

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

**Я.М.Корнієнко, А.Р.Степанюк, С.В. Гулієнко,  
С.С.Гайдай, О.О. Семінський**

# **Процеси та обладнання хімічних технологій частина 1**

## **Практиум.**

Рекомендовано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського  
як навчальний посібник для здобувачів ступеня бакалавра  
за освітньою програмою «Комп'ютерно-інтегровані технології проектування обладнання  
хімічної інженерії»  
спеціальності 133 Галузеве машинобудування

Електронне мережеве навчальне видання

Київ  
КПІ ім. Ігоря Сікорського  
2024

УДК 66.02(075.8)  
К67

Укладачі: *Корнієнко Ярослав Микитович*, д-р техн. наук, проф.  
*Степанюк Андрій Романович*, канд. техн. наук, доцент  
*Гулієнко Сергій Валерійович*, канд. техн. наук., доцент  
*Гайдай Сергій Сергійович*, канд. техн. наук., доцент  
*Семінський Олександр Олегович*, канд. техн. наук., доцент

Рецензент: *Сокольський Олександр Леонідович*, канд. техн. наук, доц.

Відповідальний редактор *Корнієнко Ярослав Микитович*, д-р техн. наук, проф.

*Гриф надано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського  
(протокол № 5 від 29.02.2024 р.)  
за поданням вченої ради Інженерно-хімічного факультету  
(протокол № 2 від 26.02.2024 р.)  
Електронне мережне навчальне видання*

**Корнієнко Я.М.**

К67

Процеси та обладнання хімічних технологій. Частина 1. [Електронний ресурс]: практикум : навч. посіб. для ступеня бакалавра за освіт. Програмою «Комп'ютерно-інтегровані технології проектування обладнання хімічної інженерії» спец. 133 Галузе машинобудування / Корнієнко Я.М. Степанюк А.Р., Гулієнко С.В., Гайдай С.С., Семінський О.О. – Електрон. текст. дані (1 файл). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2024. – 468 с.

У посібнику наведено короткі теоретичні відомості з гідравліки та теплообміну, описано методику визначення теплофізичних властивостей теплоносіїв, викладено методики вибору насосів та вентиляторів, визначення параметрів теплообмінного обладнання та методики параметричних розрахунків теплообмінників та випарних апаратів. Наведені індивідуальні завдання для розрахунків. Всі необхідні довідкові дані для виконання розрахунків наведені в тексті посібника. Навчальний посібник призначений для здобувачів ступеня бакалавр за спеціальністю 133 Галузе машинобудування, буде також корисним для бакалаврів за спеціальностями 101 Екологія, 161 Хімічні технології та інженерія та 174 Автоматизація, комп'ютерно-інтегровані технології та робототехніка.

УДК 66.02(075.8)

Реєстр. № НП 23/24-348. Обсяг 10,7 авт. арк.  
Національний технічний університет України  
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»  
проспект Берестейський, 37, м. Київ, 03056  
<https://kpi.ua>

Свідоцтво про внесення до Державного реєстру видавців, виготовлювачів  
і розповсюджувачів видавничої продукції ДК № 5354 від 25.05.2017 р.

© Корнієнко Я.М. Степанюк А.Р., Гулієнко С.В., Гайдай С.С., Семінський О.О. 2024  
© КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2024

## ЗМІСТ

ПЕРЕДМОВА .....	10
ВСТУП.....	11
РОЗДІЛ 1 ОСНОВИ ГІДРАВЛІКИ .....	13
ПЕРЕЛІК СКОРОЧЕНЬ, УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ ТА ТЕРМІНІВ.....	13
1.1 РІДИНИ ТА ЇХ ВЛАСТИВОСТІ .....	15
1.1.1 Теоретичні відомості.....	15
1.1.2 Завдання на практичне заняття .....	19
1.1.3 Приклад розв’язку .....	21
1.1.4 Контрольні запитання .....	24
1.2 ОСНОВНЕ РІВНЯННЯ ГІДРОСТАТИКИ.....	24
1.2.1 Теоретичні відомості.....	24
1.2.2 Завдання на практичне заняття .....	27
1.2.3 Приклади розв’язку завдань.....	31
1.2.4 Контрольні запитання .....	35
1.3 ВИЗНАЧЕННЯ СИЛИ ТИСКУ СУЦІЛЬНОГО СЕРЕДОВИЩА .....	36
НА СТІНКУ .....	36
1.3.1 Теоретичні відомості.....	36
1.3.2 Завдання на практичне заняття .....	37
1.3.3 Приклади розв’язку завдань.....	42
1.3.4 Контрольні запитання .....	48
1.4 ЗАСАДИ ПРИКЛАДНОЇ ГІДРАВЛІКИ .....	49
1.4.1 Теоретичні відомості.....	49
1.4.2 Завдання на практичне заняття .....	51

1.4.3 Приклади розв'язку завдань.....	56
1.4.4 Контрольні запитання.....	61
1.5 ГІДРАВЛІЧНИЙ ОПІР ПРИ РУСІ СУЦІЛЬНОГО СЕРЕДОВИЩА.....	62
1.5.1 Теоретичні відомості.....	62
1.5.2 Завдання на практичне заняття.....	66
1.5.3 Приклади розв'язку завдань.....	69
1.5.4 Контрольні запитання.....	75
1.6 РОЗРАХУНОК ДІАМЕТРА ТРУБОПРОВОДУ.....	76
1.6.1 Теоретичні відомості.....	76
1.6.2 Завдання на практичне заняття.....	84
1.6.3 Приклади розв'язку завдань.....	86
1.6.4 Контрольні запитання.....	90
1.7 ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ТЕПЛООБМІННИКІВ.....	91
1.7.1 Теоретичні відомості.....	91
1.7.2 Завдання на практичне заняття.....	94
1.7.3 Приклад розв'язку завдання.....	95
1.7.4 Контрольні запитання.....	99
1.8 ВИЗНАЧЕННЯ ГІДРАВЛІЧНОГО ОПОРУ ТАРИЛЧАСТИХ І НАСАДКОВИХ КОЛОН.....	99
1.8.1 Теоретичні відомості.....	99
1.8.2 Завдання на практичне заняття.....	111
1.8.3 Приклад розв'язку завдання.....	114
1.8.4 Контрольні запитання.....	119
1.9 РОЗРАХУНОК НАСОСІВ, ВЕНТИЛЯТОРІВ, КОМПРЕСОРІВ.....	120
1.9.1 Теоретичні відомості.....	120



1.9.2 Завдання на практичне заняття .....	139
1.9.3 Приклад розв'язку завдання.....	140
Перелік посилань.....	142
<b>РОЗДІЛ 2 БАЗОВІ ЗАСАДИ ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ.....</b>	<b>145</b>
<b>ПЕРЕЛІК ОСНОВНИХ УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ ТА СИМВОЛІВ .....</b>	<b>145</b>
2.1 Передача теплоти теплопровідністю.....	147
2.1.1 Теоретичні відомості.....	147
2.1.2 Завдання на практичне заняття .....	150
2.1.3 Приклад розв'язку завдань .....	152
2.1.4 Контрольні запитання .....	159
2.2 Тепловіддача при вільній конвекції .....	160
2.2.1 Теоретичні відомості.....	160
2.2.2 Завдання на практичне заняття .....	162
2.2.3 Приклади розв'язку завдань.....	163
2.2.4 Контрольні запитання .....	168
2.3 Тепловіддача при вимушеному русі теплоносія.....	169
2.3.1 Теоретичні відомості.....	169
2.3.2 Завдання на практичне заняття .....	176
2.3.3 Приклади розв'язку завдань.....	177
2.3.4 Контрольні запитання .....	187
2.4 Тепловіддача при зміні агрегатного стану теплоносія.....	189
2.4.1 Теоретичні відомості.....	189
2.4.2 Завдання на практичне заняття .....	198
2.4.3 Приклади розв'язку завдань.....	199

2.4.4 Контрольні запитання.....	207
2.5 Тепловіддача при випромінюванні.....	208
2.5.1 Теоретичні відомості.....	208
2.5.2 Завдання на практичне заняття.....	218
2.5.3 Приклади розв'язку завдань.....	219
2.5.4 Контрольні запитання.....	224
2.6 Теплопередача.....	225
2.6.1 Теоретичні відомості.....	225
2.6.2 Завдання на практичне заняття.....	231
2.6.3 Приклади розв'язку завдань.....	232
5.6.4 Контрольні запитання.....	240
2.7 Теплопередача при наявності оребрених поверхонь.....	241
2.7.1 Теоретичні відомості.....	241
2.7.2 Завдання на практичне заняття.....	246
2.7.3 Приклади розв'язку завдань.....	247
2.7.4 Контрольні запитання.....	254
2.8 Перелік посилань.....	254
РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ.....	257
ПЕРЕЛІК ОСНОВНИХ УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ ТА СИМВОЛІВ.....	257
3.1 Призначання та область застосування теплообмінних апаратів.....	259
3.2 Методика параметричного розрахунку теплообмінних апаратів.....	260
3.2.1 Розрахунок температурного режиму та визначення середнього температурного напору.....	262
3.2.2 Тепловий баланс та визначення теплового навантаження теплообмінника.....	265

3.2.3 Розрахунок коефіцієнтів теплопередачі та тепловіддачі .....	266
3.3 Основні конструкції та параметри нормалізованих теплообмінних апаратів .....	283
3.3.1 Кожухотрубні теплообмінні апарати .....	283
3.3.2 Теплообмінники типу «труба в трубі» .....	296
3.3.3 Пластинчаті теплообмінники .....	299
3.3.4 Спіральні теплообмінники .....	304
3.3.5 Блочні теплообмінники з графіту .....	306
3.4 Конструктивний розрахунок теплообмінників .....	308
3.4.1 Кожухотрубні теплообмінники .....	309
3.4.2 Теплообмінники типу «труба в трубі» .....	314
3.4.3 Змійовикові теплообмінники .....	315
3.4.4 Спіральні теплообмінники .....	316
3.4.5 Пластинчасті теплообмінники .....	319
3.4.6 Розрахунок діаметрів штуцерів .....	320
3.5 Гідравлічний розрахунок теплообмінників .....	322
3.6 Порівняльна характеристика теплообмінних апаратів .....	327
3.7 Завдання на практичне заняття .....	329
3.8 Приклади розрахунку теплообмінників .....	330
3.8.1 Приклад розрахунку кожухотрубного теплообмінника при постійному агрегатному стані теплоносіїв .....	330
3.8.2 Приклад розрахунку кожухотрубного теплообмінника для випадку нагрівання насиченою водяною парою .....	344
3.9 Контрольні запитання .....	357
3.10 Перелік посилань .....	359

РОЗДІЛ 4. РОЗРАХУНОК ВИПАРНИХ АПАРАТІВ .....	363
ПЕРЕЛІК ОСНОВНИХ УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ ТА СИМВОЛІВ .....	363
4.1 Призначення та область застосування випарних апаратів.....	365
4.2 Методика параметричного розрахунку випарних апаратів .....	368
4.2.1 Методика розрахунку однокорпусного випарного апарата.....	369
4.2.2 Методика розрахунку багатокорпусних випарних апаратів.....	381
4.3 Основні конструкції та параметри нормалізованих випарних апаратів та допоміжного обладнання.....	387
4.4 Конструктивний розрахунок випарних апаратів .....	401
4.5.2 Розрахунок розмірів барометричної труби.....	407
4.5.3 Розрахунок вакуум-насоса.....	407
4.6 Завдання на практичне заняття. Розрахунок однокорпусного випарного апарата .....	409
4.6.1 Приклад розрахунку однокорпусного випарного апарата.....	410
4.7 Завдання на практичне заняття. Конструктивний розрахунок.....	417
4.7.1 Приклад конструктивного розрахунку однокорпусного випарного апарата .....	417
4.8 Завдання на практичне заняття. Розрахунок допоміжного обладнання.....	419
4.8.1 Приклад розрахунку допоміжного обладнання для однокорпусного випарного апарата .....	420
4.9 Контрольні запитання .....	423
4.10 Перелік посилань.....	425
5 ПРОЦЕСИ СУШІННЯ. СУШИЛЬНЕ ОБЛАДНАННЯ.....	428
ПЕРЕЛІК ОСНОВНИХ УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ ТА СИМВОЛІВ .....	428
5.1 Фізичні основи процесу сушіння.....	430

5.2 Сушильні агенти.....	431
5.2.1 Повітря як сушильний агент .....	431
5.3 Статика сушіння .....	435
5.3.1 Основний сушильний процес.....	435
5.3.2. Основи розрахунку статички процесів сушіння .....	441
5.3.3. Варіанти основного сушильного процесу.....	451
5.4 Завдання на практичне заняття .....	453
5.4.1 Приклади розрахунку барабанної сушарки.....	454
5.5 Контрольні запитання .....	466
5.6 Перелік посилань.....	467

## ПЕРЕДМОВА

Пропонований посібник розрахований на студентів, які навчаються за освітніми програмами за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування». Дисципліна «Процеси та обладнання хімічної технології» є фаховою і динамічно розвивається з урахуванням парадигми «сталого розвитку», тому цей посібник сприятиме поглибленій практичній підготовці студентів вказаної спеціальності та набуття ними необхідних компетенцій у відповідності із Стандартом вищої освіти України по спеціальності 133 «Галузеве машинобудування».

В посібнику наведені теоретичні відомості та приклади розв'язання інженерних задач щодо розрахунку процесів та обладнання для проведення тепло-масообміну, комплексного розділення неоднорідних дисперсій та рідких електролітів, механічного подрібнення матеріалів, гомогенізацію середовищ з різними фізико-механічними властивостями та пристрої для екологічно безпечного спалювання різних видів палива.

Цей посібник може бути корисний і для викладачів різних освітніх програм, в яких необхідно проводити параметричні розрахунки технологічного обладнання для реалізації процесів перенесення кількості руху, тепла та маси, а також витрати потужності на їх реалізацію не залежно від галузі промисловості.

Укладачі будуть вдячні за всі зауваження й побажання, спрямовані на покращання посібника.

## ВСТУП

Хімічна технологія є однією з найважливіших галузей промисловості, яка забезпечує сировиною та готовими продуктами практично всі галузі економіки. Незважаючи на надзвичайно широкий асортимент продукції, більшість технологічних ліній включають обмежену кількість типового обладнання, яке може розташовуватися в різноманітному порядку. Дисципліна «Процеси та обладнання хімічних технологій» присвячений вивченню процесів тепло- та масообміну, які відбуваються в обладнанні хімічної технології. Цій дисципліні приділялось багато уваги при підготовці фахівців в рамках наукової школи кмфедри «Процеси теломасообміну в промисловому обладнанні» започаткованої професором Чорнобильським Й.І. в 1945 році. Посібник «Машини та апарати хімічних виробництв. Основи теорії і розрахунку», написаний авторським колективом кафедри, витримав три перевидання, а монографія Чорнобильського Й.І. «Випарні установки» – два. Під керівництвом професора Корнієнка Я.М. колективом кафедри у 2011 році видано підручник «Процеси та обладнання хімічної технології» у двох томах.

Тому при підготовці фахівців за спеціальністю 133 «Галузе машинобудування», за відповідними освітніми програмами важливе значення для набуття ними загальних та професійних компетенції, які сформульовані у Стандартах вищої освіти за цією спеціальністю.

Посібник складається з 5 розділів : Розділ 1. Основи гідравліки, Розділ 2. Базові засади теплопередачі, Розділ 3 Розрахунок теплообмінних апаратів, Розділ 4. Розрахунок випарних апаратів, Розділ 5. Гідромеханічні та механічні процеси, Розділ 6. Масообмінні процеси, Розділ 7. Мембранні процеси, Розділ 8. Печі в хімічній промисловості.

Посібник охоплює основні процеси та обладнання хімічної технології, в якому наводяться методика та приклади розрахунку промислового обладнання. Наведені алгоритми розрахунку дозволять студентами проводити порівняльні

розрахунки з метою вибору енергоефективного обладнання і можуть бути використані при виконанні дипломних проєктів та магістерських дисертацій.

Укладачі виражають велику подяку у підготовці посібника завідувачу лабораторіями кафедри Машин та апаратів хімічних і нафтопереробних виробництв Мартинюку Олександрю та провідному інженеру кафедри Зайцеву Сергіюю.



## РОЗДІЛ 1 ОСНОВИ ГІДРАВЛІКИ

### ПЕРЕЛІК СКОРОЧЕНЬ, УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ ТА ТЕРМІНІВ

#### Умовні позначення

$\rho$  – густина рідини або газу,  $\text{кг/м}^3$ .

$\mu$  – динамічний коефіцієнт в'язкості,  $\text{Па}\cdot\text{с}$ .

$\nu$  – кінематичний коефіцієнт в'язкості,  $\text{м}^2/\text{с}$ .

$c$  – теплоємність,  $\text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ .

$\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності,  $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ .

$M$  – мольна маса рідини.

$P, F$  – сила,  $\text{Н}$ .

$S$  – площа поверхні,  $\text{м}^2$ .

$w$  – швидкість,  $\text{м}/\text{с}$ .

$w_{\text{кр}}$  – критична швидкість,  $\text{м}/\text{с}$ .

$n$  – колова швидкість обертання,  $1/\text{с}$ .

$g$  – прискорення вільного падіння прийняти рівним,  $\text{м}/\text{с}^2$ .

$x, y, z, l$  – відстані по відповідних осях,  $\text{м}$ .

$r$  – радіус,  $\text{м}$ .

$r_i$  – гідравлічний радіус,  $\text{м}$ .

$P$  – змочений периметр каналу,  $\text{м}$ .

$V$  – об'єм,  $\text{м}^3$ .

$\alpha$  – кутовий розмір,  $^\circ$ .

$V$  – об'ємна продуктивність,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$G$  – масова продуктивність,  $\text{кг}/\text{с}$ ;  $P$  – писк,  $\text{Па}$ .

$\Delta p$  – втрати тиску,  $\text{Па}$ .

$\sigma$  – поверхневий натяг рідини,  $\text{Н}/\text{м}$ .

$n$  – число ходів по трубам, шт.

$m$  – число рядів труб, шт.

$f$  – питома поверхня насадки

$n$  – частота обертання валу,  $\text{с}^{-1}$ .

$\xi$  – коефіцієнт місцевого опору.

$N$  – потужність, Вт.

$\lambda$  – коефіцієнт тертя.

$\beta$  – коефіцієнт запасу потужності.

$e$  – відносна шорсткість труби.

$\Delta$  – абсолютна шорсткість труби (середня висота виступів на поверхні труби).

$[p]$  – допустиме розрідження, Па/

$[h]$  – допустима висота всмоктування, м.

$\sum$  – сума.

### **Критерії.**

$Re$  – число (критерій) Рейнольдса

$Ar$  – критерій Архімеда.

## 1.1 РІДИНИ ТА ЇХ ВЛАСТИВОСТІ

### 1.1.1 Теоретичні відомості

Матеріал викладено за авторами [1– 8].

В хімічній технології відбувається переробка речовин із сировини та напівфабрикатів в готову продукцію. Речовини можуть знаходитися в різних агрегатних станах, при чому частіше використовуються речовини в рідкому та газоподібному стані. Тому властивості рідин та газів мають виключне значення при проектуванні обладнання. Варто також відзначити, що з точки зору гідравліки (науки про закономірності течії рідин та газів, яка також розглядає практичне застосування цих законів) як рідкі так і газоподібні речовини мають близькі закономірності поведінки, тому обидва ці агрегатні стани називають рідиною. Основна відмінність полягає в тому, що газ стискується, тоді як власне рідина (крапельна рідина) – нестислива [1– 8].

В усіх випадках, коли це можливо слід використовувати дослідні дані про властивості рідин, котрі наводяться в різноманітних довідниках. Зазвичай в довідковій літературі дані наводять для відносно широких інтервалів фізичних умов, температур, тисків, концентрацій тощо. Проміжні значення знаходять інтерполяцією.

Для практичних цілей доцільно користуватися формулою лінійної інтерполяції:

$$y^* = y_1 + \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} (x^* - x_1). \quad (1.1)$$

За відсутності дослідних даних властивості речовин слід визначати розрахунковим шляхом. При повній відсутності даних або неможливості провести розрахунок теоретично необхідно користуватися подібністю фізико-хімічних та інших властивостей.

В довідковій літературі фізико-хімічні властивості наводяться в різній системі одиниць вимірювання. Отримані з довідників чи обраховані різносистемні одиниці необхідно привести до одиниць СІ.

Властивості речовин вибирають із довідників або розраховуються за заданою чи середньою температурою. При використанні величин в критеріальних рівняннях необхідно користуватися визначальною температурою.

**Густина.** Густина рідини або газу визначається [1, 8]:

$$\rho = \frac{m}{V}. \quad (1.2)$$

Розмірність густини в системі СІ – кг/м<sup>3</sup>.

Густина рідини залежно від температури може бути визначена [1, 8]:

$$\rho = \rho_{20} + \beta_t (t_{cp} - 20^\circ\text{C}), \quad (1.3)$$

або

$$\rho = \rho_{20} + \beta_t / (1 + \Delta t), \quad (1.4)$$

де  $\rho_{20}$  – густина рідини при температурі 20°C;  $\beta_t$  – температурна поправка на 1°C;  $t_{cp}$  – температура середовища.

Густина суміші рідин та газів [1, 8]:

$$\rho_{cm} = y_1 \rho_1 + y_2 \rho_2 + \dots + y_n \rho_n, \quad (1.5)$$

де  $y_1, y_2, \dots, y_n$  – об'ємні частки компонентів;  $\rho_1, \rho_2, \dots, \rho_n$  – густини компонентів сумішей.

Густини рідин, при змішуванні яких не відбувається суттєвих фізико-хімічних змін можна розрахувати, приймаючи, що об'єм дорівнює сумі об'ємів компонентів [1, 8]:

$$\frac{1}{\rho_{cm}} = \frac{x_1}{\rho_1} + \frac{x_2}{\rho_2} + \dots + \frac{x_n}{\rho_n}, \quad (1.6)$$

де  $x_1, x_2, \dots, x_n$  – масові частки компонентів;  $\rho_1, \rho_2, \dots, \rho_n$  – густини компонентів сумішей.

Густина суспензії [1, 8]:

$$\frac{1}{\rho_c} = \frac{x}{\rho_{тв}} + \frac{1-x}{\rho_p}, \quad (1.7)$$

де  $x$  – масова частка твердої фази в суспензії;  $\rho_{\text{ТВ}}$ ,  $\rho_{\text{р}}$  – густини твердої і рідкої фази.

**В'язкість.** В'язкість індивідуальних речовин визначається за допомогою спеціальних приладів – віскозиметрів. Розрізняються динамічний ( $\mu$ ) і кінематичний ( $\nu$ ) коефіцієнт в'язкості, зв'язок між якими такий:

$$\mu = \rho \nu. \quad (1.8)$$

В системі СІ динамічна в'язкість вимірюється в Па·с, а кінематична – в м<sup>2</sup>/с. Характерною особливістю в'язкості є те, що вона не відповідає правилу адитивності, що ускладнює роботу з сумішами.

Динамічний коефіцієнт газової суміші може бути визначений:

$$\frac{M_{\text{см}}}{\mu_{\text{см}}} = \frac{y_1 M_1}{\mu_1} + \frac{y_2 M_2}{\mu_2} + \dots + \frac{y_n M_n}{\mu_n}, \quad (1.9)$$

де  $M_{\text{см}}$ ,  $M_1$ ,  $M_2$ , ...,  $M_n$  – мольні маси газової суміші і окремих компонентів;  $\mu_{\text{см}}$ ,  $\mu_1$ ,  $\mu_2$ , ...,  $\mu_n$  – динамічні коефіцієнти в'язкості газової суміші і компонентів суміші;  $y_1$ ,  $y_2$ , ...,  $y_n$  – об'ємні частки компонентів в суміші.

В'язкість суміші рідин, що не асоціюються (молекули не об'єднуються в групи):

$$\lg \mu_{\text{см}} = x_1 \lg \mu_1 + x_2 \lg \mu_2 + \dots + x_n \lg \mu_n, \quad (1.10)$$

де  $\mu_{\text{см}}$ ,  $\mu_1$ ,  $\mu_2$ , ...,  $\mu_n$  – динамічні коефіцієнти в'язкості суміші і компонентів;  $x_1$ ,  $x_2$ , ...,  $x_n$  – мольні частки компонентів.

Динамічний коефіцієнт в'язкості розбавлених суспензій визначається за такими формулами:

1) при об'ємній концентрації твердої фази, менш ніж 10%:

$$\mu_c = \mu_p (1 + 2,5\varphi); \quad (1.11)$$

2) при об'ємній концентрації твердої фази понад 10%:

$$\mu_c = \mu_p (1 + 4,5\varphi); \quad (1.12)$$

3) при об'ємній концентрації твердої фази до 30% можна користуватися залежністю:

$$\mu_c = \mu_p \frac{0,59}{(0,77 - \varphi)^2}. \quad (1.13)$$

Тут  $\mu_p$  – динамічний коефіцієнт в'язкості чистої рідини (дисперсійного середовища);  $\varphi$  – об'ємна частка твердої (дисперсної фази).

**Теплоємність.** Теплоємність індивідуальних речовин визначається експериментально калориметричними методами. Одиниця вимірювання питомої теплоємності в системі СІ – Дж/(кг·К).

Теплоємність є адитивною і для сумішей можна скористатися формулою:

$$c = c_1x_1 + c_2x_2 + \dots + c_nx_n, \quad (1.14)$$

де  $c_1, c_2, \dots, c_n$  – питомі теплоємності компонентів;  $x_1, x_2, \dots, x_n$  – масові частки компонентів.

**Теплопровідність.** Коефіцієнт теплопровідності індивідуальних речовин вимірюється експериментально (наприклад методом гарячого дроту), а в окремих випадках може бути розрахована за відомими іншими властивостями. Одиниця вимірювання теплоємності в системі СІ – Вт/(м·К).

Коефіцієнт теплопровідності рідини при температурі 30°C може бути визначена:

$$\lambda_{30} = A\rho c \sqrt{\rho/M}, \quad (1.15)$$

де  $c$  – питома теплоємність рідини;  $\rho$  – густина рідини;  $M$  – мольна маса рідини;  $A$  – коефіцієнт, що залежить від ступеня асоціації рідини.

Коефіцієнт теплопровідності рідини при температурі  $t$ :

$$\lambda_t = \lambda_{30} [1 - \varepsilon(t - 30)], \quad (1.16)$$

де  $\varepsilon$  – температурний коефіцієнт.

Для сумішей рідин, що змішуються одна з одною, коефіцієнт теплопровідності визначається за формулою:

$$\lambda_{cm} = \lambda_1x_1 + \lambda_2x_2 + \dots + \lambda_nx_n, \quad (1.18)$$

де  $\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_n$  – питомі теплоємності компонентів;  $x_1, x_2, \dots, x_n$  – мольні частки компонентів частки компонентів.

Для бінарних сумішей неполярних рідин коефіцієнт теплопровідності визначається за рівнянням:

$$\lambda_{\text{см}} = \lambda_1 x_1 + \lambda_2 x_2 - 0,72 x_1 x_2 (\lambda_2 - \lambda_1), \quad (1.17)$$

Коефіцієнт теплопровідності суспензій [2, 8]:

$$\lambda_{\text{суп}} = \lambda_c \frac{2\lambda_c + \lambda_T - 2\varphi(\lambda_c - \lambda_T)}{2\lambda_c + \lambda_T + \varphi(\lambda_c - \lambda_T)}, \quad (1.18)$$

де  $\lambda_c, \lambda_T$  – коефіцієнти теплопровідності суцільної і дисперсної фази;  $\varphi$  – об’ємна частка дисперсної фази.

Теплопровідність газових сумішей можна розрахувати за правилом адитивності:

$$\lambda_{\text{см}} = \lambda_1 y_1 + \lambda_2 y_2 + \dots + \lambda_n y_n, \quad (1.19)$$

де  $y_1, y_2, \dots, y_n$  – об’ємні частки компонентів.

Правилом адитивності можна користуватися тоді, коли значення  $\lambda$  компонентів незначно відрізняються один від одного.

### 1.1.2 Завдання на практичне заняття

На даному практичному занятті виконується одне завдання, метою якого є освоєння методів інтерполяції та знаходження теплофізичних властивостей сумішей.

#### **Завдання 1.**

Для суміші вода-етанова кислота зданого складу визначити густину, теплопровідність, коефіцієнт динамічної в’язкості та коефіцієнт теплопровідності

#### **Вихідні дані:**

Температура суміші  $t = 19 + 1 \cdot N_{\text{вар}}, \text{ } ^\circ\text{C}$

Концентрація кислоти в суміші  $x = 0,05 + 0,01 \cdot N_{\text{вар}}, \text{ мас. частка}$

Молярна маса води

$M_B=18$  кг/кмоль

Молярна маса етанової кислоти

$M_K=60$  кг/кмоль

Теплофізичні властивості води наведені в таблиці 1.1 [2], теплофізичні властивості етанової кислоти – в таблиці 1.2 [2]<sup>1</sup>.

**Таблиця 1.1– Теплофізичні властивості води [2, 8]**

Температура, $t, ^\circ\text{C}$	Густина, $\rho, \text{кг/м}^3$	Теплоємність, $c, \text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$	Коефіцієнт теплопро- відності, $\lambda \cdot 10^2$ $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{K})$	Коефіцієнт динамічної в'язкості, $\mu \cdot 10^6, \text{Па}\cdot\text{с}$	Коефіцієнт кінематичної в'язкості, $\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	Значення критерія Прандтля, $\text{Pr}$
0	1000	4,23	55,1	1790	1,789	13,67
10	1000	4,19	57,5	1310	1,306	9,52
20	998	4,19	59,9	1000	1,006	7,02
30	996	4,18	61,8	804	0,805	5,42
40	992	4,18	63,4	657	0,659	4,31
50	988	4,18	64,8	549	0,556	3,54
60	983	4,18	65,9	470	0,478	2,98
70	978	4,19	66,8	406	0,415	2,55
80	972	4,19	67,5	355		
90	965	4,19	68,0	315		
100	958	4,23	68,3	282		

<sup>1</sup> При роботі з таблицями необхідно враховувати, що шапках таблиць біля позначень фізичних величин можуть стояти десяткові множники наприклад  $\lambda \cdot 10^2$ . Такий запис означає, що в таблицю внесено значення величини помноженого на цей множник. Наприклад, при  $80^\circ\text{C}$  в таблиці в стовпчику з коефіцієнтом теплопровідності стоїть число 67,5. Це значить, що при температурі  $80^\circ\text{C}$   $\lambda \cdot 10^2 = 67,5$   $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{K})$ . Тобто  $\lambda = 67,5 \cdot 10^{-2}$   $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{K}) = 0,675$   $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{K})$ . Іншими словами, значення в таблиці необхідно домножувати на десятковий множник з протилежним знаком показника степені. При використанні неправильних показників степені можуть виникати серйозні помилки.



Таблиця 1.2 – Теплофізичні властивості етанової кислоти [2, 8]

Температура, $t, ^\circ\text{C}$	Густина, $\rho$ , $\text{кг/м}^3$	Теплоємність, $c, \text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$	Коефіцієнт теплопро- відності, $\lambda$ $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$	Коефіцієнт динамічної в'язкості, $\mu\cdot 10^6, \text{Па}\cdot\text{с}$
0	1072	1,886	0,176	1440
20	1048	1,994	0,173	1220
40	1027	2,103	0,168	900
60	1004	2,208	0,164	700
80	981	2,317	0,160	560
100	958	2,426	0,155	460

### 1.1.3 Приклад розв'язку

#### *Вихідні дані:*

Температура суміші, $^\circ\text{C}$ , $t$	19
Концентрація кислоти в суміші, мас. частка, $c$	0,05
Молярна маса води, $\text{кг/кмоль}$ , $M_{\text{в}}$	18
Молярна маса етанової кислоти, $\text{кг/кмоль}$ , $M_{\text{к}}$	60

#### *Порядок розрахунку:*

Теплофізичні властивості води (таблиця 1.1) в найближчих вузлових точках.

При  $10^\circ\text{C}$ :

- Густина –  $1000 \text{ кг/м}^3$ ;
- Теплоємність –  $4,19 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ ;
- Коефіцієнт теплопровідності –  $57,5\cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$
- Коефіцієнт динамічної в'язкості –  $1310\cdot 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с}$

При  $20^\circ\text{C}$ :

- Густина –  $998 \text{ кг/м}^3$ ;
- Теплоємність –  $4,19 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ ;

- Коефіцієнт теплопровідності –  $59,9 \cdot 10^{-2}$  Вт/(м·К)
- Коефіцієнт динамічної в'язкості –  $1000 \cdot 10^{-6}$  Па·с

Теплофізичні властивості води при робочій температурі:

- густина:

$$\rho_B = 1000 + \frac{998 - 1000}{20 - 10} \cdot (19 - 10) = 998,2 \text{ кг/м}^3;$$

- теплоємність – оскільки в вузлових точках величина однакова, то  $c_B = 4,19$  кДж/(кг·К);
- коефіцієнт теплопровідності

$$\lambda_B = \left( 57,5 + \frac{59,5 - 57,5}{20 - 10} \cdot (19 - 10) \right) \cdot 10^{-2} = 0,597 \text{ Вт/(м·К)};$$

- коефіцієнт динамічної в'язкості:

$$\mu_B = \left( 1310 + \frac{1000 - 1310}{20 - 10} \cdot (19 - 10) \right) \cdot 10^{-6} = 1,031 \cdot 10^{-3} \text{ Па·с.}$$

Теплофізичні властивості етанової кислоти в найближчих вузлових точках.

При 0°C:

- Густина –  $1072$  кг/м<sup>3</sup>;
- Теплоємність –  $1,886$  кДж/(кг·К);
- Коефіцієнт теплопровідності –  $0,176$  Вт/(м·К)
- Коефіцієнт динамічної в'язкості –  $1440 \cdot 10^{-6}$  Па·с.

При 20°C:

- Густина –  $1048$  кг/м<sup>3</sup>;
- Теплоємність –  $1,994$  кДж/(кг·К);
- Коефіцієнт теплопровідності –  $0,173$  Вт/(м·К)
- Коефіцієнт динамічної в'язкості –  $1220 \cdot 10^{-6}$  Па·с

Теплофізичні властивості етанової кислоти при робочій температурі:

- густина:

$$\rho_K = 1072 + \frac{1048 - 1072}{20 - 0} \cdot (19 - 0) = 1049 \text{ кг/м}^3;$$

- теплоємність:

$$c_k = 1,886 + \frac{1,994 - 1,886}{20 - 0} \cdot (19 - 0) = 1,989 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К});$$

- коефіцієнт теплопровідності:

$$\lambda_k = 0,176 + \frac{0,173 - 0,176}{20 - 0} \cdot (19 - 0) = 0,173 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}).$$

- коефіцієнт динамічної в'язкості:

$$\mu_k = \left( 1440 + \frac{1220 - 1440}{20 - 0} \cdot (19 - 0) \right) \cdot 10^{-6} = 1,231 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}.$$

Вираження концентрації етанової кислоти в суміші в мольних частках:

$$x_m = \frac{\frac{x}{M_k}}{\frac{x}{M_k} + \frac{1-x}{M_b}} = \frac{\frac{0,05}{60}}{\frac{0,05}{60} + \frac{1-0,05}{18}} = 0,016.$$

Густина суміші:

$$\rho_c = \frac{1}{\frac{x}{\rho_k} + \frac{1-x}{\rho_b}} = \frac{1}{\frac{0,05}{1049} + \frac{1-0,05}{998,2}} = 1001 \text{ кг}/\text{м}^3.$$

Коефіцієнт динамічної в'язкості суміші:

$$\begin{aligned} \lg(\mu_c) &= x_m \lg(\mu_k) - (1 - x_m) \lg(\mu_b) = \\ &= 0,016 \cdot \lg(1,231 \cdot 10^{-3}) - (1 - 0,016) \cdot \lg(1,031 \cdot 10^{-3}) = -2,986 \end{aligned}$$

$$\mu_c = 10^{\lg(\mu_c)} = 10^{-2,986} = 1,034 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}.$$

Теплоємність суміші:

$$c_c = x \cdot c_k + (1 - x) \cdot c_b = 0,05 \cdot 4190 + (1 - 0,05) \cdot 1989 = 4080 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К}).$$

Коефіцієнт теплопровідності суміші:

$$\lambda_c = x_m \cdot \lambda_k + (1 - x_m) \cdot \lambda_b = 0,016 \cdot 0,173 + (1 - 0,016) \cdot 0,597 = 0,59 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}).$$

Отже, при заданій температурі теплофізичні властивості суміші за заданої температури дорівнюють: густина –  $\rho_c = 1001 \text{ кг}/\text{м}^3$ ; коефіцієнт динамічної в'язкості  $\mu_c = 1,034 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$ ; теплоємність –  $c_c = 4080 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ ; коефіцієнт теплопровідності –  $\lambda_c = 0,59 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ .

### 1.1.4 Контрольні запитання

1. Дайте визначення та проаналізуйте що вивчається у розділі гідростатика.
2. Дайте визначення та проаналізуйте що вивчається у розділі гідродинаміка.
3. Проаналізуйте поняття інтерполяція та обґрунтуйте необхідність використання формули лінійної інтерполяції.
4. Дайте визначення та проаналізуйте поняття одиниці системи СІ.
5. Дайте означення основним одиницям системи СІ.
6. Дайте визначення та проаналізуйте поняття визначальна температура.
7. Дайте визначення та проаналізуйте що поняття густина та її залежність від температури.
8. Проаналізуйте знаходження густини суміші рідин та газів.
9. Дайте визначення та проаналізуйте що поняття коефіцієнт в'язкості та його залежність від температури.
10. Дайте визначення динамічного і кінематичного коефіцієнта в'язкості.
11. Обґрунтуйте визначення в'язкості суміші рідин, що не асоціюються (молекули не об'єднуються в групи).
12. Обґрунтуйте визначення динамічного коефіцієнт в'язкості розбавлених суспензій
13. Дайте визначення та проаналізуйте що поняття теплоємність та її залежність від температури.
14. Дайте визначення та проаналізуйте що поняття теплопровідність та її залежність від температури.

## 1.2 ОСНОВНЕ РІВНЯННЯ ГІДРОСТАТИКИ

### 1.2.1 Теоретичні відомості

Матеріал викладено за авторами [1-8]. Сили, що діють на масу рідини, поділяються на масові (або об'ємні) і поверхневі. Масові сили діють на кожную частинку даного об'єму рідини і пропорційні масі. До їх числа належать сили тяжіння, інерції та відцентрова. Поверхневі сили (тиску, тертя) діють на поверхнях, що відділяють даний об'єм рідини від навколишнього середовища; вони пропорційні розміру поверхні. Оскільки ідеальна рідина опирається розтягу і зсуву, то під дією сил тиску в рідині виникає напруження стискання, котре прийнято називати гідромеханічним тиском. Напруження, обумовлене дією рівномірно розподіленої поверхневої сили  $P$  на поверхню  $F$  називається гідростатичним тиском  $p$  [1-8].

Основне рівняння гідростатики – це один із випадків закону збереження енергії, який можна сформулювати так: сума енергії положення і енергії тиску є величина постійна (рисунок 1.1). Сума питомих енергій положення і тиску є величина постійна або питома потенціальна енергія для всіх точок рідини, що знаходиться в стані спокою, є величина постійна [1–8].

Це можна представити за допомогою рівняння [1–6. 8]:

$$p_1 + \rho g z_1 = p_2 + \rho g z_2. \quad (1.20)$$

Також це можна представити у вигляді [1, 7, 8]:

$$p_2 = p_1 + \rho g(z_1 - z_2) = p_1 + \rho g h. \quad (1.21)$$

Необхідно відзначити, що гідростатичний тиск наявний для всіх рідин та газів, включаючи земну атмосферу. Тому розрізнять атмосферний, абсолютний і надлишковий тиск, а також тиск розрідження (рисунок 1.2).

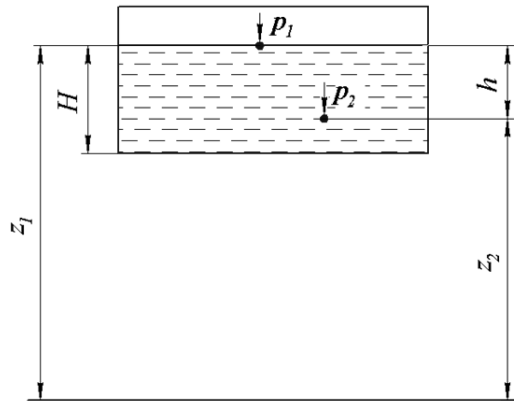


Рисунок 1.1 – Схема до пояснення основного рівняння гідростатики

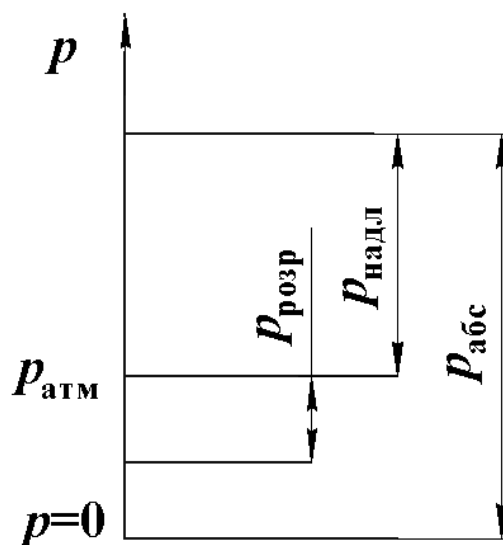


Рисунок 1.2 – Схема до пояснення визначення тиску

Атмосферний тиск вимірюється за допомогою барометрів, тому іноді ще називається барометричним. Тиск, виміряний відносно посудини, з якої повністю викачали повітря, називається абсолютним ( $p_{\text{абс}}$ ). Однак такий метод вимірювання незручний і затратний, тому на практиці тиск найчастіше вимірюють відносно атмосферного. Тиск, більший за атмосферний називається надлишковим ( $p_{\text{надл}}$ ). Його вимірюють за допомогою манометрів. В такому разі [2–6, 8]:

$$p_{\text{абс}} = p_{\text{надл}} + p_{\text{атм}}. \quad (1.23)$$

Тиск менший за атмосферний називається тиском розрідження ( $p_{\text{розр}}$ ). Його вимірюють за допомогою вакуумметрів. Тоді [2–6, 8]:

$$P_{\text{абс}} = P_{\text{атм}} - P_{\text{розр}} \quad (1.24)$$

В системі СІ тиск вимірюється в Паскалях (Па), однак поряд з ними широко використовуються одиниці з інших систем, зв'язок між якими такий [2–6, 8]:

$$\begin{aligned} 1 \text{ технічна атмосфера} &= 98100 \text{ Па} = 735 \text{ мм. рт. ст} = 10 \text{ м вод. стовпа} = \\ &= 14,2 \text{ psi} \end{aligned}$$

Також використовуються такі одиниці як бар (1 бар = 0,1 МПа) та фізична атмосфера (1 фізична атмосфера = 760 мм. рт. ст.)

Основне рівняння гідростатики використовується для проведення значної кількості практичних розрахунків.

### 1.2.2 Завдання на практичне заняття

На даному практичному занятті до розв'язку пропонується два або три завдання (за вибором викладача) з наведеного нижче переліку. Метою всіх завдань є набуття досвіду розрахунків з використанням основного рівняння гідростатики.

#### **Завдання 1.**

Визначити висоту вільної поверхні (рівень) бензину в резервуарі  $H$ , за показом манометра  $p_m$ , розташованим на висоті  $h$ , якщо відома густина бензину (рисунок 1.3).

#### **Вихідні дані:**

Показ манометра:  $p_m = 20 + 2 \cdot N_{\text{вар}}$ , кПа;

Висота розташування манометра  $h = 0,5 + 0,1 \cdot N_{\text{вар}}$ , м;

Густина бензину  $\rho = 850 \text{ кг/м}^3$ ;

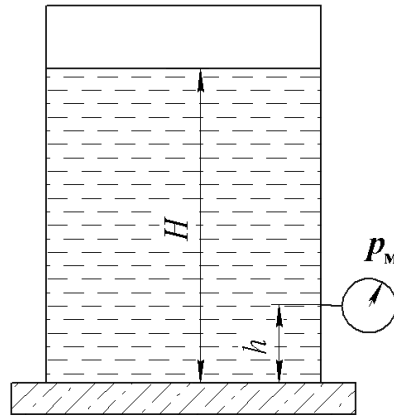


Рисунок 1.3 – Схема до завдання 1

Прискорення сили тяжіння прийняти рівним  $9,81 \text{ м/с}^2$ .

### Завдання 2

Вакуумметр на барометричному конденсаторі показує вакуум  $P_v$ . Барометричний тиск –  $P_6$  (рисунок 1.4). Визначити абсолютний тиск в конденсаторі в Па,  $\text{кг/см}^2$  та  $\text{psi}$ , а також на яку висоту  $H$  підніметься рідина в барометричній трубці.

**Вихідні дані:**

**Вихідні дані:**

Показ вакуумметра  $p_v = 50 + 0,8 \cdot N_{\text{вар}} \text{ см.рт.ст.}$

Барометричний тиск  $p_6 = 732 + 0,5 \cdot N_{\text{вар}} \text{ мм.рт.ст.}$

Густина води  $\rho = 998 \text{ кг/м}^3$ ;

Прискорення вільного падіння прийняти рівним  $9,81 \text{ м/с}^2$ .



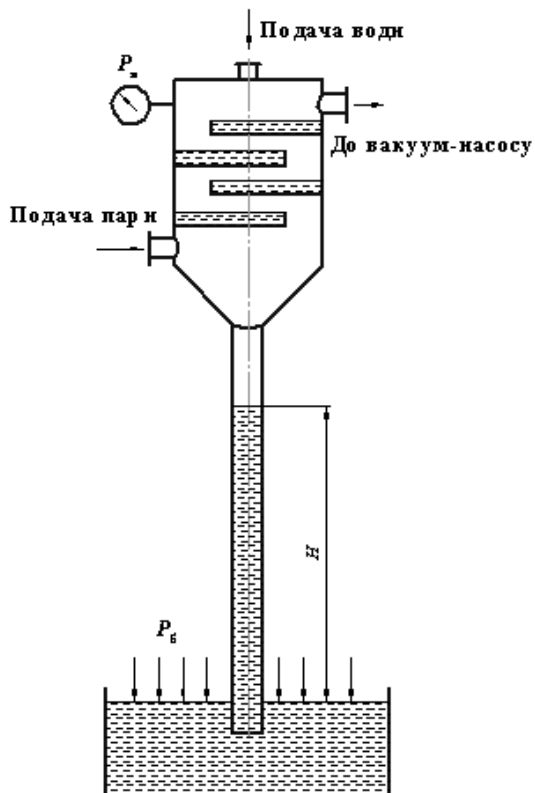


Рисунок 1.4 – До завдання 2

**Завдання 3.**

Яку силу треба прикласти до поршня 2, щоб зрівноважити дію сили  $P_1$ , що діє на поршень 1 діаметром  $d$  (рисунок 1.5), якщо відомо  $P_1$ ,  $D$ ,  $d$ ,  $h$ ,  $\rho$ .

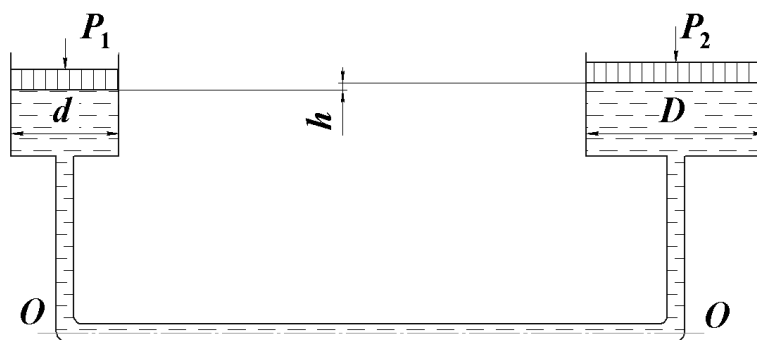


Рисунок 1.5 – До завдання 3

**Вихідні дані:**Сила  $P_1$ 

$$P_1 = 120 + 2 \cdot N_{\text{вар}} \text{ Н}$$

Діаметр поршня  $D$ 

$$D = 300 \text{ мм}$$

Діаметр поршня $d$	$d=50$ мм
Різниця рівнів	$h=180+5 \cdot N_{вар}$ мм
Густина рідини	$\rho=800+5 \cdot N_{вар}$ кг/м <sup>3</sup> ;
Прискорення вільного падіння прийняти рівним 9,81 м/с <sup>2</sup> .	

#### Завдання 4

З метою уникнення розриву суцільності потоку під поршнем в циліндрі (рисунок 1.6) під час всмоктування рідини необхідно визначити максимальну висоту всмоктування, якщо відомий тиск насиченої пари.

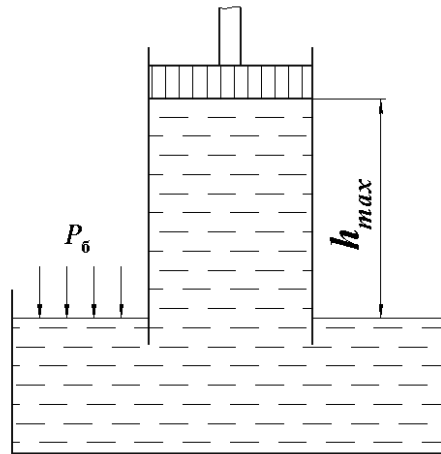


Рисунок 1.6 – До завдання 4

#### Вихідні дані:

Тиск пари насиченої рідини	$p_{нас}=10+2 \cdot N_{вар}$ Па
Густина рідини	$\rho=800+10 \cdot N_{вар}$ кг/м <sup>3</sup> ;
Барометричний тиск	$p_6=730+10 \cdot N_{вар}$ мм.рт.ст.
Прискорення вільного падіння прийняти рівним 9,81 м/с <sup>2</sup> .	

#### Завдання 5

Ґрунтові води, що формують систему з нафтовим пластом, виходять на поверхню (рисунок 1.7). Визначити густину глинистого розчину, що застосовується при бурінні, щоб не було фонтанування при розкритті пласту.

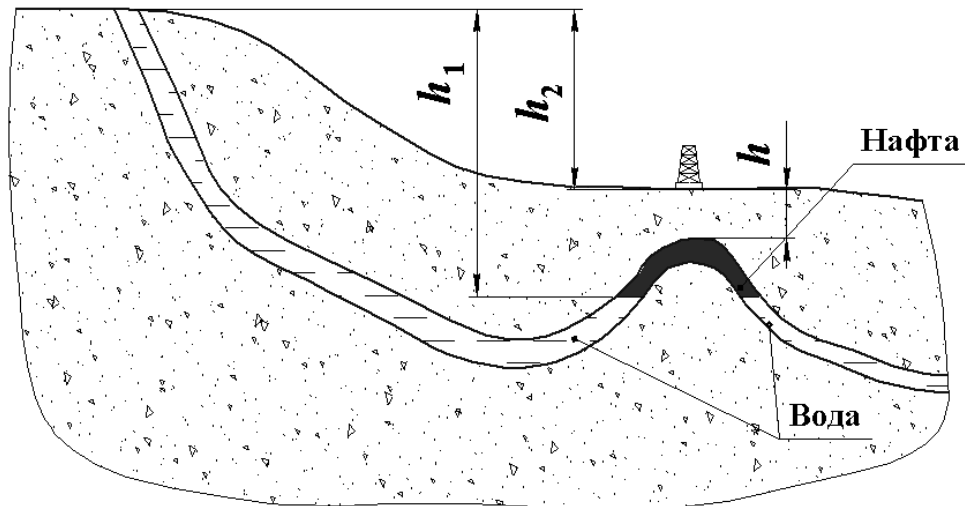


Рисунок 1.7 – До завдання 5

**Вихідні дані:**

Глибина свердловини

$$h=2000+10 \cdot N_{вар} \text{ м}$$

Відстань між рівнем виходу підземних вод і  
границею нафта-вода

$$h_1=3000+20 \cdot N_{вар} \text{ м}$$

Відстань між рівнем виходу ґрунтових вод і  
устям свердловини

$$h_2=400+10 \cdot N_{вар} \text{ м}$$

Густина підземних вод

$$\rho_B=1100 \text{ кг/м}^3$$

Густина нафти

$$\rho_H=850 \text{ кг/м}^3$$

**1.2.3 Приклади розв'язку завдань****Приклад розв'язку завдання 1.****Вихідні дані:**

Показ манометра,

$$p_M=20, \text{ кПа};$$

Висота розташування манометра

$$h=0,5, \text{ м};$$

Густина бензину

$$\rho=850 \text{ кг/м}^3;$$

**Порядок розрахунку:**

Тиск на дно резервуару описується співвідношенням:

$$p_m + \rho \cdot g \cdot h = \rho \cdot g \cdot H .$$

Звідси отримуємо:

$$H = \frac{p_m + \rho \cdot g \cdot h}{\rho \cdot g} = \frac{2 \cdot 10^4 + 850 \cdot 9,81 \cdot 0,5}{850 \cdot 9,81} = 2,899 \text{ м.}$$

Отже, рівень бензину в резервуарі становить 2,899 м.

### **Приклад розв'язку завдання 2.**

#### **Вихідні дані:**

Показ вакуумметра, см.рт.ст, $p_b$	50
Барометричний тиск, мм.рт.ст, $p_6$	732
Густина води, кг/м <sup>3</sup> , $\rho$	998
Прискорення вільного падіння прийняти рівним 9,81 м/с <sup>2</sup> .	

#### **Порядок розрахунку:**

Спершу необхідно звести покази приладів до однієї розмірності. Оскільки міліметри ртутного стовпа є більш традиційною розмірністю, то показ вакуумметра буде 500 мм. рт. ст. Тоді абсолютний тиск в барометричному конденсаторі становитиме:

$$p_a = p_6 - p_b = 732 - 500 = 232 \text{ мм. рт. ст.}$$

В Паскалях ця величина становитиме:

$$p_a^{\text{Па}} = \frac{98100 \cdot p_a}{735} = 3,096 \cdot 10^4 \text{ Па,}$$

в фунтах на квадратний дюйм (psi):

$$p_a^{\text{psi}} = \frac{14,2 \cdot p_a}{735} = 4,482 \text{ psi}$$

Висота підйому води (з урахуванням того, що атмосферний тиск виражений в мм. рт. ст.):

$$H = \frac{133,3 \cdot p_6 - p_a^{\text{Па}}}{\rho \cdot g} = \frac{133,3 \cdot 732 - 3,096 \cdot 10^4}{998 \cdot 9,81} = 6,804 \text{ м.}$$

Таке значення відповідає реальним умовам роботи барометричних конденсаторів.

**Приклад розв'язку завдання 3.****Вихідні дані:**

Прикладена сила, Н, $P_1$	120
Діаметр більшого поршня, мм, $D$	300
Діаметр меншого поршня, мм, $d$	50
Різниця рівнів, мм, $h$	180
Густина рідини, кг/м <sup>3</sup> , $\rho$	800
Прискорення вільного падіння прийняти рівним 9,81 м/с <sup>2</sup> .	

**Порядок розрахунку:**

Запишемо рівняння рівноваги для площини порівняння (рисунок 2.5):

$$\frac{P_1}{S_1} = \frac{P_2}{S_2} + \rho \cdot g \cdot h,$$

де  $S_1, S_2$  – площі торців поршнів:

$$S_1 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,05^2}{4} = 1,963 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2,$$

$$S_2 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,3^2}{4} = 0,071 \text{ м}^2.$$

Тоді з записаного рівняння рівноваги отримуємо:

$$P_2 = S_2 \cdot \left( \frac{P_1}{S_1} + \rho \cdot g \cdot h \right) = 0,071 \cdot \left( \frac{120}{1,963 \cdot 10^{-3}} + 800 \cdot 9,81 \cdot 0,18 \right) = 4,42 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

Отже зрівноважуюча сила буде дорівнювати  $4,42 \cdot 10^3$  Н.

**Приклад розв'язку завдання 4.****Вихідні дані:**

Тиск пари насиченої рідини, Па $p_{\text{нас}}$ ,	10
Густина рідини кг/м <sup>3</sup> , $\rho$	800
Барометричний тиск мм.рт.ст., $p_6$	730
Прискорення вільного падіння прийняти рівним 9,81 м/с <sup>2</sup> .	

**Порядок розрахунку:**

Для проведення розрахунків необхідно перевести тиск в Паскалі:

$$p_{\text{с}} = \frac{98100 \cdot p_{\text{с}}}{735} = 97430$$

Допустиме розрідження:

$$[p] = p_{\text{с}} - p_{\text{нас}} = 97430 - 10 = 97420$$

Допустима висота всмоктування:

$$[h] = \frac{[p]}{\rho \cdot g} = \frac{97420}{800 \cdot 9,81} = 12,41 \text{ м.}$$

Отже висота всмоктування не повинна перевищувати 12,41 м.

### ***Приклад розв'язку завдання 5.***

#### ***Вихідні дані:***

Глибина свердловини м, $h$	2000
Відстань між рівнем виходу підземних вод і границею нафта-вода м, $h_1$	3000
Відстань між рівнем виходу ґрунтових вод і устям свердловини м, $h_2$	400
Густина підземних вод кг/м <sup>3</sup> , $\rho_{\text{в}}$	1100
Густина нафти кг/м <sup>3</sup> , $\rho_{\text{н}}$	850

#### ***Порядок розрахунку:***

Складемо рівняння рівноваги системи ґрунтові води–нафта:

$$\rho_{\text{в}} \cdot g \cdot h_1 = \rho_{\text{мін}} \cdot g \cdot h + \rho_{\text{н}} \cdot g \cdot (h_1 - h_1 - h)$$

Звідки:

$$\begin{aligned} \rho_{\text{мін}} &= \frac{\rho_{\text{в}} \cdot g \cdot h_1 - \rho_{\text{н}} \cdot g \cdot (h_1 - h_1 - h)}{g \cdot h} = \\ &= \frac{1100 \cdot 9,81 \cdot 3000 - 850 \cdot 9,81 \cdot (3000 - 400 - 2000)}{9,81 \cdot 2000} = 1395 \end{aligned}$$

Отже густина бурового розчину має становити 1395 кг/м<sup>3</sup>.

### 1.2.4 Контрольні запитання

1. Проаналізуйте які сили діють на масу рідини
2. Проаналізуйте як діють масові сили і які це сили.
3. Проаналізуйте як діють поверхневі сили і які це сили.
4. Проаналізуйте поняття гідростатичний тиск.
5. Обґрунтуйте виведення основного рівняння гідростатики
6. Проаналізуйте поняття атмосферний, абсолютний і надлишковий тиск, а також тиск розрідження.
7. Проаналізуйте яким чином вимірюється атмосферний тиск.
8. Проаналізуйте яким чином вимірюється абсолютний тиск.
9. Проаналізуйте яким чином вимірюється надлишковий тиск.
10. Проаналізуйте яким чином вимірюється тиском розрідження.
11. Проаналізуйте як в системі СІ і інших системах вимірюється тиск та їх взаємозв'язок.

## 1.3 ВИЗНАЧЕННЯ СИЛИ ТИСКУ СУЦІЛЬНОГО СЕРЕДОВИЩА НА СТІНКУ

### 1.3.1 Теоретичні відомості

Матеріал викладено за авторами [2–8].

На практиці рідини часто виникає потреба визначення дії тиску рідини на стінки посудини, в якій вона знаходиться. Найчастіше така потреба виникає при визначенні розмірів посудини для забезпечення її міцності.

Можна показати, що сила тиску, що діє на плоску стінку може бути розрахована за формулою [2–8]:

$$F = (p_0 + \rho g h_c) S, \quad (1.25)$$

де  $p_0$  – тиск на вільній поверхні рідини;  $h_c$  – глибина розташування центру мас плоскої фігури;  $S$  – площа стінки, на яку діє тиск.

Тобто повна сила тиску рідини на плоску стінку дорівнює добутку площі стінки на гідростатичний тиск і прикладена в центрі мас цієї площі.

В окремому випадку, коли тиск на поверхні рідини дорівнює атмосферному і також діє з іншого боку стінки, сила надлишкового тиску на стінку дорівнює лише силі тиску від ваги рідини, тобто [2–8]:

$$F = \rho g h_c S, \quad (1.26)$$

Проте в загальному випадку, тиск на поверхні рідини може суттєво відрізнятися від атмосферного, тому повну силу тиску необхідно розглядати як суму двох сил: від зовнішнього тиску і від ваги рідини.

Знаходження сили тиску рідини на поверхні довільної форми в загальному випадку зводиться до визначення трьох складових сумарної сили і трьох моментів. Частіше всього розглядають циліндричні або сферичні поверхні, що мають вертикальну площину симетрії. Сила тиску рідини в цьому випадку зводиться до рівнодіючої сили, що лежить в площині симетрії.



В такому випадку, сила, що діє в вертикальному напрямку буде визначатися [2–8]:

$$F_{\text{в}} = p_0 S_{\text{г}} + G, \quad (1.27)$$

де  $p_0$  – тиск на вільній поверхні рідини;  $S_{\text{г}}$  – проекція поверхні на горизонтальній площині,  $G$ .

Горизонтальна складова становитиме [2–8]:

$$F_{\text{г}} = S_{\text{в}} \rho g h_c + p_0 S_{\text{в}}, \quad (1.28)$$

де  $S_{\text{в}}$  – проекція поверхні на горизонтальній площині.

Після визначення вертикальної і горизонтальної складової повної сили тиску можна знайти [2–8]:

$$F = \sqrt{F_{\text{в}}^2 + F_{\text{г}}^2}, \quad (1.29)$$

У випадку розташування рідини з низу від поверхні, під величиною  $G$  слід розуміти вагу рідини в об'ємі над площиною, хоча цей об'єм і не заповнений рідиною. На цьому ґрунтується закон Архімеда, який зазвичай формулюється так: на тіло, занурене в рідину діє виштовхувальна сила (сила Архімеда), направлена вертикально вгору, що за величиною дорівнює вазі рідини, витісненої тілом, і прикладена в центрі тяжіння об'єму зануреної частини тіла [2–7]:

$$F_{\text{А}} = V \rho g. \quad (1.30)$$

Залежно від співвідношення ваги тіла і сили Архімеда можливі три випадки:

- 1)  $G > F_{\text{А}}$  – тіло тоне;
- 2)  $G < F_{\text{А}}$  – тіло спливає і плаває на поверхні в частково зануреному стані;
- 3)  $G = F_{\text{А}}$  – тіло плаває в повністю зануреному стані.

### 1.3.2 Завдання на практичне заняття

На даному практичному занятті до розв'язку пропонується два, три або чотири завдання (за вибором викладача) з наведеного нижче переліку. Метою всіх

завдань є набуття досвіду визначення сили тиску рідини на стінку або використання закону Архімеда для практичних потреб.

### Завдання 1.

Визначити сили тиску на стінки та основу відкритої посудини (рисунок 1.8).

#### Вихідні дані:

Розміри посудини

$$l=2+0,2 \cdot N_{вар}, \text{ м}$$

$$b=2+0,2 \cdot N_{вар}, \text{ м}$$

$$h=2 \text{ м}$$

$$\alpha=60^\circ$$

Густина рідини

$$\rho=800+2 \cdot N_{вар}, \text{ кг/м}^3$$

Прискорення вільного падіння

$$g=9,81 \text{ м/с}^2.$$

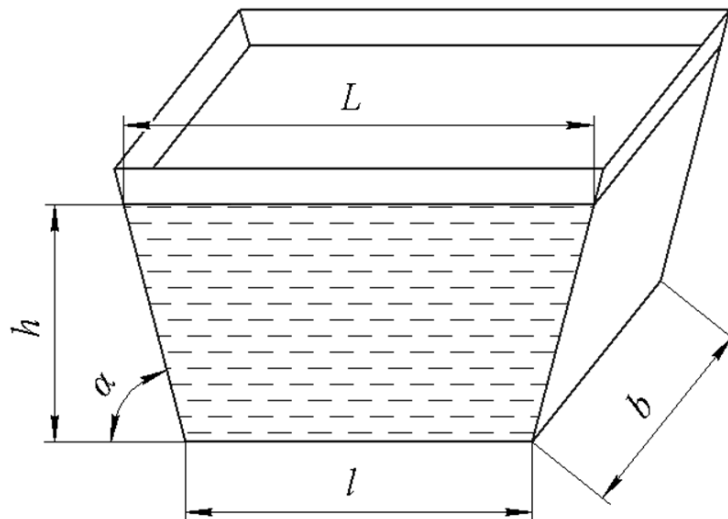
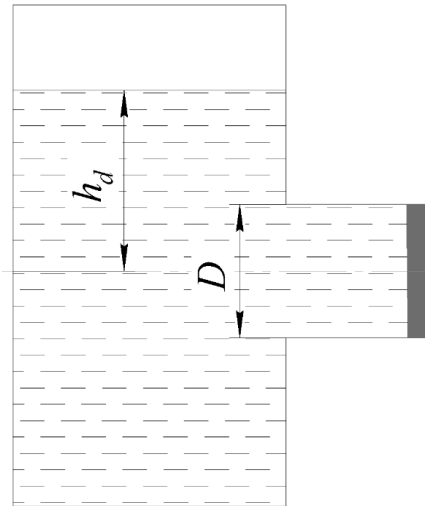


Рисунок 1.8 – До завдання 1

### Завдання 2.

Трубопровід діаметром  $d$ , закінчується резервуаром, що заповнений нафтопродуктом густиною  $\rho$  (рисунок 1.9). Резервуар закритий кришкою з 12 болтами. Вільна поверхня в резервуарі знаходиться на відстані  $h_d$  від центра мас кришки. Напруження на розрив сталі болтів становить  $[\sigma]$ . Визначити силу тиску на кришку, глибину центра тиску і діаметр болтів, якщо  $d=D$ .



**Рисунок 1.9 – До завдання 2**

**Вихідні дані:**

Діаметр трубопроводу

$$d=0,5 \text{ м}$$

Густина нафтопродукту

$$\rho=800+4 \cdot N_{вар}, \text{ кг/м}^3$$

Кількість болтів

$$n_b=12$$

Висота вільної поверхні

$$h_d=5+0,1 \cdot N_{вар}, \text{ м}$$

Напруження на розрив матеріалу болтів

$$[\sigma]=250 \text{ Мпа}$$

Прискорення вільного падіння

$$g=9,81 \text{ м/с}^2.$$

**Завдання 3.**

Мається циліндрична цистерна з бензином (рисунок 1.10). Манометр показує надлишковий тиск парів над вільною поверхнею. Визначити силу тиску на поверхню АВ та координату центру прикладення тиску.

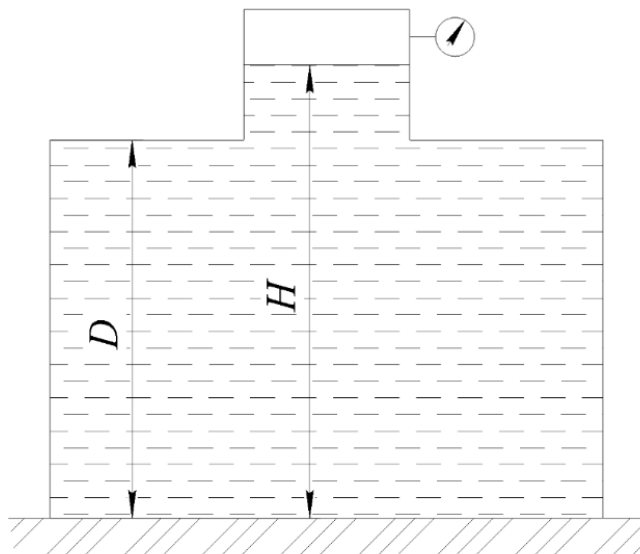


Рисунок 1.10 – До завдання 3

**Вихідні дані:**

Діаметр цистерни, м, $D$	2,2
Висота шару бензину, м, $H$	$2,4 + 0,2 \cdot N_{вар}$
Густина бензину, $\text{кг/м}^3$ , $\rho$	700
Показ манометра, Па, $p_m$	$1,2 \cdot 10^5$
Прискорення вільного падіння прийняти $g=9,81 \text{ м/с}^2$ .	

**Завдання 4.**

Резервуар заповнений бензином. Визначити сили тиску, що діють основу, бокові поверхні та дах (рисунок 1.11).

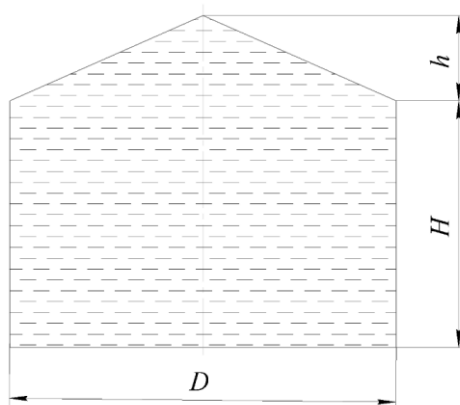


Рисунок 1.11 – До завдання 4

**Вихідні дані:**

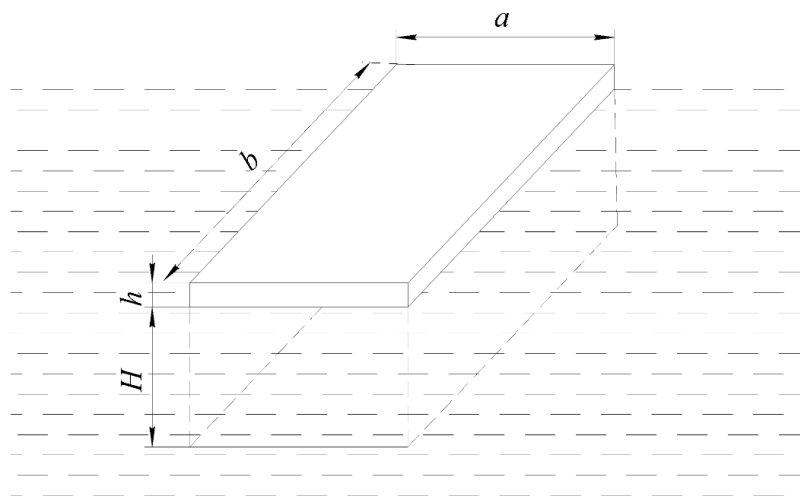
Діаметр апарата	$D=5$ м
Висота конічної частини	$h=1,5$ м
Висота циліндричної частини	$H=4$ м
Густина бензину	$\rho=750+2 \cdot N_{вар}$ кг/м <sup>3</sup>
Прискорення вільного падіння	$g=9,81$ м/с <sup>2</sup> .

**Завдання 5.**

Човен пливе по воді (рисунок 1.12). Визначити глибину занурення  $H$ . Скільки людей однакової маси може розміститися в човні за умови, що вона не зануриться повністю.

**Вихідні дані:**

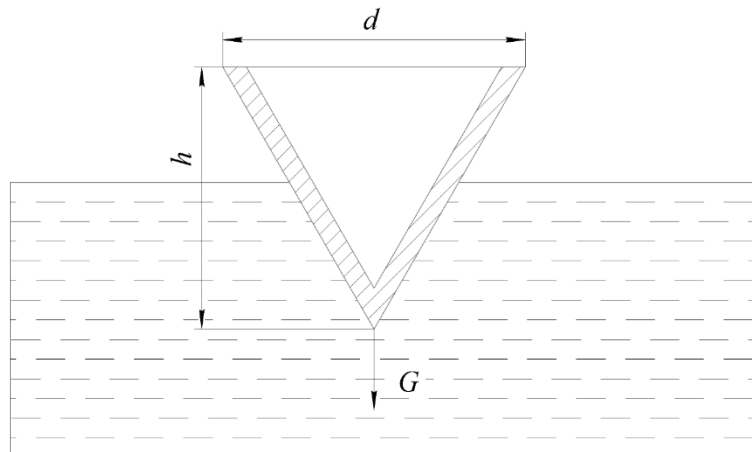
Розміри човна	$a=0,3$ м.
	$b=5$ м
	$h=0,3$ м
Густина човна	$\rho_b=700$ кг/м <sup>3</sup>
Густина води	$\rho_w=998$ кг/м <sup>3</sup>
Маса однієї людини	$m_h=60+ N_{вар}$ кг
Прискорення сили тяжіння	$g=9,81$ м/с <sup>2</sup>



**Рисунок 1.12 – До завдання 5**

**Завдання 6.**

Конічне тіло плаває в воді (рисунок 1.13). Яку кількість води треба залити в цю ємність, для її повного занурення.



**Рисунок 1.13 – До завдання 6**

**Вихідні дані:**

Діаметр конуса

$$d=0,4 \text{ м}$$

Висота конуса

$$h=0,5 \text{ м}$$

Маса конуса

$$m=8+0,25 \cdot N_{вар} \text{ кг}$$

Густина води

$$\rho=985+1 \cdot N_{вар} \text{ кг/м}^3$$

Прискорення вільного падіння

$$g=9,81 \text{ м/с}^2.$$

**1.3.3 Приклади розв'язку завдань****Приклад розв'язку завдання 1.****Вихідні дані:**

Лінійні розміри посудини, м:

$$L \quad 2$$

$$b \quad 2$$

$$h \quad 2$$

Кутовий розмір посудини, °,  $\alpha$  60

Густина рідини, кг/м<sup>3</sup>, 800

Прискорення вільного падіння

$$g=9,81 \text{ м/с}^2.$$

**Порядок розрахунку:**

Довжина сторони трапеції

$$L = l + 2 \cdot h \cdot \text{tg}(180^\circ - \alpha) = 2 + 2 \cdot 2 \cdot \text{tg}(180^\circ - 60^\circ) = 4,309 \text{ м.}$$

Площа трапеції:

$$S = (L + l) \cdot \frac{h}{2} = (4,309 + 2) \cdot \frac{2}{2} = 6,309 \text{ м}^2.$$

Координата центру ваги трапеції:

$$h_c = \frac{h}{3} \cdot \frac{2l + L}{l + L} = \frac{2}{3} \cdot \frac{2 \cdot 2 + 4,309}{2 + 4,309} = 0,878 \text{ м}.$$

Сила тиску рідини на стінку:

$$P_c = \rho \cdot g \cdot h_c \cdot S = 800 \cdot 9,81 \cdot 0,878 \cdot 6,309 = 4,347 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

Сила тиску на основу посудини:

$$P_o = \rho \cdot g \cdot h_c \cdot l \cdot b = 800 \cdot 9,81 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2 = 6,278 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

**Приклад розв'язку завдання 2.**

**Вихідні дані:**

Діаметр трубопроводу м, $d$	0,5
Густина нафтопродукту кг/м <sup>3</sup> , $\rho$	800
Кількість болтів $n_b$	12
Висота вільної поверхні м, $h_d$	5
Напруження на розрив матеріалу болтів МПа, $[\sigma]$	250
Прискорення вільного падіння $g=9,81 \text{ м/с}^2$ .	

**Порядок розрахунку:**

Площа поперечного перерізу кришки:

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,5^2}{4} = 0,196 \text{ м}^2.$$

Сила тиску рідини на кришку

$$P = \rho \cdot g \cdot h_d \cdot S = 800 \cdot 9,81 \cdot 5 \cdot 0,196 = 7,705 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

Момент інерції відносно осі, що проходить через центр тяжіння:

$$I_d = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{3,14 \cdot 0,5^4}{64} = 3,068 \cdot 10^{-3} \text{ м}^4.$$

Глибина центру тиску визначається за формулою:

$$h_c = h_d + \frac{I_d}{h_d \cdot S} = 5 + \frac{3,068 \cdot 10^{-3}}{5,003 \cdot 0,196} = 5,003 \text{ м.}$$

Сумарна площа поперечного перерізу болтів:

$$S_{bs} = \frac{P}{[\sigma]} = \frac{7,705 \cdot 10^3}{250 \cdot 10^6} = 3,082 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2.$$

Площа поперечного перерізу одного болта:

$$S_b = \frac{S_{bs}}{n_b} = \frac{3,082 \cdot 10^{-5}}{12} = 2,568 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$$

Діаметр болта:

$$d_b = \sqrt{\frac{4 \cdot S_b}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,568 \cdot 10^{-6}}{3,14}} = 1,808 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Необхідно прийняти розміри болтів, більші за розраховане значення. Оскільки розраховане значення мале, тому з експлуатаційних міркувань приймаємо болти М6.

### ***Приклад розв'язку завдання 3.***

#### ***Вихідні дані:***

Діаметр цистерни м, $D$	2,2
Висота шару бензину м, $H$	2,4
Густина бензину кг/м <sup>3</sup> , $\rho$	700
Показ манометра Па, $p_m$	$1,2 \cdot 10^5$
Прискорення вільного падіння $g=9,81 \text{ м/с}^2$ .	



**Порядок розрахунку:**

Координати центра ваги поверхні  $AB$ :

$$h_g = H - \frac{D}{2} = 2,4 - \frac{2,2}{2} = 1,3 \text{ м.}$$

Площа поверхні  $AB$ :

$$S = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 2,2^2}{4} = 3,801 \text{ м}^2.$$

Сила тиску на поверхню  $AB$ :

$$P = (\rho \cdot g \cdot h_g + p_m) \cdot S = (700 \cdot 9,81 \cdot 1,3 + 1,2 \cdot 10^5) \cdot 3,801 = 4,901 \cdot 10^5 \text{ Н.}$$

Момент інерції:

$$I_d = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{3,14 \cdot 2,2^4}{64} = 1,15 \text{ м}^4.$$

Ексцентриситет сили тяжіння:

$$e = \frac{I}{h_g \cdot S} = \frac{1,15}{1,3 \cdot 3,801} = 0,233 \text{ м.}$$

Координата центру тиску:

$$h_e = h_g + e = 1,3 + 0,233 = 1,533 \text{ м}$$

Отже, сила тиску на поверхню  $AB$  становить  $4,901 \cdot 10^5 \text{ Н.}$

**Приклад розв'язку завдання 4.****Вихідні дані:**

Діаметр апарата м, $D$	5
Висота конічної частини м, $h$	1,5
Висота циліндричної частини м, $H$	4
Густина бензину кг/м <sup>3</sup> , $\rho$	750
Прискорення вільного падіння прийняти $g=9,81 \text{ м/с}^2$ .	

**Порядок розрахунку:**

Сила тиску на основу резервуара:

$$F_o = \rho \cdot g \cdot (H + h) \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 750 \cdot 9,81 \cdot (4 + 1,5) \cdot \frac{3,14 \cdot 5^2}{4} = 7,946 \cdot 10^5 \text{ Н.}$$

Сила тиску бензину на дах резервуару дорівнює силі тяжіння рідини в фіктивному тілі тиску, об'єм якого дорівнює:

$$W = \pi \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^2 \cdot h - \frac{\pi \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^2}{3} \cdot h = 3,14 \cdot \left(\frac{5}{2}\right)^2 \cdot 1,5 - \frac{3,14 \cdot \left(\frac{5}{2}\right)^2}{3} \cdot 1,5 = 19,635 \text{ м.}$$

Сила тиску на кришку резервуара:

$$F_d = \rho \cdot g \cdot W = 750 \cdot 9,81 \cdot 19,635 = 1,445 \cdot 10^5 \text{ Н.}$$

Відстань від центру тяжіння до верхньої кришки резервуару:

$$h_s = \left(\frac{H}{2} + \frac{h}{2}\right) = \left(\frac{4}{2} + \frac{1,5}{2}\right) = 2,75 \text{ м.}$$

Площа бокової поверхні:

$$S_b = \pi \cdot D \cdot H = 3,14 \cdot 5 \cdot 4 = 62,832 \text{ м}^2.$$

Сила тиску на бокову поверхню:

$$F_b = \rho \cdot h_g \cdot S_b = 750 \cdot 9,81 \cdot 62,832 = 129591 \text{ Н}$$

Отже визначені сили на елементи резервуара.

### **Приклад розв'язку завдання 5.**

#### **Вихідні дані:**

Розміри човна м, $a$	0,3.
$b$	5 м
$h$	0,3
Густина човна кг/м <sup>3</sup> , $\rho_b$	700
Густина води кг/м <sup>3</sup> , $\rho_w$	998
Маса однієї людини кг, $m_h$	60
Прискорення вільного падіння $g=9,81 \text{ м/с}^2$ .	

#### **Порядок розрахунку:**

Глибину занурення знаходимо зі співвідношення:

$$\rho_b \cdot g \cdot (H + h) \cdot a \cdot b = \rho_w \cdot g \cdot H \cdot a \cdot b$$

Або підставивши числові значення:

$$700 \cdot 9,81 \cdot (H + 0,3) \cdot 0,35 = 998 \cdot 9,81 \cdot H \cdot 0,35$$

Звідки  $H = 0,705$  м.

Сумарна маса людей, що може перебувати на човні:

$$\begin{aligned} G_p &= \rho_w \cdot g \cdot a \cdot b \cdot (H + h) - \rho_b \cdot g \cdot a \cdot b \cdot (H + h) = \\ &= 998 \cdot 9,81 \cdot 0,35 \cdot (0,705 + 0,3) - 700 \cdot 9,81 \cdot 0,35 \cdot (0,705 + 0,3) = 4,406 \cdot 10^3 \text{ Н} \end{aligned}$$

Тоді кількість людей, що може поміститися на човні становитиме

$$n_p = \frac{G_p}{m_h \cdot g} = \frac{4,406 \cdot 10^3}{60 \cdot 9,81} = 7,485$$

Отже човен може перевозити до семи людей масою 60 кг.

### **Приклад розв'язку завдання 6.**

#### **Вихідні дані:**

Діаметр конуса м, $d$	0,4
Висота конуса м, $h$	0,5
Маса конуса кг, $m$	8
Густина води кг/м <sup>3</sup> , $\rho$	985
Прискорення вільного падіння $g = 9,81$ м/с <sup>2</sup> .	

#### **Порядок розрахунку:**

Конічне тіло плаває у воді, згідно закону Архімеда вила виштовхування пропорційна вазі, тому:

$$P_A = m \cdot g = 8 \cdot 9,81 = 78,48 \text{ Н.}$$

Об'єм конічного тіла, яке витісняє воду:

$$W = \frac{1}{3} \cdot \pi \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2 \cdot h = \frac{1}{3} \cdot 3,14 \cdot \left(\frac{0,4}{2}\right)^2 \cdot 0,5 = 0,021 \text{ м}^3.$$

Виштовхувальна сила, яка діє з боку води на конічне тіло:

$$P_{A1} = \rho \cdot g \cdot W = 985 \cdot 9,81 \cdot 0,021 = 202,4 \text{ Н.}$$

Об'єм води, який пропорційний масі:

$$\Delta P_A = P_{A1} - P_A = 202,4 - 78,48 = 123,92 \text{ Н,}$$

при якій тіло повністю буде у воді затоплене водою визначається умовою  $\Delta P_A = \Delta G$ , звідки :

$$\Delta G = \rho \cdot g \cdot \Delta W$$

Тоді об'єм води:

$$\Delta W = \frac{\Delta G}{\rho \cdot g} = \frac{123,92}{985 \cdot 9,81} = 0,013 \text{ м}^3.$$

Отже, для повного затоплення конуса необхідно долити  $0,013 \text{ м}^3$ .

### 1.3.4 Контрольні запитання

1. Проаналізуйте сили тиску, що діють на плоску стінку.
2. Проаналізуйте знаходження сили тиску рідини на поверхні довільної форми в загальному випадку.
3. Проаналізуйте особливості визначення сила тиску рідини на циліндричні або сферичні поверхні, що мають вертикальну площину симетрії.
4. Проаналізуйте визначення сили, що діє в вертикальному напрямку тиску рідини.
5. Проаналізуйте визначення горизонтальної складової сили.
6. Проаналізуйте визначення повної сили тиску.
7. Проаналізуйте визначення повної сили тиску у випадку розташування рідини з низу від поверхні.
8. Сформулюйте закон Архімеда.
9. Проаналізуйте виведення закону Архімеда.
10. Сформулюйте закону Архімеда.
11. Проаналізуйте закон Архімеда, залежно від співвідношення ваги тіла і сили Архімеда.
12. Проаналізуйте дію сил за законом Архімеда, коли тіло тоне.

13. Проаналізуйте дію сил за законом Архімеда, коли тіло спливає і плаває на поверхні в частково зануреному стані.

14. Проаналізуйте дію сил за законом Архімеда, коли тіло плаває в повністю зануреному стані.

## 1.4 ЗАСАДИ ПРИКЛАДНОЇ ГІДРАВЛІКИ

### 1.4.1 Теоретичні відомості

Матеріал викладено за авторами [2-8].

Рівняння Бернуллі є результатом інтегрування системи рівнянь Нав'є-Стокса для випадку ідеальної рідини. Результат інтегрування має вигляд:

$$z + \frac{p}{\rho g} + \frac{w^2}{2g} = \text{const} = H. \quad (1.31)$$

Це рівняння називають рівнянням Бернуллі для ідеальної рідини. Величину  $H$  називають загальним або гідродинамічним напором. Очевидно, що для будь-яких перерізів потоку значення  $H$  повинно залишатися постійним, тобто:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{w_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{w_2^2}{2g} = H. \quad (1.32)$$

Розглянемо складові в рівнянні (1.4.1). Перша складова,  $z$ , – нівелірна висота або геометричний напір. Це положення даної частинки рідини відносно довільно вибраної горизонтальної площини порівняння. Також ця величина називається питомою потенційною енергією положення.

Друга складова,  $p/(\rho \cdot g)$  – статичний чи п'єзометричний напір, що дорівнює тиску стовпчика рідини над розглядуваним рівнем (в даному перерізі потоку), або питома потенційна енергія тиску.

Отже, сума  $z + p/(\rho \cdot g)$  характеризує повну питому потенційну енергію в даному перерізі (точці) і виражається в одиницях довжини чи питомої енергії, тобто енергії, що припадає на одиницю ваги рідини.

Третій доданок рівняння (1.4.1), тобто  $w^2/(2g)$ , – швидкісний (динамічний) напір, або питома кінетична енергія в даному перерізі (точці) потоку.

Тоді для будь якого перерізу або точки потоку при встановленому русі ідеальної рідини сума потенціальної та кінетичної енергії рідини залишається постійною величиною. Отже, рівняння Бернуллі виражає частковий випадок закону збереження енергії або енергетичний баланс потоку.

З рівняння випливає, що при зміні перерізу потоку (каналу, трубопроводу, апарата) і відповідно – швидкості руху рідини відбувається перетворення енергії: при звуженні потоку частина потенційної енергії переходить в кінетичну, і навпаки, при розширенні частина кінетичної енергії переходить в потенціальну, причому загальна кількість енергії залишається незмінною.

Для горизонтального потоку рівняння Бернуллі може бути спрощене, оскільки в цьому випадку при проведенні площини по осі потоку рівняння набуде вигляду [2-8]:

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{w_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{w_2^2}{2g}. \quad (1.33)$$

При русі реальної рідин (на відміну від ідеальної) її гідродинамічний напір  $H$  (або сума потенційної і кінетичної енергії) не залишається постійною, оскільки частинки рідини зустрічають опір, що викликаний силами в'язкості і різноманітними перешкодами (кранами, вентилями, поворотами тощо), що приводять до зміни перерізу або напрямку потоку. На подолання цього опору, який прийнято називати гідравлічним, витрачається енергія рухомої рідини, яка перетворюється на теплоту. Ця теплота іде на нагрівання потоку і розсіюється в оточуюче середовище. Тому у кожному подальшому положенні чи перерізі потоку (навіть безкінечно близькому до розглядуваному) енергія частинки буде менше, ніж попередньому, тобто [2-8]:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{w_1^2}{2g} > z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{w_2^2}{2g}. \quad (1.34)$$

При цьому частина потенційної енергії переходить у втрачений напір. Очевидно, що для того, щоб зберегти рівність напорів (або енергії) в будь-якому перерізі потоку, необхідно в праву частину рівняння Бернуллі додати член, що враховує втрати напору [2-8]:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{w_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{w_2^2}{2g} + h_{\text{вт}}, \quad (1.35)$$

тобто в кожному перерізі потоку при усталеному русі в'язкої рідини сума статичного і динамічного напорів, нівелірної висоти і втраченого напору є величина постійна і дорівнює загальному гідродинамічному напору.

Втрачений напір включає в себе дві складові – втрати напору на тертя і на подолання так званих місцевих опорів.

За допомогою рівняння Бернуллі можна вирішити ряд важливих у техніці задач: визначити необхідний напір (або тиск) для того, щоб рідину з заданою швидкістю транспортувати по даному каналу (трубопроводу), а також швидкість і витрату рідини, час витікання рідини з отворів в резервуарі та багато інших.

## 1.4.2 Завдання на практичне заняття

На даному практичному занятті до розв'язку пропонується два, три або чотири завдання (за вибором викладача) з наведеного нижче переліку. Метою всіх завдань є набуття досвіду в використанні рівняння Бернуллі для практичних потреб.

### *Завдання 1*

Витрата ідеальної рідини відносної густини  $\delta$  в трубопроводі з розширенням від діаметру  $d_1$  (переріз 1–1) до діаметра  $d_2$  (переріз 2–2) дорівнює  $Q$  (рисунок 1.14). Різниця в позиціях центрів перерізів становить  $\Delta z$ . Показ манометра в перерізі 1-1 дорівнює  $p_1$ . Визначити швидкості рідини в перерізах 1-1 та 2-2 та тиск в перерізі 2-2.

**Вихідні дані:**

Відносна густина рідини

$$\delta=0,8+0,0025 \cdot N_{вар}$$

Діаметри трубопроводу

$$d_1=0,480 \text{ м}$$

$$d_2=0,945 \text{ м}$$

Витрата рідини

$$Q=0,14+0,0025 \cdot N_{вар} \text{ м}^3/\text{с}$$

Різниця положень центрів перерізів

$$\Delta z=2 \text{ м}$$

Показ манометра

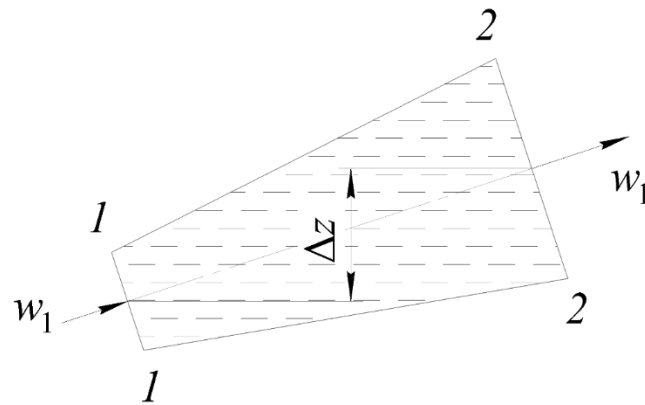
$$p_1=(2+0,025 \cdot N_{вар}) \cdot 10^5 \text{ Па}$$

Густина води

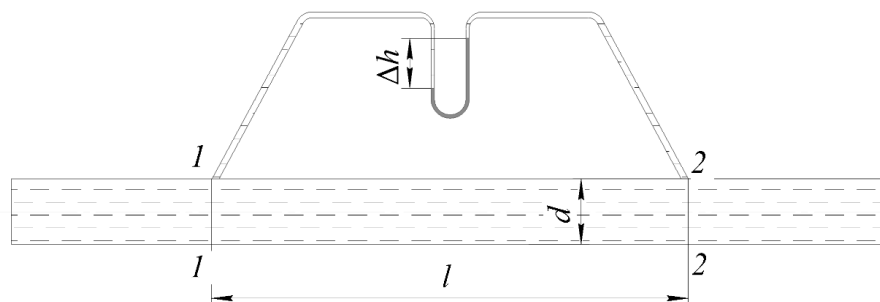
$$\rho=998 \text{ кг/м}^3$$

Прискорення вільного падіння

$$g=9,81 \text{ м/с}^2.$$

**Рисунок 1.14 – До завдання 1****Завдання 2**

Через трубопровід діаметром  $d$  рухається вода з витратою  $Q$  (рисунок 1.15). За допомогою U-подібного ртутного манометра між перерізами 1-1 і 2-2, що розташовані на відстані  $l$  один від одного, береться різниця показів  $\Delta h$ . Відносна густина ртуті  $\delta$ . Визначити коефіцієнт втрати напору на тертя  $\lambda$ .

**Рисунок 1.15 – До завдання 2**



**Вихідні дані:**

Діаметр трубопроводу	$d=0,1$ м
Витрата води	$Q=6+0,12 \cdot N_{вар}$ л/с
Відстань між перерізами	$l=40+ N_{вар}$ м
Різниця показів дифманометра	$\Delta h=40+ N_{вар}$ мм
Відносна густина ртуті	$\delta=13,6$
Прискорення вільного падіння	$g=9,81$ м/с <sup>2</sup> .

**Задача 3**

Нехтуючи всіма втратами напору, визначити висоту  $H$  і витрату  $Q$  струменя води, початковим діаметром  $d$  при виході з сопла довжиною  $h$ . Викид струменя здійснюється вертикальною трубою діаметром  $D$  і довжиною  $H_0$ , котра підживлюється з резервуара з постійним рівнем під надлишковим тиском  $p_m$  над вільною поверхнею (рисунок 1.16).

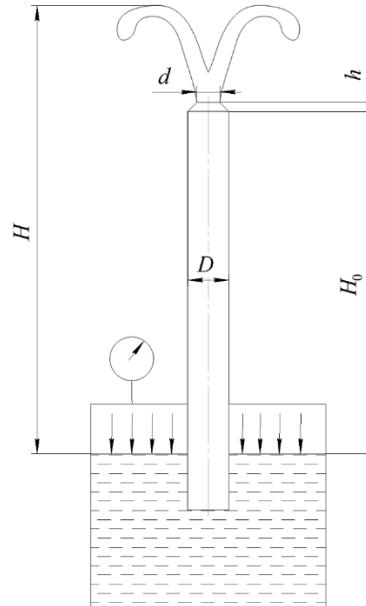
**Вихідні дані:**

Початковий діаметр струменя	$d=0,025$ м
Довжина сопла	$h=0,25$ м
Діаметр труби	$D=0,5$ м
Довжина труби	$H_0=2+0,2 \cdot N_{вар}$ м
Надлишковий тиск	$p_m=(4+0,02 \cdot N_{вар})$ Па
Густина води	$\rho=998$ кг/м <sup>3</sup>
Прискорення вільного падіння	$g=9,81$ м/с <sup>2</sup> .

**Завдання 4**

Відцентровий насос повинен забезпечувати витрату  $Q$  і тиск на виході  $p_2$ . Всмоктувальна труба має діаметр  $d$  і довжину  $L$ , а також фільтр на вході, що має коефіцієнт місцевого опору  $\xi$ . Всмоктування води здійснюється із відкритого

резервуара (рисунок 1.17). Коефіцієнт втрат на тертя  $\lambda$ , коефіцієнт місцевих опорів  $\xi_{\text{п}}$ . Визначити висоту всмоктування  $H_{\text{вс}}$ .



**Рисунок 1.16 – До завдання 3**

**Вихідні дані:**

Продуктивність насоса	$Q=0,08+0,0012 \cdot N_{\text{вар}} \text{ м}^3/\text{с}$
Тиск на виході з насоса	$p_2=(4+0,12 \cdot N_{\text{вар}}) \cdot 10^4 \text{ Па}$
Діаметр вимотуючої труби	$d=0,3 \text{ м}$
Довжина вимотуючої труби	$L=18+0,25 \cdot N_{\text{вар}} \text{ м}$
Коефіцієнт опору фільтра	$\xi=5$
Коефіцієнт втрат на тертя	$\lambda=0,02$
Коефіцієнт місцевого опору (повороту)	$\xi_{\text{п}}=0,2$
Атмосферний тиск	$p_a=10^5 \text{ Па}$
Густина води	$\rho=998 \text{ кг/м}^3$
Прискорення вільного падіння	$g=9,81 \text{ м/с}^2$ .

**Завдання 5**

Горизонтальна частина ежектора розташована на висоті  $h$  від вільної поверхні рідини. Діаметр горловини ежектора  $d$ , а діаметр вихідного перерізу  $D$  (рисунок 1.18). Визначити тиск в мінімальному перерізі ежектора та максимальну витрати при відсутності витрат в трубці  $A$ .

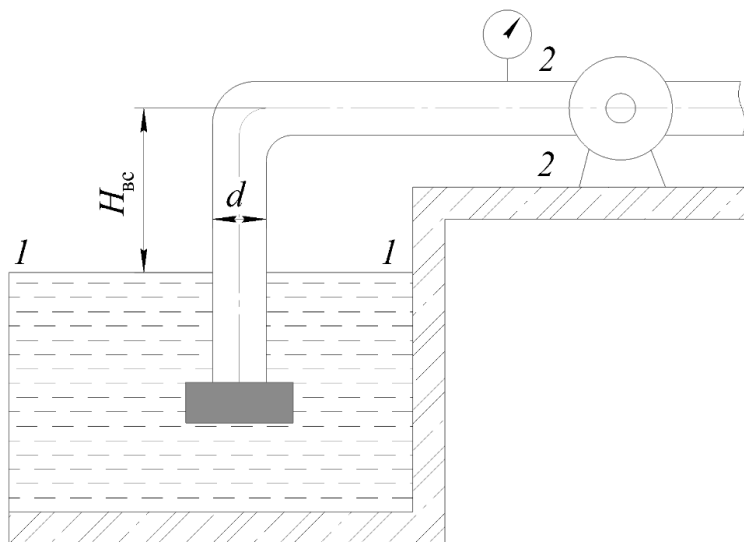


Рисунок 1.17 – До завдання 4

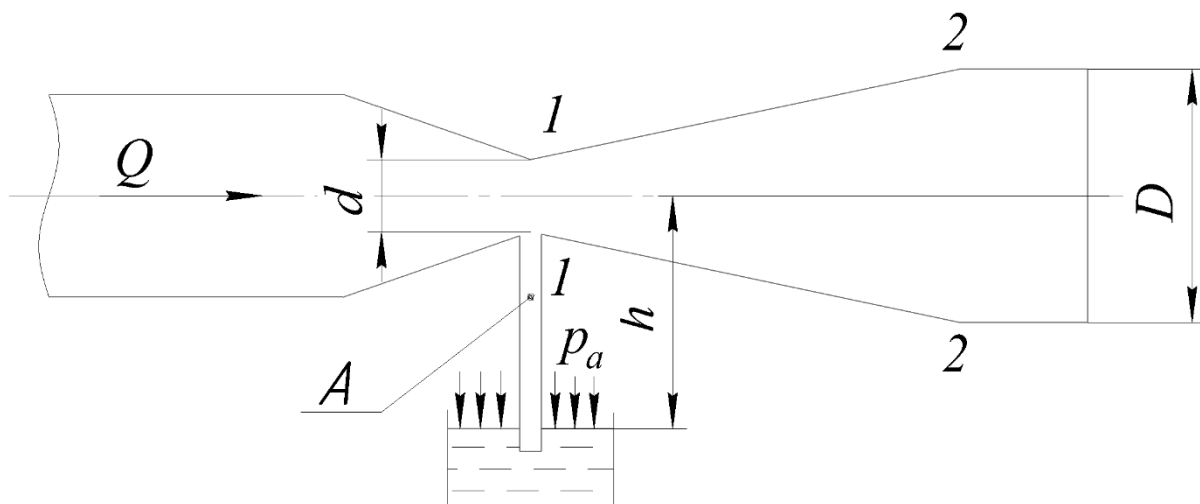


Рисунок 1.18– До завдання 5

**Вихідні дані:**

Висота розташування ежектора

$$h=1,8+0,012 \cdot N_{вар} \text{ м}$$

Діаметр горловини ежектора

$$d=0,02 \text{ м}$$

Діаметр вихідного патрубку

$$D=0,06 \text{ м}$$

Атмосферний тиск	$p_a=97500+10 \cdot N_{вар}$ Па
Густина води	$\rho=998$ кг/м <sup>3</sup>
Прискорення вільного падіння	$g=9,81$ м/с <sup>2</sup> .

### **Завдання 6**

Є відцентровий насос з продуктивністю  $Q$ , що працює на систему, що складається із всмоктувального і нагнітального трубопроводів. На вході у всмоктувальний трубопровід діаметром  $d_1$  тиск становить  $p_1$ . В нагнітальному трубопроводі діаметром  $d_2$ , що знаходиться на висоті  $z$  над віссю всмоктувального трубопроводу, тиск  $p_2$ . Визначити гідравлічну потужність насоса.

#### **Вихідні дані:**

Продуктивність насосу	$Q=2+0,2 \cdot N_{вар}$ м <sup>3</sup> /с
Діаметр всмоктувального трубопроводу	$d_1=1$ м
Тиск на вході в всмоктувальний трубопровід	$p_1=180+2 \cdot N_{вар}$ мм.рт.ст
Діаметр нагнітального трубопроводу	$d_2=0,8$ м
Висота вихідного перерізу	$z = 1,1+0,005 \cdot N_{вар}$ , м
Тиск у вихідному перерізі	$p_2=5+0,12 \cdot N_{вар}$ Н/см <sup>2</sup>
Густина води	$\rho=998$ кг/м <sup>3</sup>
Прискорення вільного падіння	$g=9,81$ м/с <sup>2</sup> .

### **1.4.3 Приклади розв'язку завдань**

#### **Приклад розв'язку завдання 1.**

##### **Вихідні дані:**

Відносна густина рідини, $\delta$	0,8
Діаметри трубопроводу, м, $d_1$	0,480
$d_2$	0,945
Витрата рідини, м <sup>3</sup> /с, $Q$	0,14

Різниця положень центрів перерізів, м, $\Delta z$	2
Показ манометра, Па, $p_1$	$2 \cdot 10^5$
Густина води, кг/м <sup>3</sup> , $\rho$	998
Прискорення вільного падіння, м/с <sup>2</sup> , $g$	9,81.

**Порядок розрахунку:**

Швидкість рідини в перерізі 1–1

$$W_1 = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_1^2} = \frac{4 \cdot 0,14}{3,14 \cdot 0,480^2} = 0,774 \text{ м/с.}$$

Швидкість рідини в перерізі 2–2

$$W_2 = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_2^2} = \frac{4 \cdot 0,14}{3,14 \cdot 0,945^2} = 0,157 \text{ м/с.}$$

Густина рідини

$$\rho_r = \rho \cdot \delta = 998 \cdot 0,8 = 798,4 \text{ кг/м}^3.$$

Для ідеальних умов з рівняння Бернуллі тиск буде визначатися:

$$\begin{aligned} p_2 &= p_1 + \rho_r \cdot g \cdot \Delta z + \frac{\rho_r}{2} (W_1^2 - W_2^2) = \\ &= 2 \cdot 10^5 + 798,4 \cdot 9,81 \cdot 2 + \frac{798,4}{2} (0,774^2 - 0,157^2) = 2,159 \cdot 10^5 \text{ Па} \end{aligned}$$

Отже тиск в перерізі 2–2 становить 0,2159 МПа.

**Приклад розв'язку завдання 2.**

**Вихідні дані:**

Діаметр трубопроводу, м, $d$	0,1
Витрата води, л/с, $Q$	6
Відстань між перерізами, м, $l$	40
Різниця показів дифманометра, мм, $\Delta h_m$	40
Відносна густина ртуті, $\delta$	3,6
Прискорення вільного падіння, м/с <sup>2</sup> , $g$	9,81.

**Порядок розрахунку:**

Переведемо покази манометра у трати напору:

$$\Delta h = \Delta h_m \cdot (\delta - 1) \cdot 10^{-3} = 40 \cdot (13,6 - 1) \cdot 10^{-3} = 0,504 \text{ Па.}$$

Швидкість води:

$$w = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 6 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,1^2} = 0,764 \text{ м/с.}$$

Тоді за формулою Дарсі-Вейсбаха коефіцієнт тертя становитиме:

$$\lambda = \frac{\Delta h \cdot d \cdot 2 \cdot g}{l \cdot w^2} = \frac{0,504 \cdot 0,1 \cdot 2 \cdot 9,81}{40 \cdot 0,764^2} = 0,042$$

Отже коефіцієнт тертя в трубопроводі становить 0,042.

### **Приклад розв'язку завдання 3.**

#### **Вихідні дані:**

Початковий діаметр струменя, м, $d$	0,025
Довжина сопла, м, $h$	0,25
Діаметр труби, м, $D$	0,5
Довжина труби, м, $H_0$	2
Надлишковий тиск, Па, $p_m$	4*10000
Густина води, кг/м <sup>3</sup> , $\rho$	998
Прискорення вільного падіння, м/с <sup>2</sup> , $g$	9,81.

#### **Порядок розрахунку:**

Нехтуючи всіма втратами і записавши рівняння Бернуллі для вільної поверхні в резервуарі та кінця струменю отримуємо:

$$H = \frac{p_m}{\rho \cdot g} = \frac{4 \cdot 10^4}{998 \cdot 9,81} = 4,086$$

Витрату води визначимо за допомогою формули Торічеллі:

$$Q = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot (H - H_0 - h)} = \frac{3,14 \cdot 0,025^2}{4} \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot (4,086 - 2 - 0,25)} = 2,946 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$$

Отже, висота струменя становить 4,086 м.

### **Приклад розв'язку завдання 4.**

#### **Вихідні дані:**

Продуктивність насоса, м <sup>3</sup> /с, $Q$	0,08
Тиск на виході з насоса, Па, $p_2$	$0,2 \cdot 10^4$
Діаметр вимотуючої труби, м, $d$	0,3
Довжина вимотуючої труби, м, $L$	18
Коефіцієнт опору фільтра, $\xi$	5
Коефіцієнт втрат на тертя, $\lambda$	0,02
Коефіцієнт місцевого опору (повороту), $\xi_{\pi}$	0,2
Атмосферний тиск, Па, $p_a$	$10^5$
Густина води, кг/м <sup>3</sup> , $\rho$	998
Прискорення вільного падіння, м/с <sup>2</sup> , $g$	9,81.

**Порядок розрахунку:**

На основі рівняння Бернуллі, записаного для поверхні води 1–1 резервуара і перерізу 2–2 на вході в насос, маємо:

$$H_{\text{вс}} = \frac{P_{\text{атм}}}{\rho \cdot g} - \frac{P_2}{\rho \cdot g} - \left( \alpha + \lambda \cdot \frac{L}{d} + \xi + \xi_{\pi} \right) \frac{w^2}{2 \cdot g}.$$

Швидкість води у всмоктуючому трубопроводі:

$$w = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 0,08}{3,14 \cdot 0,3^2} = 1,132$$

Вважаючи, що для турбулентного режиму  $\alpha = 1$ , отримуємо:

$$\begin{aligned} H_{\text{вс}} &= \frac{P_{\text{атм}} - P_2}{\rho \cdot g} - \left( \alpha + \lambda \cdot \frac{L}{d} + \xi + \xi_{\pi} \right) \frac{w^2}{2 \cdot g} = \\ &= \frac{10^5 - 4 \cdot 10^4}{998 \cdot 9,81} - \left( 1 + 0,02 \cdot \frac{18}{0,3} + 5 + 0,2 \right) \cdot \frac{1,132^2}{2 \cdot 9,81} = 5,645 \text{ м.} \end{aligned}$$

Отже, висота всмоктування становить 5,645 м.

**Приклад розв'язку завдання 5.**

**Вихідні дані:**

Висота розташування ежектора, м, $h$	1,8
Діаметр горловини ежектора, м, $d$	0,02
Діаметр вихідного патрубку, м, $D$	0,06

Атмосферний тиск, Па, $p_a$	97500
Густина води, кг/м <sup>3</sup> , $\rho$	998
Прискорення вільного падіння, м/с <sup>2</sup> , $g$	9,81.

**Порядок розрахунку:**

Перерізи 1–1 та 2–2 проводимо по горловині ежектора і вихідному отвору, а площину порівняння – по осьовій лінії ежектора. На основі рівняння Бернуллі для перерізів 1–1 та 2–2 маємо:

$$\frac{p_{\text{атм}} - p_1}{\rho \cdot g} = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} = \frac{1}{2 \cdot g} \left( \frac{4}{\pi} \right)^2 \cdot \left( \frac{1}{d^4} - \frac{1}{D^4} \right) \cdot Q^2$$

З іншого боку, на основі рівняння гідростатики:

$$p_1 = p_{\text{атм}} - \rho \cdot g \cdot h = 97500 - 998 \cdot 9,81 \cdot 1,8 = 7,988 \cdot 10^4 \text{ Па.}$$

або

$$p_{\text{атм}} - p_1 = \rho \cdot g \cdot h.$$

Звідси знаходимо максимальну витрату, що відповідає відсутності витрат в трубі А:

$$Q = \frac{\pi}{4} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot h}{\frac{1}{d^4} + \frac{1}{D^4}}} = \frac{3,14}{4} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 1,8}{\frac{1}{0,02^4} + \frac{1}{0,06^4}}} = 1,879 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$$

Отже, визначена максимальна витрата в ежекторі

**Приклад розв'язку завдання 6.**

**Вихідні дані:**

Продуктивність насоса, м <sup>3</sup> /с, $Q$	2
Діаметр всмоктувального трубопроводу, м, $d_1$	1
Тиск на вході в всмоктувальний трубопровід, мм. рт. ст, $p_1$	180
Діаметр нагнітального трубопроводу, м, $d_2$	0,8
Висота вихідного перерізу, м, $z$	1,1
Тиск у вихідному перерізі, Н/см <sup>2</sup> , $p_2$	5



Густина води, кг/м <sup>3</sup> , $\rho$	998
Прискорення вільного падіння, м/с <sup>2</sup> , $g$	9,81.

**Порядок розрахунку:**

Переведемо значення тисків в системні одиниці:  $p_1 = 2,402 \cdot 10^4$  Па;  $p_2 = 5 \cdot 10^4$  Па.

Швидкості в трубопроводах:

$$w_1 = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_1^2} = \frac{2 \cdot 2}{3,14 \cdot 1^2} = 2,546 \text{ м/с,}$$

$$w_2 = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_2^2} = \frac{2 \cdot 2}{3,14 \cdot 0,8^2} = 3,979 \text{ м/с.}$$

З рівняння Бернуллі напір насоса буде визначатися:

$$H = z + \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2 \cdot g} = 1,1 + \frac{5 \cdot 10^4 - 2,402 \cdot 10^4}{998 \cdot 9,81} + \frac{3,979^2 - 2,546^2}{2 \cdot 9,81} = 4,23 \text{ м.}$$

Гідравлічна потужність насоса:

$$N = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H = 998 \cdot 9,81 \cdot 2 \cdot 4,23 = 82,82 \cdot 10^3 \text{ Вт.}$$

Отже, гідравлічна потужність насоса 82,82 кВт.

#### 1.4.4 Контрольні запитання

1. Проаналізуйте виведення рівняння Бернуллі.
2. Проаналізуйте яку величину називають загальним або гідродинамічним напором.
3. Проаналізуйте залежність загального або гідродинамічного напору для будь-яких перерізів потоку
4. Проаналізуйте складові в рівнянні Бернуллі.
5. Проаналізуйте поняття нівелірна висота або геометричний напір.
6. Проаналізуйте поняття статичний чи п'єзометричний напір.
7. Проаналізуйте поняття повна питома потенційна енергія в даному перерізі(точці) потоку.

8. Проаналізуйте в яких виражається в одиницях виражається потенційна енергія в даному перерізі.

9. Проаналізуйте поняття швидкісний (динамічний) напір, або питома кінетична енергія в даному перерізі (точці) потоку.

10. Проаналізуйте що виражає рівняння Бернуллі для будь якого перерізу або точки потоку при встановленому русі ідеальної рідини.

11. Проаналізуйте який висновок можна зробити з аналізу рівняння Бернуллі.

12. Проаналізуйте як може бути спрощене рівняння Бернуллі для горизонтального потоку

13. Проаналізуйте причини, за якими при русі реальної рідин її гідродинамічний напір  $H$  (або сума потенційної і кінетичної енергії) не залишається постійним.

14. Проаналізуйте поняття гідравлічного опору.

15. Проаналізуйте на що витрачається енергія рухомої рідини.

16. Проаналізуйте як змінюється енергія частинки по довжині потоку.

17. Проаналізуйте зміну потенційної енергії переходить потоку.

18. Проаналізуйте зміну рівняння Бернуллі для того, щоб зберегти рівність напорів (або енергії) в будь-якому перерізі потоку.

19. Проаналізуйте необхідність добавляння члену рівняння Бернуллі, що враховує втрати напору

20. Проаналізуйте що включає в себе втрачений напір.

21. Проаналізуйте, які задачі можна вирішити рівняння Бернуллі.

## **1.5 ГІДРАВЛІЧНИЙ ОПІР ПРИ РУСІ СУЦІЛЬНОГО СЕРЕДОВИЩА**

### **1.5.1 Теоретичні відомості**

Матеріал викладено за авторами [2-8].

Шляхом спостережень за рухом рідини було встановлено, що існує декілька режимів її руху. О. Рейнольдс провів серію експериментів з введенням в потік рідини струмів барвника. В результаті досліджень було встановлено, що при малих витратах робочої рідини тонкий струмінь рухався середині труби, не змішуючись з усією масою рідини, тобто шляхи частинок робочої і забарвленої рідини в цих умовах прямолінійні і вони рухаються по паралельним траєкторіям. Отже, підфарбований струмінь розповсюджується вздовж осі труби без збурень якщо не враховувати молекулярну дифузію барвника. Така усталена течія була названа паралельно струменевою або ламінарною [2-8].

При достатньо великих витратах (швидкостях) рідини поведінка зафарбованого струменя зовсім інше. Спочатку струмінь проходить деяку відстань в трубці, залишаючись незбуреною, а потім вона починає набувати хвилеподібного руху, коливаючись з боку в бік і, нарешті, повністю розмивається, змішуючись з основною масою робочої рідини. Цей неупорядкований рух з інтенсивним перемішуванням по перерізу потоку отримав назву турбулентним [2-8].

Експериментально встановлено, що, перехід від ламінарного режиму до турбулентного залежить не лише від швидкості потоку  $w$ , але від фізичних властивостей рідини (в'язкості), та визначального геометричного розміру – діаметра труби. Безрозмірний комплекс, в який входять всі ці величини, дозволяє судити про режим руху рідини. Цей комплекс називається числом (критерієм) Рейнольдса та характеризує відношення сил інерції до сил тертя:

$$\text{Re} = \frac{w \cdot d \cdot \rho}{\mu} = \frac{w \cdot d}{\nu} . \quad (1.36)$$

Критерій Рейнольдса описує вимушений рух рідини і характеризує співвідношення сил інерції і сил в'язкості. У випадку руху рідини в трубопроводі чи каналі настає момент, коли сили інерції набувають такого значення, що в'язкість вже не може стати на перешкоді утворенню вихорів. Значення числа Рейнольдса для умов переходу від ламінарного режиму руху рідини до турбулентного називають критичним. При русі рідин по прямих гладких трубах  $\text{Re}_{\text{кр}}=2300$ . При  $\text{Re}<2300$  режим руху буде ламінарним, а при  $\text{Re}>2300$  – турбулентним. Однак при

2300 < Re < 10 000 режим руху рідини нестійкий – режим може бути і ламінарним, і турбулентним; цю область значень Re часто називають перехідною. Тому вважають, що стійкий (розвинений) турбулентний режим при русі по прямих гладких трубах встановлюється при Re > 10 000 [2, 7. 8].

У випадку, якщо потік піддається збуренням (шорсткі стінки труби, звуження або розширення потоку тощо), критичне значення  $Re_{кр}$  може значно звужуватися. Це тим більше відноситься до течій потоків в хімічних апаратах, що мають зазвичай складну конфігурацію. В цих випадках експериментально визначають  $Re_{кр}$ , котрі для типових апаратів наведені в довідковій літературі.

У випадку руху рідини по каналу (трубопроводу, апараті) складної конфігурації, при розрахунку Re замість діаметра використовують гідравлічний радіус, чи еквівалентний діаметр.

Гідравлічним радіусом називається відношення площі перерізу потоку до змоченого периметра каналу:

$$r_r = \frac{S}{\Pi}. \quad (1.37)$$

Для круглої труби:

$$r_r = \frac{\pi d^2}{4\pi d} = \frac{d}{4}. \quad (1.38)$$

Діаметр, виражений через гідравлічний радіус, називається еквівалентним:

$$d = d_e = 4r_r. \quad (1.39)$$

$$d_e = \frac{4S}{\Pi}. \quad (1.40)$$

Для визначення втрат тиску на тертя користуються рівнянням Хагена-Пуазейля:

$$\Delta p = \lambda \frac{L}{d} \frac{\rho w^2}{2}. \quad (1.41)$$

За своїм сенсом величина  $\Delta p$  характеризує втрати тиску на тертя при русі потоку по трубопроводу довжиною  $L$ . Безрозмірну величину  $\lambda$  називають коефіцієнтом гідравлічного тертя, або просто коефіцієнтом тертя.

Формули розрахунку коефіцієнта тертя  $\lambda$  залежать від режиму руху і шорсткості трубопроводу [2-5, 8].

При ламінарному режимі ( $Re < 2300$ ) [9]:

$$\lambda = \frac{A}{Re}. \quad (1.42)$$

Коефіцієнт  $A$  залежить від форми перерізу трубопроводу. В таблиці 1.3 наведені значення коефіцієнтів  $A$  та еквівалентного діаметра для деяких перерізів [2-5, 8].

**Таблиця 1.3 – Характеристики деяких перерізів каналів [2-5, 8]**

Форма перерізу	$A$	$d_e$
Круг діаметром $d$	64	$d$
Квадрат стороною $a$	57	$a$
Кільце шириною $a$	96	$2a$
Прямокутник висотою $a$ і шириною $b$ :		
$b \gg a$	96	$2a$
$b/a=10$	85	$1,81a$
$b/a=4$	73	$1,6a$
$b/a=2$	62	$1,3a$

В турбулентних і перехідних потоках розрізняють три зони, для яких коефіцієнт  $\lambda$  розраховується за різними формулами.

Для зони гладкого тертя ( $2320 < Re < 10/e$ ) [2-5]:

$$\lambda = \frac{0,316}{\sqrt[4]{Re}}. \quad (1.43)$$

Для зони змішаного тертя ( $10/e < Re < 560/e$ ) [2-5]:

$$\lambda = 0,11 \left( e + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}. \quad (1.44)$$

Для зони, автотодельної відносно  $Re$  ( $Re > 560/e$ ) [2-5]:

$$\lambda = 0,11 e^{0,25}. \quad (1.45)$$

В формулах (1.5)–(1.7)  $e=\Delta/d_e$  – відносна шорсткість труби;  $\Delta$  – абсолютна шорсткість труби (середня висота виступів на поверхні труби).

Орієнтовні значення абсолютної шорсткості труб  $\Delta$  наведені в таблиці 1.4 [2-5, 8].

**Таблиця 1.4 – Шорсткість деяких видів труб [2-5, 8]**

Труби	$\Delta$ , мм
Сталеві нові	0,06–0,1
Сталеві, що були в експлуатації, з незначною корозією	0,1–0,2
Сталеві старі, забруднені	0,5–2
Чавунні нові, керамічні	0,35–1
Чавунні водопровідні, що були в експлуатації	1,4
Алюмінієві гладкі	0,015–0,06
Труби з латуні, міді і свинцю, чисті цільнотягнуті, скляні	0,0015–0,01
Для насиченої пари	0,2
Для пари, що працюють періодично	0,5
Для конденсату, що працюють періодично	1,0
Повітропроводи, від поршневих і турбокомпресорів	0,8

Втрати тиску на тертя в зігнутій трубі (змійовику) більше ніж в прямій, тому вводить поправка [2-5, 8]:

$$\Delta p_{зм} = \psi \Delta p_{пр} . \quad (1.46)$$

Безрозмірний поправковий коефіцієнт обчислюється за формулою [2-5]:

$$\psi = 1 + 3,54 \frac{d}{D} , \quad (1.47)$$

де  $d$  – внутрішній діаметр труби;  $D$  – діаметр витка змійовика.

### 1.5.2 Завдання на практичне заняття

На даному практичному занятті до розв'язку пропонується два або три завдання (за вибором викладача) з наведеного нижче переліку. Метою всіх завдань

є набуття досвіду визначення режиму течії рідини розрахунковим шляхом та знаходження втрати тиску на тертя при різних режимах течії.

### Завдання 1.

Визначити критичну швидкість, що відповідає переходу від ламінарного до турбулентного режиму в трубі діаметром  $d$ , для води, повітря і бензолу, при температурі  $t$ .

#### Вихідні дані:

Діаметр труби

$$d=0,03 \text{ м}$$

Температура речовини

$$t=19+1 \cdot N_{\text{вар}} \text{ } ^\circ\text{C}$$

Властивості рідин наведені в таблиці 1.5

**Таблиця 1.5 – Теплофізичні властивості води, повітря та гліцерину [2, 8]**

$t, ^\circ\text{C}$	Вода		Повітря		Гліцерин	
	$\rho, \text{ кг/м}^3$	$\mu \cdot 10^3, \text{ Па}\cdot\text{с}$	$\rho, \text{ кг/м}^3$	$\mu \cdot 10^6, \text{ Па}\cdot\text{с}$	$\rho, \text{ кг/м}^3$	$\mu \cdot 10^3, \text{ Па}\cdot\text{с}$
0	1000	1,790	1,293	18,8	1136	12
20	998	1,000	1,205	21,4	1126	6,05
40	992	0,656	1,128	24,3	1116	3,5
60	983	0,469	1,060	27,2	1106	2
80	972	0,357	1,000	30,2	1006	1,2
100	958	0,284	0,946	33,6	996	0,73
120	943	0,232	0,898	40,3	986	0,45

### Завдання 2.

Визначити число Рейнольдса і режим руху води, повітря і гліцерину в трубі діаметром  $d$ , при витратах рідини (газу)  $Q$  і температурі  $t$ . Чи зміниться режим руху при збільшенні та зменшенні температури на  $7^\circ\text{C}$ . Властивості рідин наведені в таблиці 1.5

#### Вихідні дані:

Діаметр труби	$d=0,03 \text{ м}$
Температура речовини	$t=21+1 \cdot N_{вар} \text{ } ^\circ\text{C}$
Витрата середовища	$Q=8 \cdot 10^{-4}+10^{-5} \cdot N_{вар} \text{ м}^3/\text{с}$

### **Завдання 3.**

Визначити трати напору по довжині трубопроводу, діаметром  $d$  і довжиною  $l$ , при перекачуванні води з витратою  $Q$ . Трубопровід виготовлений з нових сталевих труб. Як зміниться втрати напору, якщо витрати збільшити в два рази.

Діаметр труби	$d=0,1 \text{ м}$
Довжина трубопроводу	$l=800+20 \cdot N_{вар} \text{ м}$
Температура води	$t=21+1 \cdot N_{вар} \text{ } ^\circ\text{C}$
Витрата середовища	$Q=0,5+0,02 \cdot N_{вар} \text{ м}^3/\text{год}$

### **Завдання 4.**

Визначити втрати тиску на тертя в змійовику (рисунок 1.19), по якому проходить вода з витратою  $Q$ . Змійовик виготовлений з мідної труби з внутрішнім діаметром  $d$  і числом витків  $D$ . Середня температура води  $t$ .

#### **Вихідні дані.**

Витрата води	$Q=0,5+0,025 \cdot N_{вар} \text{ м}^3/\text{год}$
Діаметр труби	$d=0,02 \text{ м}$
Діаметр витка змійовика	$D=0,5 \text{ м}$
Число витків змійовика	$n_b=10$
Температура води	$t=21+1 \cdot N_{вар} \text{ } ^\circ\text{C}$



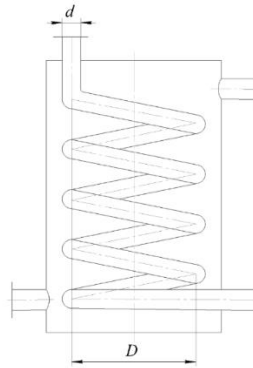


Рисунок 1.19 – До завдання 4

### 1.5.3 Приклади розв'язку завдань

#### *Приклад розв'язку завдання 1.*

#### *Вихідні дані:*

Діаметр труби, м, $d$	0,03
Температура речовини, °С, $t$	19

#### *Порядок розрахунку:*

Критичне значення критерію Рейнольдса становить:

$$Re_{кр} = 2300$$

Тоді величину критичної швидкості можна визначити за рівнянням:

$$w_{кр i} = \frac{Re_{кр} \cdot \mu_i}{d \cdot \rho_i}$$

Для води при температурі 19 °С (таблиця 1.1), густина дорівнює  $\rho_1 = 998,1 \text{ кг/м}^3$ , а коефіцієнт динамічної в'язкості  $\mu_1 = 1,039 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$ . Тоді критична швидкість для води буде дорівнювати:

$$w_{кр 1} = \frac{Re_{кр} \cdot \mu_1}{d \cdot \rho_1} = \frac{2300 \cdot 1,039 \cdot 10^{-3}}{0,03 \cdot 998,1} = 0,08 \text{ м/с.}$$

Аналогічно, для повітря:  $\rho_2 = 1,209 \text{ кг/м}^3$ ,  $\mu_2 = 2,127 \cdot 10^{-5} \text{ Па} \cdot \text{с}$ . Тоді:

$$w_{кр 2} = \frac{Re_{кр} \cdot \mu_2}{d \cdot \rho_2} = \frac{2300 \cdot 2,127 \cdot 10^{-5}}{0,03 \cdot 1,209} = 1,348 \text{ м/с.}$$

І для гліцерину:  $\rho_3 = 1127 \text{ кг/м}^3$ ,  $\mu_2 = 6,348 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$ . Тоді:

$$w_{кр3} = \frac{Re_{кр} \cdot \mu_3}{d \cdot \rho_3} = \frac{2300 \cdot 6,348 \cdot 10^{-3}}{0,03 \cdot 1127} = 0,432 \text{ м/с.}$$

Отже, властивості рідини чинять суттєвий вплив величину критичної швидкості.

### **Приклад розв'язку завдання 2.**

#### **Вихідні дані:**

Діаметр труби, м, $d$	0,03
Температура речовини, °С, $t$	21
Витрата середовища, м <sup>3</sup> /с, $Q$	$8 \cdot 10^{-4}$

#### **Порядок розрахунку:**

Знайдемо площу поперечного перерізу трубопроводу:

$$F = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,03^2}{4} = 0,0007065 \text{ м}^2.$$

Середня швидкість рідини чи газу в трубі:

$$w = \frac{Q}{F} = \frac{8 \cdot 10^{-4}}{0,0007065} = 0,113 \text{ м/с.}$$

При температурі  $t = 21^\circ\text{C}$  теплофізичні властивості води становлять (таблиця 1.1): густина –  $\rho_1 = 997,7 \text{ кг/м}^3$ ; коефіцієнт динамічної в'язкості  $\mu_1 = 9,828 \cdot 10^{-4} \text{ Па}\cdot\text{с}$ .

Тоді критерій Рейнольдса буде дорівнювати:

$$Re_1 = \frac{w \cdot d \cdot \rho_1}{\mu_1} = \frac{0,113 \cdot 0,03 \cdot 997,7}{9,828 \cdot 10^{-4}} = 3447.$$

Отже режим руху – перехідний.

Аналогічно для повітря:  $\rho_2 = 1,201 \text{ кг/м}^3$ ;  $\mu_2 = 2,154 \cdot 10^{-5} \text{ Па}\cdot\text{с}$ , тоді:

$$Re_2 = \frac{w \cdot d \cdot \rho_2}{\mu_2} = \frac{0,113 \cdot 0,03 \cdot 1,201}{2,154 \cdot 10^{-5}} = 189,3.$$

Режим руху – ламінарний.

І для гліцерину:  $\rho_3 = 1125 \text{ кг/м}^3$ ;  $\mu_3 = 5,922 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$ :

$$Re_3 = \frac{w \cdot d \cdot \rho_3}{\mu_3} = \frac{0,113 \cdot 0,03 \cdot 1125}{5,922 \cdot 10^{-3}} = 645,2.$$

Режим руху – ламінарний.

Збільшення температури на 7 градусів дає такі зміни:

Вода ( $\rho_1 = 995,6 \text{ кг/м}^3$ ;  $\mu_1 = 8,624 \cdot 10^{-4} \text{ Па}\cdot\text{с}$ ):

$$\text{Re}_1 = \frac{w \cdot d \cdot \rho_1}{\mu_1} = \frac{0,011 \cdot 0,3 \cdot 995,6}{8,624 \cdot 10^{-4}} = 3920.$$

Режим течії – перехідний.

Повітря ( $\rho_2 = 1,174 \text{ кг/м}^3$ ;  $\mu_1 = 2,256 \cdot 10^{-5} \text{ Па}\cdot\text{с}$ ):

$$\text{Re}_2 = \frac{w \cdot d \cdot \rho_2}{\mu_2} = \frac{0,011 \cdot 0,3 \cdot 1,174}{2,256 \cdot 10^{-5}} = 176,7.$$

Режим течії – ламінарний.

Гліцерин ( $\rho_3 = 1122 \text{ кг/м}^3$ ;  $\mu_1 = 5,03 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$ ):

$$\text{Re}_3 = \frac{w \cdot d \cdot \rho_3}{\mu_3} = \frac{0,011 \cdot 0,3 \cdot 1122}{5,03 \cdot 10^{-3}} = 757,4.$$

Режим течії – ламінарний.

Зменшення температури на 7 градусів дає такі зміни:

Вода ( $\rho_1 = 998,6 \text{ кг/м}^3$ ;  $\mu_1 = 1,237 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$ ):

$$\text{Re}_1 = \frac{w \cdot d \cdot \rho_1}{\mu_1} = \frac{0,011 \cdot 0,3 \cdot 998,6}{1,237 \cdot 10^{-3}} = 2741.$$

Режим течії – перехідний.

Повітря ( $\rho_2 = 1,231 \text{ кг/м}^3$ ;  $\mu_1 = 2,062 \cdot 10^{-5} \text{ Па}\cdot\text{с}$ ):

$$\text{Re}_2 = \frac{w \cdot d \cdot \rho_2}{\mu_2} = \frac{0,011 \cdot 0,3 \cdot 1,231}{2,062 \cdot 10^{-5}} = 202,8.$$

Режим течії – ламінарний.

Гліцерин ( $\rho_3 = 1122 \text{ кг/м}^3$ ;  $\mu_1 = 7,835 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$ ):

$$\text{Re}_3 = \frac{w \cdot d \cdot \rho_3}{\mu_3} = \frac{0,011 \cdot 0,3 \cdot 1129}{7,835 \cdot 10^{-3}} = 489,3.$$

Режим течії – ламінарний.

Отже, режим руху суттєво залежить від роду речовини, що рухається трубопроводом. Відносно невелика зміна температури не чинить суттєвого впливу на режим течії.

**Приклад розв'язку завдання 3.****Вихідні дані:**

Діаметр труби, м, $d$	0,1
Довжина трубопроводу, м, $l$	800
Температура води, °С, $t$	21
Витрата середовища, м <sup>3</sup> /год, $Q$	0,5

**Порядок розрахунку:**

Переведемо витрати в системні одиниці

$$Q = 0,5/3600 = 1,389 \cdot 10^{-4}.$$

Площа поперечного перерізу трубопроводу:

$$F = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,1^2}{4} = 7,854 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Швидкість руху води (витрата в м<sup>3</sup>/с):

$$w = \frac{Q}{F} = \frac{1,389 \cdot 10^{-4}}{7,854 \cdot 10^{-3}} = 0,018 \text{ м/с}.$$

При робочій температурі густина води становить  $\rho = 997,7 \text{ кг/м}^3$ , а коефіцієнт динамічної в'язкості  $\mu = 9,828 \cdot 10^{-4} \text{ Па} \cdot \text{с}$ . Тоді критерій Рейнольдса становитиме:

$$\text{Re} = \frac{w \cdot d \cdot \rho}{\mu} = \frac{0,018 \cdot 0,1 \cdot 997,7}{9,828 \cdot 10^{-4}} = 1795.$$

Оскільки значення критерію Рейнольдса не перевищує критичне ( $\text{Re} = 1795 < 2300$ ), то коефіцієнт тертя визначається за формулою:

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}} = \frac{64}{1795} = 0,036.$$

Тоді втрати тиску в трубопроводі становитимуть:

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho \cdot w^2}{2} = 0,036 \cdot \frac{800}{0,1} \cdot \frac{997,7 \cdot 0,018^2}{2} = 44,49 \text{ Па}$$

При збільшенні витрати в двічі за умови незмінності інших параметрів, швидкість та критерій Рейнольдса також зростуть в двічі, тобто:

$$w' = 2 \cdot w = 2 \cdot 0,018 = 0,036 \text{ м/с}$$

$$Re' = 2 \cdot Re = 2 \cdot 1795 = 3590$$

Отже режим течії – перехідний.

Для нових сталевих труб абсолютна шорсткість становить  $\Delta = 0,1$  мм. Тоді відносна шорсткість становитиме:

$$e = \frac{\Delta}{d} = \frac{0,1 \cdot 10^{-3}}{0,1} = 10^{-3}$$

Оскільки виконується умова:

$$2300 < Re' = 3590 < \frac{10}{e} = 10000,$$

то для розрахунку коефіцієнта тертя використовується формула:

$$\lambda' = \frac{0,316}{\sqrt[4]{Re'}} = \frac{0,316}{\sqrt[4]{3590}} = 0,041$$

Тоді втрати тиску в другому випадку становитимуть:

$$\Delta p' = \lambda' \frac{l}{d} \frac{\rho \cdot (w')^2}{2} = 0,041 \cdot \frac{800}{0,1} \cdot \frac{997,7 \cdot 0,036^2}{2} = 203,8 \text{ Па.}$$

Отже, в таких умовах збільшення витрат в двічі збільшує витрати тиску в 4,58 раз.

#### **Приклад розв'язку завдання 4.**

##### **Вихідні дані:**

Витрата води, м <sup>3</sup> /год, $Q$	0,5
Діаметр труби, м, $d$	0,02
Діаметр витка змійовика, м, $D$	0,5
Число витків змійовика, $n_B$	10
Температура води, °C, $t$	21

##### **Порядок розрахунку:**

Площа поперечного перерізу труби змійовика:

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,02^2}{4} = 3,142 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Швидкість води в змійовику (витрата в м<sup>3</sup>/с):

$$w = \frac{Q}{S} = \frac{1,389 \cdot 10^{-4}}{3,142 \cdot 10^{-4}} = 0,442 \text{ м/с.}$$

При робочій температурі густина води становить  $\rho=997,7$  кг/м<sup>3</sup>, а коефіцієнт динамічної в'язкості  $\mu=9,828 \cdot 10^{-4}$  Па·с. Тоді критерій Рейнольдса буде дорівнювати:

$$Re = \frac{w \cdot d \cdot \rho}{\mu} = \frac{0,442 \cdot 0,02 \cdot 997,7}{9,828 \cdot 10^{-4}} = 8976$$

Для мідних труб абсолютна шорсткість становить  $\Delta=0,01$  мм. Тоді відносна шорсткість становитиме:

$$e = \frac{\Delta}{d} = \frac{0,01}{0,2} = 0,05$$

Оскільки виконується умова:

$$2300 < Re' = 8976 < \frac{10}{e} = 2 \cdot 10^4,$$

то для розрахунку коефіцієнта тертя використовується формула:

$$\lambda = \frac{0,316}{\sqrt[4]{Re}} = \frac{0,316}{8976} = 0,032$$

Довжина змійовика:

$$L = \pi \cdot D \cdot n_v = 3,14 \cdot 0,5 \cdot 10 = 15,71$$

Втрати тиску в прямій трубі:

$$\Delta p_p = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2} = 0,032 \cdot \frac{15,71}{0,02} \cdot \frac{997,7 \cdot 0,442^2}{2} = 2486 \text{ Па.}$$

Поправковий коефіцієнт:

$$\psi = 1 + 3,54 \cdot \frac{d}{D} = 1 + 3,54 \cdot \frac{0,02}{0,5} = 1,142$$

Втрати тиску в змійовику:

$$\Delta p_z = \psi \cdot \Delta p_p = 1,142 \cdot 2486 = 2838 \text{ Па.}$$

Отже втрати тиску в змійовику дещо перевищують втрати в прямій трубі такої ж довжини.

### 1.5.4 Контрольні запитання

1. Проаналізуйте експерименти О. Рейнольдса
2. Проаналізуйте, які існують режими руху рідин та газів.
3. Проаналізуйте який режим руху рідин та газів називається паралельним струменевим або ламінарним.
4. Проаналізуйте який режим руху рідин та газів називається паралельним струменевим або ламінарним турбулентним.
5. Проаналізуйте який режим руху рідин та газів називається перехідним.
6. Проаналізуйте від яких факторів від одного режиму до іншого.
7. Проаналізуйте що називається числом (критерієм) Рейнольдса.
8. Як позначається число (критерій) Рейнольдса.
9. Проаналізуйте що характеризує число (критерій) Рейнольдса.
10. Проаналізуйте що описує число (критерій) Рейнольдса.
11. Проаналізуйте які значення числа (критерія) Рейнольдса називають критичним.
12. Проаналізуйте при яких значеннях числа (критерія) Рейнольдса режим руху буде ламінарним.
13. Проаналізуйте при яких значеннях числа (критерія) Рейнольдса режим руху буде турбулентним.
14. Проаналізуйте при яких значеннях числа (критерія) Рейнольдса режим руху буде перехідним.
15. Проаналізуйте при яких значеннях числа (критерія) Рейнольдса режим руху в прямих гладких трубах встановлюється буде стійкий (розвинений) турбулентний.
16. Проаналізуйте причини, при яких критичне значення  $Re_{кр}$  може значно звужуватися.

17. У випадку руху рідини по каналу (трубопроводу, апараті) складної конфігурації, при розрахунку  $Re$  замість діаметра використовують гідравлічний радіус, чи еквівалентний діаметр.

18. Проаналізуйте, який режим руху рідини при значеннях  $Re < 2300$ .

19. Проаналізуйте, який режим руху рідини при значеннях  $2300 < Re < 10\,000$ .

20. Проаналізуйте, який режим руху рідини при значеннях  $10\,000 < Re$ .

21. Проаналізуйте, яка величина називається гідравлічним радіусом.

22. Проаналізуйте, яка величина називається еквівалентним діаметром.

23. Проаналізуйте як визначають втрати тиску на тертя.

24. Проаналізуйте рівнянням Хагена-Пуазейля.

25. Проаналізуйте поняття і розмірність коефіцієнта тертя.

26. Проаналізуйте залежності для розрахунку коефіцієнта тертя при ламінарному режимі ( $Re < 2300$ ).

27. Проаналізуйте залежності для розрахунку коефіцієнта тертя для турбулентних і перехідних режимах.

28. Проаналізуйте залежність для розрахунку коефіцієнта тертя у турбулентних і перехідних режимів для зони гладкого тертя ( $2320 < Re < 10/e$ ).

29. Проаналізуйте залежність для розрахунку коефіцієнта тертя у турбулентних і перехідних режимів для зони змішаного тертя ( $10/e < Re < 560/e$ ).

30. Проаналізуйте залежність для розрахунку коефіцієнта тертя у турбулентних і перехідних режимів для зони, автотодельної відносно  $Re$  ( $Re > 560/e$ ).

31. Проаналізуйте поняття відносної шорсткості труби та абсолютної шорсткості труби.

32. Проаналізуйте втрати тиску на тертя в зігнутій трубі (змійовику).

## **1.6 РОЗРАХУНОК ДІАМЕТРА ТРУБОПРОВОДУ**

### **1.6.1 Теоретичні відомості**



### 1.6.1.1 Місцеві опори

Матеріал викладено за авторами [2-8].

Розрахунок гідравлічного опору проводиться для визначення витрат енергії на переміщення рідин та газів, а також для вибору насосів і компресорних машин.

При русі потоку по трубопроводу гідравлічний опір складається не лише з опору тертя об стінку, а й включає в себе втрати тиску на місцевих опорах, що виникають при зміні напрямку або швидкості потоку.

Втрати тиску на подолання сумарного опору визначаються за формулою:

$$\Delta p = \left( \lambda \frac{l}{d_e} + \sum \xi \right) \frac{\rho w^2}{2}, \quad (1.6.1)$$

де  $\sum \xi$  – сума коефіцієнтів місцевого опору.

Значення коефіцієнтів місцевого опору  $\xi$  в загальному випадку залежить від виду місцевого опору і режиму руху рідини. Нижче наведені найбільш поширені типи місцевих опорів, і відповідне значення коефіцієнтів  $\xi$ .

1. Вхід в трубу:

з гострими краями  $\xi=0,5$

з заокругленими краями  $\xi=0,2$

2. Вихід з труби:  $\xi=1$

3. Плавний відвід круглого перерізу (рисунок 1.20 ):  $\xi=A \cdot B$

Коефіцієнт  $A$  залежить від кута  $\varphi$ , на який змінюється напрям потоку в відводі:

$\varphi, ^\circ$	20	30	45	60	90	110	130	150	180
$A$	0,31	0,45	0,60	0,78	1,0	1,13	1,20	1,28	1,40

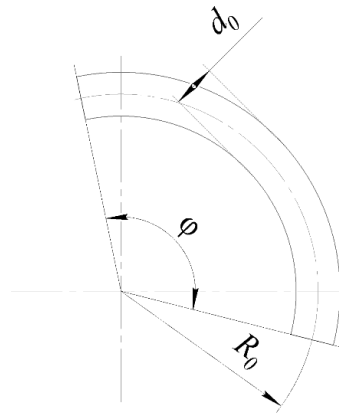


Рисунок 1.20 – Плавний відвід

Коефіцієнт  $B$  залежить від відношення радіусу повороту труби  $R_0$  до внутрішнього діаметра  $d$ :

$R_0/d$	1,0	2,0	4,0	6,0	15	30	50
$B$	0,21	0,15	0,11	0,09	0,06	0,04	0,03

#### 4. Коліно з кутом $90^\circ$ :

$d$ , мм	12,5	25	37	50	>50
$\xi$	2,2	2	1,6	1,1	1,1

#### 5. Вентиль нормальний при повному відкритті:

$d$ , мм	13	20	40	80	100	150	200	250	350
$\xi$	10,8	8,0	4,9	4,0	4,1	4,4	4,7	5,1	5,5

#### 6. Вентиль прямоточний при повному відкритті.

При  $Re > 3 \cdot 10^5$ :

$d$ , мм	25	38	50	65	76	100	150	200	250
$\xi$	1,04	0,85	0,79	0,65	0,60	0,50	0,42	0,36	0,3

При  $Re < 3 \cdot 10^5$  вказане значення  $\xi$  треба помножити на коефіцієнт  $k$ , що залежить від  $Re$ :

$Re$	5000	10 000	20 000	50 000	100 000	200 000
$k$	1,40	1,07	0,94	0,88	0,91	0,93

7. Раптове розширення. Значення  $\xi$  (таблиця 1.6) залежить від відношення площ поперечного перерізу  $F_1/F_2$  (меншого до більшого) і від числа Ренйольдса  $Re$  (розраховується через швидкість і еквівалентний діаметр для меншого перерізу).

**Таблиця 1.6 – Значення коефіцієнтів місцевого опору при раптовому розширенні каналу**

Re	$\xi$ при $F_1/F_2$					
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
10	3,10	3,10	3,10	3,10	3,10	3,10
100	1,70	1,40	1,20	1,10	0,90	0,80
1000	2,00	1,60	1,30	1,05	0,90	0,60
3000	1,00	0,70	0,60	0,40	0,30	0,20
$\geq 3500$	0,81	0,64	0,50	0,36	0,25	0,16

8. Раптове звуження. Значення  $\xi$  визначають так само, як і при раптовому розширенні (таблиця 1.7).

**Таблиця 1.7 – Значення коефіцієнтів місцевого опору при раптовому звуженні каналу**

Re	$\xi$ при $F_1/F_2$					
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
10	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0
100	1,30	1,20	1,10	1,00	0,90	0,80
1000	0,64	0,50	0,44	0,35	0,30	0,25
3000	0,50	0,40	0,35	0,30	0,25	0,20
$\geq 3500$	0,45	0,40	0,35	0,30	0,25	0,20

9. Шибер:

$d$ труби, мм	15-100	175-200	300 і більше
$\xi$	0,5	0,25	0,15

### 1.6.1.2 Визначення раціонального діаметру трубопроводу

Матеріал викладено за авторами [2-8]. Внутрішній діаметр трубопроводу вибирають з рівнянь:

$$Q = w \cdot S = w \cdot \frac{\pi d^2}{4}, \quad (1.48)$$

або

$$G = w \cdot \rho \cdot S = w \cdot \rho \cdot \frac{\pi d^2}{4}. \quad (1.49)$$

Звідки:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot w}}, \quad (1.50)$$

або

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot G}{\pi \cdot \rho \cdot w}}. \quad (1.51)$$

З рівнянь (1.50) та (1.51) випливає, що для визначення діаметра трубопроводу необхідно знати об'ємну витрату рідини і швидкість її руху. Зі збільшенням швидкості руху діаметр трубопроводу, необхідний при даній витраті, зменшується і, відповідно, знижується вартість трубопроводу, затрати на його монтаж та ремонт. Проте зі збільшенням швидкості зростають втрати напору і, як наслідок цього, витрати енергії на переміщення рідини або газу. Оптимальний діаметр трубопроводу при якому сумарні витрати енергії на переміщення рідини і азу мінімальні, знаходяться за допомогою техніко-економічного розрахунку. Діаметр трубопроводу, близький до оптимального, визначається при виборі рекомендованих швидкостей, встановлених на основі узагальнення досвіду експлуатації трубопроводів (таблиця 1.8).

Після знаходження діаметра трубопроводу необхідно вибрати матеріал трубопроводу відповідно до властивостей середовища, що перекачується та найближчий стандартний діаметр трубопроводу. Стандартний діаметр труб визначається розмірами труб, що випускаються металургійними підприємствами відповідно до стандартів на різні види труб (холоднокатані, гарячекатані тощо). В таблиці 1.9 наведені деякі характеристики сталевих труб, що застосовуються в промисловості (символ «В» значить, що труба виготовляється з вуглецевої сталі, «Н» – з нержавіючої).

Таблиця 1.8 – Рекомендовані швидкості речовин

Речовина	$w$ , м/с
Рідини	
при русі самотоком	
в'язкі	0,1–0,5
малов'язкі	0,5–1,0
При перекачуванні насосами	
у всмоктувальних трубопроводах	0,8–2,0
у нагнітальних трубопроводах	1,5–3,0
Гази	
при природній тязі	2-4
при невеликому тиску (до $10^4$ Па)	4-15
при великому тиску (понад $10^4$ Па)	15-25
Пари	
перегріті	30–50
насичені, при абсолютному тиску, Па	
понад $10^5$	15–25
$(0,5...1) \cdot 10^5$	20–40
$(0,2...0,5) 10^5$	40–60
$(0,05...0,02) \cdot 10^5$	60–75

Таблиця 1.9 – Деякі характеристики труб

Зовнішній діаметр, мм	Товщина стінки, мм	Матеріал	Зовнішній діаметр, мм	Товщина стінки, мм	Матеріал
14	2	В, Н	90	4	В,Н
14	2,5	Н	90	5	В,Н
14	3	В	89	4	У
16	2	В	89	4,5	Н
18	2	В,Н	89	6	В
18	3	В	95	4	В, Н
20	2	Н	95	5	В

20	2,5	В	108	4	В
22	2	В,Н	108	5	У
22	3	В	108	6	Н
25	2	В,Н	133	4	У
25	3	В	133	6	Н
32	3	Н	133	7	В
32	3,5	В	159	4,5	В
38	2	В,Н	159	5	В
38	3	Н	159	6	Н
38	4	В	159	7	В
45	3,5	Н	194	6	В
45	4	В	194	10	В
48	3	Н	219	6	В
48	4	В	219	8	В
56	3,5	Н	245	7	В
57	2,5	В	245	10	В
57	3,5	В	273	10	В
57	4	В	325	10	В
70	3	Н	325	12	В
70	3,5	В	377	10	В
76	4	В	426	11	В

При навчальних розрахунках можна приймати діаметр трубопроводу з такого ряду, мм: 19, 28, 32, 39, 51, 81, 98, 121, 147, 207, 257, 313, 359, 406, 506.

Слід зазначити, що в технологічному обладнанні діаметри штуцерів повинні дорівнювати діаметрам трубопроводів. Розрахунок діаметрів штуцерів є необхідним при розрахунках апаратів і проводиться так само як і вибір оптимального діаметра трубопроводу.

## 1.6.2 Завдання на практичне заняття

На даному практичному занятті до розв'язку пропонується одне або два завдання (за вибором викладача) з наведеного нижче переліку. Метою всіх завдань є набуття досвіду визначення втрат тиску в трубопроводах з урахуванням місцевих опорів.

### Завдання 1.

Визначити повний гідравлічний опір трубопроводу по якому рухається вода з температурою  $t$ , і витратою  $Q$ . Трубопровід виготовлений з нових сталевих труб. Геометричні розміри трубопроводу показані на схемі (рисунок 1.21).

### Примітки:

Оскільки трубопровід містить ділянки з різними діаметрами, а відповідно і різними швидкостями руху рідини в ньому, при розрахунках гідравлічного опору його слід умовно розділити на ділянки, для яких гідравлічний опір рахується окремо, а сумарний опір знаходиться як сума опорів на ділянках.

На ділянці трубопроводу  $l_2$  встановлено вентиль нормальний.

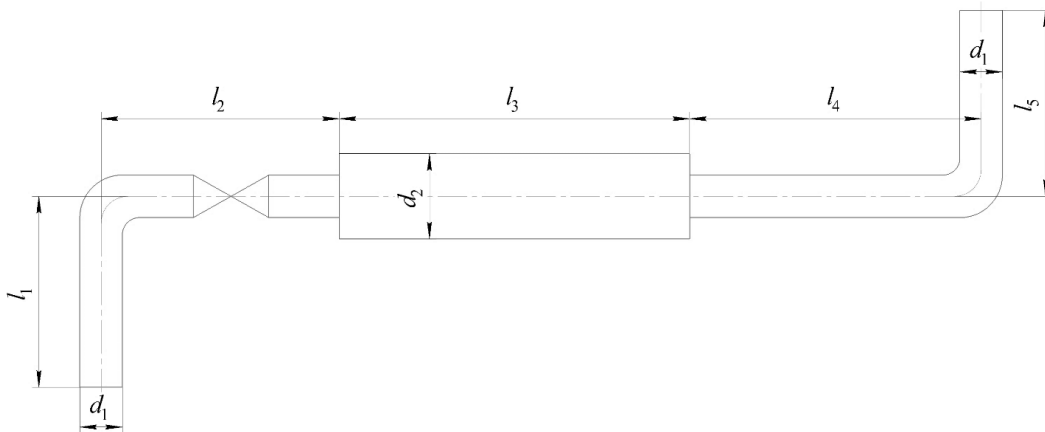


Рисунок 1.21 – До завдання 1

### Вихідні дані:

Витрата води

$$Q=2+0,012 \cdot N_{вар} \text{ м}^3/\text{Год}$$

Діаметр трубопроводу

$$d_1=0,095 \text{ м}$$



Довжини на схемі

$$d_2=0,149 \text{ м}$$

$$l_1=2 \text{ м}$$

$$l_2=3 \text{ м}$$

$$l_3=2+0,12 \cdot N_{вар} \text{ м}$$

$$l_4=2,5 \text{ м}$$

$$l_5=1,5 \text{ м}$$

Температура води

$$t=17+ N_{вар} \text{ } ^\circ\text{C}.$$

### Завдання 2.

Для трубопроводу, показаного на рисунку 1.22 визначити діаметр та визначити його повний гідравлічний опір, якщо по трубопроводу перекачується гліцерин з витратою  $Q$  при температурі  $t$ . Трубопровід виготовлений зі сталевих труб з незначною корозією.

#### Примітка:

На ділянці трубопроводу  $l_2$  встановлено вентиль прямоточний, а на ділянці  $l_4$  – шибер.

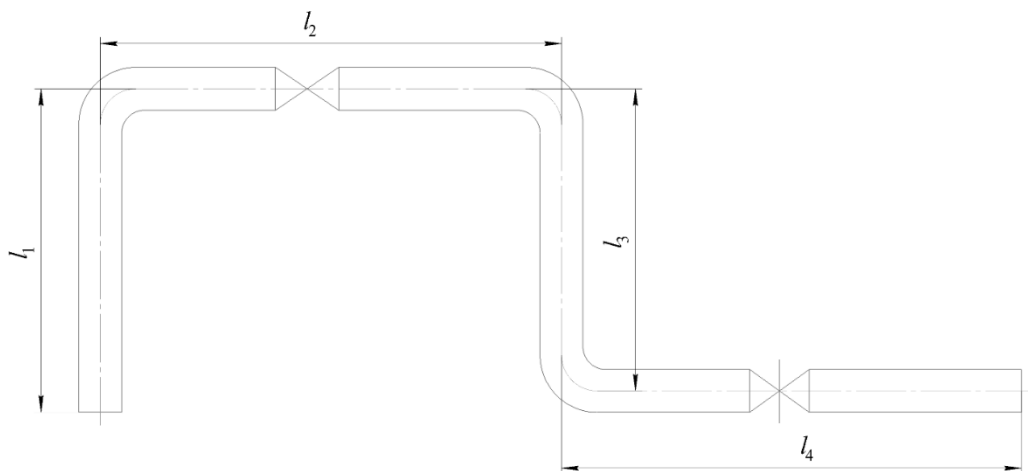


Рисунок 1.22 – До завдання 2

#### Вихідні дані:

Витрата гліцерину

$$Q=4+0,5 \cdot N_{вар} \text{ м}^3/\text{ГОД}$$

Довжини на схемі

$$l_1=1,5 \text{ м}$$

$$l_2=2+0,02 \cdot N_{вар} \text{ м}$$

Температура гліцерину

$$l_3=1,5 \text{ м}$$

$$l_4=3 \text{ м}$$

$$t=17+ N_{\text{вар}} \text{ } ^\circ\text{C}.$$

### 1.6.3 Приклади розв'язку завдань

#### *Приклад розв'язку завдання 1.*

##### *Вихідні дані:*

Витрата води, м <sup>3</sup> /год, $Q$	2
Діаметри трубопроводу, м, $d_1$	0,095
$d_2$	0,149
Довжини на схемі, м, $l_1$	2
$l_2$	3
$l_3$	2
$l_4$	2,5
$l_5$	1,5
Температура води, $^\circ\text{C}$ , $t$	17.

##### *Порядок розрахунку:*

Оскільки трубопровід містить ділянки з різними діаметрами, а відповідно і різними швидкостями руху рідини в ньому, при розрахунках гідравлічного опору його слід умовно розділити на ділянки, для яких гідравлічний опір рахується окремо, а сумарний опір знаходиться як сума опорів на ділянках. В даному випадку трубопровід слід розбити на три ділянки: 1) включає довжини трубопроводу  $l_1$  та  $l_2$ ; 2) включає довжину трубопроводу  $l_3$ ; 3) включає довжини трубопроводу  $l_4$  та  $l_5$ . Варто відзначити, що діаметр на ділянках 1 та 3 однаковий, тому значення швидкості, критерію Рейнольдса, та відносної шорсткості також будуть однаковими.

Площі поперечного перерізу трубопроводів:

$$F_1 = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,095^2}{4} = 7,088 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2,$$

$$F_2 = \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,149^2}{4} = 0,017 \text{ м}^2.$$

Швидкість поперечного руху води в перерізах трубопроводів (витрата переведена в м<sup>3</sup>/с):

$$w_1 = \frac{Q}{F_1} = \frac{5,556 \cdot 10^{-4}}{7,088 \cdot 10^{-3}} = 0,078 \text{ м/с},$$

$$w_2 = \frac{Q}{F_2} = \frac{5,556 \cdot 10^{-4}}{0,017} = 0,032 \text{ м/с}.$$

При робочій температурі густина води становить  $\rho = 998,3 \text{ кг/м}^3$ , а коефіцієнт динамічної в'язкості  $\mu = 1,119 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$  (таблиця 1.1). Тоді критерій Рейнольдса на ділянках трубопроводу буде дорівнювати:

$$\text{Re}_1 = \frac{w_1 \cdot d_1 \cdot \rho}{\mu} = \frac{0,078 \cdot 0,095 \cdot 998,3}{1,119 \cdot 10^{-3}} = 6646,$$

$$\text{Re}_2 = \frac{w_2 \cdot d_2 \cdot \rho}{\mu} = \frac{0,032 \cdot 0,149 \cdot 998,3}{1,119 \cdot 10^{-3}} = 4237.$$

Оскільки в обох випадках режим руху – перехідний, то знайдемо відносну шорсткість труб. Для нових сталевих труб абсолютна шорсткість становить  $\Delta = 0,1 \text{ мм}$ , тоді:

$$e_1 = \frac{\Delta}{d_1} = \frac{0,1 \cdot 10^{-3}}{0,095} = 1,053 \cdot 10^{-3},$$

$$e_2 = \frac{\Delta}{d_2} = \frac{0,1 \cdot 10^{-3}}{0,149} = 6,711 \cdot 10^{-4}.$$

Знайдемо коефіцієнт тертя на першій ділянці. Оскільки виконується умова:

$$2300 < \text{Re}_1 = 6646 < \frac{10}{e_1} = 9500,$$

то коефіцієнт тертя можна розрахувати за формулою:

$$\lambda_1 = \frac{0,316}{\sqrt[4]{\text{Re}_1}} = \frac{0,316}{\sqrt[4]{6646}} = 0,035$$

Розглянемо місцеві опори на ділянці. Тут присутні вхід в трубу ( $\xi_1=0,5$ ), коліно ( $\xi_2=1,1$ ), вентиль ( $\xi_3=4,1$ ), та раптове розширення ( $\xi_4=0,36$ ). Тоді сумарний опір на ділянці 1 становитиме:

$$\xi_{c1} = \xi_1 + \xi_2 + \xi_3 + \xi_4 = 0,5 + 1,1 + 4,1 + 0,36 = 6,06$$

Тоді втрати тиску на ділянці становитимуть:

$$\Delta p_1 = \left( \lambda_1 \cdot \frac{l_1 + l_2}{d_1} + \xi_{c1} \right) \cdot \frac{\rho \cdot w_1^2}{2} = \left( 0,035 \cdot \frac{2+3}{0,095} + 6,06 \right) \cdot \frac{998,3 \cdot 0,078^2}{2} = 24,23 \text{ Па}$$

Розглянемо далі другу ділянку. На цій ділянці виконується умова:

$$2300 < \text{Re}_2 = 4237 < \frac{10}{e_2} = 14900,$$

тому коефіцієнт тертя знаходиться за формулою:

$$\lambda_2 = \frac{0,316}{\sqrt[4]{\text{Re}_2}} = \frac{0,316}{\sqrt[4]{4237}} = 0,039.$$

На розглядуваній ділянці наявний один місцевий опір – раптове звуження ( $\xi_5=0,3$ ). Тоді втрати тиску на ділянці 1 становитимуть:

$$\Delta p_2 = \left( \lambda_2 \cdot \frac{l_3}{d_2} + \xi_5 \right) \cdot \frac{\rho \cdot w_2^2}{2} = \left( 0,039 \cdot \frac{2}{0,149} + 0,3 \right) \cdot \frac{998,3 \cdot 0,032^2}{2} = 0,418 \text{ Па.}$$

На третій ділянці коефіцієнт тертя буде такий самий, як і на першій ( $\lambda_3 = \lambda_1 = 0,035$ ). На цій ділянці присутні такі місцеві опори: коліно ( $\xi_2=1,1$ ) та вихід з труби ( $\xi_6=1,0$ ). Тоді сумарний опір становитиме:

$$\xi_{c3} = \xi_2 + \xi_6 = 1,1 + 1,0 = 2,1 \text{ МПа.}$$

Тоді втрати тиску на третій ділянці становитимуть:

$$\Delta p_3 = \left( \lambda_3 \cdot \frac{l_4 + l_5}{d_1} + \xi_{c3} \right) \cdot \frac{\rho \cdot w_1^2}{2} = \left( 0,035 \cdot \frac{2,5 + 1,5}{0,095} + 2,1 \right) \cdot \frac{998,3 \cdot 0,078^2}{2} = 10,958 \text{ Па.}$$

Тоді сумарні втрати тиску в трубопроводі становитимуть:

$$\Delta p_c = \Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3 = 24,23 + 0,418 + 10,958 = 35,606 \text{ Па.}$$

Отже, загальний опір трубопроводу становить 35,606 Па.

### **Приклад розв'язку завдання 2.**

**Вихідні дані:**

Витрата гліцерину, м <sup>3</sup> /год		4
Довжини на схемі, м, $l_1$		1,5
	$l_1$	2
	$l_3$	1,5
	$l_4$	3
Температура гліцерину, °С, $t$		17.

**Порядок розрахунку:**

Виберемо рекомендовану швидкість. Оскільки гліцерин трубопроводом перекачується, за таблицею 1.6.3 приймаємо значення  $w_p = 2$  м/с. Тоді розрахунковий діаметр трубопроводу становитиме (витрата переведена в м/с):

$$d_r = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot w_p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,1111 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 2}} = 0,027 \text{ м/с.}$$

Приймаємо зі стандартного ряду найближче значення 28 мм.

Перерахуємо дійсну швидкість в трубопроводі:

$$w_d = \frac{4Q}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 1,1111 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,028^2} = 1,804 \text{ м/с.}$$

При заданій температурі теплофізичні властивості гліцерину дорівнюватимуть: густина –  $\rho = 1127$  кг/м<sup>3</sup>;  $\mu = 6,942 \cdot 10^{-3}$  Па·с.

Критерій Рейнольдса:

$$Re = \frac{w_d \cdot d \cdot \rho}{\mu} = \frac{1,804 \cdot 0,028 \cdot 1127}{6,942 \cdot 10^{-3}} = 8206.$$

Режим руху перехідний, тому необхідно знайти відносну шорсткість труб. Для сталевих труб з незначною корозією  $\Delta = 0,02$  мм. Тоді відносна шорсткість буде дорівнювати:

$$e = \frac{\Delta}{d} = \frac{0,02}{28} = 7,143 \cdot 10^{-4}.$$

Оскільки значення критерію Рейнольдса лежить в межах  $2300 < Re = 8206 < 10/e = 14000$ , тому для розрахунку коефіцієнта тертя використовуємо формулу:

$$\lambda = \frac{0,316}{\sqrt[4]{8206}} = 0,033.$$

В розглядуваному трубопроводі є такі місцеві опори:

вхід в трубу,  $\xi_1 = 0,5$ ;

коліно,  $\xi_2 = 1,6$ ;

вентиль прямоточний,  $\xi_3 = 0,85$ ;

коліно,  $\xi_4 = 1,6$ ;

коліно,  $\xi_5 = 1,6$ ;

шибер,  $\xi_6 = 0,5$ ;

вихід з труби,  $\xi_7 = 1$ .

Сума коефіцієнтів місцевого опору:

$$\sum \xi = \xi_1 + \xi_2 + \xi_3 + \xi_4 + \xi_5 + \xi_6 + \xi_7 = 0,5 + 1,6 + 0,85 + 1,6 + 1,6 + 0,5 + 1 = 7,65$$

Тоді втрати тиску в трубопроводі становитимуть:

$$\begin{aligned} \Delta p &= \left( \lambda \cdot \frac{l_1 + l_2 + l_3 + l_4}{d} + \sum \xi \right) \frac{\rho \cdot w_d^2}{2} = \\ &= \left( 0,033 \cdot \frac{1,5 + 2 + 1,5 + 3}{0,028} + 7,65 \right) \frac{1127 \cdot 1,804^2}{2} = 31460 \text{ Па.} \end{aligned}$$

Отже втрати тиску в трубопроводі становитимуть 31460 Па.

#### 1.6.4 Контрольні запитання

1. Обґрунтуйте необхідність визначення гідравлічного опору.
2. Проаналізуйте з яких величин при русі потоку по трубопроводу складається гідравлічний опір.
3. Проаналізуйте поняття місцеві опори.
4. Проаналізуйте втрати тиску на подолання сумарного опору

5. Проаналізуйте поняття коефіцієнт місцевого опору.
6. Проаналізуйте від чого залежить значення коефіцієнтів місцевого опору.
7. Наведіть найбільш поширені типи місцевих опорів.
8. Проаналізуйте методику визначення раціонального діаметру трубопроводу.
9. Проаналізуйте від яких факторів залежить вибраний діаметр трубопроводу.
10. Проаналізуйте методику визначення оптимального діаметра трубопроводу.
11. Проаналізуйте необхідність вибору матеріалу трубопроводу та стандартного діаметра трубопроводу.
12. Проаналізуйте значення символів «В» та «Н» у позначенні труб.

## 1.7 ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ТЕПЛОБМІННИКІВ

### 1.7.1 Теоретичні відомості

Матеріал викладено за авторами [2–8].

Теплообмінники є одними найпоширеніших видів обладнання, що використовується майже у всіх хімічних виробництвах. Оскільки теплообмін в більшості таких апаратів теплоносії перебувають в рідкому стані (у вигляді крапельної рідини, пари чи газу), важливе значення при проектуванні промислових установок мають гідравлічні розрахунки теплообмінників, які необхідні для вибору насосного чи компресорного обладнання. Потужність гідравлічної машини при цьому визначається таким чином:

$$N = \Delta p \cdot V = \frac{\Delta p \cdot G}{\rho}, \quad (1.52)$$

де  $V$  – об’ємна продуктивність, м<sup>3</sup>/с;  $G$  – масова продуктивність, кг/с;  $\Delta p$  – гідравлічний опір;  $\rho$  – густина перекачуваного середовища, кг/м<sup>3</sup>.

Метою гідравлічного розрахунку є визначення величини втрат тиску теплоносіїв при їх русі через теплообмінні апарати. Втрати тиску  $\Delta p$  при проходженні через труби і в міжтрубному просторі (через канали між пластинами, витками спіралі, тощо) складається, як і у випадку трубопроводів, з втрат на тертя і на місцеві опори, а також залежить від конструкції апарата.

Одними з найпоширеніших теплообмінників є кожухотрубні (рисунок 1.7.1), які відрізняються відносно високою питомою площею поверхні теплообміну.

Для трубного простору втрати тиску визначаються за формулою, яка в цілому аналогічна формулі для визначення втрат тиску в трубопроводі [2–8]:

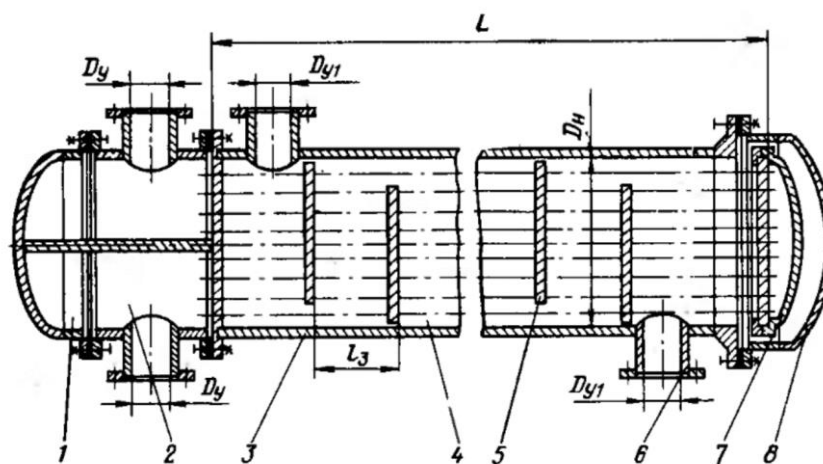
$$\Delta p_{\tau} = \lambda \frac{n \cdot L}{d_b} \frac{\rho \cdot w^2}{2} + \sum \xi \frac{\rho w^2}{2}, \quad (1.53)$$

де  $n$  – число ходів по трубах;  $d_b$  – внутрішній діаметр труби. Решта позначень аналогічна позначення в формулі для розрахунку трубопроводів.

Втрати тиску в міжтрубному просторі визначаються за формулою [2–7]:

$$\Delta p_{\text{мт}} = \sum \xi \frac{\rho w^2}{2}. \quad (1.54)$$

Коефіцієнти місцевих опорів в теплообміннику наведені в таблиці 1.23.



- 1 – кришка розподільчої камери; 2 – розподільча камера; 3 – кожух;  
4 – теплообмінні труби; 5 – перегородки з сегментним вирізом; 6 – штуцер;  
7 – кришка плаваючої головки; 8 – кришка кожуха

**Рисунок 1.23 – Приклад конструкції кожухотрубного теплообмінника  
(з плаваючою головкою)**



**Таблиця 1.10 – Коефіцієнти місцевого опору в кожухотрубних теплообмінниках**

Вид місцевого опору	$\xi$
Вхідна або вихідна камера	1,5
Поворот (180°) із однієї секції в іншу через проміжну камеру	2,5
Вхід в трубний простір або вихід з нього	1,0
Вхід в міжтрубний простір під кутом 90° до робочого потоку	1,5
Поворот (180°) в U-подібних трубах	0,5
Поворот через коліно (180°) в секційних підігрівачах	2,0
Поворот (180°) через перегородку в міжтрубному просторі	1,5
Огинання перегородок, що підтримують трубки	0,5
Вихід з міжтрубного простору під кутом 90°	1,0
Поворот 90° в міжтрубному просторі	1,0

Крім того, гідравлічний опір пучка труб визначається за залежністю:

$$\xi = \frac{3m}{\text{Re}^{0,2}}, \quad (1.55)$$

де  $m$  – число рядів труб, яке можна визначити таким чином:

$$m = \sqrt{\frac{(n-1)}{3} + 0,25} \approx \sqrt{\frac{n}{3}}, \quad (1.56)$$

де  $n$  – кількість труб в теплообміннику.

Швидкості теплоносіїв в штуцерах можуть бути близькими до швидкості в трубах чи міжтрубному просторі. Якщо ж швидкість в штуцерах більша, то втрати тиску при вході в теплообмінник та на виході з нього розраховуються по швидкості в штуцерах. Тому при розрахунках за формулами (1.7.2) та (1.7.3) необхідно ретельно вибирати потрібне значення швидкості для отримання вірного значення втрат тиску. Діаметр та швидкість в штуцерах визначаються так само, як і при виборі діаметру трубопроводу.

## 1.7.2 Завдання на практичне заняття

На даному практичному занятті до розв'язку пропонується одне наведене нижче завдання. Метою завдання є набуття досвіду розрахунку гідравлічного опору багатоходових кожухотрубних теплообмінників.

### *Завдання 1.*

Виконати гідравлічний розрахунок (визначити втрати тиску в трубному і міжтрубному просторі теплообмінника, та витрати потужності) заданого кожухотрубного теплообмінника в якому гліцерин з масовою витратою  $G_1$  охолоджується від температури  $t_{1п}$  до температури  $t_{1к}$  водою з витратою  $G_2$  з початковою температурою  $t_{2п}$  і кінцевою температурою  $t_{2к}$ . Розміри штуцерів теплообмінника підібрати. Теплофізичні властивості речовин підбирати за середніми температурами (визначати, як середнє арифметичне) (таблиця 1.5).

Гліцерин подається у трубний простір; вода – у міжтрубний.

**Примітка:** Задача навчальна, тому значення витрат вибрано довільно і вони можуть не відповідати умовам матеріального балансу реального процесу.

### *Вихідні дані:*

Масові витрати гліцерину	$G_1=30+0,25 \cdot N_{вар}$ кг/с
Початкова температура гліцерину	$t_{1п}=40+ N_{вар}$ °С
Кінцева температура гліцерину	$t_{1к}=15$ °С
Витрата води	$G_2=20+ N_{вар}$ кг/с
Початкова температура води	$t_{2п}=9$ °С
Кінцева температура води	$t_{2к}=35+0,5 \cdot N_{вар}$ °С
Параметри теплообмінника:	
Діаметр кожуха	$D=0,6$ м
Тип труби	25x2
Загальна кількість труб	$n_z=196$

Кількість ходів	$z=6$
Площа поперечного перерізу в міжтрубному просторі	$S_2=4,5 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2$
Кількість перегородок в міжтрубному просторі	$n_p=8$

### 1.7.3 Приклад розв'язку завдання

#### *Вихідні дані:*

Витрата гліцерину, кг/с, $G_1$	30
Початкова температура гліцерину, °С, $t_{1п}$	40
Кінцева температура гліцерину, °С, $t_{1к}$ ,	15
Витрата води, кг/с, $G_2$	20
Початкова температура води, °С, $t_{2п}$	9
Кінцева температура води, °С, $t_{2к}$	35
Діаметр кожуха, м, $D$	0,6
Тип труби, мм	25x2
Загальна кількість труб, $n_z$	196
Кількість ходів, $z$	6
Площа поперечного перерізу в міжтрубному просторі, $\text{м}^2$ , $S_2$	$4,5 \cdot 10^{-2}$
Кількість перегородок в міжтрубному просторі, $n_p$	8

#### *Порядок розрахунку:*

Визначимо теплофізичні властивості рідин (таблиця 1.1 та 1,5).  
Визначальними температурами в теплообміннику є середні температури теплоносіїв.

Середня температура гліцерину:

$$t_1 = \frac{t_{1н} + t_{1к}}{2} = \frac{40 + 15}{2} = 27,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Середня температура води:

$$t_1 = \frac{t_{2п} + t_{2к}}{2} = \frac{9 + 35}{2} = 22 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

При середній температурі теплофізичні властивості гліцерину становлять: густина –  $\rho_1 = 1122 \text{ кг/м}^3$ ; коефіцієнт динамічної в'язкості –  $\mu_1 = 5,094 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$ . Відповідно для води:  $\rho_2 = 997,4 \text{ кг/м}^3$ ;  $\mu_1 = 9,656 \cdot 10^{-4} \text{ Па}\cdot\text{с}$ .

Також для розрахунку гідравлічного опору необхідно визначити діаметри штуцерів. Для обох теплоносіїв прийmemo значення рекомендованої швидкості  $w_p = 2 \text{ м/с}$ .

Розрахунковий діаметр штуцера для входу і виходу гліцерину:

$$d_{r1} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_1}{\pi \cdot \rho \cdot w_p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 30}{3,14 \cdot 1122 \cdot 2}} = 0,13 \text{ м}.$$

Розрахунковий діаметр штуцера для входу і виходу води: 7

$$d_{r1} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_2}{\pi \cdot \rho \cdot w_p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 20}{3,14 \cdot 997,4 \cdot 2}} = 0,113 \text{ м}.$$

Для обох випадків приймаємо діаметр штуцера 121 мм, тобто  $d_1 = d_2 = 0,121 \text{ м}$ . Тоді дійсна швидкість в штуцерах буде дорівнювати:

$$w_{1ш} = \frac{4 \cdot G_1}{\pi \cdot d_1^2 \cdot \rho_1} = \frac{4 \cdot 30}{3,14 \cdot 0,121^2 \cdot 1122} = 2,325 \text{ м/с},$$

$$w_{2ш} = \frac{4 \cdot G_2}{\pi \cdot d_2^2 \cdot \rho_2} = \frac{4 \cdot 20}{3,14 \cdot 0,121^2 \cdot 997,4} = 1,745 \text{ м/с}.$$

Надалі визначимо гідравлічний опір трубного простору:

Площа поперечного перерізу одного ходу по трубах:

$$S_1 = \frac{\pi \cdot d_b^2 \cdot n_z}{4 \cdot z} = \frac{3,14 \cdot 0,021^2 \cdot 6}{4 \cdot 6} = 0,011 \text{ м}^2.$$

Швидкість руху гліцерину в трубах:

$$w_1 = \frac{G_1}{\rho_1 \cdot S_1} = \frac{30}{1122 \cdot 0,011} = 2,363 \text{ м/с}.$$

Критерій Рейнольдса:

$$\text{Re}_1 = \frac{w_1 \cdot d_b \cdot \rho_1}{\mu_1} = \frac{2,363 \cdot 0,021^2 \cdot 1122}{5,094 \cdot 10^{-3}} = 10930.$$

Оскільки режим руху турбулентний, знайдемо відносну шорсткість труб. Оскільки гліцерин не є корозійно активним середовищем, то абсолютну шорсткість беремо як для нових сталевих труб –  $\Delta = 0,01 \cdot 10^{-3}$  м. Тоді відносна шорсткість поверхні теплообмінних труб буде дорівнювати:

$$e = \frac{\Delta}{d_b} = \frac{0,01 \cdot 10^{-3}}{0,021} = 4,762 \cdot 10^{-4}.$$

Оскільки значення критерію Рейнольдса лежить в межах  $2300 < \text{Re} < 10/e = 21000$ , то коефіцієнт тертя розраховуємо за формулою:

$$\lambda = \frac{0,316}{\sqrt[4]{\text{Re}_1}} = \frac{0,316}{\sqrt[4]{10930}} = 0,031.$$

Виберемо коефіцієнти місцевих опорів в теплообміннику. У вхідній і вихідній камері опір визначається в за швидкістю в штуцерах, при цьому коефіцієнт місцевого опору становить  $\xi_1 = 1,5$ . Коефіцієнт місцевого опору, що враховує вхід в труби дорівнює  $\xi_2 = 1,0$ , а той, що враховує опір виходу з труб –  $\xi_3 = 1,5$ . Оскільки теплообмінник багатолодковий, обидва ці опори необхідно враховувати  $z$  раз. Коефіцієнт місцевого опору, що враховує поворот в проміжній камері,  $\xi_4 = 2,5$ , цей опір необхідно враховувати  $z-1$  раз. З урахуванням всіх коефіцієнтів місцевого опору формулу для визначення гідравлічного опору трубного простору запишемо у вигляді:

$$\begin{aligned} \Delta p_1 &= \left( \lambda \cdot \frac{z \cdot L}{d_b} + z \cdot (\xi_2 + \xi_3) + (z-1) \cdot \xi_4 \right) \cdot \frac{\rho_1 \cdot w_1^2}{2} + 2 \cdot \xi_1 \cdot \frac{\rho_1 \cdot w_{\text{шт}}^2}{2} = \\ &= \left( 0,031 \cdot \frac{6 \cdot 3}{0,021} + 6 \cdot (1,0 + 1,0) + (6-1) \cdot 2,5 \right) \cdot \frac{1122 \cdot 2,363^2}{2} + 2 \cdot 1,5 \cdot \frac{1122 \cdot 2,325^2}{2} = \\ &= 1,688 \cdot 10^5 \text{ Па.} \end{aligned}$$

Витрати потужності на переміщення гліцерину в трубному просторі теплообмінника становлять:

$$N_1 = \frac{\Delta p_1 \cdot G_1}{\rho_1} = \frac{1,688 \cdot 10^5 \cdot 30}{1122} = 4,513 \cdot 10^3 \text{ Па.}$$

Розглянемо рух води в міжтрубному просторі. Швидкість руху води дорівнює:

$$w_2 = \frac{G_2}{S_2 \cdot \rho_2} = \frac{20}{0,045 \cdot 996,5} = 0,446 \text{ м/с.}$$

Критерій Рейнольдса (в міжтрубному просторі визначальним розміром є зовнішній діаметр):

$$Re_2 = \frac{w_2 \cdot d_3 \cdot \rho_2}{\mu_2} = \frac{0,446 \cdot 0,025 \cdot 996,5}{9,14 \cdot 10^{-4}} = 12160.$$

Знайдемо кількість рядів труб:

$$m = \sqrt{\frac{n_z}{3}} = \sqrt{\frac{196}{3}} = 8,083 \approx 8.$$

Тоді коефіцієнт опору пучка труб буде дорівнювати:

$$\xi_r = \frac{3 \cdot m}{Re_2^{0,2}} = \frac{3 \cdot 8}{12160^{0,2}} = 3,658.$$

Оскільки в міжтрубному просторі наявні перегородки, то цей опір необхідно враховувати  $n_p + 1$  раз.

Визначимо решту коефіцієнтів місцевого опору. Вхід в міжтрубний простір буде характеризуватися коефіцієнтом місцевого опору  $\xi'_1 = 1,5$ , вихід з міжтрубного простору –  $\xi'_2 = 1,0$ . Обидва ці опори враховуються по швидкостям в штуцерах. Поворот через перегородку враховується коефіцієнтом  $\xi'_3 = 1,5$ . Цей опір необхідно враховувати  $n_p$  раз. Тоді опір в міжтрубному просторі знайдемо за рівнянням:

$$\begin{aligned} \Delta p_1 &= (\xi_r \cdot (n_p + 1) + n_p \cdot \xi'_3) \frac{\rho_2 \cdot w_2^2}{2} + (\xi'_1 + \xi'_2) \frac{\rho_2 \cdot w_{2\text{шт}}^2}{2} = \\ &= (3,658 \cdot (8 + 1) + 8 \cdot 1,5) \cdot \frac{996,4 \cdot 0,446^2}{2} + (1,5 + 1,0) \cdot \frac{996,4 \cdot 1,745^2}{2} = 8,247 \cdot 10^3 \text{ Па.} \end{aligned}$$

Витрати потужності на перекачування води в міжтрубному просторі:

$$\Delta p_1 = \frac{\Delta p_2 \cdot G_2}{\rho_2} = \frac{8,247 \cdot 10^3 \cdot 20}{996,4} = 165,5 \text{ Па.}$$

Отже витрати енергії на переміщення теплоносіїв через теплообмінник суттєво залежать від фізичних властивостей середовищ.

#### **1.7.4 Контрольні запитання**

1. Проаналізуйте поняття, що таке теплообмінники.
2. Проаналізуйте конструкції теплообмінників.
3. Обґрунтуйте необхідність гідравлічних розрахунків теплообмінників
4. Проаналізуйте яким чином визначається потужність гідравлічної машини при гідравлічних розрахунках теплообмінників.
5. Обґрунтуйте мету гідравлічного розрахунку теплообмінних апаратів.
6. Проаналізуйте від яких факторів залежать втрати тиску при гідравлічних розрахунках теплообмінників.
7. Проаналізуйте залежність визначення втрати тиску для трубного простору при гідравлічних розрахунках теплообмінників.
8. Проаналізуйте залежність визначення втрати тиску для міжтрубного простору при гідравлічних розрахунках теплообмінників.
9. Проаналізуйте відмінність визначення втрати тиску для трубного та міжтрубного простору при гідравлічних розрахунках теплообмінників.

### **1.8 ВИЗНАЧЕННЯ ГІДРАВЛІЧНОГО ОПОРУ ТА РІЛЧАСТИХ І НАСАДКОВИХ КОЛОН**

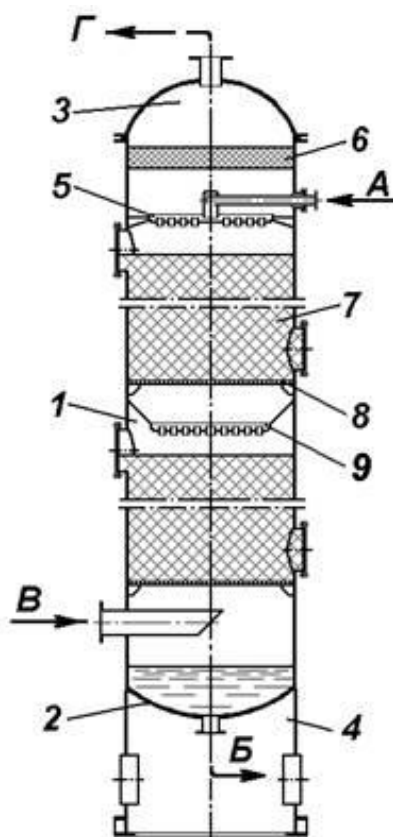
#### **1.8.1 Теоретичні відомості**

##### **1.8.1.1 Конструкції колонних апаратів**

Матеріал викладено за авторами [1, 7, 8]

Колонні апарати (рисунки 1.24 та 1.25) в хімічній технології широко використовуються для проведення процесів масообміну (абсорбції, ректифікації,

екстракції тощо. Такі процеси детально вивчаються в четвертому кредитному модулі поточної дисципліни), а також для проведення хімічних реакцій. Найпоширенішими конструкціями колон є насадкова та тарілчаста (при цьому можуть використовуватися різноманітні конструкції тарілок – ситчасті, ковпачкові, клапанні тощо).



1 – колона; 2 – куб; 3 – кришка ; 4 – опора; 5 – розподільчий пристрій;  
6 – краплеловлювач; 7 – насадка; 8 – тарілка; 9 – перерозподільчий пристрій

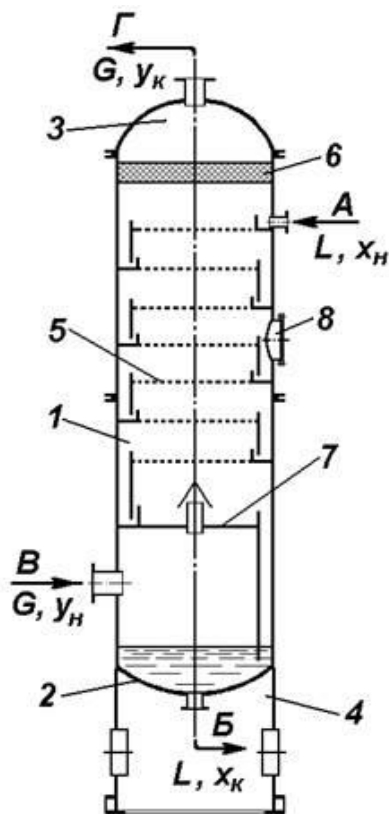
**Рисунок 1.24 – Схема насадкового колонного апарата**

А – вхідний штуцер для рідини; Б - штуцер вихідний для рідини; В - вхідний штуцер для сирого газу; Г - вхідний штуцер для очищеного (сухого) газу

Насадка являє собою об'єм дрібних тіл різноманітної форми (рисунок 1.26). В багатьох випадках рідка фаза подається зверху колони, а їй на зустріч по подається газова чи пароподібна фаза (за виключенням процеси екстракції). Контакт фаз відбувається в основному на поверхні насадки, і оскільки поверхня в одиниці



об'єму достатньо велика (доходить до  $600 \text{ м}^2/\text{м}^3$ ) інтенсивність насадкових абсорберів достатньо велика.



1 – колона; 2 – куб (днище); 3 – кришка ; 4 – опора; 5 – розподільчий пристрій; 6 – краплеловлювач; 7 – насадка; 8 – тарілка; 9 – перерозподільчий пристрій

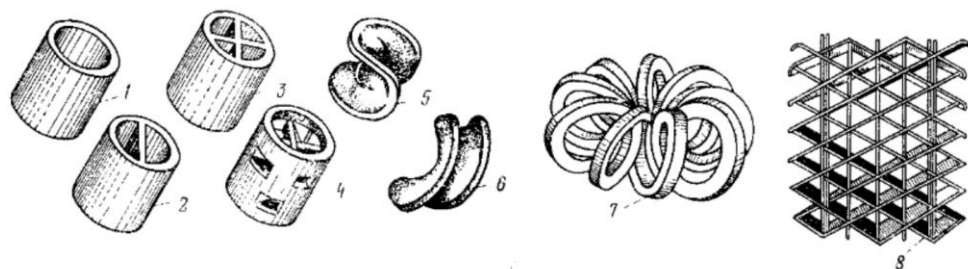
### Рисунок 1.25 – Схема тарілчастого колонного апарата

А – вхідний штуцер для рідини; Б - штуцер вихідний для рідини; В - вхідний штуцер для сирого газу; Г - вхідний штуцер для очищеного (сухого) газу

Різноманітність насадок, що застосовуються, пояснюється множиною вимог, що висуваються до них. Серед них: велика питома поверхня і великий вільний об'єм (порозність), малий гідравлічний опір потоку газу чи пари, рівномірний розподіл рідини, добра змочуваність, корозійна стійкість в робочому середовищі, мала насипна густина і низька вартість. Всім перерахованим вимогам не відповідає жодна з існуючих насадок, тому приходится вибирати в кожному випадку найбільш підходящу.

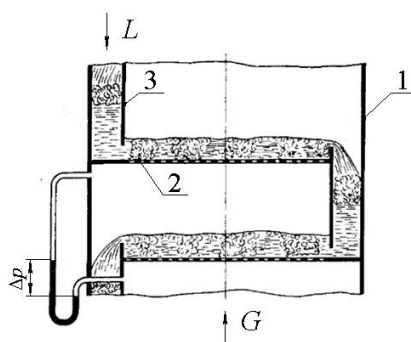
В тарілчастих колонах по висоті апарата встановлені поперечні перегородки – тарілки – різноманітних конструкцій. В цих апаратах висхідний потік послідовно

барботує через шари рідини на тарілках, що розташовані на певних відстанях, одна від одної. Рідина неперервно перетікає з верхніх на нижні, які відділені один від одного вільним простором, де газ відділяється від винесених краплин і бризок. Отже, в тарілчастих колонах відбувається не безперервний, а ступінчастий контакт фаз. Схеми деяких поширених конструкцій тарілок показані на рисунках 1.27 – 1.29.



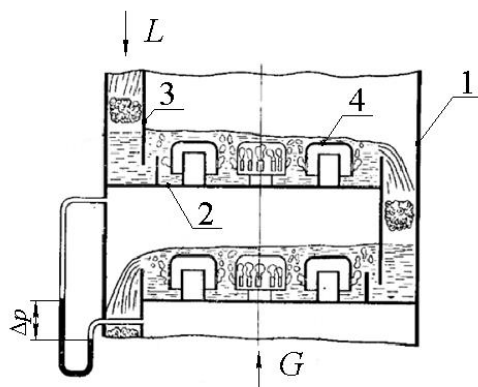
- 1 – кільце Рашига; 2 – кільця з перегородкою; 3 – кільця з хрестоподібною перегородкою; 4 – кільця Паля (з вирізами в стінках і перегородками);  
 5 – сідла Берля; 6 – сідло «Інталокс»; 7 – розетка Теллера;  
 8 – насадка «Спрейпак»

**Рисунок 26 – Типи насадок**



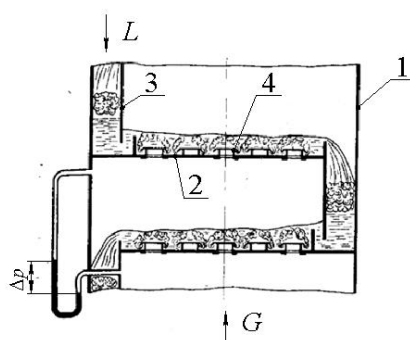
- 1 – корпус колони; 2 – тарілка; 3 – переливний пристрій, L- подача рідкої фази, G- рух парової фази

**Рисунок 1.27 – Схема ситчастої траліки насадкової колони**



1 – корпус колони; 2 – тарілка; 3 – переливний пристрій; 4 – ковпачок, L- подача рідкої фази, G- рух парової фази

**Рисунок 1.28 – Схема ковпачкової тарілки**



1 – корпус колони; 2 – тарілка; 3 – переливний пристрій; 4 – клапан, L- подача рідкої фази, G- рух парової фази

**Рисунок 1.29 – Схема клапанної тарілки**

Різноманітність існуючих барботажних тарілок зумовлена пошуками конструкцій обумовлено пошуками конструкцій, що забезпечують високу інтенсивність і ефективність масообміну, простоту виготовлення і монтажу, а також низький гідравлічний опір. Оскільки можливості відповідності цим вимогам часто спряжені з масштабом і характером виробництва, властивостями середовищ і робочими режимами, то в ряді випадків більш ефективні одні конструкції, а в окремих випадках деякі з них виявляються практично рівноцінними.

### 1.8.1.2 Гідравлічний опір насадкових колон

Матеріал викладено за авторами [1-8].

Гідравлічний опір сухої насадки:

$$\Delta p_{\text{сух}} = \lambda \frac{H}{d_e} \frac{\rho_r w_r^2}{2}, \quad (1.57)$$

де  $H$  – висота шару насадки;  $d_e$  – еквівалентний діаметр насадки.

Опір зрошуваної насадки при густині зрошення  $U$  не більше  $50 \text{ м}^3/(\text{м}^3 \cdot \text{год})$  приблизно можна знайти за формулою (значення густини зрошення необхідно підставляти в  $\text{м}^3/(\text{м}^3 \cdot \text{год})$ ):

$$\Delta p = \Delta p_{\text{сух}} (1 + k \cdot U), \quad (1.58)$$

де  $k$  – дослідний коефіцієнт (для нерегулярної насадки і хордової насадки  $k=0,06$ ; для регулярних насадок  $k=0,04$ ).

Коефіцієнт опору  $\lambda$  для насадки з кілець, що викладені навалом, залежить від величини критерія Рейнольдса для газової/парової фази:

при  $Re_r < 40$

$$\lambda = \frac{140}{Re_r}; \quad (1.59)$$

при  $Re_r \geq 40$

$$\lambda = \frac{16}{Re_r^{0,2}}. \quad (1.60)$$

Для регулярно укладених кільцевих насадок при будь-якому значенні критерію Рейнольдса коефіцієнт опору з достатнім ступенем точності можна визначити за рівнянням:

$$\lambda = \frac{9,21}{Re_r^{0,375}}. \quad (1.61)$$

Необхідно відзначити, що внаслідок специфіки геометричних характеристик насадки швидкість та число Рейнольдса для газової фази визначаються інакше, ніж у випадку течії рідин та газів в трубах і каналах.

При русі газу або пари через шар насадки використовують робочу швидкість, яка визначається з рівняння витрат:

$$w_r = \frac{4V_r}{\pi \cdot D^2}, \quad (1.62)$$

де  $V_r$  – об’ємна продуктивність колонного апарата по газовій/паровій фазі;  $D$  – діаметр колони.

Цю величину необхідно підставляти в рівняння (1.57). Також за цією величиною знаходять критерій Рейнольдса, який для насадкових колон обчислюється а формулою:

$$Re_r = \frac{4 \cdot w_r \cdot \rho_r}{\mu_r \cdot f}, \quad (1.63)$$

де  $f$  – питома поверхня насадки.

Еквівалентний діаметр визначається з відношення:

$$d_e = \frac{4 \cdot V_c}{f}, \quad (1.64)$$

де  $V_c$  – вільний об’єм насадки.

Значення питомої поверхні насадки та вільного об’єму наведені в довідковій літературі (таблиця 1.11).

**Таблиця 1.11 – Характеристики насадок**

Тип і розміри (або тип і умовний розмір) насадок, мм	Параметри насадок				
	$f$ , м <sup>2</sup> /м <sup>3</sup>	$V_c$ , м <sup>3</sup> /м <sup>3</sup>	$d_e$ , м	$\rho_n$ , кг/м <sup>3</sup>	$n$ , шт/м <sup>3</sup>
Регулярні (укладені рядами) насадки					
Хордова дерев’яна					
10×100 з кроком 10	100	0,55	0,022	210	–
20	65	0,68	0,042	145	–
30	48	0,77	0,064	110	–
Кільця керамічні					

щільноспечені з фарфорової маси за (Рашига)					
15×15×3	256	0,62	–	904	–
25×25×3	185	0,75	–	596	–
35×35×3	176	0,75	–	580	–
50×50×5	93	0,79	–	552	–
60×60×5	86	0,79	–	540	–
80×80×8	48	0,79	–	539	–
100×100×10	47	0,73	–	509	–
Палля 25×25×3	220	0,74	0,014	610	46 000
35×35×4	165	0,76	0,018	540	18 000
50×50×5	120	0,78	0,026	520	5 800
60×60×6	96	0,79	0,033	520	3 350
Кільця сталеві					
Рашига 8×8×0,3	630	0,90	0,004	750	1 500 000
10×10×0,5	500	0,88	0,007	960	770 000
12×12×0,5	400	0,90	0,010	800	440 000
15×15×0,5	350	0,92	0,012	660	240 000
18×18×0,5	300	0,92	0,014	640	120 000
25×25×0,3	220	0,97	–	240	52 000
25×25×0,8	220	0,92	0,017	640	50 000
35×35×1	160	0,93	–	570	19 000
50×50×1	100	0,94	0,035	4306	6 500
50×50×1,2	100	0,93	0,035	520	6 500
70×70×1,5	75	0,94	–	440	2 300
80×80×1,5	65	0,96	–	350	1 600
100×100×1,5	48	0,96	–	310	750
Палля 15×15×0,4	380	0,90	0,010	525	230 000

25×25×0,6	235	0,90	0,015	490	52 000
35×35×0,8	170	0,90	0,021	455	18 000
50×50×1,0	108	0,90	0,033	415	6 400
Сідловидні насадки: Керамічні					
Сідла Берля 37	131	0,76	0,037	580	–
50	106	0,81	0,050	550	–
75	76	0,83	0,075	520	–
«Інталокс» 12,5	625	0,78	0,005	545	730 000
19	355	0,77	0,009	560	229 000
25	255	0,775	0,012	545	84 000
38	195	0,81	0,017	480	25 000
Андезіт кусковий 43	68	0,57	–	1200	–
Гравій круглий 42	81	0,39	–	–	–
Кварц 25	120	0,37	0,018	1600	–
40	85	0,43	0,026	1450	–
75	42	0,46	0,055	1380	–
Кокс кусковий 25	120	0,53	0,018	600	–
40	85	0,55	0,026	585	–
43	77	0,56	0,030	455	–
75	42	0,58	0,055	670	–

Густина зрошення визначається за формулою:

$$U = \frac{4 \cdot L}{\pi \cdot D^2 \rho_p}, \quad (1.65)$$

Властивості рідини і газу вибираються за середньою температурою в колоні.

### 1.8.1.3 Гідравлічний опір тарілчастих колон

Матеріал викладено за авторами [6, 8]. Для тарілчастих колон гідравлічний опір тарілки дорівнює сумі опорів сухої тарілки, опору, обумовленого силами поверхневого натягу і опором газо(паро)рідинного шару на тарілці [5]:

$$\Delta p = \Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3. \quad (1.66)$$

Опір сухої тарілки [6]:

$$\Delta p_1 = \xi \frac{\rho_r w_0^2}{2}, \quad (1.67)$$

де  $\xi$  – коефіцієнт опору;  $w_0$  – швидкість газу в отворах тарілки (прорізах ковпачка, щілинах і інших елементах тарілки, через котрі проходить газ).

Коефіцієнт опору залежить від типу тарілки (таблиця 1.12) [1, 6, 8]. Конструкцій тарілок наведені в [6, 8].

**Таблиця 1.12 – Значення коефіцієнтів опору для різних типів тарілок**

Тарілки	$\xi$	Тарілки	$\xi$
Ковпачкові	4,5–5	Провальні:	
Ситчасті		дірчасті	2,1
$\varphi=0,07-0,1$	1,85	решітчасті	1,4–15
$\varphi=0,15-0,2$	1,45	трубно-решітчасті	0,9–1

Опір, обумовлений силами поверхневого натягу [6, 8]:

$$\Delta p_2 = \frac{\sigma \cdot \Pi}{S} = \frac{4 \cdot \sigma}{d_e}, \quad (1.68)$$

де  $\sigma$  – поверхневий натяг рідини;  $\Pi$  – периметр отвору (прорізу);  $S$  – площа отвору;  $d_e$  – еквівалентний діаметр (для ситчастих і дірчастих провальних тарілок дорівнює діаметру отворів, для решітчастих провальних тарілок – подвійній ширині щілини).

Опір газо(паро)рідинного шару на тарілці залежно від типу тарілки розраховується а формулами [6, 8]:



– для ковпачкових тарілок при повному відкритті ковпачка:

$$\Delta p_3 = 1,3 \cdot g \cdot k \cdot \rho_p (l + e/2 + \Delta h); \quad (1.68)$$

– для ситчастих тарілок

$$\Delta p_3 = 1,3 \cdot g \cdot k \cdot \rho_p (h_{\text{пер}} + \Delta h). \quad (1.70)$$

В формулах (1.8.13)–(1.8.14):  $k$  – відношення густини піни до густини чистої рідини (при розрахунках приймається  $k=0,5$ );  $e$  – відстань від верхнього краю прорізів до зливного порога;  $l$  – висота прорізу;  $\Delta h$  – висота рівня рідини над зливним порогом,  $h_{\text{пер}}$  – висота зливного порогу.

Величина  $\Delta h$  визначається за формулою [6, 8]:

$$\Delta h = \left( \frac{V_{\text{жс}}}{1,85 \Pi k} \right)^{2/3}. \quad (1.71)$$

Опір всіх тарілок колони дорівнює добутку опору тарілки на сумарну кількість тарілок.

### 1.8.1.2 Гідравлічний опір шарів зернистих матеріалів

Матеріал викладено за авторами [6, 8].

При розрахунку опору таких шарів можна використовувати залежності, які зовні аналогічні рівняння для визначення втрати тиску в трубопроводах [6, 8]:

$$\Delta p_{\text{ш}} = \lambda \frac{l}{d_e} \frac{\rho \cdot w^2}{2}, \quad (1.72)$$

де  $\lambda$  – загальний коефіцієнт опору, що відображає вплив опору тертя і місцевих опорів, що виникають при русі рідини по каналах шару і обтіканні окремих елементів шару;  $l$  – середня довжина каналу шару;  $\rho$  – густина рідини чи газу;  $w$  – середня істина швидкість середовища в каналах шару.

Розглядаючи рух рідини або газу через шар на основі внутрішньої задачі гідродинаміки (рух в середині каналів, що утворюються пустотами і порами між елементами шару), можна перетворити вираз (1.72) в більш зручний для розрахунків вигляд [6, 8]:

$$\Delta p_{\text{ш}} = \frac{\lambda \cdot H \cdot f \cdot \rho \cdot w_0^2}{8 \cdot \varepsilon^3}, \quad (1.73)$$

де  $H$  – висота шару;  $f$  – питома поверхня, що являє собою поверхню матеріалу частинок, що знаходяться в одиниці об'єму, зайнятому шаром;  $\varepsilon$  – порозність шару (аналог вільного об'єму в насадкових колонах);  $w_0$  – фіктивна швидкість рідини або газу, що розраховується як відношення об'ємних витрат середовища до всієї площі поперечного перерізу колони.

Значення  $\lambda$  – знаходять з рівняння [6, 8]:

$$\lambda = \frac{133}{\text{Re}} + 2,34. \quad (1.74)$$

Критерій Рейнольдса визначається в такому випадку так само як і для насадкових колон [6, 8]:

$$\text{Re} = \frac{4w_0 \cdot \rho}{f \cdot \mu}. \quad (1.75)$$

Якщо невідоме значення  $f$ , іноді буває зручно скористатися виразом, отриманим на основі зовнішньої задачі гідродинаміки (обтікання окремих елементів шару) [6, 8]:

$$\Delta p_{\text{ш}} = \frac{3 \cdot \lambda \cdot H \cdot (1 - \varepsilon) \cdot \rho \cdot w_0^2}{4 \cdot \varepsilon^3 \cdot d_{\text{ч}} \cdot \psi}, \quad (1.76)$$

де  $d_{\text{ч}}$  – діаметр частинок правильної кулястої форми; для частинок неправильної форми  $d_{\text{ч}}$  – діаметр еквівалентної кулі, тобто кулі, що має такий же об'єм як і частинка;  $\psi$  – фактор форми частинки (відношення поверхні еквівалентної кулі до поверхні частинки).

Критерій Рейнольдса для підстановки в формулу (1.73) розраховують за формулою [6]:

$$\text{Re} = \frac{2}{3} \frac{\psi}{(1 - \varepsilon)} \text{Re}_0, \quad (1.77)$$

де

$$\text{Re}_0 = \frac{w_0 d_{\text{ч}} \rho}{\mu}. \quad (1.78)$$

Формули (1.72) і (1.76) застосовуються для руху потоку через нерухомі шари. Для псевдозріджених шарів гідравлічний опір визначається за формулою [6]:

$$\Delta p_{\text{ши}} = H(1 - \varepsilon)(\rho_{\text{т}} - \rho)g, \quad (1.79)$$

де  $\rho_{\text{т}}$  – густина твердих частинок, що утворюють шар;  $\rho$  – густина середовища.

Швидкість початку псевдозрідження для частинок, близьких до сферичних, знаходять за значенням критерію Рейнольдса, визначеного за рівнянням [1, 8]:

$$\text{Re}_0 = \frac{\text{Ar}}{1400 + 5,22\sqrt{\text{Ar}}}. \quad (1.79)$$

Критерій Архімеда розраховують за рівнянням [1, 8]:

$$\text{Ar} = \frac{d_{\text{ч}}^2 \cdot \rho \cdot g}{\mu^2} \cdot (\rho_{\text{т}} - \rho). \quad (1.80)$$

Критерій Архімеда описує вільний рух рідини і характеризує співвідношення підйомної сили та сили в'язкості з урахуванням неоднорідності поля густини [1, 8].

Критерій Рейнольдса, що відповідає швидкості виносу визначається за рівнянням [1, 6, 8]:

$$\text{Re}_b = \frac{\text{Ar}}{18 + 0,575\sqrt{\text{Ar}}}. \quad (1.81)$$

Псевдозріджений шар існує, за умови, якщо значення робочої швидкості знаходиться в межах від швидкості початку псевдозрідження до швидкості виносу.

## 1.8.2 Завдання на практичне заняття

На даному практичному занятті до розв'язку пропонується одне наведене нижче завдання яке включає чотири варіанти конструкції колонного апарата. Необхідно виконати розрахунок для двох або трьох (за вибором викладача) з цих варіантів. Метою завдання є набуття досвіду розрахунку гідравлічного опору багатоходових кожухотрубних теплообмінників.

### *Завдання 1.*

В масообмінний апарат низхідним потоком подається рідина з масовою продуктивністю  $L$  (вміст домішок невеликий, тому з достатнім для інженерних розрахунків ступенем точності можна використовувати теплофізичні властивості води), а йому назустріч подається газовий потік з масовою продуктивністю  $G$  (так само можна не враховувати домішки і для розрахунків використовувати теплофізичні властивості повітря). Температура в колоні  $t$ . Діаметр колони  $D$ . Визначити гідравлічний опір для газової фази, якщо 1) колона насадкова, з регулярною насадкою висотою  $H$ ; 2) колона насадкова, з нерегулярною насадкою висотою  $H$ ; 3) колона з ситчастими тарілками з кількістю тарілок  $n_t$ ; 4) колона з ковпачковими тарілками з кількістю тарілок  $n_t$ .

**Примітка:** Задача навчальна, тому значення витрат вибрано довільно і вони можуть не відповідати умовам матеріального балансу реального процесу.

Теплофізичні властивості води наведені в таблиці 1.13, теплофізичні властивості повітря – в таблиці 1.14.

**Вихідні дані:**

Витрати води	$L=6+0,02 \cdot N_{\text{вар}}$ кг/м
Витрата повітря	$G=1+0,05 \cdot N_{\text{вар}}$ кг/с
Температура в колоні	$t=21+N_{\text{вар}}$ °С
Діаметр колони	$D=1$ м
Висота насадки	$H=10$ м
Кількість тарілок	$n_t=25$

Параметри насадки (кільця Рашига  $50 \times 50 \times 5$ )

при установці навалом	$f_1=93$ м <sup>2</sup> /м <sup>3</sup>
	$V_{c1}=0,79$ м <sup>3</sup> /м <sup>3</sup>
при регулярній укладці	$f_1=131$ м <sup>2</sup> /м <sup>3</sup>
	$V_{c1}=0,79$ м <sup>3</sup> /м <sup>3</sup>

Параметри тарілок:

Ковпачкова типу ТСК:

Коефіцієнт живого перерізу	$\varphi_1=0,09$
Ширина прорізу ковпачка	$b=0,008$ м
Висота прорізу ковпачка	$l=0,02$ м
Відстань від верхнього краю прорізів до переливного порогу	$e=0,01$
Периметр зливу	$\Pi_1=0,8$ м
Висота переливного порогу	$h_{\text{пер}}=0,026$ м

Ситчаста типу ТС:

Коефіцієнт живого перерізу	$\varphi_2=0,15$
Діаметр отвору	$d_0=0,005$
Периметр зливу	$\Pi_2=0,8$ м

**Таблиця 1.13 – Теплофізичні властивості води [2, 8]**

Температура, $t, ^\circ\text{C}$	Густина, $\rho$ , $\text{кг/м}^3$	Теплоємність, $c \cdot 10^{-3}$ , $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$	Поверхневий натяг, $\sigma \cdot 10^3$ $\text{Н/м}$	Коефіцієнт динамічної в'язкості, $\mu \cdot 10^6, \text{Па} \cdot \text{с}$
0	1000	4,23	75,6	1790
10	1000	4,19	76,2	1310
20	998	4,19	72,7	1000
30	996	4,18	71,2	804
40	992	4,18	69,7	657
50	988	4,18	67,7	549
60	983	4,18	66,2	470
70	978	4,19	64,3	406
80	972	4,19	62,6	355
90	965	4,19	60,7	315
100	958	4,23	58,9	282

Таблиця 1.14 – Теплофізичні властивості повітря [2, 8]

Температура, $t, ^\circ\text{C}$	Густина, $\rho$ , $\text{кг/м}^3$	Теплоємність, $c \cdot 10^{-3}$ , $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$	Коефіцієнт теплопро- відності, $\lambda \cdot 10^2$ $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$	Коефіцієнт динамічної в'язкості, $\mu \cdot 10^6$ , $\text{Па} \cdot \text{с}$
0	1,293	1,005	2,44	17,2
10	1,247	1,005	2,51	17,6
20	1,205	1,005	2,59	18,1
30	1,165	1,005	2,67	18,6
40	1,128	1,005	2,76	19,1
50	1,093	1,005	2,83	19,6
60	1,060	1,005	2,90	20,1
70	1,029	1,009	2,96	20,6
80	1,000	1,009	3,05	21,1
90	0,972	1,009	3,13	21,5
100	0,946	1,009	3,21	21,9

### 1.8.3 Приклад розв'язку завдання

**Вихідні дані:**

Масові витрати води, $\text{кг/м}$ , $L$	6
Масові витрати повітря, $\text{кг/с}$ , $G$	1
Температура в колоні, $^\circ\text{C}$ , $t$	21
Діаметр колони, $\text{м}$ , $D$	1
Висота насадки, $\text{м}$ , $H$	10
Кількість тарілок, $n_t$	25

Параметри насадки (кільця Рашига  $50 \times 50 \times 5$ )

при установці навалом

$$f_1 = 93 \text{ м}^2/\text{м}^3$$

	$V_{c1}=0,79 \text{ м}^3/\text{м}^3$
при регулярній укладці	$f_1=131 \text{ м}^2/\text{м}^3$
	$V_{c1}=0,79 \text{ м}^3/\text{м}^3$

Параметри тарілок:

Ковпачкова типу ТСК:

Коефіцієнт живого перерізу	$\varphi_1=0,09$
Ширина прорізу ковпачка	$b=0,008 \text{ м}$
Висота прорізу ковпачка	$l=0,02 \text{ м}$
Відстань від верхнього краю прорізів до переливного порогу	$e=0,01$
Периметр зливу	$\Pi_1=0,8 \text{ м}$
Висота переливного порогу	$h_{\text{пер}}=0,026 \text{ м}$

Ситчаста типу ТС:

Коефіцієнт живого перерізу	$\varphi_2=0,15$
Діаметр отвору	$d_0=0,005$
Периметр зливу	$\Pi_2=0,8 \text{ м}$

### ***Порядок розрахунку.***

Загальні величини.

Теплофізичні властивості води при робочій температурі в колоні становлять: густина –  $\rho_v = 997,8 \text{ кг/м}^3$ ; коефіцієнт динамічної в'язкості  $\mu_v = 9,804 \cdot 10^{-4} \text{ Па}\cdot\text{с}$ ; поверхневий натяг –  $\sigma_v = 0,073 \text{ Н/м}$ . Теплофізичні властивості повітря відповідно будуть дорівнювати: густина –  $\rho_v = 1,201 \text{ кг/м}^3$ ; коефіцієнт динамічної в'язкості –  $\mu_v = 1,815 \cdot 10^{-5} \text{ Па}\cdot\text{с}$ .

Швидкість газу в колоні:

$$w = \frac{4 \cdot G}{\pi \cdot D^2 \cdot \rho_n} = \frac{4 \cdot 1}{3,14 \cdot 1,201} = 1,06 \text{ м/с.}$$

Густина зрошення:

$$U = \frac{4 \cdot L}{\pi \cdot D^2 \cdot \rho_s} = \frac{4 \cdot 6}{3,14 \cdot 1^2 \cdot 997,8} = 7,656 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с}).$$

*Розрахунок гідравлічного опору колони з нерегулярною насадкою.*

Критерій Рейнольдса:

$$\text{Re}_1 = \frac{4 \cdot w \cdot \rho_{\text{п}}}{\mu_{\text{п}} \cdot f_1} = \frac{4 \cdot 1,06 \cdot 1,206}{1,815 \cdot 10^{-5} \cdot 93} = 3017.$$

Оскільки значення критерію Рейнольдса більше за 40, коефіцієнт місцевого опору розраховуємо за формулою (1.8.4):

$$\lambda_{\text{н1}} = \frac{16}{\text{Re}_1^{0,2}} = \frac{16}{3017^{0,2}} = 3,223.$$

Еквівалентний діаметр в насадці

$$d_{e1} = \frac{4 \cdot V_{c1}}{f_1} = \frac{4 \cdot 0,79}{93} = 0,034 \text{ м.}$$

Гідравлічний опір сухої нерегулярної насадки:

$$\Delta p_{\text{н1с}} = \lambda_{\text{н1}} \cdot \frac{H \cdot \rho_{\text{п}} \cdot w^2}{d_{e1} \cdot 2} = 3,223 \cdot \frac{10 \cdot 1,206 \cdot 1,06^2}{0,034 \cdot 2} = 640,1 \text{ Па.}$$

Оскільки густина зрошення виражена в становить  $3600 \cdot 7,656 \cdot 10^{-3} = 27,56 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{год})$ , то розрахувати опір змоченої насадки можна за формулою (1.8.2). Оскільки насадка нерегулярна приймаємо  $k=0,06$ . Тоді опір змоченої насадки буде дорівнювати:

$$\Delta p_{\text{н1}} = \Delta p_{\text{н1с}} \cdot (1 + 3600 \cdot k \cdot U) = 640,1 \cdot (1 + 3600 \cdot 0,06 \cdot 7,656 \cdot 10^{-3}) = 1699 \text{ Па.}$$

*Гідравлічний опір колони з регулярною насадкою.*

Критерій Рейнольдса:

$$\text{Re}_2 = \frac{4 \cdot w \cdot \rho_{\text{п}}}{\mu_{\text{п}} \cdot f_2} = \frac{4 \cdot 1,06 \cdot 1,206}{1,815 \cdot 10^{-5} \cdot 121} = 2319.$$

Коефіцієнт опору:

$$\lambda_{\text{н2}} = \frac{9,21}{\text{Re}_2^{0,325}} = \frac{9,21}{2319^{0,325}} = 0,742.$$

Еквівалентний діаметр:

$$d_{e2} = \frac{4 \cdot V_{c2}}{f_2} = \frac{4 \cdot 0,79}{121} = 0,026 \text{ м.}$$

Гідравлічний опір сухої регулярної насадки:



$$\Delta p_{\text{н2с}} = \lambda_{\text{н2}} \cdot \frac{H \cdot \rho_{\text{н}} \cdot w^2}{d_{e1} \cdot 2} = 0,742 \cdot \frac{10 \cdot 1,206 \cdot 1,06^2}{0,026 \cdot 2} = 191,8 \text{ Па.}$$

Оскільки насадка регулярна, то  $k = 0,04$ . Тоді опір змоченої насадки буде дорівнювати:

$$\Delta p_{\text{н2}} = \Delta p_{\text{н2с}} \cdot (1 + 3600 \cdot k \cdot U) = 191,8 \cdot (1 + 3600 \cdot 0,04 \cdot 7,656 \cdot 10^{-3}) = 403,3 \text{ Па.}$$

Отже для однакових насадкових тіл гідравлічний опір регулярної насадки буде меншим, ніж опір нерегулярної насадки.

*Гідравлічний опір колони з ковпачковими тарілками.*

Еквівалентний діаметр прорізів ковпачків:

$$d_e = \frac{4 \cdot b \cdot l}{2 \cdot (b + l)} = \frac{4 \cdot 0,008 \cdot 0,02}{2 \cdot (0,008 + 0,02)} = 0,011 \text{ м.}$$

Швидкість газу в прорізах ковпачка:

$$w_{01} = \frac{w}{\varphi_1} = \frac{1,06}{0,09} = 11,78 \text{ м/с.}$$

За таблицею 8.2 приймаємо коефіцієнт місцевого опору  $\xi_1 = 5$ . Тоді гідравлічний опір сухої тарілки:

$$\Delta p_{11} = \xi_1 \cdot \frac{\rho_{\text{н}} \cdot w_{01}^2}{2} = 5 \cdot \frac{1,206 \cdot 11,78^2}{2} = 416,6 \text{ Па.}$$

Опір поверхневого натягу:

$$\Delta p_{12} = \frac{4 \cdot \sigma_{\text{в}}}{d_e} = \frac{4 \cdot 0,073}{0,011} = 25,93 \text{ Па.}$$

При розрахунках величина  $k = 0,5$ , тому висота рідни над зливним порогом буде дорівнювати:

$$\Delta h_1 = \left( \frac{L}{1,85 \cdot \Pi_1 \cdot k \cdot \rho_{\text{в}}} \right) = \left( \frac{6}{1,85 \cdot 0,8 \cdot 0,5 \cdot 997,8} \right) = 8,126 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Опір шару рідини:

$$\begin{aligned} \Delta p_{13} &= 1,3 \cdot g \cdot k \cdot \rho_{\text{в}} \cdot \left( l + \frac{e}{2} + \Delta h_1 \right) = 1,3 \cdot 9,81 \cdot 0,5 \cdot 997,8 \cdot \left( 0,02 + \frac{0,01}{2} + 8,126 \cdot 10^{-3} \right) = \\ &= 210,8 \text{ Па.} \end{aligned}$$

Сумарний опір тарілки:

$$\Delta p_{1r} = \Delta p_{11} + \Delta p_{12} + \Delta p_{13} = 416,6 + 25,93 + 210,8 = 652,8 \text{ Па.}$$

Сумарний опір колони:

$$\Delta p_1 = \Delta p_{1r} \cdot n_t = 652,8 \cdot 25 = 1,632 \cdot 10^4 \text{ Па.}$$

*Гідравлічний опір ситчастої тарілки.*

Швидкість газу в отворах тарілки:

$$w_{02} = \frac{w}{\varphi_2} = \frac{1,06}{0,15} = 7,068 \text{ м/с.}$$

За таблицею 1.8.2 приймаємо коефіцієнт місцевого опору  $\xi_1 = 1,45$ . Тоді гідравлічний опір сухої тарілки:

$$\Delta p_{21} = \xi_2 \cdot \frac{\rho_n \cdot w_{02}^2}{2} = 1,45 \cdot \frac{1,206 \cdot 7,068^2}{2} = 43,49 \text{ Па.}$$

Опір поверхневого натягу:

$$\Delta p_{22} = \frac{4 \cdot \sigma_B}{d_0} = \frac{4 \cdot 0,073}{0,005} = 58,04 \text{ Па.}$$

Висота рівня рідини над зливним порогом:

$$\Delta h_2 = \left( \frac{L}{1,85 \cdot \Pi_2 \cdot k \cdot \rho_B} \right) = \left( \frac{6}{1,85 \cdot 0,8 \cdot 0,5 \cdot 997,8} \right) = 8,126 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Опір шару рідини:

$$\begin{aligned} \Delta p_{23} &= 1,3 \cdot g \cdot k \cdot \rho_B \cdot (h_{\text{пер}} + \Delta h_2) = 1,3 \cdot 9,81 \cdot 0,5 \cdot 997,8 \cdot (0,026 + 8,126 \cdot 10^{-3}) = \\ &= 217,1 \text{ Па.} \end{aligned}$$

Сумарний опір тарілки:

$$\Delta p_{2r} = \Delta p_{21} + \Delta p_{22} + \Delta p_{23} = 43,48 + 58,04 + 217,1 = 318,7 \text{ Па.}$$

Сумарний опір колони:

$$\Delta p_2 = \Delta p_{2r} \cdot n_t = 318,7 \cdot 25 = 7,966 \cdot 10^3$$

Отже опір ковпачкових тарілок більший, за опір ситчастих.

### 1.8.4 Контрольні запитання

1. Проаналізуйте призначення колонних апаратів.
2. Проаналізуйте конструктивні особливості колонних апаратів.
3. Проаналізуйте конструктивні особливості насадкових колонних апаратів.
4. Проаналізуйте конструктивні особливості тарілчастих колонних апаратів.
5. Проаналізуйте поняття насадка колонних апаратів.
6. Проаналізуйте рух фаз в колонних апаратах.
7. Проаналізуйте конструктивні особливості насадок колонних апаратів.
8. Проаналізуйте конструктивні особливості тарілчастих колон.
9. Проаналізуйте схеми найпоширеніших конструкцій тарілок тарілчастих колон.
10. Проаналізуйте схему ситчастої траліки насадкової колони.
11. Проаналізуйте схему ковпачкової тарілки.
12. Проаналізуйте схему клапанної тарілки.
13. Проаналізуйте залежність для визначення гідравлічного опору сухої насадки
14. Проаналізуйте залежність для визначення гідравлічного опору зрошуваної насадки.
15. Проаналізуйте залежності для визначення коефіцієнтів опору для насадки з кілець, що викладені навалом, в залежності залежить від величини критерія Рейнольдса для газової/парової фази.
16. Проаналізуйте залежності для визначення коефіцієнтів опору для регулярно укладених кільцевих насадок при будь-якому значенні критерію Рейнольдса.
17. Проаналізуйте залежність для визначення робочої швидкості при русі газу або пари через шар насадки.
18. Проаналізуйте залежність для визначення величини критерія Рейнольдса для насадкових колон.

19. Проаналізуйте залежність для визначення еквівалентного діаметра насадки.

20. Проаналізуйте залежність для визначення сумарного гідравлічного опору тарілчастих колон.

21. Проаналізуйте залежність для визначення опору сухої тарілки.

22. Проаналізуйте особливості визначення коефіцієнта опору від типу тарілки.

23. Проаналізуйте особливості визначення коефіцієнта опору, обумовленого силами поверхневого натягу.

24. Проаналізуйте особливості визначення коефіцієнта опору газо(паро) рідинного шару на тарілці залежно від типу тарілки.

25. Проаналізуйте особливості визначення.

## **1.9 РОЗРАХУНОК НАСОСІВ, ВЕНТИЛЯТОРІВ, КОМПРЕСОРІВ.**

### **1.9.1 Теоретичні відомості**

#### **1.9.1.1 Насоси**

Матеріал викладено за авторами [3-5, 7-11]. Насос – гідравлічна машина, що перетворює механічну енергію двигуна або м'язову енергію (в ручних насосах) в енергію потоку рідини, яка використовується для переміщення та створення напору рідин або газів, механічної суміші рідини з твердими та колоїдними речовинами або скраплених газів. Класифікація насосів:

- відцентрові насоси;
- імпелерні (ламельні) насоси;
- пластинчасті (шиберні) насоси;
- водокільцевий насос;
- шестеренні насоси;
- аксіально-плунжерні насоси;

- радіально-плунжерні насоси;
- відцентрово-шнекові (дискові, осідіагональні) насоси;
- гвинтові (шнекові);
- поршневі;
- вихрові;
- роторні;
- струменеві;
- синусоїдальні;
- перистальтичні;
- мембранні;
- абсорбційні;
- гідротаранний насос;
- магніторозрядні;

Найбільш широкого застосування в хімічній промисловості набули лопатеві (відцентрові, вихрові) і об'ємні (поршневі, плунжерні, шестеренні, гвинтові тощо) насоси. Основними задачами при розрахунку насосів є визначення напору та потужності двигуна при заданій витраті рідини, вибір насоса за каталогами чи стандартами з урахуванням властивостей рідини, що переміщується. Технічна характеристика деяких насосів, що використовуються в хімічній промисловості наведена в таблиці 1..15].

**Таблиця 1.15 – Технічна характеристика відцентрових насосів**

Марка	$Q$ , м <sup>3</sup> /год	$H$ , м	$n$ , об/хв	Електродвигун	
				тип	$N$ , кВт
Консольні насоси загального призначення для води					
К 8/18	8	18	2900	4А80А2	1,5
КМ 20/18а	17	15	2900	4АХ80А2	1,5

К 20/18	20	18	2900	4A80B2	2,2
К 20/30	20	30	2900	4A100S2	4,0
К 45/30	45	30	2900	4A112M2	7,5
КМ 80-50-200	50	50	2900	4A160S2	15,0
К 90/20	90	20	2900	4A112M2	7,5
К 90/35	90	20	2900	4A160S2	15,0
КМ 90/55a	90	43	2900	4A160M2	18,5
КМ 100-65-200	100	50	2900	4A180M2	30,0
К 160/30	160	30	1450	4A160M4	15,0
КМ 150-125-315	200	32	1450	4A180M4	30,0
К 290/18	290	18	1450	4A180S4	22,0
К 290/30	290	30	1450	4A200M4	37,0
Насоси для хімічних виробництв					
Консольні насоси					
ХМ 2/25	2	25	2900	4A71B2	1,1
Х 3/40	3	40	2900	4A1002	4,0
Х 3/40	3	40	2900	4A1002	4,0
Х 8/18	8	18	2900	2B1100S2	4,0
Х 18/30	8	30	2900	4A100S2	4,0
ХМ 8/40	8	40	2900	2B100S2	4,0
Х 8/60	8	60	2900	2A160M2	18,5
Х 50-32-125	12,5	20	2900	4A90L2	3,0
Х 20/18	20	18	2900	2B100S2	4,0
Х 65-50-125	25	20	2900	4A100S2	4,0
Х 65-50-160	25	32	2900	AB100L2	5,5
АХ 65-40-200	25	50	2900	4A160S2	15,0
Х 20/31	20	31	2900	4A112M2	7,5
Х 20/53	20	53	2900	4A132M2	11,0

XO 20/95	20	95	2900	B160M2	18,5
X 45/31	45	31	2900	4A160S2	15,0
X 45/54	45	54	2900	4A180S2	22,0
X 45/90	45	90	2900	4A200M2	37
X 80-50-160	50	32	2900	4A160M2	18,5
X 50-50-200	50	50	2900	4A160M2	18,5
TX 72/20	72	20	1450	4A160S2	15
AX 125-80-250	80	20	1450	4A160S2	15
X 90/33	90	33	2900	4A180S2	22
X 90/49	90	49	2900	4A180M2	30
X 90/85	90	85	2900	4A225M2	55
X 100-80-160	100	32	2900	4A180S2	22
X 100-65-250	100	80	2900	4A225M2	55
X 160/29	160	29	1450	4A200M4	37
X 130/49/2	160	49	2900	4A225M2	55
X 150-125-315	200	32	1450	4A225M4	55
X 280/29	280	29	1450	4A225M4	55
X 280/42	280	42	1450	4A225M4	55
X 280/72	280	72	1470	AO 101- 4M	125
Герметичні електронасоси					
ЦГ 6,3/20	6,3	20	3000		1,1
ЦГ 6,3/32	6,3	32	3000		2,2
1ЦГ 12,5/50	12,5	50	3000		4
2ХГ-9	20	18	3000		2,8
2ХГ-5	20	44	3000		4,5
2ХГ-2	20	61	3000		10
ЦГ 25/50	25	50	3000		15

ЦГ 50/12,5	50	1,25	1500		3
ЦГ 50/50	50	50	3000		15
ЦГ 50/80	80	80	3000		30
ЦГ 100/32	100	32	3000		15
ЦГ 100/80	1000	80	3000		45
ЦГ 200/50	200	50	3000		45

Корисна потужність, що витрачається на переміщення рідини:

$$N_{\text{п}} = \rho \cdot g \cdot H \cdot Q. \quad (1.82)$$

Слід відзначити, що при підстановці в рівняння (1.821) фізичних величин в системі СІ, результат отримується в Вт, однак в каталог потужність наводиться в кВт, тому перед вибором насосу необхідно перевести отриману потужність в кВт.

Напір визначається за формулою:

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} + H_{\text{г}} + h_{\text{п}}, \quad (1.83)$$

де  $p_1$  – тиск в апараті, з якого перекачується рідина;  $p_2$  – тиск в апараті, в який подається рідина;  $H_{\text{г}}$  – геометрична висота підйому рідини;  $h_{\text{п}}$  – втрати тиску у всмоктуючій і нагнітальній лінії.

Потужність, котру повинен розвивати електродвигун на вихідному валу при усталеному режимі роботи:

$$N = \frac{N_{\text{п}}}{\eta_{\text{н}} \cdot \eta_{\text{п}}}, \quad (1.84)$$

де  $\eta_{\text{н}}$ ,  $\eta_{\text{п}}$  – коефіцієнти корисної дії відповідно насосу і передачі від двигуна до насосу.

Коефіцієнт корисної дії насосу:

$$\eta_{\text{н}} = \eta_0 \cdot \eta_{\text{г}} \cdot \eta_{\text{м}}, \quad (1.85)$$

де  $\eta_0$  – об'ємний ККД, що враховує перетікання рідини з зони більшого тиску в зону малого тиску (для сучасних крупних відцентрових насосів  $\eta_0=0,96-0,98$ ;  $\eta_{\text{г}}$  – для малих і середніх насосів  $\eta_0=0,85-0,95$ );  $\eta_{\text{г}}$  – гідравлічний ККД, що враховує



гідравлічний опір, тертя і утворення вихорів (для сучасних насосів  $\eta_r=0,85-0,96$ );  $\eta_m$  – механічний ККД, що враховує механічне тертя в підшипниках і ущільненнях валу, і гідравлічне тертя неробочих поверхонь коліс ( $\eta_m=0,92-0,96$ ).

ККД передачі залежить від способу передачі зусилля. У відцентрових і осьових насосах найчастіше використовують зубчасту передачу, при цьому  $\eta_p=0,93-0,98$ .

Знаючи  $Q$ ,  $H$ , та  $N$  з каталогів вибирається насос з врахуванням властивостей рідини, що переміщується, причому вибраний насос повинен мати продуктивність, напір і номінальну потужність електродвигуна, найближчу більшу за розрахункові значення.

При розрахунку витрат енергії на переміщення рідини необхідно враховувати, що потужність, яка споживається електродвигуном від мережі, більше номінальної внаслідок втрат енергії в самому двигуні [26]:

$$N_{\text{дв}} = \frac{N_{\text{н}}}{\eta_{\text{дв}}}, \quad (1.86)$$

де  $\eta_{\text{дв}}$  – коефіцієнт корисної дії електродвигуна, який приймається орієнтовно залежно від номінальної потужності  $N_{\text{дв}}$  (таблиця 1.16).

**Таблиця 1.16 – Орієнтовні значення ККД електродвигунів**

$N_{\text{дв}}$ , кВт	0,4–1	1–3	3–10	10–30
$\eta_{\text{дв}}$	0,7–0,78	0,78–0,83	0,83–0,87	0,87–0,9
$N_{\text{дв}}$ , кВт	30–10	100–200	200	–
$\eta_{\text{дв}}$	0,9–0,92	0,92–0,94	0,94	–

Двигун до насосу встановлюється дещо більшої потужності, ніж споживана потужність, з запасом на можливі перевантаження:

$$N_{\text{уст}} = \beta \cdot N_{\text{дв}}. \quad (1.87)$$

Коефіцієнт запасу потужності  $\beta$  береться залежно від величини  $N_{\text{дв}}$  (таблиця 1.17).

**Таблиця 1.17 – Орієнтовні значення коефіцієнта запасу потужності для насосів**

$N_{дв}$ , кВт	<1	1–5	5–50	>50
$\beta$	2–1,5	1,5–1,2	1,2–1,15	1,1

Розробляючи технологічну схему, необхідно враховувати, що висота всмоктування  $H_{вс}$  насосів має задовольняти умові:

$$H_{вс} \leq \frac{p_a}{\rho \cdot g} - \left( \frac{p_t}{\rho \cdot g} + \frac{w_{вс}^2}{2g} + h_{п.вс} + h_3 \right), \quad (1.88)$$

де  $p_a$  – атмосферний тиск;  $p_t$  – тиск насиченої пари рідини, що перекачується при робочій температурі;  $w_{вс}$  – швидкість рідини у всмоктуючому трубопроводі;  $h_{п.вс}$  – втрата напору у всмоктуючому трубопроводі;  $h_3$  – запас напору, необхідний для виключення кавітації у відцентрових насосах або усування відриву поршня від рідини внаслідок сил інерції в поршневих насосах.

Для відцентрових насосів:

$$h_3 = 0,3(Q \cdot n^2)^{2/3}, \quad (1.89)$$

де  $n$  – частота обертання валу,  $c^{-1}$ .

Для поршневих насосів за наявності повітряного ковпака на всмоктуючій лінії:

$$h_3 = 1,2 \frac{l}{g} \frac{f_1}{f_2} \frac{u^2}{r}, \quad (1.90)$$

де  $l$  – висота стовпа рідини у всмоктуючому трубопроводі, що відрховується від вільної поверхні рідини в ковпаку;  $f_1$  та  $f_2$  – площа перерізу відповідно поршня і трубопроводу;  $u$  – колова швидкість обертання;  $r$  – радіус кривошипу.

### 1.9.1.2 Вентилятори

Матеріал викладено за авторами [8-11]

Вентиляторами називаються компресорні машини, що застосовуються для переміщення великих об'ємів різноманітних газів при надлишковому тиску не більше 15 000 Па.

За конструкцією вентилятори діляться на відцентрові і осьові.

За тиском, що розвивається, вентилятори поділяються на три групи: низького тиску – до 1 000 Па, середнього – від 1 000 до 3 000 Па і високого – від 3 000 до 15 000 Па. Відцентрові вентилятори застосовуються для подачі газу при середньому і високому тиску, рідше – при низьких тисках; осьові вентилятори зазвичай служать для переміщення великих мас газу при низьких тисках.

Більшість виробників промислових вентиляторів використовують таку маркування, тому що вона диктується різними стандартами, які все ще широко використовуються.

Численні типи вентиляторів можна розділити за наступними ознаками:

За конструкцією:

- осьові (аксіальні)
- відцентрові (радіальні)
- діаметральні (тангенційні)
- безлопатеві (ежекторного типу).

За типом приводу:

- Ті, що мають власний двигун
- Ті, що приводяться в рух з механізмом охолодження

За типом перекачуваного середовища:

- Вибухозахисні - не мають сталевих частин і щіткового електродвигуна.
- Захищені – для перекачування корозійно-активних чи агресивних середовищ.
- Термостійкі - для перекачування газів високої температури

За конструктивним виконанням:

- Вбудовані - є частиною системи вентиляції,
- Самостійні пристрої.

Основні позначення промислових вентиляторів (нові):

- позначення виробу: В – вентилятор;
- позначення типу вентилятора: Р – радіальний; О – осьовий;
- стократна величина коефіцієнта повного тиску при максимальному КПД, округлена до цілого числа;
- величина швидкохідності при максимальному КПД, округлена до всього числа.

**Приклад:** ВР 287-46 – це вентилятор радіальний з коефіцієнтом повного тиску рівним приблизно 2,87 ( $287:100 = 2,87$ ) і швидкохідністю 46 (при максимальному коефіцієнті корисної дії).

Основні позначення радіальних вентиляторів (старі):

- позначення виробу: В – вентилятор;
- позначення типу вентилятора: Ц – центробіжний; О – осьовий;
- п'ятикратна величина коефіцієнту повного тиску при максимальному КПД, округлена до цілого числа;
- величина швидкохідності при максимальному КПД, округлена до всього числа.

**Приклад:** ВЦ 14-46 (той же ВР 287-46) – це ВЕНТИЛЯТОР ЦЕНТРОБІЖНИЙ з коефіцієнтом повного тиску рівним приблизно 2,8 ( $14:5 = 2,8$ ) і швидкістю 46 (при максимальному коефіцієнті корисної дії).

Після позначення моделі вентилятора часто зустрічається маркування його конструктивного виконання (можливість з'єднання електродвигуна з робочим колесом (Рисунок 1.30) [9]):

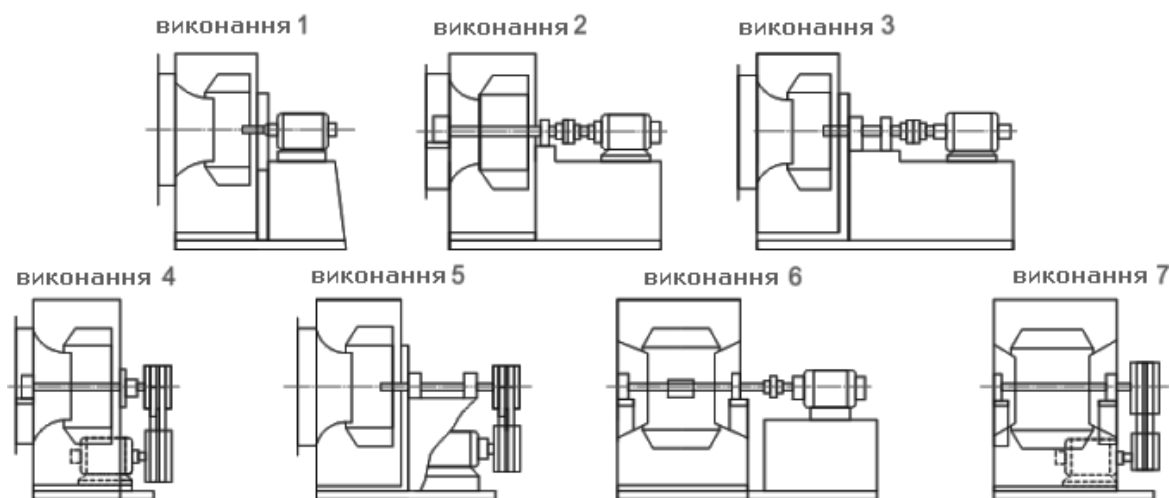


Рисунок 1.30 – Виконання вентиляторів

- 1-ше виконання – вентилятор одностороннього всмоктування, робоче колесо закріплено безпосередньо на вал двигуна;
- 2-ге виконання – вентилятор одностороннього всмоктування, наскрізний вал укріплений у 2 підшипниках, розташованих зі сторони всмоктувальних отворів і за межами корпусу, з електродвигуном, з'єднаним з муфтою;
- 3-є виконання – вентилятор одностороннього всмоктування, вал укріплений у 2-х підшипниках за межами корпусу, з електродвигуном, з'єднаним з муфтою;
- 4-є виконання – вентилятор одностороннього всмоктування, вал укріплений у 2 підшипниках, розташованих зі сторони всмоктувальних отворів і за межами корпусу, привод через клинопасову передачу. Двигун знаходиться за межами рами вентилятора;
- 5-є виконання – вентилятор одностороннього всмоктування, вал укріплений в 2 підшипниках за межами корпусу, привод через клинопасову передачу. Двигун знаходиться на одній рамі з вентилятором;
- • 6-є виконання – вентилятор двостороннього всмоктування, вал укріплений у 2-х підшипниках, розташованих з обох сторін корпусу, з електродвигуном, з'єднаним з муфтою;

– • 7-е виконання – вентилятор двостороннього всмоктування, вал укріплений в 2-х підшипниках, розташованих з обох сторін корпусу, привод через клинопасову передачу.

Наступним елементом маркування вентилятора є його номер – діаметр робочого колеса в дециметрах (1 дм = 100 мм). Наприклад, для вентилятора №3,15 діаметр робочого колеса становить 315 мм. Самі популярні розміри: 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5.

Окрім цього, часто для невеликих змін тиску та продуктивності може використовуватися збільшене або зменшене робоче колесо, яке використовується наступним позначенням:

- 1)  $D_k = D_n$  – діаметр робочого колеса рівному номінальному (без змін);
- 2)  $D_k = 0,9D_n$  – діаметр робочого колеса, зменшений на 10%;
- 3)  $D_k = 0,95D_n$  – діаметр робочого колеса, зменшений на 5%;
- 4)  $D_k = 1,05D_n$  – діаметр робочого колеса, збільшений на 5%;
- 5)  $D_k = 1,1D_n$  – діаметр робочого колеса, збільшений на 10%

Розглянемо всі елементи маркування промислового вентилятора, закріпивши знання на прикладі:

ВР 88-75.1-2,5.2 (ВЦ 4-75.1-2,5.2) – це радіальний (центробіжний) вентилятор з коефіцієнтом повного тиску рівним приблизно 0,88 ( $88 \div 100 = 0,88$ ) і швидкістю 72 (при максимальному коефіцієнті). корисного дії). Конструктивне виконання даного вентилятора – перше – робоче колесо закріплено безпосередньо на вал електродвигуна. Номер вентилятора – 2,5 – діаметр робочого колеса – 250 мм, але при цьому  $D_k = 0,9D_n$ , то є діаметр робочого колеса буде на 10% менше від номінального, а саме 225 мм ( $250 \times 0,9 = 225$ ).

Деякі позначення вентиляторів:

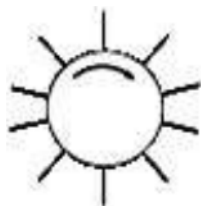
- ВКР – вентилятор кришовий радіальний;

- ВЦП (ВРП) – вентилятор центробіжний (радіальний) пилової;
- ВОИР – вентилятор осьовий іскрозахищений;
- ВВД – вентилятор високого тиску.

Радіальні вентилятори одностороннього і двохстороннього всмоктування правого обертання мають робоче колесо, яке обертається (якщо дивитися на вентилятор з боку всмоктування) по годинниковій стрілці, лівого – робоче колесо, яке обертається проти годинникової стрілки. Форми лопаток бувають загнуті назад, прямого розташування, загнуті вперед (Рисунок 1.31).



В Загнуті назад



R Прямі радіальні



F Загнуті назад

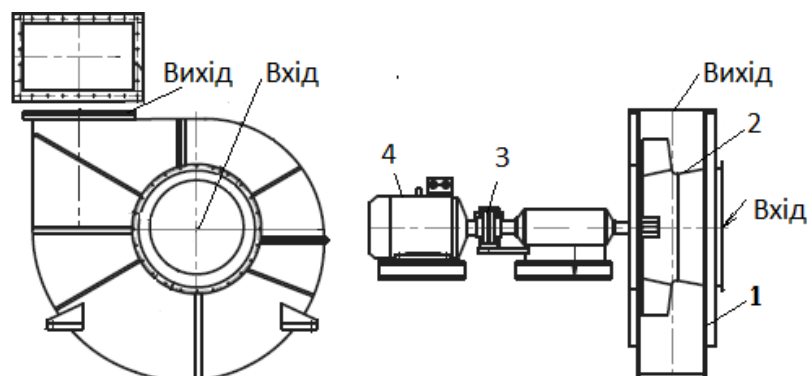
**Рисунок 1.31 – Форми лопаток**

Розмір вентилятора характеризується його номером. За номер вентилятора приймається значення, що відповідає номінальному діаметру робочого колеса, вимірюваному по зовнішніх кромках лопаток і вираженому в дециметрах. Наприклад, вентилятор з діаметром 200 мм позначається № 2, з діаметром 630 мм – № 6,3, тощо.

Схема відцентрового вентилятора неведена на рисунку 1.32.

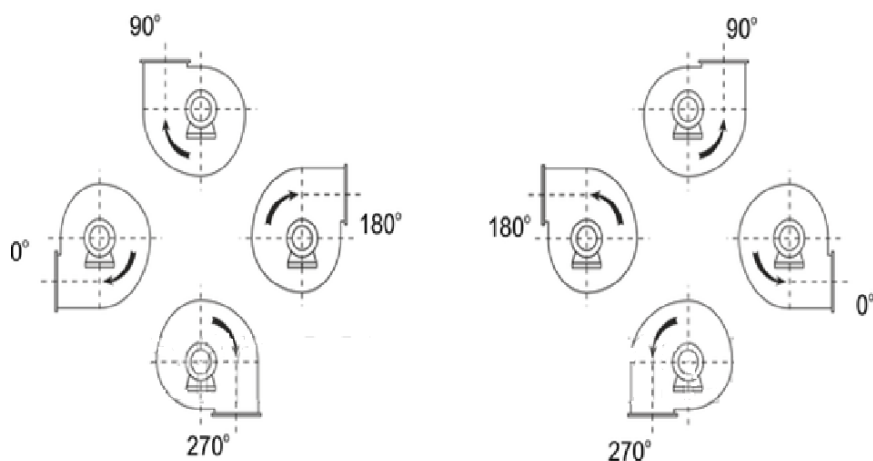
Застосування млинового вентилятора ВМ. Головне призначення, яке має відцентровий млиновий вентилятор ВМ, одностороннього всмоктування – пневматичне транспортування різного виду аеросумішей. Вентилятори ВМ застосовують - підприємства з виробництва металу, заводи з переробки у сфері чорної та кольорової металургії, системи парових котлів з різною паропродуктивністю при розмелі твердих вибухобезпечних палив у млинах. Важливо, щоб запиленість повітряної суміші становила не більше 80 г/м та за відсутності можливості до налипання волокнистих речовин на лопатки робочого колеса [10]. Конструктивні особливості Вентилятор ВМ містить такі робочі елементи - робоче колесо, ходова частина, равлик розкрутки, електродвигун,

патрубок, що всмоктує, направляючий апарат і рама. Спіральний корпус вентилятора поворотний (Рисунок 1.33), робоче колесо складається з 10 лопаток загнутих назад.



1 – корпус вентилятора; 2 – робоче колесо; 3 – муфта; 4 – електродвигун

**Рисунок 1.32 – Схема відцентрового вентилятора**



**Рисунок 1.33 – Схема розташування корпусу вентилятора**

Технічні характеристики деяких вентиляторів наведена в таблицях 1.18 – 1.22.



**Таблиця 1.18 – Технічні характеристики млинових вентиляторів [11]**

Позначення	Діаметр трубопр оводу	Напр уга мере жі	Часто та оберт ання	Потужні сть, що спожива ється	Продук тивність	Тиск	Максима льний ККД	Маса
	мм	В	об/хв	кВт	м <sup>3</sup> /год	Па	max (%)	кг
ВМ-15	1500	380/ 660	1500	160	14690.. . 56330	8480... 4760	82	3210
ВМ-17	1700	380/ 660	1500	250... 315	22240.. . 83630	6130... 10840	82	3870.. .4000
ВМ-18	1800	380/ 660	1500	400...5 00	23410.. . 8070...	12160 ... 15670 0	82	6320.. .6650
ВМ-20	2000	380/ 660	1500	800	40000.. . 160000	12470.. ..1505 0	82	7740
ВМ-40-750	4000	380/ 660	1500	200...3 15	15310.. . 60130	5930... 7620	70	3200.. .3650
ВМ-50-1000	5000	380/ 660	1500	315	20000.. . 90000	10000.. ..1050 0	70	3800
ВМ-100- 1200	10000	380/ 660	1500	630	65000.. . 115000	10500.. ..1145 0	70	4098

BM-160-850	16000	380/ 660	1000	980	108600 ... 319000	6546... 8856	72	10644
BM-180- 1100	18000	380/ 660	1500	1480	100000 ...2600 00	11250. ..1490 0	72	12160

**Таблиця 1.19 – Технічні характеристики відцентрових вентиляторів малої продуктивності [9]**

№	Тип вентилятора (назва аналога)	Комплектація двигуном, кВт/ (об•хв)	Продуктивність, тис. м <sup>3</sup> /год	Тиск, Па
1	BP 88-72 № 2,5 (В-Ц 4-75 № 2,5)	0,12/1500	0,38-0,91	190-130
		0,18/1500		
		0,25/1500	0,38-0,91	190-130
		0,37/1500		
		0,37/3000	0,68-1,15	630-600
		0,55/3000	0,8-1,8	730-510
		0,75/3000	0,8-1,8	1000-950
		1,1/3000		
2	BP 88-72 № 3,15 (В-Ц 4-75 № 3,5)	0,37/1000	1,25-2,6	220-125
		0,55/1500	1,55-3,5	420-230
		0,75/1500	1,45-4	490-325
		1,1/1500	1,8-4,7	690-400
		1,5/1500	1,8-4,7	600-350
		2,2/15000		
		3/3000		

**Таблиця 1.20 – Технічні характеристики відцентрових вентиляторів [10]**

№	Тип вентилятора (назва аналога)	Комплектація двигуном, кВт/ (об•хв)	Продуктивність, тис. м <sup>3</sup> /год	Тиск, Па
1	ВР 88-72 № 2,5 (В-Ц 4-75 № 2,5)	0,12/1500	0,38-0,91	190-130
		0,18/1500		
		0,25/1500	0,38-0,91	190-130
		0,37/1500		
		0,37/3000	0,68-1,15	630-600
		0,55/3000	0,8-1,8	730-510
		0,75/3000	0,8-1,8	1000-950
		1,1/3000		
2	ВР 88-72 № 3,15 (В-Ц 4-75 № 3,5)	0,37/1000	1,25-2,6	220-125
		0,55/1500	1,55-3,5	420-230
		0,75/1500	1,45-4	490-325
		1,1/1500	1,8-4,7	690-400
		1,5/1500	1,8-4,7	600-350
		2,2/15000		
		3/3000		

**Таблиця 121– Технічні характеристики відцентрових вентиляторів [10]**

Марка	$Q$ , м <sup>3</sup> /с	$\rho gH$ , Па	$n$ , с <sup>-1</sup>	$\eta_v$	Електродвигун		
					тип	$N_n$ , кВт	$\eta_{дв}$
В-Ц14-46- 5К-02	3,67	2360	24,1	0,71	АО2-61-4	13	0,88
	4,44	2450			АО2-62-4	17	0,89
	5,55	2550			АО2-71-4	22	–

В-Ц14-46-8К-02	5,28	1770	16,15	0,73	АО2-61-6	13	0,88
	6,39	1820			АО2-62-6	17	0,90
	7,78	1870			АО2-71-6	22	0,90
В-Ц14-46-8К-02	6,94	2450	16	0,70	4А280S4	110	–
	6,72	2600			4А280M4	132	–
	11,95	2750			4А315S4	160	–
В-Ц12-49-8К-02	12,50	5500	24,15	0,68	4А280S4	110	–
	15,25	5600			4А280M4	132	–
	18,0	5700			4А315S4	160	–
ЦП-40-8К	1,39– 6,95	1470– 3820	26,65	0,61	–	–	–

**Таблиця 1.22 – Технічні характеристики відцентрових вентиляторів малої продуктивності [10]**

Марка	$Q$ , м <sup>3</sup> /с	$\rho gH$ , Па	$n$ , с <sup>-1</sup>	Марка	$Q$ , м <sup>3</sup> /с	$\rho gH$ , Па	$n$ , с <sup>-1</sup>
Ц1-181,5	0,050	618	46,7	Ц1-1450	0,402	2450	46,7
Ц1-354	0,098	967	46,7	Ц1-2070	0,575	1280	46,7
Ц1-690	0,192	1500	46,7	Ц1-4030	1,120	2840	46,7
Ц1-1000	0,278	1110	46,7	Ц1-8500	2,360	3280	46,7

Потужність, що споживається вентиляторами розраховується так само, як і у випадку насосів (формули (1.82), (1.86)–(1.90)).

Коефіцієнт запасу потужності для відцентрових вентиляторів  $\beta$  визначається за таблицею 1.23.

**Таблиця 1.23 – Коефіцієнт запасу потужності для вентиляторів [8-10]**

$N_{дв}, \text{КВТ}$	<0,5	0,5–1	1–2	2–5	>5
$\beta$	1,5	1,3	1,2	1,15	1,1

Напір, що розвивається вентилятором, визначається сумою статичного і динамічного напорів [2-8]:

$$H = h_{ст} + h_{дин} = \left( \frac{p_{ст.н}}{\rho \cdot g} + \frac{w_n^2}{2g} \right) - \left( \frac{p_{ст.вс}}{\rho \cdot g} + \frac{w_{вс}^2}{2g} \right), \quad (1.91)$$

або

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} + h_{п.вс} + h_{п.н} + \frac{w^2}{2 \cdot g}, \quad (1.92)$$

де  $p_{ст.н}$  і  $p_{ст.вс}$  – статичний тиск безпосередньо після вентилятора і після нього;  $w_n$ ,  $w_{вс}$  – швидкість повітря в нагнітальному і всмоктуючому трубопроводах;  $p_2$  – тиск в просторі, куди вентилятор подає повітря;  $p_1$  – тиск в просторі, з якого вентилятор забирає повітря;  $h_{п.вс}$  та  $h_{п.н}$  – втрати напору у всмоктуючій і нагнітальній лініях;  $w$  – швидкість повітря на виході з мережі.

Якщо вентилятор подає газ, що відрізняється від оточуючого повітря за густиною, то до правої частини рівняння (1.92) додається величина [2-8]:

$$\Delta h_{под} = (\rho_g - \rho) \cdot z \cdot g, \quad (1.93)$$

де  $\rho_g$  – густина газу, що подається вентилятором;  $z$  – різниця висот точок всмотування і нагнітання.

ККД відцентрових вентиляторів зазвичай складає  $\eta_v=0,6-0,9$ , осьових вентиляторів –  $\eta_{дв}=0,7-0,9$ . При безпосередньому з'єднанні валів вентиляторів і двигуна  $\eta_{п}=1$ ; при клинопасовій передачі  $\eta_{п}=0,92$ .

### 1.9.1.3 Компресори

Матеріал викладено за авторами [2-5, 8-11]. Компресор – машини, призначені для переміщенні і стиснення газів до надлишкового тиску понад 0,2 МПа.

Компресори класифікуються на:

об'ємної дії;

динамічної дії.

За принципом дії компресори поділяються на поршневі, відцентрові і ротаційні.

Залежно від тиску нагнітання компресори поділяться три групи: низького тиску ( $p=0,2-1,0$  МПа); середнього тиску ( $p=1,0-10$  МПа); високого тиску ( $p=10-300$ ).

За потужністю, що розвивається розрізняють малі компресори продуктивністю до  $0,015$  м<sup>3</sup>/с, середні компресори продуктивністю  $1,5$  м<sup>3</sup>/с і вище.

Потужність електродвигуна для приводу компресора при стисненні газів визначається за рівнянням [2-5]:

$$N = \frac{V \cdot l \cdot \rho}{\eta}, \quad (1.94)$$

де  $V$  – продуктивність компресора, м<sup>3</sup>/с;  $l$  – робота, що витрачається компресором при стисненні 1 кг газу, Дж/кг;  $\rho$  – густина газу, кг/м<sup>3</sup>;  $\eta$  – загальний ККД компресійної установки.

Робота, що витрачається при стисненні 1 кг газу в одноступінчастому компресорі [2-5]:

$$l = \frac{m}{m-1} p_1 v_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right], \quad (1.95)$$

в багатоступінчастому компресорі [2-5]:

$$l = n \frac{m}{m-1} p_1 v_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{n \cdot m}} - 1 \right], \quad (1.96)$$

де  $m$  – показник політропи стиснення, котрий можна прийняти рівним  $0,85k$ ;  $k$  – показник адіабатичного стиснення, який дорівнює відношенню теплоємності при постійному тиску до теплоємності при постійному об'ємі;  $n$  – число ступенів стиснення;  $p_1$  і  $p_2$  – початковий і кінцевий тиск газу.

Основні характеристики насосів, компресорів та вентиляторів, що застосовуються в хімічній промисловості наведені в спеціальних каталогах.

### 1.9.2 Завдання на практичне заняття

Підібрати вентилятор для перекачування повітря через адсорбер. Витрата повітря  $Q$ , температура –  $t$ . Повітря вводиться в нижню частину адсорбера. Тиск вихідного повітря над шаром адсорбента – атмосферний. Сорбент являє собою частинки, густина яких  $\rho_T$ , середній розмір частинки  $d_{\text{ч}}$ , а фактор форми  $\psi$ . Висота нерухомого шару сорбенту  $H$ , порозність  $\varepsilon$ . Внутрішній діаметр адсорбера  $D$ . Довжина трубопроводу від точки забору до адсорбера становить  $L$ . На трубопроводі встановлені чотири коліна під кутом  $90^\circ$  і один шибер.

#### Вихідні дані:

Витрата повітря	$Q=0,3+0,01 \cdot N_{\text{вар}} \text{ м}^3/\text{с}$
Температура повітря	$t=35+ N_{\text{вар}} \text{ }^\circ\text{C}$
Густина сорбенту	$\rho_T=800 \text{ кг/м}^3$
Середній діаметр частинок сорбенту	$d_{\text{ч}}=0,00205 \text{ м}$
Фактор форми	$\psi=0,8$
Висота нерухомого шару сорбенту	$H=0,6+0,005 \cdot N_{\text{вар}} \text{ м}$
Порозність	$\varepsilon=0,4$
Внутрішній діаметр адсорбера	$D=1,34 \text{ м}$
Довжина трубопроводу	$L=18+0,25 \cdot N_{\text{вар}} \text{ м}$

### 1.9.3 Приклад розв'язку завдання

**Вихідні дані:**

Витрата повітря, м <sup>3</sup> /с, $Q$	0,3
Температура повітря, °С, $t$	35
Густина сорбенту, кг/м <sup>3</sup> , $\rho_T$	800
Середній діаметр частинок сорбенту, м, $d_{\text{ч}}$	0,00205
Фактор форми, $\psi$	0,8
Висота нерухомого шару сорбенту, м, $H$	0,6
Порозність, $\varepsilon$	0,4
Внутрішній діаметр адсорбера, м, $D$	1,34
Довжина трубопроводу, м, $L$	18.

**Порядок розрахунку.**

Фіктивна швидкість в апараті:

$$w_0 = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D^2} = \frac{4 \cdot 0,3}{3,14 \cdot 1,34} = 0,213 \text{ м/с.}$$

За заданої температури теплофізичні властивості повітря становлять: густина –  $\rho_{\text{п}} = 1,147 \text{ кг/м}^3$ ; коефіцієнт динамічної в'язкості –  $\mu_{\text{п}} = 1,885 \cdot 10^{-5} \text{ Па} \cdot \text{с}$ .

Критерій Архімеда:

$$\text{Ar} = \frac{d_{\text{ч}} \cdot \rho_n \cdot g}{\mu_n} \cdot (\rho - \rho_n) = \frac{2,05 \cdot 10^{-3} \cdot 1,147 \cdot 9,81}{1,885 \cdot 10^{-5}} \cdot (800 - 1,147) = 2,178 \cdot 10^5 .$$

Критичне значення критерію Рейнольдса:

$$\text{Re}_{\text{кр}} = \frac{\text{Ar}}{1400 + 5,22 \cdot \sqrt{\text{Ar}}} = \frac{2,178 \cdot 10^5}{1400 + 5,22 \cdot \sqrt{2,178 \cdot 10^5}} = 56,78 .$$

Швидкість початку псевдозрідження:



$$w_{кр} = \frac{Re_{кр} \cdot \mu_{п}}{d_{ч} \cdot \rho_{п}} = \frac{56,78 \cdot 1,885 \cdot 10^{-5}}{2,05 \cdot 10^{-3} \cdot 1,147} = 0,455 \text{ м/с.}$$

Критична швидкість більша за фіктивну швидкість в апараті, тому шар адсорбента є нерухомим. Розрахунок гідравлічного опору адсорбера здійснюємо за методикою для нерухомих шарів зернистого матеріалу.

$$Re = \frac{2}{3} \cdot \frac{\psi}{1-\varepsilon} \cdot \frac{w_0 \cdot d_{ч} \cdot \rho_{п}}{\mu_{п}} = \frac{2}{3} \cdot \frac{0,8}{1-0,4} \cdot \frac{0,455 \cdot 2,05 \cdot 10^{-3} \cdot 1,147}{1,885 \cdot 10^{-5}} = 23,577.$$

Коефіцієнт опору шару:

$$\lambda_{ш} = \frac{133}{Re} + 2,34 = \frac{133}{23,58} + 2,34 = 7,981.$$

Гідравлічний опір шару в адсорбенті:

$$\Delta p_{ш} = \frac{3 \cdot \lambda_{ш} \cdot H \cdot (1-\varepsilon) \cdot \rho_{п}}{4 \cdot \varepsilon \cdot d_{ч} \cdot \psi} = \frac{3 \cdot 7,981 \cdot 0,6 \cdot (1-0,4) \cdot 1,147}{4 \cdot 0,4 \cdot 2,05 \cdot 10^{-3} \cdot 0,8} = 426,1 \text{ Па.}$$

Гідравлічний опір апарата:

$$\Delta p_a = 1,1 \cdot \Delta p_{ш} = 1,1 \cdot 426,1 = 468,7 \text{ Па.}$$

Визначимо гідравлічний опір трубопроводу. Прийmemo рекомендовану швидкість в трубопроводі  $w_p = 10$  м/с. Тоді розрахунковий діаметр апарату становитиме:

$$d_p = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot w_p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,3}{3,14 \cdot 10}} = 0,195 \text{ м.}$$

Прийmemo діаметр трубопроводу 207 мм ( $d = 0,207$  м). Тоді дійсна швидкість в трубопроводі буде дорівнювати:

$$w = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 0,3}{3,14 \cdot 0,207^2} = 8,914 \text{ м/с.}$$

Критерій Рейнольдса в трубопроводі:

$$Re_{т} = \frac{w \cdot d \cdot \rho_{п}}{\mu_{п}} = \frac{8,914 \cdot 0,207 \cdot 1,147}{1,885 \cdot 10^{-5}} = 1,122 \cdot 10^5.$$

Режим руху – турбулентний. Вважаємо, що труби мають незначну корозію, тому прийmemo абсолютну шорсткість труб  $\Delta = 0,15 \cdot 10^{-3}$  мм. Тоді відносна шорсткість буде дорівнювати:

$$e = \frac{\Delta}{d} = \frac{0,15 \cdot 10^{-3}}{0,207} = 7,246 \cdot 10^{-4}.$$

Оскільки значення критерію Рейнольдса лежить в межах  $10/e = 1,38 \cdot 10^5 < 560/e = 7,728 \cdot 10^5$ , то коефіцієнт тертя розраховуємо за формулою:

$$\lambda_{\tau} = 0,11 \cdot \left( e + \frac{68}{\text{Re}_{\tau}} \right)^{0,25} = 0,11 \cdot \left( 7,246 \cdot 10^{-4} + \frac{68}{1,122 \cdot 10^5} \right)^{0,25} = 0,021$$

На трубопроводі наявні такі місцеві опори: вхід в трубу ( $\xi_1 = 0,5$ ), шибер ( $\xi_2 = 0,22$ ), коліно ( $\xi_3 = 1,1$ ), вихід з труби ( $\xi_4 = 1$ ). Отже сума коефіцієнтів місцевого опору становитиме:

$$\sum \xi = \xi_1 + \xi_2 + 4 \cdot \xi_3 + \xi_4 = 0,5 + 0,22 + 4 \cdot 1,1 + 1 = 6,12.$$

Тоді втрати тиску в трубопроводі становитимуть:

$$\Delta p_{\tau} = \left( \lambda_{\tau} \frac{L}{d} + \sum \xi \right) \cdot \frac{\rho_{\text{п}} \cdot w^2}{2} = \left( 0,021 \cdot \frac{18}{0,207} + 6,12 \right) \cdot \frac{1,147 \cdot 8,914^2}{2} = 362,0 \text{ Па.}$$

Сумарні втрати тиску в системі:

$$\Delta p = \Delta p_a + \Delta p_{\tau} = 468,7 + 362,0 = 830,7 \text{ Па.}$$

Корисна потужність вентилятора:

$$N_k = Q \cdot \Delta p = 0,3 \cdot 830,7 = 249,2 \text{ Вт.}$$

Прийmemo ККД вентилятора  $\eta_v = 0,6$ , та ККД передачі  $\eta_{\text{п}} = 1$ . Тоді потужність вентилятора має бути:

$$N = \frac{N_k}{\eta_{\text{п}} \cdot \eta_v} = \frac{249,2}{0,6 \cdot 1} = 415,3 \text{ Вт.}$$

Таким умовам роботи відповідає вентилятор ЦН-1450.

## Перелік посилань

1. Корнієнко Я.М. Процеси та обладнання хімічної технології: підруч. У 2 ч. Ч.1 / Я.М. Корнієнко, Ю.Ю. Лукач, І.О. Мікульонок та ін. – К.: НТУУ «КПІ», 2011. – 300 с.

2. Chemical engineering—Handbooks, manuals, etc. I. Perry, Robert H., date. II. Green, Don W. III. Maloney, James O. TP151.P45 1997

3. Гідравліка та її використання в агропромисловому комплексі / В.А. Дідур, О.Д. Савченко, Д.П. Журавель, С.І. Мовчан; – К.: Аграрна освіта, 2008. – 577 с.

3. Гідравліка, сільськогосподарське водопостачання та гідропневмопривод. / В.А. Дідур, О.Д. Савченко, С.І. Пастушенко, С.І. Мовчан; – Запоріжжя: Прем'єр, 2005. – 464 с

4. Гідравліка: Навчально-методичний комплекс. Навчально-методичний посібник. / В.І.Дуганець, І.М.Бендера, В.А. Дідур та ін. За ред. В.І. Дуганця, І.М.Бендери, В.А. Дідура. – Кам'янець-Подільський: ФОП Сисин О.В. 2013. – \_\_\_\_ с. ISBN 978-617-539-131-0

5. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи : конспект лекцій / укладач Е. В. Колісніченко, А. С. Мандрика, В. О Панченко. – Суми : Сумський державний університет, 2021. – 176 с.

6. Ракицький В.Л. Основи проектування насадкових ректифікаційних колон: Навч. посібник / В.Л. Ракицький, І.О. Мікульонок, Г.Л. Рябцев. – К.: НМЦВО, 2000. – 200 с.

7. Процеси та обладнання хімічних технологій – 1. Базові принципи теорії тепломасообміну: навчальний посібник [Електронний ресурс] : навч. посіб. для студ. спеціальності 133 «Галузеве машинобудування», спеціалізації «Інжиніринг, обладнання та технології хімічних та нафтопереробних виробництв» / КПІ ім. Ігоря Сікорського ; уклад.: А.Р. Степанюк, С.В. Гулієнко – Електронні текстові данні (1 файл: 3,57 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2018. – 160 с.

8. Процеси та обладнання хімічних технологій-1. Базові принципи теорії тепломасообміну. Практикум з кредитного модуля [Електронний ресурс] : навчальний посібник для студентів спеціальності 133 «Галузе машинобудування», спеціалізації «Інжиніринг, комп'ютерне моделювання та проектування обладнання хімічних і нафтопереробних виробництв» / КПІ ім. Ігоря Сікорського ; уклад. С. В. Гулієнко, Я. В. Гробовенко. – Електронні текстові данні (1 файл: 2,93 Мбайт). –

Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. – 120 с. – Назва з екрана.<https://ela.kpi.ua/handle/123456789/31112>

9. [https://prom-vent.com.ua/ua/price\\_lists](https://prom-vent.com.ua/ua/price_lists) від 01.05.2023

10. <https://ventilator.ua/category/klasyfikaciya-i-konstruktivnye-ispolneniya-radialnyh-ventilyatorov/> від 01.05.2023

11. <https://systemax.ua/ventilyatory/melnichnie-ventiljatori/vm/> від 01.05.2023

## РОЗДІЛ 2 БАЗОВІ ЗАСАДИ ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ

### ПЕРЕЛІК ОСНОВНИХ УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ ТА СИМВОЛІВ

$a$  – коефіцієнт температуропровідності,  $\text{м}^2/\text{с}$

$b$  – ширина каналу,  $\text{м}$

$c$  – теплоємність,  $\text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$

$d_{\text{вн}}$  – внутрішній діаметри циліндричної поверхні (труби),  $\text{м}$

$d_3$  – зовнішній діаметри циліндричної поверхні (труби),  $\text{м}$

$d_e$  – еквівалентний діаметр,  $\text{м}$

$D$  – діаметр апарата,  $\text{м}$

$f$  – площа поперечного перерізу потоку,  $\text{м}^2$

$F$  – площа поверхні теплообміну,  $\text{м}^2$

$K$  – коефіцієнт масопередачі,  $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{K})$

$g$  – прискорення вільного падіння,  $\text{м}/\text{с}^2$

$G$  – масова витрата,  $\text{кг}/\text{с}$

$H$  – висота теплообмінних труб,  $\text{м}$

$i$  – питома ентальпія,  $\text{Дж}/\text{кг}$

$n$  – кількість труб

$L$  – довжина,  $\text{м}$

$p$  – тиск,  $\text{Па}$

$q$  – тепловий потік,  $\text{Вт}/\text{м}^2$

$Q$  – кількість переданої теплоти,  $\text{Вт}$

$r$  – питома теплота пароутворення,  $\text{Дж}/\text{кг}$

$S$  – площа поперечного перерізу,  $\text{м}^2$

$t_{\text{ік}}$  – кінцева температура теплоносія,  $\text{K}$  ( $^{\circ}\text{C}$ )

$t_{\text{іп}}$  – початкова температура теплоносія,  $\text{K}$  ( $^{\circ}\text{C}$ )

$t_{\text{в.п.}}$  – температура вторинної пари,  $\text{K}$  ( $^{\circ}\text{C}$ )

$t_{\text{конд}}$  – температура конденсації,  $\text{K}$  ( $^{\circ}\text{C}$ )

$t_{\text{пл}}$  – температура плівки конденсату,  $\text{K}$  ( $^{\circ}\text{C}$ )

$w$  – швидкість руху теплоносія, м/с

$W$  – витрата вторинної пари

$x_{\text{II}}$  – концентрація розчину на вході в апарат, мас. частка

$x_{\text{K}}$  – концентрація розчину на виході з апарата, мас. частка.

$z$  – кількість ходів

### *Грецькі символи*

$\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$\beta$  – коефіцієнт об'ємного стиснення, 1/К

$\Gamma$  – густина зрошення, кг/(м·с)

$\delta$  – товщина стінки труби, м

$\Delta t_{\text{M}}$  – менша різниця температур на кінцях теплообмінника, К

$\Delta t_{\text{сер}}$  – середня різниця температур, К

$\varepsilon_l$  – поправочний коефіцієнт

$\varepsilon_{\Delta t}$  – поправочний коефіцієнт

$\varepsilon_{\varphi}$  – поправочний коефіцієнт

$\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К)

$\mu$  – коефіцієнт динамічної в'язкості, Па·с

$\nu$  – коефіцієнт кінематичної в'язкості, м<sup>2</sup>/с

$\Pi$  – повний периметр поперечного перерізу потоку, м

$\rho$  – густина, кг/м<sup>3</sup>

$\sigma$  – поверхневий натяг, Н/м

## 2.1 Передача теплоти теплопровідністю

### 2.1.1 Теоретичні відомості

Матеріал викладено за авторами [1...6].

Для стаціонарного (усталеного) процесу передачі теплоти температура на поверхні залишається сталою ( $t_F = \text{const}$ ). Для пласкої однорідної стінки зі сталими температурами на поверхнях  $t_{c1}$  і  $t_{c2}$  питомий тепловий потік одновимірний і визначається за законом Фур'є, Вт/м<sup>2</sup> [1]

$$q = \frac{\bar{\lambda}}{\delta} (t_{c1} - t_{c2}) = \frac{t_{c1} - t_{c2}}{\frac{\delta}{\bar{\lambda}}} = \frac{\Delta t}{R} = \text{const}, \quad (2.1)$$

де  $\bar{\lambda}$  – середнє значення коефіцієнта теплопровідності в межах зміни температур від  $t_{c1}$  до  $t_{c2}$ , Вт/(м·К) [7-9];

$\delta$  – товщина стінки, м;

$R$  – термічний опір стінки, який характеризує зміну температури в стінці в разі проходження через стінку одиничного теплового потоку, (м<sup>2</sup>·К)/Вт.

Середнє значення коефіцієнта теплопровідності і термічний опір стінки визначаються за формулами

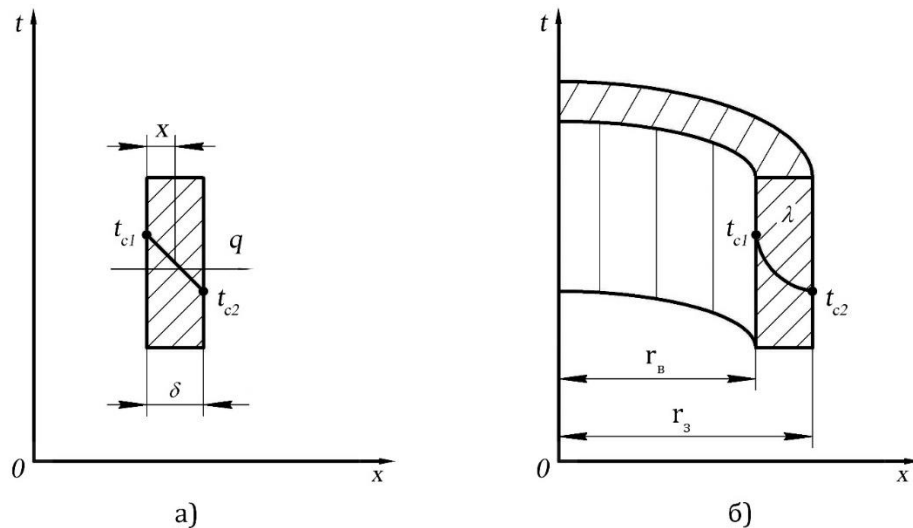
$$\bar{\lambda} = 0,5(\lambda_{c1} + \lambda_{c2}),$$

$$R = \frac{\delta}{\bar{\lambda}}.$$

За умови сталого значення коефіцієнта теплопровідності температура в стінці змінюється за лінійним законом (рисунок 2.1) і визначається за формулою

$$t_{cx} = t_{c1} - \Delta t \cdot \frac{x}{\delta} \quad (2.2)$$

де  $x$  – відстань від поверхні з температурою  $t_{c1}$ , м.



**Рисунок 2.1 – Характер зміни температури в  
пласкій (а) та циліндричній (б) стінках**

Для багат шарової пласкої стінки, яка містить  $n$  однорідних шарів рівняння теплопровідності за законом Фур'є буде

$$q = \frac{t_{c1} - t_{c(n+1)}}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{\delta_n}{\lambda_n}} = \frac{\Delta t}{\sum_{i=1}^n R_i} = const, \quad (2.3)$$

де  $\sum_{i=1}^n R_i$  – сумарний термічний опір усіх шарів стінки, що розраховується за формулою

$$\sum_{i=1}^n R_i = \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}.$$

За умови сталих значень коефіцієнтів теплопровідності кожного шару температура за будь-яким шаром визначається за формулою

$$t_{ck} = t_{c1} - q \cdot \sum_{i=1}^k R_i \quad (2.4)$$

Інколи застосовують так званий еквівалентний коефіцієнт теплопровідності

$$\lambda_{ек} = \sum_{i=1}^n \delta_i / \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}. \quad (2.5)$$



Для однорідної циліндричної стінки з внутрішнім і зовнішнім діаметром  $d_в$  і  $d_з$  (рисунок 2.1), відповідно і температурами стінки  $t_{c1}$  і  $t_{c2}$ , тепловий потік відносять до одиниці довжини  $l$ , до одиниці внутрішньої поверхні  $F_в$  або до одиниці зовнішньої поверхні  $F_з$ . При цьому розрахункові формули мають вигляд:

$$q_l = \frac{Q}{l} = \frac{\pi(t_{c1} - t_{c2})}{\frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_з}{d_в}} = \frac{\pi \cdot \Delta t}{R_{у.с.}}, \quad (2.6)$$

$$q_в = \frac{Q}{F_в} = \frac{Q}{\pi \cdot d_в \cdot l} = \frac{\Delta t}{R_{у.с.} \cdot d_в}, \quad (2.7)$$

$$q = \frac{Q}{F_з} = \frac{Q}{\pi \cdot d_з \cdot l} = \frac{\Delta t}{R_{у.с.} \cdot d_з}, \quad (2.8)$$

де  $R_{у.с.}$  – термічний опір однорідної циліндричної стінки.

Термічний опір однорідної циліндричної стінки з зовнішнім діаметром  $d_з$  і внутрішнім діаметром  $d_в$  і коефіцієнтом теплопровідності  $\lambda$  розраховується за формулою

$$R_{у.с.} = \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_з}{d_в}. \quad (2.9)$$

Оскільки внутрішня і зовнішня поверхні труби різні, то і значення питомих теплових потоків різні, а співвідношення між ними визначаються за виразом

$$q_l = \pi \cdot d_в \cdot q = \pi \cdot d_з \cdot q_з. \quad (2.10)$$

Рівняння температурної кривої всередині однорідної циліндричної стінки визначається за формулою

$$t_x = t_в - \frac{\Delta t}{\ln \frac{d_з}{d_в}} \cdot \ln \frac{d_x}{d_в}. \quad (2.11)$$

У випадках, коли  $d_з / d_в \leq 2$ , значення питомого теплового потоку з точністю до  $\pm 3,5\%$  можна визначати як для плоскої стінки за формулою (2.11), де товщина стінки визначається за формулою

$$\delta = 0,5 \cdot (d_з - d_в),$$

а площа поверхні труби для визначення повного теплового потоку обчислюється за середньоарифметичним діаметром

$$F = \pi \cdot \bar{d} \cdot l = \pi \cdot 0,5 \cdot (d_3 + d_6) \cdot l. \quad (2.12)$$

В разі багатошарової циліндричної стінки з  $n$  шарами значення лінійного теплового потоку визначається за формулою

$$q_l = \frac{\pi (t_{c1} - t_{c(n+1)})}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}} = \frac{\pi \cdot \Delta t}{\sum_{i=1}^n R_{\text{т.с.}i}} \quad (2.13)$$

де  $\sum_{i=1}^n R_{\text{т.с.}i}$  – сумарний термічний опір багатошарової циліндричної стінки.

Значення температур на межах шарів визначаються із рівняння лінійного теплового потоку

$$t_{c(i+1)} = t_{c1} - q_l \sum_{i=1}^k \frac{\frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{3(i+1)}}{d_{ei}}}{\pi}. \quad (2.14)$$

## 2.1.2 Завдання на практичне заняття

**Задача 2.1.** Визначити розподіл температур по товщині стінки із вогнетривкої цегли товщиною  $200 + N_{\text{вар}} \cdot 1,5$  мм, якщо: температури на поверхнях стінки становлять  $t_{c1} = 1000 + N_{\text{вар}} \cdot 10$  °С,  $t_{c2} = 30 + N_{\text{вар}} \cdot 1,0$  °С, а коефіцієнт теплопровідності визначається за законом Фур'є.

**Задача 2.2.** Цегляна стінка будинку висотою  $H = 3 + N_{\text{вар}} \cdot 0,05$  м і довжиною  $L = 4 + N_{\text{вар}} \cdot 0,01$  м має товщину  $300 + N_{\text{вар}} \cdot 10,0$  мм. З внутрішнього боку стінка має шар штукатурки завтовшки  $1 + N_{\text{вар}} \cdot 1$  мм. Визначити теплові втрати через стінку, якщо: коефіцієнт теплопровідності цегли  $0,7$  Вт/(м·К) та штукатурки  $0,75$  Вт/(м·К), а внутрішня  $+18 + N_{\text{вар}} \cdot 0,1$  °С, і зовнішня температури стінки  $-(15 + N_{\text{вар}} \cdot 0,2)$  °С.

**Задача 2.3.** За умови задачі 2.2 визначити, як зміняться теплові втрати, якщо зовнішню поверхню стінки обкласти плитами завтовшки  $20+N_{\text{вар}} \cdot 1,0$  мм з коефіцієнтом теплопровідності  $0,4 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ .

**Задача 2.4.** Паропровід діаметрами  $170/160$  мм має двошарову ізоляцію з товщиною  $\delta_1 = 20+N_{\text{вар}} \cdot 0,2$  мм і  $\delta_2 = 40+N_{\text{вар}} \cdot 0,1$  мм. Коефіцієнт теплопровідності стінки труби дорівнює  $45 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ , першого дорівнює шару ізоляції  $0,14 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$  та другого шару ізоляції  $0,075 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ , відповідно. Визначити теплові втрати на один погонний метр паропроводу, а також температури на поверхнях поділу шарів, якщо температура внутрішньої та зовнішньої ізольованої поверхні паропроводу складає  $300 + N_{\text{вар}} \cdot 10^\circ\text{C}$  і  $40 + N_{\text{вар}} \cdot 1,0^\circ\text{C}$ , відповідно.

**Задача 2.5.** За умови задачі 2.4 визначити, як зміняться питомі лінійні втрати, якщо шари ізоляції поміняти місцями.

**Задача 2.6.** Температура на внутрішній поверхні сталеві труби діаметрами  $190/180$  мм становить  $300+N_{\text{вар}} \cdot 10^\circ\text{C}$ . Труба ізольована одним шаром ізоляції завтовшки  $40+N_{\text{вар}} \cdot 1,0$  мм з коефіцієнтом теплопровідності  $0,05 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ . Визначити яку товщину повинен мати другий шар ізоляції з коефіцієнтом теплопровідності  $0,082 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$  для того, щоб температура зовнішнього шару ізоляції не перевищувала  $40^\circ\text{C}$ . Коефіцієнт теплопровідності сталі  $45 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ . Теплові втрати  $250+N_{\text{вар}} \cdot 5,0 \text{ Вт}$ .

**Задача 2.7.** Металевий дріт довжиною  $100+N_{\text{вар}} \cdot 10$  м і діаметром  $2+N_{\text{вар}} \cdot 0,1$  мм має коефіцієнт теплопровідності  $60 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$  і питомий електричний опір  $0,4 (\text{Ом} \cdot \text{м})/\text{мм}^2$ . Через дріт проходить електричний струм, внаслідок чого його температура становить  $80+N_{\text{вар}} \cdot 1,0^\circ\text{C}$ . Визначити, яку товщину повинна мати ізоляція з коефіцієнтом теплопровідності  $0,10 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ , для того, щоб температура її зовнішньої поверхні не перевищувала  $40^\circ\text{C}$ , якщо сила струму  $10 \text{ А}$ .

### 2.1.3 Приклад розв'язку завдань

**Задача 2.1.** Визначити розподіл температур по товщині стінки із вогнетривкої цегли товщиною 250 мм, якщо: температури на поверхнях стінки становлять  $t_{c1} = 1250$  °С,  $t_{c2} = 40$  °С, а коефіцієнт теплопровідності визначається за законом Фур'є.

#### Розв'язування

коефіцієнт теплопровідності визначається за виразом [ 1,2 ]

$$\lambda = 0,84 + 6 \cdot 10^{-4} \cdot \bar{t}, \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$$

Розраховуємо:

Температурний напір

$$\Delta t = t_{c1} - t_{c2} = 1250 - 40 = 1210 \text{ °С.}$$

Середню температуру стінки

$$\bar{t} = \frac{(t_{c1} + t_{c2})}{2} = \frac{1250 + 40}{2} = 645 \text{ °С.}$$

Середнє значення коефіцієнта теплопровідності,

$$\bar{\lambda} = 0,84 + 6 \cdot 10^{-4} \cdot \bar{t} = 0,84 + 6 \cdot 10^{-4} \cdot 645 = 1,227 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}.$$

Термічний опір стінки

$$R = \frac{\delta}{\lambda} = \frac{0,25}{1,227} = 2,037 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/Вт.}$$

Питомий тепловий потік за формулою ,

$$q = \frac{\Delta t}{R} = \frac{1210}{2,037} = 5938,7 \text{ Вт/м}^2.$$

Розподіл температури по товщині стінки обчислюємо за формулою (2.2), приймаючи значення  $x$  від 0 до 250 мм з кроком 25 мм.

Наприклад, для  $x = 50$  мм

$$t_{c50} = t_{c1} - \Delta t \cdot \frac{x}{\delta} = 1250 - 1210 \cdot \frac{50}{250} = 1008 \text{ °С.}$$

Результати обчислень зводимо в таблицю 2.1.

**Таблиця 2.1 – Результати обчислень до задачі 2.1**

$x$ , мм	50	75	100	125	150	175	200	250
$t$ , °C	1008	887	766	645	524	403	282	40

**Задача 2.2.** Цегляна стінка будинку висотою  $H = 4$  м і довжиною  $L = 5$  м має товщину 500 мм. З внутрішнього боку стінка має шар штукатурки завтовшки 15 мм. Визначити теплові втрати через стінку, якщо: коефіцієнт теплопровідності цегли  $0,7$  Вт/(м·К) та штукатурки  $0,75$  Вт/(м·К), а внутрішня і зовнішня температури стінки  $+18$  °C і  $-15$  °C, відповідно.

### Розв'язування

Площа поверхні стінки

$$F = H \cdot L = 4 \cdot 5 = 20 \text{ м}^2.$$

Термічні опори стінки із цегли та штукатурки, відповідно

$$R_{ц} = \frac{\delta_{ц}}{\lambda_{ц}} = \frac{0,5}{0,7} = 0,714 (\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт};$$

$$R_{шт} = \frac{\delta_{шт}}{\lambda_{шт}} = \frac{0,015}{0,75} = 0,02 (\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}.$$

Сумарний термічний опір

$$\sum R = R_{ц} + R_{шт} = 0,714 + 0,02 = 0,734 (\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}.$$

Температурний напір

$$\Delta t = t_{в} - t_{з} = 18 - (-15) = 33 \text{ °C}.$$

Питомий тепловий потік за формулою (2.3)

$$q = \frac{\Delta t}{\sum R} = \frac{33}{0,734} = 45 \text{ Вт/м}^2.$$

Загальні теплові втрати через стінку

$$Q = q \cdot F = 45 \cdot 20 = 900 \text{ Вт}.$$

**Задача 2.3.** За умови задачі 2.2 визначити, як зміняться теплові втрати, якщо зовнішню поверхню стінки обкласти плитами завтовшки 25 мм з коефіцієнтом теплопровідності 0,4 Вт/(м·К).

### Розв'язування

Термічний опір плит

$$R = \frac{\delta_n}{\lambda_n} = \frac{0,025}{0,4} = 0,0625 \text{ (м}^2 \cdot \text{К) / Вт.}$$

Сумарний термічний опір

$$\sum R' = R_{ci} + R_{ui} + R_n = 0,714 + 0,02 + 0,0625 = 0,7965 \text{ (м}^2 \cdot \text{К) / Вт.}$$

Теплові втрати через стінку

$$Q' = q \cdot F = \frac{\Delta t}{\sum R'} \cdot F = \frac{33}{0,7965} \cdot 20 = 828,6 \text{ Вт.}$$

Зменшення теплових втрат

$$\Delta Q = Q - Q' = 900 - 828,6 = 71,4 \text{ Вт.}$$

**Задача 2.4.** Паропровід діаметрами 170/160 мм має двошарову ізоляцію з товщиною  $\delta_1 = 30$  мм і  $\delta_2 = 40$  мм. Коефіцієнт теплопровідності стінки труби, першого та другого шару ізоляції дорівнює 45, 0,14 і 0,075 Вт/(м·К), відповідно. Визначити теплові втрати на один погонний метр паропроводу, а також температури на поверхнях поділу шарів, якщо температура внутрішньої та зовнішньої ізолюваної поверхні паропроводу складає 300 °С і 40 °С, відповідно.

### Розв'язування

Зовнішні діаметри шарів ізоляції

$$d_{1i} = d_3 + 2\delta_1 = 170 + 2 \cdot 30 = 230 \text{ мм;}$$

$$d_{2i} = d_{1i} + 2\delta_2 = 230 + 2 \cdot 30 = 310 \text{ мм.}$$

Логарифмічні співвідношення діаметрів

$$\ln \frac{d_3}{d_8} = \ln \frac{170}{160} = 0,06;$$

$$\ln \frac{d_{1i}}{d_3} = \ln \frac{230}{170} = 0,3;$$

$$\ln \frac{d_{2i}}{d_{1i}} = \ln \frac{310}{230} = 0,298.$$

Термічні опори за формулою (2.9):

- стінки труби

$$R_{cm} = \frac{1}{2\lambda_{cm}} \ln \frac{d_3}{d_8} = \frac{1}{2 \cdot 45} \cdot 0,06 = 6,66 \cdot 10^{-4} \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/Вт};$$

- першого шару ізоляції

$$R_{1i} = \frac{1}{2\lambda_{1i}} \ln \frac{d_{1i}}{d_3} = \frac{1}{2 \cdot 0,14} \cdot 0,3 = 1,07 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/Вт};$$

- другого шару ізоляції

$$R_{2i} = \frac{1}{2\lambda_{2i}} \ln \frac{d_{2i}}{d_{1i}} = \frac{1}{2 \cdot 0,075} \cdot 0,298 = 1,986 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/Вт}.$$

Сумарний термічний опір теплопровідності

$$\sum R = R_{cm} + R_{1i} + R_{2i} = 6,6 \cdot 10^{-4} + 1,07 + 1,986 = 3,057 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/Вт}.$$

Температурний напір

$$\Delta t = t_8 - t_{2i} = 300 - 40 = 260 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Лінійний тепловий потік за формулою (2.12)

$$q_l = \frac{\pi \cdot \Delta t}{\sum R} = \frac{3,14 \cdot 260}{3,057} = 267 \text{ Вт/м}.$$

Температура на зовнішній поверхні труби

$$t_{зк} = t_{вк} - \frac{q_l \cdot R_{cm}}{\pi} = 300 - \frac{267 \cdot 0,66 \cdot 10^{-4}}{3,14} \approx 300 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Температура на зовнішній поверхні першого шару ізоляції

$$t_{1i} = t_{зк} - \frac{q_l \cdot R_{1i}}{\pi} = 300 - \frac{267 \cdot 1,07}{3,14} = 209 \text{ }^\circ\text{C},$$

або

$$t_{1i} = t_{2i} + \frac{q_l \cdot R_{2i}}{\pi} = 40 + \frac{267 \cdot 1,986}{3,14} = 208,9^\circ\text{C}.$$

**Задача 2.5.** За умови задачі 2.4 визначити, як зміняться питомі лінійні втрати, якщо шари ізоляції поміняти місцями.

### Розв'язування

В цьому разі зовнішні діаметри шарів ізоляції складатимуть

$$d_{1i} = d_3 + 2\delta_1 = 170 + 2 \cdot 40 = 250 \text{ мм};$$

$$d_{2i} = d_{1i} + 2\delta_2 = 230 + 2 \cdot 40 = 310 \text{ мм}.$$

Логарифмічні співвідношення діаметрів

$$\ln \frac{d_3}{d_6} = \ln \frac{170}{160} = 0,06;$$

$$\ln \frac{d_{1i}}{d_3} = \ln \frac{250}{170} = 0,385;$$

$$\ln \frac{d_{1i}}{d_{2i}} = \ln \frac{310}{250} = 0,215.$$

Термічні опори

- стінки труби

$$R_{cm} = \frac{1}{2\lambda_{cm}} \ln \frac{d_3}{d_6} = \frac{1}{2 \cdot 45} \cdot 0,06 = 6,66 \cdot 10^{-4} (\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт};$$

- першого шару ізоляції

$$R_{1i} = \frac{1}{2\lambda_{1i}} \ln \frac{d_{1i}}{d_3} = \frac{1}{2 \cdot 0,075} \cdot 0,385 = 2,566 (\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт};$$

- другого шару ізоляції

$$R_{2i} = \frac{1}{2\lambda_{2i}} \ln \frac{d_{2i}}{d_{1i}} = \frac{1}{2 \cdot 0,14} \cdot 0,215 = 0,768 (\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}.$$

Сумарний термічний опір теплопровідності



$$\sum R = R_{cm} + R_{1i} + R_{2i} = 6,6 \cdot 10^{-4} + 2,566 + 0,768 = 3,334 (\text{м}^2 \cdot \text{К}) / \text{Вт}.$$

Лінійний тепловий потік

$$q_l = \frac{\pi \cdot \Delta t}{\sum R} = \frac{3,14 \cdot 260}{3,334} = 244,8 \text{ Вт/м}.$$

Таким чином, виконання першого шару ізоляції з меншим значенням коефіцієнта теплопровідності для циліндричних поверхонь зумовлює зменшення питомих теплових втрат. Іншими словами, для зменшення теплових втрат перший шар ізоляції повинен мати найбільший термічний опір.

**Задача 2.6.** Температура на внутрішній поверхні сталеві труби діаметрами 190/180 мм становить 430°C. Труба ізолювана одним шаром ізоляції завтовшки 40 мм з коефіцієнтом теплопровідності 0,05 Вт/(м·К). Визначити яку товщину повинен мати другий шар ізоляції з коефіцієнтом теплопровідності 0,082 Вт/(м·К) для того, щоб температура зовнішнього шару ізоляції не перевищувала 40 °С. Коефіцієнт теплопровідності сталі 45 Вт/(м·К). Теплові втрати 280 Вт.

### Розв'язування

Зовнішній діаметр першого шару ізоляції

$$d_{1i} = d_3 + 2\delta_1 = 190 + 2 \cdot 40 = 270 \text{ мм}.$$

Термічні опори:

- стінки труби

$$R_{cm} = \frac{1}{2\lambda_{cm}} \ln \frac{d_3}{d_8} = \frac{1}{2 \cdot 45} \ln \frac{190}{180} = 6 \cdot 10^{-4} (\text{м}^2 \cdot \text{К}) / \text{Вт}.$$

- першого шару ізоляції

$$R_{1i} = \frac{1}{2\lambda_{1i}} \ln \frac{d_{1i}}{d_3} = \frac{1}{2 \cdot 0,05} \ln \frac{190}{170} = 3,5 (\text{м}^2 \cdot \text{К}) / \text{Вт}.$$

Сума термічних опорів труби та першого шару ізоляції

$$\sum R = R_{cm} + R_{1i} = 6 \cdot 10^{-4} + 3,5 = 3,501 (\text{м}^2 \cdot \text{К}) / \text{Вт}.$$

Температурний напір складає

$$\Delta t = t_3 - t_{2i} = 430 - 40 = 390^\circ\text{C}.$$

Для заданих умов загальний термічний опір за формулою (2.13) повинен складати

$$\sum R = \frac{\pi \cdot \Delta t}{q_l} = \frac{3,14 \cdot 390}{280} = 4,373 (\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}.$$

Необхідний термічний опір другого шару ізоляції

$$R_{2i} = \sum R - R_{cm} = 4,373 - 3,501 = 0,872 (\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}.$$

Логарифмічне співвідношення діаметрів для другого шару ізоляції

$$\ln \frac{d_{2i}}{d_{1i}} = R_{2i} \cdot 2\lambda_{2i} = 0,872 \cdot 2 \cdot 0,082 = 0,143.$$

Звідки

$$\frac{d_{2i}}{d_{1i}} = 1,1538.$$

Діаметр другого шару ізоляції

$$d_{2i} = 1,1538 \cdot d_{1i} = 1,1538 \cdot 270 = 312 \text{ мм}.$$

Товщина другого шару ізоляції

$$\delta_2 = \frac{d_{2i} - d_{1i}}{2} = \frac{312 - 270}{2} = 21 \text{ мм}.$$

**Задача 2.7.** Металевий дріт довжиною 100 м і діаметром 2 мм має коефіцієнт теплопровідності 60 Вт/(м·К) і питомий електричний опір 0,4 (Ом·м)/мм<sup>2</sup>. Через дріт проходить електричний струм, внаслідок чого його температура становить 80 °С. Визначити, яку товщину повинна мати ізоляція з коефіцієнтом теплопровідності 0,10 Вт/(м·К), для того, щоб температура її зовнішньої поверхні не перевищувала 40 °С, якщо сила струму 10 А.

### Розв'язування

Електричний опір дроту

$$R = \frac{\rho \cdot l}{\pi \cdot r^2} = \frac{0,4 \cdot 100}{3,14 \cdot 1^2} = 12,73 \text{ Ом.}$$

Потужність, яка перетворюється на теплоту

$$Q = I^2 \cdot R = 10^2 \cdot 12,73 = 1273 \text{ Вт.}$$

Лінійний тепловий потік

$$q_l = \frac{Q}{l} = \frac{1273}{100} = 12,73 \text{ Вт/м.}$$

Термічний опір ізоляції

$$R_{iz} = \frac{\Delta t}{q_l} = \frac{40}{12,73} = 3,14 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/Вт.}$$

Логарифм відношення діаметрів

$$\ln \frac{d_{iz}}{d_0} = R_{iz} \cdot 2\lambda_{iz} = 3,14 \cdot 2 \cdot 0,1 = 0,628.$$

Звідси

$$\frac{d_{iz}}{d_0} = 1,87.$$

Діаметр ізоляції

$$d_{iz} = 1,87 \cdot d_0 = 1,87 \cdot 2 = 3,74 \text{ мм.}$$

Необхідна товщина ізоляції

$$\delta = \frac{d_{iz} - d_0}{2} = \frac{3,74 - 2}{2} = 0,87 \text{ мм.}$$

## 2.1.4 Контрольні запитання

1. Проаналізувати поняття стаціонарного (усталеного) процесу передачі теплоти.
2. Проаналізувати закон Фур'є ,
3. Проаналізувати поняття середнє значення коефіцієнта теплопровідності  
Обґрунтувати закон зміни коефіцієнта теплопровідності температура в стінці.

4. Проаналізувати закон Фур'є для багат шарової пласкої стінки
5. Проаналізувати поняття еквівалентний коефіцієнт теплопровідності.
6. Проаналізувати поняття термічний опір однорідної циліндричної стінки.
7. Проаналізувати визначення лінійного теплового потоку в разі багат шарової циліндричної стінки з n шарами.

## 2.2 Тепловіддача при вільній конвекції

### 2.2.1 Теоретичні відомості

Матеріал викладено за авторами [1...6, 10].

Вільна (природна) конвекція виникає внаслідок різниці густин більш нагрітих і менш нагрітих кластерів рідини або газу. Вона може здійснюватися в необмеженому і обмеженому (замкненому) просторі. Разом з конвективним рухом переноситься теплота. За цих умов визначальними критеріями є критерії Грасгофа і Прандтля.

$$\text{Gr} = \frac{g \cdot l_*^3}{\nu^2} \cdot \beta \cdot (t_{cm} - t_p), \quad (2.15)$$

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{c\mu}{\lambda}, \quad (2.16)$$

де  $g$  – прискорення земного тяжіння, м/с<sup>2</sup>;

$l_*$  – визначальний лінійний розмір (для горизонтальних труб – діаметр  $d$ , для вертикальних пластин і труб – висота  $H$ ), м;

$t_{ct}$  – температура стінки, °С;

$t_p$  – температура рідини, °С;

$\nu$  – коефіцієнт кінематичної в'язкості, м<sup>2</sup>/с [7–9];

$\alpha$  – коефіцієнт температуропровідності, Вт/м К [7–9];

$\beta$  – коефіцієнт об'ємного розширення (для газоподібних середовищ

дорівнює  $\beta = \frac{1}{T_2}$ ), К<sup>-1</sup> [7–9];

$T_r$  – абсолютна температура газу, К.

Для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі від поверхні горизонтальних труб можна використовувати формулу [1]

$$\overline{Nu} = \frac{\alpha \cdot d_3}{\lambda} = 0,50 \cdot Ra^{0,25} \cdot \left( \frac{Pr_p}{Pr_c} \right)^{0,25}, \quad (2.17)$$

де  $Ra$  – критерій Релея;

$Pr_p$  і  $Pr_{ст}$  – критерій Прандтля для температури рідини та стінки, відповідно.

Критерій Релея визначають за формулою

$$Ra = Gr \cdot Pr.$$

В формулі (2.17) визначальною температурою є температура рідини або газу віддалік від труби, а визначальним розміром – зовнішній діаметр труби.

Формула отримана для теплоносіїв з числами Релея  $103 < Ra < 108$ . Множник  $\left( Pr_p / Pr_c \right)^{0,25}$  враховує напрямок теплового потоку. Для нагрівання рідини  $\left( Pr_p / Pr_c \right)^{0,25} > 1$ , для газів  $\left( Pr_p / Pr_c \right)^{0,25} = 1$ .

За умови ламінарного руху рідини вздовж вертикальної поверхні критеріальне рівняння має вигляд

$$\overline{Nu} = 0,75 \cdot Ra^{0,25} \cdot \left( Pr_p / Pr_c \right)^{0,25}, \quad (2.18)$$

де визначальний лінійним розміром є довжина пластини.

Формула отримана для теплоносіїв з числами Прандтля  $Pr = 0,7 \dots 3 \cdot 103$  і критерієм Релея  $103 < Ra < 109$ .

Розвинутий турбулентний рух настає, коли  $Ra \geq 6 \cdot 1010$ . Тоді

$$\overline{Nu} = 0,15 \cdot Ra^{0,33} \cdot \left( Pr_p / Pr_c \right)^{0,25}. \quad (2.19)$$

В формулах (2.18) і (2.19) визначальною температурою є температура рідини за межами рухомого шару, а визначальним розміром – довжина пластини.

Згідно з дослідними даними перехідний режим має місце в діапазоні  $109 < Ra < 6 \cdot 1010$ . Найбільше і найменше значення коефіцієнтів тепловіддачі в перехідній області визначається за рівняннями (2.5) і (2.4), відповідно.

У випадках, коли  $Ra < 500$  для обчислення середнього значення  $\alpha$  можна рекомендувати критеріальне рівняння

$$\overline{Nu} = 0,118 \cdot Ra^{0,125} \cdot \left( Pr_p / Pr_c \right)^{0,25}. \quad (2.20)$$

Для горизонтально розташованих плоских поверхонь розмірами  $a \times b$  тепловіддача обчислюється за формулами для вертикальних поверхонь. При цьому визначальним розміром є менший розмір плити, а визначальною температурою – температура повітря вдалині від поверхні, а коефіцієнти тепловіддачі складають  $\alpha = 1,3 \cdot \alpha_h$  для поверхні, яка віддає теплоту вгору і  $\alpha = 0,7 \cdot \alpha_h$  для поверхні, яка віддає теплоту вниз.

Вільна конвекція в обмеженому просторі виникає в прошарках між поверхнями товщиною  $\delta$ . В цьому випадку складний процес теплообміну розглядають як перенесення теплоти теплопровідністю, вводячи так званий еквівалентний коефіцієнт теплопровідності  $\lambda_{ек}$ .

За умови  $Ra < 10^3$  природну конвекцію можна не враховувати, вважаючи

$$\lambda_{ек} = \lambda_p.$$

Якщо  $Ra > 10^3$ , то

$$\lambda_{ек} = \lambda_p \cdot \varepsilon_k.$$

Значення поправочного коефіцієнта  $\varepsilon_k$  обчислюють за формулою

$$\varepsilon_x = 0,18 \cdot Ra^{0,25}, \quad (2.21)$$

де визначальним розміром є товщина прошарку  $\delta$ , а визначальною температурою – середня температура між поверхнями, що обчислюється за формулою

$$\bar{t} = 0,5 \cdot (t_{cm1} - t_{cm2}).$$

## 2.2.2 Завдання на практичне заняття

**Задача 2.8.** Визначити тепловий потік від зовнішньої стінки будинку висотою  $H = 2,7 + N_{вар} \cdot 0,2$  м і довжиною  $6 N_{вар} \cdot 0,5$  м, якщо температура стінки  $20 + N_{вар} \cdot 0,1$  °С, а температура нерухомого навколишнього повітря  $15 - N_{вар} \cdot 0,1$  °С.

**Задача 2.9.** Визначити теплові втрати від ізольованого корпусу горизонтального теплообмінника діаметром  $1+N_{\text{вар}}\cdot 0,1$  м і довжиною  $2+N_{\text{вар}}\cdot 0,1$  м, якщо температура ізоляції  $40+N_{\text{вар}}\cdot 0,1$  °С, а температура повітря в приміщенні  $20-N_{\text{вар}}\cdot 0,1$  °С.

**Задача 2.10.** Визначити тепловий потік від горизонтальної плити розмірами  $(2+N_{\text{вар}}\cdot 0,2)\times(3+N_{\text{вар}}\cdot 0,1)$  м, теплообмінна поверхня якої повернута вгору, якщо температура поверхні плити  $100+N_{\text{вар}}\cdot 5$  °С, а температура навколишнього повітря  $20+N_{\text{вар}}\cdot 2$  °С.

**Задача 2.11.** Визначити тепловий потік крізь водяний прошарок товщиною  $20+N_{\text{вар}}\cdot 0,1$  мм, якщо температура більш нагрітої поверхні стінки  $120+N_{\text{вар}}\cdot 5$  °С, а менш нагрітої  $20+N_{\text{вар}}\cdot 1,5$  °С.

**Задача 2.12.** Для опалення приміщення використовують електронагрівник, виготовлений із спіралей дроту діаметром  $2+N_{\text{вар}}\cdot 0,1$  мм. Необхідна потужність для опалення складає  $200+N_{\text{вар}}\cdot 2,0$  Вт. Визначити загальну довжину дроту, якщо його температура складає  $300+N_{\text{вар}}\cdot 2$  °С, а температура в приміщенні має бути  $20+N_{\text{вар}}\cdot 1,0$  °С.

### 2.2.3 Приклади розв'язку завдань

**Задача 2.8.** Визначити тепловий потік від зовнішньої стінки будинку висотою  $H = 3$  м і довжиною 6 м, якщо температура стінки 21 °С, а температура нерухомого навколишнього повітря 15 °С.

#### Розв'язування.

Визначальною температурою є температура навколишнього повітря  $t_{\text{в}} = t_{\text{п}} = 15$  °С. Теплофізичні властивості повітря для  $t_{\text{п}} = 15$  °С [1]:  $\lambda = 0,0255$  Вт/(м·К);  $\nu = 14,9\cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с;  $Pr = 0,717$ .

Коефіцієнт об'ємного розширення

$$\beta = 1 / (t_n + 273) = 1 / (15 + 273) = 3,47 \cdot 10^{-3} \text{ K}^{-1}.$$

Критерій Грасгофа

$$\begin{aligned} \text{Gr} &= (g \cdot \beta \cdot (t_{cm} - t_n) \cdot H) / \nu^2 = \\ &= (9,8 \cdot 3,47 \cdot 10^{-3} \cdot (21 - 15) \cdot 3^3) / (14,9 \cdot 10^{-6})^2 = 3,31 \cdot 10^{10} \end{aligned}$$

Критерій Релея

$$\text{Ra} = \text{Gr} \cdot \text{Pr} = 3,31 \cdot 10^{10} \cdot 0,717 = 2,37 \cdot 10^{10}.$$

Критерій Нуссельта за формулою (2.18)

$$\overline{\text{Nu}} = 0,15 \cdot \text{Ra}^{0,33} = 0,15 \cdot (2,37 \cdot 10^{10})^{0,33} = 397,8.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до повітря

$$\alpha = \frac{\overline{\text{Nu}} \cdot \lambda}{H} = \frac{397,8 \cdot 0,0255}{3} = 3,4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Тепловий потік від стінки будинку

$$Q = \alpha \cdot H \cdot L \cdot (t_{cm} - t_n) = 3,4 \cdot 3 \cdot 6 \cdot (21 - 15) = 367,2 \text{ Вт}.$$

**Задача 2.9.** Визначити теплові втрати від ізольованого корпусу горизонтального теплообмінника діаметром 1 м і довжиною 2 м, якщо температура ізоляції 40 °С, а температура повітря в приміщенні 20 °С.

### Розв'язування

Визначальна температура – температура навколишнього повітря  $t_b = t_n = 30$  °С. Теплофізичні властивості повітря для  $t_n = 30$  °С (додаток Д):  $\lambda = 0,0267$  Вт/(м·К);  $\nu = 16 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с;  $\text{Pr} = 0,701$ .

Коефіцієнт об'ємного розширення

$$\beta = 1 / (t_n + 273) = 1 / (30 + 273) = 3,3 \cdot 10^{-3} \text{ K}^{-1}.$$

Критерій Грасгофа

$$\begin{aligned} \text{Gr} &= (g \cdot \beta \cdot (t_{cm} - t_n) \cdot d^3) / \nu_n^2 = \\ &= (9,8 \cdot 3,3 \cdot 10^{-3} \cdot (40 - 20) \cdot 1^3) / (16 \cdot 10^{-6})^2 = 2,53 \cdot 10^9 \end{aligned}$$



Критерій Релея

$$Ra = Gr \cdot Pr_p = 2,53 \cdot 10^9 \cdot 0,701 = 1,77 \cdot 10^9$$

Критерій Нуссельта за формулою (2.16)

$$Ra = Gr \cdot Pr_p = 2,53 \cdot 10^9 \cdot 0,701 = 1,77 \cdot 10^9$$

Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до повітря

$$\alpha = \frac{\overline{Nu} \cdot \lambda}{d} = \frac{102,6 \cdot 0,0267}{1} = 2,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Тепловий потік від стінки теплообмінника

$$Q = \alpha \cdot F \cdot \Delta t = \alpha \cdot \pi \cdot d \cdot l \cdot (t_{cm} - t_n) = 2,7 \cdot 3,14 \cdot 6 \cdot (40 - 20) = 1017,4 \text{ Вт}.$$

**Задача 2.10.** Визначити тепловий потік від горизонтальної плити розмірами  $2 \times 3$  м, теплообмінна поверхня якої повернута ввверх, якщо температура поверхні плити  $100 \text{ }^\circ\text{C}$ , а температура навколишнього повітря  $20 \text{ }^\circ\text{C}$ .

### Розв'язування

Визначальним лінійним розміром є найменший розмір плити  $a = 2$  м, а визначальною температурою – температура повітря ( $20 \text{ }^\circ\text{C}$ ).

Теплофізичні властивості повітря для температури  $20 \text{ }^\circ\text{C}$  [7–9]:

$t, \text{ }^\circ\text{C}$	0	10	15	20	30	40	50	60	70
$\rho, \text{ кг}/\text{м}^3$	1,318	1,293	1,247	1,226	1,205	1,128	1,093	1,06	1,029
$\mu \cdot 10^6, \text{ Па} \cdot \text{с}$	17,2	17,6	17,9	18,1	18,6	19,1	19,6	20,1	20,3
$\nu \cdot 10^6, \text{ м}^2/\text{с}$	13,29	14,16	14,61	15,06	16	19,96	17,95	18,97	20,6
$\lambda \cdot 10^2, \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$	2,44	2,51	2,55	2,59	2,67	2,76	2,83	2,9	2,96
Pr	0,707	0,705	0,704	0,703	0,701	0,699	0,698	0,696	0,694

$$\lambda = 0,0259; \nu = 15,06 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; Pr = 0,703.$$

Коефіцієнт об'ємного розширення

$$\beta = \frac{1}{t_n + 273} = \frac{1}{20 + 273} = 3,413 \cdot 10^{-3} \text{ K}^{-1}.$$

Критерій Релея

$$\begin{aligned} \text{Ra} &= \text{Gr} \cdot \text{Pr}_p = \frac{g \cdot \beta \cdot (t_{cm} - t_n) \cdot \alpha^3}{\nu_n^2} \cdot \text{Pr}_p = \\ &= \frac{9,81 \cdot 3,413 \cdot 10^{-3} \cdot (100 - 20) \cdot 2^3}{(15,06 \cdot 10^{-6})^2} \cdot 0,703 = 6,64 \cdot 10^{10} \end{aligned}$$

Критерій Нуссельта за формулою (2.18)

$$\overline{\text{Nu}} = 0,15 \cdot \text{Ra}^{0,33} = 0,15 \cdot (6,64 \cdot 10^{10})^{0,33} = 610.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від стінки плити до навколишнього повітря

$$\alpha_0 = \frac{\overline{\text{Nu}} \cdot \lambda}{a} = \frac{610 \cdot 0,0259}{2} = 7,9 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Тепловий потік від плити становитиме

В даному випадку коефіцієнт тепловіддачі має бути на 30% більшим, тобто

$$\alpha = \alpha_0 \cdot 1,3 = 7,9 \cdot 1,3 = 10,27.$$

Тепловий потік від плити, Вт

$$Q = \alpha \cdot F \cdot \Delta t = \alpha \cdot a \cdot b \cdot (t_{cm} - t_n) = 10,27 \cdot 2 \cdot 3 \cdot (100 - 20) = 4929,6$$

**Задача 2.11.** Визначити тепловий потік крізь водяний прошарок товщиною 20мм, якщо температура більш нагрітої поверхні стінки 120 °С, а менш нагрітої 20°С.

**Розв'язування**

Визначальна температура

$$\bar{t} = \frac{t_{c1} + t_{c2}}{2} = \frac{120 + 20}{2} = 70^\circ\text{C}.$$

Визначальний лінійний розмір – товщина прошарку  $\delta = 0,02$  м.

Теплофізичні властивості води при температурі  $t_b = 70$  °С [7-10]:

$$\lambda = 0,666 \text{ Вт/(м·К)}; \nu = 0,33 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \beta = 6,92 \cdot 10^{-4} \text{ К}^{-1}; \text{Pr} = 2,59.$$

Критерій Релея

$$\begin{aligned} \text{Ra} &= \text{Gr} \cdot \text{Pr} = \frac{g \cdot \beta \cdot (t_{c1} - t_{c2}) \cdot \delta^3}{\nu^2} \cdot \text{Pr} = \\ &= \frac{9,81 \cdot 6,92 \cdot 10^{-4} \cdot (120 - 20) \cdot 0,02^3}{(0,33 \cdot 10^{-6})^2} \cdot 2,59 = 4,26 \cdot 10^7 \end{aligned}$$

Коефіцієнт, що враховує конвекцію за формулою (2.21)

$$\varepsilon_{\kappa} = 0,18 \cdot \text{Ra}^{0,25} = 0,18 \cdot (4,26 \cdot 10^7)^{0,25} = 14,54.$$

Еквівалентний коефіцієнт теплопровідності

$$\lambda_{\text{екв}} = \bar{\lambda} \cdot \varepsilon_{\kappa} = 0,666 \cdot 14,54 = 9,68 \text{ Вт/(м·К)}.$$

Питомий тепловий потік крізь водяний прошарок

$$q = \frac{\lambda_{\text{екв}}}{\delta} \cdot (t_{c1} - t_{c2}) = \frac{9,68}{0,02} \cdot (120 - 20) = 48400 \text{ Вт/м}^2.$$

**Задача 2.12.** Для опалення приміщення використовують електронагрівник, виготовлений із спіралей дроту діаметром 2 мм. Необхідна потужність для опалення складає 200 Вт. Визначити загальну довжину дроту, якщо його температура складає 320 °С, а температура в приміщення має бути 20 °С.

**Розв'язування**

Визначальним лінійним розміром є діаметр дроту  $d = 3 \cdot 10^{-3}$  м, а визначальною температурою є температура повітря в приміщенні  $t_{\text{п}} = 20$  °С.

Теплофізичні властивості повітря для визначальної температури (Таблиця 1.5):

$$\lambda = 0,0259 \text{ Вт/(м·К)}; \nu = 15,06 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \text{Pr} = 0,703.$$

Коефіцієнт об'ємного розширення

$$\beta = \frac{1}{t_n + 273} = \frac{1}{20 + 273} \cdot 10^{-3} \text{ К}^{-1}.$$

Критерій Релея

$$\begin{aligned} Ra = Gr \cdot Pr &= \frac{g \cdot \beta \cdot (t_{cm} - t_n) \cdot d^3}{\nu^2} \cdot Pr = \\ &= \frac{9,81 \cdot 3,413 \cdot 10^{-3} \cdot (320 - 20) \cdot (2 \cdot 10^{-3})^3}{(15,06 \cdot 10^{-6})} \cdot 0,703 = 249 \end{aligned}$$

Оскільки  $Ra < 500$ , то критерій Нуссельта визначаємо за формулою (2.20)

$$\overline{Nu} = 1,18 \cdot Ra^{0,125} = 1,18 \cdot 249^{0,125} = 2,35.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від дроту до повітря

$$\alpha = \frac{\overline{Nu} \cdot \lambda}{d} = \frac{2,35 \cdot 0,0259}{0,002} = 30,4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Необхідна довжина дроту з рівняння теплового потоку

$$L = \frac{Q}{\alpha \cdot \pi \cdot d \cdot \Delta t} = \frac{200}{30,4 \cdot 3,14 \cdot 2 \cdot 10^{-3} \cdot 10 \cdot 300} = 3,5 \text{ м.}$$

## 2.2.4 Контрольні запитання

1. Проаналізувати поняття вільна (природна) конвекція.
2. Проаналізувати поняття критерій Грасгофа.
3. Проаналізувати поняття критерій Прандтля.
4. Проаналізувати поняття критерій Релея;
5. Проаналізувати поняття критерій Нусельдта.
6. Проаналізувати при яких значеннях критерія Релея настає розвинутий турбулентний рух.
7. Проаналізувати при яких значеннях критерія Релея настає перехідний режим.
8. Проаналізувати при яких значеннях критерія Релея настає ламінарний режим.
9. Проаналізувати при яких значеннях критерія Релея природну конвекцію можна не враховувати.

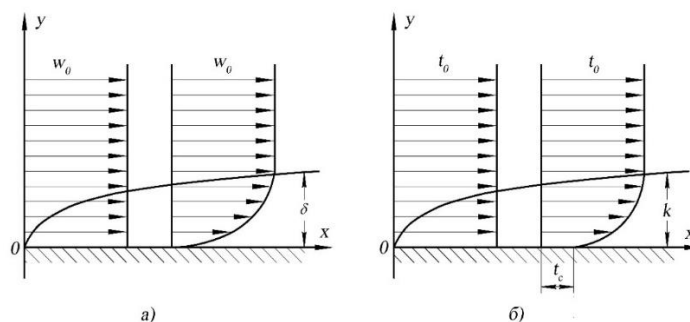
## 2.3 Тепловіддача при вимушеному русі теплоносія

### 2.3.1 Теоретичні відомості

Матеріал викладено за авторами [1...6, 10].

Оскільки в цьому випадку процес тепловіддачі пов'язаний з рухом теплоносія, то розрізняють два основних режими течії: ламінарний та турбулентний. Перехід від першого режиму до другого визначається значенням критерію Рейнольда  $Re_{кр}$ , яке залежить від низки факторів: швидкості течії, розмірів каналу, фізичних властивостей теплоносія, шорсткості матеріалу стінки та ін.

Під час руху теплоносія вздовж поверхні на стінці утворюється гідродинамічний приграничний шар (рисунок 2.2), в межах якого здійснюються тільки ламінарний рух рідини (газу). При цьому на поверхні теплообміну утворюється тепловий приграничний шар (рисунок 2.2), в межах якого температура теплоносія змінюється від температури на стінці  $t_c$  до температури рідини  $t_p$  вдалині від стінки, теплота передається виключно за рахунок теплопровідності.



**Рисунок 2.2 – Гідродинамічний (а) та тепловий (б) приграничні шари**

Під час ламінарної течії теплота в приграничному шарі переноситься поперек теплопровідністю за законом Фур'є

$$q = -\lambda \cdot |\text{grad } t|.$$

В турбулентному приграничному шарі існує в'язкий ламінарний підшар, де теплота також переноситься теплопровідністю. Температурний градієнт, °С, біля поверхні стінки можна оцінити як

$$\text{grad } t = \frac{(t_c - t_p)}{\delta_m},$$

де  $\delta_m$  – товщина приграничного шару, м.

Тоді

$$q = -\lambda \cdot \Delta t / \delta_m.$$

Через труднощі визначення величини  $\lambda/\delta_m$  користуються формулою конвективного теплообміну Ньютона-Ріхмана

$$q = \alpha \cdot (t_{c1} - t_p) = \alpha \cdot \Delta t, \quad (2.22)$$

де  $\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м<sup>2</sup>·К).

$$\alpha = -\frac{\lambda}{\Delta t} \frac{\partial t}{\partial t} \approx \frac{\lambda}{\delta_m}. \quad (2.23)$$

Співвідношення між товщинами теплового і гідродинамічного шару визначається величиною

$$\delta_m / \delta_z = \text{Pr}^{-0.5}.$$

Товщина гідродинамічного приграничного шару обернено пропорційна критерію Рейнольда:

,

де  $w$  – швидкість руху, м/с;

$L_*$  – характерний лінійний розмір поверхні, м;

$\nu$  – коефіцієнт кінематичної в'язкості, м<sup>2</sup>/с [7–9].

Коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha$  зростає в разі збільшення критерію Re, що зумовлює зменшення товщини приграничного шару. Зазвичай значення коефіцієнтів тепловіддачі визначають за відповідними критеріальними залежностями.

### **Теплообмін при повздовжньому обтікання пластини.**

Режим течії теплоносія визначається за значенням критерію Рейнольдса

$$\text{Re}_{p,x} = w \cdot x / \nu.$$

Ламінарний приграничний шар спостерігається в разі  $\text{Re}_{p,x} \leq 5 \cdot 10^5$ , а турбулентний – в разі  $\text{Re}_{p,x} > 5 \cdot 10^5$ .

Товщина ламінарного і турбулентного шару, м, визначається за формулами

$$\begin{aligned} \delta_l &= \frac{4,64 \cdot x}{\text{Re}^{0,5}}, \\ \delta_m &= \frac{0,37 \cdot x}{\text{Re}^{0,2}}, \end{aligned} \quad (2.24)$$

де  $x$  – відстань від передньої крайки пластини, м.

З формул (2.24) видно, що товщина шару лінійно зростає зі збільшенням відстані  $x$ . Для певного значення  $x = x_{кр}$  ламінарний рух середовища переходить у турбулентний.

Розрізняють локальний (місцевий) і середній коефіцієнти тепловіддачі. Локальні коефіцієнти тепловіддачі визначаються з критеріальних рівнянь:

– для ламінарного руху в приграничному шарі:

$$\text{Nu} = \frac{\alpha \cdot x}{\lambda} = 0,33 \cdot \text{Re}^{0,5} \cdot \text{Pr}_p^{0,33} \cdot \left( \frac{\text{Pr}_p}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25}, \quad (2.25)$$

– для турбулентного руху в приграничному шарі

$$\text{Nu} = \frac{\alpha \cdot x}{\lambda} = 0,03 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}_p^{0,43} \cdot \left( \frac{\text{Pr}_p}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25}. \quad (2.26)$$

Середні значення коефіцієнтів тепловіддачі визначаються за співвідношеннями:

– для ламінарного режиму

$$\overline{\text{Nu}} = \frac{\bar{\alpha} \cdot l}{\lambda} = 0,66 \cdot \text{Re}^{0,5} \cdot \text{Pr}_p^{0,33} \cdot \left( \frac{\text{Pr}_p}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25}, \quad (2.27)$$

– для турбулентного режиму

$$\overline{\text{Nu}} = \frac{\overline{\alpha} \cdot l}{\lambda} = 0,037 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}_p^{0,43} \cdot \left( \frac{\text{Pr}_p}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25}, \quad (2.28)$$

де  $l$  – загальна довжина пластини.

Для пластин, у яких початкова ділянка довжиною  $l_p$  не обігривається, для ламінарного режиму течії справедливо критеріальне рівняння

$$\overline{\text{Nu}} = \frac{\overline{\alpha} \cdot l}{\lambda} = 0,71 \cdot \text{Re}^{0,5} \cdot \text{Pr}_p^{0,33} \cdot \left( \frac{\text{Pr}_p}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25} \cdot \left( \frac{l_n}{l} \right)^{0,2}. \quad (2.29)$$

В рівняннях (2.25) – (2.29) визначальним геометричним розміром є частина пластини, що обігривається  $l_0$ , а визначальною температурою – температура теплоносія віддалік від пластини.

Частина пластини, що обігривається, розраховується за формулою

$$l_0 = l - l_p.$$

### **Теплообмін при русі теплоносія всередині каналів.**

Для ламінарної течії  $\text{Re} \leq 2300$  рух рідини ускладнюється наявністю природної конвекції, яка виникає внаслідок різниці температур по перерізу потоку. Завдяки природній конвекції спостерігається деяке прискорення потоку, в результаті цього інтенсивність тепловіддачі збільшується у вертикальних каналах. Визначальним лінійним розміром в критеріях подібності є еквівалентний діаметр, який визначається за формулою, м

$$d_e = 4f / \Pi, \quad (2.30)$$

де  $f$  – площа поперечного перерізу каналу, м<sup>2</sup>,

$\Pi$  – змочений периметр каналу, м.

Для випадку повного заповнення профілю каналу суцільним передовищем еквівалентний діаметр  $d_e$ , м визначиться як:

для круглих труб дорівнює внутрішньому діаметру труби  $d_b$

$$d_e = d_b;$$

для прямокутного каналу розмірами  $a \times b$



$$d_e = \frac{2 \cdot a \cdot b}{a + b};$$

для кільцевих каналів, утворених круглими трубами діаметрами зовнішнім -  $D_{zn}$  та внутрішнім-  $d_{вн}$

$$d_e = D_{zn} - d_{вн}.$$

Середнє значення критерію Нуссельта для ламінарної течії визначається із рівняння

$$\overline{Nu} = \frac{\overline{\alpha} \cdot d}{\lambda} = 0,15 \cdot Re^{0,33} \cdot Pr_p^{0,33} \cdot Ra^{0,1} \left( \frac{Pr_p}{Pr_c} \right)^{0,25} \cdot \overline{\varepsilon}_l. \quad (2.31)$$

В формулі (2.31) визначальною є середня температура рідини в трубi. Множник  $Ra=0,1$  вводиться, коли  $Ra > 8 \cdot 10^5$ . Поправочний коефіцієнт  $\overline{\varepsilon}_l$  визначається з таблиця 2.2 в залежності від співвідношення довжини труби к діаметру  $l/d$ .

**Таблиця 2.2 – Значення коефіцієнта  $\overline{\varepsilon}_l$  в формулі (2.31)**

$l/d$	1	2	5	10	15	20	30	40	50
$\overline{\varepsilon}_l$	1,9	1,7	1,44	1,28	1,18	1,13	1,05	1,02	1

В разі турбулентного руху перенесення теплоти здійснюється в основному за рахунок перемішування. Для усталеної турбулентної течії в каналах критеріальне рівняння тепловіддачі має вигляд

$$\overline{Nu} = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr_p^{0,43} \cdot \left( \frac{Pr_p}{Pr_c} \right)^{0,25} \cdot \overline{\varepsilon}_l. \quad (2.32)$$

Визначальним лінійним розміром є еквівалентний діаметр  $d_e$ , а визначальною температурою – середня температура теплоносія. Значення  $\overline{\varepsilon}_l$  наведено в таблиці

2.3. Формула (2.32) дійсна в діапазоні  $0,7 < Pr < 2$ . Якщо  $Pr > 2$ , то стала в правій частині формули (2.32) дорівнює 0,023.

**Таблиця 2.3 – Значення  $\bar{\varepsilon}_l$  в формулі (3.11)**

Re	L/d <sub>вн</sub>								
	1	2	5	10	15	20	30	40	50
10000	1,65	1,50	1,34	1,23	1,17	1,13	1,07	1,03	1,00
20000	1,51	1,40	1,27	1,18	1,13	1,10	1,05	1,02	1,00
50000	1,34	1,27	1,18	1,13	1,10	1,08	1,04	1,02	1,00
100000	1,28	1,22	1,15	1,10	1,08	1,06	1,03	1,02	1,00
1000000	1,4	1,11	1,08	1,05	1,04	1,03	1,02	1,01	1,00

Для перехідного режиму течії ( $2300 < Re < 1 \cdot 10^4$ ) користуються рівнянням (2.32), вводячи в нього поправочний коефіцієнт  $\varepsilon_n$ , значення якого наведено в таблиця 2.4.

**Таблиця 2.4 – Значення коефіцієнта  $\varepsilon_n = f(Re)$**

Re	2300	3000	4000	5000	6000	8000	10000
$\varepsilon_n$	0,4	0,57	0,72	0,81	0,88	0,96	1,00

Теплообмін в кільцевих каналах, утворених трубами діаметрами  $D_{zn}$  і  $d_{вн}$  описується критеріальним рівнянням

$$\overline{Nu} = \frac{w \cdot d_e}{\nu} = 0,017 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr_p^{0,4} \cdot \left( \frac{D_{вн}}{d_{zn}} \right)^{0,18} \cdot \left( \frac{Pr_p}{Pr_c} \right)^{0,25} \quad (2.33)$$

За визначальний лінійний розмір в (2.33) береться еквівалентний діаметр

$$d_e = D_{zn} - d_{вн}.$$

Визначальною температурою є середня температура рідини в трубі.

Теплообмін в зігнутих трубах і змійовиках можна обчислювати за формулами для прямих труб, але у формули (3.10) і (3.11) вводиться поправочний множник

$$\varepsilon_R = 1 + 1,78 \cdot \frac{d_e}{R},$$

де  $R$  – радіус вигину труби (змійовика), м.

Для режиму течії з  $Re < 1,5 \cdot 10^4 \left( \frac{d_e}{2 \cdot R} \right)^{0,3}$  цей множник

$$\varepsilon_R = 1.$$

Для інтенсифікації теплообміну застосовують труби зі штучною шорсткістю з висотою нерівностей  $\delta$  і кроком між ними  $S$ . Оптимальним співвідношенням вважається  $S/\delta = 13$ . Критеріальне рівняння в цьому випадку має вигляд

$$\overline{Nu} = 0,022 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr_p^{0,47} \left( \frac{Pr_p}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_{ш}, \quad (2.34)$$

де  $\varepsilon_{ш}$  - коефіцієнт, що залежить від співвідношення  $S/\delta$ .

В разі, якщо  $[S/\delta > 13]$ ,

$$\varepsilon_{ш} = \exp [0,85 \cdot 13 / (S/\delta)];$$

а коли  $[S/\delta \leq 13]$ , то

$$\varepsilon_{ш} = \exp [0,85(S/\delta)/13].$$

З метою інтенсифікації теплообміну застосовують також профільно-виті труби з канавками і виступами висотою  $h$  з кроком між виступами (западинами)  $S$ .

Середнє значення коефіцієнта тепловіддачі визначається з критеріального рівняння

$$\overline{Nu} = \frac{Nu_{гл} \cdot \left[ 1 + 592h / S_{жс} + 7053(h / S_{жс})^2 \right]}{Re \cdot 0,94^a}, \quad (2.35)$$

де  $Nu_{гл}$  – критерій Нуссельдта для гладких труб;

а і  $S_{жс}$  - розрахункові допоміжні параметри, що розраховуються за формулами

$$a = (h / S_{жс})^{0,34};$$

$$S_{жс} = (S^2 + d_{вн}^2)^{0,5}.$$

### 2.3.2 Завдання на практичне заняття

**Задача 2.13.** Пластина розмірами  $(0,6+N_{вар}\cdot 0,2)\times(1,2+N_{вар}\cdot 1,1)$  м обдувається повітрям, температура якого  $20+N_{вар}\cdot 2,0$  °С, а швидкість  $0,2+N_{вар}\cdot 0,1$  м/с. Визначити тепловий потік від пластини до повітря, якщо температура стінки пластини  $70+N_{вар}\cdot 2,0$  °С.

**Задача 2.14.** Вздовж пластини довжиною  $5+N_{вар}\cdot 0,1$  м рухається вода з температурою  $20+N_{вар}\cdot 1,0$  °С. Визначити питомий тепловий потік, а також товщину приграничного шару на відстані  $l=N_{вар}\cdot 0,1$  м, якщо температура пластини  $100+N_{вар}\cdot 2,0$  °С, а швидкість води  $1+N_{вар}\cdot 0,1$  м/с.

**Задача 2.15.** В трубі з внутрішнім діаметром 9 мм і довжиною  $3+N_{вар}\cdot 1,0$  м тече вода зі швидкістю  $0,1+N_{вар}\cdot 0,01$  м/с. Середні значення температур стінки труби і води  $20+N_{вар}\cdot 0,1$  °С і  $60+N_{вар}\cdot 0,15$  °С, відповідно. Визначити середній коефіцієнт тепловіддачі від стінки труби до води.

**Задача 2.16.** В кільцевому каналі, утвореному трубами діаметром  $D_{вн} = 60+N_{вар}\cdot 0,1$  мм і  $d_{зн} = 50+N_{вар}\cdot 0,1$  мм тече вода зі швидкістю  $1+N_{вар}\cdot 0,1$  м/с і температурою  $10+N_{вар}\cdot 1,0$  °С. Середня температура стінки становить  $60+N_{вар}\cdot 0,1$  °С. Визначити питомий та лінійний тепловий потоки.

**Задача 2.17.** Вода з початковою температурою  $10+N_{вар}\cdot 1,0$  °С рухається зі швидкістю  $2+N_{вар}\cdot 0,1$  м/с в трубі з внутрішнім діаметром  $16+N_{вар}\cdot 0,1$  мм. Середня температура стінки труби становить  $30+N_{вар}\cdot 0,15$  °С. Визначити тепловий потік і довжину труби, якщо температура води на виході з труби дорівнює  $20+N_{вар}\cdot 0,1$  °С.

**Задача 2.18.** Вода зі швидкістю  $0,75+N_{вар}\cdot 0,1$  м/с і температурою  $30+N_{вар}\cdot 1,0$  °С надходить в трубу діаметром  $12+N_{вар}\cdot 0,1$  мм. Визначити температуру води на виході з труби, якщо довжина труби  $2,0+N_{вар}\cdot 0,1$  м, а температура внутрішньої стінки труби  $60+N_{вар}\cdot 1,0$  °С.

**Задача 2.19.** За умови задачі 2.18 визначити, як зміниться коефіцієнт тепловіддачі, якщо трубу, в якій тече вода, виконати у вигляді змійовика з радіусом вигину  $120 + N_{\text{вар}} \cdot 1,0$  мм.

**Задача 2.20.** Вода з середньою температурою  $50 + N_{\text{вар}} \cdot 1,0$  °С рухається в трубі діаметром  $20 + N_{\text{вар}} \cdot 0,1$  мм і довжиною  $2,0 + N_{\text{вар}} \cdot 1,0$  м. Визначити, з якою швидкістю треба прокачувати воду, щоб в разі турбулентного режиму її течії тепловий потік дорівнював  $8,7 + N_{\text{вар}} \cdot 1,0$  кВт. Визначити також температуру води на вході в трубу та виході з неї, якщо температура стінки труби дорівнює  $120 + N_{\text{вар}} \cdot 1,0$  °С і підтримується сталюю.

### 2.3.3 Приклади розв'язку завдань

**Задача 2.13.** Пластина розмірами  $0,9 \times 1,5$  м обдувається повітрям, температура якого  $20$  °С, а швидкість  $0,2$  м/с. Визначити тепловий потік від пластини до повітря, якщо температура стінки пластини  $80$  °С.

#### Розв'язування

Теплофізичні властивості повітря для  $t_{\text{п}} = 20$  °С [1]

$$\lambda = 0,0259 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}); \nu = 15,06 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \text{Pr} = 0,703.$$

Критерій Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{w \cdot l}{\nu} = \frac{0,2 \cdot 1,5}{15,06 \cdot 10^{-6}} = 1,99 \cdot 10^4.$$

Оскільки  $\text{Re} < 105$ , то режим обтікання пластини ламінарний. Критерій Нуссельта визначаємо за (2.27)

$$\overline{\text{Nu}} = 0,66 \cdot \text{Re}^{0,5} \cdot \text{Pr}_p^{0,33} \left( \frac{\text{Pr}_p}{\text{Pr}_{\text{cn}}} \right)^{0,25} = 0,66 \cdot (1,99 \cdot 10^4)^{0,5} \cdot 0,703^{0,33} = 82,9.$$

Середній коефіцієнт тепловіддачі від стінки до повітря

$$\alpha = \frac{\overline{\text{Nu}} \cdot \lambda}{l} = \frac{82,9 \cdot 0,0259}{1,5} = 1,4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Тепловий потік

$$Q = \alpha \cdot F \cdot (t_{cm} - t_{нов}) = 1,4 \cdot 0,9 \cdot 1,5 \cdot (80 - 20) = 116 \text{ Вт.}$$

**Задача 2.14.** Вздовж пластини довжиною 5 м рухається вода з температурою 20 °С. Визначити питомий тепловий потік, а також товщину приграничного шару на відстані  $l=0,5$  м, якщо температура пластини 100 °С, а швидкість води 1 м/с.

### Розв'язування

Теплофізичні властивості води для  $t_B = 20$  °С (додаток В):

$$\lambda = 0,599 \text{ Вт/(м·К)}; \nu = 1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \text{Pr}_p = 7,02, \text{Pr}_c = 1,75.$$

Критерій Рейнольдса

$$\text{Re}_{p,l} = \frac{w \cdot l}{\nu} = \frac{1 \cdot 5}{1 \cdot 10^{-6}} = 5 \cdot 10^6.$$

Оскільки  $\text{Re} > 105$ , то режим течії води турбулентний.

Критерій Нуссельта визначається за (3.7)

$$\begin{aligned} \overline{\text{Nu}} &= 0,037 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}_p^{0,43} \left( \frac{\text{Pr}_p}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25} = \\ &= 0,037 \cdot (5 \cdot 10^6)^{0,8} \cdot 7,02^{0,43} \cdot \left( \frac{7,02}{1,75} \right)^{0,25} = 27624 \end{aligned}$$

Середній коефіцієнт тепловіддачі від стінки до води

$$\overline{\alpha} = \frac{\overline{\text{Nu}} \cdot \lambda}{l} = \frac{27624 \cdot 0,599}{5} = 3309 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Питомий тепловий потік

$$q = \overline{\alpha} \cdot (t_{cm} - t_g) \cdot 10^{-3} = 3309 \cdot (100 - 20) \cdot 10^{-3} = 264,72 \text{ кВт/м}^2.$$

Для відстані

$$x = 0,5l = 0,5 \cdot 5 = 2,25 \text{ м}$$

критерій Рейнольдса буде

$$\text{Re}_{p,x} = \frac{w \cdot x}{\nu} = \frac{1 \cdot 2,25}{1 \cdot 10^{-6}} = 2,25 \cdot 10^6.$$

Товщина приграничного шару за (2.24)

$$\delta_{ш} = \frac{0,37 \cdot x}{Re^{0,2}} = \frac{0,37 \cdot 2,25}{(2,25 \cdot 10^6)^{0,2}} = 0,0446 \text{ м.}$$

Середнє значення критерію Нуссельта

$$\begin{aligned} \overline{Nu} &= 0,037 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \left( \frac{Pr_p}{Pr_c} \right)^{0,25} = \\ &= 0,037 \cdot (2,25 \cdot 10^6)^{0,8} \cdot 7,02^{0,43} \cdot \left( \frac{7,02}{1,75} \right)^{0,25} = 15159 \end{aligned}$$

Середнє значення коефіцієнта тепловіддачі

$$\overline{\alpha} = \frac{\overline{Nu} \cdot \lambda}{l} = \frac{15159 \cdot 0,599}{2,25} = 4036 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

**Задача 2.15.** В трубі з внутрішнім діаметром 9 мм і довжиною 3 м тече вода зі швидкістю 0,1 м/с. Середні значення температур стінки труби і води 20 °С і 60 °С, відповідно. Визначити середній коефіцієнт тепловіддачі від стінки труби до води.

### Розв'язування

Теплофізичні властивості води для  $t_w = 60$  °С [1] :

$$\lambda = 0,659 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}; \nu = 4,78 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с}; \beta = 5,11 \cdot 10^{-4} \text{ К}^{-1};$$

$$Pr_p = 2,98, Pr_c = 7,02.$$

Критерій Рейнольдса

$$Re = \frac{w \cdot d_e}{\nu} = \frac{0,1 \cdot 0,009}{4,78 \cdot 10^{-7}} = 1880.$$

Оскільки  $Re < 2300$ , то режим руху ламінарний. Для визначення впливу природної конвекції необхідно визначити критерій Релея. При цьому за визначальну температуру треба брати середню температуру

$$\overline{t} = \frac{t_p + t_c}{2} = \frac{60 + 20}{2} = 40 \text{ } ^\circ\text{С}.$$

Критерій Релея

$$\begin{aligned} Ra &= Gr \cdot Pr_p = \frac{g \cdot \beta \cdot (t_c - t_g) \cdot d_g^3 \cdot Pr_p}{\nu^2} = \\ &= \frac{9,81 \cdot 3,87 \cdot 10^{-4} \cdot (60 - 20) \cdot 0,009^3 \cdot 4,31}{(0,659 \cdot 10^{-6})^2} = 1,1 \cdot 10^6 \end{aligned}$$

Оскільки  $Ra > 8 \cdot 10^5$ , то природна конвекція впливає на теплообмін, а критерій Нуссельта визначається за (2.31)

$$\begin{aligned} \overline{Nu} &= 0,17 \cdot Re^{0,33} \cdot Pr_p^{0,33} \cdot (Gr \cdot Pr_p)^{0,1} \cdot \left(\frac{Pr_p}{Pr_c}\right)^{0,25} \cdot \overline{\varepsilon}_l = \\ &= 0,17 \cdot 1880^{0,33} \cdot 4,31^{0,33} \cdot (1,1 \cdot 10^6)^{0,1} \cdot \left(\frac{2,98}{7,02}\right)^{0,25} = 8,8. \end{aligned}$$

Тут  $\varepsilon_l = 1$ , оскільки

$$\frac{l}{d} = \frac{3}{0,09} = 333$$

тобто

$$\frac{l}{d} > 50.$$

Середній коефіцієнт тепловіддачі

$$\overline{\alpha} = \frac{\overline{Nu} \cdot \lambda}{d_g} = \frac{8,08 \cdot 0,659}{0,009} = 644 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

**Задача 2.16.** В кільцевому каналі, утвореному трубами діаметром  $D_{\text{вн}} = 60$  мм і  $d_{\text{зн}} = 50$  мм тече вода зі швидкістю 1 м/с і температурою 10 °С. Середня температура стінки становить 60 °С. Визначити питомий та лінійний тепловий потоки.

### Розв'язування

Еквівалентний діаметр кільцевого каналу

$$d_e = D_{\text{зн}} - d_{\text{вн}} = 0,06 - 0,05 = 0,01 \text{ м.}$$

Теплофізичні властивості води для  $t_{\text{в}} = 20$  °С (додаток В):



$$\lambda = 0,599 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}; \nu = 1,306 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \text{Pr}_p = 9,52, \text{Pr}_c = 2,98.$$

Критерій Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{w \cdot d_e}{\nu} = \frac{1 \cdot 0,01}{1,306 \cdot 10^{-6}} = 7692.$$

Для визначення критерію Нуссельта використовуємо рівняння (2.33)

$$\begin{aligned} \overline{\text{Nu}} &= \frac{w \cdot d_e}{\nu} = 0,017 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}_p^{0,4} \cdot \left( \frac{D_{\text{вн}}}{d_{\text{зн}}} \right)^{0,18} \cdot \left( \frac{\text{Pr}_p}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25} = \\ &= 0,017 \cdot 7692^{0,8} \cdot 9,52^{0,4} \cdot \left( \frac{60}{50} \right)^{0,18} \cdot \left( \frac{9,52}{2,98} \right)^{0,25} = 74. \end{aligned}$$

Середній коефіцієнт тепловіддачі

$$\bar{\alpha} = \frac{\overline{\text{Nu}} \cdot \lambda}{d_e} = \frac{74 \cdot 0,574}{0,01} = 4248 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Питомий тепловий потік

$$q = \bar{\alpha} \cdot (t_{\text{см}} - t_{\text{с}}) \cdot 10^{-3} = 4248 \cdot (60 - 10) \cdot 10^{-3} = 212,4 \text{ кВт/м}^2.$$

Поверхня теплообміну одного погонного метра каналу

$$F_l = \pi \cdot (D + d) \cdot l = 3,14 \cdot (0,06 + 0,05) \cdot 1 = 0,3454 \text{ м}^2/\text{м}.$$

Лінійний тепловий потік

$$q_l = \bar{\alpha} \cdot F_l \cdot (t_{\text{см}} - t_{\text{с}}) \cdot 10^{-3} = 4248 \cdot 0,3454 \cdot (60 - 10) \cdot 10^{-3} = 73,4 \text{ кВт/м}.$$

Визначимо тепер коефіцієнт тепловіддачі за формулою (2.32), зважаючи на те, що  $\text{Pr} > 2$  і вводячи поправочний коефіцієнт  $\varepsilon_n$  із таблиця 2.4.

$$\begin{aligned} \overline{\text{Nu}} &= 0,023 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,43} \cdot \left( \frac{\text{Pr}_p}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_n = \\ &= 0,023 \cdot 7698^{0,8} \cdot 9,52^{0,43} \cdot \left( \frac{9,52}{2,98} \right)^{0,25} \cdot 0,965 = 100. \end{aligned}$$

Середній коефіцієнт тепловіддачі

$$\bar{\alpha} = \frac{\overline{\text{Nu}} \cdot \lambda}{d_e} = \frac{100 \cdot 0,574}{0,01} = 5740 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

**Задача 2.17.** Вода з початковою температурою 10 °С рухається зі швидкістю 2 м/с в трубі з внутрішнім діаметром 16 мм. Середня температура стінки труби становить 30 °С. Визначити тепловий потік і довжину труби, якщо температура води на виході з труби дорівнює 20 °С.

### Розв'язування

Середня температура води

$$\bar{t} = \frac{t_{1e} + t_{2e}}{2} = \frac{10 + 20}{2} = 15 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Теплофізичні властивості води для середньої температури  $t_B = 15 \text{ } ^\circ\text{C}$  [7–9]:  $\lambda_B = 0,5865 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ ;  $\nu_B = 1,15 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ;  $Pr_p = 8,27$ ,  $Pr_c = 5,66$ ,  $C_p = 4,148 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$ ,  $\rho_B = 999 \text{ кг/м}^3$ .

Критерій Рейнольдса

$$Re = \frac{w \cdot d_{en}}{\nu} = \frac{2 \cdot 0,016}{1,15 \cdot 10^{-6}} = 27820.$$

Режим течії турбулентний. Критерій Нуссельта визначаємо за (2.32). Оскільки довжина труби невідома, то поправочний коефіцієнт  $\varepsilon_\ell$  в першому наближенні беремо рівним одиниці ( $\varepsilon_\ell = 1$ ). Тоді для  $Pr > 2$  одержимо

$$\begin{aligned} \overline{Nu} &= 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr_p^{0,43} \cdot \left( \frac{Pr_p}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} = \\ &= 0,023 \cdot 27820^{0,8} \cdot 8,27^{0,43} \cdot \left( \frac{8,27}{5,66} \right)^{0,25} = 225. \end{aligned}$$

Середній коефіцієнт тепловіддачі

$$\bar{\alpha} = \frac{\overline{Nu} \cdot \lambda}{d_{en}} = \frac{225 \cdot 0,5865}{0,016} = 8248 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Площа поперечного перерізу труби

$$f = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 0,785 \cdot d^2 = 0,785 \cdot 0,016^2 = 2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Масова витрата води в трубі

$$G = w \cdot \rho \cdot f = 2 \cdot 999 \cdot 2 \cdot 10^{-4} = 0,3996 \text{ кг/с}.$$

Тепловий потік до води

$$Q = G \cdot C_p \cdot (t_{2e} - t_{1e}) = 0,3996 \cdot 4,187 \cdot (20 - 10) = 16,73 \text{ кВт.}$$

Середньо логарифмічний температурний напір

$$\bar{\Delta t}_n = \frac{t_{e2} - t_{e1}}{\ln \frac{t_c - t_{e1}}{t_c - t_{e2}}} = \frac{20 - 10}{\ln \frac{30 - 10}{30 - 20}} = 14,43 \text{ }^\circ\text{C.}$$

Довжина труби

$$l = \frac{Q}{\alpha \cdot \Delta t \cdot \pi \cdot d} = \frac{16,73 \cdot 10^3}{8248 \cdot 14,43 \cdot 3,14 \cdot 0,016} = 2,8 \text{ м.}$$

Оскільки

$$l/d = 2,79/0,016 = 174,6,$$

тобто

$$l/d > 50,$$

то розрахунки уточнювати не потрібно.

**Задача 2.18.** Вода зі швидкістю 0,75 м/с і температурою 30 °С надходить в трубу діаметром 12 мм. Визначити температуру води на виході з труби, якщо довжина труби 2,2 м, а температура внутрішньої стінки труби 60 °С.

### Розв'язування

Для обчислення коефіцієнта тепловіддачі необхідно знати середню температуру води в трубі. Оскільки температура води на виході з труби невідома, то задачу розв'язуємо методом послідовних наближень. Беремо температуру води на виході з труби 50 °С.

Середня температура води

$$\bar{t} = \frac{t_{1e} + t_{2e}}{2} = \frac{30 + 50}{2} = 40 \text{ }^\circ\text{C.}$$

Теплофізичні властивості води для середньої температури  $t_b = 40 \text{ }^\circ\text{C}$  [7–10] :

$\lambda = 0,634 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ ;  $\nu = 0,659 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ;  $\text{Pr}_p = 4,31$ ;  $\text{Pr}_c = 2,98$ ;  $C_p = 4,174 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$ ,  
 $\rho = 992 \text{ кг/м}^3$ .

Критерій Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{w \cdot d_e}{\nu} = \frac{0,75 \cdot 0,012}{0,659 \cdot 10^{-6}} = 13500.$$

Режим течії турбулентний. Критерій Нуссельта визначаємо за (2.32) для  $\text{Pr} >$

2

$$\overline{\text{Nu}} = 0,023 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}_p^{0,43} \cdot \left( \frac{\text{Pr}_p}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_l = 0,023 \cdot 13500^{0,8} \cdot 4,31^{0,43} \cdot \left( \frac{4,31}{2,98} \right)^{0,25} \cdot 1 = 87$$

Середній коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha = \frac{\overline{\text{Nu}} \cdot \lambda}{d_e} = \frac{87 \cdot 0,634}{0,012} = 4600 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Площа поперечного перерізу труби

$$f = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 0,785 \cdot 0,012^2 = 1,13 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Масова витрата води в трубі

$$G = w \cdot \rho \cdot f = 0,75 \cdot 992 \cdot 1,13 \cdot 10^{-4} = 0,083 \text{ кг/с}.$$

Площа поверхні теплообміну

$$F = \pi \cdot d \cdot l = 3,14 \cdot 0,012 \cdot 2,2 = 0,083 \text{ м}^2.$$

Тепловий потік

$$Q = \alpha \cdot F \cdot \overline{\Delta t}_l = G \cdot C_p \cdot (t_{e2} - t_{e1}) \text{ Вт},$$

де  $\overline{\Delta t}_l$  – середньо логарифмічний температурний напір, оС

Підстановка числових даних в останнє рівняння дає рівняння

$$4600 \cdot 10^{-3} \cdot 0,083 \cdot \overline{\Delta t}_l = 0,083 \cdot 4,174 \cdot (t_{e2} - t_{e1}).$$

Звідси

$$\overline{\Delta t}_l = 0,9 \cdot (t_{e2} - t_{e1}),$$

або

$$\frac{t_{e2} - t_{e1}}{\ln \frac{t_c - t_{e1}}{t_c - t_{e2}}} = 0,9 (t_{e2} - t_{e1})$$

Маємо

$$l = 0,9 \cdot \ln \frac{60 - 30}{60 - t_{e2}},$$

звідки

$$t_{e2} = 50,2 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

**Задача 2.19.** За умови задачі 2.18 визначити, як зміниться коефіцієнт тепловіддачі, якщо трубу, в якій тече вода, виконати у вигляді змійовика з радіусом вигину 120 мм.

### Розв'язування

Визначимо співвідношення:

$$\frac{d}{R} = \frac{0,012}{0,12} = 0,1;$$

$$\frac{d}{2R} = \frac{0,0012}{2 \cdot 0,12} = 0,05;$$

$$\left(\frac{d}{2R}\right)^{0,3} = \left(\frac{0,0012}{2 \cdot 0,12}\right)^{0,3} = 0,407;$$

$$1,5 \cdot 10^4 \cdot \left(\frac{d}{2R}\right)^{0,3} = 1,5 \cdot 10^4 \cdot 0,407 = 6106.$$

Оскільки в задачі 2.18 критерій Рейнольдса  $Re = 13500$ , тобто більший останньої величини, то поправочний коефіцієнт становитиме

$$\varepsilon_R = 1 + 1,78 \cdot \frac{d_e}{R} = 1 + 1,78 \cdot 0,1 = 1,178.$$

Коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha_{зм} = \alpha \cdot \varepsilon_R = 4600 \cdot 1,178 = 5418,8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

**Задача 2.20.** Вода з середньою температурою  $150 \text{ } ^\circ\text{C}$  рухається в трубці діаметром 20 мм і довжиною 2,3 м. Визначити, з якою швидкістю треба

прокачувати воду, щоб в разі турбулентного режиму її течії тепловий потік дорівнював 8,7 кВт. Визначити також температуру води на вході в трубу та виході з неї, якщо температура стінки труби дорівнює 170 °С і підтримується сталюю.

### Розв'язування

В першому наближенні вважаємо, що середній температурний напір дорівнює

$$\bar{\Delta t}_g = t_c - \bar{t}_g = 170 - 150 = 20 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до води

$$\alpha = \frac{Q}{F \cdot \bar{\Delta t}_g} = \frac{Q}{\pi \cdot d \cdot l \cdot \bar{\Delta t}_g} = \frac{8700}{3,14 \cdot 0,02 \cdot 2,3 \cdot 20} = 3000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Теплофізичні властивості води для  $t_b = 150 \text{ }^\circ\text{C}$  [1]:

$$C_p = 4,31 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}); \rho = 917 \text{ кг}/\text{м}^3; \lambda = 0,682 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}); \nu = 0,2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \text{Pr}_p = 1,17; \text{Pr}_c = 1,05.$$

Критерій Нуссельта

$$\overline{\text{Nu}} = \frac{\bar{\alpha} \cdot d_g}{\lambda} = \frac{3000 \cdot 0,02}{0,682} = 87,4.$$

Для турбулентного режиму руху з формули (2.32) визначаємо

$$\text{Re}^{0,8} = \frac{\overline{\text{Nu}}}{0,021 \cdot \text{Pr}^{0,43} \cdot \left(\frac{\text{Pr}_p}{\text{Pr}_{cm}}\right)^{0,25} \cdot \varepsilon_l} = \frac{87,4}{0,021 \cdot 1,17^{0,43} \cdot \left(\frac{1,17}{1,05}\right)^{0,25} \cdot 1} = 3783.$$

Звідки  $\text{Re} = 3 \cdot 10^4$ .

Швидкість води в першому наближенні

$$w_1 = \frac{\text{Re} \cdot \nu}{d_g} = \frac{3 \cdot 10^4 \cdot 0,2 \cdot 10^{-6}}{0,02} = 0,3 \text{ м}/\text{с}.$$

Масова витрата води в трубі

$$\delta t_1 = w_1 \cdot \rho \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 0,785 \cdot d^2 \cdot \rho \cdot w_1 = 0,785 \cdot 0,02^2 \cdot 917 \cdot 0,3 = 0,0864 \text{ кг}/\text{с}.$$

Підігрів води в трубі

$$\delta t_1 = \frac{Q}{G_1 \cdot C_p} = \frac{8,7Q}{0,0864 \cdot 4,31} = 23 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Початкова і кінцева температури води

$$t_{e1} = \bar{t} - 0,5 \cdot \delta t_1 = 150 - 0,5 \cdot 23 = 137,5 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$t_{e2} = \bar{t} + 0,5 \cdot \delta t_1 = 150 + 0,5 \cdot 23 = 162,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Середньо логарифмічний температурний напір

$$\bar{\Delta t}_n = \frac{\delta t_1}{\ln \frac{t_c - t_{e1}}{t_c - t_{e2}}} = \frac{23}{\ln \frac{170 - 137,5}{170 - 162,5}} = 17,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Розбіжність між вибраним і розрахунковим температурним напором складає 12,7%. Тому для другого наближення беремо  $\Delta t_b = 17,5 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

Результати розрахунків для другого наближення такі: і

$$\alpha = 3400 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}); \text{Re}_2 = 3,5 \cdot 10^4; G_2 = 0,182 \text{ кг}/\text{с}; \delta t_2 = 19,9 \text{ } ^\circ\text{C}; t_{b1} \approx 140 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$t_{b2} \approx 160 \text{ } ^\circ\text{C}; \Delta t_b = 18,2 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Розбіжність між вибраним і розрахунковим  $\Delta t_b$  становить 9%.

Для третього наближення беремо  $\Delta t_b = 18,2 \text{ } ^\circ\text{C}$ . Результати розрахунків такі:  $\alpha = 3300 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}); \text{Re}_3 = 3,45 \cdot 10^4; G_3 = 0,191 \text{ кг}/\text{с}; \delta t_3 = 20 \text{ } ^\circ\text{C}; t_{b1} \approx 140 \text{ } ^\circ\text{C}; t_{b2} \approx 160 \text{ } ^\circ\text{C}; \Delta t_b = 18,19 \text{ } ^\circ\text{C}$ . Останнє значення  $\Delta t_b$  практично збігається з останнім вибраним значенням.

### 2.3.4 Контрольні запитання

1. Проаналізуйте поняття гідродинамічний приграничний шар.
2. Проаналізуйте поняття тепловий приграничний шар.
3. Проаналізуйте як переноситься теплота в приграничному шарі при ламінарної течії.
4. Проаналізуйте як переноситься теплота в приграничному шарі при турбулентному приграничному режимі.
5. Проаналізуйте формулу конвективного теплообміну Ньютона-Ріхмана.

6. Проаналізуйте яке співвідношення між товщинами теплового і гідродинамічного шару.

7. Проаналізуйте як товщина гідродинамічного приграничного шару співвідноситься з величиною критерію Рейнольдса.

8. Проаналізуйте як коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha$  змінюється в разі зміни критерію Рейнольдса.

9. Проаналізуйте при яких значеннях критерію Рейнольдса виникає ламінарний приграничний шар.

10. Проаналізуйте при яких значеннях критерію Рейнольдса виникає турбулентний приграничний шар.

11. Проаналізуйте як визначається товщина ламінарного і турбулентного шару.

12. Проаналізуйте поняття локальний (місцевий) і середній коефіцієнти тепловіддачі.

13. Проаналізуйте як визначаються локальні коефіцієнти тепловіддачі для ламінарного руху в приграничному шарі.

14. Проаналізуйте як визначаються локальні коефіцієнти тепловіддачі для турбулентного руху в приграничному шарі.

15. Проаналізуйте як визначаються середні коефіцієнти тепловіддачі для ламінарного режиму.

16. Проаналізуйте як визначаються середні коефіцієнти тепловіддачі для турбулентного режиму.

17. Проаналізуйте поняття визначальний лінійний розмір.

18. Проаналізуйте від яких параметрів залежить середнє значення критерію Нуссельдта для ламінарної течії.\

19. Проаналізуйте від яких параметрів залежить середнє значення критерію Нуссельдта для турбулентного руху.

20. Проаналізуйте від яких параметрів залежить середнє значення критерію Нуссельдта для ламінарної течії

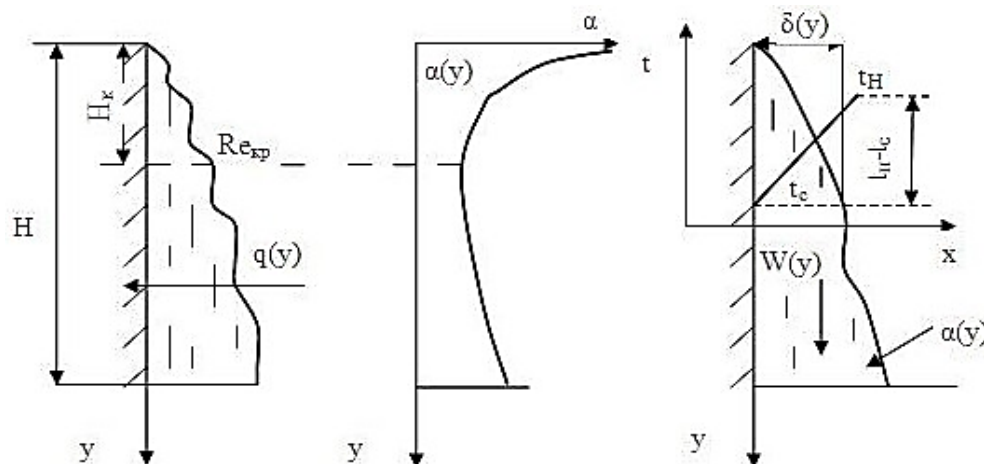


21. Проаналізуйте поняття визначальна температура.

## 2.4 Тепловіддача при зміні агрегатного стану теплоносія

### 2.4.1 Теоретичні відомості

Матеріал викладено за авторами [1–6, 11–12]. Зміна агрегатного стану здійснюється під час конденсації пари або кипіння рідини. Конденсація – це процес перетворення пари в рідину. Пара певного тиску конденсується на поверхні теплообміну, температура якої нижча від температури насичення ( $t_{ст} < t_H$ ). Розрізняють краплинну та плівкову конденсацію. Краплинна виникає тоді, коли конденсат не змочує поверхні та рухається на ній у вигляді окремих крапель. В процесі плівкової конденсації конденсат змочує поверхню теплообміну та утворює суцільну плівку, яка рухається на поверхні (рисунок 2.3). Під час плівкової конденсації пара переходить в рідкий стан на зовнішній поверхні плівки конденсату.



а) б) в)

**Рисунок 2.3 Плівкова конденсація на вертикальній поверхні**

а)-перехідна ділянка утворення плівки конденсату; б)- зміна коефіцієнту тепловіддачі від плівки до стінки; в)- характер зміни температури в плівці конденсату.

Температура конденсату на поверхні стінки не дорівнює температурі стінки. При цьому товщина теплового приграничного шару дорівнює товщині плівки конденсату  $\delta$ . Різниця температур

$$t_n - t_{cm} = \Delta t$$

є рушійною силою процесу конденсації.

На практиці краплинна конденсація зустрічається значно менше, ніж плівкова.

Для плівкової конденсації на вертикальних поверхнях визначальною температурою є температура насичення, а визначальним лінійним розміром, м

$$l^* = \left( \frac{v^2 \cdot \rho^*}{g} \right)^{\frac{1}{3}},$$

де  $\rho^*$  - умовна густина конденсату, кг/м<sup>3</sup>.

Умовна густина конденсату визначається за формулою

$$\rho^* = \frac{\rho'}{\rho' - \rho''},$$

де  $\rho'$  і  $\rho''$  – густина рідкої і газоподібної фази, відповідно, кг/м<sup>3</sup>.

Для заданого температурного напору  $\Delta t$  визначальним критерієм є так звана приведена висота поверхні (критерій Григуля)

$$Z = A \cdot H \cdot (t_n - t_{cm}) = A \cdot H \cdot \Delta t, \quad (2.36)$$

де  $H$  – висота поверхні, м;

$A$  – розрахунковий комплекс, 1/(м К), .

$$A = \frac{\lambda}{l^* \cdot r \cdot \rho' \cdot v'},$$

де  $r$  – теплота пароутворення, Дж/кг.

Критерій Рейнольдса визначається за формулою

$$Re = \frac{4 \cdot q \cdot H}{r \cdot \mu'} = \frac{4 \cdot \alpha \cdot H \cdot \Delta t}{\rho' \cdot r \cdot v'} = \alpha \cdot B \cdot H \cdot \Delta t, \quad (2.37)$$

де  $B$  – розрахунковий комплекс, м/Вт, що розраховується за формулою

$$B = \frac{4}{\rho' \cdot r \cdot v'}$$

Значення комплексів А і В для водяної пари наведено в таблиці 2.5.

**Таблиця 2.5 – Значення А і В для водяної пари [6-9]**

$t_n,$ $^{\circ}C$	A, $1/(m \cdot K)$	$B \cdot 10^3,$ $m/Bm$	$t_n,$ $^{\circ}C$	A, $1/(m \cdot K)$	$B \cdot 10^3,$ $m/Bm$
20	5,16	1,62	170	136	12,04
30	7,88	2,54	180	150	12,90
40	11,4	2,06	190	167	14,02
50	15,6	3,06	200	182	15,05
60	20,9	3,62	210	197	16,08
70	27,1	4,22	220	218	17,63
80	34,5	4,88	230	227	18,40
90	42,7	5,57	240	246	19,78
100	51,5	6,28	250	264	21,32
110	60,7	3,95	260	278	22,70
120	70,3	7,65	270	296	24,42
130	82,0	8,47	280	312	26,31
140	94,0	9,29	290	336	28,72
150	107	10,15	300	354	31,21
160	122	11,08			

Для ламінарного режиму течії плівки ( $Re < 1600$  і  $Z < 2300$ )

$$Re = 3,8 \cdot Z^{0,78} \quad (2.38)$$

$$\alpha = \frac{Re}{H \cdot B \cdot \Delta t} \quad (2.39)$$

За умови змішаної течії ( $Z > 2300$ )

$$\text{Re}' = 1600 \cdot \left[ 1 + 0,625 \text{Pr}^{0,5} \cdot \left( \frac{Z}{2300} - 1 \right) \right]^{\frac{4}{3}}; \quad (2.40)$$

$$\alpha = \frac{\text{Re}'}{\text{H} \cdot \text{B} \cdot \Delta t}. \quad (2.41)$$

Для турбулентної течії ( $Z \gg 2300$ )

$$\text{Nu}_* = 0,025 \cdot \text{Re}_*^{0,25} \cdot \text{Pr}^{0,5}. \quad (2.42)$$

В разі конденсації на горизонтальних трубах

$$Z = \pi \cdot \Delta t \cdot R \cdot A, \quad (2.43)$$

$$\text{Re} = \alpha \cdot \pi \cdot R \cdot \Delta t \cdot \text{B}, \quad (2.44)$$

$$\alpha = \frac{\text{Re}}{\pi \cdot R \cdot \Delta t \cdot \text{B}} \quad (2.45)$$

$$\alpha = \frac{3,25 \cdot A^{0,75}}{\text{B} \cdot (\pi \cdot R \cdot \Delta t)^{0,25}}, \quad (2.46)$$

де  $R$  – радіус труби, м.

В процесі конденсації пари на пучках горизонтальних труб в кожному наступному ряді труб товщина плівки збільшується, а швидкість пари зменшується. За таких умов інтенсивність тепловіддачі буде визначатись як добуток  $\alpha_1$  для першого ряду труб, визначений за (2.46), на поправочний коефіцієнт  $\varepsilon_z$ . Для шахового і коридорного пучків труб значення  $\varepsilon_z$  визначається відповідно за формулами [2]

$$\varepsilon_z^u = 1,21 \cdot Z^{-0,25}, \quad (2.47)$$

$$\varepsilon_z^k = Z^{-0,25}. \quad (2.48)$$

Середній коефіцієнт тепловіддачі в разі конденсації пари на горизонтальних трубах залежить також від швидкості пари, а критеріальне рівняння теплообміну за умови  $W_n^2 \cdot \rho'' > 1$  має вигляд [2]

$$\overline{\text{Nu}} = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda'} = 30,2 \cdot \text{Re}_n^{0,16} \cdot \text{Re}_*^{-0,125} \cdot \text{Ga}^{0,045} \cdot \left( \frac{\mu''}{\mu'} \right)^{0,08}, \quad (2.49)$$

де критерії розраховуються за формулами

$$\text{Re}_n = \frac{W'' \cdot d}{\nu''};$$

$$\text{Re}_* = \frac{\lambda' \cdot \Delta t}{r \cdot \rho' \cdot \nu'};$$

$$\text{Ga} = \frac{g \cdot d^3}{\nu'^2}.$$

У випадку конденсації пари всередині труб визначальним лінійним розміром є внутрішній діаметр труби. Середній по довжині коефіцієнт тепловіддачі можна визначати за формулами

$$\bar{\alpha} = 0,5 \cdot \alpha_k \cdot \left[ \sqrt{\frac{\rho'}{\rho_{cm1}}} + \sqrt{\frac{\rho'}{\rho_{cm2}}} \right], \quad (2.50)$$

де  $\alpha_k$  – конвективний коефіцієнт тепловіддачі для турбулентної течії рідини в трубі, який визначається за формулою

$$\frac{\rho'}{\rho_{cm}} = 1 + \rho_* \cdot x;$$

де  $x$  – масовий паровміст.

$$\rho_x = \frac{\rho' - \rho''}{\rho'}.$$

Швидкість рідини в критерії Рейнольда визначається або за відомою витратою пари  $G$ , кг/с, або за відомим тепловим потоком, тобто

$$W = \frac{G}{\rho' \cdot f}; \quad W = \frac{Q}{\rho' \cdot r \cdot f}, \quad (2.51)$$

де  $f$  – площа поперечного перерізу труби, м<sup>2</sup>.

На виході з труби в разі повної конденсації  $x = 0$  і  $\rho_{cm} = \rho'$ .

У вхідному перерізі

$$x \leq 1.$$

Кипіння – це процес перетворення рідини на пару. Розрізняють кипіння на твердій поверхні та кипіння в об'ємі рідини. Під час кипіння на твердій поверхні

утворення парової фази виникає в окремих місцях цієї поверхні. В разі кипіння в об'ємі процес пароутворення виникає в усьому об'ємі у вигляді окремих бульбашок пари. Об'ємне кипіння виникає в разі значного перегріву рідини відносно температури насичення для заданого тиску. Перегрів рідини має максимальне значення біля поверхні теплообміну. Утворення бульбашок пари здійснюється безпосередньо на поверхні теплообміну. Кипіння, при якому пара утворюється у вигляді безперервних бульбашок, називається бульбашковим кипінням.

Зі збільшенням теплового потоку до певної величини (критичного теплового потоку) окремі парові бульбашки зливаються і утворюють біля стінки суцільний паровий шар. Такий режим називається плівковим кипінням. Інтенсивність тепловіддачі в разі бульбашкового кипіння значно вища, ніж для плівкового, оскільки в першому випадку теплота передається рідкій фазі, яка має значно більший коефіцієнт теплопровідності. Основним термічним опором в разі кипіння, як і у випадку конвективного теплообміну без фазових перетворень, є термічний опір приграничного шару.

Критеріальними рівняннями для бульбашкового кипіння у великому об'ємі є співвідношення [6, 11–12]:

коли  $Re^* \geq 0,01$

$$Nu_* = 0,125 \cdot Re_*^{0,65} \cdot Pr^{\frac{1}{3}}, \quad (2.52)$$

коли  $Re^* < 0,01$

$$Nu_* = 0,0625 \cdot Re_*^{0,65} \cdot Pr^{\frac{1}{3}}. \quad (2.53)$$

В формулах (5.15) і (5.16) критерії розраховуються за формулами

$$Nu_* = \frac{\alpha \cdot l_*}{\lambda'}; \quad Re_* = \frac{W_* \cdot l_*}{\nu'} = \frac{q \cdot l_*}{\rho'' \cdot r \cdot \nu'}; \quad Pr = \frac{\nu'}{a'}$$

в яких застосовуються параметри:

$\sigma$  – коефіцієнт поверхневого натягу Н/м;

$T_n$  - абсолютна температура насичення, К;

характерний комплекс  $l_*$ , який обчислюється за формулою

$$l_* = \frac{\sigma \cdot T_n \cdot \rho' \cdot C_p'}{(\rho'' \cdot r)^2}$$

Для відомого температурного напору  $\Delta t$  останні формули будуть мати вигляд:

$$\text{при } \frac{\lambda \cdot \Delta t \cdot \text{Pr}^{\frac{1}{3}}}{\rho'' \cdot r \cdot \nu} > 1,6$$

$$\text{Nu}_* = 2,63 \cdot 10^{-3} \cdot \left( \frac{\lambda \cdot \Delta t}{\rho'' \cdot r \cdot \nu'} \right)^{1,86} \cdot \text{Pr}^{\frac{2}{3}};$$

$$\text{коли } \frac{\lambda \cdot \Delta t \cdot \text{Pr}^{\frac{1}{3}}}{\rho'' \cdot r \cdot \nu} \leq 1,6$$

$$\text{Nu}_* = 3,91 \cdot 10^{-3} \cdot \Delta t \cdot \frac{\lambda}{\rho'' \cdot r \cdot \nu'} \cdot \text{Pr}^{\frac{2}{3}}.$$

Для спрощення обчислень значення характерних комплексів  $l_*$ ;  $l / (\rho'' \cdot r \cdot \nu')$ ;  $[\lambda / (\rho'' \cdot r \cdot \nu')]$  для води наведені в таблиця 2.8

**Таблиця 2.8 – Значення комплексів для води залежно від температури насичення**

$t_n, ^\circ\text{C}$	$l_* \cdot 10^6, \text{м}$	$\frac{l_*}{\rho'' \cdot r \cdot \nu'} \cdot 10^6, \text{м}^2 / \text{Вм}$	$\frac{\lambda}{\rho'' \cdot r \cdot \nu'} \cdot 10^2, 1 / ^\circ\text{C}$
30	16450	276870	1040
40	5950	73345	782
50	2305	20894	587
60	960	6543	450
70	423	2201	347
80	197	798	273
90	96,0	304	216
100	48,7	122,4	172

110	25,9	51,8	138
120	14,2	22,8	110
130	8,05	10,7	96,0
140	4,70	5,13	75,0
150	2,82	2,58	60,5
160	1,73	1,33	52,6
170	1,08	0,710	44,5
180	0,715	0,396	37,5
190	0,450	0,216	32,2
200	0,296	0,123	27,5
210	0,200	0,0718	23,5
220	0,136	0,0426	20,2
230	0,0938	0,0254	17,3
240	0,0646	0,0155	15,1
250	0,0451	0,00989	13,6
260	0,0318	0,00593	11,4
270	0,0224	0,00373	9,80
280	0,0158	0,00243	8,80
290	0,0114	0,00153	7,47
300	0,00800	0,000911	6,16
310	0,00565	0,000609	5,64
320	0,00398	0,000388	4,93
330	0,00278	0,000249	4,34
340	0,00192	0,000158	3,77
350	0,00126	0,0000989	3,36



Для води з тиском від 1 бар до 200 бар може бути запропонована більш проста емпірична формула

$$\alpha = \frac{3,4 \cdot P_n^{0,8} \cdot q^{\frac{2}{3}}}{1 - 0,0045 \cdot P_n}, \quad (2.54)$$

де  $P_n$  – тиск насичення, бар;

$q$  – питомий тепловий потік, Вт/м<sup>2</sup>.

Критичне значення теплового потоку, коли бульбашковий режим кипіння переходить у плівковий

$$q_{кр} = 0,14 \cdot r \cdot \sqrt{\rho''} \cdot [\sigma \cdot g \cdot (\rho' - \rho'')]^{0,25}. \quad (2.55)$$

Тепловіддача за умови вимушеної течії киплячої рідини в трубах обчислюється за формулами:

за умови, що  $0,5 < \alpha_k / \alpha_w < 2$

$$\frac{\alpha_x}{\alpha_w} = \frac{4\alpha_w + \alpha_x}{5\alpha_w - \alpha_x}, \quad (2.56)$$

якщо  $\alpha_k / \alpha_w < 0,5$

$$\alpha = \alpha_w.$$

якщо  $\alpha_k / \alpha_w > 2$

$$\alpha = \alpha_k.$$

де  $\alpha_k$  і  $\alpha_w$  – коефіцієнти тепловіддачі, які обчислені за формулами бульбашкового кипіння та за формулами вимушеної конвекції.

Розрахунки коефіцієнтів тепловіддачі на горизонтальних трубах для плівкового кипіння у великому об'ємі здійснюється за формулою

$$\alpha = 0,62 \cdot \left[ \frac{\lambda^{n3} \cdot (\rho' - \rho'') \cdot g \cdot r_*}{\nu'' \cdot d \cdot (t_{cm} - t_n)} \right]^{0,25} \quad (2.57)$$

де  $r_*$  – ефективна теплота пароутворення, Дж/кг.

Ефективна теплота пароутворення розраховується за формулою

$$r_* = r + 0,5 \cdot C_p \cdot (t_{cm} - t_n).$$

В формулі (2.57) теплофізичні властивості визначаються для середньої температури

$$\bar{t} = \frac{t_{cm} + t_n}{2}. \quad (2.58)$$

В разі плівкового кипіння на поверхні вертикальних труб інтенсивність тепловіддачі не залежить від висоти труби і визначається за співвідношенням

$$\alpha = 0,25 \cdot \left[ \frac{v''^2 \cdot C_p \cdot (\rho' - \rho'') \cdot g}{v''} \right]^{\frac{1}{3}}. \quad (2.59)$$

## 2.4.2 Завдання на практичне заняття

**Задача 2.22.** На зовнішній поверхні горизонтальної труби діаметром  $30 + N_{\text{вар}} \cdot 0,1$  мм і довжиною  $3 + N_{\text{вар}} \cdot 0,1$  м конденсується суха насичена пара з тиском  $0,140 + N_{\text{вар}} \cdot 0,01$  МПа. Визначити середній коефіцієнт тепловіддачі та витрату пари, якщо температура стінки дорівнює  $100$  °С.

**Задача 2.23.** За умови попередньої задачі здійснити розрахунки для конденсації пари на вертикальній поверхні труби.

**Задача 2.24.** Суха насичена водяна пара з тиском  $0,101$  МПа конденсується на горизонтальній трубі діаметром  $20$  мм. Визначити, як зміниться коефіцієнт тепловіддачі, якщо швидкість пари буде  $20 + N_{\text{вар}} \cdot 0,1$  м/с, а температура стінки труб становитиме  $94 - N_{\text{вар}} \cdot 0,1$  °С.

**Задача 2.25** Визначити коефіцієнт тепловіддачі до киплячої води з тиском  $0,2 + N_{\text{вар}} \cdot 0,1$  МПа, якщо питомий тепловий потік  $q = 200 + N_{\text{вар}} \cdot 2,0$  кВт/м<sup>2</sup>, а режим кипіння бульбашковий.

**Задача 2.26.** Вода з тиском  $0,6 + N_{\text{вар}} \cdot 0,02$  МПа кипить у великому об'ємі. Визначити питоме теплове навантаження поверхні, якщо температура її  $175 + N_{\text{вар}} \cdot 1,0$  С.

**Задача 2.27.** В трубі з внутрішнім діаметром  $20+N_{\text{вар}} \cdot 0,1$  мм тече кипляча вода зі швидкістю  $1+N_{\text{вар}} \cdot 0,05$  м/с. Визначити значення коефіцієнта тепловіддачі від стінки до води, якщо тиск складає  $0,8+N_{\text{вар}} \cdot 0,01$  МПа, а температура стінки  $170+N_{\text{вар}} \cdot 1,0$  °С.

**Задача 2.28.** Визначити тепловий потік від горизонтальної поверхні труби діаметром  $12+N_{\text{вар}} \cdot 0,1$  мм і довжиною  $1,5+N_{\text{вар}} \cdot 1,0$  м під час плівкового режиму кипіння води у великому об'ємі, якщо температура стінки труби  $500+N_{\text{вар}} \cdot 2,0$  °С, а тиск дорівнює 101 кПа. Визначити також, як зміниться тепловий потік в разі вертикального розташування труби.

### 2.4.3 Приклади розв'язку завдань

**Задача 2.22.** На зовнішній поверхні горизонтальної труби діаметром 33 мм і довжиною 3 м конденсується суха насичена пара з тиском 0,145 МПа. Визначити середній коефіцієнт тепловіддачі та витрату пари, якщо температура стінки дорівнює 100 °С.

#### Розв'язування

За визначаємо температуру насичення  $t_n = 110$  °С і теплоту конденсації  $r = 2223$  кДж/кг, [6–9].

Температурний напір

$$\Delta t = t_n - t_{cm} = 110 - 100 = 10 \text{ °С.}$$

За таблицею 2.6 визначаємо комплекси А і В

$$A = 60,7, 1/(\text{м} \cdot \text{К}); B = 6,45 \cdot 10^{-3} \text{ м/Вт.}$$

Коефіцієнт тепловіддачі за формулою

$$\alpha = \frac{3,25 \cdot A^{0,75}}{B \cdot (\pi \cdot R \cdot \Delta t)^{0,25}} = \frac{3,25 \cdot 60,7^{0,75}}{6,45 \cdot 10^{-3} \cdot (3,14 \cdot 0,0165 \cdot 10)^{0,25}} = 12913 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Площа поверхні теплообміну

$$F = \pi \cdot d \cdot l = 3,14 \cdot 0,033 \cdot 3 = 0,3108 \text{ м}^2.$$

Потужність теплового потоку

$$Q = \alpha \cdot F \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 12913 \cdot 10 \cdot 0,3108 \cdot 10^{-3} \text{ кВт.}$$

Витрата пари

$$G'' = \frac{Q}{r} = \frac{40,1}{2223} = 1,8 \cdot 10^{-2} \text{ кг/с.}$$

**Задача 2.23.** За умови попередньої задачі задачі здійснити розрахунки для конденсації пари на вертикальній поверхні труби.

**Розв'язування**

Приведена довжина за виразом

$$Z = A \cdot H \cdot \Delta t = 60,7 \cdot 3 \cdot 10 = 1821.$$

Оскільки  $Z < 2300$ , то режим течії плівки конденсату ламінарний, а критерій Рейнольдса визначається за формулою (2.3)

$$Re = 3,8 \cdot Z^{0,78} = 3,8 \cdot 1821^{0,78} = 1326,9.$$

Середній коефіцієнт тепловіддачі,

$$\alpha_1 = \frac{Re}{H \cdot \Delta t \cdot B} = \frac{1326,9}{3 \cdot 10 \cdot 6,45 \cdot 10^{-3}} = 6857 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Отже, інтенсивність тепловіддачі на вертикальній поверхні менша, ніж на горизонтальній.

Теплова потужність

$$Q = \alpha \cdot F \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 9857 \cdot 0,3108 \cdot 10 \cdot 10^{-3} = 21,3 \text{ кВт.}$$

Витрата пари

$$G'' = \frac{Q}{r} = \frac{21,3}{2223} = 9,587 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с.}$$

**Задача 2.24.** Суха насичена водяна пара з тиском 0,101 МПа конденсується на горизонтальній трубі діаметром 20 мм. Визначити, як зміниться коефіцієнт

тепловіддачі, якщо швидкість пари буде 20 м/с, а температура стінки труб становитиме 94 °С.

### Розв'язування

Із [6–9] визначаємо теплофізичні властивості плівки конденсату і пари для заданого тиску:

$$\rho' = 958,4 \text{ кг/м}^3; \lambda' = 0,683 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}; \mu' = 383,4 \cdot 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с};$$

$$\nu' = 0,295 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; r = 2258 \text{ кДж/кг}.$$

$$\rho'' = 0,598 \text{ кг/м}^3; \lambda'' = 0,0237 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}; \mu'' = 11,97 \cdot 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с}; \nu'' = 20 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}.$$

Величина

$$\rho'' \cdot w_n^2 = 0,5998 \cdot 20^2 = 239,2.$$

Отже,

$$\rho'' \cdot w_n^2 > 1.$$

Визначаємо критерії в рівнянні

$$\text{Re}'' = \frac{w'' \cdot d}{\nu''} = \frac{20 \cdot 0,02}{20 \cdot 10^{-6}} = 2 \cdot 10^4;$$

$$\text{Re}_* = \frac{\lambda' \cdot \Delta t}{r \cdot \rho' \cdot \nu'} = \frac{0,683 \cdot (100 - 94)}{2258 \cdot 10^3 \cdot 958,4 \cdot 0,295 \cdot 10^{-6}} = 6,42 \cdot 10^{-3};$$

$$\text{Ga} = \frac{g \cdot d^3}{\nu'^2} = \frac{9,8 \cdot 0,02^3}{(0,295 \cdot 10^{-6})^2} = 9 \cdot 10^8;$$

$$\frac{\mu''}{\mu'} = \frac{11,97 \cdot 10^{-6}}{383,4 \cdot 10^{-6}} = 0,0312.$$

Критерій Нуссельта за формулою

$$\begin{aligned} \overline{\text{Nu}} &= 30,2 \cdot \text{Re}''^{0,16} \cdot \text{Re}_*^{-0,125} \cdot \text{Ga}^{0,045} \cdot \left( \frac{\mu''}{\mu'} \right)^{0,08} = \\ &= 30,2 \cdot (2 \cdot 10^4)^{0,16} \cdot (6,42 \cdot 10^{-3})^{-0,125} \cdot (9 \cdot 10^8)^{0,045} \cdot (0,0312)^{0,08} = 525,3. \end{aligned}$$

Коефіцієнт тепловіддачі для рухомої пари

$$\alpha_0 = \frac{\overline{\text{Nu}} \cdot \lambda'}{d} = \frac{525,3 \cdot 0,683}{0,02} = 17932 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

У випадку конденсації нерухомої пари за формулами одержимо

$$Z = \pi \cdot \Delta t \cdot R \cdot A = 3,14 \cdot 0,02 \cdot 6 \cdot 51,5 = 19,4;$$

$$\text{Re} = 3,25 \cdot Z^{0,75} = 3,25 \cdot 19,4^{0,75} = 30;$$

$$\alpha_1 = \frac{\text{Re}}{\pi \cdot R \cdot \Delta t \cdot B} = \frac{30}{3,14 \cdot 0,02 \cdot 6 \cdot 6,45 \cdot 10^{-3}} = 12698.$$

Значення комплексів А і В визначені з таблиці 2.5

**Задача 2.25** Визначити коефіцієнт тепловіддачі до киплячої води з тиском 0,2 МПа, якщо питомий тепловий потік  $q = 200 \text{ кВт}/\text{м}^2$ , а режим кипіння бульбашковий.

### Розв'язування

Теплофізичні властивості води для  $P = 0,2 \text{ МПа}$  [6–9]:

$$t_{\text{н}} = 120 \text{ }^\circ\text{C}; \lambda = 0,686 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}); \text{Pr} = 1,47.$$

За таблиці 2.8 визначаємо:

$$l_* = 14,08 \cdot 10^{-6} \text{ м}; \frac{l_*}{\rho'' \cdot r \cdot \nu'} = 22,56 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{Вт}; \left[ \lambda / (\rho'' \cdot r \cdot \nu') \right] = 0,11 \text{ 1/К}.$$

Критерій Рейнольдса

$$\text{Re}_* = \frac{q \cdot l_*}{\rho'' \cdot r \cdot \nu'} = 2 \cdot 10^5 \cdot 22,56 \cdot 10^{-6} = 4,51.$$

Оскільки  $\text{Re}_* > 10^{-2}$ , то критерій Нуссельта обчислюємо за формулою

$$\text{Nu}_* = 0,125 \cdot \text{Re}_*^{0,65} \cdot \text{Pr}^{\frac{1}{3}} = 0,125 \cdot 4,51^{0,65} \cdot 1,47^{\frac{1}{3}} = 0,378.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до води

$$\alpha = \frac{\text{Nu}_* \cdot \lambda'}{l_*} = \frac{0,378 \cdot 0,686}{14,08 \cdot 10^{-6}} = 18400 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

**Задача 2.26.** Вода з тиском 0,6 МПа кипить у великому об'ємі. Визначити питоме теплове навантаження поверхні, якщо температура її 175 С.

**Розв'язування**

Теплофізичні властивості води для заданого тиску із додатка Б:

$$t_H = 160 \text{ }^\circ\text{C}; \lambda = 0,683 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}; \text{Pr} = 1,1.$$

За таблицею 5.2 визначаємо:

$$l_* = 1,73 \cdot 10^{-6} \text{ м}; \left[ \lambda / (\rho'' \cdot r \cdot \nu') \right] = 0,526 \text{ 1/К}.$$

Температурний напір

$$\Delta t = t_{cm} - t_H = 175 - 160 = 15 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Значення комплексів

$$\frac{\lambda \cdot \Delta t}{\rho'' \cdot r \cdot \nu'} = 0,526 \cdot 15 = 7,9;$$

$$\frac{\lambda \cdot \Delta t}{\rho'' \cdot r \cdot \nu'} \cdot \text{Pr}^{\frac{1}{3}} = 7,9 \cdot 1,1^{\frac{1}{3}} = 8,15.$$

Оскільки останнє значення більше 1,6, то розрахунки здійснюємо за формулою

$$\text{Nu}_* = 2,63 \cdot 10^{-3} \cdot \left( \frac{\lambda' \cdot \Delta t}{\rho'' \cdot r \cdot \nu'} \right)^{1,86} \cdot \text{Pr}^{\frac{2}{3}} = 2,63 \cdot 10^{-3} \cdot 7,9^{1,86} \cdot 1,1^{\frac{2}{3}} = 0,314.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від поверхні до води

$$\alpha = \frac{\text{Nu}_* \cdot \lambda'}{l_*} = \frac{0,314 \cdot 0,683}{1,73 \cdot 10^{-6}} = 52800 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Питоме теплове навантаження

$$q = \alpha \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 52800 \cdot 15 \cdot 10^{-3} = 790 \text{ кВт/м}^2.$$

**Задача 2.27.** В трубці з внутрішнім діаметром 20 мм тече кипляча вода зі швидкістю 1 м/с. Визначити значення коефіцієнта тепловіддачі від стінки до води, якщо тиск складає 0,8 МПа, а температура стінки 173 °С.

### Розв'язування

За [2] визначаємо:

теплофізичні властивості води для  $P = 0,8$  МПа :

$$t_n = 170 \text{ }^\circ\text{C}; \lambda = 0,679 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}; \nu = 0,181 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; Pr = 1,05;$$

значення критерія Прандтля при  $t_n = 173 \text{ }^\circ\text{C}$ :

$$Pr_{ст} = 1,04.$$

Критерій Рейнольдса

$$Re = \frac{w \cdot d_e}{\nu} = \frac{1 \cdot 0,02}{0,181 \cdot 10^{-6}} = 110444 = 1,1 \cdot 10^5.$$

Маємо

$$Re > 10^4,$$

тобто турбулентний режим руху води.

Критерій Нуссельта в разі конвективного теплообміну для турбулентного руху води

$$\begin{aligned} \overline{Nu} &= 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr_p^{0,43} \cdot \left( \frac{Pr_p}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} = \\ &= 0,021 \cdot (1,1 \cdot 10^5)^{0,8} \cdot 1,05^{0,43} \cdot \left( \frac{1,05}{1,04} \right)^{0,25} = 236. \end{aligned}$$

Середній коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha_w = \frac{\overline{Nu} \cdot \lambda}{d_{ен}} = \frac{236 \cdot 0,679}{0,02} = 8012 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

З таблиці 2.8 для  $t_n = 170 \text{ }^\circ\text{C}$  визначаємо:

$$l_* = 1 \cdot 10^{-6} \text{ м}; \left[ \lambda / (\rho'' \cdot r \cdot \nu') \right] = 44,2 \cdot 10^{-2} \text{ 1/К}.$$

Оскільки температурний напір

$$\Delta t = t_{cm} - t_n = 173 - 100 = 73 \text{ }^\circ\text{C},$$

то

$$\frac{\lambda \cdot \Delta t}{\rho'' \cdot r \cdot \nu'} = 44,2 \cdot 10^{-2} \cdot 73 = 32,26;$$



$$\frac{\lambda \cdot \Delta t}{\rho'' \cdot r \cdot \nu'} \cdot \text{Pr}^{\frac{1}{3}} = 1,326 \cdot 1,05^{\frac{1}{3}} = 1,347.$$

Маємо

$$\frac{\lambda \cdot \Delta t}{\rho'' \cdot r \cdot \nu'} \cdot \text{Pr}^{\frac{1}{3}} < 1,6.$$

Критерій Нуссельта за формулою

$$\text{Nu}_* = 3,91 \cdot 10^{-3} \frac{\lambda \cdot \Delta t}{\rho'' \cdot r \cdot \nu'} \cdot \text{Pr}^{\frac{2}{3}} = 3,91 \cdot 10^{-3} \cdot 1,326 \cdot 1,05^{\frac{2}{3}} = 5,35 \cdot 10^{-3}.$$

Коефіцієнт тепловіддачі для бульбашкового кипіння

$$\alpha_{\kappa} = \frac{\text{Nu}_* \cdot \lambda'}{l_*} = \frac{5,35 \cdot 10^{-3} \cdot 0,679}{1 \cdot 10^{-6}} = 3632 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Відношення коефіцієнтів тепловіддачі

$$\frac{\alpha_x}{\alpha_w} = \frac{3632}{8012} = 0,453.$$

Оскільки

$$\frac{\alpha_x}{\alpha_w} < 0,5,$$

то інтенсивність теплообміну визначається вимушеною конвекцією, тобто

$$\alpha = \alpha_w = 8012 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

**Задача 2.28.** Визначити тепловий потік від горизонтальної поверхні труби діаметром 12 мм і довжиною 1,5 м під час плівкового режиму кипіння води у великому об'ємі, якщо температура стінки труби 500 °С, а тиск дорівнює 101 кПа. Визначити також, як зміниться тепловий потік в разі вертикального розташування труби.

### Розв'язування

Для заданого тиску температура насичення становить 100 °С.

Визначальна температура

$$\bar{t} = \frac{t_{cm} + t_n}{2} = \frac{500 + 100}{2} = 300^\circ\text{C}.$$

За [2] визначаємо теплофізичні властивості пари для визначальної температури:

$$\rho'' = 0,384 \text{ кг/м}^3; C_p'' = 2 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}; \lambda'' = 0,0443 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}; \nu'' = 4,43 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}.$$

За [2] визначаємо:

$$\rho' = 958 \text{ кг/м}^3; r = 2260 \text{ кДж/кг}.$$

Ефективна теплота пароутворення

$$r_* = r + 0,5 \cdot C_p \cdot (t_{cm} - t_n) = 2260 + 0,5 \cdot 2 \cdot (500 - 100) = 2660 \text{ кДж/кг}.$$

Коефіцієнт тепловіддачі за формулою (2.20)

$$\alpha = 0,62 \left[ \frac{\lambda''^3 \cdot (\rho' - \rho'') \cdot g \cdot r_*}{\nu'' \cdot d \cdot (t_{cm} - t_n)} \right]^{0,25} =$$

$$= 0,62 \cdot \left[ \frac{0,0443^3 \cdot (958 - 0,384) \cdot 9,81 \cdot 2,66 \cdot 10^6}{4,43 \cdot 10^{-5} \cdot 0,012 \cdot (500 - 100)} \right]^{0,25} = 197 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Площа поверхні теплообміну

$$F = \pi \cdot d \cdot l = 3,14 \cdot 0,012 \cdot 1,5 = 5,652 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2.$$

Тепловий потік

$$Q = \alpha \cdot F \cdot \Delta t = 197 \cdot 5,652 \cdot 10^{-2} \cdot 400 = 4453,8 \text{ Вт}.$$

Якщо труба розташована вертикально, то коефіцієнт тепловіддачі визначаємо за формулою

$$\alpha = 0,25 \left[ \frac{\lambda''^2 \cdot C_p \cdot (\rho' - \rho'') \cdot g}{\nu''} \right]^{\frac{1}{3}} =$$

$$= 0,25 \left[ \frac{0,0443^2 \cdot 2 \cdot 10^3 \cdot (958 - 0,384) \cdot 9,8}{4,43 \cdot 10^{-5}} \right]^{\frac{1}{3}} = 220 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Тепловий потік

$$Q = \alpha \cdot F \cdot \Delta t = 220 \cdot 5,652 \cdot 10^{-2} \cdot 400 = 4973,8 \text{ Вт}.$$

#### 2.4.4 Контрольні запитання

1. Проаналізувати коли відбувається зміна агрегатного стану.
2. Проаналізувати поняття конденсація.
3. Проаналізувати поняття краплинна та плівкова конденсація.
4. Проаналізувати чому температура конденсату на поверхні стінки не дорівнює температурі стінки.
5. Проаналізувати поняття рушійна сила процесу конденсації.
6. Проаналізувати поняття критерій Григуля.
7. Проаналізувати особливості визначення коефіцієнта тепловіддачі для ламінарного режиму течії плівки ( $Re < 1600$  і  $Z < 2300$ ).
8. Проаналізувати особливості визначення коефіцієнта теплопередачі для турбулентної течії ( $Z \gg 2300$ )
9. Проаналізувати особливості визначення коефіцієнта тепловіддачі у випадку конденсації на горизонтальних трубах.
10. Проаналізувати особливості визначення коефіцієнта тепловіддачі для в процесі конденсації пари на пучках горизонтальних труб.
11. Проаналізувати особливості визначення коефіцієнта тепловіддачі у випадку конденсації пари всередині труб.
12. Проаналізувати особливості визначення коефіцієнта тепловіддачі для бульбашкового кипіння у великому об'ємі.
13. Проаналізувати особливості визначення коефіцієнта тепловіддачі за умови вимушеної течії киплячої рідини в трубах.

## 2.5 Тепловіддача при випромінюванні

### 2.5.1 Теоретичні відомості

Матеріал викладено за авторами [1–6, 13]. Теплове випромінювання – це процес поширення енергії за допомогою електромагнітних хвиль, яке виникає за рахунок внутрішньої енергії речовини. Енергія випромінюється та поглинається окремими дискретними порціями – квантами (фотонами), які поширюються зі швидкістю світла  $c$ .

Для характеристики випромінювання використовують також довжину хвилі  $\lambda$ . Зв'язок між довжиною хвилі та частотою визначається за формулою

$$c = \lambda \cdot \nu.$$

Спектр рівноважного випромінювання не залежить від природи речовини. Область теплового випромінювання охоплює діапазон довжин хвиль  $\lambda$  від  $1 \cdot 10^{-4}$  м до  $1 \cdot 10^{-7}$  м. В процесі теплообміну беруть участь лише короткі хвилі (від  $1 \cdot 10^{-3}$  мм до 1 мм). Тому теплове випромінювання можна розглядати як поверхневе явище. Випромінювання залежить від температури тіла. Зі зміною температури змінюється не тільки інтенсивність, але й спектр випромінювання.

Енергія теплового випромінювання, яка падає на тіло, може поглинатися, відбиватися або проходити крізь нього, тобто

$$Q = Q_A + Q_R + Q_D. \quad (2.58)$$

Якщо (2.58) поділити на  $Q$ , то одержимо

$$A + R + D = 1, \quad (2.59)$$

де  $A$ ,  $R$ ,  $D$  – поглинальна, відбивальна та пропускна здатність тіла, відповідно (рисунок 2.4).

Окремі випадки формули (2.58) дають поняття ідеальних тіл:

тіло абсолютно чорне

$$A = 1; R = D = 0;$$

тіло абсолютно прозоре (діатермічне)

$$D = 1; R = A = 0;$$

тіло абсолютно дзеркальне

$$R = 1; A = D = 0.$$

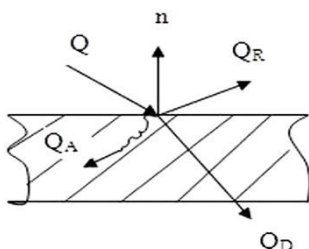


Рисунок 2.4 – Розподіл

променистої енергії  $Q$ , яка попадає на тіло

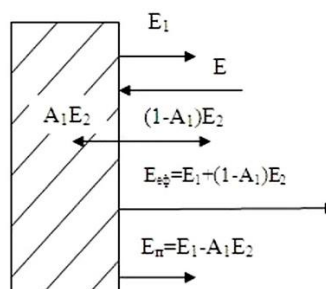


Рисунок 2.5 – До визначення

видів теплового випромінювання

Якщо на тіло зовні не падає ніяких променів, то з одиниці його поверхні відводиться променистий потік енергії  $E_1$  (рисунок 2.5). Величина  $E_1$  залежить від температури та фізичних властивостей тіла і називається власним випромінюванням тіла або випромінювальною здатністю. Якщо з боку інших тіл на тіло попадає промениста енергія  $E_2$ , то частина  $A_1 E_2$  поглинається тілом, а решта  $(1 - A_1) \cdot E_2$  відбивається. Власне випромінювання в сумі з відбитим називається ефективним випромінюванням

$$E_{\text{эф}} = E_1 + (1 - A_1) \cdot E_2.$$

Результативне випромінювання являє собою різницю між власним випромінюванням тіла і тією частиною зовнішнього випромінювання  $E_2$ , яка поглинається даним тілом  $A_1 E_2$ , тобто

$$E_{\text{рез}} = E_1 - A_1 E_2. \quad (2.60)$$

Величина  $E_{\text{рез}}$  визначає потік енергії, яку дане тіло передає зовнішнім тілам в процесі променистого теплообміну. Якщо  $E_{\text{рез}} < 0$ , то це означає, що тіло отримує променисту енергію.

На підставі закону Планка В. Віном було встановлено, що добуток

$$\lambda_{\text{max}} \cdot T = 2,89 \cdot 10^{-3} \text{ м} \cdot \text{К}.$$

є величина стала. Тому максимум випромінювання, м

$$\lambda_{\max} = \frac{2,898 \cdot 10^{-3}}{T}. \quad (2.61)$$

**Таблиця 2.9 – Ступінь чорноти деяких матеріалів**

Матеріал	$\epsilon$	Матеріал	$\epsilon$
Алюміній:		Латунь:	
шорсткий	0,55	окислена	0,6
окислений	0,15	полірована	0,03
полірований	0,048	Масляна фарба	0,94
Алюмінієва фарба	0,5	Мідь:	
Азбест	0,96	окислена	0,62
Бетон	0,8	полірована	0,02
Вода	0,93	Ніхромовий дріт	0,96
Гіпс	0,7-0,9	Срібло поліроване	0,02
Дерево стругане	0,9	Сталь:	
Залізо необроблене	0,91	окислена	0,8
Залізо оцинковане	0,27	полірована	0,54
Кладка із червоної цегли	0,93	листова	0,6
		Хром	0,17
Кладка із шамоту	0,8	Чавун:	
Лак	0,8-0,98	обточений	0,65
Лак алюмінієвий	0,4	окислений	0,96
		Штукатурка	0,93

Зі збільшенням температури максимум випромінювання зміщується в бік коротких хвиль.

Й.Г. Ламберт установив, що максимальне випромінювання спостерігається в напрямку нормалі до поверхні. Енергія, що випромінюється під кутом  $\varphi$  до нормалі, пропорційна косинусу кута  $\varphi$ :

$$E_{\varphi} = E_n \cdot \cos \varphi. \quad (2.62)$$

Променистий теплообмін між двома тілами визначається різницею між потоками ефективного випромінювання

$$q = E_{1\text{еф}} - E_{2\text{еф}},$$

де

$$\begin{aligned} E_{1\text{еф}} &= E_1 + (1 - A_1)E_{2\text{еф}}; \\ E_{2\text{еф}} &= E_2 + (1 - A_2)E_{1\text{еф}}. \end{aligned} \quad (2.63)$$

Розв'язання системи рівнянь (6.10) дає

$$q = \frac{E_1 A_1 - E_2 A_1}{A_1 + A_2 - A_1 A_2}. \quad (2.64)$$

Для “сірих” тіл на підставі (6.7)

$$A_1 = \varepsilon_1;$$

$$A_2 = \varepsilon_2$$

має місце не тільки для температурної рівноваги, але й в умовах променистого теплообміну, коли

$$T_1 \neq T_2.$$

Згідно із законом Стефана-Больцмана можна отримати

$$\begin{aligned} E_1 &= \varepsilon_1 \cdot C_0 \cdot \left( \frac{T_1}{100} \right)^4, \\ E_2 &= \varepsilon_2 \cdot C_0 \cdot \left( \frac{T_2}{100} \right)^4, \end{aligned}$$

а також рівняння

$$q = \varepsilon_n \cdot C_0 \cdot \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right], \quad (2.65)$$

де  $\varepsilon_n$  – приведений ступінь чорноти системи тіл, що розраховується за формулою

$$\varepsilon_n = \left( \frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right)^{-1}.$$

В разі променистого теплообміну між двома тілами в замкненому просторі розрахункова формула має вигляд

$$Q_{1-2} = \varepsilon_{n2} \cdot C_0 \cdot F_1 \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right], \quad (2.66)$$

де  $\varepsilon_{n2}$  – приведений ступінь чорноти системи двох тіл.

$$\varepsilon_{n2} = \left( \frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{F_1}{F_2} \left( \frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right) \right)^{-1}.$$

Якщо

$$F_2 \gg F_1,$$

то

$$\varepsilon_n = \varepsilon_1.$$

Для того, щоб інтенсифікувати променистий теплообмін, необхідно збільшити температуру тіла, що випромінює, та ступінь чорноти системи. Навпаки, щоб зменшити променистий теплообмін, необхідно зменшити температуру випромінювального тіла та ступінь чорноти системи. У випадках, коли температуру тіла змінити не можна, використовують екрани. Якщо між двома плоскими поверхнями з температурами  $T_1$  і  $T_2$  розмістити плоский екран з ступенем чорноти

$$\varepsilon_e = \varepsilon_1,$$

то температура екрана дорівнюватиме

$$T_e^4 = 0,5(T_1^4 + T_2^4). \quad (2.67)$$

При цьому питомий тепловий потік складатиме

$$q_e = 0,5 \cdot \varepsilon_n \cdot C_0 \cdot \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right], \quad (2.68)$$



тобто вдвічі менше, ніж тепловий потік між тілами без екрана.

Більший ефект досягається в разі застосування екранів з малим ступенем чорноти. Якщо між двома плоскими поверхнями зі ступенем чорноти  $\varepsilon_1$  установити  $n$  екранів зі ступенем чорноти  $\varepsilon_e$ , то відношення теплових потоків становитиме [2]

$$\frac{q_e}{q_{1-2}} = \left[ 1 + n \left( \frac{2 - \varepsilon_e}{2 - \varepsilon_1} \right) \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon_e} \right]^{-1}. \quad (2.69)$$

Якщо для прикладу установити лише один екран зі ступенем чорноти  $\varepsilon_e = 0,1$  між поверхнями зі ступенем чорноти  $\varepsilon = 0,8$ , то тепловий потік зменшиться в 14 разів.

Променистий теплообмін між двома поверхнями з площами  $F_1$  і  $F_2$ , довільно розташованими в просторі, визначається за формулою

$$Q_{1-2} = \varepsilon_n \cdot C_0 \cdot F_p \cdot \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \cdot \varphi_{1-2}, \quad (2.70)$$

де  $\varphi_{1-2}$  – середній кутовий коефіцієнт випромінювання, який визначає ту частку енергії випромінювання, що з поверхні 1 попадає на поверхню 2;

$F_p$  – розрахункова поверхня, яка дорівнює  $F_1$  або  $F_2$ .

Кутові коефіцієнти мають властивість взаємності, тобто

$$\varphi_{1-2} F_1 = \varphi_{2-1} F_2. \quad (2.71)$$

Приведений ступінь чорноти системи двох тіл, які довільно розташовані в просторі, в загальному випадку визначається за формулою

$$\varepsilon_n = \frac{1}{\left( \frac{1}{\varepsilon_1} - 1 \right) \varphi_{1-2} + \left( \frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right) \varphi_{2-1} + 1}. \quad (2.72)$$

Для  $n$  пласких екранів, розташованих між двома тілами з паралельними поверхнями

$$\varepsilon_n = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} + 2 \sum_{i=1}^n \frac{1}{\varepsilon_{ei}} - (n+1)}. \quad (2.73)$$

Для  $n$  циліндричних екранів, розташованих між тілом і зовнішньою оболонкою

$$\varepsilon_n = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1\right) \frac{F_1}{F_2} + \sum_{i=1}^n \frac{F_1}{F_{ei}} \left(\frac{2}{\varepsilon_{ei}} - 1\right)}. \quad (2.74)$$

Кутові коефіцієнти випромінювання визначаються залежно від геометричних параметрів і способу розташування двох тіл в просторі. Для двох паралельних дисків на загальній нормалі з однаковими діаметрами  $d$

$$\varphi_{1-2} = \varphi_{2-1} = \left[ \frac{S}{d} - \sqrt{1 + \left(\frac{S}{d}\right)^2} \right]^2, \quad (2.75)$$

де  $S$  – відстань між дисками.

Для двох паралельних пластин однакової ширини  $a$

$$\varphi_{1-2} = \varphi_{2-1} = \sqrt{1 + \left(\frac{S}{a}\right)^2} - \frac{S}{a}, \quad (2.76)$$

де  $S$  – відстань між поверхнями пластин.

Для стінки з розташованим на ній рядом труб із зовнішнім діаметром  $d$  і кроком між трубами  $S$

$$\varphi_{1-2} = 1 - \sqrt{1 - \left(\frac{d}{S}\right)^2} + \frac{d}{S} \operatorname{arctg} \sqrt{\left(\frac{S}{d}\right)^2 - 1}. \quad (2.77)$$

Різні гази мають різну здатність випромінювати і поглинати енергію. Одно- і двоатомні гази з симетричними молекулами практично прозорі для теплових променів. Три атомні гази мають велику випромінювальну та поглинальну здатність в певних інтервалах довжин хвиль, які називають смугами випромінювання (поглинання). В короткохвильовій частині спектра гази випромінюють і поглинають гірше, ніж в довгохвильовій. Для короткохвильового випромінювання Сонця атмосфера Землі є практично прозорою, тоді як довгохвильове теплове випромінювання Землі значною мірою вловляється нею. Цим зумовлений "парниковий" ефект впливу атмосфери на можливе потепління

клімату в разі збільшення  $\text{CO}_2$  внаслідок збільшення виробничої діяльності людини.

Оскільки поглинання (випромінювання) газу здійснюється в певному об'ємі, його поглинальна здатність залежить від кількості молекул на довжині шляху променя, тобто від густини або тиску та товщини шару газу  $l$ .

Випромінювання газів відрізняється від закону четвертого степені. Однак для зручності в технічних розрахунках використовують закон Стефана-Больцмана, а відхилення від нього відносять за рахунок відносної випромінювальної здатності (ступеня чорноти) газу. Для технічних розрахунків основний інтерес являють ступені чорноти діоксиду вуглецю і водяної пари, які утворюються в процесах згорання палива і для яких відомі надійні вимірювання цих величин. Результати таких вимірювань наведені в додатках И та К. Для водяної пари вплив тиску  $P$  дещо більший, ніж вплив товщини шару  $l$ , тому значення

$$\overline{\text{Nu}}_n = 0,037 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,33} = 0,037 \cdot (4,512 \cdot 10^5)^{0,8} \cdot 0,693^{0,33} = 1093,$$

що визначено з додатка К, потрібно помножити на поправочний множник  $\beta$ , який визначається із рисунок 2.6

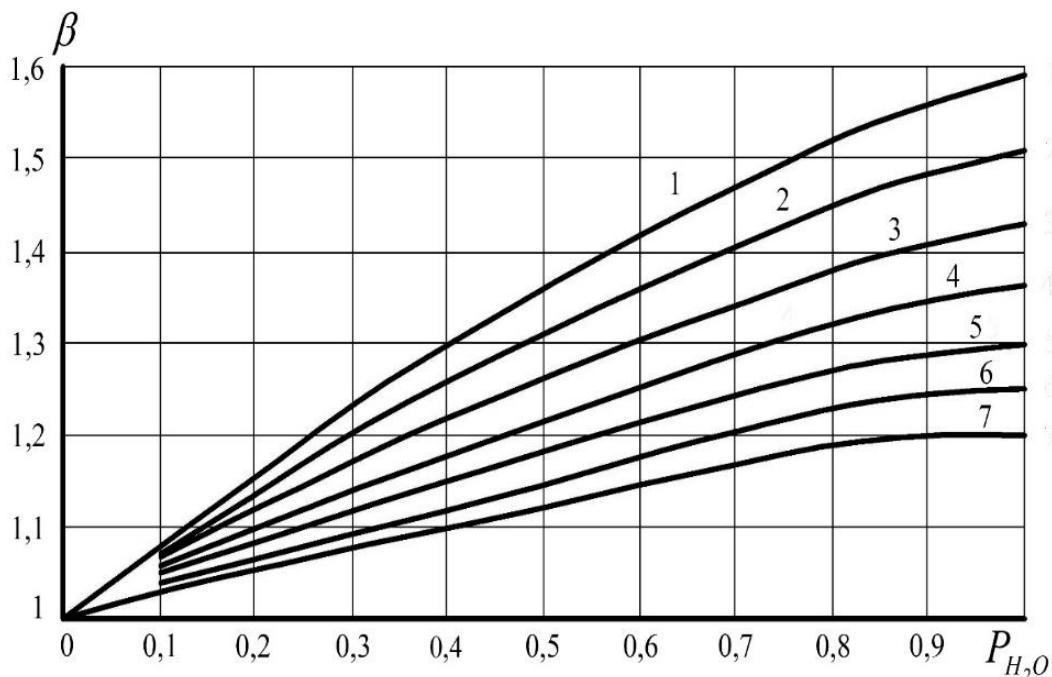


Рисунок 2.6 – Поправочний коефіцієнт  $\beta$  на парціальний тиск пари

Середня довжина шляху променю визначається за наближеною формулою

$$l = 0,9 \frac{4 \cdot V}{F} = 3,6 \frac{V}{F}, \quad (2.78)$$

де  $V$  – об'єм газу;

$F$  – поверхня його оболонки.

Для деяких газових тіл середні значення  $l$  наведені в таблиці 2.10.

**Таблиця 2.10 – Середні значення  $l$  для тіл різної форми**

Форма газового тіла	1
Сфера діаметром $d$	$0,6d$
Куб з висотою $a$	$0,6a$
Циліндр діаметром $d$ , безмежно довгий	$0,9d$
Циліндр висотою $h = d$ , випромінювання на бокову поверхню	$0,6d$
Циліндр висотою $h = d$ , випромінювання на основу	$0,77d$
Циліндр $h = d$ , основа - півкруг радіусом $r$ , випромінювання на бокову поверхню	$1,26r$
Плоскопаралельний шар необмежених розмірів товщиною $\delta$	$1,8\delta$
Пучок труб діаметром $d$ з відстанню між поверхнями труб $x$ для розташування труб:	
по трикутнику $x = d$	$2,8x$
по трикутнику $x = 2d$	$3,8x$
по квадрату $x = d$	$3,5x$

Ефективна довжина променю в трубних пучках обчислюється за формулою, м:

$$l = 0,9d_3 \cdot \left( \frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{d^2} - 1 \right), \quad (2.79)$$

де  $s_1$  і  $s_2$  – поперечний і повздовжній крок між трубами, м.

Для наближених розрахунків складного теплообміну застосовують метод окремого обчислення переносу теплоти конвекцією  $q_k$  і випромінюванням  $q_b$ :

$$q_0 = q_k + q_b.$$

Променистий тепловий потік визначається за формулою

$$q_b = \varepsilon_n \cdot C_0 \cdot \left[ \left( \frac{T_z}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{cm}}{100} \right)^4 \right], \quad (2.80)$$

де  $\varepsilon_n$  - приведений ступень чорноти.

$$\varepsilon_n = \frac{\varepsilon_z \cdot \varepsilon_{cm}}{\varepsilon_{cm} + \varepsilon_z \cdot (1 - \varepsilon_{cm})};$$

де  $\varepsilon_z$ ,  $\varepsilon_{cm}$  - ступень чорноти газу і стінки, відповідно.

Величину  $\varepsilon_z$  за умови  $T_z > T_{cm}$  слід вибирати для температури  $T_z$ . Якщо  $T_{cm} > T_z$ , то величина  $\varepsilon_z$  вибирається для температури стінки.

Величину  $q_k$  визначають за співвідношенням

$$q_k = \alpha_k \cdot (t_z - t_{cm}). \quad (2.81)$$

Тоді сумарний питомий тепловий потік дорівнюватиме

$$q_0 = q_k + q_b = \alpha_k \cdot (t_z - t_{cm}) + \varepsilon_n \cdot C_0 \cdot \left[ \left( \frac{T_z}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{cm}}{100} \right)^4 \right]. \quad (2.82)$$

Враховуючи, що  $T_z - T_{cm} = t_z - t_{cm}$  останнє рівняння можна записати

$$q_0 = (\alpha_k + \alpha_b)(t_z - t_{cm}) = \alpha_0 \cdot (t_z - t_{cm}), \quad (2.83)$$

де  $\alpha_b$  - коефіцієнт тепловіддачі випромінювання

$$\alpha_b = \varepsilon_n \cdot C_0 \cdot \frac{\left[ \left( \frac{T_z}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{cm}}{100} \right)^4 \right]}{T_z - T_{cm}};$$

де  $\alpha_0$  - сумарний коефіцієнт тепловіддачі.

## 2.5.2 Завдання на практичне заняття

**Задача 2.29.** Визначити питомий тепловий потік випромінюванням між двома паралельними пластинами. Температура першої пластини  $200+N_{\text{вар}} \cdot 10$  °С, матеріал – окислена сталь. Температура другої пластини  $20+N_{\text{вар}} \cdot 1,0$ °С, матеріал – алюміній окислений. Визначити також як зміниться питомий тепловий потік, якщо обидві пластини відполірувати.

**Задача 2.30.** Сталева окислена труба зовнішнім діаметром  $0,1+N_{\text{вар}} \cdot 0,1$  м і довжиною  $10+N_{\text{вар}} \cdot 0,1$  м розташована в приміщенні, довжина, ширина і висота якого становлять  $12+N_{\text{вар}} \cdot 1,0$ , м,  $6+N_{\text{вар}} \cdot 0,5$ , м і  $4+N_{\text{вар}} \cdot 0,2$ , м, відповідно. Температура стінки труби  $77+N_{\text{вар}} \cdot 1,0$  °С, а температура в приміщенні  $17+N_{\text{вар}} \cdot 0,1$  °С. Визначити тепловий потік випромінюванням від труби.

**Задача 2.31.** Обмурівка топкової камери виконана із шамотної кладки та зовнішньої обшивки з листової сталі. Відстань між кладкою та обшивкою  $30+N_{\text{вар}} \cdot 0,1$  мм, її можна вважати досить малою порівняно з розмірами стінок топки. Визначити питомі втрати за рахунок променистого теплообміну між кладкою та обшивкою, якщо температура обмурівки  $127+N_{\text{вар}} \cdot 2,0$  °С, а температура обшивки  $40+N_{\text{вар}} \cdot 0,1$  °С. Визначити також як зміниться питомий тепловий потік в разі установлення сталевого екрана зі ступенем чорноти  $0,6+N_{\text{вар}} \cdot 0,01$ .

**Задача 2.32.** Паропровід зовнішнім діаметром  $d = 200+N_{\text{вар}} \cdot 0,1$  мм розташований у великому приміщенні з температурою  $25+N_{\text{вар}} \cdot 0,1$  °С. Температура поверхні паропроводу  $330+N_{\text{вар}} \cdot 1,0$  °С. Визначити лінійні теплові втрати за рахунок випромінювання та конвекції, якщо  $\varepsilon_{\text{тр}} = 0,8+N_{\text{вар}} \cdot 0,1$ .

**Задача 2.33.** На стінах топкової камери розташований один ряд екранних труб діаметром  $100+N_{\text{вар}} \cdot 1,0$  мм з кроком  $120+N_{\text{вар}} \cdot 2,0$  мм. Розміри поверхні стін і довжина труб достатньо великі, а відстань між стінкою та трубами не впливає на інтенсивність променистого теплообміну. Визначити питомий променистий

тепловий потік, якщо, відповідно, ступені чорноти стінки топки і труб 0,8 і 0,8 а температури  $1000+N_{\text{вар}} \cdot 2,0$  °С і  $600+N_{\text{вар}} \cdot 2,0$  °С.

### 2.5.3 Приклади розв'язку завдань

**Задача 2.29.** Визначити питомий тепловий потік випромінюванням між двома паралельними пластинами. Температура першої пластини 200 °С, матеріал – окислена сталь. Температура другої пластини 20 °С, матеріал – алюміній окислений. Визначити також як зміниться питомий тепловий потік, якщо обидві пластини відполірувати.

#### Розв'язування

Із таблиця 2.8 визначаємо ступінь чорноти пластин  $\varepsilon_{cm} = 0,8$ ;  $\varepsilon_{al} = 0,15$ .

Приведена ступінь чорноти для системи плоско паралельних тіл

$$\varepsilon_n = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_{cm}} + \frac{1}{\varepsilon_{al}} - 1} = \frac{1}{\frac{1}{0,8} + \frac{1}{0,15} - 1} = 0,1445.$$

Питомий тепловий потік випромінюванням за формулою

$$q_\varepsilon = \varepsilon_n \cdot C_0 \cdot \left[ \left( \frac{T_{cm}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{al}}{100} \right)^4 \right] = 0,1445 \cdot 5,7 \cdot \left[ \left( \frac{473}{100} \right)^4 - \left( \frac{293}{100} \right)^4 \right] = 351,6 \text{ Вт/м}^2.$$

Із таблиця 2.8 для полірованих поверхонь визначаємо:

$$\varepsilon_{cm} = 0,54; \varepsilon_{al} = 0,048.$$

Приведена ступінь чорноти для системи плоско паралельних тіл

$$\varepsilon_n = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_{cm}} + \frac{1}{\varepsilon_{al}} - 1} = \frac{1}{\frac{1}{0,54} + \frac{1}{0,048} - 1} = 0,046.$$

Питомий тепловий потік випромінюванням

$$q_\varepsilon = \varepsilon_n \cdot C_0 \cdot \left[ \left( \frac{T_{cm}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{al}}{100} \right)^4 \right] = 0,046 \cdot 5,7 \cdot \left[ \left( \frac{473}{100} \right)^4 - \left( \frac{293}{100} \right)^4 \right] = 112,2 \text{ Вт/м}^2.$$

Отже, зменшення ступенів чорноти стінок призводить до зменшення питомого теплового потоку в три рази.

**Задача 2.30.** Сталева окислена труба зовнішнім діаметром 0,1 м і довжиною 10 м розташована в приміщенні, довжина, ширина і висота якого становлять 12, 6 і 4 м, відповідно. Температура стінки труби 77 °С, а температура в приміщенні 17 °С. Визначити тепловий потік випромінюванням від труби.

### Розв'язування

Площа зовнішньої поверхні труби

$$F_{np} = \pi \cdot d_z \cdot l = 3,14 \cdot 0,1 \cdot 10 = 3,14 \text{ м}^2.$$

Загальна площа стін приміщення

$$F_{np} = 2 \cdot (L \cdot H + B \cdot H + L \cdot B) = 2 \cdot (12 \cdot 4 + 6 \cdot 4 + 12 \cdot 6) = 288 \text{ м}^2.$$

Приведений ступінь чорноти визначається з умови

$$F_{np} \gg F_{mp},$$

тому

$$\varepsilon_n = \varepsilon_{mp} = 0,8.$$

Абсолютні температури

$$T_{mp} = 77 + 273 = 350 \text{ К};$$

$$T_{np} = 17 + 273 = 290 \text{ К}.$$

Променистий тепловий потік

$$\begin{aligned} Q_s &= \varepsilon_n \cdot C_0 \cdot F_{mp} \cdot \left[ \left( \frac{T_{cm}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{al}}{100} \right)^4 \right] = \\ &= 0,8 \cdot 5,7 \cdot 3,14 \cdot \left[ \left( \frac{350}{100} \right)^4 - \left( \frac{290}{100} \right)^4 \right] = 1136 \text{ Вт}. \end{aligned}$$

**Задача 2.31.** Обмурівка топкової камери виконана із шамотної кладки та зовнішньої обшивки з листової сталі. Відстань між кладкою та обшивкою 30 мм, її можна вважати досить малою порівняно з розмірами стінок топки. Визначити



питомі втрати за рахунок променистого теплообміну між кладкою та обшивкою, якщо температура обмурівки 127 °С, а температура обшивки 47 °С. Визначити також як зміниться питомий тепловий потік в разі установлення сталевого екрана зі ступенем чорноти 0,6.

### Розв'язування

Із таблиці 2.8 визначаємо:

$$\varepsilon_{uu} = 0,8; \varepsilon_{cm} = 0,6; \varepsilon_e = 0,6.$$

Приведений ступінь чорноти системи без екрана

$$\varepsilon_{np} = \left( \frac{1}{\varepsilon_{uu}} + \frac{1}{\varepsilon_{cm}} - 1 \right)^{-1} = \left( \frac{1}{0,8} + \frac{1}{0,6} - 1 \right)^{-1} = 0,522$$

Абсолютні температури, градуси Кельвіна К

$$T_{uu} = 127 + 273 = 400 \text{ К};$$

$$T_{cm} = 47 + 273 = 320 \text{ К}.$$

Питомий тепловий потік випромінюванням

$$q_{\varepsilon} = \varepsilon_n \cdot C_0 \cdot \left[ \left( \frac{T_{uu}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{cm}}{100} \right)^4 \right] = 0,522 \cdot 5,7 \cdot \left[ \left( \frac{400}{100} \right)^4 - \left( \frac{320}{100} \right)^4 \right] = 449,7 \text{ Вт/м}^2.$$

Приведений ступінь чорноти системи з екраном

$$\varepsilon_{ne} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_{uu}} + \frac{1}{\varepsilon_{cm}} + 2 \frac{1}{\varepsilon_e} - (n+1)} = \frac{1}{\frac{1}{0,8} + \frac{1}{0,6} + 2 \frac{1}{0,6} - (1+1)} = 0,279$$

Питомий тепловий потік випромінюванням з екраном

$$q_{\varepsilon} = \varepsilon_{ne} \cdot C_0 \cdot \left[ \left( \frac{T_{uu}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{cm}}{100} \right)^4 \right] = 0,279 \cdot 5,7 \cdot \left[ \left( \frac{400}{100} \right)^4 - \left( \frac{320}{100} \right)^4 \right] = 240 \text{ Вт/м}^2.$$

**Задача 2.32.** Паропровід зовнішнім діаметром  $d = 200$  мм розташований у великому приміщенні з температурою 27 °С. Температура поверхні паропроводу 397 °С. Визначити лінійні теплові втрати за рахунок випромінювання та конвекції, якщо  $\varepsilon_{mp} = 0,8$ .

**Розв'язування**

Площа поверхні одного погонного метра трубопроводу

$$F_{mp} = \pi \cdot d \cdot l = 3,14 \cdot 0,2 \cdot 1 = 0,628 \text{ м}^2.$$

Оскільки площа приміщення набагато більша площі трубопроводу, то

$$\varepsilon_n = \varepsilon_{mp} = 0,8.$$

Питомий лінійний тепловий потік випромінюванням

$$\begin{aligned} q_{\varepsilon} &= \varepsilon_n \cdot C_0 \cdot F_{noz} \cdot \left[ \left( \frac{T_{cm}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{np}}{100} \right)^4 \right] = \\ &= 0,8 \cdot 5,7 \cdot 0,628 \cdot \left[ \left( \frac{397 + 273}{100} \right)^4 - \left( \frac{27 + 273}{100} \right)^4 \right] = 35538,6 \text{ Вт/м.} \end{aligned}$$

Для визначення конвективного коефіцієнта тепловіддачі використовуємо формулу для горизонтальної труби

$$\overline{Nu} = 0,5 \cdot Ra^{0,25}.$$

Теплофізичні властивості повітря для  $t_n = 27 \text{ }^\circ\text{C}$  [2]:

$$\lambda = 0,0268 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}; \nu = 25,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; Pr_p = 0,7.$$

Коефіцієнт об'ємного розширення

$$\beta = (t_n + 273)^{-1} = (27 + 273)^{-1} = 3,33 \cdot 10^{-3} \text{ К}^{-1}.$$

Критерій Грасгофа

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot (t_{cm} - t_n) \cdot d^3}{\nu^2} = \frac{9,8 \cdot 3,33 \cdot 10^{-3} \cdot (397 - 27) \cdot 0,2^3}{(25,2 \cdot 10^{-6})^2} = 1,52 \cdot 10^8$$

Критерій Релея

$$\overline{Nu} = Gr \cdot Pr_p = 1,52 \cdot 10^8 \cdot 0,7 = 1,06 \cdot 10^8.$$

Критерій Нуссельта за формулою

$$\overline{Nu} = 0,5 \cdot Ra^{0,25} = 0,5 \cdot (1,06 \cdot 10^8)^{0,25} = 50,7.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до повітря

$$\alpha = \frac{\overline{Nu} \cdot \lambda}{d} = \frac{50,7 \cdot 0,0268}{0,2} = 6,8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Теплові втрати за рахунок конвективного теплообміну

$$q_k = \alpha_k \cdot \pi \cdot d \cdot (t_{cm} - t_{nos}) = 6,8 \cdot 3,14 \cdot 0,2 \cdot (397 - 27) = 1580 \text{ Вт}/\text{м}.$$

Загальні теплові втрати

$$q_0 = q_k + q_g = 1580 + 5538,6 = 7118,6 \text{ Вт}/\text{м}.$$

Променистий коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha_g = \frac{q_g}{\pi \cdot d \cdot \Delta t} = \frac{5538,6}{3,14 \cdot 0,2 \cdot 370} = 23,8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Загальний коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha_0 = \alpha_g + \alpha_k = 23,8 + 6,8 = 30,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

**Задача 2.33.** На стінах топкової камери розташований один ряд екранних труб діаметром 100 мм з кроком 120 мм. Розміри поверхні стін і довжина труб достатньо великі, а відстань між стінкою та трубами не впливає на інтенсивність променистого теплообміну. Визначити питомий променистий тепловий потік, якщо, відповідно, ступені чорноти стінки топки і труб 0,8 і 0,8 а температури 1027 °С і 627 °С.

### Розв'язування

Кутовий коефіцієнт променистого теплообміну за формулою

$$\begin{aligned} \varphi_{1-2} &= 1 - \sqrt{1 - \left(\frac{d}{S}\right)^2} + \frac{d}{S} \operatorname{arctg} \sqrt{\left(\frac{S}{d}\right)^2 - 1} = \\ &= 1 - \sqrt{1 - \left(\frac{100}{120}\right)^2} + \frac{100}{120} \operatorname{arctg} \sqrt{\left(\frac{120}{100}\right)^2 - 1} = 0,934. \end{aligned}$$

Значення  $\varphi_{2-1}$  визначаємо за умови взаємності:

$$\varphi_{1-2} F_1 = \varphi_{2-1} F_2,$$

тоді

$$\varphi_{2-1} = \varphi_{1-2} \cdot \frac{F_2}{F_1} = 0,934 \cdot \frac{S}{\pi \cdot d} = 0,934 \cdot \frac{120}{3,14 \cdot 100} = 0,357.$$

Взаємні поверхні теплообміну

$$H_{1-2} = H_{2-1} = \varphi_{1-2} \cdot F_1 = 0,934 \cdot S = 0,934 \cdot 0,12 = 0,112 \text{ м}^2/\text{м}.$$

Приведений ступінь чорноти за виразом

$$\begin{aligned} \varepsilon_n &= \left[ \left( \frac{1}{\varepsilon_1} - 1 \right) \cdot \varphi_{1-2} + \left( \frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right) \varphi_{2-1} + 1 \right]^{-1} = \\ &= \left[ \left( \frac{1}{0,8} - 1 \right) \cdot 0,934 + \left( \frac{1}{0,8} - 1 \right) 0,357 + 1 \right]^{-1} = 0,756. \end{aligned}$$

Променистий тепловий потік від стінки до екрана

$$\begin{aligned} Q_{\sigma} &= \varepsilon_n \cdot C_0 \cdot H_{1-2} \cdot \left[ \left( \frac{T_{cm}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{mp}}{100} \right)^4 \right] = \\ &= 0,756 \cdot 5,7 \cdot 0,112 \cdot \left[ \left( \frac{1300}{100} \right)^4 - \left( \frac{900}{100} \right)^4 \right] = 10617,8 \text{ Вт/м}. \end{aligned}$$

## 2.5.4 Контрольні запитання

1. Проаналізувати поняття теплове випромінювання.
2. Проаналізувати за рахунок чого передається енергія при тепловому випромінюванні.
3. Проаналізувати зв'язок між довжиною хвилі та частотою.
4. Проаналізувати довжину хвиль, які беруть участь в процесі теплообміну.
5. Проаналізувати чому теплове випромінювання можна розглядати як поверхневе явище
6. Проаналізувати від чого залежить випромінювання.
7. Проаналізувати як може розподілятися енергія теплового випромінювання, яка падає на тіло.

8. Проаналізувати поняття поглинальна, відбивальна та пропускна здатність тіла.
9. Проаналізувати поняття ідеальних тіл: тіло абсолютно чорне, тіло абсолютно прозоре (діатермічне), тіло абсолютно дзеркальне.
10. Проаналізувати поняття ефективного випромінювання.
11. Проаналізувати поняття ступінь чорноти матеріалів.
12. Проаналізувати коли спостерігається максимальне випромінювання.
13. Проаналізувати променистий теплообмін між двома тілами.
14. Проаналізувати поняття “сіре” тіло.
15. Проаналізувати поняття приведення ступінь чорноти системи тіл.
16. Проаналізувати променистий теплообмін між двома тілами в замкненому просторі.
17. Проаналізувати приведення ступінь чорноти системи двох тіл, які довільно розташовані в просторі
18. Проаналізувати приведення ступінь чорноти для  $n$  плоских екранів, розташованих між двома тілами з паралельними поверхнями.
19. Проаналізувати приведення ступінь чорноти для  $n$  циліндричних екранів, розташованих між тілом і зовнішньою оболонкою.
20. Проаналізувати кутові коефіцієнти випромінювання.
21. Проаналізувати здатність випромінювати і поглинати енергію газами.
22. Проаналізувати ефективну довжину променя в трубних пучках.

## **2.6 Теплопередача**

### **2.6.1 Теоретичні відомості**

Матеріал викладено за авторами [1–6, 10–12]. Теплопередачею називається процес перенесення теплоти від більш нагрітого ("гарячого") теплоносія до менш нагрітого ("холодного") теплоносія через роздільну стінку. Теплопередача це процес теплообмін, який складається із ланцюжка окремих його видів. Від гарячого

теплоносія до стінки перенесення теплоти здійснюється конвективним теплообміном. Усередині стінки теплота переноситься теплопровідністю. Від стінки до холодного теплоносія теплота переноситься конвективним теплообміном. Додамо, що поряд з конвективним теплообміном одночасно може здійснюватися і променистий теплообмін. Інтенсивність перенесення теплоти в окремих видах теплообміну визначається за відповідними формулами.

Роздільна стінка може бути плоскою або циліндричною, одно- і багат шаровою (рисунок 2.7).

Для одношарової плоскої стінки величина питомого теплового потоку в разі теплопередачі визначається за формулою

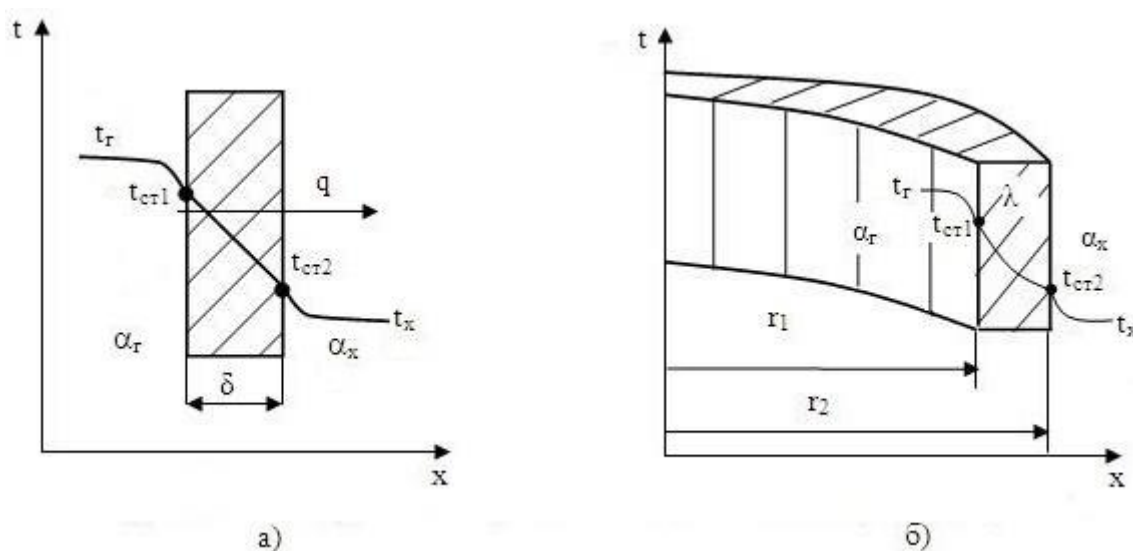


Рисунок 2.7. – Характер зміни температур в теплоносіях і стінці  
а) пласка стінка; б) циліндрична стінка

Враховуючи, що

$$T_2 - T_{cm} = t_2 - t_{cm}$$

останнє рівняння можна записати

$$q = \frac{t_2 - t_x}{\frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_x}} = \frac{\Delta t}{R_{az} + R_{cm} + R_{ax}} = k \cdot \Delta t \cdot \frac{1}{2}, \quad (2.84)$$

де  $k$  – коефіцієнт теплопередачі, Вт/м<sup>2</sup>К;

$\alpha_g$  і  $\alpha_x$  – коефіцієнт тепловіддачі від гарячого теплоносія до стінки і від стінки до холодного теплоносія, відповідно, Вт/м<sup>2</sup>К;

$t_g$  і  $t_x$  – температура гарячого і холодного теплоносія, відповідно, °С;

$\Delta t$  – температурний напір, °С;

$\delta$  і  $\lambda$  – товщина і коефіцієнт теплопровідності стінки, м;

$R_{\alpha g}$  – термічний опір тепловіддачі з боку гарячого теплоносія, м<sup>2</sup>·К/Вт;

$R_{ct}$  – термічний опір теплопровідності (стінки), м<sup>2</sup>·К/Вт;

$R_{\alpha x}$  – термічний опір тепловіддачі з боку холодного теплоносія, м<sup>2</sup>·К/Вт.

$$k = \frac{1}{R_{\alpha g} + R_{ct} + R_{\alpha x}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_g} + \left(\frac{\delta}{\lambda}\right)_{ct} + \frac{1}{\alpha_x}}$$

$$\Delta t = t_g - t_x$$

Коефіцієнт теплопередачі характеризує інтенсивність перенесення теплоти і являє собою тепловий потік для одиничного температурного напору, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$k = \frac{q}{\Delta t}$$

Величина, обернена коефіцієнту теплопередачі, називається повним термічним опором теплопередачі.

Для багатошарової плоскої стінки коефіцієнт теплопередачі дорівнюватиме

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_g} + \sum_{i=1}^n \left(\frac{\delta_i}{\lambda_i}\right)_{ct} + \frac{1}{\alpha_x}}. \quad (2.85)$$

Для одношарової циліндричної стінки значення лінійного теплового потоку визначаються за формулою

$$q_l = \frac{\pi \cdot (t_g - t_x)}{\frac{1}{\alpha_g \cdot d_g} + \frac{1}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln \frac{d_3}{d_g} + \frac{1}{\alpha_x \cdot d_3}} = \pi \cdot k_l \cdot \Delta t, \quad (2.86)$$

де  $d_g$  і  $d_3$  – внутрішній та зовнішній діаметр циліндричної поверхні, м.

Із співвідношення (2.86) лінійний (на 1 м довжини труби) коефіцієнт теплопередачі дорівнює

$$k_l = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_2 \cdot d_6} + \frac{1}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln \frac{d_3}{d_6} + \frac{1}{\alpha_x \cdot d_3}}. \quad (2.87)$$

Знаменник (2.87) являє собою лінійний термічний опір теплопередачі, який дорівнює сумі окремих термічних опорів – термічного опору теплопровідності циліндричної стінки  $(\frac{1}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln \frac{d_3}{d_6})$  і термічних опорів тепловіддачі  $(\frac{1}{\alpha_2 \cdot d_6}$  та  $\frac{1}{\alpha_x \cdot d_3})$ .

Для багат шарової циліндричної стінки лінійний коефіцієнт теплопередачі становить

$$k_l = \left[ \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_6} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2 \cdot \lambda_i} \cdot \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\alpha_x \cdot d_3} \right]^{-1}. \quad (2.88)$$

Лінійний тепловий потік визначається за формулою

$$q_l = \pi \cdot k_l \cdot (t_2 - t_x) = \pi \cdot k_l \cdot \Delta t. \quad (2.89)$$

За умови

$$d_3/d_6 < 1,2$$

циліндрична стінка вважається тонкостінною, оскільки величина теплового потоку мало залежить від кривизни поверхні. В цьому випадку можна застосовувати формулу для плоскої стінки, яка буде мати вигляд

$$q_l = \frac{\pi \cdot \bar{d} \cdot (t_2 - t_x)}{\frac{1}{\alpha_2} + \left( \frac{\delta}{\lambda} \right)_{cm} + \frac{1}{\alpha_x}}, \quad (2.90)$$

де  $\bar{d}$  – середній діаметр труби, м.

$$\bar{d} = 0,5 \cdot (d_6 + d_3)$$

Якщо потрібно зменшити інтенсивність теплопередачі, необхідно збільшувати термічний опір. Це досягається шляхом нанесення на стінку шару ізоляції. Для теплової ізоляції застосовуються матеріали з низькою



теплопровідністю. Збільшуючи термічний опір теплопередачі зменшують теплові втрати в навколишнє середовище.

Рівняння конвективного теплообміну від шару ізоляції в докільля для плоскої та циліндричної поверхні:

$$Q = \alpha_x \cdot (t_{i3} - t_x) \cdot F_{cm}; \quad (2.91)$$

$$Q = \alpha_x \cdot (t_{i3} - t_x) \cdot \pi \cdot d_{i3} \cdot l.$$

де  $t_{i3}$  – температура зовнішньої стінки ізоляції, К;

$F_{cm}$  – площа поверхні плоскої стінки, м<sup>2</sup>;

$d_{i3}$  – зовнішній діаметр ізоляції, м;

$l$  – довжина труби, м.

На підставі вищевикладеного очевидно, що зі збільшенням товщини ізоляції температура  $t_{i3}$  зменшується в обох випадках. При цьому площа поверхні  $F$  плоскої стінки залишається сталою, а площа поверхні циліндра збільшується внаслідок збільшення  $d_{i3}$ . У випадку плоскої стінки тепловий потік  $Q$  зменшується. У випадку циліндричної стінки такого висновку зробити не можна, оскільки  $Q_c$  визначається добутком  $(t_{i3} - t_x) \cdot d_{i3}$ , в якому перший співмножник зменшується, а другий зростає. Це свідчить про існування екстремуму. В [6] показано, що в разі ізолювання циліндричної поверхні одношаровою ізоляцією додатковий термічний опір порівняно з неізолюваною поверхнею становить

$$\Delta R_l = \frac{1}{2\lambda_{i3}} \ln \frac{d_{i3}}{d_3} - \frac{1}{\alpha_2} \left( \frac{1}{d_3} - \frac{1}{d_{i3}} \right), \quad (2.92)$$

де  $\lambda_{i3}$  – коефіцієнт теплопровідності матеріалу ізоляції, Вт/м К.

З наведеного виразу наочно видно, що термічний опір ізоляції (перша частина виразу) зростає, а друга частина виразу зменшується внаслідок зростання зовнішньої поверхні ( $d_{i3} > d_3$ ). Для зменшення теплових втрат необхідно, щоб  $\Delta R > 0$ . З урахуванням цього, розв'язування нерівності (2.92) відносно  $\lambda_{i3}$  дає

$$\lambda_{i3} < \frac{1}{2} \alpha_2 \cdot d_2 \cdot k, \quad (2.93)$$

де

$$k = \frac{\ln \frac{d_{i3}}{d_3}}{1 - \frac{d_3}{d_{i3}}}$$

Найменше значення  $k$  дорівнює одиниці за умови  $d_{i3} \rightarrow d_3$ . Аналіз показує, що матеріал ізоляції вибраний правильно, якщо виконується нерівність

$$\lambda_{i3} < \frac{\alpha_2 d_3}{2}, \quad (2.94)$$

а так званий критичний діаметр ізоляції має дорівнювати

$$d_{кр} = \frac{2\lambda_{i3}}{\alpha_2}. \quad (2.94a)$$

Сумарний коефіцієнт тепловіддачі конвекцією і випромінюванням від поверхні ізоляції до повітря можна визначати за наближеною формулою, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$\alpha_x = 5,74 + 0,07(t_{i3} - t_{нов}). \quad (2.95)$$

Формула справедлива для  $t_{i3} < 150$  °С.

Беручи до уваги погану теплопровідність повітря, в стінках житлових будинків і в обмурівках теплових установок залишають повітряні прошарки. Якщо ці прошарки герметичні, то процес перенесення теплоти між двома стінками можна розглядати як елементарний процес передачі теплоти шляхом теплопровідності. В цьому випадку тепловий потік визначається за співвідношенням:

$$Q = k_n \cdot F \cdot (t_{cm1} - t_{cb2}) = \frac{\lambda_{ек}}{\rho} \cdot F \cdot (t_{cm1} - t_{cm2}), \quad (2.96)$$

де  $k_n$  – коефіцієнт теплопередачі через прошарки шляхом контакту;

$\lambda_{ек}$  – еквівалентний коефіцієнт теплопровідності, для якого через прошарки передається той самий тепловий потік, що і в складному процесі теплопередачі. Якщо позначити відношення  $\lambda_{ек}/\lambda$  через  $\epsilon_k$ , то формули теплопередачі через прошарки мають вигляд

- для плоских прошарків

$$\begin{aligned}
 q &= \left( \varepsilon \frac{\lambda}{\rho} + \alpha_{np} \right) \cdot (t_{cm1} - t_{cm2}) = \\
 &= \varepsilon_x \frac{\lambda}{\rho} \cdot (t_{cm1} - t_{cm2}) + \varepsilon_n \cdot c_0 \cdot \left[ \left( \frac{T_{cm1}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{cm2}}{100} \right)^4 \right]
 \end{aligned}
 \tag{2.97}$$

- для циліндричних прошарків

$$q_l = \left( \frac{2 \cdot \pi \cdot \varepsilon_k \cdot \lambda}{\ln \frac{d_3}{d_6}} \right) \cdot (t_{cm1} - t_{cm2}) + \varepsilon_n \cdot c_0 \cdot \pi \cdot d_6 \cdot \left[ \left( \frac{T_{cm1}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{cm2}}{100} \right)^4 \right].
 \tag{2.98}$$

Якщо прошарок є лише частиною складної стінки, необхідно визначити ефективний коефіцієнт теплопровідності прошарків з урахуванням променистого теплообміну за формулами:

- для плоских прошарків

$$\lambda_{ef} = \varepsilon_x \cdot \lambda + \alpha_{np} \cdot \delta;
 \tag{2.99}$$

- для циліндричних прошарків

$$\lambda_{ef} = \varepsilon_x \cdot \lambda + 0,5 \cdot \alpha_{np} \cdot d_6 \cdot \ln \frac{d_3}{d_6},
 \tag{2.100}$$

де  $\alpha_{np}$  – променистий коефіцієнт тепловіддачі, Вт/м<sup>2</sup>К.

## 2.6.2 Завдання на практичне заняття

**Задача 2.34.** Визначити коефіцієнт теплопередачі у вертикальному трубчастому теплообміннику, який призначений для нагрівання  $30+N_{вар} \cdot 1,0$  т/год води від  $20+N_{вар} \cdot 0,01$  °С до  $95-N_{вар} \cdot 0,1$  °С. Швидкість води в латунних трубах діаметрами 14/12 мм і висотою  $2,45+N_{вар} \cdot 0,1$  м складає  $1,3+N_{вар} \cdot 0,01$  м/с. Труби обігріваються сухою насиченою парою з тиском  $0,128+N_{вар} \cdot 0,01$  МПа. Визначити також витрату пари. Поверхня нагріву теплообмінника складає  $18+N_{вар} \cdot 0,01$  м<sup>2</sup>.

**Задача 2.35.** В трубчастому підігрівнику повітря з витратою  $20+N_{вар} \cdot 0,1$  кг/с має підігріватись від  $30+N_{вар} \cdot 0,1$  °С до  $200+N_{вар} \cdot 3,0$  °С. Теплоносієм, що гріє, є

димові гази, які містять 12% CO<sub>2</sub> і 5% H<sub>2</sub>O за об'ємом. Гази з витратою  $20+N_{\text{вар}} \cdot 0,1$  кг/с і швидкістю  $8+N_{\text{вар}} \cdot 1,0$  м/с поперечно обтікають шаховий пучок труб з діаметрами 38/32 мм і кроками між трубами  $S_1 = 78$  мм і  $S_2 = 64$  мм. Повітря рухається в трубах зі швидкістю  $12+N_{\text{вар}} \cdot 1,0$  м/с. Температура газів на вході в повітропідігрівник складає  $320+N_{\text{вар}} \cdot 3,0$  °С, а тиск газів 100 кПа. Визначити коефіцієнт теплопередачі. Кількість рядів труб  $10+N_{\text{вар}} \cdot 1,0$ . Матеріал труб – сталь ( $\lambda = 45$  Вт/(м·К)).

**Задача 2.36.** В приміщенні з температурою  $20+N_{\text{вар}} \cdot 0,1$  °С прокладений сталевий трубопровід з діаметрами 219/210 мм, в якому зі швидкістю  $1+N_{\text{вар}} \cdot 0,01$  м/с тече вода з температурою  $110+N_{\text{вар}} \cdot 1,0$  °С. Температура внутрішньої стінки труби дорівнює  $120+N_{\text{вар}} \cdot 2,0$  °С. Коефіцієнт теплопровідності сталі 45 Вт/(м·К). Визначити товщину шару ізоляції із совеліту ( $\lambda_{\text{із}} = 0,1$  Вт/(м·К)) за умови, що температура зовнішньої стінки ізоляції не повинна перевищувати  $45+N_{\text{вар}} \cdot 0,01$  °С, а лінійні втрати теплоти – 60 Вт/м.

### 2.6.3 Приклади розв'язку завдань

**Задача 2.34.** Визначити коефіцієнт теплопередачі у вертикальному 4рубчастому теплообміннику, який призначений для нагрівання 30 т/год води від 20 °С до 95 °С. Швидкість води в латунних трубах діаметрами 14/12 мм і висотою 2,45 м складає 1,5 м/с. Труби обігрівуються сухою насиченою парою з тиском 0,128 МПа. Визначити також витрату пари. Поверхня нагріву теплообмінника складає 19,38 м<sup>2</sup>.

#### Розв'язування

Середня температура води

$$\bar{t}_e = \frac{t'_e + t''_e}{2} = \frac{20 + 95}{2} = 57,5 \text{ °С.}$$

Теплофізичні характеристики води для середньої температури [6-9] (таблиця 1.1):

$$\rho = 984 \text{ кг/м}^3; c_p = 4,187 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}; \lambda = 0,665 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)};$$

$$\nu = 0,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; Pr_B = 3,12.$$

Секундна витрата води

$$G_g = \frac{30}{3,6} = 8,333 \text{ кг/с.}$$

Теплова потужність теплообмінника

$$Q = G_g \cdot C_{pв} \cdot (t_g'' - t_g') = 8,333 \cdot 4,187 \cdot (95 - 20) = 2620 \text{ кВт.}$$

Параметри пари на лінії насичення [7-9]:

$$t_H = 107 \text{ }^\circ\text{C}; h = 2685 \text{ кДж/кг}; r = 2238 \text{ кДж/кг}; h' = 447 \text{ кДж/кг.}$$

Витрата грійної пари

$$G_n = \frac{Q}{h'' - h'} = \frac{2620}{2685 - 447} = 1,17 \text{ кг/с.}$$

Із таблиці 2.8 для температури  $t_H = 107 \text{ }^\circ\text{C}$  визначаємо комплекси:

$$A = 57,6 \text{ 1/м}; B = 6,7 \cdot 10^{-3} \text{ м/Вт.}$$

Температуру зовнішньої стінки труби в першому наближенні беремо рівною  $t_{3H} = 85 \text{ }^\circ\text{C}$ . Значення критерію Прандтля  $Pr_p = 1,7$  [6-9]:

Різниця температур в процесі конденсації пари

$$\Delta t_k = t_H - t_{3H} = 107 - 85 = 22 \text{ }^\circ\text{C.}$$

Приведена висота труб

$$Z = \Delta t_k \cdot H \cdot A = 22 \cdot 2,45 \cdot 57,6 = 3104,6.$$

Оскільки

$$z > z_{кр} = 2300,$$

то рух плівки конденсату змішаний, тоді

$$\begin{aligned} \text{Re} &= 1600 \cdot \left[ 1 + 0,625 \cdot \text{Pr}^{0,5} \cdot \left( \frac{Z}{2300} - 1 \right) \right]^{\frac{4}{3}} = \\ &= 1600 \cdot \left[ 1 + 0,625 \cdot 1,7^{0,5} \cdot \left( \frac{3104,6}{2300} - 1 \right) \right]^{\frac{4}{3}} = 2235,22. \end{aligned}$$

Коефіцієнт тепловіддачі в процесі конденсації пари

$$\alpha_k = \frac{\text{Re}}{\text{H} \cdot \text{B} \cdot \Delta t_k} = \frac{2235,22}{2,45 \cdot 6,7 \cdot 10^{-3} \cdot 22} = 6190 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Критерій Рейнольдса для потоку води в трубах

$$\text{Re} = \frac{w_g \cdot d_g}{\nu_g} = \frac{1,5 \cdot 0,012}{0,5 \cdot 10^{-6}} = 3,6 \cdot 10^4.$$

Температуру внутрішньої стінки труби в першому наближенні беремо рівною 83,6 °С. Критерій Прандтля для цієї температури згідно [6–9]:  $\text{Pr}_{cm} = 2$ .

Критерій Нуссельта

$$\begin{aligned} \overline{\text{Nu}} &= 0,023 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}_p^{0,43} \cdot \left( \frac{\text{Pr}_p}{\text{Pr}_{cm}} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_l = \\ &= 0,023 \cdot (3,6 \cdot 10^4)^{0,8} \cdot 3,12^{0,43} \cdot \left( \frac{3,12}{2} \right)^{0,25} \cdot 1 = 169,2. \end{aligned}$$

Коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої стінки труби до води, Вт/(м<sup>2</sup>К)

$$\alpha_g = \frac{\overline{\text{Nu}} \cdot \lambda}{d_g} = \frac{169,2 \cdot 0,665}{0,012} = 9376.$$

Коефіцієнт теплопровідності латуні [6–9]:  $\lambda_l = 104 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ .

Оскільки відношення діаметрів

$$d_3/d_B = 14/12 = 1,166,$$

тобто

$$d_3/d_B < 1,2,$$

то коефіцієнт теплопередачі можна визначати як для плоскої стінки:

$$k = \left( \frac{1}{\alpha_k} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{1}{\alpha_g} \right)^{-1} = \left( \frac{1}{6190} + \frac{1 \cdot 10^{-3}}{104} + \frac{1}{9376} \right)^{-1} = 3599 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Питомий тепловий потік

$$q = \frac{Q}{F} = \frac{2620}{19,38} = 165,2 \text{ кВт/м}^2.$$

Перевіряємо вибрані температури стінок труби

$$t_{zn} = t_n - \frac{q}{\alpha_k} = 107 - \frac{135,2 \cdot 10^3}{6190} = 85,15 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$t_{gn} = t_{zn} - q \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} = 85,15 - 135,2 \cdot 10^3 \cdot \frac{0,001}{104} = 83,86 \text{ }^\circ\text{C}.$$

**Задача 2.35.** В трубчастому підігрівнику повітря з витратою 21,5 кг/с має підігріватись від 30 °С до 260 °С. Теплоносієм, що гріє, є димові гази, які містять 12% CO<sub>2</sub> і 5% H<sub>2</sub>O за об'ємом. Гази з витратою 19,6 кг/с і швидкістю 8 м/с поперечно обтікають шаховий пучок труб з діаметрами 38/32 мм і кроками між трубами S<sub>1</sub> = 78 мм і S<sub>2</sub> = 64 мм. Повітря рухається в трубах зі швидкістю 1<sub>2</sub> м/с. Температура газів на вході в повітропідігрівник складає 380 °С, а тиск газів 100 кПа. Визначити коефіцієнт теплопередачі. Кількість рядів труб 10. Матеріал труб – сталь (λ = 45 Вт/(м·К)) .

### Розв'язування

Середня температура повітря

$$\bar{t}_n = 0,5(t'_n + t''_n) = 0,5(30 + 260) = 145 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Теплофізичні властивості повітря для середньої температури [6–9] (таблиця 1.2): ρ<sub>n</sub> = 0,844 кг/м<sup>3</sup>; C<sub>pn</sub> = 1,01 кДж/(кг·К); λ<sub>n</sub> = 0,0352 Вт/(м·К);

$$v_n = 28,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \text{Pr}_n = 0,684.$$

Теплова потужність повітряпідігрівника

$$Q = G_n \cdot C_{pn} \cdot (t''_n - t'_n) = 25,1 \cdot 1,01 \cdot (260 - 30) = 5000 \text{ кВт}.$$

Критерій Рейнольдса для потоку повітря

$$\text{Re}_n = \frac{w_n \cdot d_s}{v_n} = \frac{12 \cdot 0,032}{28,3 \cdot 10^{-6}} = 1,356 \cdot 10^4.$$

Критерії Нуссельта для повітря

$$\overline{\text{Nu}}_n = 0,021 \cdot \text{Re}_n^{0,8} \cdot \text{Pr}_n^{0,43} = 0,021 \cdot (1,356 \cdot 10^4)^{0,8} \cdot 0,684^{0,43} = 36,1.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої стінки труби до повітря

$$\overline{\alpha}_n = \frac{\overline{\text{Nu}}_n \cdot \lambda_n}{d_e} = \frac{36,1 \cdot 0,0352}{0,032} = 40 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Оскільки кінцева температура відхідних газів, їх середня температура та теплоємність невідомі беремо в першому наближенні  $t_2 = 160 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Середня температура газів,

$$\overline{t}_2 = 0,5(t'_2 + t''_2) = 0,5 \cdot (380 + 160) = 270 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Теплоємність газів для середньої температури із додатка Е:

$$C_{p2} = 1,1145 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}).$$

Середня теплоємність газів із рівняння теплового балансу

$$\overline{C}_{p2} = \frac{Q}{G_2 \cdot (t'_2 - t''_2)} = \frac{5000}{19,6 \cdot (380 - 160)} = 1,159 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}).$$

Оскільки розбіжність між значеннями  $C_{p2}$  перевищує 3%, уточнюємо розрахунки.

В другому наближенні беремо  $t_2 = 150 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Тоді  $\overline{t}_2 = 265 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $C_{p2} = 1,111 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ , а  $\overline{C}_{p2} = 1,113 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ .

Отже, подальших уточнень робити не потрібно.

Теплофізичні властивості газів для середньої температури  $\overline{t}_2 = 265 \text{ }^\circ\text{C}$  із [6–

$$9]: \lambda_2 = 0,045 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}); \nu_2 = 41,2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \text{Pr}_2 = 0,66.$$

Критерій Рейнольдса для потоку газів

$$\text{Re}_2 = \frac{w_2 \cdot d_{3H}}{\nu_2} = \frac{8 \cdot 0,038}{41,2 \cdot 10^{-6}} = 7378.$$

Оскільки  $103 < \text{Re} < 2 \cdot 10^5$ , то режим обтікання шахового пучка перехідний.

Відношення

$$S_1/S_2 = 74/68 = 1,22.$$

Поправочний коефіцієнт

$$\varepsilon_s = 1,221/6 = 1,033.$$



Критерій Нуссельта для газів

$$\overline{\text{Nu}}_z = 0,4 \cdot \text{Re}_z^{0,6} \cdot \text{Pr}_z^{0,33} \cdot \varepsilon_s = 0,4 \cdot 7378^{0,6} \cdot 0,66^{0,33} \cdot 1,033 = 75,3.$$

Коефіцієнт тепловіддачі до третього ряду

$$\overline{\alpha}_z = \frac{\overline{\text{Nu}}_z \cdot \lambda_z}{d_{3H}} = \frac{75,3 \cdot 0,045}{0,038} = 89 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Для однакової поверхні нагріву рядів середній коефіцієнт тепловіддачі буде

$$\overline{\alpha}_z = \frac{1}{z} \sum_{i=1}^z \alpha_i = \frac{1}{10} (0,6\alpha_{z3} + 0,7\alpha_{z3} + 8\alpha_{z3}) = 0,93 \cdot \alpha_{z3} = 0,93 \cdot 89 = 83 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Ефективна відстань в пучку труб за формулою

$$l = 0,9d_3 \cdot \left( \frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{d^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,038 \cdot \left( \frac{4}{3,14} \cdot \frac{0,078 \cdot 0,064}{0,038^2} - 1 \right) = 0,117 \text{ м}.$$

Добутки парціальних тисків газів на середню довжину відстані

$$P_{CO_2} \cdot l = 100 \cdot 0,12 \cdot 0,117 = 1,44 \text{ кПа} \cdot \text{м} \text{ або } 0,0144 \text{ м} \cdot \text{бар};$$

$$P_{H_2O} \cdot l = 100 \cdot 0,05 \cdot 0,117 = 0,585 \text{ кПа} \cdot \text{м} \text{ або } 0,00585 \text{ м} \cdot \text{бар}.$$

Ступінь чорноти газів із [1,2]:

$$\varepsilon_{CO_2} = 0,052; \varepsilon_{H_2O} = 0,105; \beta = 1,05.$$

Ступінь чорноти газів

$$\varepsilon_z = \varepsilon_{CO_2} + \beta \cdot \varepsilon_{H_2O} = 0,052 + 1,05 \cdot 0,105 = 0,162.$$

Орієнтовна середня температура стінки труби з боку газів

$$\overline{t}_{cm} = \frac{\overline{t}_z + \overline{t}_n}{2} = \frac{265 + 145}{2} = 205 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Абсолютні температури, К

$$T_{ст} = \overline{t}_{cm} + 273 = 205 + 273 = 478 \text{ К};$$

$$T_{г} = \overline{t}_z + 273 = 265 + 273 = 538 \text{ К}.$$

Питомий променистий тепловий потік

$$q_g = \varepsilon_2 \cdot C_0 \cdot \left[ \left( \frac{T_z}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{cm}}{100} \right)^4 \right] = 0,162 \cdot 5,7 \cdot \left[ \left( \frac{538}{100} \right)^4 - \left( \frac{478}{100} \right)^4 \right] = 292 \text{ Вт/м}^2.$$

Променистий коефіцієнт тепловіддачі від газів до зовнішньої стінки труби

$$\alpha_g = \frac{q_g}{t_z - t_{cm}} = \frac{292}{265 - 205} = 5 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Сумарний коефіцієнт тепловіддачі від газів

$$\alpha_g = \bar{\alpha}_z + \alpha_{np} = 83 + 5 = 88 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Оскільки

$$d_3/d_6 = 38/32 = 1,187,$$

тобто

$$d_3/d_6 < 1,2,$$

то коефіцієнт теплопередачі можна визначати як для плоскої стінки

$$K = \left( \frac{1}{\alpha_n} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{1}{\alpha_z} \right)^{-1} = \left( \frac{1}{89} + \frac{3 \cdot 10^{-3}}{45} + \frac{1}{88} \right)^{-1} = 44 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

**Задача 2.36.** В приміщенні з температурою 20 °С прокладений сталевий трубопровід з діаметрами 219/210 мм, в якому зі швидкістю 1 м/с тече вода з температурою 140 °С. Температура внутрішньої стінки труби дорівнює 135 °С. Коефіцієнт теплопровідності сталі 45 Вт/(м·К). Визначити товщину шару ізоляції із совеліту ( $\lambda_{iz} = 0,1$  Вт/(м·К)) за умови, що температура зовнішньої стінки ізоляції не повинна перевищувати 45 °С, а лінійні втрати теплоти – 60 Вт/м.

### Розв'язування

Орієнтовно значення коефіцієнта тепловіддачі до навколишнього повітря за формулою

$$\alpha_{нов} = 5,74 + 0,07 \cdot (t_{iz} - t_{нов}) = 5,74 + 0,07 \cdot (45 - 20) = 7,49 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Критичний діаметр теплової ізоляції

$$d_{кр} = \frac{2 \cdot \lambda_{із}}{\alpha_{нос}} = \frac{2 \cdot 0,1}{7,49} = 0,0267 \text{ м.}$$

Оскільки

$$d_{кр} < d_3 = 0,219 \text{ м,}$$

то ізоляція "працюватиме" ефективно.

Із таблиці 1.1 [6–9] визначаємо теплофізичні властивості води для температури 140 °С і критерій Прандтля для температури стінки:

$$\lambda_g = 0,685 \text{ Вт/(м·К); } \nu_g = 0,217 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с; } Pr_g = 1,26; Pr_{cm} = 1,36.$$

Критерій Рейнольдса для потоку води

$$Re = \frac{w_g \cdot d_g}{\nu_g} = \frac{1,0 \cdot 0,21}{0,217 \cdot 10^{-6}} = 9,677 \cdot 10^5.$$

Критерій Нуссельта

$$\begin{aligned} \overline{Nu} &= 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr_p^{0,43} \cdot \left( \frac{Pr_p}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} = \\ &= 0,021 \cdot (9,677 \cdot 10^5)^{0,8} \cdot 1,26^{0,43} \cdot \left( \frac{1,26}{1,36} \right)^{0,25} = 1372,9. \end{aligned}$$

Коефіцієнт тепловіддачі від води до внутрішньої стінки труби

$$\alpha_g = \frac{\overline{Nu} \cdot \lambda}{d_g} = \frac{1372,9 \cdot 0,685}{0,21} = 4478 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Необхідний термічний опір теплопередачі за умови заданої величини втрат

$$R_{lk} = \frac{t_g - t_{нос}}{q_l} = \frac{135 - 20}{60} = 1,92 \text{ м} \cdot \text{К/Вт.}$$

Лінійний термічний опір процесу тепловіддачі від води до внутрішньої стінки труби

$$R_{lg} = \frac{1}{\alpha_g \cdot \pi \cdot d_g} = \frac{1}{4478 \cdot 3,14 \cdot 0,21} = 3,39 \cdot 10^{-4} \text{ м} \cdot \text{К/Вт.}$$

Лінійний опір стінки труби

$$R_{lcm} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{cm}} \cdot \ln \frac{d_3}{d_g} = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 45} \cdot \ln \frac{219}{210} = 1,49 \cdot 10^{-4} \text{ м} \cdot \text{К/Вт.}$$

Лінійний опір тепловіддачі від стінки ізоляції до повітря

$$R_{\text{ноє}} = \frac{1}{\alpha_{\text{ноє}} \cdot \pi \cdot d_3} = \frac{1}{1,49 \cdot 3,14 \cdot 0,219} = 1,27 \text{ м} \cdot \text{К/Вт.}$$

Сумарний термічний опір без опору ізоляції

$$R_l = R_{l_6} + R_{l_{cm}} + R_{\text{ноє}} = 3,39 \cdot 10^{-4} + 1,49 \cdot 10^{-4} + 1,27 = 1,27 \text{ м} \cdot \text{К/Вт.}$$

Термічний опір шару ізоляції

$$R_{i3} = R_{l_k} - R_l = 1,92 - 1,27 = 0,65 \text{ м} \cdot \text{К/Вт.}$$

Зовнішній діаметр ізоляції

$$d_{i3} = d_3 \cdot \exp(2 \cdot \pi \cdot \lambda_{i3} \cdot R_{i3}) = 0,219 \cdot \exp(2 \cdot 3,14 \cdot 0,1 \cdot 0,65) \approx 0,33 \text{ м.}$$

Товщина ізоляції

$$\delta_{i3} = \frac{d_{i3} - d_3}{2} = \frac{0,33 - 0,219}{2} = 0,0555 \text{ м.}$$

або

$$\delta_{i3} = 55,5 \text{ мм.}$$

#### 5.6.4 Контрольні запитання

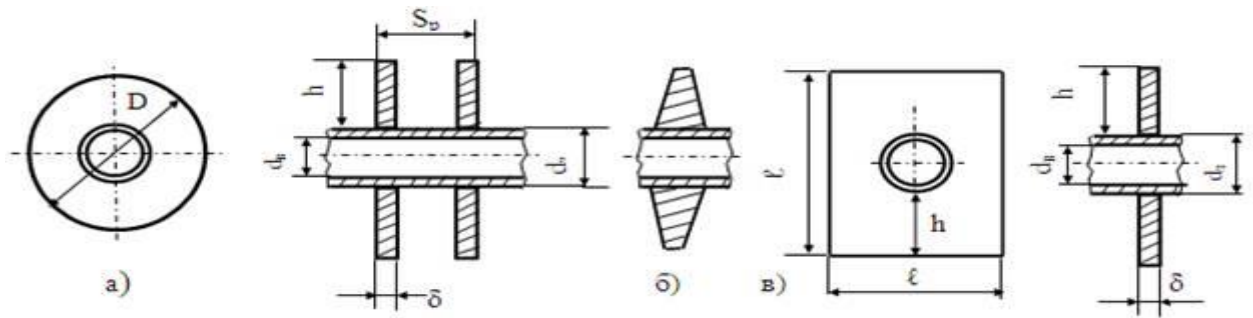
1. Проаналізувати поняття теплопередача.
2. Проаналізувати поняття конвективний теплообмін.
3. Проаналізувати як визначається величина питомого теплового потоку в разі теплопередачі для одношарової плоскої стінки.
4. Проаналізувати поняття термічний опір тепловіддачі.
5. Проаналізувати характер зміни температур в теплоносіях і стінці.
6. Проаналізувати що характеризує коефіцієнт теплопередачі.
7. Проаналізувати поняття коефіцієнт теплопередачі для багатошарової плоскої стінки.
8. Проаналізувати поняття коефіцієнт теплопередачі для одношарової циліндричної стінки.
9. Проаналізувати поняття коефіцієнт тонкостінна циліндрична стінка.
10. Проаналізувати навіщо потрібна на стінці шар ізоляції.

11. Обґрунтувати застосування матеріалів для ізоляції.
12. Проаналізувати рівняння конвективного теплообміну від шару ізоляції в довкілля для плоскої та циліндричної поверхні.
13. Проаналізувати поняття критичний діаметр ізоляції.
14. Проаналізувати формулу теплопередачі для плоских прошарків.
15. Проаналізувати формулу теплопередачі для циліндричних прошарків.
16. Проаналізувати ефективний коефіцієнт теплопровідності прошарків з урахуванням променистого теплообміну за формулами для плоских прошарків/
17. Проаналізувати ефективний коефіцієнт теплопровідності прошарків з урахуванням променистого теплообміну за формулами для циліндричних прошарків.

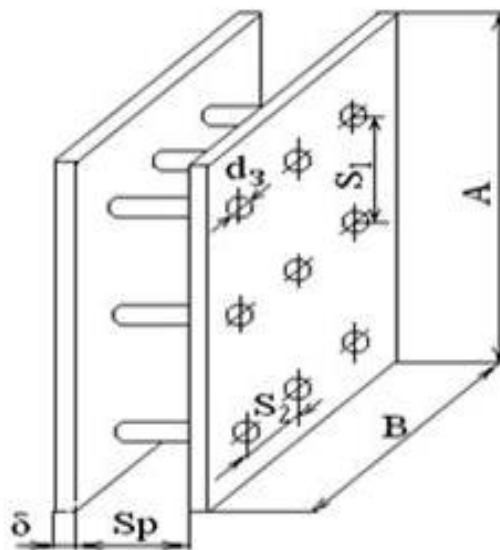
## **2.7 Теплопередача при наявності оребрених поверхонь**

### **2.7.1 Теоретичні відомості**

Матеріал викладено за авторами [1–6]. Оребрення поверхонь теплообміну застосовується для вирівнювання термічних опорів та інтенсифікації процесів теплопередачі в цілому. Оребрення здійснюють з боку теплоносія з меншим значенням коефіцієнта тепловіддачі. Виготовляються оребрені поверхні різними способами. В одних випадках вони є суцільною відливкою з чавуну, в інших – ребра виготовляються окремо, а потім приєднуються до відповідної гладенької поверхні. В останньому випадку ребра можна виготовляти із більш легкого матеріалу з високою теплопровідністю. Щільний контакт між стінкою і ребрами здійснюється шляхом насадження ребер у гарячому стані з наступним припаюванням. Площина ребра, як правило, має бути спрямована за рухом теплоносія, а в разі вільної конвекції – вертикально. Ребра можуть мати плоский або трапецієподібний профіль і бути круглої, квадратної, прямокутної або трикутної форми (рисунок 2.8). Для пучків труб застосовують також суцільне пластинчасте оребрення (рисунок 2.9).



**Рисунок 2.8 – Труби з ребренням: а) – круглі ребра;  
б) – трикутні ребра в) – квадратні ребра**



**Рисунок 2.9 –Пластинчасте ребрення коридорного пучка труб**

Характеристики поверхонь з круглими ребрами на один погонний метр труби

Для круглих ребер використовують умовну висоту ребра

$$h' = h \cdot \left( 1 + 0,35 \cdot \ln \frac{D}{d_3} \right). \quad (2.101)$$

Внутрішня поверхня труб

$$F_{вн} = \pi \cdot d_i \cdot 1 = \pi \cdot d_i. \quad (2.102)$$

Зовнішня поверхня без ребер

$$F_3 = \pi \cdot d \cdot 1 \quad (2.103)$$

Поверхня ребер

$$F_p = \frac{\pi \cdot (0,5 \cdot (D^2 - d_3^2) + D \cdot \delta)}{S_p}. \quad (2.104)$$

Поверхня міжреберних ділянок

$$F_{mp} = \frac{\pi \cdot d_3 \cdot (S_p - \delta)}{S_p}. \quad (2.105)$$

Повна площа оребреної поверхні

$$F_{op} = F_p + F_{mp}. \quad (2.106)$$

Коефіцієнт оребрення

$$\beta = \frac{F_{op}}{F_{вн}}. \quad (2.107)$$

ступінь зовнішнього оребрення

$$\varphi = \frac{F_{op}}{F_{mp}}. \quad (2.108)$$

Ступінь зовнішнього оребрення, що віднесений до поверхні міжреберних ділянок

$$\varphi' = \frac{F_{op}}{F_{mp}}. \quad (2.109)$$

Визначальний розмір в критеріях подібності

$$l_0 = \frac{d_3}{\varphi' \cdot \left(1 - \frac{1}{\varphi'}\right) \cdot 0,785 (D^2 - d_3^2)^{0,5}}. \quad (2.110)$$

Показник степеню критерію Рейнольдса

$$n = 0,6 \cdot \varphi^{0,07}. \quad (2.111)$$

Параметр

$$m = \left(\frac{2 \cdot \alpha_0}{\lambda \cdot \delta}\right)^{0,5}. \quad (2.112)$$

Коефіцієнт ефективності ребра

$$E = \frac{th(mh')}{(mh')}. \quad (2.113)$$

Для визначення гіперболічного тангенсу можна скористатись залежністю, що показана на рисунок 2.10.

Коефіцієнт, який враховує нерівномірність тепловіддачі по висоті ребра

$$\psi = 1 - 0,058 \cdot mh'. \quad (2.114)$$

Коефіцієнт тепловіддачі оребреного пучка труб, приведений до повної (зовнішньої) поверхні труби

$$\alpha_{np} = \frac{\alpha_0}{F_{op} \cdot (F_p \cdot E \cdot \psi + F_{mp})}. \quad (2.115)$$

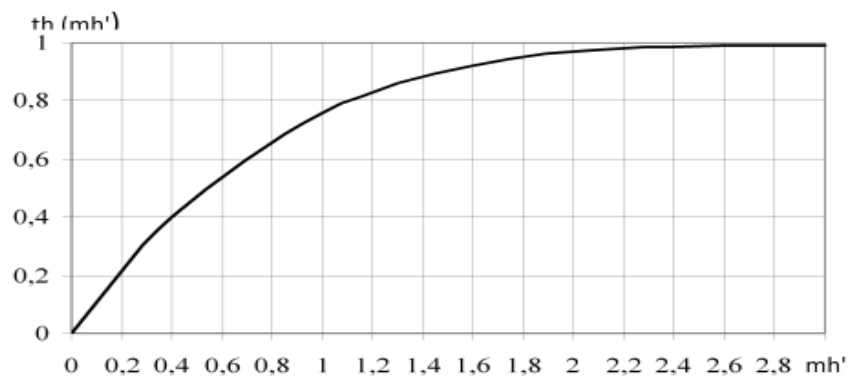


Рисунок 8.3 – Значення th(mh')

**Рисунок 2.10 – Значення  $th(mh')$**

В формулах (2.112) і (2.115)  $\alpha_0$  – коефіцієнт тепловіддачі неорєбреної (гладкої) поверхні.

Для прямокутних ребер площа їх поверхні складає, м<sup>2</sup>

$$A = \frac{2 \cdot (A \cdot B - 0,785 \cdot d_3^2 + 2 \cdot (A + B) \cdot \delta)}{S_p}, \quad (2.116)$$

а умовна висота ребра дорівнює, м

$$h' = 0,5 \cdot d_3 \cdot (\rho - 1) \cdot (1 + 0,805 \cdot \lg \rho), \quad (2.117)$$

де  $\rho$



$$\rho = \frac{B}{A} \cdot \left( \frac{A}{B} - 2 \right)^{0,5};$$

де А і В – більша і менша сторони прямокутника, відповідно, м.

Для суцільного пластинчастого оребрення пучків труб (рисунок 2.9) умовною висотою ребра є величини

$$h' = \frac{d_3 \cdot (\rho_0 - 1) \cdot (1 + 0,35 \cdot \ln \rho_0)}{2}, \quad (2.118)$$

де

$$\rho_0 = \frac{1,15 \cdot S_1}{d_3}.$$

Коефіцієнт оребрення

$$\beta = \frac{2 \cdot (S_1 S_2 - 0,785 \cdot d_3^2) + \pi \cdot d_3 \cdot (S_p - \delta)}{\pi \cdot d_3 \cdot S_p}. \quad (2.119)$$

Еквівалентний діаметр для течії теплоносія

$$d_e = \frac{2 \cdot (S_1 - d_3) \cdot (S_p - \delta)}{(S_1 - d_3) + (S_p - \delta)}. \quad (2.120)$$

Ступінь оребрення

$$\varphi' = \frac{2 \cdot (S_1 \cdot S_2 - 0,785 \cdot d_3^2) + \pi \cdot d_3 \cdot (S_p - \delta)}{\pi \cdot d_3 \cdot (S_p - \delta)}. \quad (2.121)$$

Площа внутрішньої поверхні

$$F_{вн} = \pi \cdot d_3 \cdot (S_p + \delta) \cdot n \cdot z, \quad (2.122)$$

де  $n$  і  $z$  – кількість труб і пластин, відповідно.

Коефіцієнт ефективності оребреної поверхні

$$E_{op} = 0,75 \cdot E + \frac{1 - 0,75 \cdot E}{\varphi'}. \quad (2.123)$$

Площа оребреної поверхні

$$F_{op} = F_{вн} \cdot \beta. \quad (2.124)$$

Для поверхонь із суцільно пластинчастим оребренням критеріальне рівняння теплообміну можна записати у вигляді [1]

$$\text{Nu}_{de} = 0,11 \cdot \sigma_p^{0,4} \cdot \text{Re}^{0,62} \cdot \text{Pr}^{0,33}, \quad (2.125)$$

де  $\sigma_p$  – характерний параметр оребрення.

$$\sigma_p = \frac{S_1 \cdot S_p \cdot \beta \cdot \delta_p}{d_e \cdot d_{3n}^2}.$$

Для визначення середнього коефіцієнта тепловіддачі в разі обтікання пучків оребрених труб застосовують узагальнене критеріальне рівняння [1]

$$\text{Nu}_d = 0,2 \cdot \text{Re}^n \cdot \text{Pr}^{0,33} \cdot \varphi^{-0,7} \cdot C_s \cdot C_z. \quad (2.126)$$

Тут показник ступеня  $n$  визначається за (2.111), а поправкові коефіцієнти  $C_s$  і  $C_z$  із таблиць [1,2].

Визначальним лінійним розміром в критеріях (2.126) є величина

$$l^* = F_{mp} \cdot \frac{d_3}{F} + \frac{F_p}{F} \cdot \sqrt{0,785 \cdot (D^2 - d_3^2)}, \quad (2.127)$$

де значення  $F_p$ ,  $F_{mp}$ ,  $F$  визначаються за формулами (2.103) – (2.105).

## 2.7.2 Завдання на практичне заняття

**Задача 2.37.** Опалювальний прилад являє собою змійовик із горизонтальних труб діаметрами 44/40 мм, на які насаджені круглі сталеві ребра висотою  $20 + N_{\text{вар}} \cdot 0,01$  мм і товщиною 0,5 мм. Крок між трубами становить  $180 + N_{\text{вар}} \cdot 0,1$  мм, а крок між ребрами –  $10 + N_{\text{вар}} \cdot 0,01$  мм. В сталевих трубах тече вода зі швидкістю  $0,5 + N_{\text{вар}} \cdot 0,1$  м/с, яка охолоджується від  $60 + N_{\text{вар}} \cdot 0,1$  до  $40 + N_{\text{вар}} \cdot 0,05$  °С. Визначити коефіцієнт теплопередачі, віднесений до зовнішньої поверхні за умови, що температура повітря в приміщенні  $20 + N_{\text{вар}} \cdot 0,1$  °С.

**Задача 2.38.** Повітропідігрівник (ПП) виготовлений із мідних труб діаметрами 12/11 мм і є пучоком з коридорним розташуванням труб, на який насаджені суцільні пластинчасті ребра із алюмінію товщиною  $0,3 + N_{\text{вар}} \cdot 0,01$  мм.

Крок між ребрами  $S_p = 2,5 + N_{\text{вар}} \cdot 0,01$  мм, кроки між трубами  $S_1 = S_2 = 30 + N_{\text{вар}} \cdot 0,1$  мм (рисунок 2.9). Потужність ПП становить  $20 + N_{\text{вар}} \cdot 0,1$  кВт. В трубах тече гаряча вода, яка охолоджується від  $75 + N_{\text{вар}} \cdot 0,01$  °С до  $50 + N_{\text{вар}} \cdot 0,01$  °С. Повітря з початковою температурою  $20 + N_{\text{вар}} \cdot 0,1$  °С і швидкістю  $6 + N_{\text{вар}} \cdot 0,1$  м/с поперечно обтікає пучки труб. Визначити коефіцієнт теплопередачі, віднесений до внутрішньої поверхні, якщо швидкість води в трубах дорівнює  $0,5 + N_{\text{вар}} \cdot 0,1$  м/с, а повітря підігрівається до  $5 + N_{\text{вар}} \cdot 0,1$  °С.

### 2.7.3 Приклади розв'язку завдань

**Задача 2.37.** Опалювальний прилад являє собою змійовик із горизонтальних труб діаметрами 44/40 мм, на які насаджені круглі сталеві ребра висотою 20 мм і товщиною 0,5 мм. Крок між трубами становить 180 мм, а крок між ребрами – 10 мм. В сталевих трубах тече вода зі швидкістю 0,5 м/с, яка охолоджується від 60 до 40 °С. Визначити коефіцієнт теплопередачі, віднесений до зовнішньої поверхні за умови, що температура повітря в приміщенні 20 °С.

#### Розв'язування.

Середня температура води, що гріє

$$\bar{t}_e = \frac{t'_e + t''_e}{2} = \frac{60 + 40}{2} = 50 \text{ °С.}$$

Теплофізичні властивості води для середньої температури води із до [6–9] (таблиця 1.1):  $\rho_e = 987,7$  кг/м<sup>3</sup>;  $c_{p_e} = 4,176$  кДж/(кг·К);  $\lambda_e = 0,6465$  Вт/(м·К);  $\nu_e = 0,5685 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с;  $Pr_e = 3,645$ .

Різниця температур між водою та повітрям, °С :

– більша

$$\Delta t_o = t''_e - t'_e = 60 - 20 = 40;$$

– менша

$$\Delta t_{.m} = t''_e - t''_{ng} = 40 - 20 = 20.$$

Середньологарифмічний температурний напір

$$\overline{\Delta t} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{.m}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{.m}}} = \frac{40 - 20}{\ln \frac{40}{20}} = 29 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Орієнтовно середню температуру стінки труби приймаємо рівною 30 °C

$$t_{cm} = \frac{\Delta t_{.m} + \Delta t_{\delta}}{2} = \frac{40 + 20}{2} = 30 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Критерій Прандтля води для температури стінки :

$$\text{Pr}_{cm} = 5,665.$$

Критерій Рейнольдса для потоку води

$$\text{Re}_e = \frac{w_e \cdot d_e}{\nu_e} = \frac{0,5 \cdot 0,04}{0,685 \cdot 10^{-6}} = 3,518 \cdot 10^4.$$

Критерій Нуссельта для води

$$\begin{aligned} \overline{\text{Nu}}_e &= 0,023 \cdot \text{Re}_e^{0,8} \cdot \text{Pr}_e^{0,43} \cdot \left( \frac{\text{Pr}_e}{\text{Pr}_{cm}} \right)^{0,25} = \\ &= 0,023 \cdot (3,518 \cdot 10^4)^{0,8} \cdot 3,645^{0,43} \cdot \left( \frac{3,645}{5,665} \right)^{0,25} = 142,2. \end{aligned}$$

Коефіцієнт тепловіддачі від води до внутрішньої стінки труби

$$\overline{\alpha}_e = \frac{\overline{\text{Nu}}_e \cdot \lambda_e}{d_e} = \frac{142,2 \cdot 0,6465}{0,04} = 2298 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Коефіцієнт об'ємного розширення повітря

$$\beta = \frac{1}{T} = \frac{1}{293} = 3,41 \cdot 10^{-3} \text{ 1/К}.$$

Теплофізичні властивості повітря [6–9] (таблиця 1.2):

$$\lambda_n = 0,02675 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}); \nu_n = 15,08 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \text{Pr}_n = 0,703.$$

Температуру зовнішньої стінки труби орієнтовно приймаємо 25 оС.

Критерій Грасгофа, віднесений до зовнішньої поверхні труб

$$\text{Gr} = \frac{g \cdot \beta \cdot (t_{cm} - t_n) \cdot d_{zn}^3}{\nu_n^2} = \frac{9,81 \cdot 3,41 \cdot 10^{-3} \cdot (25 - 20) \cdot 0,044^3}{(15,08 \cdot 10^{-6})^2} = 6,26 \cdot 10^4.$$

Критерій Нуссельта

$$\text{Nu}_d = 0,5(\text{Gr} \cdot \text{Pr}_n)^{0,25} = 0,5 \cdot (6,26 \cdot 10^4 \cdot 0,703)^{0,25} = 7,8.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні труб

$$\bar{\alpha}_d = \frac{\bar{\text{Nu}}_d \cdot \lambda_n}{d_g} = \frac{7,8 \cdot 0,02675}{0,044} = 4,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Умовна висота ребра

$$h' = h \cdot \left(1 + 0,35 \cdot \ln \frac{D}{d_3}\right) = 0,02 \cdot \left(1 + 0,35 \cdot \ln \frac{0,084}{0,044}\right) = 0,0245 \text{ м.}$$

Коефіцієнт

$$m = \left(\frac{2 \cdot \alpha_d}{\lambda_p \cdot \delta_p}\right)^{0,5} = \left(\frac{2 \cdot 4,56}{0,0005 \cdot 45}\right)^{0,5} = 20,13 \text{ 1/м.}$$

Добуток

$$mh' = 20,13 \cdot 0,0245 = 0,493.$$

Коефіцієнт, який враховує нерівномірність тепловіддачі по висоті ребра

$$\psi = 1 - 0,058 \cdot mh' = 1 - 0,058 \cdot 0,493 = 0,97.$$

Коефіцієнт ефективності погонного метра труби

$$E = \frac{th(mh')}{(mh')} = \frac{0,458}{0,493} = 0,93.$$

Характеристики одного погонного метра оребрених труб.

Площа внутрішньої поверхні

$$F_{вн} = \pi \cdot d_g \cdot l = 3,14 \cdot 0,04 \cdot 1 = 0,1256 \text{ м}^2/\text{м.}$$

Площа зовнішньої поверхні

$$F_{зн} = \pi \cdot d_3 \cdot l = 3,14 \cdot 0,044 \cdot 1 = 0,13816 \text{ м}^2/\text{м.}$$

Площа ребер

$$F_p = \frac{\pi \cdot [0,5 \cdot (D^2 - d_3^2) + D \cdot \delta]}{S_p} =$$

$$= \frac{3,14 \cdot [0,5 \cdot (0,084^2 - 0,044^2) + 0,084 \cdot 0,0005]}{0,01} = 0,817 \text{ м}^2/\text{м}.$$

Площа поверхні міжреберних ділянок

$$F_{mp} = \frac{\pi \cdot d_3 \cdot (S_p - \delta)}{S_p} = \frac{3,14 \cdot 0,044 \cdot (0,01 - 0,0005)}{0,01} = 0,131 \text{ м}^2/\text{м}.$$

Площа оребреної поверхні

$$F_{op} = F_p + F_{mp} = 0,817 + 0,131 = 0,948 \text{ м}^2/\text{м}.$$

Коефіцієнт оребрення

$$\beta = \frac{F_{op}}{F_{зн}} = \frac{0,948}{0,13816} = 6,86.$$

Коефіцієнт тепловіддачі, приведений до зовнішньої поверхні, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$\alpha_{пр.зн} = \frac{\alpha_0}{F_{op} \cdot (F_p \cdot E \cdot \psi + F_{mp})} = \frac{4,7}{0,948 \cdot (0,817 \cdot 0,93 \cdot 0,97 + 0,131)} = 5,7$$

Коефіцієнт теплопередачі Вт/(м<sup>2</sup>·К),

$$K = \left( \frac{1}{\alpha_B} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} \cdot \frac{F_{зн}}{F_{вн}} + \frac{1}{\alpha_{пр.зн}} \right) = \left( \frac{1}{2298} + \frac{2 \cdot 10^{-3}}{45} \cdot \frac{0,13816}{1,01256} + \frac{1}{5,7} \right) = 4,5$$

**Задача 2.38.** Повітропідігрівник (ПП) виготовлений із мідних труб діаметрами 12/11 мм і являє собою пучок з коридорним розташуванням труб, на який насаджені суцільні пластинчасті ребра із алюмінію товщиною 0,3 мм. Крок між ребрами  $S_p = 2,5$  мм, кроки між трубами  $S_1 = S_2 = 30$  мм (рисунок 2.9). Потужність ПП становить 20 кВт. В трубах тече гаряча вода, яка охолоджується від 80 °С до 60 °С. Повітря з початковою температурою 20 оС і швидкістю 6 м/с поперечно обтікає пучки труб. Визначити коефіцієнт теплопередачі, віднесений до внутрішньої поверхні, якщо швидкість води в трубах дорівнює 0,65 м/с, а повітря підігрівається до 40 °С.

**Розв'язування.**

Середня температура води

$$\bar{t}_g = \frac{t'_g + t''_g}{2} = \frac{80 + 60}{2} = 70 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Теплофізичні властивості води для середньої температури [6–9] (таблиця 1.1):

$$c_{pg} = 4,1865 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К}); \lambda_g = 0,666 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К}); \nu_g = 0,421 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \text{Pr}_g = 2,1.$$

Різниця температур між водою і повітрям:

– більша

$$\Delta t_{\bar{o}} = t''_g - t'_{ng} = 80 + 20 = 60 \text{ } ^\circ\text{C};$$

– менша

$$\Delta t_{\bar{m}} = t'_g - t''_{ng} = 60 - 40 = 20 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Середньологарифмічний температурний напір

$$\bar{\Delta t} = \frac{\Delta t_{\bar{o}} - \Delta t_{\bar{m}}}{\ln \frac{\Delta t_{\bar{o}}}{\Delta t_{\bar{m}}}} = \frac{60 - 20}{\ln \frac{60}{20}} = 36,4 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Орієнтовна середня температура стінки труб

$$\bar{t}_{cm} = \frac{\Delta t_{\bar{m}} + \Delta t_{\bar{o}}}{2} = \frac{60 + 20}{2} = 40 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Критерій Прандтля води для 40 °С (таблиця 1.1):  $\text{Pr}_{cm} = 4,31$ .

Критерій Рейнольдса для потоку води

$$\text{Re}_g = \frac{w_g \cdot d_g}{\nu_g} = \frac{0,65 \cdot 0,011}{0,421 \cdot 10^{-6}} = 1,696 \cdot 10^4.$$

Критерій Нуссельта для води

$$\begin{aligned} \bar{\text{Nu}}_g &= 0,023 \cdot \text{Re}_g^{0,8} \cdot \text{Pr}_g^{0,43} \cdot \left( \frac{\text{Pr}_g}{\text{Pr}_{cm}} \right)^{0,25} = \\ &= 0,023 \cdot (1,696 \cdot 10^4)^{0,8} \cdot 3,645^{0,43} \cdot \left( \frac{2,41}{4,31} \right)^{0,25} = 64,1. \end{aligned}$$

Коефіцієнт тепловіддачі від води до внутрішньої стінки труби

$$\bar{\alpha}_e = \frac{\overline{\text{Nu}}_e \cdot \lambda_e}{d_e} = \frac{64,1 \cdot 0,666}{0,011} = 3882 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Середня температура повітря

$$\bar{t}_n = \frac{t'_n + t''_n}{2} = \frac{20 + 40}{2} = 30 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Теплофізичні параметри повітря для середньої температури (таблиця 1.2):

$$\rho_n = 1,165 \text{ кг}/\text{м}^3; c_{pn} = 1,005 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}); \nu_n = 16 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с};$$

$$\lambda_n = 0,02757 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}); \text{Pr}_e = 0,701.$$

Коефіцієнт оребрення за формулою (8.19)

$$\begin{aligned} \beta &= \frac{2 \cdot (S_1 S_2 - 0,785 \cdot d_3^2) + \pi \cdot d_3 \cdot (S_p - \delta)}{\pi \cdot d_3 \cdot S_p} = \\ &= \frac{2 \cdot (30 \cdot 30 - 0,785 \cdot 12^2) + 3,14 \cdot 12 \cdot (2,5 - 0,3)}{3,14 \cdot 12 \cdot 2,5} = 20,3. \end{aligned}$$

Еквівалентний діаметр за формулою (8.20)

$$d_e = \frac{2 \cdot (S_1 - d_3) \cdot (S_p - \delta)}{(S_1 - d_3) + (S_p - \delta)} = \frac{2 \cdot (30 - 12) \cdot (2,5 - 0,3)}{(30 - 12) + (2,5 - 0,3)} = 4 \text{ мм}.$$

Критерій Рейнольдса для потоку повітря

$$\text{Re}_n = \frac{w_n \cdot d_e}{\nu_n} = \frac{6 \cdot 0,004}{16 \cdot 10^{-4}} = 1,5 \cdot 10^3.$$

Параметр оребрення

$$\sigma_p = \frac{S_1 \cdot S_p \cdot \beta \cdot \delta_p}{d_e \cdot d_{3н}^2} = \frac{30 \cdot 2,5 \cdot 20,3 \cdot 0,3}{4 \cdot 12^2} = 0,793.$$

Критерій Нуссельта за формулою (8.25)

$$\overline{\text{Nu}}_n = 0,11 \cdot \sigma_p^{0,4} \cdot \text{Re}^{0,62} \cdot \text{Pr}^{0,33} = 0,11 \cdot 0,793^{0,4} \cdot 1500^{0,62} \cdot 0,701^{0,33} = 8,3.$$

Коефіцієнт тепловіддачі до повітря

$$\bar{\alpha}_n = \frac{\overline{\text{Nu}}_n \cdot \lambda_n}{d_e} = \frac{8,3 \cdot 0,02757}{0,004} = 57 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Характеристика для суцільних ребер



$$\rho_0 = 1,15 \cdot \frac{S_1}{d_3} = 1,15 \cdot \frac{30}{12} = 2,875.$$

Умовна висота ребра за формулою (8.18)

$$h' = \frac{d_3 \cdot (\rho_0 - 1) \cdot (1 + 0,35 \cdot \ln \rho_0)}{2} = \frac{12 \cdot (2,875 - 1) \cdot (1 + 0,35 \cdot \ln 2,875)}{2} = 15,4 \text{ мм.}$$

Параметр

$$m = \left( \frac{2 \cdot \alpha_n}{\lambda \cdot \delta} \right)^{0,5} = \left( \frac{2 \cdot 64,365}{204 \cdot 0,0003} \right)^{0,5} = 45,86.$$

Добуток

$$mh' = 45,86 \cdot 0,0154 = 0,706.$$

Згідно рисунку 2.3

$$\text{th}(m \cdot h') = 0,62.$$

Коефіцієнт ефективності ребра

$$E = \frac{\text{th}(mh')}{(mh')} = \frac{0,62}{0,706} = 0,877.$$

Ступінь оребрення за формулою (2.21)

$$\begin{aligned} \varphi' &= \frac{2 \cdot (S_1 \cdot S_2 - 0,785 \cdot d_3^2) + \pi \cdot d_3 \cdot (S_p - \delta)}{\pi \cdot d_3 \cdot (S_p - \delta)} = \\ &= \frac{2 \cdot (30 \cdot 30 - 0,785 \cdot 12^2) + 3,14 \cdot 12 \cdot (2,5 - 0,3)}{3,14 \cdot 12 \cdot (2,5 - 0,3)} = 19,97. \end{aligned}$$

Коефіцієнт ефективності оребреної поверхні

$$E_{op} = \frac{0,75 \cdot E + (1 - 0,75 \cdot E)}{\varphi'} = \frac{0,75 \cdot 0,877 + (1 - 0,75 \cdot 0,877)}{19,97} = 0,675.$$

Приведений коефіцієнт тепловіддачі від повітря до стінки труби

$$\alpha_{np} = \alpha_n \cdot E_{op} \cdot \beta = 54 \cdot 0,675 \cdot 20,3 = 781 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Коефіцієнт теплопередачі, віднесений до внутрішньої поверхні

$$K = \left( \frac{1}{\alpha_s} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{1}{\alpha_{np.3}} \right)^{-1} = \left( \frac{1}{3882} + \frac{1 \cdot 10^{-3}}{204} + \frac{1}{785} \right)^{-1} = 653 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

### 2.7.4 Контрольні запитання

1. Обґрунтувати необхідність використання оребрення поверхонь теплообміну.
2. Проаналізувати місця, де застосовується оребрення поверхонь теплообміну.
3. Проаналізувати з яких матеріалів виготовляються оребрені поверхні.
4. Проаналізувати види оребрення труб.
5. Проаналізувати поняття умовна висота ребра.
6. Проаналізувати поняття зовнішня поверхня без ребер.
7. Проаналізувати поняття поверхня ребер.
8. Проаналізувати поняття поверхня міжреберних ділянок.
9. Проаналізувати поняття повна площа оребрені поверхні.
10. Проаналізувати поняття коефіцієнт оребрення.
11. Проаналізувати поняття коефіцієнт ефективності ребра.
12. Проаналізувати поняття коефіцієнт тепловіддачі оребреного пучка труб.
13. Проаналізувати поняття середній коефіцієнт тепловіддачі в разі обтікання пучків оребрених труб.

### 2.8 Перелік посилань

1. Корнієнко Я.М. Процеси та обладнання хімічної технології: підруч. У 2 ч. Ч.1 / Я.М. Корнієнко, Ю.Ю. Лукач, І.О. Мікульонок та ін. – К.: НТУУ «КПІ», 2011. – 300 с.
2. Основні залежності та приклади розрахунків теплообмінних апаратів [Електронний ресурс]: навчальний посібник для студентів, які навчаються за напрямком „Машинобудування” спеціальність "Обладнання хімічних виробництв та підприємств будівельних матеріалів"/ НТУУ „КПІ” - Електронні текстові дані (1

файл: 2,50 Мбайт). – Київ : НТУУ «КПІ», 2011. - Назва з екрана <http://library.kpi.ua:8080/handle/123456789/697> від 15.02.2011 р.

3. Процеси та обладнання хімічної технології: Теплові процеси: Розрахункова робота [Електронний ресурс] : навч. посіб. для студ. спеціальності 133 Галузеве машинобудування, освітньої професійна програма бакалаврів «Комп'ютерно-інтегровані технології проектування обладнання хімічної інженерії» / КПІ ім. Ігоря Сікорського; уклад.: Швед М.П., Степанюк А.Р., Швед Д.М. – Електронні текстові данні (1 файл: 3,71 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2022. – 266 с. Реєстр № 22/23-338

4. Процеси та апарати хімічних виробництв: Практикум Процеси та апарати хімічних виробництв: Практикум [Електронний ресурс] : навч. посіб. для студ. спеціальності 161 «Хімічні технології переробки деревини та рослинної сировини», освітня програма "Хімічні технології переробки деревини та рослинної сировини" / КПІ ім. Ігоря Сікорського; уклад.: Б.І. Дуда, А.Р. Степанюк, С.В. Гулієнко, Р.В. Кичак, Я.Г. Гоцький – Електронні текстові данні (1 файл: 2,62 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020. – 116 с. Гриф надано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського (протокол № 8 від 09.04.2020 р.) за поданням Вченої ради інженерно-хімічного факультету (протокол № 2 від 24.02.2020 р.) URI <https://ela.kpi.ua/handle/123456789/33839>

5. Обладнання хімічних виробництв: конспект лекцій [Електронний ресурс] : навчальний посібник для студентів, які навчаються за спеціальністю 151 Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології, освітня програма «Технічні та програмні засоби автоматизації» / КПІ ім. Ігоря Сікорського ; уклад.: Швед М. П., Степанюк А. Р., Гусарова О. В., Швед Д. М. – Електронні текстові данні (1 файл: 3,71 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2023. – 181 с. – Назва з екрана. URI (Уніфікований ідентифікатор ресурсу): <https://ela.kpi.ua/handle/123456789/54632>

6. Perry's Chemical Engineers' Handbook (1997). New York. McGraw-Hill

7. Poling, B. E.; Prausnitz, J. M.; O'Connell, J. P. (2001). The Properties of Gases and Liquids. 5th edition, New York. McGraw-Hill.

8. Yaws C. L. (2015). *The Yaws Handbook of Vapor Pressure Antoine Coefficients*. Amsterdam. Elsevier
9. Yaws C. L. (2014). *Thermophysical Properties of Chemicals and Hydrocarbons*. Second Edition. Amsterdam. Elsevier
10. Pop I., Ingham D. B. (2001). *Convective Heat Transfer Mathematical and Computational Modelling of Viscous Fluids and Porous Media*. Amsterdam. Pergamon
11. Duroudier J.P. (2016). *Heat Transfer in the Chemical, Food and Pharmaceutical Industries*. Oxford. Elsevier
12. Serth R.W. (2007). *Process Heat Transfer Principles and Applications*. Amsterdam. Elsevier
13. Modest M. F., Mazumder S. (2022). *Radiative Heat Transfer*. Fourth Edition. London. Academic Press

### РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ

#### ПЕРЕЛІК ОСНОВНИХ УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ ТА СИМВОЛІВ

- $a$  – коефіцієнт температуропровідності,  $\text{м}^2/\text{с}$
- $b$  – ширина каналу,  $\text{м}$
- $c$  – теплоємність,  $\text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$
- $d_{\text{вн}}$  – внутрішній діаметри циліндричної поверхні (труби),  $\text{м}$
- $d_3$  – зовнішній діаметри циліндричної поверхні (труби),  $\text{м}$
- $d_e$  – еквівалентний діаметр,  $\text{м}$
- $D$  – діаметр апарата,  $\text{м}$
- $f$  – площа поперечного перерізу потоку,  $\text{м}^2$
- $F$  – площа поверхні теплообміну,  $\text{м}^2$
- $K$  – коефіцієнт теплопередачі,  $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{K})$
- $g$  – прискорення вільного падіння,  $\text{м}/\text{с}^2$
- $G$  – масова витрата,  $\text{кг}/\text{с}$
- $H$  – висота теплообмінних труб,  $\text{м}$
- $i$  – питома ентальпія,  $\text{Дж}/\text{кг}$
- $n$  – кількість труб
- $L$  – довжина,  $\text{м}$
- $p$  – тиск,  $\text{Па}$
- $q$  – тепловий потік,  $\text{Вт}/\text{м}^2$
- $Q$  – кількість переданої теплоти,  $\text{Вт}$
- $r$  – питома теплота пароутворення,  $\text{Дж}/\text{кг}$
- $S$  – площа поперечного перерізу,  $\text{м}^2$
- $t_{\text{ік}}$  – кінцева температура теплоносія,  $\text{K}$  ( $^{\circ}\text{C}$ )
- $t_{\text{іп}}$  – початкова температура теплоносія,  $\text{K}$  ( $^{\circ}\text{C}$ )
- $t_{\text{в.п.}}$  – температура вторинної пари,  $\text{K}$  ( $^{\circ}\text{C}$ )
- $t_{\text{конд}}$  – температура конденсації,  $\text{K}$  ( $^{\circ}\text{C}$ )

$t_{пл}$  – температура плівки конденсату, К (°С)

$w$  – швидкість руху теплоносія, м/с

$W$  – витрата вторинної пари

$x_{п}$  – концентрація розчину на вході в апарат, мас. частка

$x_{к}$  – концентрація розчину на виході з апарата, мас. частка.

$z$  – кількість ходів

### *Грецькі символи*

$\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$\beta$  – коефіцієнт об'ємного стиснення, 1/К

$\Gamma$  – густина зрошення, кг/(м·с)

$\delta$  – товщина стінки труби, м

$\Delta t_{\delta}$  – менша різниця температур на кінцях теплообмнника, К

$\Delta t_{м}$  – менша різниця температур на кінцях теплообмнника, К

$\Delta t_{сер}$  – середня різниця температур, К

$\varepsilon_l$  – поправочний коефіцієнт

$\varepsilon_{\Delta t}$  – поправочний коефіцієнт

$\varepsilon_{\phi}$  – поправочний коефіцієнт

$\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К)

$\mu$  – коефіцієнт динамічної в'язкості, Па·с

$\nu$  – коефіцієнт кінематичної в'язкості, м<sup>2</sup>/с

$\xi$  – коефіцієнт місцевого опору

$\Pi$  – повний периметр поперечного перерізу потоку, м

$\rho$  – густина, кг/м<sup>3</sup>

$\sigma$  – поверхневий натяг, Н/м

### 3.1 Призначання та область застосування теплообмінних апаратів

Матеріал викладено за авторами [1...6, 14-15]. Теплообмінними апаратами або теплообмінниками називають апарати, призначенні для передачі теплоти від більш нагрітих теплоносіїв (як правило рідин, парів чи газів) до менш нагрітих [6, 14–15].

Теплообмін застосовуються для здійснення різних технологічних процесів: нагрівання, охолодження, конденсація, випаровування, тощо [6, 12–15].

Теплообмінники класифікуються за різними ознаками: призначенні, компонованні, роду робочих середовищ, способу передачі теплоти тощо. Найбільш поширеною є класифікація теплообмінника за способом передачі теплоти, згідно з якими вони поділяються на такі типи [2]:

1) поверхневі (рекуперативні), в яких обидва теплоносії розділені поверхнею теплообміну різної конфігурації;

2) регенеративні, в яких процес передачі теплоти від гарячого теплоносія до холодного відбувається за допомогою твердого матеріалу, який акумулює теплоту, що отримав назву насадки.

3) змішувальні, в яких теплообмін відбувається при безпосередньому контакті теплоносіїв.

В хімічній промисловості найбільш поширеними є поверхневі теплообмінники, тому в курсовому проектуванні в першу чергу розглядається саме такий тип апаратів. До них належать: трубні (кожухотрубні, типу «труба в трубі», зрошувальні, занурені, тощо), пластинчасті, спіральні, апарати з оболонями, з оребреною поверхнею теплообміну.

При виборі типу та конструкції теплообмінника необхідно враховувати такі фактори:

- призначення апарата та процеси, які в ньому протікають;

- питома продуктивність апарата (кількість теплоти, що передається за одиницю часу через одиницю поверхні теплообміну при заданому тепловому режимі);
- гідравлічний опір;
- хімічна агресивність теплоносіїв до конструкційних матеріалів;
- ступінь забруднення теплоносіїв і характер відкладень;
- термодинамічні параметри (температура, тиск, об'єми та агрегатний стан теплоносіїв);
- фізико-хімічні властивості;
- температурні напруження, що виникають при різному тепловому видовженні різних частин теплообмінника;
- конструктивна досконалість: простота будови, малі маса та габаритні розміри, технологічність конструкції, високий ККД тощо;
- собівартість продукції.

В літературі наведені рекомендації, щодо попереднього вибору конструкції теплообмінника [6, 14–15].

### 3.2 Методика параметричного розрахунку теплообмінних апаратів

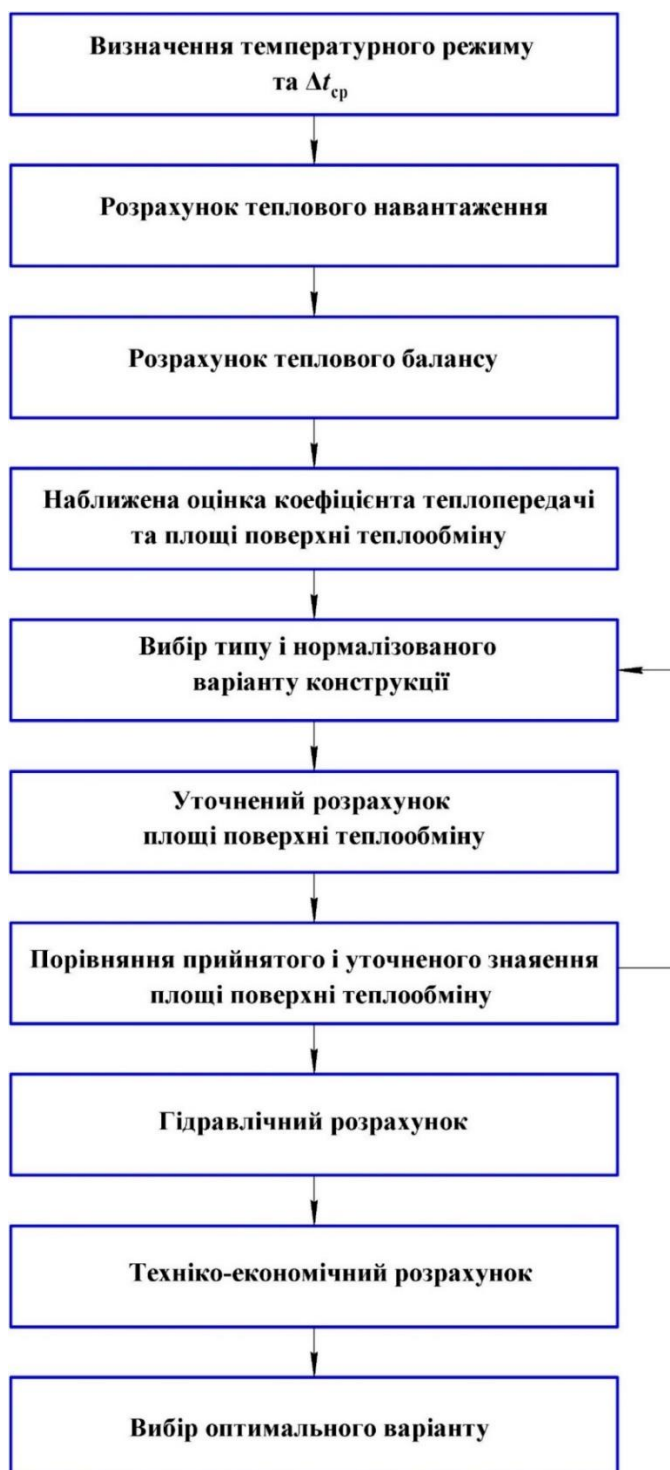
Матеріал викладено за авторами [1...6, 14–15]. Розрахунок теплообмінного апарата включає визначення необхідної поверхні теплопередачі, вибору типу апарата та нормалізованого варіанта конструкції, які задовольняють технологічним умовам.

Необхідну поверхню теплопередачі визначають з основного рівняння теплопередачі:

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{cp}}. \quad (3.1)$$

Розрахунок ведеться шляхом визначення всіх величин, що входять до складу рівняння (3.1) за схемою, наведеною на Рисунку 3.1.





**Рисунок 3.1 – Загальна схема розрахунку теплообмінних апаратів**

При виконанні курсового проекту техніко-економічний розрахунок та вибір оптимального варіанту не виконують.

### 3.2.1 Розрахунок температурного режиму та визначення середнього температурного напору

Матеріал викладено за авторами [1...6, 14–15]. Величина середнього температурного напору залежить від схеми руху теплоносіїв вздовж поверхні теплообміну. Напрямок руху може бути прямиоточним, проточним, з перехресним током і змішаним током (Рисунок 3.2) [4]. Розглянуті схеми руху не описують всі можливі варіанти, але є найбільш поширеними в промислових теплообмінних апаратах.

Найпростішим випадком є кипіння-конденсація, коли температури теплоносіїв залишаються постійними, тому очевидно, що температурний режим також буде постійним дорівнюватиме різниці температур конденсації і кипіння.

Середній температурний напір при прямиоточі та протиточі, а також при постійній температурі одного з теплоносіїв визначається як середньологарифмічна різниця [6]:

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}\right)}, \quad (3.2)$$

де  $\Delta t_{\text{б}}$  та  $\Delta t_{\text{м}}$  – більша та менші різниці температур між гарячим і холодним теплоносієм на кінцях теплообмінника.

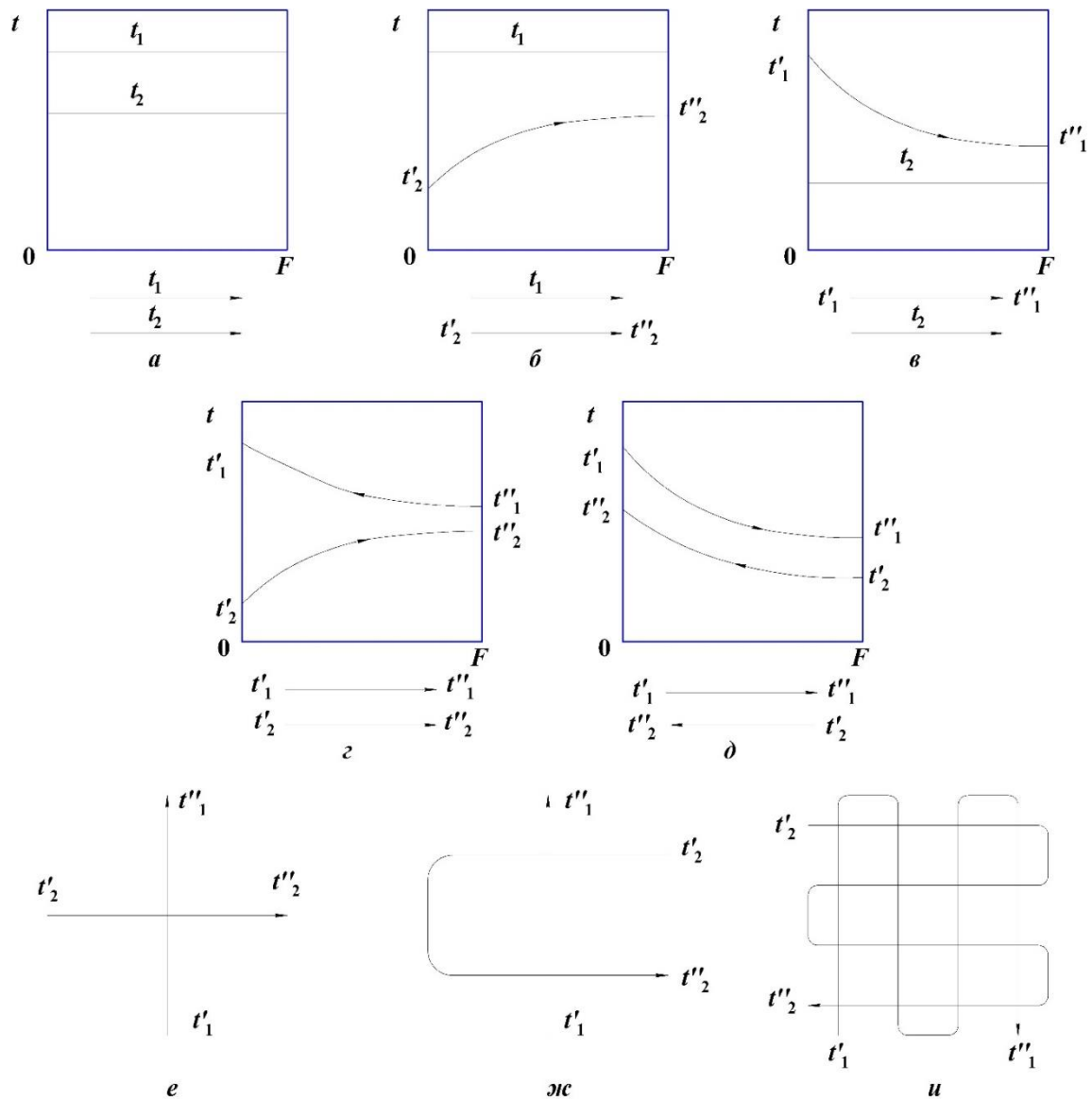
Якщо  $\Delta t_{\text{б}} / \Delta t_{\text{м}} \leq 2$ , то середній температурний напір визначається як середньоарифметичне значення [1-6]:

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} + \Delta t_{\text{м}}}{2}. \quad (3.3)$$

При перехресній чи складній течії середній температурний напір визначається за формулою [1-6]:

$$\Delta t_{\text{cp}} = \Delta t_{\text{cp.пр.}} \cdot \varepsilon_{\Delta t}, \quad (3.4)$$

де  $\Delta t_{\text{cp.пр.}}$  – середній температурний напір при протиточі;  $\varepsilon_{\Delta t}$  – поправковий коефіцієнт.



- а) конденсація-кипіння; б) конденсація–конвекція; в) конвекція кипіння;  
 г) конвекція-конвекція (прямоток); д) конвекція-конвекція (протиток);  
 е) конвекція-конвекція (перехресна течія); ж, и) конвекція-конвекція (складна течія)

**Рисунок 3.2 – Основні схеми руху теплоносіїв в здовж поверхні теплообміну ( $t_1 > t_2$ )**

Для знаходження поправкових коефіцієнтів знаходять допоміжні величини  $P$  і  $R$ :

$$P = \frac{t_{2к} - t_{2п}}{t_{1п} - t_{2п}}, \quad (3.5)$$

$$R = \frac{t_{1п} - t_{1к}}{t_{2к} - t_{2п}}. \quad (3.6)$$

За допомогою цих величин за допоміжними графіками (Рисунок 3.3 [1, 6]), знаходять поправковий коефіцієнт  $\epsilon_{\Delta t}$ .

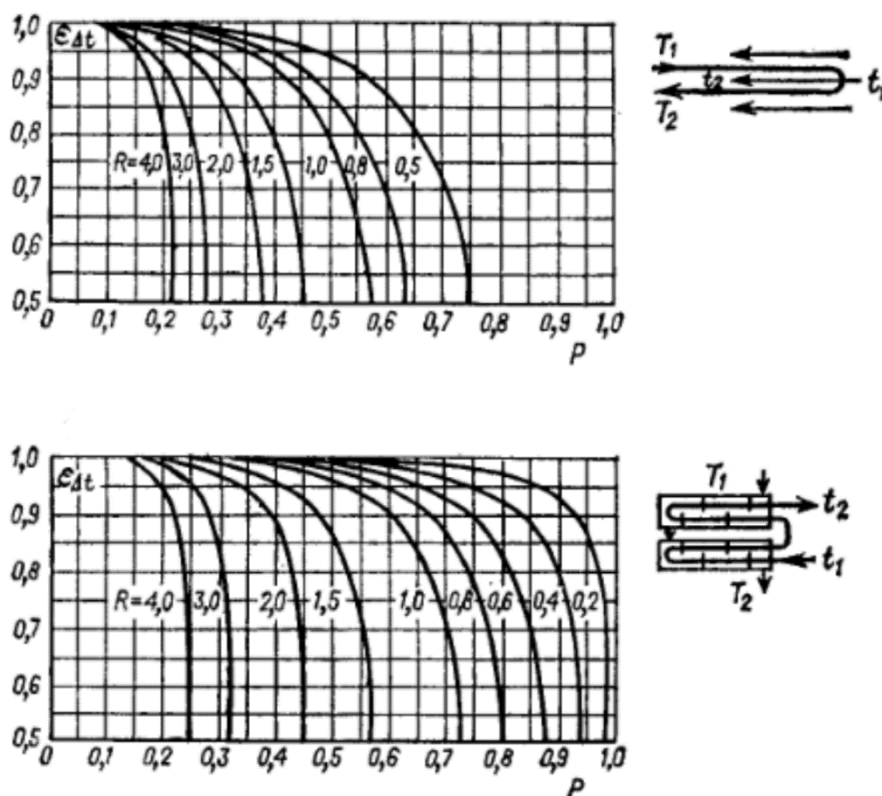


Рисунок 3.3 – Поправковий коефіцієнт  $\epsilon_{\Delta t}$  для змішаного струму в багатоходових кожухотрубних теплообмінниках [5]

Крім середнього температурного напору необхідно визначити середні температури теплоносіїв.

Якщо агрегатний стан теплоносія не змінюється, його середню температуру можна знайти як середньоарифметичну між початковою і кінцевою:

$$t_{ic} = \frac{t_{in} + t_{ik}}{2}. \quad (3.7)$$

Більш точне значення середньої температури одного з теплоносіїв можна отримати, використовуючи середню різницю температур:

$$t_{jc} = t_{ic} \pm \Delta t_{cp}. \quad (3.8)$$

де  $t_{ic}$  – середньоарифметичне значення температури теплоносія з меншим перепадом температури вздовж поверхні теплообміну.

Також формули (3.8) варто застосовувати для випадку кипіння чи конденсації одного з теплоносіїв.

За значеннями середніх температур теплоносіїв визначають теплофізичні властивості теплоносіїв (густина, теплоємність, в'язкість, теплопровідність), які для багатьох речовин наведені в довідковій літературі, наприклад [5–11].

### 3.2.2 Тепловий баланс та визначення теплового навантаження теплообмінника

Матеріал викладено за авторами [1...6, 14–15].

Теплове навантаження  $Q$  відповідно до заданих технологічних умов знаходять з рівняння теплового балансу.

Теплові втрати при наявності теплоізоляції незначні, тому їх можна не враховувати [3]. В такому разі рівняння матеріального балансу записується у вигляді:

$$Q = Q_1 = Q_2, \quad (3.9)$$

Якщо теплообмін протікає без зміни агрегатного стану, то можна отримати (в даному прикладі індексом 1 позначений теплоносій, що охолоджується, а індексом 2 – теплоносій, що нагрівається):

$$Q_1 = G_1 \cdot c_1 \cdot (t_{1n} - t_{1k}), \quad (3.10)$$

$$Q_2 = G_2 \cdot c_2 \cdot (t_{2k} - t_{2n}), \quad (3.11)$$

де  $G_1, G_2$  – витрати теплоносіїв;  $c_1, c_2$  – теплоємності теплоносіїв.

В такому разі рівняння матеріального балансу (3.9) записується у вигляді:

$$G_1 \cdot c_1 \cdot (t_{1n} - t_{1k}) = G_2 \cdot c_2 \cdot (t_{2k} - t_{2n}). \quad (3.12)$$

У разі зміни агрегатного стану одного з теплоносіїв теплове навантаження визначається за формулою:

$$Q = G \cdot r, \quad (3.13)$$

де  $r$  – питома теплота пароутворення.

Тоді, наприклад доля випадку нагрівання паром тепловий баланс запишеться:

$$G_1 \cdot r_1 = G_2 \cdot c_2 \cdot (t_{2\kappa} - t_{2п}). \quad (3.14)$$

Як правило, при розрахунках теплообмінників відома витрата одного теплоносія та всі температури. Розрахунок матеріального балансу зводиться до визначення теплового навантаження теплообмінника за рівнянням (3.10), (3.11) чи (3.13), а також до визначення витрат іншого теплоносія за рівнянням (3.12) або (3.14). Інші випадки теплових балансів теплообмінників, наприклад нагрівання перегрітою паром чи переохолодження конденсату, описані в спеціальній літературі [2, 3, 5, 12, 13].

### 3.2.3 Розрахунок коефіцієнтів теплопередачі та тепловіддачі

Матеріал викладено за авторами [1...6, 14–15].

Коефіцієнт теплопередачі для плоскої поверхні теплообміну визначається за формулою:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta_{ct}}{\lambda_{ct}} + \sum r_3 + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (3.15)$$

Це рівняння з достатнім ступенем точності можна використовувати і для розрахунку теплопередачі через циліндричну стінку, якщо  $d_3/d_{вн} < 2$  ( $d_3$  та  $d_{вн}$  відповідно зовнішній і внутрішній діаметри циліндричної поверхні (труби)).

Для попередніх розрахунків площі поверхні теплообміну (як правило з метою вибору стандартного теплообмінника) можна використовувати орієнтовні значення коефіцієнта теплопередачі  $K$ , які наведені в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Орієнтовні значення коефіцієнтів теплопередачі  $K$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К)

Вид теплообміну	Вимушений рух теплоносія	Вільний рух теплоносія
Від газу до газу (за невисоких тисків)	10–40	4–12
Від газу до рідини (газові холодильники)	10–60	6–20
Від пари, що конденсується, до газу (підігрівачі газів)	10–60	6–12
Від рідини до рідини (вода)	800–1700	140–340
Від рідини до рідини (вуглеводні, мастила)	120–270	30–60
Від водяної пари, що конденсується, до води (конденсатори, водопідігрівачі)	800–3500	300–1200
Від парів органічних речовин, що конденсується, до рідин (підігрівачі)	120–340	60–170
Від парів органічних речовин, що конденсується, до води (конденсатори)	300–800	230–460
Від пари, що конденсується, до рідини, що кипить (випаровувачі)	–	300–2500

Забруднення поверхні теплообміну веде до зниження коефіцієнта теплопередачі через зростання сумарного опору стінки. Орієнтовні значення теплової провідності забруднень стінок наведені в таблиці 3.2.

Значення коефіцієнтів тепловіддачі  $\alpha$  залежить від характеру теплообміну, режиму руху теплоносія, виду поверхні теплообміну, фізичних властивостей середовища тощо.

В більшості випадків коефіцієнти тепловіддачі розраховуються із формули:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda}, \quad (3.16)$$

де  $\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності теплоносія,  $l$  – визначальний геометричний розмір (для кожної формули вказується, який розмір є визначальним).

Таблиця 3.2 – Значення теплової провідності ( $1/r_3$ ), Вт/(м<sup>2</sup>·К)

Теплоносії	$1/r_3$
Вода:	
забруднена	1 400–1 800
середньої якості	1 860–2 900
хорошої якості	2 900–5 800
дистильована	11 600
Конденсат	25 000
Розчин:	
аміачний	6 670
солей	5 000
лугів	2 500
Кислота:	
етанова (оцтова)	2 000
хлоридна, фосфатна, сульфатна	2 000
Водяна пара (з вмістом мастила)	5 800
Нафтопродукти чисті, мастила, пари холодоагентів	2 900
Сірководень	5 000
Вуглеводні низькокиплячі	5 000
Диметилкетон (ацетон), розчинники	10 000
Аміак	4 000
Органічні рідини, розсоли, рідкі холодоагенти	5 800
Органічні пари	11 600
Арени (вуглеводні ароматичні)	5 560
Речовини, що полімеризуються	2 200
Повітря	2 800
Димові гази	1700

Залежність критерію Нуссельта від інших критеріїв подібності виражається в загальному вигляді формулою:

$$Nu = f(Re, Pr, Gr, \dots). \quad (3.17)$$

При розрахунках критеріальна залежність повинна точно відповідати умовам проектування.

У велику кількість критеріальних рівнянь конвективного теплообміну входить множник  $(Pr/Pr_{ст})^{0,25}$  (поправка Міхеєва), який враховує напрямок теплового потоку і близький до одиниці, коли температура стінки і рідини не сильно відрізняється. При визначенні критерію  $Pr_{ст}$  значення теплофізичних



властивостей теплоносіїв необхідно брати за температури стінки. У випадку, коли перший теплоносії охолоджується, а другий нагрівається, температури стінок можна розрахувати за формулами:

$$t_{cr1} = t_1 - \frac{K}{\alpha_1} \cdot \Delta t_{cp}, \quad (3.18)$$

$$t_{cr2} = t_2 + \frac{K}{\alpha_2} \cdot \Delta t_{cp}. \quad (3.19)$$

Оскільки відношення коефіцієнта теплопередачі до коефіцієнта тепловіддачі заздалегідь невідоме, то розрахунок проводять ітераційним шляхом. Спершу задаються значеннями величин  $K/\alpha$  (доцільно приймати таке значення межах 0,3...0,5, але сумарне значення цих відношень повинно бути меншим за одиницю), після чого розраховують значення коефіцієнтів тепловіддачі за відповідними критеріальними рівняннями, визначається коефіцієнт теплопередачі, після чого перевіряється відношення. Якщо розбіжність між прийнятим і уточненим значенням суттєва (для практичних розрахунків несуттєвою розбіжністю можна вважати меншу за 10%), то уточнені значення використовуються для наступної ітерації.

Розглянемо найбільші поширені випадки тепловіддачі, які зустрічаються в теплообмінних апаратах, та рівняння для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі [6, 16].

Основні критерії подібності, що входять в критеріальні рівняння конвективної тепловіддачі:

Критерій Нуссельта:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda}. \quad (3.20)$$

Критерій Прандтля:

$$Pr = \frac{c \cdot \mu}{\lambda} = \frac{w \cdot l}{\nu}. \quad (3.21)$$

Критерій Рейнольдса:

$$Re = \frac{w \cdot l \cdot \rho}{\mu} = \frac{w \cdot l}{\nu}. \quad (3.22)$$

Критерій Галілея:

$$Ga = \frac{g \cdot l^3 \cdot \rho^2}{\mu^2} = \frac{g \cdot l^3}{\nu^2}. \quad (3.23)$$

Критерій Грасгофа

$$Gr = \frac{g \cdot l^3 \cdot \rho^2}{\mu^2} \cdot \beta \cdot \Delta t = \frac{g \cdot l^3}{\nu^2} \cdot \beta \cdot \Delta t. \quad (3.24)$$

Критерій Пекле:

$$Pe = \frac{w \cdot l}{a} = \frac{w \cdot l \cdot c \cdot \rho}{\lambda}. \quad (3.25)$$

Ці критерії враховують, відповідно, вплив фізичних властивостей середовища і особливостей гідромеханіки його руху на інтенсивність тепловіддачі.

Теплофізичні властивості теплоносіїв, що входять в критеріальні рівняння, необхідно брати при так званій визначальній температурі. Яка температура приймається за визначальну, вказується для кожного окремого випадку тепловіддачі.

**Тепловіддача при розвиненій турбулентній течії в прямих трубах та каналах ( $Re > 10\,000$ ).**

Розрахункова формула:

$$Nu = 0,021 \cdot \varepsilon_l \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \left( \frac{Pr}{Pr_{cr}} \right)^{0,25}. \quad (3.26)$$

Визначальна температура – середня температура рідини (газу), визначальний геометричний розмір – еквівалентний діаметр  $d_e$ :

$$d_e = \frac{4 \cdot f}{\Pi}, \quad (3.27)$$

де  $f$  – площа поперечного перерізу потоку;  $\Pi$  – повний периметр поперечного перерізу потоку.

Для труб круглого перерізу еквівалентний діаметр дорівнює діаметру труби.

Значення поправкового коефіцієнта  $\varepsilon_l$ , що враховує вплив на коефіцієнт тепловіддачі відношення довжини труби  $L$  до її діаметра  $d$ , наведені в таблиці 3.3.

**Таблиця 3.3 – Значення коефіцієнта  $\varepsilon_l$**

Значення критерію Re	Відношення $L/d$				
	10	20	30	40	50 і більше
10 000	1,23	1,13	1,07	1,03	1
20 000	1,18	1,10	1,05	1,02	1
50 000	1,13	1,08	1,04	1,02	1
10 000	1,10	1,06	1,03	1,02	1
100 000	1,05	1,03	1,02	1,01	1

В більшості теплообмінних апаратів, в першу чергу типу «труба в трубі» та кожухотрубних, відношення довжини труби до діаметру набагато перевищує 50. В такому випадку  $\varepsilon_l = 1$  і не враховується в критеріальному рівнянні.

Для зігнути труб (змійовиків) отримане за формулою (3.26) значення  $\alpha$  домножують на коефіцієнт, що враховує відносну кривизну змійовика:

$$x = 1 + 3,54 \frac{d}{D}, \quad (3.28)$$

де  $d$  – внутрішній діаметр труби змійовика;  $D$  – діаметр витка змійовика.

**Тепловіддача в прямих трубах та каналах при  $(Gr \cdot Pr) < 8 \cdot 10^5$  і  $Re < 10\,000$  для вертикального або горизонтального розташування труб:**

При  $Re < 2300$

$$Nu = 1,55 \cdot \varepsilon_l \cdot \left( Re \cdot \frac{d}{L} \right)^{1/3} \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_{\text{н0}}} \right)^{0,14}. \quad (3.29)$$

Визначальна температура – середнє арифметичне значення температури стінки і середньої температури рідини. При цьому середня температура рідини визначається як середнє арифметичне початкової і кінцевої температури.

Формула (3.29) виведена при значеннях  $0,00067 \leq (\mu/\mu_{\text{ст}})$  та  $20 \leq (Re \cdot d/L)$ .

При значеннях  $(Re \cdot d/L) < 20$  величина  $Nu$  асимптотично наближається до граничного значення:

$$\text{Nu} \approx 3,66. \quad (3.30)$$

При  $2300 < \text{Re} < 10000$  спостерігається перехідний режим. В цій області надійних розрахункових формул немає. Приблизний розрахунок можна виконати за графіком (Рисунок 3.4).

**Тепловіддача в прямих трубах і каналах при  $(\text{Gr} \cdot \text{Pr}) > 8 \cdot 10^5$  і  $\text{Re} < 10\,000$ .**

Визначальна температура – середнє арифметичне значення температури стінки і середньої температури рідини.

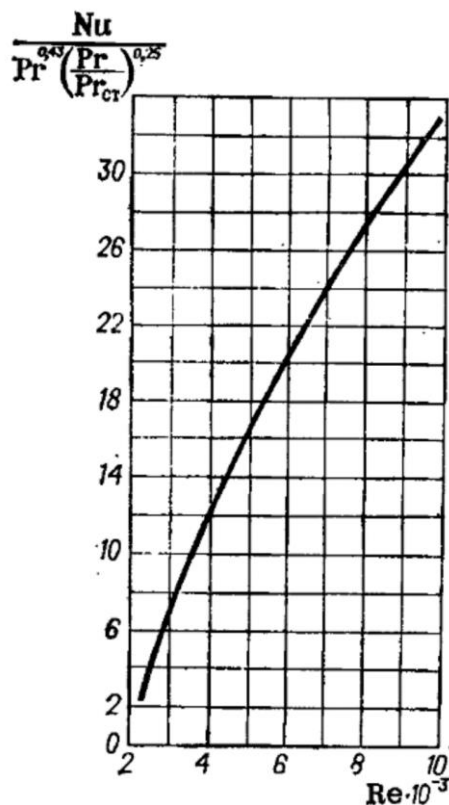
Горизонтальне розташування труб:

$$\text{Nu} = 0,8 \cdot \left( \text{Pe} \frac{d}{L} \right)^{0,4} \cdot (\text{Gr} \cdot \text{Pr})^{0,1} \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_{\text{ст}}} \right)^{0,14}. \quad (3.31)$$

Формула (3.31) виведена при значеннях  $20 \leq (\text{Pe} \cdot d/L) \leq 120$ ;  
 $10^6 \leq (\text{Gr} \cdot \text{Pr}) \leq 1,3 \cdot 10^7$ ;  $2 \leq \text{Pr} \leq 10$ .

При  $(\text{Pe} \cdot d/L) \leq 10$  середнє значення  $\text{Nu}$  визначають за рівнянням:

$$\text{Nu} = 0,5 \cdot \left( \text{Pe} \frac{d}{L} \right). \quad (3.32)$$



**Рисунок 3.4 – Залежність для визначення коефіцієнтів тепловіддачі в перехідному режимі [5]**

Горизонтальне розташування труб ( $Re > 3\ 500$ ):

$$Nu = 0,022 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_{ст}} \right)^n \quad (3.33)$$

де  $n = 0,14$  при нагріванні,  $n = 0,25$  при охолодженні.

Формули (3.32) та (3.33) виведені на основі експериментальних даних при  $(Gr \cdot Pr) < 1,3 \cdot 10^6$ . Для наближених розрахунків ці формули можна застосовувати і при  $(Gr \cdot Pr) > 1,3 \cdot 10^6$ .

Вертикальне розташування труб при неспівпадінні вільної і вимушеної конвекції (рух рідини в вертикальній трубі знизу вгору при охолодженні і зверху вниз при нагріванні):

$$Nu = 0,037 \cdot Re^{0,75} \cdot Pr^{0,4} \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_{ст}} \right)^n \quad (3.34)$$

де  $n = 0,11$  при нагріванні,  $n = 0,25$  при охолодженні.

Формула (3.34) виведена при значеннях  $250 < Re < 10\ 000$ ;  $1,5 \cdot 10$  до  $12 \cdot 10^6$ . Для наближених розрахунків цю формулу можна застосовувати і при  $(Gr \cdot Pr) > 12 \cdot 10^6$ .

Вертикальне розташування труб при співпадінні вільної і вимушеної конвекції (рух рідини в вертикальній трубі з низу вгору при нагріванні і зверху вниз при охолодженні). Коефіцієнти тепловіддачі при такій схемі руху теплоносіїв значно нижче коефіцієнтів тепловіддачі при горизонтальному розташуванні труб і при вертикальному розташуванні при неспівпадінні вимушеної і вільної конвекції. Тому апарати з такими напрямками руху теплоносіїв застосовувати не рекомендується і розрахункова формула не наводиться.

Узагальнення розрахункових формул при  $Re < 10\ 000$  наведено в таблиці 3.4.

При русі теплоносія в кільцевому просторі, що утворений співвісними трубами (теплообмінник типу «труба в трубі») розрахунок коефіцієнту тепловіддачі можна проводити за формулами для руху труб та каналах (формула (3.25) та таблиця 3.4). При цьому еквівалентний діаметр, розрахований за формулою (3.26) становитиме:  $d_e = d_3 - d_B$ .

**Тепловіддача при обтіканні пучка гладких труб:**

Апарати з однократним перехресним рухом рідини:

При  $Re < 1\ 000$  для коридорних і шахових пучків:

$$Nu = 0,56 \cdot \varepsilon_\varphi \cdot Re^{0,5} \cdot Pr^{0,36} \cdot \left( \frac{Pr}{Pr_{ct}} \right)^{0,25} \quad (3.35)$$

**Таблиця 3.4 – Вказівник формул для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі в прямих трубах і каналах при  $Re < 10\ 000$**

Значення $Gr \cdot Pr$	Розташування прямих труб	Границі застосування		Номер формули чи рисунка
$< 8 \cdot 10^5$	Будь-яке	$Re < 2\ 300$	$20 \leq (Pe \cdot d/L)$	(3.29)
			$(Pe \cdot d/L) < 20$	(3.30)
		$2\ 300 < Re < 10\ 000$	–	Рисунок 3.4
$> 8 \cdot 10^5$	Горизонтальне	$Re < 3\ 500$	$20 \leq (Pe \cdot d/L) \leq 120$	(3.31)
			$(Pe \cdot d/L) \leq 10$	(3.32)
		$Re > 3\ 500$	–	(3.33)
	Вертикальне (при неспівпадінні вільної і вимушеної конвекції)	$250 < Re < 10\ 000$	–	(3.34)

При  $Re > 1\ 000$ :

для коридорних пучків:

$$Nu = 0,4 \cdot \varepsilon_\varphi \cdot Re^{0,65} \cdot Pr^{0,36} \cdot \left( \frac{Pr}{Pr_{\text{нò}}} \right)^{0,25} \quad (3.36)$$

для шахових пучків:

$$Nu = 0,4 \cdot \varepsilon_{\varphi} \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,36} \cdot \left( \frac{Pr}{Pr_{\text{н0}}} \right)^{0,25} . \quad (3.37)$$

Визначальна температура – середня температура рідини, визначальний розмір – зовнішній діаметр труби.

Коефіцієнтом  $\varepsilon_{\varphi}$  враховується вплив кута атаки  $\varphi$ . Значення  $\varepsilon_{\varphi}$  наведені в таблиці 3.5.

**Таблиця 3.5 – Значення коефіцієнта  $\varepsilon_{\varphi}$**

$\varphi$	90	80	70	60	50	40	30	20	10
$\varepsilon_{\varphi}$	1	1	0,98	0,94	0,88	0,78	0,67	0,52	0,42

За формулами (3.35) – (3.37) знаходять значення коефіцієнтів тепловіддачі для третього і подальших рядів труб в пучку. При достатньо великій кількості рядів (в кожухотрубних теплообмінниках) ці значення можна вважати середніми для всього пучка.

Апарати з багатократним перехресним рухом рідини. Приклад – міжтрубний простір кожухотрубних теплообмінників з поперечними перегородками.

В такому випадку в формулах (3.35) – (3.37) приймається коефіцієнт  $\varepsilon_{\varphi} = 0,6$ , враховуючи, що теплоносій міжтрубному просторі лише частину шляху рухається поперек труб і при куті атаки, меншим за  $90^{\circ}$ ; крім того, він може протікати через щілини між перегородками і кожухом чи трубами.

Розрахункова швидкість потоку:

$$w = \frac{V}{S_{\text{с.р.}}} = \frac{G}{\rho \cdot S_{\text{с.р.}}} . \quad (3.38)$$

де  $S_{\text{с.р.}}$  – площа поперечного перерізу міжтрубного простору, між перегородками. Для стандартних теплообмінників в стандартах та довідниках наводяться площі прохідних перерізів.

***Тепловіддача в каналах спіральних теплообмінників.***

Для цього випадку коефіцієнти тепловіддачі можна визначити за формулами:

При ширині каналу 6; 12; 16 мм зі штифтами при турбулентному русі теплоносія ( $2\,000 < Re < 100\,000$ ):

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \left( \frac{Pr}{Pr_{cr}} \right)^{0,25}. \quad (3.39)$$

При ширині каналу 25 мм з дистанційними скобами при турбулентному русі теплоносія:

$$Nu = 0,03 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \left( \frac{Pr}{Pr_{cr}} \right)^{0,25}. \quad (3.40)$$

При ламінарному русі:

$$Nu = 1,85 \cdot \left( Re \cdot Pr \cdot \frac{d_e}{l} \right)^{0,33} \left( \frac{Pr}{Pr_{cr}} \right)^{0,25}. \quad (3.41)$$

В цих формулах в якості визначального розміру прийнята ширина спірального каналу  $d_e = 2 \cdot b$  (де  $b$  – ширина каналу).

#### ***Тепловіддача в каналах пластинчастих теплообмінників.***

В цьому випадку коефіцієнти тепловіддачі розраховують за рівняннями [6, 16]:

Для теплоносія, що не змінює свій агрегатний стан:

У випадку турбулентного руху :

$$Nu = C \cdot Re^n \cdot Pr^{0,43} \left( \frac{Pr}{Pr_{cr}} \right)^{0,25}. \quad (3.42)$$

У випадку ламінарного руху теплоносія:

$$Nu = C' \cdot Re^{0,33} \cdot Pr^{0,43} \left( \frac{Pr}{Pr_{cr}} \right)^{0,25}. \quad (3.43)$$

де  $C, n, C'$  – коефіцієнти, що залежать від режиму руху потоків і типу пластин (таблиця 3.6).

#### ***Тепловіддача при плівковій конденсації пари.***



Плівкова конденсація чистої насиченої пари будь-яких речовин, що не містять газів, які не конденсуються (повітря, інертних газів).

Узагальнена розрахункова формула тепловіддачі в моделі Нуссельта з домінуючим термічним опором в плівці конденсату:

$$Nu = C(Ga \cdot Pr \cdot K_{\Phi})^n. \quad (3.44)$$

**Таблиця 3.6 – Значення коефіцієнтів  $C$ ,  $n$  та  $C'$  в формулах для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі [1–6, 16]**

Типорозмір пластин, м	Режим руху теплоносія		
	Турбулентний		Ламінарний
	$C$	$n$	$C'$
<b>Розбірні</b>			
0,2	0,0650	0,73	0,46
0,2К	0,0860		0,50
0,3	0,1000		0,60
0,5	0,0978		0,60
0,6	0,1350		0,60
0,63	0,1000		0,46
1,3	0,1350		0,46
<b>Напіврозбірні</b>			
0,1	0,0860	0,73	0,46
0,3	0,1000		0,46
0,5×2	0,1350		0,60
0,7	0,1000		–
<b>Зварні</b>			
0,75	0,1000	0,73	–
0,8	0,1000		0,60
1,2	0,1000		0,46

Тут  $K_{\Phi}$  – критерій конденсації, який визначається за формулою:

$$K_{\Phi} = \frac{r}{c \cdot \Delta t}. \quad (3.45)$$

В формулі (3.45) значення різниці температур визначається як:

$$\Delta t = t_{\text{конд}} - t_{\text{ст}}. \quad (3.46)$$

Температура конденсації залежить від тиску насиченої пари, температура стінки визначається за формулою (3.17). Теплофізичні властивості конденсату в формулах (3.44) та (3.45) визначаються при температурі плівки (визначальна температура):

$$t_{пл} = \frac{t_{конд} + t_{ст}}{2}. \quad (3.47)$$

Значення констант в рівнянні (3.44) визначається з таких міркувань.  $C = 0,728$  – при конденсації на поверхні одиночних горизонтальних труб;  $C = 0,94$  – при конденсації на поверхні вертикальних стінок (пучка труб) в наближенні ламінарного стікання плівки конденсату;  $C = 1,15$  – те ж з поправкою в 21% на утворення хвиль в стікаючій плівці конденсату;  $n = 0,25$ .

Середнє значення коефіцієнта тепловіддачі (в Вт/(м<sup>2</sup>·К)) на поверхні пучка вертикальних труб висотою  $H$ :

$$\alpha = 1,154 \sqrt{\frac{\lambda^3 \cdot \rho^2 \cdot g \cdot r}{\mu \cdot (t_{конд} - t_{ст}) \cdot H}}, \quad (3.48)$$

де  $g$  – прискорення вільного падіння,  $g = 9,81$  м/с<sup>2</sup>.

В рівнянні (3.48) всі теплофізичні властивості необхідно підставляти в одиницях системи СІ, в якості визначальної температури береться температура плівки конденсату.

Середнє значення коефіцієнта тепловіддачі (в Вт/(м<sup>2</sup>·К)) на зовнішній поверхні одинарної труби діаметром  $d$ :

$$\alpha = 0,7284 \sqrt{\frac{\lambda^3 \cdot \rho^2 \cdot g \cdot r}{\mu \cdot (t_{конд} - t_{ст}) \cdot d}}. \quad (3.49)$$

Корекція моделі полягає в виборі визначальної температури для обчислення фізичних властивостей плівки конденсату. Приймаючи в якості визначальної температури  $t_{конд}$ , в співвідношення (3.44) вводиться поправкова функція  $\varepsilon_t$ :

$$\varepsilon_t = \left[ \left( \frac{\lambda_{ст}}{\lambda} \right)^3 \cdot \frac{\mu}{\mu_{ст}} \right]^{1/8}. \quad (3.50)$$

В рівнянні (3.50) коефіцієнт теплопровідності  $\lambda_{ст}$  та коефіцієнт динамічної в'язкості  $\mu_{ст}$  визначають при температурі стінки (формула (3.17)), що контактує з плівкою конденсату. Значення  $\varepsilon_t$  може бути достатньо суттєвим для в'язких конденсатів при великих значеннях  $\Delta t$ . Випадку конденсації водяної пари величину  $\varepsilon_t$  наближено можна прийняти рівною одиниці.

У випадку конденсації на пучці з  $n$  вертикальних труб висотою  $H$  діаметром  $d$  при середній витраті пари, що конденсується,  $G$  середнє значення коефіцієнтів тепловіддачі (в Вт/(м<sup>2</sup>·К)):

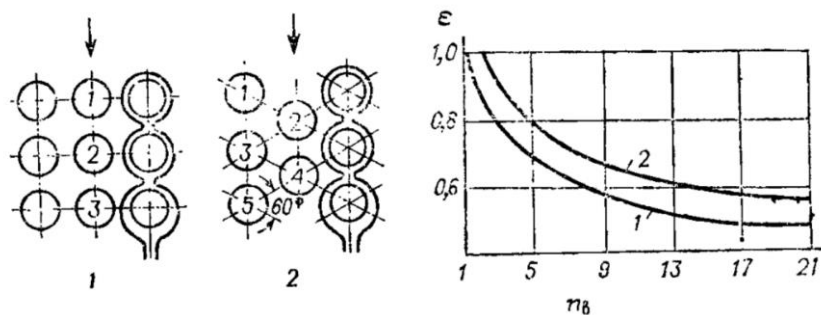
$$\alpha = 2.04 \cdot \varepsilon_t \cdot \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \cdot \rho^2 \cdot r}{\mu \cdot (t_{\text{ср}} - t_{\text{нб}}) \cdot H}} = 3.78 \cdot \varepsilon_t \cdot \lambda \cdot \sqrt[3]{\frac{\rho^2 \cdot d \cdot n}{\mu \cdot G}}. \quad (3.51)$$

Число труб для стандартних теплообмінників наводиться в стандартах та довідковій літературі [2, 3, 5, 14].

У випадку конденсації пари на зовнішній поверхні пучка горизонтальних труб довжиною  $L$  при визначенні середнього значення коефіцієнта тепловіддачі  $\alpha$  окрім функції  $\varepsilon_t$  вводять ще поправковий множник  $\varepsilon$ , який враховує числа труб по вертикалі. Тоді осереднений по всьому пучку коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha$  (в Вт/(м<sup>2</sup>·К)):

$$\alpha = 0,728 \cdot \varepsilon_t \cdot \varepsilon \cdot \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \cdot \rho^2 \cdot g \cdot r}{\mu \cdot (t_{\text{конд}} - t_{\text{ст}}) \cdot d}}. \quad (3.52)$$

Значення  $\varepsilon$  залежить від кількості труб по вертикалі  $n_v$  (Рисунок 3.5).



**Рисунок 3.5 – Залежність осередненого для всього пучка коефіцієнта  $\varepsilon$  від числа труб по вертикалі  $n_v$  і порядок визначення  $n_v$  для коридорного і шахового розташування труб**

При конденсації пари в каналах пластинчастих теплообмінників коефіцієнт тепловіддачі визначається за формулами [6, 16]:

При  $\Delta t \geq 10^\circ\text{C}$ :

$$\text{Nu} = B \cdot \text{Re}^{0,7} \cdot \text{Pr}_p^{0,4}. \quad (3.53)$$

Величина коефіцієнту  $B$  визначають за таблицею 3.7 [6, 16]

**Таблиця 3.7 – Значення коефіцієнту  $B$**

Типорозмір пластины	$B$	Типорозмір пластины	$B$	Типорозмір пластины	$B$
0,2	800	0,63	451	0,7	340
0,2К	482	1,3	201	0,75	201
0,3	322	0,1	264	0,8	302
0,5	412	0,3	393	1,2	185
0,6	240	0,5×2	201		

При  $\Delta t < 10^\circ\text{C}$ :

$$\alpha = 1,154 \sqrt{\frac{\lambda^3 \cdot \rho^2 \cdot g \cdot r}{\mu \cdot (t_{\text{конд}} - t_{\text{ст}}) \cdot L_{\text{пр}}}}, \quad (3.54)$$

де  $L_{\text{пр}}$  – приведена довжина каналу, м.

Поряд з наведеними формулами коефіцієнт тепловіддачі можна визначати за такими рівняннями [6, 16]:

При конденсації на зовнішній поверхні горизонтальних труб:

$$\text{Nu}_{\text{пл}} = \frac{1,53}{\text{Re}_{\text{пл}}^{0,33}}. \quad (3.55)$$

При конденсації на вертикальних поверхнях:

при  $\text{Re}_{\text{пл}} < 400$ :

$$\text{Nu}_{\text{пл}} = \frac{1,86}{\text{Re}_{\text{пл}}^{0,33}}. \quad (3.56)$$

при  $\text{Re}_{\text{пл}} > 400$ :

$$\text{Nu}_{\text{пл}} = \frac{\text{Re}_{\text{пл}}}{\frac{6.25 \cdot (\text{Re}_{\text{пл}} - 400)}{\text{Pr}^{0.33}} + 1580}. \quad (3.57)$$

Критерій  $\text{Re}_{\text{пл}}$  виражається через лінійну щільність зрошення:

$$\text{Re}_{\text{пл}} = \frac{4 \cdot \Gamma}{\mu}. \quad (3.58)$$

Густина зрошення визначається за формулою:

$$\Gamma = \frac{G}{\Pi}, \quad (3.59)$$

де  $\Pi$  – периметр поверхні, по якій рухається плівка конденсату, м.

В якості визначального розміру в критерії Нуссельта використовується приведена товщина плівки:

$$\delta_{\text{прив}} = \left( \frac{\mu^2}{\rho^2 \cdot g} \right)^{0.33}. \quad (3.60)$$

Конденсація в середині горизонтальних труб [2]:

$$\text{Nu} = a \cdot \text{Re}_{\text{пл}}^{0.5} \cdot \left( \frac{\sigma}{\rho_{\text{п}} \cdot g \cdot d_{\text{в}}^2} \right)^{0.3} \cdot \left( \frac{L}{d_{\text{в}}} \right)^{0.35}, \quad (3.61)$$

де  $a$  – коефіцієнт (при конденсації парів води та аміаку  $a = 0,5$ ; при конденсації парів органічних речовин  $a = 0,36$ );  $\rho_{\text{п}}$  – густина пари;  $d_{\text{в}}$  – внутрішній діаметр труби;  $L$  – довжина труби;  $\sigma$  – поверхневий натяг.

### ***Тепловіддача при кипінні рідин***

Рівняння тепловіддачі при кипінні рідин суттєво відрізняються залежно від виду термомеханічного режиму цього енергоємного гетерогенного процесу, що супроводжується фазовими перетвореннями. Проте при практичних розрахунках найбільше значення мають два найпоширеніших випадки [2]:

Тепловіддача при бульбашковому кипінні в трубах:

$$\alpha = \frac{780 \cdot \lambda^{1.3} \cdot \rho^{0.5} \cdot \rho_{\text{п}}^{0.06}}{\sigma^{0.5} \cdot r^{0.6} \cdot \rho_{\text{п.о}}^{0.66} \cdot c^{0.3} \cdot \mu^{0.3}} \cdot q^{0.6}, \quad (3.62)$$

де  $\rho_{\text{п.о}}$  – густина водяної пари за тиску 0,1 МПа.

При кипінні на поверхнях, занурених у великий об'єм рідини:

$$\alpha = 0,075 \left[ 1 + 10 \cdot \left( \frac{\rho}{\rho_{\text{п}}} - 1 \right)^{-2/3} \right] \cdot \left( \frac{\lambda^2 \cdot \rho}{\mu \cdot \sigma \cdot T_{\text{кип}}} \right)^{1/3} q^{2/3}. \quad (3.63)$$

В формулах (3.63) та (3.64) теплофізичні характеристики рідини, а також густину пару слід визначати за температури кипіння.

### *Тепловіддача при перемішуванні рідини мішалками.*

Крім нагрівання та охолодження в теплообмінних апаратах теплообмін може реалізовуватися безпосередньо в реакційних апаратах. В такому випадку коефіцієнти тепловіддачі в оболонях і змійовиках визначаються за формулами для випадків конвекції та конденсації. Коефіцієнти тепловіддачі для рідини, що перемішується в апараті з мішалкою, розраховують за рівнянням [3]:

$$\text{Nu} = a \cdot \text{Re}^m \cdot \text{Pr}^{0,33} \left( \frac{\mu}{\mu_{\text{ст}}} \right)^{0,14}. \quad (3.64)$$

Значення коефіцієнтів вибирають з таких міркувань:  $a = 0,36$ ;  $m = 0,67$  – при передачі теплоти через оболонь;  $a = 0,87$ ;  $m = 0,62$  – при передачі теплоти за допомогою змійовика.

В рівнянні (3.64) використовується модифікований критерій Рейнольдса:

$$\text{Re}_M^m = \frac{n \cdot d^2 \cdot \rho}{\mu}, \quad (3.65)$$

де  $n$  – частота обертання мішалки,  $\text{с}^{-1}$ .

В рівнянні (3.64) в критерії Нуссельта в якості визначального діаметра необхідно підставляти внутрішній діаметр апарата, в модифікованому критерії Рейнольдса в формулі (3.65) визначальним розміром є діаметр перемішуючого пристрою.

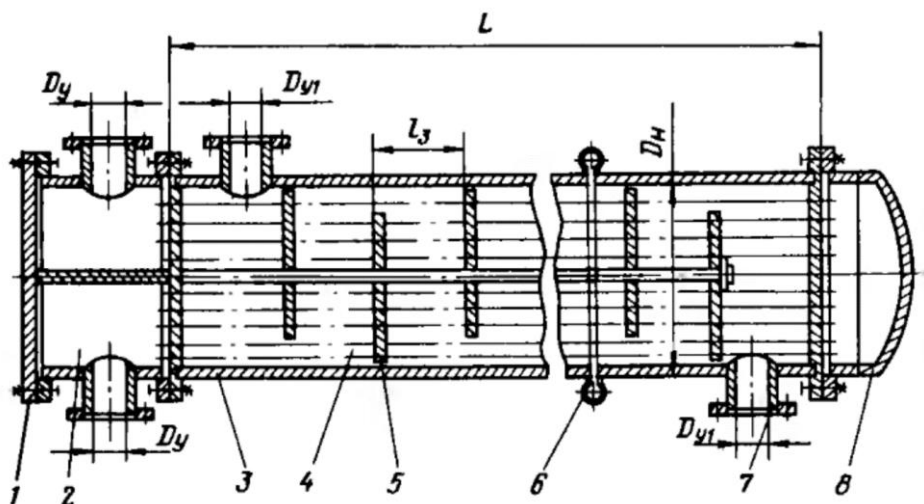
### 3.3 Основні конструкції та параметри нормалізованих теплообмінних апаратів

#### 3.3.1 Кожухотрубні теплообмінні апарати

Матеріал викладено за авторами [6, 14–15, 17–19]. Кожухотрубні теплообмінні апарати можуть використовуватися в якості теплообмінників, холодильників, конденсаторів та випарників.

*Теплообмінники* призначені для нагрівання і охолодження, а *холодильники* – для охолодження (водою и іншими нетоксичними холодоагентами, які не на лежать до числа пожежо- і вибухонебезпечних) рідких та газоподібних середовищ. За функціональними задачами кожухотрубні теплообмінники і холодильники можуть бути двох типів: Н – з нерухомими трубними решітками та К – з лінзовим компенсатором на кожусі для компенсації неоднакового термічного видовження кожуха і труб. Найбільша допустима різниця температур кожуха та труб для апаратів типу Н може складати від 20 °С до 60 °С, залежно від матеріалу кожуха та труб, тиску в кожусі і діаметра апарата. В реальних промислових умовах рішення щодо застосування компенсатора приймається на основі розрахунку кожуха та труб на міцність та стійкість.

Теплообмінники та холодильники можуть встановлюватися горизонтально або вертикально, бути одно-, дво-, чотири- та шести ходовими по трубному простору. Труби, кожух та інші елементи можуть бути виготовленні з вуглецевої чи корозійностійкої сталі, а труби холодильників – також із латуні. Розподільчі камери і кришки холодильників виконують із вуглецевої сталі. Стандартний двоходовий за трубним простором горизонтальний кожухотрубний теплообмінник показаний на рисунку 3.6 [3], вертикальний теплообмінник аналогічної конструкції показаний на рисунку 3.7.



- 1 – кришка розподільчої камери; 2 – розподільча камера; 3 – кожух;  
 4 – теплообмінні труби; 5 – сегментні перегородки; 6 – компенсатор; 7 – штуцер;  
 8 – кришка

**Рисунок 3.6 – Горизонтальний двоходовий (по трубному простору) кожухотрубний теплообмінник**

Поверхня теплопередачі нормалізованих теплообмінників і холодильників, параметри конструкцій, необхідні для уточненого визначення необхідної площі поверхні теплообміну та гідравлічного, а також маси апаратів, наведені в таблицях 3.8 – 3.10.

**Таблиця 3.8 – Параметри кожухотрубних теплообмінників і холодильників**

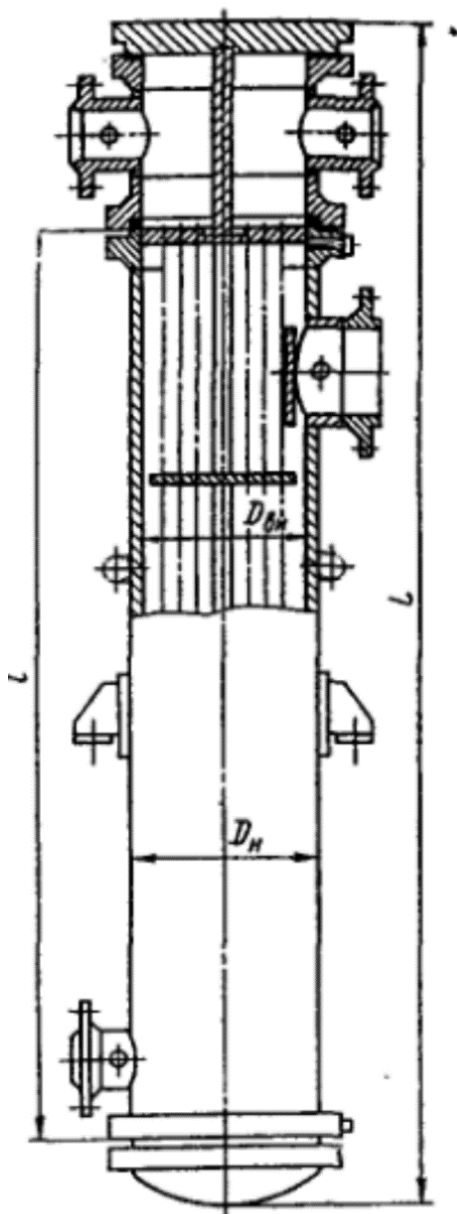
Діаметр кожуха, мм	Діаметр труб мм	Число ходів *	Загальне число труб, шт	Площа поверхні теплообміну (в м <sup>2</sup> )** при довжині труб, м							Площа перерізу потоку в міжтрубному просторі 10 <sup>2</sup> м		Площа перерізу одного ходу по трубам. 10 <sup>2</sup> м <sup>2</sup>
				1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	9,0	у вирізі у перегород	між перегород	
159	20×2	1	19	1,0	2,0	2,5	3,5	–	–	–	0,3	0,5	0,4
	25×2	1	13	1,0	1,5	2,0	3,0	–	–	–	0,4	0,8	0,5
273	20×2	1	61	4,0	6,0	7,5	11,5	–	–	–	0,7	1,0	1,2



	25×2	1	37	3,0	4,5	6,0	9,0	–	–	–	0,9	1,1	1,3
325	20×2	1	100	–	9,5	12,5	19,0	25,0	–	–	1,1	2,0	2,0
		2	90	–	8,5	11,0	17,0	22,5	–	–	1,1	1,6	0,9
	25×2	1	62	–	7,5	10,0	14,5	19,5	–	–	1,3	2,9	2,1
		2	56	–	6,5	9,0	13,0	17,5	–	–	1,3	1,5	1,0
400	20×2	1	181	–	–	23,0	34,0	46,0	68,0	–	1,7	2,5	3,6
		2	166	–	–	21,0	31,0	42,0	63,0	–	1,7	3,0	1,7
	25×2	1	111	–	–	17,0	26,0	35,0	52,0	–	2,0	3,1	3,8
		2	100	–	–	16,0	24,0	31,0	47,0	–	2,0	2,5	1,7
600	20×2	1	389	–	–	49	73	98	147	–	4,1	6,6	7,8
		2	370	–	–	47	70	93	139	–	4,1	4,8	3,7
		4	334	–	–	42	63	84	126	–	4,1	4,8	1,6
		6	316	–	–	40	60	79	119	–	3,7	4,8	0,9
	25×2	1	257	–	–	40	61	81	121	–	4,0	5,3	8,9
		2	240	–	–	38	57	75	113	–	4,0	4,5	4,2
		4	206	–	–	32	49	65	97	–	4,0	4,5	1,8
		6	196	–	–	31	46	61	91	91	3,7	4,5	1,1
800	20×2	1	717	–	–	90	135	180	270	405	6,9	9,1	14,4
		2	690	–	–	87	130	173	260	390	6,9	7,0	6,9
		4	638	–	–	80	120	160	240	361	6,9	7,0	3,0
		6	618	–	–	78	116	155	233	349	6,5	7,0	2,0
	25×2	1	465	–	–	73	109	146	219	329	7,0	7,9	16,1
		2	442	–	–	69	104	139	208	312	7,0	7,0	7,7
		4	404	–	–	63	95	127	190	285	7,0	7,0	3,0
		6	384	–	–	60	90	121	181	271	6,5	7,0	2,2
1000	20×2	1	1173	–	–	–	221	295	442	663	10,1	15,6	23,6
		2	1139	–	–	–	214	286	429	643	10,1	14,6	11,4
		4	1072	–	–	–	202	269	404	606	10,1	14,6	5,1
		6	1044	–	–	–	197	262	393	590	9,6	14,6	3,4
	25×2	1	747	–	–	–	176	235	352	528	10,6	14,4	25,9
		2	718	–	–	–	169	226	338	507	10,6	13,0	12,4
		4	666	–	–	–	157	209	314	471	10,6	13,0	5,5
		6	642	–	–	–	151	202	302	454	10,2	13,0	3,6
1200	20×2	1	1701	–	–	–	–	427	641	961	14,5	18,7	34,2
		2	1658	–	–	–	–	417	625	937	14,5	17,6	16,5
		4	1580	–	–	–	–	397	595	893	14,5	17,6	7,9
		6	1544	–	–	–	–	388	582	873	13,1	17,6	4,9
	25×2	1	1083	–	–	–	–	340	510	765	16,4	17,9	37,5
		2	1048	–	–	–	–	329	494	740	16,4	16,5	17,9
		4	986	–	–	–	–	310	464	697	16,4	16,5	8,4
		6	958	–	–	–	–	301	451	677	14,2	16,5	5,2

\* Холодильники діаметром 325 мм і більше можуть бути лише з числом ходів 2, 4 або 6

\*\* Розрахована за зовнішнім діаметром труб



**Рисунок 3.7 – Вертикальний двоходовий (по трубному простору) кожухотрубний теплообмінник**

**Таблиця 3.9 – Діаметри умовного проходу штуцерів кожухотрубних теплообмінників**

Діаметр кожуха, мм	Діаметр (в мм) умовного проходу штуцерів для трубного простору при числі ходів по трубах				Діаметр умовного проходу штуцерів для міжтрубного простору, мм
	1	2	4	6	
159	80	–	–	–	80
273	100	–	–	–	100
325	150	100	–	–	150
400	150	150	–	–	150
600	200	200	150	100	200
800	250	250	200	150	250
1000	300	300	200	150	300
1200	350	350	250	200	350
1400	–	350	250	200	–

**Таблиця 3.10 – Число сегментних перегородок в нормалізованих кожухотрубних теплообмінниках**

Діаметр кожуха, мм	Число сегментних перегородок при довжині труб, м						
	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	9,0
159	6	10	14	26	–	–	–
273	4	8	12	18	–	–	–
325	–	6	8	14 (16)	18	(36; 38)	–
400	–	–	6	10	14	22 (24, 26)	(24)
600	–	–	4	8	10	18 (16)	(24)
800	–	–	4	6	8	14 (12)	22 (20)
1000	–	–	–	4	6	10	16 (18)
1200	–	–	–	–	6	8	14 (12)

Примітка: число в скобках відноситься до теплообмінників з плаваючою головою

Кожухотрубні конденсатори призначені для конденсації парів в міжтрубному просторі, а також для нагрівання рідин і газів за рахунок теплоти конденсації пари. Вони можуть бути з нерухомою трубною решіткою або температурним компенсатором на кожусі ,вертикальні і горизонтальні. Конденсатори можуть бути

дво-, чотири- та шестиходовими по трубному простору. Від холодильників вони відрізняються більшим діаметром штуцера для підведення пари в трубний простір.

**Таблиця 3.11 – Маса кожухотрубних теплообмінників, холодильників, випарників і конденсаторів зі сталевими**

р, МПа	D, кожуха, мм	Число ходів	Труби 20×2 мм, довжиною, м						Труби 20×2 мм, довжиною, м					
			1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	9,0	1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	9,0
Маса теплообмінників і холодильників, кг не більше														
1,6	159	1	196	217	263	–	–	–	192	211	255	–	–	–
1,6	273	1	388	455	590	–	–	–	465	527	649	–	–	–
1,6	325	1	495	575	735	895	–	–	485	540	680	820	–	–
1,6	325	2	510	575	740	890	–	–	485	550	690	820	–	–
1,0	400	1	–	860	1130	1430	1850	–	–	780	1035	1290	1750	–
1,0	400	2	–	870	1090	1370	1890	–	–	820	1040	1260	1600	–
1,0	600	1	–	1540	1980	2480	3450	–	–	1350	1810	2410	3150	–
1,0	600	2,4,6	–	1650	2100	3500	3380	–	–	1480	1890	2290	3130	–
1,0	800	1	–	2560	3520	4150	5800	8400	–	2280	3130	3720	5360	7400
1,0	800	2,4,6	–	2750	3350	4350	5950	8500	–	2520	3230	3950	5360	7480
0,6	1000	1	–	–	5000	6250	9030	12800	–	–	4500	5600	7850	11200
0,6	1000	2,4,6	–	–	5450	6750	9250	12850	–	–	4850	6100	8166	11400
0,6	1200	1	–	–	–	9000	12800	18400	–	–	–	8000	11250	16000
0,6	1200	2,4,6	–	–	–	9750	13400	18900	–	–	–	8700	11860	15550
1,0	600	1	–	–	–	–	–	–	–	1340	1760	2180	–	–
1,0		2,4,6	–	–	1970	2420	3320	–	–	–	1780	2220	2930	–
1,6		1	–	–	–	–	–	–	–	1400	1790	2200	–	–
1,6		2,4,6	–	–	2050	2510	3450	–	–	–	1850	2250	3060	–
1,0	800	1	–	–	–	–	–	–	–	2300	3200	3660	–	–
1,0		2,4,6	–	–	3600	4400	5900	–	–	–	3200	3900	5200	–

1,6		1	-	-	-	-	-	-	-	240 0	3350	3840	-	-
1,6		2,4,6	-	-	385 0	4500	6100	-	-	-	3450	4050	5600	-
1,0	1000	1	-	-	-	-	-	-	-	360 0	4850	5950	-	-
1,0		2,4,6	-	-	545 0	6700	9250	-	-	-	4950	6100	8120	-
1,6		1	-	-	-	-	-	-	-	380 0	5000	6050	-	-
1,6		2,4,6	-	-	575 0	7100	9700	-	-	-	5250	6350	8650	-
1,0	1200	1	-	-	-	-	-	-	-	-	6700	8150	-	-
1,0		2,4,6	-	-	-	1010 0	1345 0	-	-	-	-	9100	1200 0	-
1,6		1	-	-	-	-	-	-	-	-	7000	8600	-	-
1,6		2,4,6	-	-	-	1040 0	1370 0	-	-	-	-	9380	1215 0	-
1,0	1400	1	-	-	-	-	-	-	-	-	8630	1068 0	-	-
1,0		2,4,6	-	-	-	-	1839 0	-	-	-	-	-	1626 0	-
1,6		1	-	-	-	-	-	-	-	-	1120 0	1320 0	-	-
1,6		2,4,6	-	-	-	-	1879 0	-	-	-	-	-	1683 0	-

В кожухотрубних випарниках в трубному просторі кипить рідна, а в міжтрубному просторі можуть бути рідкий, газоподібний, пароподібний, парогазовий або парорідинний теплоносій. Теплообмінники можуть бути лише вертикальними, з трубами діаметром 25×2 мм. Вони можуть бути з нерухомою трубною решіткою або з температурним компенсатором на кожусі. Основні параметри кожухотрубних конденсаторів та випарників наведені в таблиці 3.11.

Застосування кожухотрубних теплообмінників з температурним компенсатором на кожусі (лінзовим компенсатором) обмежено гранично допустимим тиском в кожусі, що дорівнює 1,6 МПа. За більшого тиску в кожусі (1,6–8,0 МПа) слід застосувати [153].

На рисунку 3.8 зображений кожухотрубний теплообмінник з плаваючою головкою [6, 15], призначений для охолодження (нагрівання) рідких або газоподібних середовищ без зміни їх агрегатного середовища. Не закріплена в кожусі друга трубна решітка разом з внутрішньою кришкою, що відділяє трубний

простір від міжтрубного утворює так звану плаваючу головку. Така конструкція виключає температурні напруження в кожусі та трубах. Ці теплообмінники можуть бути дво- або чотирьохходовими, горизонтальними довжиною 3, 6 і 9 м або вертикальними висотою 3 м. Поверхні тепловіддачі і основні параметри їх наведені в таблиці 3.12.

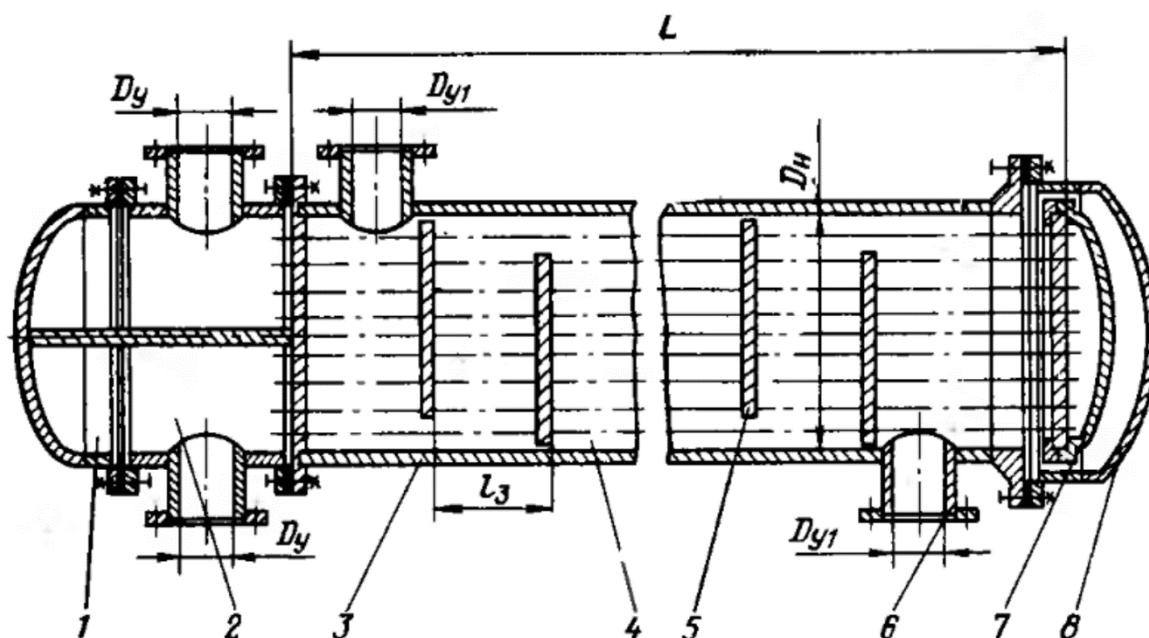
**Таблиця 3.11 – Параметри кожухотрубних випарників і конденсаторів і випарників**

Діаметр кожуха, мм	Діаметр труб, мм	Число ходів *	Загальна кількість труб	Поверхня теплообміну ** (в м <sup>2</sup> ) при довжині труб, м				Площа перерізу одного ходу по трубах, м <sup>2</sup>		
				2,0	3,0	4,0	6,0			
600	20×2	2	370	–	70	93	139	0,037		
		4	334	–	63	84	126	0,016		
		6	316	–	60	79	119	0,009		
	25×2	1	257	40	61	81	–	–		
		2	240	–	57	75	113	0,042		
		4	206	–	49	65	97	0,018		
		6	196	–	46	61	91	0,011		
		800	20×2	2	690	–	130	173	260	0,069
				4	638	–	120	160	240	0,030
6	618			–	116	155	233	0,020		
	25×2	1	465	73	109	146	–	–		
		2	442	–	104	139	208	0,077		
		4	404	–	95	127	190	0,030		
		6	384	–	90	121	181	0,022		
		1000	20×2	2	1138	–	214	286	429	0,114
				4	1072	–	202	269	404	0,051
6	1044			–	197	262	393	0,034		
	25×2	1	747	117	176	235	–	–		
		2	718	–	169	226	338	0,124		
		4	666	–	157	209	314	0,055		
		6	642	–	151	202	302	0,036		
		1200	20×2	2	1658	–	–	417	625	0,165
				4	1580	–	–	397	595	0,079
6	1544			–	–	388	582	0,049		
	25×2	1	1083	–	256	340	–	–		
		2	1048	–	–	329	494	0,179		

		4	986	–	–	310	464	0,084
		6	958	–	–	301	451	0,052
1400	20×2	2	2298	–	–	–	865	0,230
		4	2204	–	–	–	831	0,110
		6	2162	–	–	–	816	0,072
	25×2	1	1545	–	372	486	–	–
		2	1504	–	–	–	708	0,260
		4	1430	–	–	–	673	0,118
		6	1396	–	–	–	657	0,080

\* Випарники можуть бути лише одноходовими.

\*\* Розраховані по зовнішньому діаметру труб



1 – кришка розподільчої камери; 2 – розподільча камера; 3 – кожух;  
 4 – теплообмінні труби; 5 – сегментні перегородки; 6 – штуцер;  
 7 – кришка плаваючої головки; 8 – кришка кожуха

**Рисунок 3.8 – Кожухотрубний теплообмінник з плаваючою головкою**

**Таблиця 3.12 – Параметри кожухотрубних теплообмінників і конденсаторів з плаваючою головкою**

Діаметр кожуха, мм	Діаметр труб*, мм	Число ходів **	Площа перерізу одного ходу по трубах, м <sup>2</sup>		Поверхня теплообміну (м <sup>2</sup> ) при довжині труб, м					Площа перерізу найужчого перерізу в міжтрубному просторі ***, м <sup>2</sup>	
					3,0	6,0***		9,0***			
325	20×2	2	0,007	–	13	26	–	–	–	0,012	–
	25×2	2	0,007	–	10	20	–	–	–	0,012	–
400	20×2	2	0,012	–	23	46	–	–	–	0,020	–
	25×2	2	0,014	–	19	38	–	–	–	0,019	–
500	20×2	2	0,020	–	38	76	–	–	–	0,031	–
	25×2	2	0,023	–	31	62	–	–	–	0,030	–
600	20×2	2	0,030	0,034	–	117	131	176	196	0,048	0,042
		4	0,013	0,014	–	107	117	160	175	0,048	0,042
		6	–	0,008	–	–	113	–	–	0,048	0,042
	25×2	2	0,034	0,037	–	96	105	144	157	0,043	0,040
		4	0,015	0,016	–	86	94	129	141	0,043	0,040
		6	–	0,007	–	–	87	–	–	0,043	0,040
800	20×2	2	0,026	0,063	–	212	243	318	364	0,043	0,071
		4	0,025	0,025	–	197	225	295	337	0,078	0,071
		6	–	0,016	–	–	216	–	–	0,078	0,071
	25×2	2	0,060	0,069	–	170	181	255	286	0,074	0,068
		4	0,023	0,024	–	157	173	235	259	0,074	0,068
		6	–	0,018	–	–	164	–	–	0,074	0,068
1000	20×2	2	0,092	0,106	–	346	402	519	603	0,115	0,105
		4	0,043	0,049	–	330	378	495	567	0,115	0,105
		6	–	0,032	–	–	368	–	–	0,115	0,105
	25×2	2	0,103	0,119	–	284	325	426	488	0,117	0,112
		4	0,041	0,051	–	267	301	400	451	0,117	0,112
		6	–	0,034	–	–	290	–	–	0,117	0,112
1200	20×2	2	0,135	0,160	–	514	604	771	906	0,138	0,147
		4	0,064	0,076	–	494	576	741	864	0,138	0,147
		6	–	0,046	–	–	563	–	–	0,138	0,147
	25×2	2	0,155	0,179	–	423	489	635	733	0,126	0,113
		4	0,072	0,086	–	403	460	604	690	0,126	0,113
		6	–	0,054	–	–	447	–	–	0,126	0,113
1400	20×2	2	0,188	0,220	–	715	831	1072	1246	0,179	0,198
		4	0,084	0,102	–	693	798	1040	1197	0,179	0,198
		6	–	0,059	–	–	782	–	–	0,179	0,198
	25×2	2	0,214	0,247	–	584	675	876	1012	0,174	0,153
		4	0,099	0,110	–	561	642	841	693	0,174	0,153
		6	–	0,074	–	–	626	–	–	0,174	0,153



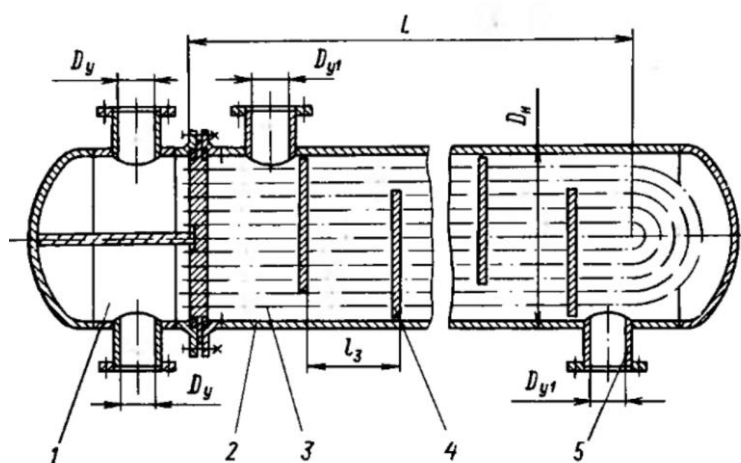
\* Труби діаметром  $25 \times 2$  мм повинні виготовлятися з виходячих сталей; допускаються труби з вуглецевої сталі, але  $25 \times 2,5$  мм.

\*\* Шість ходів по трубах може бути лише у конденсаторів.

\*\*\* Дані в правих стовпчиках відносяться до розташування труб в трубних решітках по вершинах рівносторонніх трикутників, решта – по вершинам квадратів (за ГОСТ 13202–77).

Кожухотрубні конденсатори з плаваючою головкою відрізняються від аналогічних теплообмінників більшим діаметром штуцера для підведення пари в міжтрубний простір. Допустимий тиск охолоджуючого середовища в трубах до 1,0 МПа, в міжтрубному просторі – від 1,0 до 2,5 МПа. Ці апарати можуть бути дво-, чотири- та шестиходовими по трубному простору. Діаметр кожуха від 600 до 1400 мм, висота труб 6,0 м. Поверхні тепловіддачі і основні параметри таких конденсаторів також наведені в таблиці 3.12.

Теплообмінники з U-подібними трубами (Рисунок 3.9) застосовують для нагрівання та охолодження рідких чи газоподібних середовищ без зміни агрегатного стану. Вони розраховані на тиски 6,4 МПа, відрізняються від теплообмінників з плаваючою головкою менш складною конструкцією (одна трубка решітка, немає внутрішньої кришки), однак можуть бути лише двоходовими, з труб лише одного сортамента:  $20 \times 2$  мм. Поверхні теплообміну і основні параметри цих теплообмінників наведені в таблиці 3.13.



1 – розподільча камера; 2 – кожух; 3 – теплообмінні труби; 4 – сегментні перегородки; 5 – штуцер

**Рисунок 3.9 – Кожухотрубний теплообмінник з U-подібними трубами**

**Таблиця 3.13 – Параметри кожухотрубних теплообмінників з U-подібними трубами**

Діаметр кожуха, мм	Площа перерізу одного ходу по трубах, м <sup>2</sup>		Поверхня теплообміну (м <sup>2</sup> ) при довжині труб, м					Площа найвужчого перерізу в міжтрубному просторі**, м <sup>2</sup>	
			3,0	6,0**		9,0			
325	0,007	–	14	27	–	–	–	0,011	–
400	0,013	–	26	51	–	–	–	0,020	–
500	0,022	–	43	85	–	–	–	0,032	–
600	0,031	0,039	–	120	150	178	223	0,047	0,037
800	0,057	0,067	–	224	258	331	383	0,085	0,073
1000	0,097	0,112	–	383	437	565	647	0,120	0,108
1200	0,142	0,165	–	564	651	831	91	0,135	0,151
1400	0,197	0,234	–	790	930	1160	1369	0,161	0,187

\* Розрахована по зовнішньому діаметру труб.

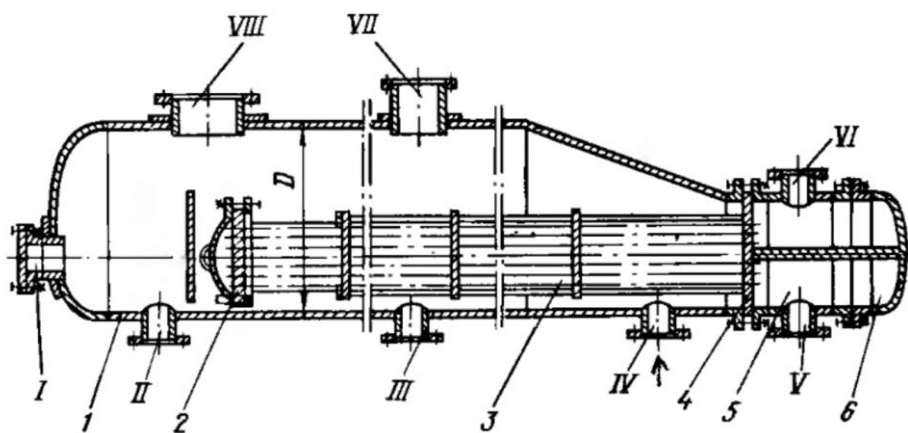
\*\* Дані в правих стовпчиках відносяться до розташуванню труб в трубній решітці по вершинам рівносторонні трикутників, решта – по вершинам квадратів (за ГОСТ 13203–77).

Кожухотрубні випарники з трубними пучками з U-подібних труб або з плаваючою головкою мають паровий простір над киплячою в кожусі рідиною. В цих апаратах, завжди розташованих горизонтально, гарячий теплоносій (в якості якого можуть бути використані газу, рідини чи пара) рухається по трубах. Кожухотрубні випарники можуть бути з конічним днищем (Рисунок 3.10) діаметром 800–1600 мм і з еліптичним днищем діаметром 2400–2800 мм (Рисунок 3.11). Останні можуть мати два чи декілька трубних пучків. Допустимі тиски в трубах становлять 1,6–4,0 МПа ,в кожусі – 1,0–2,5 МПа при робочих тисках від – 30 до 450°С, тобто вище, ніж для випарників з лінзовим компенсатором. Випарники з паровим простором виготовляються лише двоходовими, з труб довжиною 6,0 м діаметром 25×2 мм. Поверхні теплообміну і основні параметри цих теплообмінників наведені в таблиці 3.14.

**Таблиця 3.14 – Параметри кожухотрубних випарників з паровим простором**

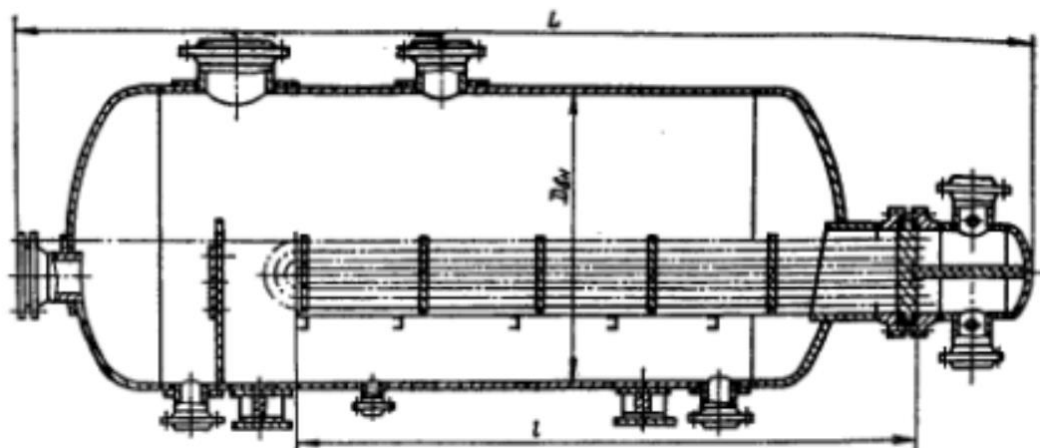
Діаметр кожуха, мм	Кількість трубних пучків, шт	Кількість труб в одному пучку *, шт		Поверхня теплообміну, м <sup>2</sup>		Площа перерізу одного ходу по трубам *, м <sup>2</sup>	
800	1	134	82	51	38	0,013	0,013
1000	1	220	132	85	62	0,022	0,020
1200	1	310	204	120	96	0,031	0,031
1600	1	572	362	224	170	0,057	0,055
2400	1	134	–	51	–	0,013	–
2400	1	220	–	85	–	0,022	–
2400	1	310	–	120	–	0,031	–
2400	1	572	–	224	–	0,057	–
2400	2	310	204	240	192	0,031	0,031
2600	3	310	204	360	288	0,031	0,031
2800	2	572	362	448	362	0,057	0,055

\* Дані в правих стовпчиках відносяться до трубних пучків з плаваючою головкою, решта – з U-подібними трубами.



1 – кожух; 2 – трубна решітка з плаваючою головкою; 3 – теплообмінні труби; 4 – нерухома трубна решітка; 5 – розподільча камера; 6 – кришка розподільчої камери; I – люк для монтажу трубного пучка; II – вихід залишків продукту; III – дренаж; IV – вхід свіжого продукту; V – вихід газу чи рідини (теплового агента); VI – вхід пари чи рідини (теплового агента); VII – вихід парів продукту; VIII – люк

**Рисунок 3.10 – Кожухотрубний випарник з паровим простором і конічним днищем**



**Рисунок 3.11 – Кожухотрубний випарник з паровим простором і еліптичним днищем**

### **3.3.2 Теплообмінники типу «труба в трубі»**

Матеріал викладено за авторами [1–6, 15, 17–19].

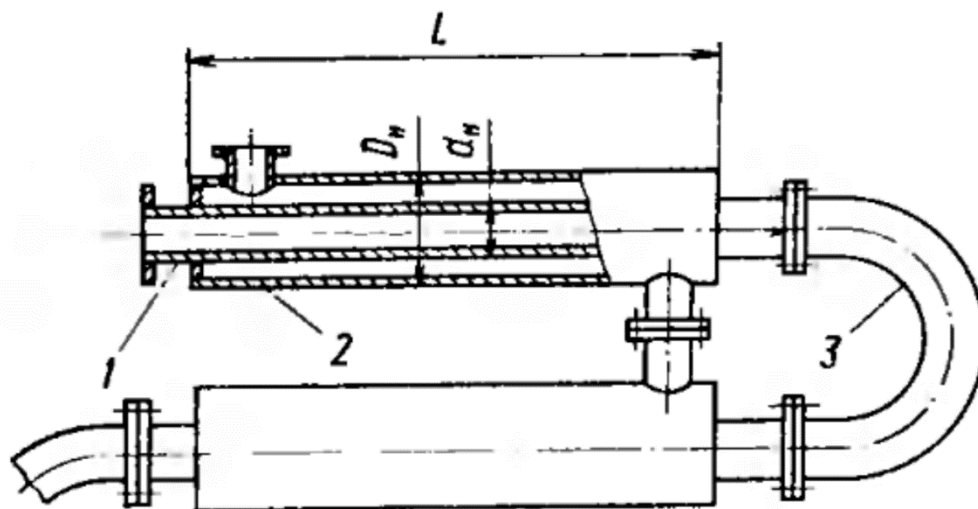
При невеликих навантаженнях, коли необхідна поверхня теплообміну не перевищує 20–30 м<sup>2</sup>, доцільно застосовувати теплообмінники типу «труба в трубі».

Такі теплообмінники виготовляються таких типів:

- нерозбірні однопоточні малогабаритні;
- розбірні одно- і двопоточні малогабаритні;
- розбірні однопоточні;
- нерозбірні однопоточні;
- розбірні однопоточні.

Нерозбірний теплообмінник типу труба в трубі зображений на рисунку 3.12.

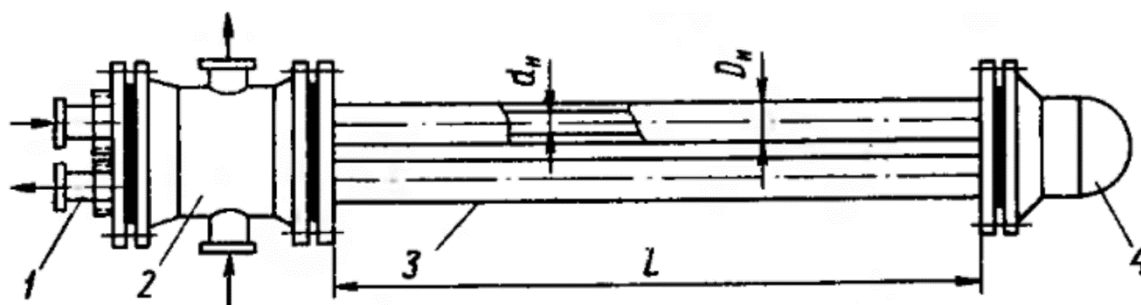
Ці теплообмінники можуть мати один хід або декілька ходів (зазвичай число ходів парне) [6].



1 – теплообмінна труба; 2 – кожухова труба; 4 – калач

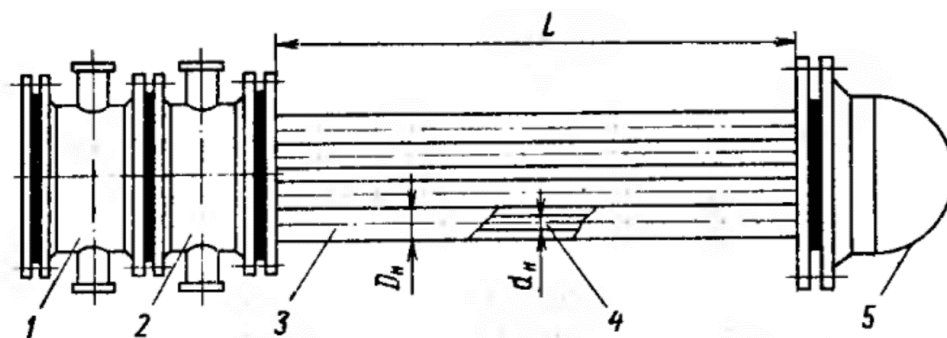
**Рисунок 3.12 – Нерозбірний теплообмінник типу «труба в трубі»**

Конструкції розбірних теплообмінників показані на рисунках 3.13 та 3.14. Однопоточний теплообмінник (Рисунок 3.13) має розподільчу камеру для зовнішнього теплоносія, розділену на дві зони перегородкою. В кришці розміщений калач, що з'єднує теплообмінні труби. Кожухові труби кріпляться в трубних решітках, теплообмінні труби герметизуються за допомогою сальникових ущільнень. Однопоточні розбірні теплообмінники з труб великого діаметра (понад 57 мм) виконуються без розподільчої камери, оскільки штуцер для підведення зовнішнього теплоносія можна приварити безпосередньо до кожухових труб.



1 – теплообмінна труба; 2 – розподільча камера для зовнішнього теплоносія; 3 – кожухова труба; 4 – кришка

**Рисунок 3.13 – Розбірний однопоточний малогабаритний (діаметром до 57 мм) теплообмінник типу «труба в трубі»**



1, 2 – розподільча камера відповідно для внутрішнього і зовнішнього теплоносія;  
3 кожухова труба; 4 – теплообмінна труба; 5 – кришка

**Рисунок 3.14 – Розбірний двопоточний малогабаритний (діаметром до 57 мм) теплообмінник типу «труба в трубі»**

Двопоточний розбірний теплообмінник (Рисунок 3.14) має дві розподільчі камери, а кришці розміщені два калача. Поверхня теплообміну і прохідні перерізи для теплоносіїв при інших однакових умовах в два рази більше, ніж в однотрубному теплообміннику. Багатопоточні теплообмінники типу «труба в трубі» принципово не відрізняються від двопоточних. Поверхня теплообміну і основні параметри нормалізованих теплообмінників типу «труба в трубі» наведені в таблицях 3.15 і 3.16 [3].

**Таблиця 3.15 – Поверхні теплообміну і основні параметри розбірних багатопоточних теплообмінників типу «труба в трубі»**

Кількість паралельних потоків	Число труб в одному апараті	Поверхня теплообміну (м <sup>2</sup> ) при довжині труб, м			Площа перерізів потоків 10 <sup>4</sup> м <sup>2</sup>	
		3,0	6,0	9,0	В середині теплообмінних труб	В кільцевих зазорах
3	6	2	6	–	38	92
5	10	5	10	–	63	154
7	14	–	14	21	88	216
22	44	–	44	66	277	680

\* діаметр теплообмінних труб 48×4 мм, діаметр кожухових труб 89×5 мм.  
Допускаються також теплообмінні труби діаметром 38×3,5 та 57×4 мм і кожухові

труби діаметром 108×4 мм при тих же довжинах. Граничні умовні тиски теплоносіїв 1,6 і 4,0 МПа.

**Таблиця 3.16 – Поверхні теплообміну і основні параметри нерозбірних і розбірних однопоточних і двопоточних теплообмінників типу «труба в трубі»**

Діаметр теплообмінних труб, мм	Число паралельних	Число теплообмінних	Поверхня теплообміну (в м <sup>2</sup> ) за зовнішнім діаметром при довжині труб, м						Діаметр ** труб кожуха, мм
			1,5	3,0	4,5	6,0	9,0	12,0	
25×2	1	1*	0,12	0,24	0,36	0,48	–	–	57×4
	1	2	0,24	0,48	0,72	0,96	–	–	
	2	4	0,48	0,96	1,44	1,92	–	–	
38×3,5	1	1*	0,18	0,36	0,54	0,72	–	–	57×4; 76×4; 89×5
	2	2	0,36	0,72	1,08	1,44	–	–	
	2	4	0,72	1,44	2,16	2,88	–	–	
48×4	1	1*	0,23	0,45	0,68	0,90	–	–	76×4; 89×5; 108×4
	1	2	0,46	0,90	1,36	1,80	–	–	
	2	4	0,92	1,80	2,72	3,60	–	–	
57×4	1	1*	0,27	0,54	0,81	1,08	–	–	89×5; 108×4
	1	2	0,54	1,08	1,62	2,16	–	–	
	2	4	1,08	2,16	3,24	4,32	–	–	
76×4	1	1*	–	–	–	1,43	2,14	2,86	108×4; 133×4
		2	–	–	2,14	2,86	4,28	–	
89×5	1	1*	–	–	–	1,68	2,52	3,36	133×4; 159×4,5
		2	–	–	2,52	3,36	5,04	–	
108×4	1	1*	–	–	–	2,03	3,05	4,06	159×4,5; 219×6
		2	–	–	3,05	4,06	6,10	–	
133×4	1	1*	–	–	–	2,50	3,75	5,00	219×6
		2	–	–	3,76	5,00	7,50	–	
159×4,5	1	1*	–	–	–	3,0	4,5	6,0	219×6

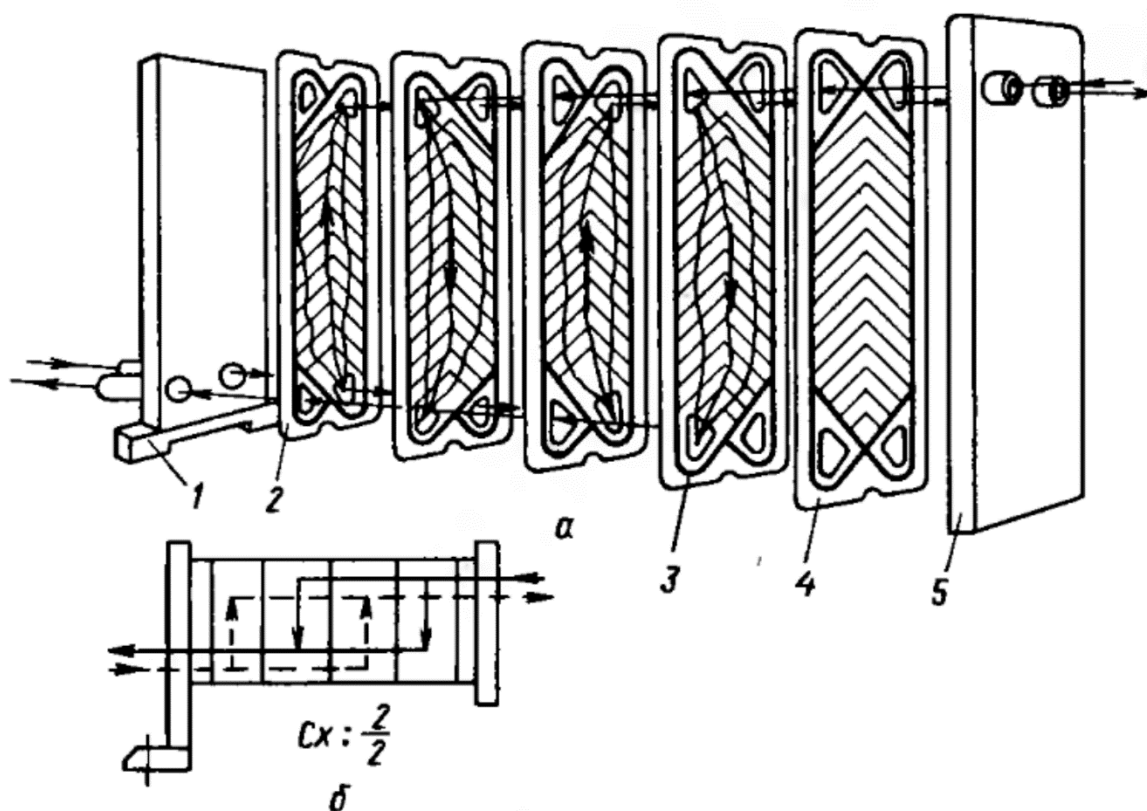
\* Відноситься до одного ходу нерозбірних теплообмінників.

\*\* Товщини труб вказані для умовних тисків не вище 1,6 МПа.

### 3.3.3 Пластинчаті теплообмінники

Матеріал викладено за авторами [1–6, 15, 17–19]. В пластинчатих теплообмінниках поверхня теплообміну утворена набором тонких штампованих гофрованих пластин. Ці апарати можуть бути розбірними, напіврозбірними і

нерозбірними (зварними). В пластинах розбірних теплообмінників (Рисунок 3.15) наявні кутові отвори для проходу теплоносіїв та пази в яких закріплюються ущільнюючі і компонентні прокладки зі спеціальних марок термостійкої гуми. Пластини стискаються між нерухою і рухою плитами, таким чином, щоб завдяки прокладкам між ними утворюються канали для почергового проходу гарячого і холодного теплоносіїв. Плити споряджені штуцерами для приєднання трубопроводів. Нерухома плита закріплюється в спеціальній рамі. Група пластин, що утворюють систему паралельних каналів, в яких даний теплоносій рухається лише в одному напрямку (зверху вниз чи навпаки), утворює пакет. Пакет аналогічний одному ходу по трубах в багатоходових кожухотрубних теплообмінниках.

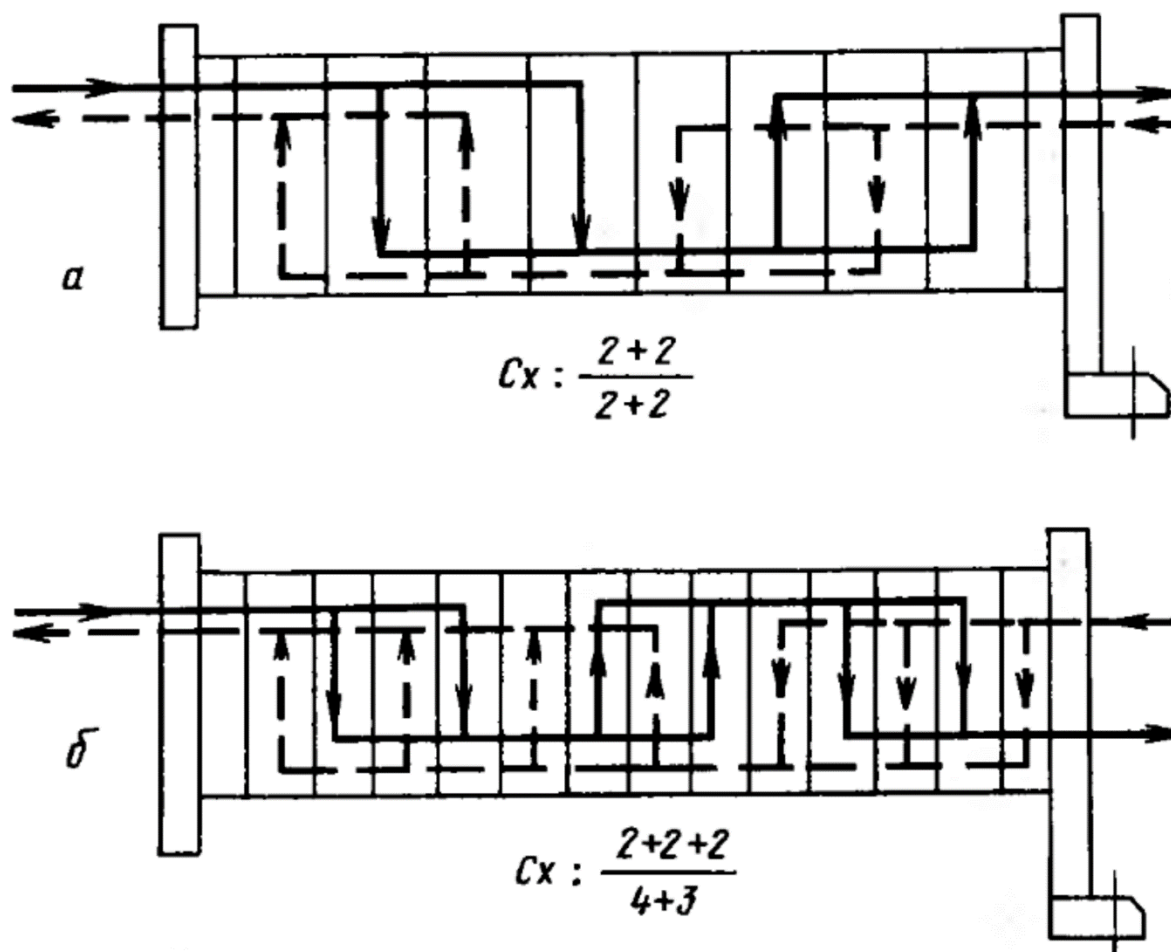


1 – нерухома плита; 2 – теплообмінна плита; 3 – прокладка; 4 – кінцева плита; 5 – рухома плита

**Рисунок 3.15 – Просторова схема руху теплоносіїв (а) і умовна схема компонування пластин (б) в однопакетному пластинчатому теплообміннику**



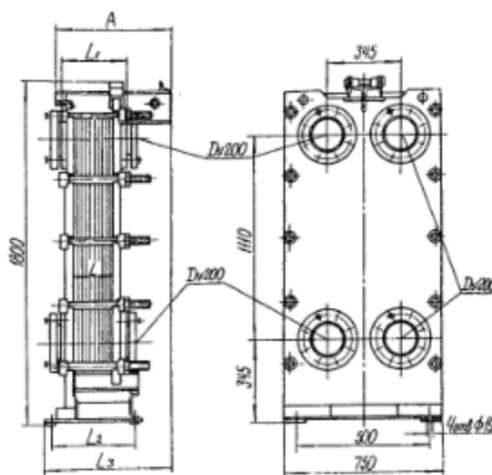
На рисунку 3.16 наведені приклади компоновки пластин. При заданих витратах теплоносія збільшення числа пакетів призводить до збільшення швидкості теплоносія, що інтенсифікує теплообмін, але збільшує гідравлічний опір. При оптимальному компонованні пластин, число пакетів для гарячого і холодного теплоносія може бути неоднаковим (як на рисунку 3.16, б). В умовному позначенні схеми компоновки число доданків в чисельнику відповідає числу пакетів (послідовних ходів) для гарячого теплоносія, в знаменнику – для холодного; кожен доданок означає число паралельних каналів в пакеті (в конденсаторах однопакетне компоновання пластин по ходу пари).



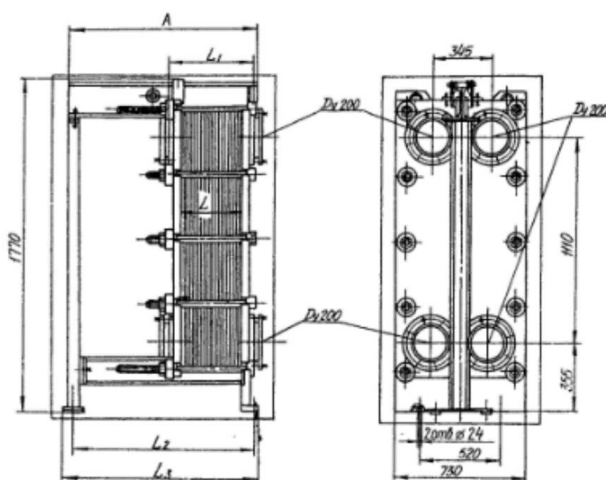
**Рисунок 3.16 – Приклади компоновки пластин: а – симетрична двопакетна схема; б – несиметрична схема (три пакети для гарячого теплоносія, два для холодного)**

В напіврозібраних теплообмінних апаратах пластини попарно зварені, доступ до поверхні теплообміну можливий лише з боку ходу одного з робочих середовищ. Розбірні апарати можуть працювати при тиску 0,002–1,0 МПа і температурі робочих середовищ від  $-20$  до  $+180$  °С, напіврозбірні – при тисках 0,002–2,5 МПа і такій же температурі; нерозбірні (зварні) апарати можуть працювати при тисках 0,0002–4,0 МПа та температурі від  $-100$  до  $+300$  °С.

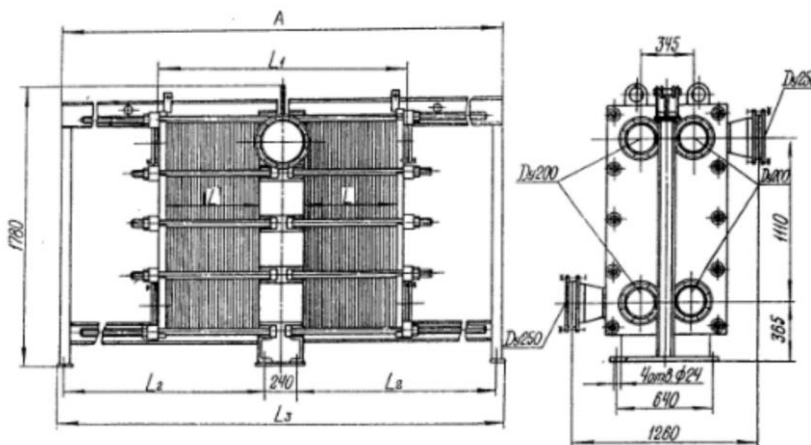
Розбірні теплообмінники виготовляють в трьох виконаннях: I – на консольній рамі (Рисунок 3.17), II – на двохопорній рамі (Рисунок 3.18), III – на трьохпорній рамі (Рисунок 3.19).



**Рисунок 3.17 – Пластинчастий теплообмінник на консольній рамі  
(виконання I)**



**Рисунок 3.18 – Пластинчастий теплообмінник на двохопорній рамі  
(виконання II)**



**Рисунок 3.19 – Пластинчастий теплообмінник на трьохопорній рамі  
(виконання III)**

В таблицях 3.17 та 3.18 наведені поверхні теплообміну і основні параметри розбірних пластинчастих теплообмінників.

**Таблиця 3.17 – Поверхня теплообміну і основні параметри розбірних пластинчастих теплообмінників**

Поверхня теплообміну $F$ ( $m^2$ ), число пластин $N$ (шт.) та маса апарата $M$ (кг) при поверхні однієї пластини $f$ ( $m^2$ )														
$f = 0,2$			$f = 0,3$			$f = 0,5^*$			$f = 0,6$			$f = 1,3$		
$F$	$N$	$M$	$F$	$N$	$M^*$	$F$	$N$	$M^{**}$	$F$	$N$	$M^*$	$F$	$N$	$M$
1	8	570	3	1 2	280	31, 5	64	1740	10	20	960	20 0	15 9	5350
2	12	590	5	2 0	315	50	10 0	2010	16	30	103 0	30 0	23 2	6470
5	28	650	8	3 0	345	63	12 6	2200	25	44	113 0	40 0	31 0	7610
6,3	34	670	10	3 6	365	80	16 0	2460	31, 5	56	122 0	50 0	38 8	1128 0
10	52	750	12, 5	4 4	400	100	20 0	2755	40	70	130 0	60 0	46 4	1243 0
12, 5	66	800	16	5 6	440	140	28 0	3345	50	86	140 0	80 0	62 0	1474 0
16	84	134 0	20	7 0	485	160	32 0	4740	63	10 8	153 0	–	–	–
25	12 8	148 0	–	–	–	220	44 0	5630	80	13 6	169 0	–	–	–

31, 5	16 0	160 0	–	–	–	280	56 0	6570	100	17 0	190 0	–	–	–
40	20 4	175 0	–	–	–	300	60 0	6810	140	23 6	229 0	–	–	–
–	–	–	–	–	–	320	64 0	7100	160	27 0	247 0	–	–	–
–	–	–	–	–	–	–	–	–	200	34 0	392 0	–	–	–
–	–	–	–	–	–	–	–	–	250	42 0	440 0	–	–	–
–	–	–	–	–	–	–	–	–	300	50 4	489 0	–	–	–

\* Теплообмінники зі здвоєними пластинами (напіврозбірні)

\*\* Для слабоагресивних і нейтральних середовищ зі швидкістю корозії металу менше 0,05 мм на рік (для агресивних середовищ маса в середньому більша на 8-10%)

\*\* Для тисків до 1,6 МПа.

**Таблиця 3.18 – Конструктивні характеристики розбірних пластинчатих теплообмінників**

Характеристики	Площа пластини, м <sup>2</sup>			
	0,2	0,3	0,6	1,6
Габарити пластини, мм				
Довжина	960	1370	1375	1915
Ширина	460	300	600	920
товщина*	1,0	1,0	1,0	1,0
Еквівалентний діаметр каналу, мм	8,8	8,0	8,3	9,6
Прохідний переріз каналу, 10 <sup>4</sup> , м <sup>2</sup>	17,8	11,0	24,5	42,5
Приведена довжина каналу, м	0,518	1,12	1,01	1,47
Маса пластини, кг**	2,5	3,2	5,8	12,0
Діаметр умовного проходу штуцерів, мм	80; 150	65	200	300

\* В полегшеному варіанті товщина пластини може бути зменшена до 0,5 мм.

\*\* Для пластини товщиною 0,8 мм.

### 3.3.4 Спіральні теплообмінники

Матеріал викладено за авторами [1–6, 15, 17–19]. В спіральних теплообмінниках (Рисунок 3.20) поверхня теплообміну утворена двома листами з вуглецевої чи корозійностійкої сталі, звернутими на спеціальному верстаті в

спіралі. За допомогою приварених дистанційних штифтів між листами зберігається однакова по всій спіралі відстань, що дорівнює 12 мм. Таким чином, отримується два спіральних канала, які закінчуються в центрі двома напівциліндрами, відділеними один від одного перегородкою. До периферійної частини листів приварені коробки. Кожен напівциліндр і кожна коробка мають штуцер для входу або виходу теплоносія. З торців спіралі затискаються між дисками за допомогою кришок. Для герметизації використовують прокладки з гуми, пароніту або м'якого металу.

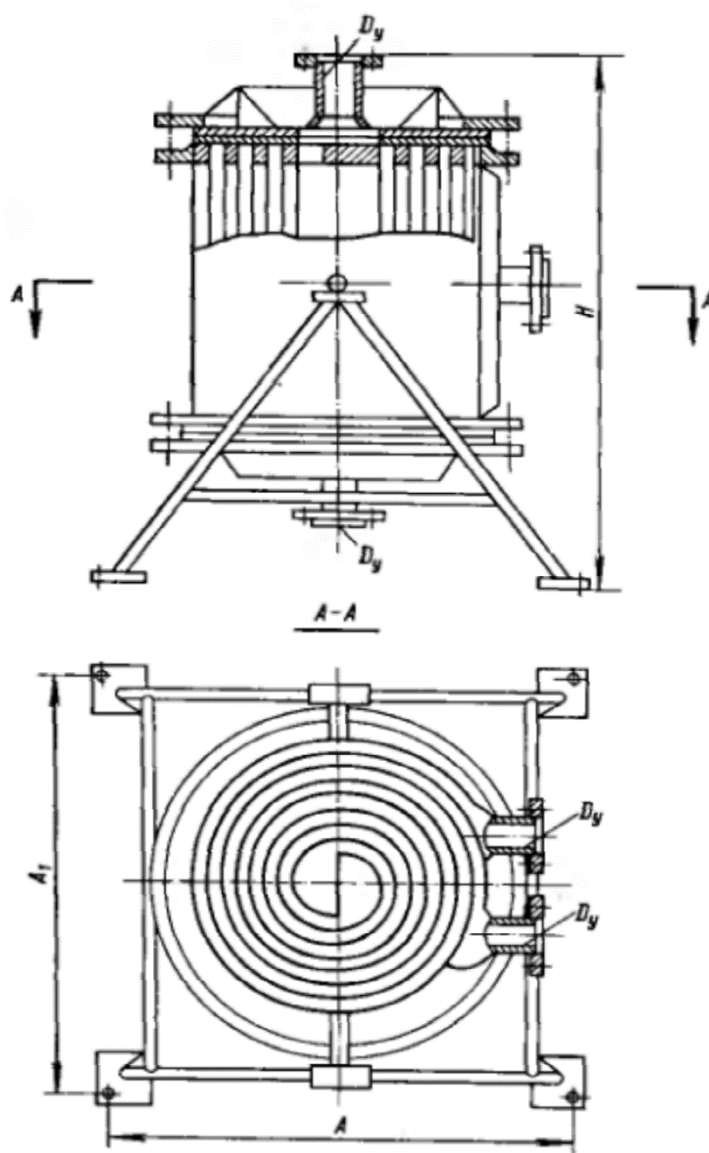


Рисунок 3.20 – Спіральний теплообмінник

Спіральні теплообмінники мають поверхню теплообміну 10–100 м<sup>2</sup>, працюють при тисках до 1 МПа та температурі від –20 до +200 °С. Поверхні теплообміну і основні параметри їх наведені в таблиці 3.19

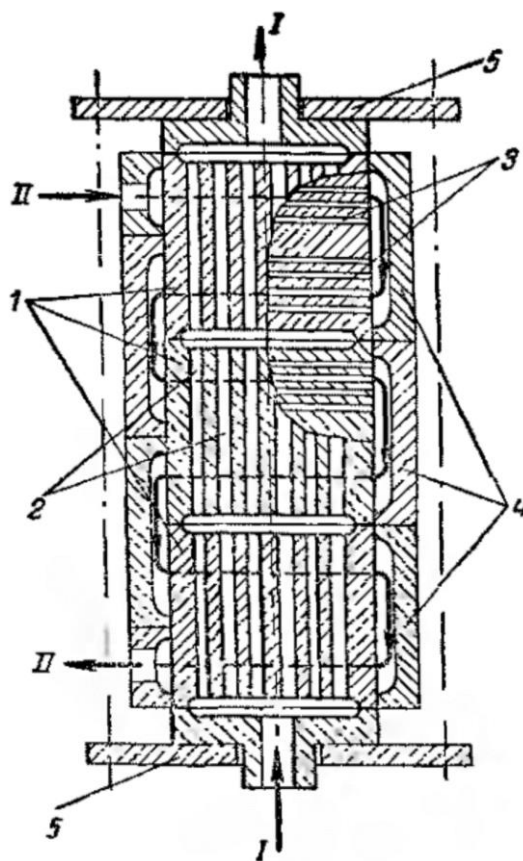
**Таблиця 3.19 – Поверхні теплообміну і основні параметри спіральних теплообмінників (за ГОСТ 12067–80)**

$F, \text{ м}^2$	Товщина листа, мм	Ширина листа, м	Довжина каналу, м	Площа перерізу каналу, $10^4 \text{ м}^2$	Маса теплообмінника, кг, не більше	Діаметр штуцерів для рідких теплоносіїв, мм
10,0	3,5	0,4	12,5	48	1170	65
12,5	3,5	0,4	15,6	60	1270	65
16,0	3,5	0,5	16,0	60	1480	65
20,0	3,5	0,4	25,0	48	1770	100
20,0	4,0	0,7	14,3	84	1620	100
25,0	3,5	0,5	25,0	60	2270	100
25,0	4,0	0,7	17,9	84	1970	100
31,5	3,5	0,5	31,5	60	2560	100
31,5	4,0	0,7	22,5	84	2560	100
40,0	3,9	1,0	20,0	120	2760	100
40,0	4,0	0,7	28,6	84	3160	100
50,0	3,9	1,0	25,0	120	3460	150
50,0	6,0	1,1	22,7	138	3960	150
63,0	3,9	1,0	31,5	120	4260	150
63,0	6,0	1,1	28,6	138	4760	150
80,0	3,9	1,0	40,0	120	5440	150
80,0	6,0	1,1	36,4	138	5450	150
100,0	3,9	1,0	50,0	120	5960	150
100,0	4,0	1,25	40,0	150	5960	150

### 3.3.5 Блочні теплообмінники з графіту

Матеріал викладено за авторами [1–6, 15, 17–19]. Теплообмінники з графіту широко розповсюджені в хімічній промисловості завдяки дуже високій корозійній стійкості і високій (до 100 Вт/(м·К)) теплопровідності графіту. Найбільше застосування знаходять блочні теплообмінники. Їх основним елементом є

графітовий блок, що має форму паралелепіпеда, в якому просвердлені вертикальні і горизонтальні отвори для проходу теплоносіїв, що не перетинаються (Рисунок 3.21). Апарат складається з одного або декількох блоків. За допомогою бокових металевих плит в кожному блоці організується двоходовий рух теплоносія по горизонтальним отворах. Теплоносій, що рухається вертикальним каналам, в теплообмінниках, зібраних з блоків розміром  $350 \times 515 \times 350$  мм (друге число – довжина горизонтальних каналів), може здійснювати один чи два ходи, залежно від конструкції верхньої та нижньої кришок. В апаратах, зібраних з блоків зі збільшеними боковими гранями ( $350 \times 700 \times 350$ ), теплоносій, що рухається по вертикальним каналах, може здійснювати два або чотири ходи.



1 – графітові блоки; 2 – вертикальні круглі канали; 3 – горизонтальні круглі канали; 4 – бокові переточні камери; 5 – торцеві кришки

**Рисунок 3.21 – Блочний теплообмінник з графіту**

Поверхні теплообміну і основні параметри блочних теплообмінників наведені в таблиці 3.20.

**Таблиця 3.20 – Поверхні теплообміну і основні параметри блочних графітових теплообмінників**

$F, \text{ м}^2$	Число блоків, шт	Канали в блоці		
		горизонтальні, число*, шт	вертикальні	
			діаметр, мм	число, шт.
Блоки 350×515×350 мм				
5,4	2	126	28	84
7,2	2	180	12	252
10,8	4	126	28	84
14,4	4	180	12	252
16,2	6	126	28	84
21,6	6	180	12	252
Блоки 350×700×350 мм; 2 вертикальних ходи				
14,6	4	126	28	108
19,6	4	180	12	324
21,9	6	126	28	108
29,4	6	180	12	324
Блоки 350×700×350 мм; 4 вертикальних ходи				
13,4	4	126	28	96
19,0	4	180	12	324
20,1	6	126	28	96
285	6	180	12	324

\* Діаметр горизонтальних каналів 12 мм.

Блочні графітові теплообмінники можна використовувати для теплообміну між середовищами, одне з яких корозійно-активне. Якщо корозійно-активні обидва середовища, бокові плити захищають спеціальними графітовими вкладишами.

### 3.4 Конструктивний розрахунок теплообмінників

Матеріал викладено за авторами [1–6, 15, 17–19]. Задачею конструктивного розрахунку теплообмінних апаратів є визначення основних конструктивних розмірів. Конструктивний розрахунок виконується залежно від типу апарата. Детальний розрахунок проводиться в тому випадку, коли немає можливості вибрати стандартний теплообмінник серійного виробництва. При виборі



стандартного теплообмінника конструктивний розрахунок зводиться до визначення діаметру і підбору штуцерів.

### 3.4.1 Кожухотрубні теплообмінники

Матеріал викладено за авторами [1–6, 15, 17–19].

Конструктивний розрахунок кожухотрубного теплообмінника включає розрахунок проточної частини трубного простору, вибір розміщення труб в трубних решітках (плитах), визначення діаметра корпусу апарата, розрахунку проточної частини міжтрубного простору, визначення діаметрів штуцерів.

Вихідні дані для розрахунку: витрата робочих середовищ, швидкість їх руху, початкові і кінцеві температури, площа поверхні теплообміну і діаметр труб в апараті.

Для чистих і малов'язких рідин зазвичай використовують труби діаметром 16-38 мм, а для газів, в'язких і забруднених рідин до 76 мм.

При розрахунку проточної частини знаходять площу прохідного перерізу труб одного ходу:

$$S_1 = \frac{G_1}{\rho \cdot w_1}, \quad (3.66)$$

або

$$S_1 = \frac{n_1 \pi \cdot d_b^2}{4}. \quad (3.67)$$

Число труб в одному ході:

$$n_1 = \frac{4 \cdot S_1}{\pi \cdot d_b^2}, \quad (3.68)$$

або

$$n_1 = \frac{4 \cdot G_1}{\pi \cdot d_b^2 \cdot \rho \cdot w_1}. \quad (3.69)$$

Виразимо з рівняння (3.21) значення швидкості через критерій Рейнольдса:

$$w_1 = \frac{Re_1 \cdot \mu}{d_b \cdot \rho}. \quad (3.70)$$

Підставляючи рівняння (3.70) в рівняння (3.69), отримуємо:

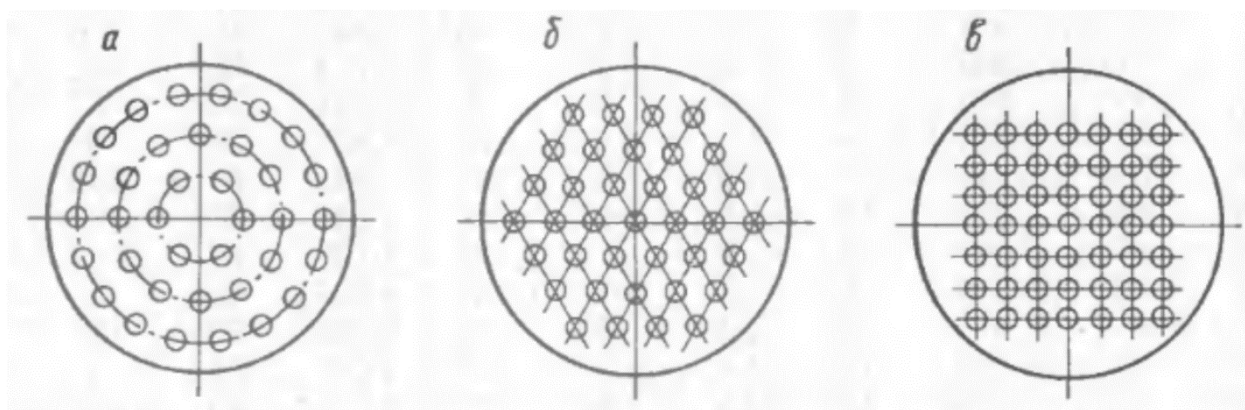
$$n_1 = \frac{4 \cdot G_1}{\pi \cdot d_b \cdot Re \cdot \mu}. \quad (3.70)$$

За значенням, отриманим з рівняння (3.70) за даними наведеними в пункті 3.3.1 або довідковій літературі (наприклад [14]) приймається для подальших розрахунків стандартний теплообмінник. В подальших розрахунках коефіцієнта теплопередачі та площі поверхні теплообміну використовують такі данні, як кількість ходів, загальна кількість труб, діаметр кожуха, діаметр труб, площі прохідних перерізів в трубному і міжтрубному просторі.

Якщо стандартний теплообмінник підібрати не можливо, подальший розрахунок проводять в такому порядку:

### 1. Вибір розміщення труб в трубних решітках.

Труби в трубних решітках розташовують по сторонах правильних шестикутників, квадратів та концентричним колам (Рисунок 3.22).



**Рисунок 3.22 – Розміщення труб в трубних решітках: а – по концентричним колам; б – по периметрам правильних шестикутників; б – по вершинам квадратів**

Найбільш розповсюдженим є розташування труб по сторонах правильних шестикутників (також таке розташування називається по вершинах правильних трикутників бо шаховим пучком), оскільки в цьому випадку досягається максимальна компактність теплообмінника, зменшується переріз міжтрубного простору, що збільшує швидкість руху в ньому робочого середовища і підвищує коефіцієнт теплопередачі, теплообмінник більш технологічний у виготовленні та ремонті. Схема розташування по сторонам правильних шестикутників дає рівномірний шаховий пучок. Розташування труб по вершинах квадратів спрощує можливість очищення зовнішньої поверхні труб, тому такі трубні пучки застосовують при роботі зі схильними до утворення забруднень середовищами.

## 2. Визначення внутрішнього діаметра корпусу апарата

Для випадку розташування труб по периметру правильних шестикутників зв'язок між загальним числом труб  $n$ , числом труб на діагоналі  $b$  та на стороні  $a$  найбільшого шестикутника виражається такими простими співвідношеннями [12]:

$$n = 3 \cdot a \cdot (a - 1) + 1, \quad (3.71)$$

$$b = 2 \cdot a - 1. \quad (3.72)$$

Відстань між осями труб або крок, залежить від зовнішнього діаметра  $d_3$ . Цю величину можна приймати зі співвідношення [12]:

$$t = (1,2 \div 1,4) \cdot d_3. \quad (3.73)$$

Згідно ГОСТ 9929–82 крок отворів для труб вибирають в такому порядку [2]:

Зовнішній діаметр труб, мм	16	20	25	38	57
Крок отворів, мм	21	26	32	48	70

Внутрішній діаметр корпусу теплообмінника визначається за формулою:

$$D = t \cdot (b - 1) + 4 \cdot d_3. \quad (3.74)$$

Внутрішній діаметр корпусу теплообмінника округлюють до найближчого більшого розміру, рекомендованого стандартами (див. таблиці 3.8, 3.11–2.14).

### 3. Розрахунок поточної частини міжтрубного простору.

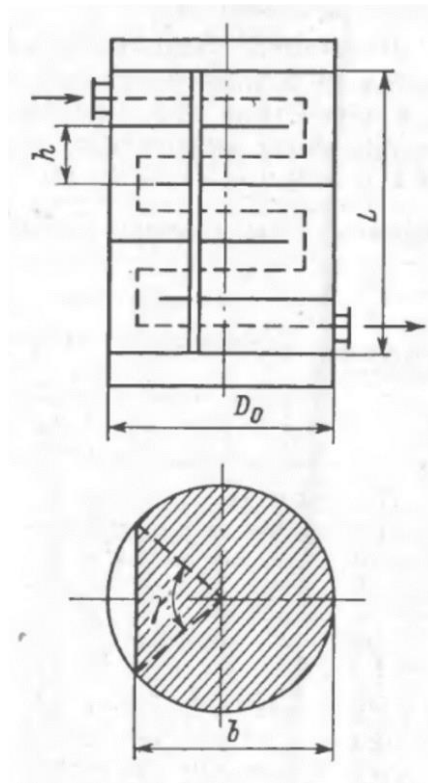
У випадку одноходового повздовжнього потоку рідини або газу в міжтрубному просторі площа поперечного перерізу потоку становитиме:

$$S_{\text{мтр}} = \frac{\pi \cdot (D_{\text{в}}^2 - n \cdot d_3^2)}{4}. \quad (3.75)$$

Швидкість руху середовища в міжтрубному просторі:

$$w_{\text{мтр}} = \frac{G_2}{\rho \cdot S_{\text{мтр}}}. \quad (3.76)$$

У випадку, коли при отриманому значенні швидкості не забезпечується необхідна інтенсивність теплообміну, в міжтрубному просторі доцільно ставити перегородки (Рисунок 3.23).



**Рисунок 3.23 – Схема облаштування поперечних (сегментних) перегородок в міжтрубному просторі кожухотрубного теплообмінника**

Число перегородок:

$$m = z - 1, \quad (3.77)$$

де  $z$  – число ходів в міжтрубному просторі:

$$z = \frac{L \cdot (D_B - b \cdot d_3)}{S_{\text{мтр}}}, \quad (3.78)$$

або

$$z = \frac{L \cdot D_B \cdot (1 - x_{\text{поп}})}{S_{\text{мтр}}}, \quad (3.79)$$

де  $b$  – число труб по діагоналі шестикутника (формула 3.72);  $S_{\text{мтр}}$  – площа поперечного перерізу одного ходу;  $x_{\text{поп}}$  – ступінь заповнення перерізу трубами (зазвичай в теплообмінних апаратах  $x_{\text{поп}} = 0,75 \div 0,8$ ).

Переріз потоку  $S_{\text{мтр}}$  при швидкості, яка відповідає необхідному режиму теплообміну, визначається за формулою:

$$S'_{\text{мтр}} = \frac{G_2}{\rho \cdot w_{\text{мтр}}}. \quad (3.80)$$

В той же час переріз потоку в напрямку вздовж трубок (при повороті між ходами) буде дорівнювати:

$$S''_{\text{мтр}} = \left( \frac{\pi \cdot D_B^2}{4} \cdot \frac{\gamma}{380} - \frac{D_B^2}{8} \cdot \sin(\gamma) \right) \cdot (1 - x_{\text{пр}}), \quad (3.81)$$

де  $x_{\text{пр}}$  – ступінь заповнення перерізу трубами в повздовжньому напрямку;  $\gamma$  – центральний кут сегмента перегородки, град.

Значення  $x_{\text{пр}}$  знаходиться зі співвідношення:

$$x_{\text{пр}} = \frac{\pi \cdot \psi}{4 \cdot \beta^2 \cdot \sin(\alpha)}, \quad (3.82)$$

де  $\beta$  – відношення кроку між трубами  $t$  до зовнішнього діаметра труб;  $\psi$  – коефіцієнт заповнення трубної плити;  $\alpha$  – кут при вершині рівностороннього трикутника,  $\alpha = 60^\circ$ .

При розміщенні труб по сторонах правильних шестикутників можна приймати для одноходових теплообмінників  $\psi = 0,8 \div 0,9$ ; для багатходових  $\psi = 0,6 \div 0,8$ .

При розміщенні труб по концентричним колам величина  $\psi$  зменшується на 5–10%, при розміщенні по вершинам квадратів – на 15%.

З рисунка 3.23 випливає, що ширина перегородки  $b$  визначається як:

$$b = r + r \cdot \cos\left(\frac{\gamma}{2}\right). \quad (3.83)$$

Кут  $\gamma$  визначається із умови рівності площ поперечного перерізу потоку, тобто з формул (3.80) та (3.81) отримуємо:

$$\frac{G_2}{\rho \cdot w_{\text{мтр}}} = \left( \frac{\pi \cdot D_{\text{в}}^2}{4} \cdot \frac{\gamma}{380} - \frac{D_{\text{в}}^2}{8} \cdot \sin(\gamma) \right) \cdot (1 - x_{\text{пр}}). \quad (3.84)$$

Рівняння (3.84) є трансцендентним відносно  $\gamma$  тому для його розв'язання необхідно застосовувати числові методи.

Варто відзначити, що установка перегородок в міжтрубному просторі значно ускладнює конструкцію і є небажаною. Застосування перегородок виправдане лише у випадку, коли робочі середовища не змінюють агрегатний стан. В теплообмінниках, де в міжтрубний простір подається гріюча пара, установка перегород в міжтрубному просторі не потрібна [2].

Також, деякі розміри, такі як товщина обичайки корпусу, товщина трубної решітки, параметри днищ та фланців тощо, визначаються на основі розрахунків на міцність.

### 3.4.2 Теплообмінники типу «труба в трубі»

Матеріал викладено за авторами [1].

Діаметр внутрішньої труби визначається за формулою:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot G_1}{\pi \cdot \rho \cdot w_1}}. \quad (3.85)$$

За отриманим значенням приймають стандартну труби, розміри яких наведені в пункті 3.3.2.

Внутрішній діаметр зовнішньої труби визначається за формулою:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot G_2}{\pi \cdot \rho \cdot w_2} + d^2}. \quad (3.86)$$

В цьому випадку також приймається стандартний діаметр зовнішньої (кожухової) труби (пункт 3.3.2).

В обох випадках необхідно уточнювати швидкість руху рідини з прийнятими значеннями діаметрів.

у внутрішній трубі:

$$w_1 = \frac{4 \cdot G_1}{\pi \cdot \rho \cdot d^2}, \quad (3.87)$$

у кільцевому каналі:

$$w_2 = \frac{4 \cdot G_2}{\pi \cdot \rho \cdot (D^2 - d^2)}. \quad (3.88)$$

Бажано забезпечувати турбулентний режим течії рідини в обох каналах.

Загальна довжина труби, рахуючи по зовнішньому діаметру теплообмінних труб:

$$L = \frac{F}{\pi \cdot d}. \quad (3.89)$$

Приймаючи довжину теплообмінної труби рівною довжині кожухової труби, визначимо число елементів теплообмінника:

$$n = \frac{L}{l}, \quad (3.90)$$

де  $l$  – довжина кожухових труб.

Стандартні значення кожухових труб наведена в 3.3.2.

### 3.4.3 Змійовикові теплообмінники

Матеріал викладено за авторами [1–6, 15, 17–19]. Конструктивний розрахунок змійовикових теплообмінників включає визначення загальної довжини  $L$ , числа витків  $n$  та висоти  $H$  змійовика. Для виконання розрахунку необхідно визначити площу поверхні теплообміну  $F$ , середній діаметр труби  $d_{ср}$ , з якої навивається змійовик, діаметр витка змійовика  $d_{зм}$  і відстань між осями сусідніх витків  $h$  (зазвичай приймається рівним  $1,5 \div 2$  діаметри труби змійовика).

Загальна довжина змійовика:

$$L = \frac{F}{\pi \cdot d_{\text{cp}}}. \quad (3.91)$$

Довжина одного витка змійовика к гвинтової лінії:

$$l = \sqrt{(\pi \cdot d_{\text{зм}})^2 + h^2}. \quad (3.92)$$

Число витків змійовика:

$$n = \frac{L}{l}. \quad (3.93)$$

Загальна висота:

$$H = n \cdot h. \quad (3.94)$$

Внутрішній діаметр  $D$  корпусу теплообмінника, в який занурюється змійовик, рекомендується приймати в таких межах:

$$D = d_{\text{зм}} + (3 \div 4) \cdot d_3. \quad (3.95)$$

де  $d_3$  – зовнішній діаметр змійовика.

### 3.4.4 Спіральні теплообмінники

Матеріал викладено за авторами [1–6, 15, 17–19]. Для визначення геометричних розмірів спірального теплообмінника після теплового розрахунку і визначення величини робочої площі поверхні теплообміну виходять з розмірів внутрішнього радіусу спіралей першого піввитка  $r=150 \div 400$  мм з урахуванням розмірів патрубків, що розташовуються на кришках, тобто відстані між листами і ширини стрічки, з якої здійснюється навивання.

Площа поверхні нагрівання спірального теплообмінника отримана на основі теплового розрахунку, пов'язана з розмірами спіралей співвідношенням:

$$F = 2 \cdot L \cdot b_e. \quad (3.96)$$

Тут  $L$  – ефективна довжина спіралі апарата до точок  $M$  і  $N$  (Рисунок 3.24);  $b_e$  – ефективна ширина спіралі, що дорівнює ширині стрічки, що навивається, яка

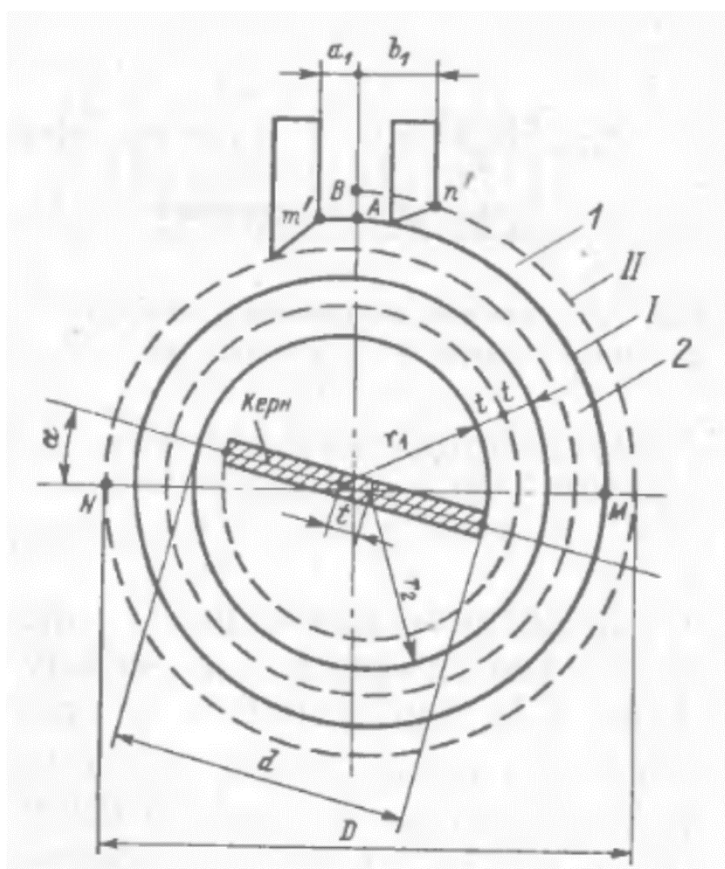


зменшується на товщину металевих стрічок чи прокладок, які входять в середину спіралі:

$$b_e = b - 20 \text{ мм.} \quad (3.97)$$

де  $b$  – ширина стрічки.

Ефективну довжину спіралі визначають з урахуванням того, що зовнішній виток спіралі не приймає участі в передачі теплоти.



1 – зовнішній канал; 2 – внутрішній канал, I, II – спіралі

**Рисунок 3.24 – Схема до розрахунку довжини каналу теплообмінника**

Кожен виток будується по двох радіусах:

$$r_1 = d/2. \quad (3.98)$$

$$r_2 = r_1 + t, \quad (3.99)$$

де  $t$  – крок спіралі:

$$t = \delta_k + \delta_{ст}, \quad (3.100)$$

де  $\delta_{\text{ст}}$  – товщина листа.

Довжина першого витка:

$$l_1 = 2 \cdot \pi \cdot \left( \frac{r_1 + r_2}{2} \right) = \pi \cdot (r_1 + r_2 + t) = 2 \cdot \pi \cdot r_1 + 2 \cdot \pi \cdot t \cdot 0,5. \quad (3.101)$$

Довжина другого витка:

$$l_2 = 2 \cdot \pi \cdot r_2 + 2 \cdot \pi \cdot t \cdot 2,5. \quad (3.102)$$

Довжина  $n$ -го витка:

$$l_n = 2 \cdot \pi \cdot r_n + 2 \cdot \pi \cdot t \cdot (2 \cdot n - 1,5). \quad (3.103)$$

Підсумовуючи, отримаємо довжину однієї спіралі:

$$L = l_1 + l_2 + \dots + l_n = 2 \cdot \pi \cdot r_n + \pi \cdot t \cdot n \cdot (2 \cdot n - 1), \quad (3.103)$$

звідки ефективне число витків, необхідне для отримання ефективної довжини визначається за рівнянням:

$$n = \sqrt{\frac{L}{2 \cdot \pi \cdot t} + \frac{1}{16} \cdot \left( \frac{d}{t} - 1 \right)^2} - \frac{1}{4} \cdot \left( \frac{d}{t} - 1 \right). \quad (3.104)$$

Число витків обох спіралей:

$$N = 2 \cdot n = \sqrt{\frac{4 \cdot L}{\pi \cdot t} + \frac{1}{4} \cdot \left( \frac{d}{t} - 1 \right)^2} - \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{d}{t} - 1 \right), \quad (3.105)$$

де  $d$  – внутрішній діаметр спірального теплообмінника:

$$d = 2 \cdot r + t. \quad (3.106)$$

Зовнішній діаметр спіралі з урахуванням товщини листа визначається за формулою:

$$D = d + 2 \cdot N \cdot t + \delta_{\text{ст}}. \quad (3.107)$$

Дійсна довжина листів спіралей між точками  $m$  та  $m'$  для спіралі  $l$  і між точками  $n$  та  $n'$  для спіралі  $II$  (Рисунок 3.24) визначається за співвідношеннями:

$$L_1 = L + \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot D + a_1. \quad (3.108)$$

$$L_{II} = L + \frac{3}{4} \cdot \pi \cdot D - b_1. \quad (3.109)$$

Величини  $a_1$  та  $b_1$  визначаються з конструктивних міркувань.

### 3.4.5 Пластинчасті теплообмінники

Матеріал викладено за авторами [1–6, 15, 17–19]. Їх компонують з пластин, розміри яких наведені в довідковій літературі. Зібрані в пакети пластини утворюють плоскопаралельні канали, по яких проходять теплоносії.

Для створення в каналах швидкостей, що забезпечують турбулентний режим течії потоків ( $Re > 50$ ), пакети з невеликим числом пластин в кожному з'єднуються послідовно по ходу теплоносія. Варіанти компоновання наведені в пункті 3.3.3.

Після попереднього визначення площі поверхні теплообміну на основі основного рівняння теплопередачі і вибору нормалізованого теплообмінника і числа пластин можна орієнтовно визначити за величиною допустимого опору теплообмінника число послідовно з'єднаних пакетів:

$$z \leq 0,01 \cdot \left( \frac{\Delta p_{\text{доп}} \cdot f_k \cdot n^2}{V^2} \right)^{0,33} . \quad (3.110)$$

де  $V$  – об'ємна витрата теплоносія,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $f_k$  – площа поперечного перерізу одного каналу,  $\text{м}^2$ ; число пластин в теплообміннику;  $\Delta p_{\text{доп}}$  – допустимий опір теплообмінника, Па.

При конденсації парів в пластинчастих теплообмінниках всі канали по потоку пари збирають в один пакет.

Число каналів в одному пакеті:

1) для середовища, що охолоджується:

$$m_1 = \left[ \left( \frac{n}{2} - 1 \right) \right] \cdot z ; \quad (3.111)$$

2) для середовища, що нагрівається:

$$m_2 = \frac{n}{2 \cdot z} . \quad (3.112)$$

Площа поперечного перерізу пакетів:

$$f_{1,2} = m_{1,2} \cdot f . \quad (3.113)$$

Швидкість руху теплоносія в каналах теплообмінника:

$$w_{1,2} = \frac{G_{1,2}}{\rho_{1,2} \cdot f_{1,2}}. \quad (3.114)$$

Критерій Рейнольдса визначається за формулою (3.21).

Якщо режим течії рідини ламінарний, збільшують число пакетів. Це забезпечує підвищення швидкості руху теплоносіїв і, відповідно, значення критерію Рейнольдса.

Далі визначаються коефіцієнти тепловіддачі і теплопередачі і уточнюється величина площі поверхні теплообміну.

Якщо розрахована величина значно відрізняється від попередньо визначеної і прийнятої, повторюється розрахунок ,приймавши в якості орієнтовної розраховану і прийняту за стандартом площу поверхні теплообміну. Розрахунок проводиться доки розбіжність величин орієнтовно прийнятої і уточненої площі поверхонь теплообміну не перевищуватиме допустиме значення (як правило 10%).

Детальний розрахунок пластинчастих теплообмінників наведений в [15].

### 3.4.6 Розрахунок діаметрів штуцерів

Матеріал викладено за авторами [1–6, 15, 17–19]. Розрахунок діаметрів патрубків здійснюється з рівняння витрат, а отримане значення слід узгодити з розмірами трубопроводів, що приєднуються до апарату [4].

Внутрішній діаметр штуцерів визначають з рівнянь:

$$V = w \cdot S = \frac{w \cdot \pi \cdot d^2}{4} \quad (3.115)$$

або

$$G = w \cdot \rho \cdot S = \frac{w \cdot \rho \cdot \pi \cdot d^2}{4}. \quad (3.116)$$

Звідки:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot V}{\pi \cdot w}} \quad (3.117)$$

або

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot G}{\pi \cdot \rho \cdot w}} \quad (3.118)$$

З формул (3.117) та (3.118) випливає, що для визначення діаметра штуцера необхідно знати витрату рідини та швидкість її руху. Зі збільшенням швидкості діаметр штуцера та трубопроводу, необхідний при заданій витраті, зменшується і, відповідно, знижається їх вартість, затрати на монтаж та ремонт. Однак, зі збільшенням швидкості зростають втрати напору, і як наслідок, затрати на переміщення рідини чи газу. Оптимальний діаметр штуцерів та трубопроводів, при якому сумарні витрати на переміщення мінімальні, знаходяться за допомогою техніко-економічних розрахунків. Діаметр штуцера, близький до оптимального визначається при виборі швидкостей для рідин, парів та газів, встановлених практикою (таблиця 3.21), [4, 20].

**Таблиця 3.21 – Рекомендовані швидкості середовищ в трубопроводах та штуцерах апаратів**

Середовище	Рекомендована швидкість, м/с
Рідини	
при русі самотоком	
в'язкі	0,1–0,5
малов'язкі	0,5–1,0
при перекачуванні насосами	
у всмоктуючих трубопроводах	0,8–2,0
в нагнітальних трубопроводах	1,5–3,0
Гази:	
при природній тязі	2–4
при невеликому тиску (до $10^4$ Па)	4–15
при великому тиску (понад $10^4$ Па)	15–25
Пари:	
перегріті	30–50
насичені, при абсолютному тиску, Па	

понад $10^5$	15–25
$(1 \div 0,5) \cdot 10^5$	20–40
$(0,5 \div 0,2) \cdot 10^5$	40–60
$(0,2 \div 0,05) \cdot 10^5$	60–75

**Таблиця 3.22 – Основні розміри патрубків стандартних фланцевих тонкостінних штуцерів**

$D_N$	$d_T$	Номінальний тиск, $p_N$ , МПа											
		До 0,6			1,0			1,6					
		$s_T$	$H_T$		$s_T$	$H_T$		$s_T$	$H_T$		$s_T$	$H_T$	
20	25	3	–	–	3	–	–	3	–	–	3	155	215
25	32	3	155	215	3	–	–	3	–	–	3	155	215
32	38	3	155	215	3	–	–	3	–	–	3	165	225
40	45	3	155	215	3	–	–	3	–	–	3	165	225
50	57	3	155	215	3	155	215	3	165	225	3	165	225
80	89	4	155	215	4	155	215	4	165	225	4	165	225
100	108	5	155	215	5	155	215	5	165	225	5	185	245
125	133	6	155	215	6	155	215	6	185	245	6	185	245
150	159	6	155	215	6	185	245	6	185	245	6	185	245
200	219	6	160	220	6	190	250	6	190	250	6	190	250
250	273	8	160	220	8	190	250	8	190	250	8	190	250
300	325	8	180	250	8	210	270	8	210	270	8	210	270
350	377	9	190	250	9	210	270	9	210	270	9	240	300
400	426	10	210	270	10	210	270	10	240	300	10	260	320
500	530	12	210	270	12	140	300	12	260	320	12	280	340

Після вибору діаметра штуцера, необхідно розрахувати дійсну швидкість потоку, що відповідає прийнятому діаметру штуцера та заданій витраті. Ця швидкість використовується при розрахунках гідравлічного опору.

### 3.5 Гідравлічний розрахунок теплообмінників

Матеріал викладено за авторами [1-6, 15, 17–20]. Метою гідравлічного розрахунку є визначення величини втрат тиску теплоносіїв при їх русі через теплообмінні апарати. Втрати тиску  $\Delta p$  при проходженні теплоносіїв через труби і

в міжтрубному просторі теплообмінника складається з втрат на опір тертя і на місцеві опори, а також залежить від конструкції апарата [4, 20]:

$$\Delta p = \left( \lambda \cdot \frac{L}{d_e} + \sum \xi \right) \frac{\rho \cdot w^2}{2}, \quad (3.120)$$

де  $w$  – швидкість руху теплоносія у вузькому перерізі потоку.

Коефіцієнт тертя  $\lambda$ , залежить від типу каналу та режиму руху. Для випадку руху теплоносія в трубах ця величина визначається залежно від критерію Рейнольдса за такими формулами:

При ламінарному режимі ( $Re < 2300$ ) [4, 20]:

$$\lambda = \frac{A}{Re}. \quad (3.121)$$

Коефіцієнт  $A$  залежить від форми перерізу каналу, зокрема для круглої труби  $A = 64$ , для кільцевого каналу  $A = 96$ .

В турбулентних і перехідних потоках розрізняють три зони, для яких коефіцієнт  $\lambda$  розраховується за різними формулами [4, 20]:

Для зони гладкого тертя ( $2300 < Re < 10/e$ ):

$$\lambda = \frac{0,316}{\sqrt[4]{Re}}. \quad (3.122)$$

Для зони змішаного тертя ( $10/e < Re < 560/e$ ):

$$\lambda = 0,11 \left( e + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}. \quad (3.123)$$

Для зони, автомодельної відносно  $Re$  ( $Re > 560/e$ ):

$$\lambda = 0,11 e^{0,25}. \quad (3.124)$$

В формулах (3.122)–(3.124)  $e = \Delta/d_e$  – відносна шорсткість труби;  $\Delta$  – абсолютна шорсткість труби (середня висота виступів на поверхні труби).

Орієнтовні значення абсолютної шорсткості труб  $\Delta$  наведені в таблиці 3.23

Таблиця 3.23 – Шорсткість деяких видів труб

Труби	$\Delta$ , мм
Сталеві нові	0,06–0,1
Сталеві, що були в експлуатації, з незначною корозією	0,1–0,2
Сталеві старі, забруднені	0,5–2
Чавунні нові, керамічні	0,35–1
Чавунні водопровідні, що були в експлуатації	1,4
Алюмінієві гладкі	0,015–0,06
Труби з латуні, міді і свинцю, чисті цільнотягнуті, скляні	0,0015–0,01
Для насиченої пари	0,2
Для пари, що працюють періодично	0,5
Для конденсату, що працюють періодично	1,0
Повітропроводи, від поршневих і турбокомпресорів	0,8

Втрати тиску на тертя в зігнутій трубі (змійовику) більше ніж в прямій, тому вводиться поправка:

$$\Delta p_{\text{зм}} = \psi \Delta p_{\text{пр}}. \quad (3.125)$$

Безрозмірний поправковий коефіцієнт обчислюється за формулою [5]:

$$\psi = 1 + 3,54 \frac{d}{D}, \quad (3.126)$$

де  $d$  – внутрішній діаметр труби;  $D$  – діаметр витка змійовика.

Коефіцієнт тертя в міжтрубному просторі кожухотрубних теплообмінників залежить від розміщення труб в теплообміннику та числа рядів труб  $m$ , через які проходить потік. При розміщенні труб по вершинам рівносторонніх трикутників:

$$\lambda = \frac{(4 + 6,6 \cdot m)}{\text{Re}^{0,28}}. \quad (3.127)$$

$$m = 0,35 \frac{D}{d_3}. \quad (3.128)$$

Також опір пучка труб в міжтрубному просторі може бути врахований за величиною коефіцієнту місцевого опору [4, 20]:



$$\xi = \frac{3 \cdot m}{\text{Re}^{0,2}}. \quad (3.129)$$

При використанні багатоходових теплообмінників, опір необхідно враховувати для кожного ходу.

Коефіцієнт тертя в спіральних теплообмінниках при ширині каналу  $b = 8; 12; 16$  мм:

1) при  $\text{Re} = 2\,000 \div 10\,000$

$$\lambda = \frac{0,856}{\text{Re}^{0,25}}; \quad (3.130)$$

2) при  $\text{Re} \leq 2\,000$

$$\lambda = \frac{357}{\text{Re}}. \quad (3.131)$$

Гідрравлічний опір пластинчатих теплообмінників визначається за формулою:

$$\Delta p_1 = \lambda \cdot \frac{L_{\text{пр}}}{d_e} \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2} \cdot z. \quad (3.132)$$

де  $\lambda$  – коефіцієнт загального гідрравлічного опору одиниці відносної довжини каналу;  $w$  – швидкість теплоносія в каналах теплообмінника;  $L_{\text{пр}}$  – приведена довжина каналу;  $d_e$  – еквівалентний діаметр каналу;  $z$  – кількість послідовно з'єднаних пакетів.

Коефіцієнт загального гідрравлічного опору визначається як:

1) при  $\text{Re} \geq 50$

$$\lambda = \frac{A}{\text{Re}}; \quad (3.133)$$

2) при  $\text{Re} < 50$ :

$$\lambda = \frac{B}{\text{Re}^{0,25}}. \quad (3.134)$$

Коефіцієнти  $A$  та  $B$  залежать від типорозмірів пластин (таблиця 3.24 [2]).

**Таблиця 3.24 – Параметри до розрахунку гідравлічного опору пластинчастих теплообмінників**

Типорозмір пластин	Розбірні теплообмінники						
	0,2	0,2К	0,3	0,5	0,6	0,63	1,3
$A$	19,6	17,0	19,3	6,3	15,0	4,0	17,0
$B$	425	400	425	300	320	210	400
Типорозмір пластин	Напіврозбірні теплообмінники			Зварні теплообмінники			
	0,1	0,3	0,5×2	0,8	1,2		
$A$	7,6	12,0	15,0	4,0	6,0		
$B$	485	485	324	210	300		

Значення коефіцієнтів місцевих опорів  $\xi$  кожухотрубних теплообмінників наведені в таблиці 3.25.

**Таблиця 3.25 – Коефіцієнти місцевого опору в кожухотрубних теплообмінниках**

Вид місцевого опору	$\xi$
Вхідна або вихідна камера	1,5
Поворот (180°) із однієї секції в іншу через проміжну камеру	2,5
Вхід в трубний простір або вихід з нього	1,0
Вхід в міжтрубний простір під кутом 90° до робочого потоку	1,5
Поворот (180°) в U-подібних трубах	0,5
Поворот через коліно (180°) в секційних підігрівачах	2,0
Поворот (180°) через перегородку в міжтрубному просторі	1,5
Огинання перегородок, що підтримують трубки	0,5
Вихід з міжтрубного простору під кутом 90°	1,0
Поворот 90° в міжтрубному просторі	1,0

Гідравлічний опір входу і виходу визначається за швидкістю руху рідини в штуцерах.

Місцевий опір штуцера в спіральних теплообмінниках визначається при швидкостях не більше 50 м/с. Коефіцієнт місцевого опору  $\xi=1,5$ .

### 3.6 Порівняльна характеристика теплообмінних апаратів

Матеріал викладено за авторами [1-6, 15, 17–20]. Конструкція теплообмінника повинна задовольняти ряду вимог, які залежать від конкретних умов протікання процесу теплообміну (кількість переданої теплоти, температура та тиск, за яких здійснюється процес, агрегатний стан і фізико-хімічні властивості теплоносіїв, їх хімічна агресивність, умови тепловіддачі, можливість забруднення робочих поверхонь апарата тощо). При виборі теплообмінника необхідно також враховувати простоту будови і компактність апарата, витрату металу на одиницю переданої теплоти та інші техніко-економічні показники. Як правило, жодна з конструкцій не задовольняє повністю всім вимогам і доводиться обмежуватися у виборі найбільш підходящої конструкції.

В одноходових кожухотрубних теплообмінниках сумарна площа поперечного перерізу труб відносна невелика, що дозволяє отримувати достатньо високі швидкості в трубах лише при великих об'ємних витратах середовища, що рухається в ньому. Тому такі апарати раціонально використовувати, коли швидкість процесу визначається величиною коефіцієнта тепловіддачі в міжтрубному просторі, а також в процесі випаровування рідин.

Багатоходові (по трубному простору) кожухотрубні теплообмінники застосовуються головним чином в якості парових підігрівачів рідини та конденсаторів. Саме в цих випадках взаємний напрямок теплоносіїв в багатоходових теплообмінниках (змішаний ток) не призводить до зниження середньої рушійної сили, порівняно з протитоком, за принципом якого працюють одноходові теплообмінники. Багатоходові теплообмінники доцільно також використовувати для процесів теплообміну в системах рідина–рідина та газ-газ при високих теплових навантаженнях. Якщо ж необхідна площа поверхні теплообміну невелика, то для вказаних систем більш придатні елементні теплообмінники. Особливе значення мають трубні теплообмінники нежорсткої конструкції (в тому числі і багатоходові) в тих випадках, коли різниця температур теплоносіїв значна і

необхідна компенсація неоднакового теплового розширення труб і корпусу апарата. Однак, вартість таких апаратів більша, за вартість теплообмінників жорсткої конструкції.

Змійовикові теплообмінники найбільш ефективно використовують для охолодження і нагрівання сильно агресивних середовищ, коли необхідно застосовувати хімічно стійкі матеріали, з яких не складно виготовити трубчасті змійовики. Крім того, ці апарати придатні для процесів теплообміну, що протікають під високим тиском. Однак апарати таких конструкцій працюють лише при помірних теплових навантаженнях.

Основними перевагами спіральних і пластинчастих теплообмінників є компактність і висока інтенсивність теплообміну. Разом з тим, їх застосування обмежене невеликими різницями тисків та температур обох теплоносіїв. Спіральні теплоносії теплообмінники використовуються для нагрівання і охолодження рідин, газів і парорідинних сумішей. Область застосування пластинчастих теплообмінників – процеси теплообміну між двома рідинами.

Важливим фактором, що впливає на вибір типу теплообмінника, є його вартість, а також експлуатаційні витрати, що складаються з вартості амортизації апарата і вартості енергії, яка витрачається на подолання гідравлічних опорів.

Теплообмінні апарати всіх типів повинні працювати при найбільш раціональних теплових режимах, що відповідають поєднанню заданої продуктивності і інших показників, що визначаються технологічними умовами з мінімальними витратами енергії.

При виборі теплообмінника властивості середовищ враховують відповідно до таких рекомендацій.

При високому тиску теплоносіїв краще використовувати трубчасті теплообмінники. У трубний простір необхідно подавати теплоносій з більшим тиском, оскільки менший діаметр труб дозволяє витримувати більший тиск.

Корозійний теплоносій в трубчастих теплообмінниках необхідно направляти в трубний простір, оскільки в такому разі через корозійне зношування не страждатиме корпус апарату.

Якщо один з теплоносіїв забруднений або схильний до утворення відкладень, його доцільно подавати з того боку, де очищення поверхні теплообміну є доступним.

Теплоносій з більшою температурою варто подавати в трубний простір, оскільки в такому разі будуть менші втрати теплоти в оточуюче середовище. Однак, в деяких випадках, наприклад при нагрівання паром, що конденсується, реалізація цього принципу недоцільна.

### 3.7 Завдання на практичне заняття

Розрахувати кожухотрубний теплообмінник для нагрівання / охолодження / конденсації речовини „Р”. Початкова температура речовини  $t_{p1}$ , кінцева –  $t_{p2}$ . Нагрівальний (охолоджувальний) агент – „Т”. Робочий тиск речовини  $p_p$ , агента –  $p_a$ .

*Потрібні параметри вибираються викладачем.*

Варіант	Речовина „Р”	Варіант	Масова частка розчиненої речовини в	Варіант	$G \times 10^3$ , кг/с	Варіант	$t_{p1}$ , °C	Варіант	$t_{p2}$ , °C
1	розчин етанолу у воді	1	5	1	0,50	1	10	1	90
2	розчин метанолу у воді	2	10	2	0,60	2	20	2	80
3	розчин бензолу в толуолі	3	20	3	0,70	3	30	3	70
4	розчин толуолу в бензолі	4	30	4	0,80	4	40	4	60
5	розчин мурашиної кислоти в оцтовій	5	40	5	0,90	5	50	5	50

	кислоті								
6	вода	6	50	6	0,95	6	60	6	40
7	оцтова кислота	7	60	7	1,20	7	70	7	30
8	етанол	8	70	8	1,30	8	80	8	20
9	метанол	9	80	9	1,40	9	90	9	$t_{\text{кипіння}}$
0	бензол	0	90	0	1,50	0	$t_{\text{конденсації}}$	0	$t_{\text{конденсації}}$

Втрати теплоти крізь зовнішню поверхню теплообмінника \_\_\_ %, від корисно витраченої теплоти

Тип теплообмінника:

– з нерухомими трубними решітками (з температурним компенсатором на кожусі);

– з U-подібними трубками;  – з плаваючою головкою.

Агент „Т”:

– вода;  – 25 %-й водний розчин  $\text{CaCl}_2$ ;

– насичена водяна пара (відносна масова частка повітря в парі

$\bar{y}_{\text{нов}} = \underline{\hspace{2cm}}$  % (мас.);

Тиск:  $p_p = \underline{\hspace{2cm}}$  МПа;  $p_a = \underline{\hspace{2cm}}$  МПа.

### 3.8 Приклади розрахунку теплообмінників

#### 3.8.1 Приклад розрахунку кожухотрубного теплообмінника при постійному агрегатному стані теплоносіїв

**Завдання:**

Розрахувати і підібрати стандартний теплообмінник для охолодження  $G = 25$  т/год бензолу від температури  $t_{\text{вп}} = 80^\circ\text{C}$  до температури  $t_{\text{ок}} = 40^\circ\text{C}$ . Холодоагент – вода, початкова температура  $t_{\text{вп}} = 20^\circ\text{C}$ , кінцева температура  $t_{\text{вк}} = 75^\circ\text{C}$ .

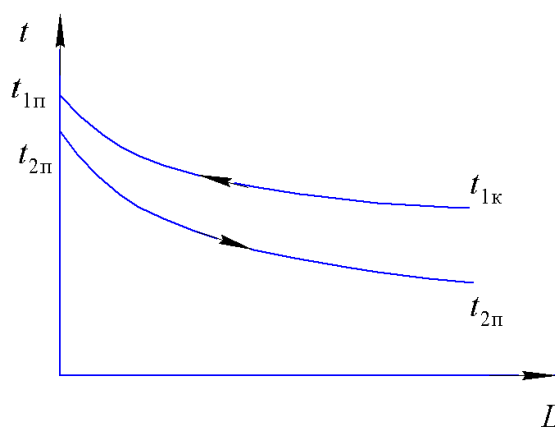
**Розрахунок.****Параметричний розрахунок.**

Оскільки гарячим теплоносієм є бензол, його доцільно направити в трубний простір. В подальшому будемо позначати всі величини, що стосуються бензолу і трубного простору індексом «1». Відповідно, вода направляється в міжтрубний простір, а всі відповідні величини будуть позначатися індексом «2». Тоді вихідні дані запишемо у вигляді, переімінувавши витрату в систему СІ (1 т/год = 1/3,6 кг/с):

Витрата бензолу, кг/с, $G_1$	6,944
Початкова температура бензолу, °С, $t_{1п}$	80
Кінцева температура бензолу, °С, $t_{1к}$	40
Початкова температура води, °С, $t_{2п}$	20
Кінцева температура води, °С, $t_{2к}$	75.

**Розрахунок температурного режиму:**

Схема зміни температури по довжині теплообмінника показана на рисунку 3.25.



**Рисунок 3.25 – Температурний режим в теплообміннику**

Тоді різниця температур на кінцях теплообмінника становитиме:

$$\Delta t_1 = t_{1п} - t_{2к} = 80 - 75 = 5 \text{ } ^\circ\text{C},$$

$$\Delta t_2 = t_{1к} - t_{2п} = 40 - 20 = 20 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Отже, більша різниця температур становитиме  $\Delta t_2 = 20 \text{ } ^\circ\text{C}$ , а менша –  $\Delta t_1 = 5 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

Оскільки, відношення різниць температур на кінцях теплообмінника:

$$\frac{\Delta t_6}{\Delta t_m} = \frac{20}{5} = 4 > 2,$$

то середню різницю температур шукаємо як середню логарифмічну:

$$\Delta t_c = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln\left(\frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}\right)} = \frac{20 - 5}{\ln\left(\frac{20}{5}\right)} = 10,82 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Оскільки температура бензолу в меншій мірі змінюється в процесі теплообміну, середню температуру цього теплоносія знаходимо як середню арифметичну:

$$t_{1c} = \frac{t_{1n} + t_{1k}}{2} = \frac{80 + 40}{2} = 60 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Тоді середня температура води становитиме:

$$t_{2c} = t_{1c} - \Delta t_c = 60 - 10,82 = 49,18 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Теплофізичні властивості теплоносіїв в розрахунках визначатимуться за цими температурами.

Оскільки середня різниця температур не перевищує  $50^\circ\text{C}$  в першому наближенні можна прийняти теплообмінник з нерухомими трубними решітками. Остаточне рішення щодо застосування компенсатора робиться на основі розрахунку на міцність.

*Розрахунок матеріального та теплового балансу.*

Теплоємність бензолу при середній температурі становитиме  $c_1 = 1927 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$  [10]. Тоді кількість теплоти, що передається в теплообміннику буде дорівнювати:

$$Q = G_1 \cdot c_1 \cdot (t_{1n} - t_{1k}) = 6,944 \cdot 1927 \cdot (80 - 40) = 5,353 \cdot 10^5 \text{ Вт}.$$

Теплоємність води при середній температурі дорівнює  $c_2 = 4186 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$  [10]. Тоді витрата води становитиме:

$$G_2 = \frac{Q}{c_2 \cdot (t_{2k} - t_{2n})} = \frac{5,353 \cdot 10^5}{4186 \cdot (75 - 20)} = 2,325 \text{ кг/с}.$$

Попередній вибір теплообмінника:



За таблицею 3.1 вибираємо орієнтовне значення коефіцієнта теплопередачі. Оскільки в теплообміні приймає участь органічна речовина, вибираємо варіант «Від рідини до рідини (вуглеводні, мастила)», для якого рекомендується вибирати значення  $K_{op}=120\div 270$  Вт/(м<sup>2</sup>·К). Оскільки іншим теплоносієм є вода, вибираємо максимальне значення. Отже, приймаємо  $K_{op}=270$  Вт/(м<sup>2</sup>·К). Тоді орієнтовне значення площі поверхні теплообміну становитиме:

$$F_{op} = \frac{Q}{K_{op} \cdot \Delta t_c} = \frac{5,325 \cdot 10^5}{270 \cdot 10,82} = 183,2 \text{ м}^2.$$

Для забезпечення турбулентного режиму течії в трубному просторі приймемо орієнтовне значення критерію Рейнольдса  $Re_{1op} = 15000$ .

Виберемо теплообмінні труби. Найбільш поширеними теплообмінними трубами в кожухотрубних теплообмінних апаратах є труби діаметром 25×2 мм. Тоді внутрішній діаметр таких труб буде дорівнювати  $d_b = 0,021$  м.

При середній температурі бензолу, його теплофізичні властивості будуть дорівнювати таким значенням (визначені інтерполяцією табличних даних наведених в роботі [10]): густина –  $\rho = 836$  кг/м<sup>3</sup>; коефіцієнт динамічної в'язкості –  $\mu = 3,900 \cdot 10^{-4}$  Па·с; коефіцієнт теплопровідності –  $\lambda = 0,136$  Вт/(м·К).

Враховуючи вибрані значення параметрів, визначимо орієнтовне значення швидкості в трубах:

$$w_{1op} = \frac{Re_{1op} \cdot \mu_1}{d_b \cdot \rho_1} = \frac{15000 \cdot 3,900 \cdot 10^{-4}}{0,021 \cdot 836} = 0,333 \text{ м/с}.$$

Тоді необхідна кількість труб для забезпечення турбулентного режиму буде дорівнювати:

$$n_1 = \frac{4 \cdot G_1}{\pi \cdot d_b^2 \cdot \rho_1 \cdot w_{1op}} = \frac{4 \cdot 6,944}{3,14 \cdot 0,021^2 \cdot 836 \cdot 0,333} = 71,973.$$

За значеннями орієнтовної площі поверхні теплообміну приймаємо стандартний теплообмінник з такими параметрами (таблиця 3.8):

Площа поверхні теплообміну, м <sup>2</sup> , $F$	190
Загальна кількість труб, $n$	404

Кількість ходів по трубному просторі, $z$	4
Діаметр корпусу, м, $D$	0.8
Тип теплообмінних труб, мм	25×2
Довжина труб, м, $L$ ,	6
Площа перерізу одного ходу по трубах, м <sup>2</sup> , $S_t$	$3,0 \cdot 10^{-2}$
Площа перерізу в міжтрубному просторі, м <sup>2</sup> , $S_m$	$7,0 \cdot 10^{-2}$
Швидкість руху теплоносія в трубному просторі:	

$$w_1 = \frac{G_1}{\rho_1 \cdot S_t} = \frac{6,944}{836 \cdot 2,0 \cdot 10^{-2}} = 0,277 \text{ м/с.}$$

Критерій Рейнольдса:

$$Re_1 = \frac{w_1 \cdot d_b \cdot \rho_1}{\mu_1} = \frac{0,277 \cdot 0,021833}{3,900 \cdot 10^{-4}} = 12460.$$

Оскільки, отримане значення критерію Рейнольдса більше за 10 000, умова турбулентності течії в трубах виконується і вибраний теплообмінник придатний для розглядуваного випадку.

Уточнений розрахунок коефіцієнта теплопередачі.

В першому наближенні введемо позначення і приймемо орієнтовні значення відношень коефіцієнту теплопередачі до коефіцієнтів тепловіддачі:

$$A_1 = \frac{K}{\alpha_1} = 0,3,$$

$$A_2 = \frac{K}{\alpha_2} = 0,5.$$

Визначимо температури стінок:

$$t_{ст1} = t_{1c} - A_1 \cdot \Delta t_c = 60 - 0,3 \cdot 10,82 = 56,75 \text{ } ^\circ\text{C},$$

$$t_{ст2} = t_{c2} + A_2 \cdot \Delta t_c = 49,18 + 0,5 \cdot 10,82 = 54,49^\circ\text{C}$$

Визначимо коефіцієнт тепловіддачі в трубному просторі.

Критерій Прандтля для бензолу становитиме:

$$Pr_1 = \frac{c_1 \cdot \mu_1}{\lambda_1} = \frac{1927 \cdot 3,900 \cdot 10^{-4}}{0,136} = 5,526.$$

Теплофізичні властивості бензолу при температурі стінки становитимуть [10]: теплоємність –  $c_{cr1} = 1911$  Дж/(кг·К); коефіцієнт динамічної в'язкості –  $\mu_{cr1} = 4,066 \cdot 10^{-6}$  Па·с;  $\lambda_{cr1} = 0,137$  Вт/(м·К). Тоді критерій Прандтля при температурі стінки становитиме:

$$Pr_{cr1} = \frac{c_{cr1} \cdot \mu_{cr1}}{\lambda_{cr1}} = \frac{1911 \cdot 4,066 \cdot 10^{-4}}{0,137} = 5,685.$$

Критерій Нуссельта для бензолу:

$$Nu_1 = 0,021 \cdot Re_1^{0,8} \cdot Pr_1^{0,43} \cdot \left( \frac{Pr_1}{Pr_{cr1}} \right)^{0,25} = 0,021 \cdot 12460^{0,8} \cdot 5,526^{0,43} \cdot \left( \frac{5,526}{5,685} \right)^{0,25} = 82,21.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від бензолу до стінки труб:

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d_b} = \frac{82,21 \cdot 0,136}{0,021} = 532,4 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Коефіцієнт тепловіддачі в міжтрубному просторі:

Теплофізичні властивості води при середній температурі становлять [10]: густина –  $\rho_2 = 987,9$  кг/м<sup>3</sup>; коефіцієнт динамічної в'язкості –  $\mu_2 = 5,702 \cdot 10^{-4}$  Па·с; коефіцієнт теплопровідності –  $\lambda_2 = 0,644$  Вт/(м·К).

Швидкість руху рідини в міжтрубному просторі:

$$w_2 = \frac{G_2}{\rho_2 \cdot S_m} = \frac{2,325}{987,9 \cdot 7,0 \cdot 10^{-2}} = 0,034 \text{ м/с}.$$

Критерій Рейнольдса в міжтрубному просторі:

$$Pr_2 = \frac{c_2 \cdot \mu_2}{\lambda_2} = \frac{4186 \cdot 5,705 \cdot 10^{-4}}{0,644} = 3,706.$$

Враховуючи, що  $Re_2 > 1000$  і те, що в стандартних теплообмінниках труби розташовуються по вершинам правильних трикутників, для розрахунку критерію Нуссельта використовуємо формулу (3.37). Коефіцієнт, що враховує кут атаки при цьому приймаємо  $\varepsilon_\phi = 0,6$ .

Критерій Прандтля в міжтрубному просторі:

$$Re_2 = \frac{w_2 \cdot d_3 \cdot \rho_2}{\mu_2} = \frac{0,034 \cdot 0,025 \cdot 987,9}{5,702 \cdot 10^{-4}} = 1456 \text{ м/с}.$$

Теплофізичні властивості води при температурі стінки [10]: теплоємність –  $c_{ст2} = 4188$  Дж/(кг·К); коефіцієнт динамічної в'язкості –  $\mu_{ст2} = 5,196 \cdot 10^{-4}$  Па·с; коефіцієнт теплопровідності –  $\lambda_{ст2} = 0,651$  Вт/(м·К). Тоді критерій Прандтля при температурі стінки буде дорівнювати:

$$Pr_{ст2} = \frac{c_{ст2} \cdot \mu_{ст2}}{\lambda_{ст2}} = \frac{4188 \cdot 5,196 \cdot 10^{-4}}{0,651} = 3,343.$$

Критерій Нуссельта для міжтрубного простору:

$$Nu_2 = 0,4 \cdot \varepsilon_\phi \cdot Re_2^{0,6} \cdot Pr_2^{0,36} \cdot \left( \frac{Pr_2}{Pr_{ст2}} \right)^{0,25} = 0,4 \cdot 0,6 \cdot 1456^{0,6} \cdot 3,706^{0,36} \cdot \left( \frac{3,706}{3,343} \right)^{0,25} = 31,20.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від стінки труб до води:

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_3} = \frac{31,204 \cdot 0,651}{0,025} = 803,7 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Розрахунок коефіцієнта теплопередачі.

При розрахунку коефіцієнта теплопередачі необхідно врахувати термічні опори шару забруднень. За таблицею 3.2 приймаємо термічний опір з боку бензолу, який належить до класу аренів або ароматичних вуглеводнів, величину термічного опору  $r_{31} = 1/5560$  (м<sup>2</sup>·К)/Вт; для води (середньої якості) приймаємо відповідно значення  $r_{32} = 1/2900$  (м<sup>2</sup>·К)/Вт.

У вибраному теплообміннику товщина стінки труб дорівнює  $\delta = 0,002$  м. Оскільки бензол є хімічно агресивним середовищем, необхідно використовувати для стінки труб корозійно стійку сталь. В такому випадку коефіцієнт теплопровідності стінки буде дорівнювати  $\lambda = 17,5$  Вт/(м<sup>2</sup>·К).

Коефіцієнт теплопередачі буде дорівнювати:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + r_{31} + \frac{\delta}{\lambda} + r_{32} + \frac{1}{\alpha_2}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{532,4} + \frac{1}{5560} + \frac{0,002}{17,5} + \frac{1}{2900} + \frac{1}{803,7}} = 265,9 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Перевірка правильності прийнятих значень температур стінок:

$$A'_1 = \frac{K}{\alpha_1} = \frac{265,9}{532,4} = 0,499,$$

$$A'_2 = \frac{K}{\alpha_2} = \frac{265,9}{803,7} = 0,331.$$

Відповідні розбіжності становлять:

$$\varepsilon_1 = \frac{|A_1 - A'_1|}{A'_1} \cdot 100\% = \frac{|0,3 - 0,499|}{0,499} \cdot 100\% = 39,92\%,$$

$$\varepsilon_2 = \frac{|A_2 - A'_2|}{A'_2} \cdot 100\% = \frac{|0,5 - 0,331|}{0,331} \cdot 100\% = 51,16\%.$$

Оскільки в обох випадках розбіжність перевищує допустиме значення (10%), то необхідно провести нову ітерацію. Прийmemo відношення коефіцієнту теплопередачі до коефіцієнтів тепловіддачі такими, що дорівнюють значенням, розрахованим на попередній ітерації. Тобто приймаємо  $A_1 = 0,499$ ;  $A_2 = 0,331$ .

Розрахуємо значення температур стінок:

$$t_{\text{ст1}} = t_{1\text{с}} - A_1 \cdot \Delta t_{\text{с}} = 60 - 0,499 \cdot 10,82 = 54,60^\circ\text{C},$$

$$t_{\text{ст2}} = t_{\text{с2}} + A_2 \cdot \Delta t_{\text{с}} = 49,18 + 0,331 \cdot 10,82 = 52,76^\circ\text{C}$$

Теплофізичні властивості бензолу при температурі стінки [10]: теплоємність –  $c_{\text{ст1}} = 1900$  Дж/(кг·К); коефіцієнт динамічної в'язкості –  $\mu_{\text{ст2}} = 4,175 \cdot 10^{-4}$  Па·с; коефіцієнт теплопровідності –  $\lambda_{\text{ст2}} = 0,137$  Вт/(м·К).

Критерій Прандтля бензолу при температурі стінки:

$$\text{Pr}_{\text{ст1}} = \frac{c_{\text{ст1}} \cdot \mu_{\text{ст1}}}{\lambda_{\text{ст1}}} = \frac{1900 \cdot 4,175 \cdot 10^{-4}}{0,137} = 5,785.$$

Критерій Нуссельта в трубному просторі:

$$\text{Nu}_1 = 0,021 \cdot \text{Re}_1^{0,8} \cdot \text{Pr}_1^{0,43} \cdot \left( \frac{\text{Pr}_1}{\text{Pr}_{\text{ст1}}} \right)^{0,25} = 0,021 \cdot 12460^{0,8} \cdot 5,526^{0,43} \cdot \left( \frac{5,526}{5,787} \right)^{0,25} = 81,84.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від бензолу до стінки:

$$\alpha_1 = \frac{\text{Nu}_1 \cdot \lambda_1}{d_{\text{в}}} = \frac{81,84 \cdot 0,136}{0,021} = 530,02 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Теплофізичні властивості води при температурі стінки [10]: теплоємність –  $c_{ст2} = 4187$  Дж/(кг·К); коефіцієнт динамічної в'язкості –  $\mu_{ст2} = 5,367 \cdot 10^{-4}$  Па·с; коефіцієнт теплопровідності –  $\lambda_{ст2} = 0,649$  Вт/(м·К).

Критерій Прандтля води при температурі стінки:

$$Pr_{ст2} = \frac{c_{ст2} \cdot \mu_{ст2}}{\lambda_{ст2}} = \frac{4187 \cdot 5,367 \cdot 10^{-4}}{0,649} = 3,465.$$

Критерій Нуссельта в міжтрубному просторі:

$$Nu_2 = 0,4 \cdot \varepsilon_\phi \cdot Re_2^{0,6} \cdot Pr_2^{0,36} \cdot \left( \frac{Pr_2}{Pr_{ст2}} \right)^{0,25} = 0,4 \cdot 0,61456^{0,6} \cdot 3,706^{0,36} \cdot \left( \frac{3,706}{3,465} \right)^{0,25} = 30,93$$

Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до води:

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_3} = \frac{30,93 \cdot 0,651}{0,025} = 796,56 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Коефіцієнт теплопередачі:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + r_{31} + \frac{\delta}{\lambda} + r_{32} + \frac{1}{\alpha_2}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{530,02} + \frac{1}{5560} + \frac{0,002}{17,5} + \frac{1}{2900} + \frac{1}{796,56}} = 264,5 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Перевірка температур стінок:

$$A'_1 = \frac{K}{\alpha_1} = \frac{264,5}{530,02} = 0,499,$$

$$A'_2 = \frac{K}{\alpha_2} = \frac{264,5}{796,56} = 0,332,$$

$$\varepsilon_1 = \frac{|A_1 - A'_1|}{A'_1} \cdot 100\% = \frac{|0,499 - 0,499|}{0,499} \cdot 100\% = 0\% ,$$

$$\varepsilon_2 = \frac{|A_2 - A'_2|}{A'_2} \cdot 100\% = \frac{|0,331 - 0,332|}{0,332} \cdot 100\% = 0,308\% .$$

В цьому випадку розбіжність між прийнятим і уточненим значенням нехтовно мала, тому потреби в подальшому перерахунку немає. Для подальших

розрахунків приймаємо значення коефіцієнта теплопередачі на останній ітерації, тобто  $K = 264,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ .

Знаходимо уточнене значення площі поверхні теплообміну:

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_c} = \frac{5,325 \cdot 10^5}{264,5 \cdot 10,82} = 187,05 \text{ м}^2.$$

Отримане значення площі поверхні теплообміну менше, ніж у стандартного теплообмінника і відрізняється на 1,5%. Однак, в таблицях площа поверхні теплообміну розрахована по зовнішньому діаметру труб, а менше значення коефіцієнта тепловіддачі має місце в трубному просторі, тому ефективну площу поверхні теплообміну необхідно розраховувати за внутрішнім діаметром труб. Перерахуємо ефективну площу поверхні теплообміну:

$$F_e = n \cdot \pi \cdot d_b \cdot L = 404 \cdot 3,14 \cdot 0,0216 = 159,9 \text{ м}^2.$$

Це значення менше за розрахункове і прийнятий теплообмінник не задовольняє умовам роботи. Розглянемо варіант збільшення довжини труб до 9 м. В такому разі інші параметри (кількість труб, число ходів по трубах, розміри прохідних перерізів в міжтрубному просторі) залишаються незмінними. Оскільки у випадку теплообміну між двома рідинами довжина труб не впливає на коефіцієнти тепловіддачі (довжина труб не входить в рівняння для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі), то не має потреби в перерахунку коефіцієнта теплопередачі<sup>2</sup>. В таблиці 3.8 для такого теплообмінника площа поверхні теплообміну (розрахована за зовнішнім діаметром труб) становить 285 м<sup>2</sup>, перерахуємо ефективну площу поверхні теплообміну за внутрішнім діаметром:

$$F_e = n \cdot \pi \cdot d_b \cdot L = 404 \cdot 3,14 \cdot 0,0219 = 239,9 \text{ м}^2.$$

Площа поверхні теплообміну більша за розрахункову, запас поверхні теплообміну становить:

$$\varepsilon_F = \frac{|F - F_e|}{F_e} \cdot 100\% = \frac{|187,05 - 239,9|}{239,9} \cdot 100\% = 22,02\% .$$

<sup>2</sup> Довжина (точніше висота труб) впливає на коефіцієнти тепловіддачі при плівковій конденсації пари на трубах чи пучках труб. В такому разі буде необхідно перераховувати коефіцієнт теплопередачі.

Значення запасу площі поверхні теплообміну близьке до 20%, тому такий теплообмінник підходить для розглядуваних умов.

**Конструктивними розрахунок.**

В результаті параметричного розрахунку було прийнято стандартний кожухотрубний теплообмінник з такими параметрами:

Площа поверхні теплообміну, $m^2$ , $F$	239,9
Загальна кількість труб, $n$	404
Кількість ходів по трубному просторі, $z$	4
Діаметр корпусу, $m$ , $D$	0.8
Тип теплообмінних труб, $mm$	25×2
Довжина труб, $m$ , $L$ ,	9

В стандартних теплообмінниках в переважній більшості випадків труби розташовуються по концентричним шестикутникам. Визначимо розташування труб. Кількість труб на зовнішній стороні шестикутника визначається зі співвідношення:

$$n = 3 \cdot a \cdot (a - 1) + 1,$$

або

$$404 = 3 \cdot a \cdot (a - 1) + 1.$$

Це квадратне рівняння, що має два корені:  $a = 12,101$  та  $a = -11,101$ . Від'ємний корінь не має фізичного змісту і кількість труб повинна бути цілим числом, тому для подальших розрахунків приймаємо значення  $a = 12$ .

Кількість труб на діагоналі шестикутника:

$$b = 2 \cdot a - 1 = 2 \cdot 12 - 1 = 23.$$

Кількість труб, які можна розмістити в межах шестикутника:

$$n_h = 3 \cdot a \cdot (a - 1) + 1 = 3 \cdot 12 \cdot (12 - 1) + 1 = 397.$$

Решту труб, а також труб вилучені для встановлення перегородок для забезпечення потрібної кількості ходів по трубному простору розташовуємо в



сегментах трубної решітки. Розташування труб вибираємо безпосередньо при розробці креслення трубної решітки.

За рекомендаціями наведеними в пункті 3.4.1 приймає крок між трубами  $t = 0,032$  м. Тоді діаметр корпусу апарата становитиме:

$$D = t \cdot (b - 1) + 4 \cdot d_3 = 0,032 \cdot (23 - 1) + 4 \cdot 0,025 = 0,804 \text{ м.}$$

Такий діаметр відповідає діаметру вибраного стандартного теплообмінника, тому остаточно приймаємо діаметр корпусу апарата 0,8 м.

Оскільки теплообмінник стандартизований, то за рекомендаціями таблиці 3.10 вибираємо 22 сегментні перегородки в міжтрубному просторі.

### ***Розрахунок штуцерів.***

Відповідно по параметричного розрахунку вихідними даними будуть:

Витрата бензолу, кг/с, $G_1$ ,	6,944
Витрата води, кг/с, $G_2$ ,	2,325
Густина бензолу, кг/м <sup>3</sup> , $\rho_1$ ,	836
Густина води, кг/м <sup>3</sup> , $\rho_2$ ,	987,9

Відповідно до рекомендацій, наведених в таблиці 3.21 для всіх штуцерів приймаємо рекомендовану швидкість 2 м/с.

Діаметр штуцера для входу і виходу бензолу:

$$d_{ш1} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_1}{\pi \cdot \rho_1 \cdot w_p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 6,944}{3,14 \cdot 836 \cdot 2}} = 0,073 \text{ м.}$$

Діаметр штуцера для входу і виходу води:

$$d_{ш2} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_2}{\pi \cdot \rho_2 \cdot w_p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,325}{3,14 \cdot 987,9 \cdot 2}} = 0,039 \text{ м.}$$

За результатами розрахунків для входу і виходу бензолу за таблицею 3.22 приймаємо штуцер з номінальним діаметром  $D_N = 80$  мм, тобто  $d_{ш1} = 0,081$  м. Аналогічно, за таблицею 3.22 для входу і виходу води приймаємо штуцер з номінальним діаметром  $D_N = 40$  мм, тобто  $d_{ш2} = 0,039$  м.

Перерахуємо дійсну швидкість теплоносіїв в штуцерах:

$$w_{ш1} = \frac{4 \cdot G_1}{\pi \cdot \rho_1 \cdot d_{ш1}^2} = \frac{4 \cdot 6,944}{3,14 \cdot 836 \cdot 0,081^2} = 1,612 \text{ м/с,}$$

$$w_{ш2} = \frac{4 \cdot G_2}{\pi \cdot \rho_2 \cdot d_{ш2}^2} = \frac{4 \cdot 2,325}{3,14 \cdot 987,9 \cdot 0,039^2} = 1,97 \text{ м/с.}$$

Отримані значення швидкостей суттєво не відрізняються від рекомендованих значень, тому вибрані діаметри штуцерів задовільняють умовам роботи теплообмінника.

### *Гідравлічний розрахунок.*

Відповідно до параметричного та конструктивного розрахунків, а також розрахунку штуцерів:

Швидкість руху бензолу в трубах, м/с, $w_1$ ,	0,277
Критерій Рейнольдса для бензолу, $Re_1$ ,	12460
Густина бензолу, $\text{кг/м}^3$ , $\rho_1$ ,	836
Швидкість руху бензолу в штуцерах, м/с, $w_{ш1}$ ,	1,612
Швидкість руху води в міжтрубному просторі, м/с, $w_2$ ,	0,034
Критерій Рейнольдса для води, $Re_2$ ,	1456
Густина води, $\text{кг/м}^3$ , $\rho_2$ ,	987,9
Швидкість руху води в штуцерах, м/с, $w_{ш2}$ ,	1,97
Гідравлічний опір в трубному просторі.	

Оскільки в трубах рухається бензол, який є хімічно активною речовиною, вважаємо, що труби теплообмінника сталеві з незначною корозією. За таблицею 3.23 приймаємо значення абсолютної шорсткості  $\Delta = 0,2 \cdot 10^{-3}$  м. Тоді відносна шорсткість становитиме:

$$e = \frac{0,2 \cdot 10^{-3}}{0,025} = 9,524 \cdot 10^{-3}.$$

Оскільки значення критерію Рейнольда лежить в межах  $10/e = 1050 \leq Re_1 \leq 560/e = 58800$ , то для розрахунку коефіцієнта тертя використовуємо формулу (3.123):

$$\lambda_{r1} = 0,11 \cdot \left( e + \frac{68}{\text{Re}_1} \right)^{0,25} = 0,11 \cdot \left( 9,524 \cdot 10^{-3} + \frac{68}{14560} \right)^{0,25} = 0,038.$$

Виберемо значення коефіцієнтів місцевого опору в трубному просторі.

Відповідно до таблиці 3.24 маємо:

Вхід і вихід в труби, $\xi_{11}$	1,0
Поворот між ходами, $\xi_{12}$	2,5
Вхідна і вихідна камера, $\xi_{13}$	1,5

При цьому опір у вхідній і вихідній камері рахується за швидкістю в штуцерах. Враховуючи кількість ходів ( $z = 4$ ), гідравлічний опір в трубному просторі буде розраховуватися за формулою:

$$\begin{aligned} \Delta p_1 &= \left( \lambda_{r1} \cdot \frac{L \cdot z}{d_B} + 2 \cdot z \cdot \xi_{11} + (z-1) \cdot \xi_{12} \right) \cdot \frac{\rho_1 \cdot w_1^2}{2} + 2 \cdot \xi_{13} \cdot \frac{\rho_1 \cdot w_{m1}^2}{2} = \\ &= \left( 0,038 \cdot \frac{9 \cdot 4}{0,021} + 2 \cdot 4 \cdot 1,0 + (4-1) \cdot 2,5 \right) \cdot \frac{836 \cdot 0,277^2}{2} + 2 \cdot 1,5 \cdot \frac{836 \cdot 1,612^2}{2} = 5870 \text{ Па} \end{aligned}$$

Витрати потужності на переміщення бензолу в теплообміннику:

$$N_1 = \frac{\Delta p_1 \cdot G_1}{\rho_1} = \frac{5870 \cdot 6,944}{836} = 48,76 \text{ Вт.}$$

Гідравлічний опір в міжтрубному просторі.

Кількість рядів труб:

$$m = 0,35 \cdot \frac{D}{d_s} = 0,35 \cdot \frac{0,8}{0,025} = 11,26.$$

Для подальших розрахунків приймемо  $m=12$ .

Виберемо коефіцієнти місцевого опору. Згідно таблиці 3.24 маємо:

Поворот через сегментну перегородку, $\xi_{21}$	1,5
Вхід в міжтрубний простір, $\xi_{22}$	1,5
Вихід з міжтрубного простору, $\xi_{23}$	1,0

Останні два опори розраховуються за швидкостях в штуцерах. Опір рядів труб враховуємо за формулою (3.129). Тоді з урахуванням прийнятої кількості

сегментних перегородок ( $x = 22$ ) розрахуємо гідравлічний опір в міжтрубному просторі:

$$\Delta p_2 = \left( \frac{3 \cdot m \cdot (x+1)}{\text{Re}_2^{0,2}} + \xi_{21} \cdot x \right) \cdot \frac{\rho_2 \cdot w_2^2}{2} + (\xi_{22} + \xi_{23}) \cdot \frac{\rho_2 \cdot w_{\text{шт}}^2}{2} =$$

$$= \left( \frac{3 \cdot 12 \cdot (22+1)}{1456^{0,2}} + 22 \cdot 14 \right) \cdot \frac{987,9 \cdot 0,034^2}{2} + (1,5 + 1,0) \cdot \frac{987,9 \cdot 1,97^2}{2} = 4920 \text{ Па.}$$

Витрати потужності на переміщення води в міжтрубному просторі:

$$N_2 = \frac{\Delta p_2 \cdot G_2}{\rho_2} = \frac{4920 \cdot 2,325}{987,9} = 11,58 \text{ Вт.}$$

Вибір насосу здійснюється за стандартними методиками [2, 3] для всієї гідравлічної системи, до складу якої входить теплообмінник.

### 3.8.2 Приклад розрахунку кожухотрубного теплообмінника для випадку нагрівання насиченою водяною парою

#### *Завдання:*

Розрахувати і підібрати стандартний теплообмінник для охолодження  $G = 40$  т/год розчину етанолу (40%) від температури  $t_{\text{бп}} = 20^\circ\text{C}$  до температури кипіння. Теплоносій – насичена водяна пара з тиском 0,16 МПа.

#### **Розрахунок.**

Оскільки нагрівання здійснюється насиченою водяною парою, то теплообмінник доцільно приймати вертикальним і для кращих умов теплообміну пару слід подавати в міжтрубний простір. Позначимо всі параметри цільового продукту – розчину етанолу (40%) – індексом «1», а всі параметри пари та конденсату – індексом «2». Переводимо витрату в систему СІ і записуємо вихідні дані, у рахуванням, що температура кипіння 40% розчину етанолу становить  $80,8^\circ\text{C}$ :

Витрата розчину етанолу, кг/с,  $G_1$

11,11

Початкова температура розчину етанолу, °С, $t_{1п}$	20
Кінцева температура розчину етанолу, °С, $t_{1к}$	80,8
Тиск гріючої пари, МПа, $p_2$	0,16.

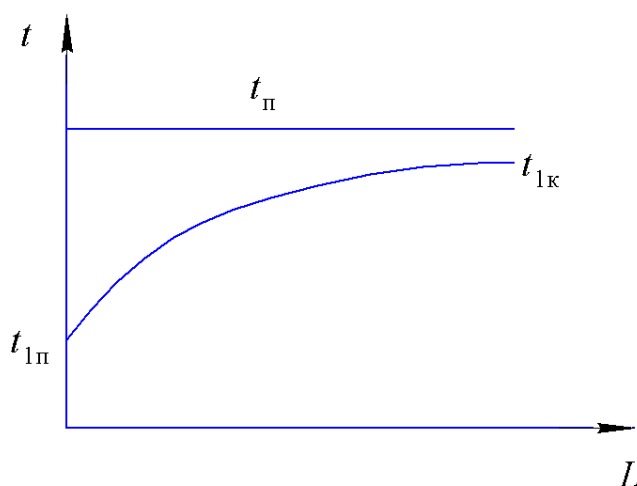
*Розрахунок температурного режиму.*

Схема зміни температури по довжині теплообмінника показана на рисунку 3.26.

За значенням тиску гріючої пари за табличними даними [5] знаходимо температуру гріючої пари –  $t_{п} = 112,7$  °С, тоді різниця температур на кінцях теплообмінників становитиме:

$$\Delta t_{\text{г}} = t_{\text{п}} - t_{1п} = 112,7 - 20 = 92,7 \text{ °С},$$

$$\Delta t_{\text{м}} = t_{\text{п}} - t_{1к} = 112,7 - 80,8 = 31,9 \text{ °С}.$$



**Рисунок 3.26 – Схема зміни температури в теплообміннику**

Оскільки  $\Delta t_{\text{г}} / \Delta t_{\text{м}} = 2,9 > 2$ , то середню різницю температур шукаємо як середню логарифмічну:

$$\Delta t_{\text{с}} = \frac{\Delta t_{\text{г}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\text{г}}}{\Delta t_{\text{м}}}\right)} = \frac{92,7 - 31,9}{\ln\left(\frac{92,7}{31,9}\right)} = 56,99 \text{ °С}.$$

Середня температура розчину етанолу:

$$t_{1с} = t_{\text{п}} - \Delta t_{\text{с}} = 112,7 - 56,99 = 55,71 \text{ °С}.$$

Оскільки середня різниця температур більша за  $50^{\circ}\text{C}$ , слід застосовувати компенсатор температурних деформацій. В даному прикладі розглянемо теплообмінник з плаваючою головкою.

*Розрахунок матеріального балансу.*

Теплоємність етанолу при середній температурі становить  $c_1 = 3678,2 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$  [9]. Тоді кількість теплоти, що має бути передана розчину етанолу, становить:

$$Q = G_1 \cdot c_1 \cdot (t_{\text{in}} - t_{\text{к}}) = 11,11 \cdot 3678,2 \cdot (80,8 - 20) = 2,485 \cdot 10^6 \text{ Вт.}$$

Питома теплота пароутворення за заданого тиску пари становить  $r = 2,227 \cdot 10^6 \text{ Дж}/\text{кг}$  [5]. Оскільки пара подається в міжтрубний простір, слід врахувати втрати теплоти в оточуюче середовище через шар теплоізоляції. Приймавши втрати теплоти 5% від переданої до розчину етанолу, маємо:

$$G_2 = \frac{1,05 \cdot Q}{r} = \frac{1,05 \cdot 2,485 \cdot 10^6}{2,227 \cdot 10^6} = 1,1712 \text{ кг/с.}$$

*Попередній вибір теплообмінника.*

За таблицю 3.1 вибираємо орієнтовне значення коефіцієнта теплопередачі. Оскільки в процесі теплообміну має місце конденсація водяно пари вибираємо «від водяної пари, що конденсується, до води (конденсатори, водопідігрівачі)», для якого рекомендоване значення становить  $K_{\text{оп}} = 800\text{--}3500 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{K})$ . Оскільки в трубному просторі рухається розчин спирту, а не вода, приймаємо мінімальне значення, тобто  $K_{\text{оп}} = 800 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{K})$ . Тоді орієнтовне значення площі поверхні теплообміну буде дорівнювати:

$$F_{\text{оп}} = \frac{Q}{K_{\text{оп}} \cdot \Delta t_c} = \frac{2,485 \cdot 10^6}{800 \cdot 56,99} = 54,5 \text{ м}^2.$$

Для забезпечення турбулентного режиму руху розчину спирту в трубах прийmemo орієнтовне значення критерію Рейнольдса  $Re_1 = 15000$ .

При середній температурі розчину етанолу густина становить  $\rho_1 = 912,8 \text{ кг}/\text{м}^3$ , а коефіцієнт динамічної в'язкості  $\mu_1 = 0,0009931 \text{ Па}\cdot\text{с}$  [9]. Внутрішній діаметр труби прийmemo  $d_{\text{в}} = 0,021 \text{ м}$ .

Розраховуємо швидкість руху теплоносія в трубах:

$$w_{\text{top}} = \frac{\text{Re}_{\text{top}} \cdot \mu_1}{\rho_1 \cdot d_b} = \frac{15000 \cdot 0,0009931}{912,8 \cdot 0,021} = 0,7771 \text{ м/с.}$$

Необхідна площа поперечного перерізу одного ходу по трубах:

$$S_{\text{in}} = \frac{G_1}{\rho_1 \cdot w_{\text{top}}} = \frac{11,11}{912,8 \cdot 0,7771} = 0,01566 \text{ м}^2.$$

За значенням орієнтовної площі поверхні теплообміну та площі поперечного перерізу одного ходу по трубах за таблицею 3.12 приймаємо теплообмінник з плаваючою головою з такими параметрами:

Діаметр кожуха, м, $D$ ,	0,5
Площа поверхні теплообміну, $\text{м}^2$ , $F$	62
Площа поперечного перерізу одного ходу по трубах, $\text{м}^2$ , $S_1$	0,023
Висота труб, м, $H$ ,	6
Кількість ходів по трубному просторі, $z$ ,	2
Розмір теплообмінних труб, мм	25×2.

*Уточнений розрахунок коефіцієнта теплопередачі.*

Дійсне значення швидкості в трубах:

$$w_1 = \frac{G_1}{\rho_1 \cdot S_1} = \frac{11,11}{912,8 \cdot 0,023} = 0,5293 \text{ м/с.}$$

Дійсне значення критерію Рейнольдса:

$$\text{Re}_1 = \frac{w_1 \cdot d_b \cdot \rho_1}{\mu_1} = \frac{0,5293 \cdot 0,021 \cdot 912,8}{0,0009931} = 10215,6.$$

Отже умова існування турбулентного руху виконується.

За середньої температури коефіцієнт теплопровідності розчину етанолу дорівнює  $\lambda_1 = 0,4396 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$  [9]. Тоді значення критерію Прандтля буде дорівнювати:

$$\text{Pr}_1 = \frac{c_1 \cdot \mu_1}{\lambda_1} = \frac{3678,2 \cdot 0,0009931}{0,4396} = 8,309.$$

Заданося значеннями допоміжних величин  $A_1 = 0,3$  та  $A_2 = 0,5$  і знайдемо температури стінок:

$$t_{\text{ст1}} = t_{12} + A_1 \cdot \Delta t_c = 55,71 + 0,3 \cdot 56,99 = 72,8^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{ст2}} = t_{\text{п}} - A_2 \cdot \Delta t_c = 112,7 + 0,5 \cdot 56,99 = 84,2^\circ\text{C}.$$

За температури стінки теплофізичні властивості розчину етанолу становитимуть [9]: теплоємність –  $c_{1\text{ст}} = 3767,7$  Дж/(кг·К); коефіцієнт динамічної в'язкості –  $\mu_{1\text{ст}} = 0,0007043$  Па·с; коефіцієнт теплопровідності –  $\lambda_{1\text{ст}} = 0,4674$  Вт/(м·К). Тоді значення критерію Прандтля розчину етанолу при температурі стінки буде дорівнювати:

$$\text{Pr}_{1\text{ст}} = \frac{c_{1\text{ст}} \cdot \mu_{1\text{ст}}}{\lambda_{1\text{ст}}} = \frac{3767,7 \cdot 0,0007043}{0,4674} = 5,678.$$

Критерій Нуссельта для розчину етанолу в трубному просторі у випадку турбулентної течії буде дорівнювати:

$$\text{Nu}_1 = 0,021 \cdot \text{Re}_1^{0,8} \cdot \text{Pr}_1^{0,43} \cdot \left( \frac{\text{Pr}_1}{\text{Pr}_{1\text{ст}}} \right)^{0,25} = 0,021 \cdot 10215,6^{0,8} \cdot 8,309^{0,43} \cdot \left( \frac{8,309}{5,678} \right)^{0,25} = 92,55.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до розчину етанолу:

$$\alpha_1 = \frac{\text{Nu}_1 \cdot \lambda_1}{d_{\text{в}}} = \frac{92,55 \cdot 0,4396}{0,021} = 1937,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Розрахункова температура плівки конденсату:

$$t_{\text{пл}} = \frac{t_{\text{п}} + t_{\text{ст2}}}{2} = \frac{112,7 + 84,2}{2} = 98,45^\circ\text{C}.$$

Теплофізичні властивості плівки конденсату при розрахунковій температурі плівки становлять [9]: коефіцієнт теплопровідності –  $\lambda_2 = 0,6825$  Вт/(м·К); густина –  $\rho_2 = 959,1$  кг/м<sup>3</sup>; коефіцієнт динамічної в'язкості –  $\mu_2 = 0,0002871$  Па·с.

Коефіцієнт тепловіддачі від пари до стінки при конденсації пари на пучку вертикальних труб буде дорівнювати:

$$\alpha_2 = 1,15 \cdot \sqrt[4]{\frac{\lambda_2^3 \cdot \rho_2^2 \cdot g \cdot r}{\mu_2 \cdot (t_{\text{п}} - t_{\text{ст2}}) \cdot H}} = 1,15 \cdot \sqrt[4]{\frac{0,6825^3 \cdot 959,1^2 \cdot 9,81 \cdot 2,227 \cdot 10^6}{0,0002871 \cdot (112,7 - 84,2) \cdot 6}} = 3884,3$$

Вт/(м<sup>2</sup>·К).

При розрахунку коефіцієнта теплопередачі необхідно врахувати термічні опори шару забруднень. За таблицею 3.2 приймаємо термічний опір з боку розчину



етанолу, який належить до класу органічних рідин, величину термічного опору  $r_{31} = 1/5800 \text{ (м}^2\cdot\text{К)/Вт}$ ; для конденсату водяної пари приймаємо відповідно значення  $r_{32} = 1/25000 \text{ (м}^2\cdot\text{К)/Вт}$ .

У вибраному теплообміннику товщина стінки труб дорівнює  $\delta = 0,002 \text{ м}$ . Оскільки розчин етанолу не повинен містити продуктів корозії, необхідно використовувати для стінки труб корозійно стійку сталь. В такому випадку коефіцієнт теплопровідності стінки буде дорівнювати  $\lambda = 17,5 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$ .

Тоді коефіцієнт теплопередачі буде дорівнювати:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + r_1 + \frac{\delta}{\lambda} + r_2 + \frac{1}{\alpha_2}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{1937} + \frac{1}{5800} + \frac{0,002}{17,5} + \frac{1}{25000} + \frac{1}{3884,3}} = 908,9 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

Перевірка правильності прийнятих значень температур стінок:

$$A'_1 = \frac{K}{\alpha_1} = \frac{908,9}{1937,5} = 0,4691,$$

$$A'_2 = \frac{K}{\alpha_2} = \frac{908,9}{3884,3} = 0,234.$$

Відповідні розбіжності становлять:

$$\varepsilon_1 = \frac{|A_1 - A'_1|}{A'_1} \cdot 100\% = \frac{|0,3 - 0,4691|}{0,4691} \cdot 100\% = 36,05\%,$$

$$\varepsilon_2 = \frac{|A_2 - A'_2|}{A'_2} \cdot 100\% = \frac{|0,5 - 0,234|}{0,234} \cdot 100\% = 113,7\%.$$

Оскільки в обох випадках розбіжності більші за 10% проведемо уточнюючий перерахунок. Прийmemo  $A_1 = 0,4691$  та  $A_2 = 0,234$ . Тоді уточнені значення температур стінок будуть дорівнювати:

$$t_{cr1} = t_{12} + A_1 \cdot \Delta t_c = 55,71 + 0,4691 \cdot 56,99 = 82,44^\circ\text{C}$$

$$t_{cr2} = t_n - A_2 \cdot \Delta t_c = 112,7 + 0,234 \cdot 56,99 = 99,36^\circ\text{C}.$$

За температури стінки теплофізичні властивості розчину етанолу становитимуть [9]: теплоємність –  $c_{1cr} = 3828,2$  Дж/(кг·К); коефіцієнт динамічної в'язкості –  $\mu_{1cr} = 0,0005805$  Па·с; коефіцієнт теплопровідності –  $\lambda_{1cr} = 0,4829$  Вт/(м·К). Тоді значення критерію Прандтля розчину етанолу при температурі стінки буде дорівнювати:

$$Pr_{1cr} = \frac{c_{1cr} \cdot \mu_{1cr}}{\lambda_{1cr}} = \frac{3828,2 \cdot 0,0005805}{0,4829} = 4,602.$$

Критерій Нуссельта для розчину етанолу в трубному просторі у випадку турбулентної течії буде дорівнювати:

$$Nu_1 = 0,021 \cdot Re_1^{0,8} \cdot Pr_1^{0,43} \cdot \left( \frac{Pr_1}{Pr_{1cr}} \right)^{0,25} = 0,021 \cdot 10215,6^{0,8} \cdot 8,309^{0,43} \cdot \left( \frac{8,309}{4,602} \right)^{0,25} = 97,54.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до розчину етанолу:

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d_b} = \frac{97,54 \cdot 0,4396}{0,021} = 2041,97 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Розрахункова температура плівки конденсату:

$$t_{пл} = \frac{t_{п} + t_{cr2}}{2} = \frac{112,7 + 99,36}{2} = 106 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Теплофізичні властивості плівки конденсату при розрахунковій температурі плівки становлять [9]: коефіцієнт теплопровідності –  $\lambda_2 = 0,6842$  Вт/(м·К); густина –  $\rho_2 = 953,8$  кг/м<sup>3</sup>; коефіцієнт динамічної в'язкості –  $\mu_2 = 0,0002663$  Па·с.

Коефіцієнт тепловіддачі від пари до стінки при конденсації пари на пучку вертикальних труб буде дорівнювати:

$$\alpha_2 = 1,15 \cdot \sqrt[4]{\frac{\lambda_2^3 \cdot \rho_2^2 \cdot g \cdot r}{\mu_2 \cdot (t_{п} - t_{cr2}) \cdot H}} = 1,15 \cdot \sqrt[4]{\frac{0,6842^3 \cdot 953,8^2 \cdot 9,81 \cdot 2,227 \cdot 10^6}{0,0002663 \cdot (112,7 - 100,8) \cdot 6}} = 4781 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Коефіцієнт теплопередачі:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + r_1 + \frac{\delta}{\lambda} + r_2 + \frac{1}{\alpha_2}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{2041,97} + \frac{1}{5800} + \frac{0,002}{17,5} + \frac{1}{25000} + \frac{1}{4781}} = 975,1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Повторна перевірка правильності прийнятих значень температур стінок:

$$A'_1 = \frac{K}{\alpha_1} = \frac{975,1}{2041,97} = 0,4775,$$

$$A'_2 = \frac{K}{\alpha_2} = \frac{975,1}{4781} = 0,2039.$$

Відповідні розбіжності становлять:

$$\varepsilon_1 = \frac{|A_1 - A'_1|}{A'_1} \cdot 100\% = \frac{|0,4691 - 0,4775|}{0,4775} \cdot 100\% = 1,761\%,$$

$$\varepsilon_2 = \frac{|A_2 - A'_2|}{A'_2} \cdot 100\% = \frac{|0,234 - 0,2039|}{0,2039} \cdot 100\% = 14,73\%.$$

Значення  $\varepsilon_2$  більше за 10%, тому потрібна ще одна ітерація. Прийmemo  $A_1 = 0,4775$  та  $A_2 = 0,2039$ . Тоді уточнені значення температур стінок будуть дорівнювати:

$$t_{\text{ст1}} = t_{1\text{с}} + A_1 \cdot \Delta t_{\text{с}} = 55,71 + 0,4775 \cdot 56,99 = 82,92 \text{ }^\circ\text{C}.$$

$$t_{\text{ст2}} = t_{1\text{с}} - A_2 \cdot \Delta t_{\text{с}} = 112,7 - 0,2039 \cdot 56,99 = 101,1^\circ\text{C}$$

За температури стінки теплофізичні властивості розчину етанолу становитимуть [9]: теплоємність –  $c_{1\text{ст}} = 3831,3 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ ; коефіцієнт динамічної в'язкості –  $\mu_{1\text{ст}} = 0,0005766 \text{ Па} \cdot \text{с}$ ; коефіцієнт теплопровідності –  $\lambda_{1\text{ст}} = 0,4837 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ . Тоді значення критерію Прандтля розчину етанолу при температурі стінки буде дорівнювати:

$$\text{Pr}_{1\text{ст}} = \frac{c_{1\text{ст}} \cdot \mu_{1\text{ст}}}{\lambda_{1\text{ст}}} = \frac{3831,2 \cdot 0,0005766}{0,4837} = 4,568.$$

Критерій Нуссельта для розчину етанолу в трубному просторі у випадку турбулентної течії буде дорівнювати:

$$\text{Nu}_1 = 0,021 \cdot \text{Re}_1^{0,8} \cdot \text{Pr}_1^{0,43} \cdot \left( \frac{\text{Pr}_1}{\text{Pr}_{1\text{ст}}} \right)^{0,25} = 0,021 \cdot 10215,6^{0,8} \cdot 8,309^{0,43} \cdot \left( \frac{8,309}{4,568} \right)^{0,25} = 97,72$$

Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до розчину етанолу:

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d_b} = \frac{97,72 \cdot 0,4396}{0,021} = 2046 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Розрахункова температура плівки конденсату:

$$t_{\text{пл}} = \frac{t_{\text{п}} + t_{\text{ст2}}}{2} = \frac{112,7 + 101,1}{2} = 106,9 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Теплофізичні властивості плівки конденсату при розрахунковій температурі плівки становлять [9]: коефіцієнт теплопровідності –  $\lambda_2 = 0,6844 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ ; густина –  $\rho_2 = 953,2 \text{ кг}/\text{м}^3$ ; коефіцієнт динамічної в'язкості –  $\mu_2 = 0,0002641 \text{ Па} \cdot \text{с}$ .

Коефіцієнт тепловіддачі від пари до стінки при конденсації пари на пучку вертикальних труб буде дорівнювати:

$$\alpha_2 = 1,15 \cdot \sqrt[4]{\frac{\lambda_2^3 \cdot \rho_2^2 \cdot g \cdot r}{\mu_2 \cdot (t_{\text{п}} - t_{\text{ст2}}) \cdot H}} = 1,15 \cdot \sqrt[4]{\frac{0,6844^3 \cdot 953,2^2 \cdot 9,81 \cdot 2,227 \cdot 10^6}{0,0002641 \cdot (112,7 - 102,7) \cdot 6}} = 4958 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Коефіцієнт теплопередачі:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + r_1 + \frac{\delta}{\lambda} + r_2 + \frac{1}{\alpha_2}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{2046} + \frac{1}{5800} + \frac{0,002}{17,5} + \frac{1}{25000} + \frac{1}{4958}} = 983,1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Повторна перевірка правильності прийнятих значень температур стінок:

$$A'_1 = \frac{K}{\alpha_1} = \frac{983,1}{2046} = 0,4805,$$

$$A'_2 = \frac{K}{\alpha_2} = \frac{983,1}{4958} = 0,1983.$$

Відповідні розбіжності становлять:

$$\varepsilon_1 = \frac{|A_1 - A'_1|}{A'_1} \cdot 100\% = \frac{|0,4775 - 0,4805|}{0,4805} \cdot 100\% = 0,6321\%,$$

$$\varepsilon_2 = \frac{|A_2 - A'_2|}{A'_2} \cdot 100\% = \frac{|0,2039 - 0,1983|}{0,1983} \cdot 100\% = 2,853\%.$$

Розбіжність прийнятих і уточнених значень не перевищує 10%, тому потреби в подальших перерахунках немає.

Знаходимо уточнене значення площі поверхні теплообміну:

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_c} = \frac{2,4848 \cdot 10^6}{983,156,99} = 44,35 \text{ м}^2.$$

Оскільки в коефіцієнт тепловіддачі в трубному просторі менший, то ефективну площу поверхні теплообміну слід шукати за внутрішнім діаметром труб. Оскільки в таблиці 3.12 кількість труб не наводиться, розрахуємо це значення з наведених значень площі поверхні теплообміну (розрахованої по зовнішньому діаметру труб) та площі поперечного перерізу і кількості ходів:

$$n = \frac{F}{\pi \cdot d_3 \cdot H} = \frac{62}{3,14 \cdot 0,025 \cdot 6} = 131,6.$$

$$n = \frac{4 \cdot S_1}{\pi \cdot d_3^2} = \frac{4 \cdot 0,023}{3,14 \cdot 0,025^2} = 132,8.$$

Отже, кількість труб становить 132. Тоді ефективна площа поверхні теплообміну становитиме:

$$F = n \cdot \pi \cdot d_b \cdot H = 132 \cdot 3,14 \cdot 0,021 \cdot 6 = 52,25 \text{ м}^2.$$

Запас площі поверхні теплообміну становить:

$$\varepsilon_F = \frac{|F_e - F|}{F} \cdot 100\% = \frac{|52,25 - 44,35|}{44,35} \cdot 100\% = 17,82\%.$$

Запас площі близький до 20%, отже прийнятий теплообмінник задовольняє умовам роботи апарата.

### ***Конструктивний розрахунок.***

В результаті параметричного розрахунку було прийнято стандартний кожухотрубний теплообмінник з такими параметрами:

Площа поверхні теплообміну, м <sup>2</sup> , $F$	52,25
Загальна кількість труб, $n$	132
Кількість ходів по трубному просторі, $z$	2

Діаметр корпусу, м, $D$	0,5
Тип теплообмінних труб, мм	25×2
Довжина труб, м, $L$ ,	6

В стандартних теплообмінниках в переважній більшості випадків труби розташовуються по концентричним шестикутникам. Визначимо розташування труб. Кількість труб на зовнішній стороні шестикутника визначається зі співвідношення:

$$n = 3 \cdot a \cdot (a - 1) + 1,$$

або

$$132 = 3 \cdot a \cdot (a - 1) + 1.$$

Це квадратне рівняння, що має два корені:  $a = 7,127$  та  $a = -6,127$ . Від'ємний корінь не має фізичного змісту і кількість труб повинна бути цілим числом, тому для подальших розрахунків приймаємо значення  $a = 7$ .

Кількість труб на діагоналі шестикутника:

$$b = 2 \cdot a - 1 = 2 \cdot 7 - 1 = 13.$$

Кількість труб, які можна розмістити в межах шестикутника:

$$n_n = 3 \cdot a \cdot (a - 1) + 1 = 3 \cdot 7 \cdot (7 - 1) + 1 = 127.$$

Решту труб, а також труб вилучені для встановлення перегородок для забезпечення потрібної кількості ходів по трубному простору розташовуємо в сегментах трубної решітки. Розташування труб вибираємо безпосередньо при розробці креслення трубної решітки.

За рекомендаціями наведеними в пункті 3.4.1 приймає крок між трубами  $t = 0,032$  м. Тоді діаметр корпусу апарата становитиме:

$$D = t \cdot (b - 1) + 4 \cdot d_s = 0,032 \cdot (13 - 1) + 4 \cdot 0,025 = 0,484 \text{ м.}$$

Такий діаметр відповідає діаметру вибраного стандартного теплообмінника, тому остаточно приймаємо діаметр корпусу апарата 0,5 м.

Оскільки в міжтрубному просторі відбувається конденсація насиченої водяної пари, встановлювати перегородки немає потреби.

**Розрахунок штуцерів.**

Відповідно по параметричного розрахунку вихідними даними будуть:

Витрата розчину етанолу, кг/с, $G_1$ ,	11,11
Витрата пари, кг/с, $G_2$ ,	1,172
Густина розчину етанолу, кг/м <sup>3</sup> , $\rho_1$ ,	912,8
Густина пари, кг/м <sup>3</sup> , $\rho_{п}$ ,	0,898
Густина конденсату, кг/м <sup>3</sup> , $\rho_{к}$ ,	953,2

Відповідно до рекомендацій, наведених в таблиці 3.21 для приймаємо значення рекомендованих швидкостей: для входу і виходу розчину етанолу –  $w_{pp} = 2$  м/с; для входу гріючої пари –  $w_{пp} = 15$  м/с; для виходу конденсату –  $w_{кp} = 1$ .

Діаметр штуцера для входу і виходу розчину етанолу:

$$d_{шp1} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_1}{\pi \cdot \rho_1 \cdot w_{pp}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 11,11}{3,14 \cdot 912,8 \cdot 2}} = 0,08803 \text{ м.}$$

Діаметр штуцера для входу гріючої пари:

$$d_{шp2} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_2}{\pi \cdot \rho_{п} \cdot w_{пp}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,172}{3,14 \cdot 0,898 \cdot 15}} = 0,3328 \text{ м.}$$

Діаметр штуцера для виходу конденсату:

$$d_{шp3} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_2}{\pi \cdot \rho_{к} \cdot w_{кp}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,172}{3,14 \cdot 953,2 \cdot 1}} = 0,3956 \text{ м.}$$

За результатами розрахунків для входу і виходу розчину етанолу за таблицею 3.22 приймаємо штуцер з номінальним діаметром  $D_N = 80$  мм, тобто  $d_{ш1} = 0,081$  м. Аналогічно, за таблицею 3.22 для входу пари приймаємо штуцер з номінальним діаметром  $D_N = 400$  мм, тобто  $d_{ш2} = 0,406$  м, а для виходу конденсату – приймаємо штуцер з номінальним діаметром  $D_N = 40$  мм, тобто  $d_{ш3} = 0,039$  м

Перерахуємо дійсну швидкість теплоносіїв в штуцерах:

$$w_{ш1} = \frac{4 \cdot G_1}{\pi \cdot \rho_1 \cdot d_{ш1}^2} = \frac{4 \cdot 11,11}{3,14 \cdot 912,8 \cdot 0,081^2} = 2,362 \text{ м/с,}$$

$$w_{ш2} = \frac{4 \cdot G_2}{\pi \cdot \rho_{п} \cdot d_{ш2}^2} = \frac{4 \cdot 1,172}{3,14 \cdot 0,898 \cdot 0,406^2} = 10,08 \text{ м/с.}$$

$$w_{ш3} = \frac{4 \cdot G_2}{\pi \cdot \rho_k \cdot d_{ш3}^2} = \frac{4 \cdot 1,172}{3,14 \cdot 953,2 \cdot 0,039^2} = 1,029 \text{ м/с.}$$

Отримані значення швидкостей суттєво не відрізняються від рекомендованих значень, тому вибрані діаметри штуцерів задовільняють умовам роботи теплообмінника.

### ***Гідравлічний розрахунок.***

Відповідно до параметричного та конструктивного розрахунків, а також розрахунку штуцерів:

Швидкість руху розчину етанолу в трубах, м/с, $w_1$	0,5292
Критерій Рейнольдса для розчину етанолу, $Re_1$ ,	10215,6
Густина розчину етанолу, кг/м <sup>3</sup> , $\rho_1$ ,	912,8
Швидкість руху розчину етанолу в штуцерах, м/с, $w_{ш1}$ ,	2,362
Гідравлічний опір в трубному просторі.	

Оскільки в трубах рухається розчин етанолу, який є хімічно активною речовиною, вважаємо, що труби теплообмінника сталеві з незначною корозією. За таблицею 3.23 приймаємо значення абсолютної шорсткості  $\Delta = 0,1 \cdot 10^{-3}$  м. Тоді відносна шорсткість становитиме:

$$e = \frac{0,1 \cdot 10^{-3}}{0,025} = 4,762 \cdot 10^{-3}.$$

Оскільки значення критерію Рейнольда лежить в межах  $10/e = 2010 \leq Re_1 \leq 560/e = 117600$ , то для розрахунку коефіцієнта тертя використовуємо формулу (3.123):

$$\lambda_{r1} = 0,11 \cdot \left( e + \frac{68}{Re_1} \right)^{0,25} = 0,11 \cdot \left( 47619 \cdot 10^{-3} + \frac{68}{10215,6} \right)^{0,25} = 0,03596.$$

Виберемо значення коефіцієнтів місцевого опору в трубному просторі. Відповідно до таблиці 3.24 маємо:

Вхід і вихід в труби, $\xi_{11}$	1,0
Поворот між ходами, $\xi_{12}$	2,5



Вхідна і вихідна камера,  $\xi_{13}$  1,5

При цьому опір у вхідній і вихідній камері рахується за швидкістю в штуцерах. Враховуючи кількість ходів ( $z = 4$ ), гідравлічний опір в трубному просторі буде розраховуватися за формулою:

$$\begin{aligned} \Delta p_1 &= \left( \lambda_{11} \cdot \frac{H \cdot z}{d_b} + 2 \cdot z \cdot \xi_{11} + (z - 1) \cdot \xi_{12} \right) \cdot \frac{\rho_1 \cdot w_1^2}{2} + 2 \cdot \xi_{13} \cdot \frac{\rho_1 \cdot w_{ш1}^2}{2} = \\ &= \left( 0,03596 \cdot \frac{6 \cdot 2}{0,021} + 2 \cdot 2 \cdot 1,0 + (2 - 1) \cdot 2,5 \right) \cdot \frac{912,8 \cdot 0,5294^2}{2} + 2 \cdot 1,5 \cdot \frac{912,5 \cdot 2,362^2}{2} = \\ &= 10970,2 \text{ Па} \end{aligned}$$

Витрати потужності на переміщення бензолу в теплообміннику:

$$N_1 = \frac{\Delta p_1 \cdot G_1}{\rho_1} = \frac{10970,2 \cdot 11,11}{953,2} = 133,5 \text{ Вт.}$$

Оскільки в трубному просторі відбувається конденсація і плівка конденсату рухається самотоком, розраховувати гідравлічний опір в міжтрубному просторі не потрібно.

### 3.9 Контрольні запитання

1. Проаналізуйте які апарати називають теплообмінними апаратами або теплообмінниками.
2. Проаналізуйте де застосовується теплообмін.
3. Проаналізуйте класифікацію теплообмінників за способом передачі теплоти.
4. Проаналізуйте які фактори необхідно враховувати при виборі типу та конструкції теплообмінника.
5. Проаналізуйте які величини необхідно визначити при розрахунку теплообмінного апарата.
6. Проаналізуйте як визначається необхідна поверхня теплопередачі.

7. Проаналізуйте схемою розрахунку, за якою ведеться розрахунок теплообмінника
8. Проаналізуйте як визначається середній температурний напір.
9. Проаналізуйте основні схеми руху теплоносіїв вздовж поверхні теплообміну ( $t_1 > t_2$ ).
10. Проаналізуйте особливості знаходження поправкових коефіцієнтів для визначення середнього температурного напору.
11. Проаналізуйте особливості визначення теплового навантаження теплообмінника.
12. Проаналізуйте особливості розрахунку коефіцієнту теплопередачі.
13. Проаналізуйте особливості розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі.
14. Проаналізуйте орієнтовні значення коефіцієнтів теплопередачі.
15. Проаналізуйте вплив множника  $(Pr/Pr_{ст})^{0,25}$  у критеріальних рівняннях конвективного теплообміну.
16. Проаналізуйте основні конструкції та параметри нормалізованих теплообмінних апаратів
17. Проаналізуйте конструкції кожухотрубних теплообмінних апаратів.
18. Проаналізуйте конструкцію кожухотрубних випарників.
19. Проаналізуйте конструкції кожухотрубних теплообмінних апаратів плаваючою головкою.
20. Проаналізуйте конструкції кожухотрубних теплообмінних апаратів з U-подібними трубами.
21. Проаналізуйте конструкції теплообмінних апаратів типу «труба в трубі».
22. Проаналізуйте класифікацію теплообмінних апаратів типу «труба в трубі».
23. Проаналізуйте конструкції пластинчатих теплообмінників.
24. Проаналізуйте приклади компонування пластин пластинчатих теплообмінників.

25. Проаналізуйте конструкції спіральних теплообмінників.
26. Проаналізуйте конструкції блочних теплообмінників з графіту.
27. Проаналізуйте задачі конструктивного розрахунку теплообмінних апаратів.
28. Проаналізуйте задачі конструктивного розрахунку кожухотрубного теплообмінника.
29. Проаналізуйте особливості вибору розміщення труб в трубних решітках кожухотрубного теплообмінника.
30. Проаналізуйте особливості визначення внутрішнього діаметра корпусу кожухотрубного теплообмінника.
31. Проаналізуйте особливості розрахунку поточної частини міжтрубного простору.
32. Проаналізуйте особливості конструктивного розрахунку теплообмінника типу «труба в трубі».
33. Проаналізуйте особливості конструктивного розрахунку змійовикових теплообмінників.
34. Проаналізуйте особливості конструктивного розрахунку спіральних теплообмінників.
35. Проаналізуйте особливості конструктивного розрахунку пластинчастих теплообмінників.
36. Проаналізуйте особливості розрахунку діаметрів штуцерів.
37. Проаналізуйте мету гідравлічного розрахунку теплообмінних апаратів.
38. Наведіть порівняльні характеристики теплообмінних апаратів.

### **3.10 Перелік посилань**

1. Корнієнко Я.М. Процеси та обладнання хімічної технології: підруч. У 2 ч. Ч.1 / Я.М. Корнієнко, Ю.Ю. Лукач, І.О. Мікульонок та ін. – К.: НТУУ «КПІ», 2011. – 300 с.

2. Основні залежності та приклади розрахунків теплообмінних апаратів [Електронний ресурс]: навчальний посібник для студентів, які навчаються за напрямком „Машинобудування” спеціальність "Обладнання хімічних виробництв та підприємств будівельних матеріалів"/ НТУУ „КПІ” - Електронні текстові дані (1 файл: 2,50 Мбайт). – Київ : НТУУ «КПІ», 2011. - Назва з екрана <http://library.kpi.ua:8080/handle/123456789/697> від 15.02.2011 р.

3. Процеси та обладнання хімічної технології: Теплові процеси: Розрахункова робота [Електронний ресурс] : навч. посіб. для студ. спеціальності 133 Галузеве машинобудування, освітньої професійна програма бакалаврів «Комп'ютерно-інтегровані технології проектування обладнання хімічної інженерії» / КПІ ім. Ігоря Сікорського; уклад.: Швед М.П., Степанюк А.Р., Швед Д.М. – Електронні текстові дані (1 файл: 3,71 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2022. – 266 с. Реєстр № 22/23-338

4. Процеси та апарати хімічних виробництв: Практикум Процеси та апарати хімічних виробництв: Практикум [Електронний ресурс] : навч. посіб. для студ. спеціальності 161 «Хімічні технології переробки деревини та рослинної сировини», освітня програма "Хімічні технології переробки деревини та рослинної сировини" / КПІ ім. Ігоря Сікорського; уклад.: Б.І. Дуда, А.Р. Степанюк, С.В. Гулієнко, Р.В. Кичак, Я.Г. Гоцький – Електронні текстові дані (1 файл: 2,62 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020. – 116 с. Гриф надано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського (протокол № 8 від 09.04.2020 р.) за поданням Вченої ради інженерно-хімічного факультету (протокол № 2 від 24.02.2020 р.) URI <https://ela.kpi.ua/handle/123456789/33839>

5. Обладнання хімічних виробництв: конспект лекцій [Електронний ресурс] : навчальний посібник для студентів, які навчаються за спеціальністю 151 Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології, освітня програма «Технічні та програмні засоби автоматизації» / КПІ ім. Ігоря Сікорського ; уклад.: Швед М. П., Степанюк А. Р., Гусарова О. В., Швед Д. М. – Електронні текстові дані (1 файл:

3,71 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2023. – 181 с. – Назва з екрана. URI (Уніфікований ідентифікатор ресурсу): <https://ela.kpi.ua/handle/123456789/54632>

6. Perry's Chemical Engineers' Handbook (1997). New York. McGraw-Hill
7. Poling, B. E.; Prausnitz, J. M.; O'Connell, J. P. (2001). The Properties of Gases and Liquids. 5th edition, New York. McGraw-Hill.
8. Yaws C. L. (2015). The Yaws Handbook of Vapor Pressure Antoine Coefficients. Amsterdam. Elsevier
9. Yaws C. L. (2014). Thermophysical Properties of Chemicals and Hydrocarbons. Second Edition. Amsterdam. Elsevier
10. Pop I., Ingham D. B. (2001). Convective Heat Transfer Mathematical and Computational Modelling of Viscous Fluids and Porous Media. Amsterdam. Pergamon
11. Duroudier J.P. (2016). Heat Transfer in the Chemical, Food and Pharmaceutical Industries. Oxford. Elsevier
12. Serth R.W. (2007). Process Heat Transfer Principles and Applications. Amsterdam. Elsevier
13. Modest M. F., Mazumder S. (2022). Radiative Heat Transfer. Fourth Edition. London. Academic Press
14. Towler G., Sinnott R. (2022). Chemical engineering design. Principles, practice and economics of plant and process design. Oxford. Butterworth-Heinemann
15. Nitsche M., Gbadamosi R.O. (2016). Heat Exchanger. Design Guide. A Practical Guide for Planning, Selecting and Designing of Shell and Tube Exchangers. Amsterdam. Elsevier
16. Merkin J. H., Pop I., Lok Y. Y. (2022). Similarity solutions for the boundary layer flow and heat transfer of viscous fluids, nanofluids, porous media, and micropolar fluids. London. Academic Press
17. Couper J. R., Penney W. R., Fair J. R., Walas S. M. (2012). Chemical Process Equipment Selection and Design. Amsterdam. Elsevier
18. Cheremisinoff N. P. (2000). Handbook of Chemical Processing Equipment. Amsterdam. Elsevier

19. Ray S., Das G. (2020). Process Equipment and Plant Design Principles and Practices. Amsterdam. Elsevier
20. Chhabra R., Shankar V. (2018) Coulson and Richardson's Chemical Engineering Volume 1B: Heat and Mass Transfer: Fundamentals and Applications. Oxford. Butterworth-Heinemann

## РОЗДІЛ 4. РОЗРАХУНОК ВИПАРНИХ АПАРАТІВ

### ПЕРЕЛІК ОСНОВНИХ УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ ТА СИМВОЛІВ

$a$  – коефіцієнт температуропровідності,  $\text{м}^2/\text{с}$

$b$  – ширина каналу,  $\text{м}$

$c$  – теплоємність,  $\text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$

$d_{\text{вн}}$  – внутрішній діаметри циліндричної поверхні (труби),  $\text{м}$

$d_3$  – зовнішній діаметри циліндричної поверхні (труби),  $\text{м}$

$d_e$  – еквівалентний діаметр,  $\text{м}$

$D$  – діаметр апарата,  $\text{м}$

$f$  – площа поперечного перерізу потоку,  $\text{м}^2$

$F$  – площа поверхні теплообміну,  $\text{м}^2$

$K$  – коефіцієнт теплопередачі,  $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$

$g$  – прискорення вільного падіння,  $\text{м}/\text{с}^2$

$G$  – масова витрата,  $\text{кг}/\text{с}$

$H$  – висота теплообмінних труб,  $\text{м}$

$i$  – питома ентальпія,  $\text{Дж}/\text{кг}$

$n$  – кількість труб

$L$  – довжина,  $\text{м}$

$p$  – тиск,  $\text{Па}$

$q$  – тепловий потік,  $\text{Вт}/\text{м}^2$

$Q$  – кількість переданої теплоти,  $\text{Вт}$

$r$  – питома теплота пароутворення,  $\text{Дж}/\text{кг}$

$S$  – площа поперечного перерізу,  $\text{м}^2$

$t_{\text{ік}}$  – кінцева температура теплоносія,  $\text{К}$  ( $^{\circ}\text{C}$ )

$t_{\text{іп}}$  – початкова температура теплоносія,  $\text{К}$  ( $^{\circ}\text{C}$ )

$t_{\text{в.п.}}$  – температура вторинної пари,  $\text{К}$  ( $^{\circ}\text{C}$ )

$t_{\text{конд}}$  – температура конденсації,  $\text{К}$  ( $^{\circ}\text{C}$ )

$t_{пл}$  – температура плівки конденсату, К (°С)

$w$  – швидкість руху теплоносія, м/с

$W$  – витрата вторинної пари

$x_{п}$  – концентрація розчину на вході в апарат, мас. частка

$x_{к}$  – концентрація розчину на виході з апарата, мас. частка.

$z$  – кількість ходів

### *Грецькі символи*

$\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$\beta$  – коефіцієнт об'ємного стиснення, 1/К

$\Gamma$  – густина зрошення, кг/(м·с)

$\delta$  – товщина стінки труби, м

$\Delta$  – повна депресія, К (°С)

$\Delta'$  – температурна депресія, обумовлена різницею температур кипіння розчину і чистого розчинника, К (°С)

$\Delta''$  – гідростатична депресія, обумовлена тиском стовпа рідини в трубах, К (°С)

$\Delta'''$  – гідродинамічна депресія, обумовлена втратами тиску на подолання гідравлічних опорів, (°С)

$\Delta t_6$  – менша різниця температур на кінцях теплообмнника, К

$\Delta t_m$  – менша різниця температур на кінцях теплообмнника, К

$\Delta t_{сер}$  – середня різниця температур, К

$\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К)

$\mu$  – коефіцієнт динамічної в'язкості, Па·с

$\nu$  – коефіцієнт кінематичної в'язкості, м<sup>2</sup>/с

$\xi$  – коефіцієнт місцевого опору

$\Pi$  – повний периметр поперечного перерізу потоку, м

$\rho$  – густина, кг/м<sup>3</sup>

$\sigma$  – поверхневий натяг, Н/м



#### 4.1 Призначення та область застосування випарних апаратів

Матеріал викладено за авторами [1-4].

Випарюванням називається процес концентрування розчинів нелетких речовин, що полягає в частковому вилученні розчинника шляхом випаровування при кипінні.

Випарні установки широко застосовуються для концентрування розчинів в хімічній, харчовій та інших галузях економіки, для термічного опріснення солоних вод тощо.

Існує три методи випарювання розчинів:

- 1) утворення пари на поверхні теплообміну;
- 2) адіабатне випаровування, при якому концентрування розчину здійснюється шляхом випаровування перегрітої рідини, яка подається в камеру, тиск в якій нижче тиску насичення, що відповідає температурі рідини при подачі в камеру;
- 3) випарування при контакті з теплоносієм, тобто без контакту розчину з поверхнею нагрівання.

В хімічній промисловості найбільш широке розповсюдження отримали випарні установки поверхневого типу, які за теплотехнічними ознаками розділяються на декілька груп:

1. За числом ступенів: одноступінчасті та багатоступінчасті; при цьому в одному ступені можуть бути один, два і більше паралельно підключених апаратів випарної установки.

2. За тиском пари в останньому ступені:

а) випарні установки з достатньо глибоким розрідженням в останньому ступені (до 90%) і наступним за ним конденсатором для підтримування цього розрідження;

б) випарні установки з підвищеним тиском в останньому ступені;

в) випарні установки з погіршеним вакуумом.

3. За підведенням первинної теплоти.

- а) випарні установки з одним джерелом первинної теплоти;
- б) випарні установки з двома джерелами теплоти;
- в) випарні установки з тепловими насосами.

4. За технологією обробки розчину:

а) одностадійні випарні установки, в яких розчин при випарюванні не відводиться для інших проміжних операцій обробки;

б) дво- і більшестадійні випарні установки, в яких розчин після одного з проміжних ступенів може бути направлений на додаткову обробку (осадження, центрифугування тощо), а потім знову поступати на довипарювання в наступну ступінь.

5. За відносним рухом грюючої пари і випарюваного розчину:

- а) прямоточні випарні установки;
- б) протиточні випарні установки;
- в) випарні установки з паралельним живленням корпусів;
- г) випарні установки з вилученням частини вторинної пари (екстра-пари) для сторонніх потреб чи споживачів;
- г) випарні установки зі змішаним живлення корпусів.

Випарні апарати, що входять у випарні установки поверхневого типу, класифікують таким чином.

1. За принципом дії – на апарати періодичної і неперервної дії.

2. За первинним теплоносієм – на апарати з паровим, газовим (продукти згорання, гаряче повітря тощо), рідинним (вода, мастило тощо) теплоносієм та з еклектичним нагріванням. В промисловій практиці найчастіше застосовується нагрівання паром, що забезпечує високий коефіцієнт тепловіддачі поряд зі зручністю регулювання процесу.

3. За суміщенням стадій нагрівання і пароутворення – на апарати, в яких ці стадії суміщені, апарати з винесеною зоною пароутворення і з винесеною поверхнею нагрівання.

4. По рухомості поверхні нагрівання – на апарати з нерухомою і рухомою поверхнею нагрівання. Рухомість поверхні нагрівання забезпечується її обертанням або вібрацією.

5. За способом організації руху розчину – на апарати з природною та вимушеною циркуляцією, однократною та багатократною.

6. За розташуванням зони випаровування – на апарати в котрих випаровування здійснюється або в середині труб, або в об'ємі апарата.

7. За ступенем заповнення перерізу труб – на апарати заповненим і незаповненим перерізом. До останніх належать апарати зі вставками та плівкові. Плівкові випарні апарати отримали достатньо широке поширення завдяки тому, що забезпечують високу інтенсивність теплообміну при малих температурних напорах. За способом руху плівки такі апарати поділяються на апарати з низхідною і висхідною плівкою, а також плівкою, що рухається під дією відцентрових сил.

8. За напрямком руху пари і рідини – на апарати, в яких рідина подається зверху в низ або знизу в гору.

9. За орієнтацією поверхні нагрівання – на апарати, в яких поверхня нагрівання розташовується вертикально, горизонтально чи похило.

Випарний апарат повинен задовольняти технологічним і загальноконструктивним вимогам і мати оптимальні чи найбільш раціональні технічні чи техніко-економічні показники.

До технологічних вимог відносяться можливість дотримання необхідного режиму (температура, тиск, час перебування розчину в апараті), отримання напівфабрикату чи продукту необхідної якості і концентрації, чутливість до зміни навантажень тощо.

До загальноконструктивних вимог відносяться простота і компактність апарата, надійність в роботі, технологічність виготовлення, монтажу та ремонту, зручність очищення, можливість зосередження великої поверхні нагрівання в одиниці об'єму.

До раціональних технічних та техніко-економічних показників відносяться висока інтенсивність теплопередачі (високе значення коефіцієнта теплопередачі) мала вага, невисока вартість одного квадратного метра поверхні нагрівання, невисока вартість експлуатації.

Між окремими факторами, що впливають на вибір конструкції апарата, можуть бути протиріччя. Так, наприклад, вимоги про досягнення високих коефіцієнтів теплопередачі в апаратах з багатократною циркуляцією пов'язано зі збільшенням швидкості циркуляції, але це досягається або підвищенням параметрів гріючої пари, або вимушеною циркуляцією. В таких випадках вартість витраченої енергії на випарювання збільшується. В таких випадках необхідні техніко-економічні розрахунки.

#### **4.2 Методика параметричного розрахунку випарних апаратів**

Матеріал викладено за авторами [2-6].

При проектуванні та експлуатації випарних установок виникає необхідність у вирішенні таких основних груп задач:

1. Вибір конструкцій апаратів і схеми установок, визначення оптимальних чи найбільш раціональних параметрів розроблюваних установок.

2. Визначення оптимального чи найбільш раціонального режиму роботи існуючих установок, що забезпечують необхідну продуктивність установки, якість готового продукту та інші показники.

При вирішенні цих задач використовують проектні та перевірочні розрахунки. Основною метою проектних розрахунків є визначення конструктивних параметрів апаратів випарних установок при вибраних умовах їх роботи. При виконанні перевірочних розрахунків діючих випарних установок основною метою є встановлення оптимального чи найбільш раціонального режиму роботи при заздалегідь відомих конструктивних параметрах апаратів.

Далі розглядатимуться методи розрахунку поверхневих випарних апаратів, при проектних розрахунках яких площі поверхні теплообміну апаратів є визначуваними величинами, а при перевірочних – заданими.

При виконанні проектних розрахунків можливі два найбільш поширених випадки: 1) число апаратів випарної установки і її теплова схема задані; визначаються площі поверхні теплообміну і конструктивні та режимні параметри апаратів; 2) визначаються не лише конструктивні та режимні параметри апаратів (включаючи площу поверхні теплообміну), але також і число апаратів і найбільш раціональна теплова схема установок.

При перевірочних розрахунках визначаються фактична продуктивність випарної установки або других техніко-економічних показників з метою співставлення цих величин з нормативними значеннями.

Проектування випарних установок включає такі основні розрахунки: параметричний, конструктивний, механічний, гідравлічний та розрахунок допоміжного обладнання.

#### 4.2.1 Методика розрахунку однокорпусного випарного апарата

Матеріал викладено за авторами [2-6].

##### Матеріальний баланс

Матеріальний баланс випарного апарата може бути складений за всією кількістю речовини:

$$G_{\text{п}} = G_{\text{к}} + W, \quad (4.1)$$

а також за розчиненою речовиною:

$$G_{\text{п}} \cdot x_{\text{п}} = G_{\text{к}} \cdot x_{\text{к}}. \quad (4.2)$$

Якщо відомі значення витрат упарюваного розчину на вході в апарат ( $G_{\text{п}}$ ), концентрація розчину на вході в апарат ( $x_{\text{п}}$ ) та на виході з апарата ( $x_{\text{к}}$ ), то

розв'язуючи сумісно обидва ці рівняння матеріального балансу можна визначити витрати упарюваного розчину на виході з апарата:

$$G_k = G_n \cdot \frac{x_k}{x_n}, \quad (4.3)$$

а також кількість вторинної пари:

$$W = G_n - G_k = G_n \cdot \left(1 - \frac{x_k}{x_n}\right). \quad (4.4)$$

### Визначення температури кипіння розчину

Температура кипіння розчину визначається за формулою:

$$t_{\text{кип}} = t_{\text{в.п.}} + \Delta, \quad (4.5)$$

де  $t_{\text{в.п.}}$  – температура вторинної пари, яка визначається за тиском в апараті [6, 7];  $\Delta$  – повна депресія, яка визначається як сума трьох складових:

$$\Delta = \Delta' + \Delta'' + \Delta''', \quad (4.6)$$

де  $\Delta'$  – температурна депресія, обумовлена різницею температур кипіння розчину і чистого розчинника;  $\Delta''$  – гідростатична депресія, обумовлена тиском стовпа рідини в трубах;  $\Delta'''$  – гідродинамічна депресія, обумовлена втратами тиску на подолання гідравлічних опорів.

Величну гідродинамічної депресії приймають за практичними даними в межах  $\Delta''' = 0,5\text{--}1,5$  °С [6, 8-10].

Температурна депресія  $\Delta'$ , яка виражає підвищення температури розчину порівняно з температурою кипіння чистого розчинника (в більшості випадків – води) при тому ж тиску

У випарних апаратах безперервної дії з природньою і вимушеною циркуляцією концентрація киплячого розчину близька до кінцевої, тому  $\Delta'$  в цих апаратах беруть для розчину кінцевої концентрації  $x_k$  [5].

При періодичному процесі випарювання, коли вихідний розчин повністю заливається в апарат до початку випарювання,  $\Delta'$  визначається за середньою концентрацією розчину [5].

Значення температури кипіння водних розчинів багатьох речовин, в першу чергу солей, наводиться в довідковій літературі [6, 8-9].

Розрахунок температури кипіння розчинів і інших рідин при тисках, що відрізняються від атмосферного може бути проведено декількома способами [1, 5-7, 11, 12].

### Перший спосіб.

Якщо відомі дві температури кипіння розчину чи органічної рідини при відповідних тисках, можна скористатися рівнянням:

$$\frac{\lg(p_{A_1}) - \lg(p_{A_2})}{\lg(p_{B_1}) - \lg(p_{B_2})} = C \quad (4.7)$$

та номограмою, наведеною на рисунку 4.1. Точки на номограмі розшифровані в таблиці 4.1.

**Таблиця 4.1 – До номограми на рисунку 4.1**

Речовина	№ точки	Речовина	№ точки	Речовина	№ точки
Ален	6	1,2-Дихлоретан	26	Тетралін	42
Аміак	49	Діетиловий ефір	15	Толуол	30
Анілін	40	Ізопрен	14	Етанова кислота	55
Ацетилен	2	Йодобензол	39	Фторбензол	27
Ацетон	51	м-Крезол	44	Хлорбензол	33
Бензол	24	о-Крезол	41	Вінілхлорид	8
Бромбензол	35	м-Ксилол	34	Метилхлорид	7
Брометан	18	2-метилпропанова кислота	57	Метиленхлорид	19
α-Бромнафталін	46	Метиламін	50	Етилхлорид	13
1,3-Бутадієн	10	Метилмоносілан	3	Хлороформ	21
Бутан	11	Метанол	52	Тетрахлорметан	21
α-Бутилен	9	Нафталін	43	Етан	1
β-Бутилен	12	α-Нафтон	47	Етилацетат	25
Бутиленгліколь	58	β-Нафтон	48	Етиленгліколь	59
Вода	54	Нітробензол	37	Етанол	53
Гексан	22	Октан*	31	Етилформіат	20

Гептан	28		32		
Гліцерин	60	Пентан	17		
Декалін	38	Пропан	5		
Декан	36	Пропілен	4		
Діоксан	29	Пропіонова кислота	56		
Дифеніл	45	Ртуть	61		

\* за даними різних авторів

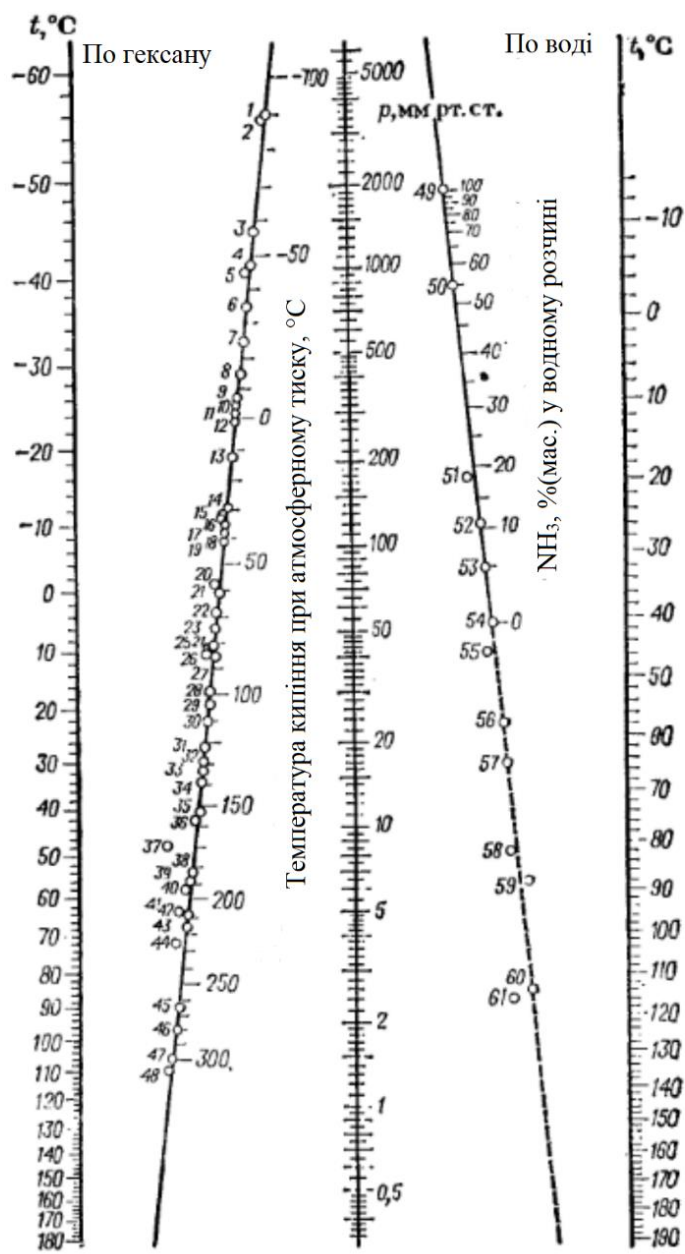


Рисунок 4.1 – Номограма для визначення тиску насиченої пари та температури кипіння деяких рідин



В рівнянні (4.7)  $P_{A_1}$  та  $P_{B_1}$  – тиски насиченої пари двох рідин при одній і тій же температурі  $t_1$ ;  $P_{B_1}$  та  $P_{B_2}$  – тиск насиченої пари цих рідин при температурі  $t_2$ ;  $C$  – стала.

Температура кипіння також може бути знайдена за правилом лінійності хіміко-технологічних функцій:

$$\frac{t_{p_1} - t_{p_2}}{\theta_{p_1} - \theta_{p_2}} = K, \quad (4.8)$$

де  $t_{p_1}$  та  $t_{p_2}$  – температури кипіння рідини (розчину або індивідуальної речовини) при двох тисках  $p_1$  та  $p_2$ ;  $\theta_{p_1}$  та  $\theta_{p_2}$  – температури кипіння води чи іншої еталонної рідини (найчастіше гексану) при тих же тисках.

Другий спосіб [7].

Якщо для якогось розчину відома лише температура кипіння при одному тиску, то можна визначити температуру кипіння цього розчину при іншому тиску, скориставшись правилом Бабо:

$$\left( \frac{p}{p_0} \right)_t = \text{const}, \quad (4.9)$$

де  $p$  – тиск пари розчину;  $p_0$  – тиск насиченої пари чистого розчинника при тій же температурі.

Третій спосіб [5].

За методом нормальних депресій:

$$\Delta' = 16,2 \cdot \frac{T^2 \cdot \Delta'_{\text{атм}}}{r}, \quad (4.10)$$

де  $T$  – абсолютна температура парів в середньому шарі кип'ятільних труб, К;  $r$  – теплота випаровування води при даному тиску;  $\Delta'_{\text{атм}}$  – температурна депресія при атмосферному тиску.

Гідростатична депресія  $\Delta''$  залежить від рівня розчину  $H$  і від густини розчину. Оптимальна висота рівня при випарюванні водних розчинів у випарних апаратах з природньою циркуляцією може бути розрахована за формулою [7]:

$$H_{\text{опт}} = [0,26 + 0,0014 \cdot (\rho_p - \rho_v)] \cdot H, \quad (4.11)$$

де  $H$  – робоча висота труб, м;  $\rho_p$  та  $\rho_v$  – густина розчину кінцевої концентрації та води при температурі кипіння, кг/м<sup>3</sup>.

Тоді тиск в середньому шарі випарюваного розчину становитиме [7]:

$$p_{\text{ср}} = p + \frac{\rho_p \cdot g \cdot H_{\text{опт}}}{2}, \quad (4.12)$$

де  $p$  – тиск в апараті, Па.

За величиною  $p_{\text{ср}}$  визначається температура кипіння в середньому шарі розчину, різниця між цим значення і температурою при тиску в апараті буде дорівнювати гідростатичній депресії.

### Тепловий баланс

Тепловий баланс складається для визначення витрати гріючої пари. Для апаратів періодичної дії визначається також тривалість процесу.

Тепловий баланс для апаратів періодичної дії складається за один цикл. При цьому визначаються такі величини.

1. Витрата теплоти на нагрівання розчину до температури кипіння [5]:

$$Q_1 = G_{\text{п}} \cdot c_{\text{п}} \cdot (t_{\text{кип}} - t_0), \quad (4.13)$$

де  $G_{\text{п}}$  – кількість розчину, що поступає в апарата, кг;  $c_{\text{п}}$  – питома теплоємність розчину, що поступає в апарат, Дж/(кг·К);  $t_0$  – початкова температура розчину, °С.

2. Витрату гріючої пари на нагрівання розчину до температури кипіння [5]:

$$G_{\text{г.п.1}} = \frac{1,03 \cdot Q_1}{r_{\text{г.п.}}}, \quad (4.14)$$

де  $\alpha$  – коефіцієнт, що враховує втрати теплоти в оточуюче середовище;  $r_{\text{г.п.}}$  – питома теплота утворення гріючої пари, Дж/кг.

3. Витрату теплоти на упарювання розчину:

$$Q_2 = W \cdot (i_{\text{в.п.}} - c_{\text{в}} \cdot t_{\text{кип}}), \quad (4.15)$$

де  $i_{\text{в.п.}}$  – питома ентальпія вторинної пари;  $c_{\text{в}}$  – теплоємність води при температурі кипіння.

4. Витрата гріючої пари на упарювання розчину:

$$G_{г.п.2} = \frac{1,03 \cdot Q_2}{r_{г.п.}} \quad (4.16)$$

Загальна витрата пари в апараті періодичної дії:

$$G_{г.п.} = G_{г.п.1} + G_{г.п.2} \quad (4.17)$$

5. Тривалість періоду нагрівання:

$$\tau_1 = \frac{G_1 \cdot c_1}{F \cdot K} \cdot \ln \left( \frac{t_{г.п.} - t_0}{t_{г.п.} - t_{кип}} \right), \quad (4.18)$$

де  $t_{г.п.}$  – температура гріючої пари, °С.

Площа поверхні теплообміну орієнтовно розраховується за формулою [1]:

$$F = \frac{Q}{q} \quad (4.19)$$

Коефіцієнт теплопередачі  $K$  орієнтовно приймають в межах  $K = 300 \dots 700$  Вт/(м<sup>2</sup>·К).

6. Тривалість періоду випарювання знаходиться з рівняння:

$$\tau_2 = \frac{1}{F} \int_0^{Q_2} \frac{dQ}{K \cdot (t_{г.п.} - t)}. \quad (4.20)$$

Інтеграл в рівнянні (4.20) обчислюється за допомогою числових методів або спеціалізованих програм (MathCad).

Загальна тривалість циклу:

$$\tau = \tau_1 + \tau_2. \quad (4.21)$$

Якщо випарний апарат працює неперервно, то витрата гріючої пари визначається з теплового балансу [1]:

$$G_{г.п.} \cdot r_{г.п.} + G_{п.} \cdot c_{п.} \cdot t_1 = W \cdot i_{в.п.} + G_{к.} \cdot c_{к.} \cdot t_{кип} + Q_{вт} \quad (4.22)$$

або

$$G_{г.п.} \cdot r_{г.п.} = G_{п.} \cdot c_{п.} \cdot (t_{кип} - t_1) + W \cdot (i_{в.п.} - c_{в.} \cdot t_{кип}) + Q_{вт}. \quad (4.23)$$

де  $r_{г.п.}$  – питома теплота конденсації гріючої пари, Дж/кг;  $c_{п.}$  та  $c_{к.}$  – теплоємність відповідно розчину, що подається на випарювання, та упареного розчину, Дж/(кг·К);  $i_{в.п.}$  – питома ентальпія вторинної пари, Дж/кг;  $t_1$  – температура

розчину, що поступає на випарний апарат;  $Q_{вт}$  – втрати теплоти в оточуюче середовище.

Теплове навантаження гріючої камери:

$$Q = G_{г.п.} \cdot r_{г.п.} \quad (4.24)$$

Корисна різниця температур, або температурний напір у випарних апаратах періодичної дії визначається для двох періодів його роботи.

Якщо в випарний апарат подається слабкий розчин при  $t_0$ , нагрівається до температури кипіння, упарюється і вивантажується при температурі кипіння, то температурний напір для першого періоду нагрівання до температури кипіння визначається як і для випадку теплообмінників (формули (4.2) та (4.3)); для другого періоду – кипіння і випаровування – корисна різниця температур  $\Delta t_{пов} = t_{г.п.} - t_{кип.}$ . В період нагрівання  $\Delta t_б = t_{г.п.} - t_0$ ;  $\Delta t_м = t_{г.п.} - t_{кип.}$

Якщо у випарний апарат періодичної дії подається розчин, попередньо нагрітий до температури кипіння, то корисна різниця температур визначається лише для другого періоду.

В апаратах непервинної дії корисну різницю температур визначають за формулою:

$$\Delta t_{пов} = t_{г.п.} - t_{кип.} \quad (4.25)$$

або

$$\Delta t_{пов} = t_{г.п.} - t_{в.п.} - \Delta, \quad (4.26)$$

де  $\Delta$  – сумарна депресія (формула (4.6)).

### **Розрахунок коефіцієнта теплопередачі і площі поверхні теплообміну**

Коефіцієнт теплопередачі  $K$  для визначення площі поверхні теплообміну випарного апарату визначається за формулою (4.15)

Коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha_1$  від пари, що конденсується, до стінки можна визначити за формулами (4.44)–(4.57).

Поряд з цими формулами для розрахунку  $\alpha_1$  використовуються і інші залежності [1].

В області ламінарної течії плівки конденсату при  $Re < 180$ :

$$\alpha_1 = \frac{A_1}{(q \cdot l)^{0.33}}, \quad (4.27)$$

де

$$A_1 = 199 \cdot \lambda \cdot \left( \frac{g \cdot r \cdot \rho^2}{\mu} \right)^{0.33} \cdot Pr^{-0.167}. \quad (4.28)$$

Якщо конденсується водяна пара, то при  $t_{\text{конд}} = 80\text{--}120^\circ\text{C}$  коефіцієнт  $A_1$  можна розрахувати за співвідношенням:

$$A_1 = 1000 \cdot (141 + 1.85 \cdot t_{\text{конд}} - 0.0053 \cdot t_{\text{конд}}^2). \quad (4.29)$$

Також цей коефіцієнт можна знаходити за графіком, наведеним в [5].

В області вихрової течії плівки конденсату при  $Re > 180$ :

$$\alpha_1 = 0.23 \cdot \lambda \cdot \left( \frac{g \cdot \rho^2}{\mu^2} \right)^{0.33} \cdot Pr^{-0.167}. \quad (4.30)$$

В формулах (4.28)–(4.30) фізичні властивості конденсату визначаються за середньою температурою плівки конденсату  $t_{\text{конд}}$ :

$$t_{\text{конд}} = \frac{t_{\text{г.п.}} + t_{\text{ст}}}{2}. \quad (4.31)$$

де  $t_{\text{ст}}$  – температура стінки.

Тепловіддачі при кипінні розчинів є достатньо складним процесом, що ускладнює можливість отримання надійних розрахункових залежностей. При кипінні водних розчинів можна застосовувати питоме теплове навантаження для апаратів з природньою циркуляцією  $q = 20\,000\text{--}50\,000 \text{ Вт/м}^2$ ; з вимушеної циркуляцією  $q = 40\,000\text{--}80\,000 \text{ Вт/м}^2$ .

В умовах роботи випарних апаратів на хімічних підприємствах найчастіше спостерігається бульбашкове кипіння при середніх теплових навантаженнях.

Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до киплячого розчину для бульбашкового кипіння в вертикальних трубах при умові природньої циркуляції розчину визначається за рівнянням (4.63).

В апаратах з винесеною зоною кипіння, а також в апаратах з вимушеною циркуляцією забезпечуються високі швидкості руху розчинів в трубах гріючої камери і внаслідок цього – стійкий турбулентний рух режим течії. Беручи до уваги, що різниця температур теплоносіїв (гріючої пари і киплячого розчину) у випарних апаратах невелика, для обчислення коефіцієнтів тепловіддачі з боку рідини використовують рівняння:

$$\text{Nu} = 0,023 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4}. \quad (4.32)$$

При кипінні розчинів в плівкових випарних апаратах коефіцієнти тепловіддачі  $\alpha_2$  рекомендується визначати за рівнянням:

$$\alpha_2 = c \cdot \frac{\lambda}{\delta} \cdot (0,25 \cdot \text{Re})^n \cdot \left( \frac{q \cdot \delta}{\lambda \cdot t_{\text{в.п.}}} \right)^m. \quad (4.33)$$

Тут  $\lambda$  – теплопровідність киплячого розчину;  $\delta$  – товщина плівки, яка розраховується за рівнянням:

$$\delta = \left( 0,75 \frac{v^2}{g} \right)^{0,33} \text{Re}^{0,33}, \quad (4.34)$$

де  $\text{Re} = 4 \cdot \Gamma / \mu$  – критерій Рейнольдса для плівки рідини;  $\Gamma$  – лінійна масова щільність зрошення, що дорівнює  $G/\Pi$ , кг/(м·с);  $v$  та  $\mu$  – відповідно коефіцієнт кінематичної та динамічної в'язкості киплячого розчину;  $G$  – витрата розчину;  $\Pi = \pi \cdot d_{\text{в}} \cdot n$  – змочений периметр;  $q = \alpha_1 \cdot \Delta t_1$  – теплове навантаження.

Значення коефіцієнтів і показників степені в рівнянні (4.33):

при  $q < 20\,000$  Вт/м<sup>2</sup>:  $c = 163,1$ ;  $n = -0,264$ ;  $m = 0,685$ ;

при  $q > 20\,000$  Вт/м<sup>2</sup>:  $c = 2,6$ ;  $n = 0,203$ ;  $m = 0,322$ .

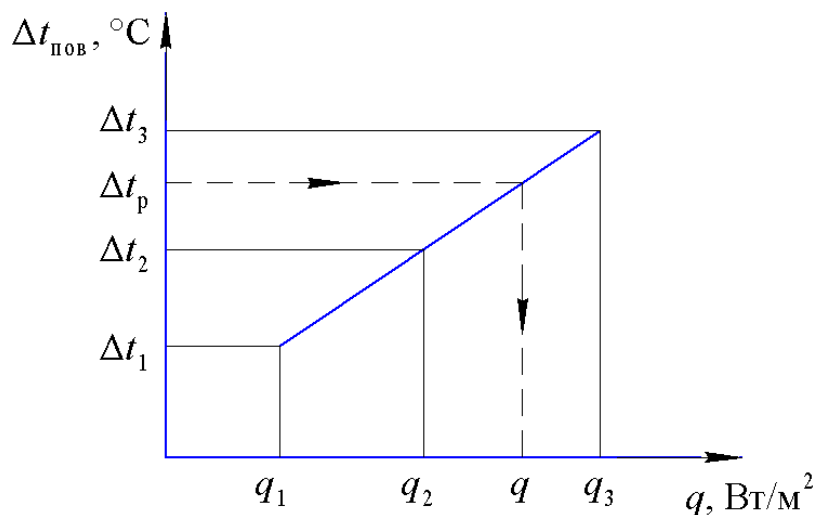
Подальші розрахунки полягають у обчисленні коефіцієнта теплопередачі  $K$  за методом послідовних наближень. Розрахунок рекомендувалося здійснювати у такій послідовності: задавалися три-чотири значення  $q$ , визначали для них значення  $K$  і  $\Delta t_{\text{пов}}$ , після чого будують графік  $q = f(\Delta t_{\text{пов}})$ . За раніше визначеним значенням  $\Delta t_{\text{пов}}$  визначають відповідне значення  $q$  (Рисунок 4.35).

Далі коефіцієнт теплопередачі визначається за формулою:

$$K = \frac{q}{\Delta t_{\text{пов}}}. \quad (4.35)$$

Розвиток комп'ютерної дозволяє знаходити коефіцієнти тепловіддачі більш ефективно і точно. Для демонстрації цього, представимо рівняння (4.63) у вигляді:

$$\alpha_2 = B \cdot q^{0,6}. \quad (4.36)$$



**Рисунок 4.1 – Визначення теплового навантаження випарного апарата графічним методом**

Тоді коефіцієнт теплопередачі можна представити у вигляді:

$$K = \frac{1}{\frac{(q \cdot l)^{0,33}}{A_1} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{B \cdot q^{0,6}}}. \quad (4.37)$$

З іншого боку, з урахуванням рівняння (4.35) можна записати:

$$\frac{q}{\Delta t_{\text{пов}}} = \frac{1}{\frac{(q \cdot l)^{0,33}}{A_1} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{B \cdot q^{0,6}}}. \quad (4.38)$$

Рівняння (4.38) містить лише одну невідому величину – щільність теплового потоку. Таке рівняння не може бути розв'язане аналітичними методами, проте легко розв'язується числовими методами. Крім того, можна скористатися вбудованими функціями для розв'язку таких рівнянь в математичних пакетах. Приклад реалізації такого розв'язку в програмі Mathcad наведено на рисунку 3.2.

$$A_1 := 255.62 \cdot 10^3$$

$$n := 4$$

$$\delta := 0.002$$

$$\lambda := 17.5$$

$$B := 4.55$$

$$\Delta t := 30.43$$

$$q := 30000$$

Given

$$\frac{q}{\Delta t} = \frac{1}{\frac{(q-1)^{0.333}}{A_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{B \cdot q^{0.6}}}$$

$$u := \text{Find}(q)$$

$$u = 4.394 \times 10^4$$

#### Рисунок 4.2 – Приклад знаходження теплового потоку у випарному апараті за допомогою Mathcad

Площу поверхні теплообміну для випарних апаратів періодичної дії визначають за формулою:

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{\text{пов}} \cdot \tau} \quad (4.39)$$

Для безперервно діючих апаратів:

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{\text{ма}}} = \frac{Q}{q} \quad (4.40)$$

Тобто, при відомому значенні щільності теплового потоку визначати коефіцієнт теплопередачі не обов'язково.



#### 4.2.2 Методика розрахунку багатокорпусних випарних апаратів

Матеріал викладено за авторами [2-5, 7].

Розрахунок багатокорпусної випарної установки здійснюється за тою ж схемою, що і для однокорпусної установки, але, крім того, необхідно провести такі додаткові розрахунки:

- 1) визначити кількість води, що випарюється по корпусах;
- 2) визначити проміжні концентрації розчинів по корпусах;
- 3) визначити витрату гріючої пари по корпусах з урахуванням відбирання екстра-пари;
- 4) розподілити корисну різницю температур по корпусах.

Розрахунок виконується з урахуванням таких допущень:

- температура конденсату, що виходить з корпусу дорівнює температурі пари, що гріє;
- вторинний пар отримується сухим і насиченим;
- тиск вторинної пари при переході від корпусу до корпусу не змінюється, тобто температура пари не зменшується;
- відсутнє закипання розчину при переході з апарату в апарат;
- теплота дегідратації настільки мала, що нею можна знехтувати;
- теплота конденсату на попередній ступені не використовується в подальших апаратах випарної установки;
- концентрацію киплячого розчину приймають кінцевій концентрації в даному корпусі і, відповідно, температуру кипіння розчину визначають при кінцевій концентрації.

Оскільки розрахунок багатокорпусної випарної установки достатньо складний, то його зазвичай виконують методом послідовних наближень.

Розглянемо перше наближення.

1. Загальна кількість випарюваної води в установці [5]:

$$W = G_n \cdot \left( 1 - \frac{x_n}{x_k} \right). \quad (4.41)$$

2. Розподіл випареної води по корпусах виконують попередньо на основі таких рекомендації [5]:

– для двокорпусної установки  $W_1:W_2 = 1,0:1,17$ ;

– для двокорпусної установки  $W_1:W_2:W_3 = 1,0:1,1:1,2$ .

Виходячи з цього, кількість випарюваної води по корпусах буде відповідати (наприклад, для трьохкорпусної установки):

$$W_1 = \frac{W \cdot 1,0}{1,0 + 1,1 + 1,2}, \quad (4.42)$$

$$W_2 = \frac{W \cdot 1,1}{1,0 + 1,1 + 1,2}, \quad (4.43)$$

$$W_3 = \frac{W \cdot 1,2}{1,0 + 1,1 + 1,2}. \quad (4.44)$$

У випадку відбирання екстра-пари необхідно від загальної кількості випарюваної води відняти кількість відібраної з корпусів установки екстра-пари, розподілити решту випарюваної води відповідно наведеним вище рекомендаціям. Кількість випареної води за корпусами в даному випадку дорівнює [5]:

$$W_i = W_i' + E. \quad (4.45)$$

Розрахунок установки з відбором екстра-пари наведений в [3, 10].

Далі наводиться методика розрахунку без відбору екстра-пари.

3. Розрахунок концентрації упарюваного розчину по корпусах.

Концентрація розчинів, що виходять з кожного корпусу, визначається за рівнянням [5]:

для 1-го корпусу:

$$x_1 = \frac{G_n \cdot x_n}{G_n - W_1}; \quad (4.46)$$

для 2-го корпусу:

$$x_2 = \frac{G_n \cdot x_n}{G_n - W_1 - W_2}; \quad (4.47)$$

Для  $i$ -го корпусу:

$$x_i = \frac{G_n \cdot x_n}{G_n - W_1 - W_2 - \dots - W_i}. \quad (4.48)$$

Оскільки кількість розчиненої речовини при упарюванні залишається постійним, кінцева концентрація розчину в попередньому корпусі дорівнює початковій концентрації в наступному корпусі. Концентрація розчину в останньому корпусі повинна дорівнювати заданій.

#### 4. Визначення температури кипіння розчинів.

4.1. В апаратах з природньою та вимушеною циркуляцією температура кипіння розчину по корпусах дорівнює:

$$t_{\text{кип } i} = t_{\text{в.п. } i} + \Delta'_i + \Delta''_i + \Delta'''_i = t_{\text{в.п. } i} - \Delta_i. \quad (4.49)$$

4.2. В плівкових випарних апаратах гідростатичну депресію не враховують. Температуру кипіння в цих апаратах знаходять як середню між температурою кипіння розчинів з початковою і кінцевою концентраціями при тиску в даному корпусі.

4.3. Для визначення температури вторинної пари по корпусах необхідно визначити тиск вторинної пари в кожному корпусі.

Загальний перепад тисків в установці:

$$\Delta p_{\text{заг}} = p_{\text{г.п.}} - p_{\text{б.к.}}, \quad (4.50)$$

де  $p_{\text{б.к.}}$  – тиск в барометричному конденсаторі.

Попередньо розподіляють перепад тисків між корпусами порівну:

$$\Delta p_i = \frac{\Delta p_{\text{заг}}}{i}. \quad (4.51)$$

Тоді абсолютні тиски по корпусах будуть дорівнювати:

$$p_1 = p_{\text{г.п.}} - \Delta p_{\text{заг}} / i, \quad (4.52)$$

$$p_2 = p_1 - \Delta p_{\text{заг}} / i, \quad (4.53)$$

$$p_i = p_{i-1} - \Delta p_{\text{заг}} / i. \quad (4.54)$$

За визначеними тисками пари знаходяться їх температури, ентальпії та теплоти пароутворення.

4.4. Визначення гідродинамічної депресії. Гідродинамічна депресія обумовлюється втратою тисків пари на подолання гідравлічних опорів трубопроводів при переході з корпусу в корпус, через пастки для конденсату в апаратах. При розрахунках приймають  $\Delta''' = 1,0 \dots 1,5^\circ\text{C}$ .

Тоді температура вторинної пари в корпусах дорівнює:

$$t_{\text{в.п.}i} = t'_{\text{в.п.}i} + \Delta''' . \quad (4.55)$$

За температурою вторинної пари знаходять їх тиски.

4.5. Визначення гідростатичної депресії. Гідростатична депресія обумовлена різницею тисків в середньому шарі киплячого розчину і на його поверхні. Тиск в середньому шарі киплячого розчину  $p_{\text{ср}i}$  кожного корпусу визначають за рівнянням [5]:

$$p_{\text{ср}i} = p_{\text{в.п.}i} + \frac{\rho_{\text{р}} \cdot g \cdot H_{\text{опг}}}{2} . \quad (4.56)$$

Оптимальний рівень розчину в трубах визначається за формулою (4.11).

За знайденою величиною  $p_{\text{ср}i}$  в кожному корпусі знаходять за таблицями відповідні їм температури кипіння і теплоти випаровування розчинника (води).

Гідростатична депресія по корпусах знаходиться як:

$$\Delta''_i = t_{\text{ср}i} - t_{\text{в.п.}i} . \quad (4.57)$$

4.6. Температурна депресія при нормальних умовах визначається за довідковими даними, перерахунок для визначених тисків по корпусах:

$$\Delta'_i = \frac{16,2 \cdot T_i^2 \Delta'_{\text{атм}i}}{r_i} . \quad (4.58)$$

## 5. Розрахунок корисної різниці температур.

Загальна корисна різниця температур для всієї установки:

$$\Delta t_{\text{пов заг}} = t_{\text{г.п.}} - t_{\text{б.к.}} - \sum \Delta = t_{\text{г.п.}} - t_{\text{б.к.}} - (\sum \Delta' + \sum \Delta'' + \sum \Delta''') . \quad (4.59)$$

Корисна різниця температур за корпусами:

$$\Delta t_{\text{пов заг}} = t_{\text{г.п.}} - t_{\text{б.к.}} - \sum \Delta = t_{\text{г.п.}} - t_{\text{б.к.}} - (\sum \Delta' + \sum \Delta'' + \sum \Delta''') . \quad (4.60)$$

Корисна різниця температур за корпусами:

$$\Delta t_{\text{пов}i} = t_{\text{г.п.}i} - t_{\text{кип.}i}. \quad (4.61)$$

### 6. Визначення теплових навантажень за корпусами.

Витрата теплоти в будь-якому  $i$ -му корпусі без врахування теплоти дегідратації:

$$Q_i = W_1 \cdot i_i + G_{\text{к}i} \cdot c_{\text{к}i} \cdot t_{\text{к}i} - G_{\text{п}i} \cdot c_{\text{пк}i} \cdot t_{\text{пк}i} + Q_{\text{вт}}. \quad (4.62)$$

де  $Q_i$  – теплота, що віддається гріючою парою в  $i$ -му корпусі (гріючою парою наступних корпусів установки є вторинна пара попередніх корпусів);  $Q_{\text{вт}}$  – втрати теплоти в оточуюче середовище (теплові втрати 1-го корпусу слід приймати 5% від  $Q_i$ , 2-го і 3-го корпусів – 3% від  $Q_i$ ).

Підстановкою в формулу (4.62)  $G_{\text{к}} = G_{\text{н}} - W$  (див. формулу (4.4)) і перегрупуванням членів рівняння, отримують рівняння теплового балансу для  $i$ -го корпусу [5]:

$$Q_i = G_{\text{п}i} \cdot (c_{\text{к}i} \cdot t_{\text{к}i} - c_{\text{п}i} \cdot t_{\text{п}i}) + W_i \cdot (i_i - c_{\text{к}i} \cdot t_{\text{к}i}) + Q_{\text{вт}}. \quad (4.63)$$

Для трьохкорпусної установки витрата гріючої пари в 1-й корпус, кількість випареної води і теплові навантаження визначаються шляхом сумісного розв'язку теплових балансів по корпусах і рівнянню балансу по воді для всієї установки. Наприклад [1]:

$$Q_1 = G_{\text{г.п.}} \cdot r_{\text{г.п.}} = [G_{\text{п}} \cdot (c_{\text{к}1} \cdot t_{\text{к}1} - c_{\text{п}1} \cdot t_{\text{п}1}) + W_1 \cdot (i_1 - c_{\text{к}1} \cdot t_{\text{к}1})] 1,05; \quad (4.64)$$

$$Q_2 = W_1 \cdot r_1 = [(G_{\text{п}} - W_1) \cdot (c_{\text{к}2} \cdot t_{\text{к}2} - c_{\text{п}2} \cdot t_{\text{п}2}) + W_2 \cdot (i_2 - c_{\text{к}2} \cdot t_{\text{к}2})] 1,03; \quad (4.65)$$

$$Q_3 = W_2 \cdot r_2 = [(G_{\text{п}} - W_1 - W_2) \cdot (c_{\text{к}3} \cdot t_{\text{к}3} - c_{\text{п}3} \cdot t_{\text{п}3}) + W_3 \cdot (i_3 - c_{\text{к}3} \cdot t_{\text{к}3})] 1,03; \quad (4.66)$$

$$W = W_1 + W_2 + W_3. \quad (4.67)$$

Відхилення обрхованих навантажень по випарюваній волозі в кожному корпусі від прийнятих не повинно перевищувати допустиме значення (найчастіше 3%), при більших відхиленнях перераховують концентрації і температури кипіння, приймаючи нові навантаження по воді.

7. Розрахунок коефіцієнтів теплопередачі по корпусах проводиться так само як і для однокорпусних установок.

### 8. Розподіл корисної різниці температур.

На практиці застосовується такі чотири методи розподілу корисної різниці температур:

1. За заданими температурами вторинної пари.
2. За умови рівності площі поверхні нагрівання всіх корпусів.
3. За умови досягнення мінімальної загальної площі поверхні нагрівання випарної установки.
4. За умови рівності площі поверхні нагрівання окремих корпусів і мінімальної загальної площі поверхні нагрівання.

Перший і четвертий випадок використовується у разі відбирання екстра-пари, тому ці два випадки розглядатися не будуть.

У випадку розрахунку досягнення мінімальної загальної площі поверхні нагрівання випарної установки – пропорційно відношенню  $Q/K$ :

$$\Delta t_i = \Delta t_{\text{пов}i} \cdot \frac{Q_i / K_i}{\sum Q_i / K_i}. \quad (4.68)$$

У випадку розрахунку з умови рівності площі поверхні нагрівання всіх корпусів розподіл температур проводять пропорційно відношенню  $\sqrt{Q_i / K_i}$ :

$$\Delta t_{\text{пов}i} = \Delta t_{\text{пов заг}} \cdot \frac{\sqrt{Q_i / K_i}}{\sum \sqrt{Q_i / K_i}}. \quad (4.69)$$

9. Визначення площі поверхні теплопередачі випарних корпусів апаратів виконують за рівнянням:

$$F_i = \frac{Q_i}{K_i \cdot \Delta t_{\text{пов}i}}. \quad (4.70)$$

За розрахованими площами поверхонь нагрівання вибирають стандартні випарні апарати. Якщо прийняті значення суттєво відрізняються від орієнтовно прийнятих по ходу виконання розрахунку (понад 5%), необхідно вносити корективи на зміну конструктивних розмірів апаратів (діаметра, числа труб та їх довжини).

### 4.3 Основні конструкції та параметри нормалізованих випарних апаратів та допоміжного обладнання

Матеріал викладено за авторами [2-7].

Випарні апарати порівняно з теплообмінними мають меншу різноманітність конструкцій. Більшість стандартних випарних апаратів є трубчастими і відрізняються взаємним розташуванням гріючої камери, сепаратора, циркуляційної труби та інших складальних одиниць та деталей. Типи стандартних випарних апаратів описані в таблиці 4.1.

**Таблиця 3.1 – Типи трубчастих випарних апаратів**

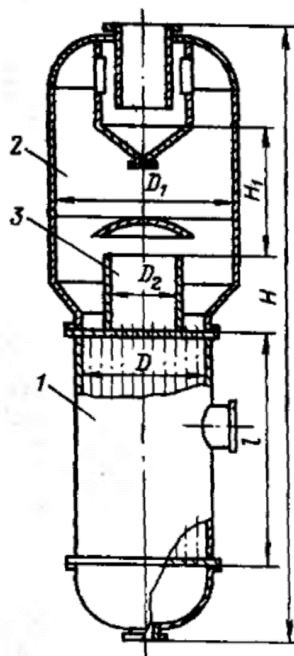
Тип	Найменування	Виконання	Призначення
1	Випарні трубчасті апарати з природньою циркуляцією	1 – з співвісною двоходовою гріючою камерою	Упарювання розчинів, які не утворюють осадів на нагрівальних трубах, а також при незначному накипоутворення на трубах, що видаляється змиванням
		2 – з винесеною гріючою камерою	Упарювання розчинів, що виділяють незначний осад, що видаляється механічним способом
		3 – з співвісною гріючою камерою і солевідділенням	Упарювання розчинів, що виділяють кристали і утворюють осад, що видаляється промиванням
2	Випарні трубчасті апарати з вимушеною циркуляцією	1 – винесеною гріючою камерою	Упарювання в'язких розчинів чи розчинів, що виділяють осад на нагрівальних трубах, що видаляється механічним способом
		2 – з співвісною гріючою камерою	Упарювання в'язких чистих розчинів, що не виділяють осад, а також при незначному накипоутворенню на трубах, що видаляється промиванням
3	Випарні трубчасті апарати плівкові	1 – з висхідною плівкою	Упарювання розчинів, що піняться
		2 – зі стікаючою плівкою	Упарювання в'язких і термічно нестійких розчинів

Розташування труб в гріючих камерах в стандартних випарних апаратах виконують по вершинам правильних трикутників, використовують труби з діаметром 38 та 57 мм, при цьому крок між трубами становить 48 та 70 мм відповідно.

В наведених нижче рисунках та таблицях використані такі позначення:  $F$  – номінальна поверхня теплообміну;  $D$  – діаметр гріючої камери;  $D_1$  – діаметр сепаратора;  $D_2$  – діаметр циркуляційної труби;  $H$  – висота апарата;  $H_1$  – висота парового простору;  $d$  – діаметр труби;  $l$  – довжина труби;  $M$  – маса апарата.

Слід звернути увагу, що в методиці розрахунку символом  $H$  позначено висоту труби, а не апарата. Такі позначення є загальноприйнятими, тому збережені в даному посібнику. Однак необхідно враховувати, що в розрахунках необхідно використовувати саме висоту труб, яка позначена символом  $l$ .

Схема випарного апарата з природньою циркуляцією і співвісною гріючою камерою (тип 1, виконання 1) наведена на рисунку 3.3, технічна характеристика наведена в таблиці 4.2.



1 – гріюча камера; 2 – сепаратор; 3 – розподільча камера

**Рисунок 4.3 – Схема апарату (тип 1, виконання 1) [12]**



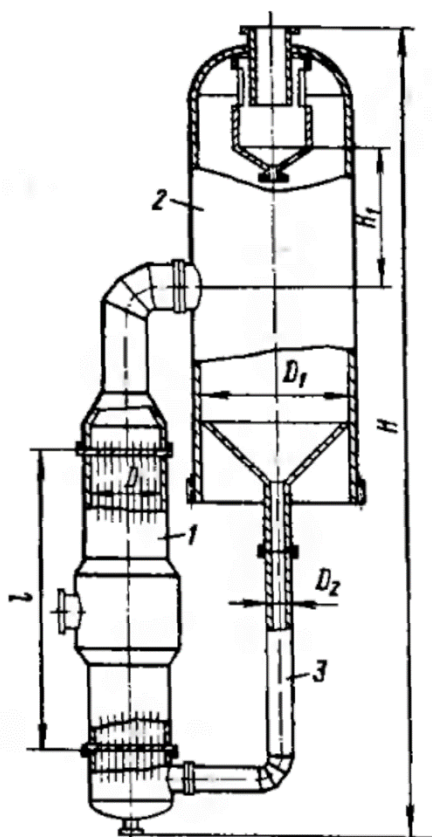
Таблиця 3.2 – Технічна характеристика випарних апаратів (тип 1, виконання

1)

$F, \text{ м}^2$		$D, \text{ мм,}$ не менше	$D_1, \text{ мм,}$ не більше	$D_2, \text{ мм,}$ не більше	$H, \text{ мм,}$ не більше	$M, \text{ мм,}$ не більше
$l=3000$ мм	$l=4000$ мм					
10	–	400	600	250	10 500	1 000
16	–	600	800	300	10 500	1 200
25	–	600	1000	400	11 000	2 200
40	–	800	1200	500	11 000	3 000
63	–	1000	1400	600	11 500	4 800
100	–	1000	1800	700	11 500	6 000
–	160	1200	2400	1200	12 500	8 600
–	250	1400	3000	1400	12 500	13 000
–	400	1800	3800	1800	12 500	21 000

Примітки: 1. Висота парового простору  $H_1$  – не більше 2000 мм. 2. Умовний тиск в гріючій камері від 0,014 до 1,6 МПа, в скпараторі – від 0,0054 до 1,0 МПа. 3. Діаметр труби  $d = 38 \times 2$  мм.

Схема випарного апарата з природньою циркуляцією і винесеною гріючою камерою (тип 1, виконання 2) наведена на рисунку 3.4, технічна характеристика наведена в таблиці 4.3 [6].



1 – грійюча камера; 2 – сепаратор; 3 – циркуляційна труба

**Рисунок 4.4 – Схема апарату (тип 1, виконання 2)**

**Таблиця 3.3 – Технічна характеристика випарних апаратів (тип 1, виконання 2)**

$F, \text{ м}^2$		$D, \text{ мм,}$ не менше	$D_1, \text{ мм,}$ не більше	$D_2, \text{ мм,}$ не більше	$H, \text{ мм,}$ не більше	$M, \text{ мм,}$ не більше
$l=4000$ мм	$l=5000$ мм					
10	–	400	600	200	12 000	1 700
16	–	400	800	250	12 000	2 500
25	–	600	1000	300	12 500	3 000
40	–	600	1200	400	12 500	4 700
63	–	800	1600	500	13 000	7 500
100	112	1000	1800	600	13 000	8 500
125	140	1000	2200	700	13 500	11 500
160	180	1200	2400	700	13 500	12 000
200	224	1200	2800	800	14 500	14 800
250	280	1400	3200	900	14 500	15 000
315	355	1600	3600	1000	15 000	21 000
–	400	1600	3800	1000	15 000	26 500
–	450	1600	4000	1000	15 000	31 800
–	500	1600	4500	1200	16 500	33 000
–	560	1800	4500	1200	17 000	38 300
–	630	1800	5000	1200	17 000	40 000
–	710	2000	5000	1400	18 000	50 000
–	800	2000	5600	1400	18 000	55 000

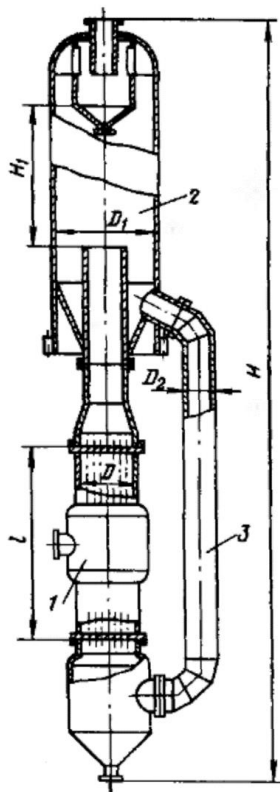
Примітки: 1. Висота парового простору  $H_1$  – не більше 2500 мм. 3. Умовний тиск в грійючій камері від 0,014 до 1,0 МПа, в сепараторі – від 0,0054 до 1,0 МПа. 3. Діаметр труби  $d = 38 \times 2$  мм.

Схема випарного апарату з природньою циркуляцією, співвісною грійючою камерою та відділенням солі (тип 1, виконання 3) наведена на рисунку 3.5, технічна характеристика наведена в таблиці 4.4.

**Таблиця 3.4 – Технічна характеристика випарних апаратів (тип 1, виконання 3)**

$F, \text{ м}^2$		$D, \text{ мм,}$ не менше	$D_1, \text{ мм,}$ не більше	$D_2, \text{ мм,}$ не більше	$H, \text{ мм,}$ не більше	$M, \text{ мм,}$ не більше
$l=4000$ мм	$l=6000$ мм					
10	–	400	600	200	14 500	1 900
16	–	400	800	250	14 500	2 500
25	–	600	1000	300	14 500	2 700
40	50	600	1200	400	15 500	3 000
63	80	800	1600	500	15 500	5 200
100	112	1000	1800	600	15 500	5 200
125	140	1000	2200	700	16 000	10 000
160	180	1200	2400	700	16 000	12 500
200	224	1200	2800	800	16 000	15 000
250	280	1400	3200	900	16 500	20 000
315	355	1600	3600	1000	17 500	23 000
–	400	1600	3800	1000	17 500	30 000
–	450	1600	4000	1000	18 000	31 500
–	500	1600	4500	1200	18 000	33 000
–	560	1600	4500	1200	18 000	40 000
–	630	1800	5000	1200	19 000	43 500
–	710	1800	5600	1400	19 000	48 500
–	800	2000	5600	1400	19 000	50 000

Примітки: 1. Висота парового простору  $H_1$  – не більше 2500 мм. 3. Умовний тиск в гріючій камері від 0,014 до 1,6 МПа, в скпараторі – від 0,0054 до 1,0 МПа. 3. Діаметр труби  $d = 38 \times 2$  мм.



1 – гріюча камера; 2 – сепаратор; 3 – циркуляційна труба

Рисунок 4.5 – Схема апарату (тип 1, виконання 3)

Таблиця 3.4 – Технічна характеристика випарних апаратів (тип 1, виконання 3)

$F, \text{ м}^2$		$D, \text{ мм,}$ не менше	$D_1, \text{ мм,}$ не більше	$D_2, \text{ мм,}$ не більше	$H, \text{ мм,}$ не більше	$M, \text{ мм,}$ не більше
$l=4000$ мм	$l=6000$ мм					
10	–	400	600	200	14 500	1 900
16	–	400	800	250	14 500	2 500
25	–	600	1000	300	14 500	2 700
40	50	600	1200	400	15 500	3 000
63	80	800	1600	500	15 500	5 200
100	112	1000	1800	600	15 500	5 200
125	140	1000	2200	700	16 000	10 000
160	180	1200	2400	700	16 000	12 500
200	224	1200	2800	800	16 000	15 000
250	280	1400	3200	900	16 500	20 000
315	355	1600	3600	1000	17 500	23 000
–	400	1600	3800	1000	17 500	30 000
–	450	1600	4000	1000	18 000	31 500
–	500	1600	4500	1200	18 000	33 000
–	560	1600	4500	1200	18 000	40 000

–	630	1800	5000	1200	19 000	43 500
–	710	1800	5600	1400	19 000	48 500
–	800	2000	5600	1400	19 000	50 000

Примітки: 1. Висота парового простору  $H_1$  – не більше 2500 мм. 3. Умовний тиск в гріючій камері від 0,014 до 1,6 МПа, в скпараторі – від 0,0054 до 1,0 МПа. 3. Діаметр труби  $d = 38 \times 2$  мм.

Схема випарного апарата з вимушеною циркуляцією і винесеною гріючою камерою (тип 2, виконання 1) наведена на рисунку 3.6, технічна характеристика наведена в таблиці 4.5 [12].

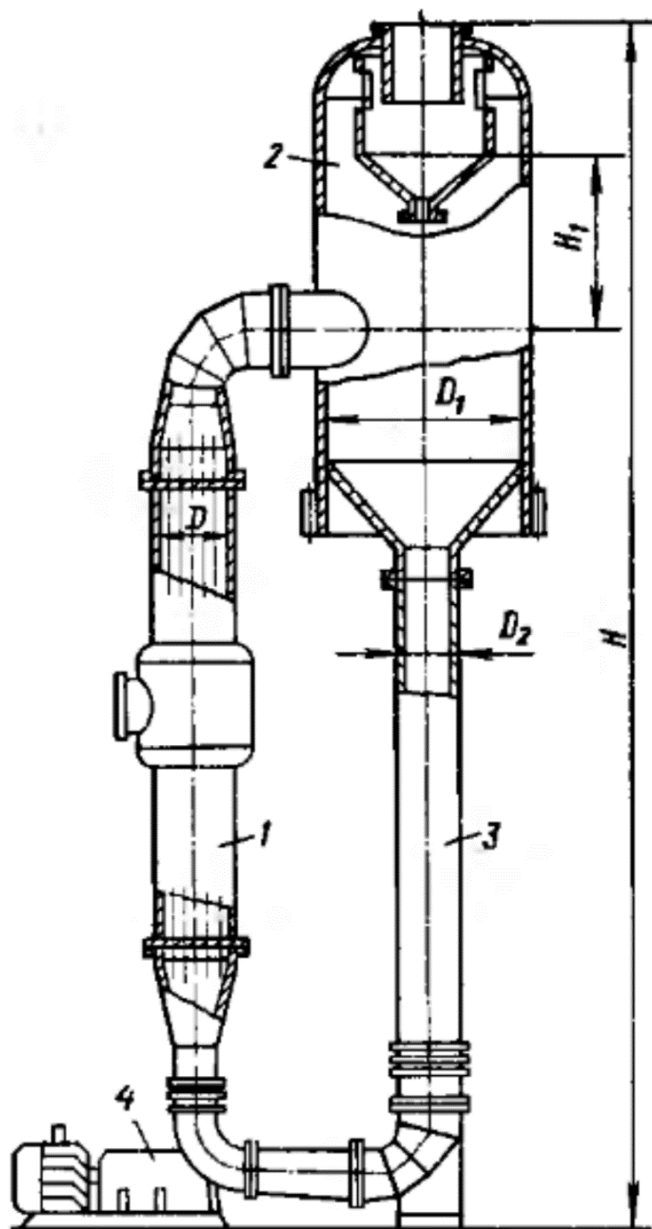
**Таблиця 3.5 – Технічна характеристика випарних апаратів (тип 2, виконання 1)**

$F, \text{ м}^2$	$D, \text{ мм,}$ не менше	$D_1, \text{ мм,}$ не більше	$D_2, \text{ мм,}$ не більше	$H, \text{ мм,}$ не більше	$M, \text{ мм,}$ не більше
25	400	1200	200	19 000	6 000
40	600	1400	250	19 000	6 600
63	600	1900	400	19 000	8 300
100	800	2200	500	21 000	11 300
125	800	2600	500	21 000	13 000
160	1000	2800	600	21 000	15 500
200	1000	3000	600	23 500	19 000
250	1200	3400	700	23 500	26 500
315	1200	3800	800	23 500	29 800

#### Продовження таблиці 4.5

$F, \text{ м}^2$	$D, \text{ мм,}$ не менше	$D_1, \text{ мм,}$ не більше	$D_2, \text{ мм,}$ не більше	$H, \text{ мм,}$ не більше	$M, \text{ мм,}$ не більше
400	1400	4000	900	25 000	32 000
500	1600	4500	1000	25 000	42 000
630	1800	5000	1000	25 000	55 000
800	2000	5600	1200	25 500	62 000
1000	2200	6300	1400	25 500	65 000

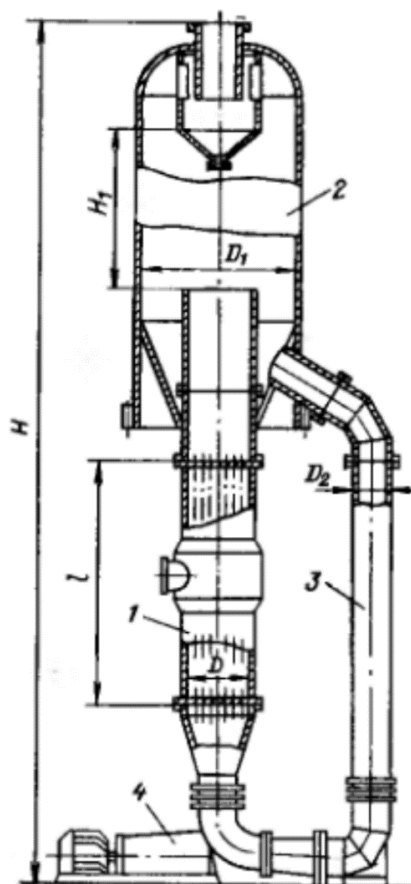
Примітки: 1. Висота парового простору  $H_1$  – не більше 3000 мм. 3. Умовний тиск в гріючій камері від 0,014 до 1,6 МПа, в сепараторі – від 0,0054 до 1,0 МПа. 3. Діаметр труби  $d = 38 \times 2$  мм, довжина  $l = 6000$  мм.



1 – грійоча камера; 2 – сепаратор; 3 – циркуляційна труба; 4 – насос

**Рисунок 4.6 – Схема апарату (тип 2, виконання 1)**

Схема випарного апарату з вимушеною циркуляцією і співвісною грійочною камерою (тип 2, виконання 2) наведена на рисунку 3.7, технічна характеристика наведена в таблиці 4.6 [12].



1 – грійоча камера; 2 – сепаратор; 3 – циркуляційна труба; 4 – насос

**Рисунок 4.7 – Схема апарату (тип 2, виконання 2)**

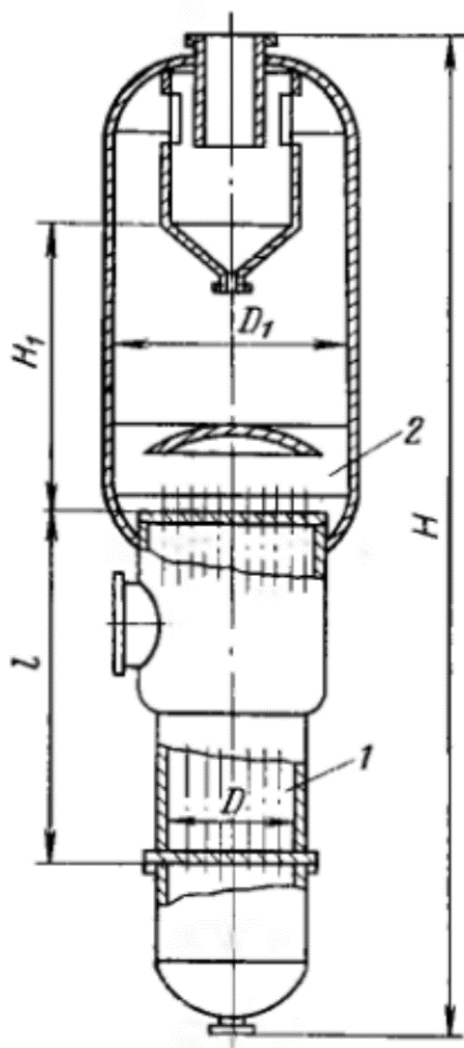
**Таблиця 3.6 – Технічна характеристика випарних апаратів (тип 2, виконання 2)**

$F, \text{ м}^2$	$D, \text{ мм,}$ не менше	$D_1, \text{ мм,}$ не більше	$D_2, \text{ мм,}$ не більше	$H, \text{ мм,}$ не більше	$M, \text{ мм,}$ не більше
25	400	1000	200	19 500	6 200
40	600	1200	250	19 500	7 000
63	600	1600	400	19 500	9 500
100	800	1800	500	21 500	14 500
125	800	2200	500	21 500	15 500
160	1000	2400	600	21 500	20 000
200	1000	2800	600	24 500	22 500
250	1200	3200	700	24 500	28 000
315	1200	3600	800	24 500	36 000
400	1400	3800	900	26 000	44 500
500	1600	4000	1000	26 000	55 500
630	1800	4500	1000	26 000	69 500

800	2000	5000	1200	26 500	87 500
1000	2200	5600	1400	26 500	112 000

Примітки: 1. Висота парового простору  $H_1$  – не більше 3000 мм. 3. Умовний тиск в гріючій камері від 0,014 до 1,6 МПа, в сепараторі – від 0,0054 до 1,6 МПа. 3. Діаметр труби  $d = 38 \times 2$  мм, довжина  $l = 6000$  мм.

Схема випарного апарату з висхідною плівкою (тип 3, виконання 1) наведена на рисунку 3.8, технічна характеристика наведена в таблиці 4.7.



1 – гріюча камера; 2 – сепаратор

**Рисунок 4.8 – Схема апарату (тип 3, виконання 1)**

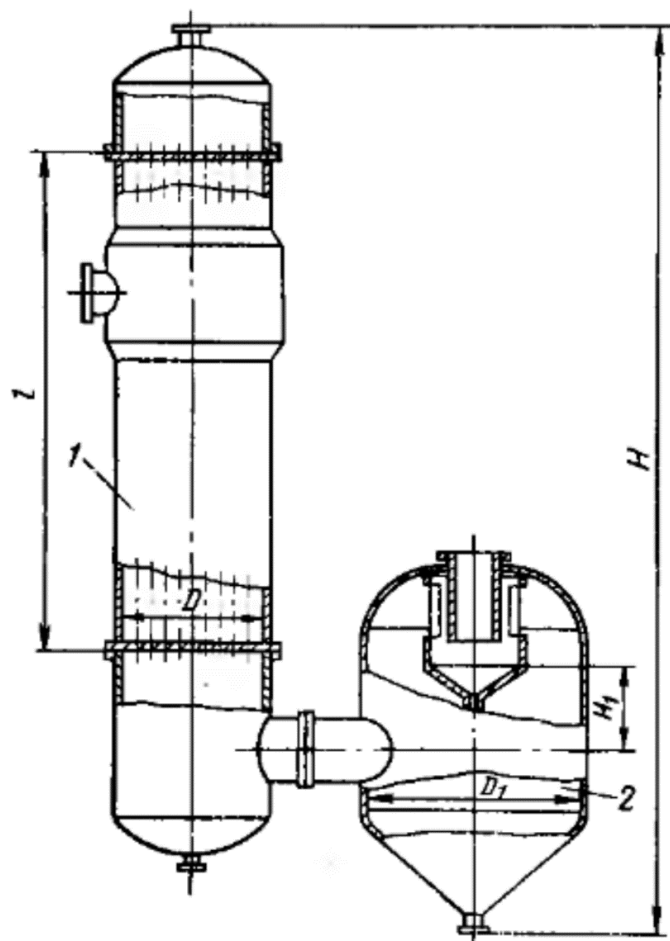


**Таблиця 3.7 – Технічна характеристика випарних апаратів (тип 3, виконання 1)**

$F, \text{ м}^2$			$D, \text{ мм,}$ не менше	$D_1, \text{ мм,}$ не більше	$H, \text{ мм,}$ не більше	$M, \text{ мм,}$ не більше
при $d = 38 \times 2 \text{ мм}$		при $d = 38 \times 2,5$ $\text{мм, } l = 7000$ $\text{мм}$				
$l = 5000$ $\text{мм}$	$l = 7000$ $\text{мм}$					
10	–	10	400	600	11 000	2 200
16	–	16	400	800	11 000	3 000
25	–	25	600	1 000	11 000	3 600
40	–	40	600	1 200	11 000	4 400
63	–	63	800	1 400	12 000	5 000
100	–	100	800	1 800	12 000	7 000
125	–	125	1000	2 200	12 000	9 000
160	–	160	1000	2 400	12 000	10 000
200	–	200	1200	2 800	12 500	11 500
224	–	224	1200	2 800	12 500	12 000
250	–	250	1200	3 000	12 500	13 000
280	–	280	1400	3 200	12 500	14 000
315	–	315	1400	3 400	13 000	15 000
355	–	355	1400	3 600	13 000	18 500
400	–	400	1600	3 800	13 000	20 000
450	–	450	1600	4 000	13 500	22 500
500	–	500	1800	4 500	13 500	24 000
560	–	560	1800	4 500	13 500	26 000
630	–	630	1800	5 000	14 000	29 000
710	–	800	2200	5 000	14 500	37 800
800	–	800	2200	5 600	14 500	37 800
–	–	900	2000	5 600	14 500	40 500
–	1000	–	2000	6 300	14 500	42 600
–	–	1120	2400	6 300	14 000	45 400
–	1250	–	2200	6 300	15 000	51 900
–	–	1400	2800	7 000	16 000	60 300
–	1600	–	2400	7 500	16 000	70 200
–	–	1800	3000	8 000	16 500	75 000
–	2000	–	2800	8 500	16 500	83 000
–	–	2240	3200	9 000	17 000	90 000
–	2500	–	3000	9 500	17 000	103 000
–	2800	–	3200	10 000	18 000	120 000
–	3150	–	3400	10 000	18 000	130 000

Примітки: 1. Висота парового простору  $H_1$  – не більше 2500 мм. 3. Умовний тиск в грюючій камері від 0,014 до 1,6 МПа, в сепараторі – від 0,0054 до 1,6 МПа.

Схема випарного апарата зі стікаючою плівкою (тип 3, виконання 2) наведена на рисунку 3.9, технічна характеристика наведена в таблиці 4.8.



1 – грююча камера; 2 – сепаратор

Рисунок 4.9 – Схема апарату (тип 3, виконання 2)

Таблиця 3.8 – Технічна характеристика випарних апаратів (тип 3, виконання 2)

$F, \text{ м}^2$		$D, \text{ мм,}$ не менше	$D_1, \text{ мм,}$ не більше	$D_2, \text{ мм,}$ не більше	$H, \text{ мм,}$ не більше	$M, \text{ мм,}$ не більше
$l=4000$ мм	$l=6000$ мм					
10	12,5	400	600	9 000	1500	1 500
16	20	400	800	9 000	1500	2 000
25	31,5	600	1000	9 500	1500	2 900

40	50	600	1200	9 500	1500	3 600
63	80	800	1600	10 500	1500	5 800
100	112	1000	1800	12 000	2000	8 800
125	140	1000	2200	12 000	2000	10 000
160	180	1200	2400	12 500	2000	13 000
200	224	1200	2800	12 500	2000	15 000
250	280	1400	3200	13 500	2000	20 000
315	355	1600	3600	15 000	2000	23 500
–	400	1600	3800	15 000	2000	30 500
–	450	1600	4000	16 000	2000	32 500
–	500	1600	4500	16 000	2000	35 500
–	560	1600	4500	16 000	2000	40 000
–	630	1800	5000	17 000	2000	45 500
–	710	1800	5000	17 000	2000	51 000
–	800	2000	5600	18 000	2000	58 500

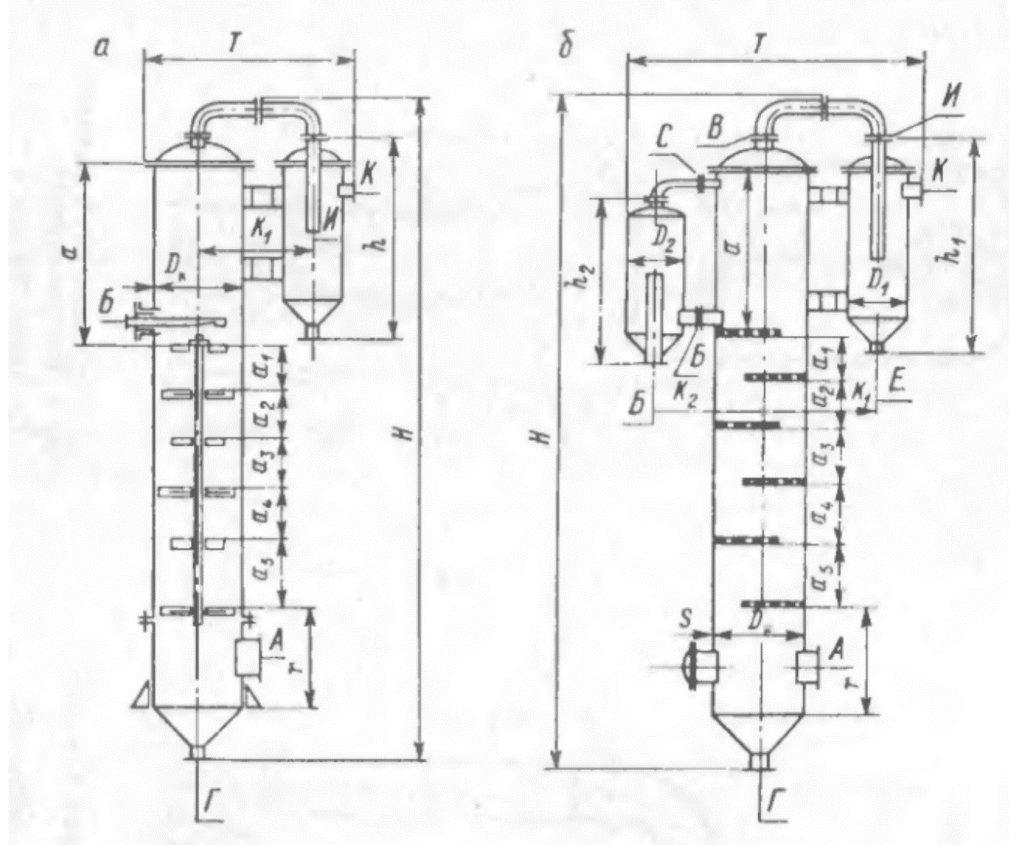
Примітки: 1. Умовний тиск в гріючій камері від 0,014 до 1,6 МПа, в сепараторі – від 0,0054 до 1,6 МПа. 3. Діаметр труби  $d = 38 \times 2$  мм.

Важливим елементом випарної установки є барометричний конденсатор. Схеми барометричних конденсаторів наведено на рисунку 3.10, а технічна характеристика – в таблиці 4.9.

**Таблиця 3.9 – Основні розміри барометричних конденсаторів**

Розміри, мм	Внутрішній діаметр конденсатора, $D_{б.к.}$ , мм						
	500	600	800	1000	1200	1600	2000
Товщина стінки апарата, $s$	5	5	5	6	6	6	10
Відстань від верхньої полиці до кришки апарата, $a$	1300	1300	1300	1300	1300	1300	1300
Відстань від нижньої полиці до днища апарата, $r$	1200	1200	1200	1200	1200	1200	1200
Ширина полиці, $b$	–	–	500	650	750	1000	1250
Відстань між осями конденсатора і пастки:							
$K_1$	675	725	950	1100	1200	1450	1650
$K_2$	–	–	835	935	1095	1355	1660
Висота установки, $H$	4300	4550	5080	5680	6220	7530	8500
Ширина установки, $T$	1300	1400	2350	2600	2975	3200	3450
Діаметр пастки, $D$	400	400	500	500	600	800	800
Висота пастки, $h$	1440	1440	1700	1900	2100	2300	2300
Діаметр пастки, $D_1$	–	–	400	500	500	600	800
Висота пастки, $h_1$	–	–	1350	1350	1400	1450	1550

Відстань між полицями							
$a_1$	220	260	200	250	300	400	500
$a_2$	260	300	260	320	400	500	650
$a_3$	320	360	320	400	480	640	800
$a_4$	360	400	380	475	575	750	950
$a_5$	390	430	440	550	660	880	1070
Умовні проходи штуцерів:							
для входу пари (А)	300	350	350	400	450	600	800
для входу води (Б)	100	125	200	200	250	300	400
для виходу парогазової суміші (В)	80	100	125	150	200	200	250
для барометричної труби (Г)	125	150	200	200	250	300	400
зв'язок з атмосферою (С)	–	–	25	25	25	25	25
для входу парогазової суміші (И)	80	100	180	150	260	200	250
для входу і виходу парогазової суміші (Ж)	50	70	80	100	150	200	150
для барометричної труби (Е)	50	50	70	70	80	80	100



**Рисунок 4.10 – Барометричні конденсатори: а – з концентричними полицями (виготовляються з діаметрами 500 і 600 мм); б – з сегментними перегородками (виготовляються з діаметрами 800–2000 мм)**

#### 4.4 Конструктивний розрахунок випарних апаратів

Матеріал викладено за авторами [2-6]. Задачами конструктивного розрахунку випарного апарата є: визначення числа труб гріючої камери, вибір схеми розміщення труб в трубній решітці, визначення діаметра корпусу, розмірів парового простору. Діаметри шутцерів у випарних апаратах визначаються так само як і в теплообмінниках (пункт 3.4.6).

1. Число труб гріючої камери:

$$n = \frac{F}{\pi \cdot d \cdot L}. \quad (4.71)$$

Довжина  $L$  і діаметр труб  $d$  вибирається за стандартами (підрозділ 3.3), причому для в'язких розчинів та розчинів, що кристалізуються приймають більші діаметри. Для розрахунку приймають діаметр труби з боку меншого значення коефіцієнта тепловіддачі.

2. Внутрішній діаметр обичайки гріючої камери  $D_k$  при розміщенні труб по вершинам рівносторонніх трикутників (найбільш компактний варіант) визначається таким чином:

а) для апаратів з центральною циркуляційною трубою і підвісною гріючою камерою:

$$D_k = \sqrt{\frac{4 \cdot n \cdot t^2 \cdot \sin(\alpha)}{\pi \cdot \psi} + (d_t + 2 \cdot t)^2}, \quad (4.72)$$

де  $d_t$  – діаметр центральної циркуляційної труби або труби для подачі пари, м;  $t$  – крок між трубами, м;  $\psi$  – коефіцієнт використання трубної решітки,  $\psi = 0,7 \dots 0,9$ .

б) для апаратів з виносною нагрівальною камерою або винесеною циркуляційною трубою:

$$D_k = \sqrt{\frac{4 \cdot n \cdot t^2 \cdot \sin(\alpha)}{\pi \cdot \psi}}. \quad (4.73)$$

Отримане значення не повинно бути менше за відповідну величину стандартного випарного апарата (підрозділ 4.3).

3. Діаметри циркуляційної труби:

а) для апаратів з кипінням розчину в трубах гріючої камери:

$$D_{\text{ц}} = \sqrt{(0,3..0,6)d_3^2 \cdot n}, \quad (4.74)$$

де  $d_3^2$  – внутрішній діаметр кип'ятильних труб, м.

б) для апаратів з винесеною зоною кипіння або апаратів з вимушеною циркуляцією:

$$D_{\text{ц}} = \sqrt{(0,9..1,5)d_3^2 \cdot n}. \quad (4.75)$$

Площа поперечного перерізу внутрішньої циркуляційної труби складає 25–35% сумарної площі всіх труб (при винесеній зоні кипіння площа перерізу циркуляційної труби значно більше). При розрахунку бажано не перевищувати значення  $D_{\text{ц}}$  щоб не збільшувати діаметр гріючої камери.

4. Об'єм парового простору (сепаратора) випарного апарату:

$$V_c = \frac{W}{W'}, \quad (4.76)$$

де  $W'$  – допустиме напруження парового простору, кг/(м<sup>3</sup>·год).

Допустиме напруження парового простору залежить від тиску в апаратів і способі введення парорідинної суміші. При введенні парорідинної суміші в паровий простір нижче рівня розчину (наприклад, у випарному апараті з рівнем розчину вище кип'ятильних труб) допустиме напруження менше, ніж у випадку введення суміші над рівнем розчину.

Значення  $W'$  приблизно визначається за формулою:

$$W' = f_1 \cdot f_2 \cdot W_{\text{атм}}, \quad (4.77)$$

де  $W_{\text{атм}}$  – значення допустимого напруження парового простору при  $p = 0,1$  МПа, яке становить для чистої води 2600 кг/(м<sup>2</sup>·год), для розчинів солей – 1000 кг/(м<sup>2</sup>·год). Для концентрування розчинів, що піняться  $W_{\text{атм}}$  зменшують приблизно в двічі.

Значення  $f_1$  залежно від тиску:

Абсолютний тиск, МПа	0,04	0,06	0,08	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,4
$f_1$	0,85	0,87	0,92	1	1,35	1,7	2,05	2,4	3,1

Значення  $f_2$  залежно від рівня  $H$  розчину над точкою введення парорідинної суміші в паровому просторі [12]:

$H$ , м	0	0,05	0,1	0,15	0,2	0,3	0,4	0,5
$F_2$	1	0,83	0,69	0,59	0,51	0,4	0,32	0,27

Об'єм парового простору випарного апарата повинен забезпечувати достатньо повне відділення від вторинної пари краплинок упарюваного розчину з метою уникнення втрати розчину та забруднення конденсату наступного корпусу (в багатокорпусних випарних установках) або забруднення води в барометричному конденсаторі.

З підвищенням швидкості руху пари збільшується підйомна швидкість та винесення рідини. Коли швидкість руху пари більше швидкості витання краплини, остання піднімається і виноситься паром при будь якій висоті парового простору.

Швидкість витання краплини визначається за формулою:

$$w_{\text{вит}} = \sqrt{\frac{4 \cdot g (\rho_p - \rho_n) d_k}{3 \cdot \xi \cdot \rho_n}}, \quad (4.78)$$

де  $d_k$  – діаметр краплини, м;  $\rho_p$  та  $\rho_n$  – густина відповідно рідини та пари, кг/м<sup>3</sup>;  $\xi$  – коефіцієнт опору.

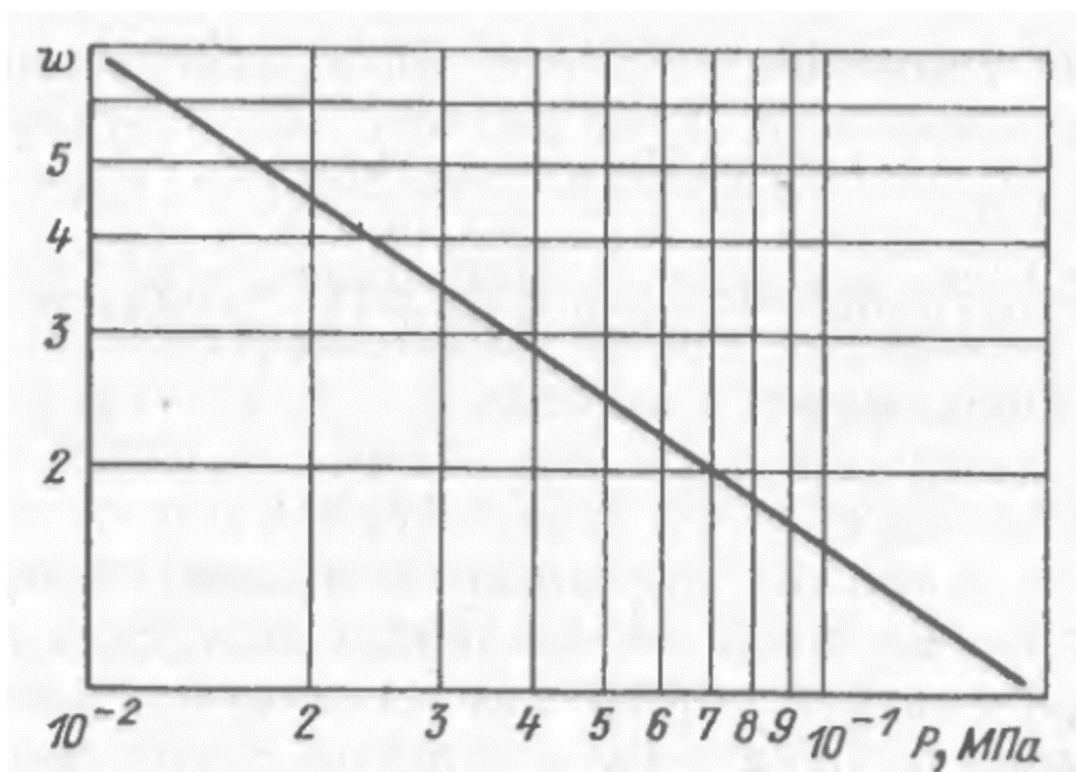
При  $0,2 < Re = w_n \cdot d_k \cdot \rho_n / \mu_n < 500$  коефіцієнт  $\xi = 18,5 / Re^{0,6}$ , при  $500 < Re < 15 \cdot 10^4$  коефіцієнт  $\xi = 0,44$ .

Швидкість пари в паровому просторі:

$$w_n = \frac{4 \cdot W}{\pi \cdot \rho_n \cdot D_c^2}, \quad (4.79)$$

де  $D_c$  – діаметр сепаратора, м (може бути прийнятим таким, що дорівнює діаметру гріючої камери або більшій величині, але в межах визначених стандартами, як зазначено в підрозділі 4.3).

Швидкість пари в паровому просторі (по перерізі сепаратора) не повинна бути більшою за швидкість витання, а також 2 м/с при атмосферному тиску та 7 м/с при  $p = 0,01$  МПа (Рисунок 4.11).



**Рисунок 4.11 – Залежність допустимої швидкості пари в сепараторі  $w$  (в м/с) від абсолютного тиску**

Висоту парового простору визначають за формулою:

$$H = \frac{4 \cdot V_c}{\pi \cdot D_c^2} \quad (4.80)$$

Знайдене значення  $H$  не повинно перевищувати висоту парового простору відповідно до стандартів (підрозділ 4.3).

## 4.5 Розрахунок допоміжного обладнання

### 4.5.1 Розрахунок барометричного конденсатора

Матеріал викладено за авторами [2-6]. Створення вакууму у випарних апаратах, що працюють під розрідженням, досягається шляхом конденсації



утворених вторинних парів. Конденсація пари може здійснюватися або в поверхневих конденсаторах, або в конденсаторах змішування.

В поверхневих конденсаторах отримується конденсат, що не змішується з охолоджуючою рідиною. Такі конденсатори застосовуються або тоді, коли необхідною умовою є отримання чистого конденсату, або тоді, коли в конденсаті наявні хімічно агресивні або шкідливі речовини, скидання яких в каналізацію є небезпечним, а також у разі необхідності повторної переробки конденсату на інших виробничих лініях. В решті випадків застосовують більш прості та дешеві конденсатори змішування.

Розрахунок поверхневих конденсаторів аналогічний розрахунку поверхневих теплообмінників. В даному розділі представлений розрахунок конденсаторів змішування.

Витрата охолоджуючої рідини визначається з рівняння теплового балансу:

$$G_k = W \cdot \frac{(i_n - c_b \cdot t_{\text{конд}})}{c_b \cdot (t_2 - t_1)}, \quad (4.81)$$

де  $i_n$  – питома ентальпія пари, що поступає в конденсатор, Дж/кг;  $c_b$  – питома теплоємність води, Дж/(кг·К);  $t_{\text{конд}} = t_2$  – температура конденсату, °С;  $t_1$  та  $t_2$  – початкова і кінцева температура охолоджуючої води, °С.

Діаметр і висота барометричного конденсатора.

Діаметр конденсатора визначається з рівняння витрат:

$$D_{\text{б.к.}} = \sqrt{\frac{4 \cdot W}{\pi \cdot \rho \cdot w_n}}, \quad (4.82)$$

де  $\rho$  – густина пари, кг/м<sup>3</sup>;  $w_n$  – швидкість пари в конденсаторі (приймають в межах 15–25 м/с).

Отримане значення округлюють до найближчого стандартного, що дозволяє знайти всі необхідні параметри конденсатора (таблиця 3.10).

Спрощений розрахунок висоти конденсатора можна проводити, приймаючи відстань між тарілками однаковим для всіх тарілок, а кількість води, що стікає з кожної тарілки, приймати таким, що дорівнює  $G_b + W$ .

Висота конденсатора визначається за формулою:

$$H = (n+1)h, \quad (4.83)$$

де  $n$  – число тарілок;  $h$  – відстань між тарілками, котра вибирається в межах 350–550 мм.

Число тарілок можна визначити за формулою:

$$n = \frac{\lg\left(\frac{t_{\text{конд}} - t_1}{t_{\text{конд}} - t_2}\right)}{\lg\left(\frac{t_{\text{конд}} - t'}{t_{\text{конд}} - t''}\right)}, \quad (4.84)$$

де  $t_{\text{конд}}$  – температура конденсату, °С;  $t_1$  та  $t_2$  – початкова і кінцева температура охолоджуючої води, °С;  $t'$  та  $t''$  – температура води на вході в виході кожного ступеня.

Знаменник в рівнянні (4.84) можна визначити із співвідношення:

$$\lg\left(\frac{t_{\text{конд}} - t'}{t_{\text{конд}} - t''}\right) = 0,029 \cdot \left(\frac{g \cdot d_e}{w_0^2}\right)^{0,2} \cdot \left(\frac{H'}{d_e}\right)^{0,7} = \frac{0,029}{\text{Fr}^{0,2}} \cdot \left(\frac{H'}{d_e}\right)^{0,7}, \quad (4.85)$$

де  $H'$  – висота падіння струменя, що приблизно дорівнює двом відстаням між тарілками;  $\text{Fr}$  – критерій Фруда,  $d_e$  – еквівалентний діаметр струменя:

$$d_e = \frac{2 \cdot b \cdot \delta}{b + \delta}, \quad (4.86)$$

де,  $b = (D_{\text{с.к.}}/2) + 50$  мм – ширина тарілки;  $\delta = (G_{\text{в}} + W)/(w_{\text{ср}} \cdot \rho_{\text{в}} \cdot b)$  – середня швидкість витікання струменя;  $w_0$  – швидкість витікання струменя, що визначається за формулою:

$$w_0 = \frac{G_{\text{в}}}{b \cdot h' \cdot \rho_{\text{в}}}, \quad (4.87)$$

де,  $h'$  – висота шару води на тарілці, м;  $\rho_{\text{в}}$  – густина води.

Висота  $h'$  визначається з формули для водозливу:

$$h' = \left( \frac{G_B}{0,42 \cdot b \cdot \rho_B \cdot \sqrt{2 \cdot g}} \right)^{0,67}. \quad (4.88)$$

Середня швидкість струменя, що витікає з тарілки,  $w_{cp}$  визначається за формулою:

$$w_{cp} = \frac{w_0 + \sqrt{w_0^2 + 2 \cdot g \cdot H}}{2}. \quad (4.89)$$

Розміри стандартних барометричних конденсаторів наведені в таблиці 4.10.

#### 4.5.2 Розрахунок розмірів барометричної труби

Матеріал викладено за авторами [2-6]. Діаметр барометричної труби визначається за рівнянням:

$$d_{б.т.} = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{G_B + W}{\rho \cdot w}}. \quad (4.90)$$

де  $w$  – швидкість води в трубі, котру приймають в межах 0,5–2 м/с.

Висота барометричної труби:

$$H_{б.т.} = \frac{P_p}{\rho_B \cdot g} + \left( 1 + \sum \xi + \lambda \frac{H_{б.т.}}{d_{б.т.}} \right) \cdot \frac{w^2}{2 \cdot g} + 0,5 \text{ м}. \quad (4.91)$$

де  $\lambda$  – коефіцієнт тертя;  $\sum \xi$  – сума коефіцієнтів місцевих опорів на вході в виході з труби; 0,5 м – висота, яка додається на випадок всмоктування атмосферного повітря для уникнення захлинання.

#### 4.5.3 Розрахунок вакуум-насоса

Матеріал викладено за авторами [2-6]. Кількість повітря, що відкачується з барометричного конденсатора, можна розрахувати за емпіричними формулами:

1) для поверхневих конденсаторів:

$$G_{\text{пов}} = 0,000025 \cdot W + 0,01 \cdot W ; \quad (4.92)$$

2) для конденсаторів змішування

$$G_{\text{пов}} = 0,000025 \cdot (W + G_{\text{в}}) + 0,01 \cdot W ; \quad (4.93)$$

де 0,000025 – припустима кількість повітря, котру вносять в конденсатор 1 кг охолоджуючої води і конденсату, кг; 0,01 – величина підсосів повітря, що припадає на кожен кілограм конденсату за практичними даними, кг.

Об'єм відкачуваного повітря при заданих температурних умовах роботи конденсатора:

$$V_{\text{пов}} = \frac{287 \cdot T_{\text{пов}} \cdot G_{\text{пов}}}{p_{\text{пов}}}, \quad (4.94)$$

де  $T_{\text{пов}}$  – температура повітря, К;  $p_{\text{пов}}$  – парціальний тиск сухого повітря в барометричному конденсаторі, Па; 287 – універсальна газова стала для повітря.

Температура повітря для поверхневих конденсаторів приймається рівною кінцевій температурі охолоджуючої води. Для конденсаторів змішування використовується емпірична формула:

$$T_{\text{пов}} = 273 + t_{\text{п}} + 4 + 0,1 \cdot (t_{\text{п}} - t_{\text{к}}), \quad (4.95)$$

де  $t_{\text{п}}$  та  $t_{\text{к}}$  – початкова і кінцева температура води. Кінцеву температуру води приймають не менш ніж на 3°C нижче температури конденсації вторинної пари.

Парціальний тиск сухого повітря в барометричному конденсаторі:

$$p_{\text{пов}} = p_{\text{б.к.}} - p_{\text{п}}, \quad (4.96)$$

де  $p_{\text{б.к.}}$  – абсолютний тиск в барометричному конденсаторі, Па;  $p_{\text{п}}$  – тиск начиненої водяно пари при температурі повітря, Па.

#### 4.6 Завдання на практичне заняття. Розрахунок однокорпусного випарного апарата

Розрахувати вакуум-випарну установку неперервної дії та підібрати конструкцію випарного апарата (тип і виконання) для концентрування водного розчину речовини „Р”. Масова продуктивність установки по вихідному розчину  $G_1$ . Початкова масова частка речовини „Р” у випарюваному розчині становить  $x_1$ , кінцева –  $x_2$ . Температура вихідного розчину  $t_1$ , абсолютний тиск у конденсаторі  $p_0$ , відносна вологість гріючої водяної пари  $\varphi$ .

*Потрібні параметри позначені, або вписані викладачем.*

Варіант	Речовина „Р”	$x_2$ , % (мас)	Варіант	$p_0$ , МПа	Варіант	$t_1$ , °С	Варіант	$G_1$ , кг/год	$x_1$ , % (мас)	Варіант	$\varphi$ , % (мас.)
1	NaOH	40	1	0,010	1	20	1	10000	10	1	0
2	Na <sub>2</sub> CO <sub>3</sub>	35	2	0,012	2	25	2	13000	11	2	0,5
3	NH <sub>4</sub> Cl	25	3	0,015	3	30	3	15000	12	3	1,0
4	KOH	40	4	0,016	4	35	4	18000	13	4	1,5
5	K <sub>2</sub> CO <sub>3</sub>	37	5	0,018	5	40	5	20000	14	5	2,0
6	MgSO <sub>4</sub>	40	6	0,020	6	45	6	25000	15	6	2,5
7	KCl	30	7	0,022	7	50	7	30000	16	7	3,0
8	CaCl <sub>2</sub>	25	8	0,023	8	55	8	35000	17	8	3,1
9	MgCl <sub>2</sub>	30	9	0,024	9	23	9	37000	18	9	3,3
0	NaCl	50	0	0,025	0	28	0	40000	19	0	3,5
а	KNO <sub>3</sub>	50	а	0,026	а	33	а	43000	20	а	4,0
б	NH <sub>4</sub> NO <sub>3</sub>	50	б	0,028	б	37	б	45000	23	б	4,5
в	NaNO <sub>3</sub>	45	в	0,030	в	43	в	50000	25	в	5,0

Масова частка повітря в гріючій водяній парі, % (мас): 0,5; 1,0; 1,5.

Втрати теплоти в оточуюче середовище, % від корисно витраченої теплоти: 2; 5; 8.

#### 4.6.1 Приклад розрахунку однокорпусного випарного апарата

##### **Завдання:**

Розрахувати однокорпусний випарний апарат для концентрування  $G_{\text{п}} = 10$  т/год водного розчину гідроксиду натрію (NaOH) від початкової масової концентрації  $x_{\text{п}} = 10\%$  до кінцевої концентрації  $x_{\text{к}} = 40\%$ . Нагрівання здійснюється насиченою водяною парою з тиском  $p_{\text{г.п.}} = 0,2$  МПа. Абсолютний тиск в барометричному конденсаторі  $p_{\text{б.к.}} = 0,0196$  МПа. Розчин подається у випарний апарат нагрітий до температури  $t_1 = 60^\circ\text{C}$ .

##### **Вихідні дані:**

Початкові витрати розчину, кг/с, $G_{\text{п}}$	2,778
Початкова концентрація розчину, мас. частка, $x_{\text{п}}$	0,1
Кінцева концентрація розчину, мас. частка, $x_{\text{к}}$	0,4
Тиск гріючої пари, МПа, $p_{\text{г.п.}}$	0,2
Тиск в барометричному конденсаторі, МПа, $p_{\text{б.к.}}$	0,0196
Початкова температура розчину, $^\circ\text{C}$ , $t_1$	60

##### **Розрахунок**

###### *Розрахунок матеріального балансу*

Кількість випареної вологи:

$$W = G_{\text{п}} \cdot \left(1 - \frac{x_{\text{п}}}{x_{\text{к}}}\right) = 2,778 \cdot \left(1 - \frac{0,1}{0,4}\right) = 2,083 \text{ кг/с.}$$

Кількість упареного розчину:

$$G_{\text{к}} = G_{\text{п}} - W = 2,778 - 2,083 = 0,694 \text{ кг/с.}$$

###### *Тепловий розрахунок*

##### **Визначення температури кипіння та корисної різниці температур**

За значенням тиску в барометричному конденсаторі, визначимо температуру вторинної пари:  $t_{\text{в.п.}} = 59,21^\circ\text{C}$ .

Прийmemo значення гідродинамічної депресії

$$\Delta''' = 1^\circ\text{C.}$$

Тоді температура вторинної пари буде дорівнювати:

$$t'_{\text{в.п.}} = t_{\text{в.п.}} + \Delta''' = 59,21 + 1 = 60,21 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

За температури гріючої пари визначаємо тиск вторинної пари та питому теплоту пароутворення:  $p'_{\text{в.п.}} = 0,02057 \text{ МПа}$ ,  $r'_{\text{в.п.}} = 2,357 \cdot 10^6 \text{ Дж/кг}$ .

Для визначення гідростатичної депресії необхідно попередньо вибрати випарний апарат і висоту труб. Задаємося орієнтовним значенням густини теплового потоку

$$q_{\text{оп}} = 30000 \text{ Вт/м}^2.$$

Тоді орієнтовна площа поверхні теплообміну становитиме:

$$F_{\text{оп}} = \frac{W \cdot r'_{\text{в.п.}}}{q_{\text{оп}}} = \frac{2,083 \cdot 2,356 \cdot 10^6}{30000} = 163,7 \text{ м}^2.$$

За даними підрозділу 4.3 приймаємо випарний апарат з природною циркуляцією і співвісною гріючою камерою (тип 1, виконання 3) з такими параметрами: площа поверхні теплообміну  $F = 180 \text{ м}^2$ ; висота труб  $H = 6 \text{ м}$ ; теплообмінні труби  $38 \times 2 \text{ мм}$ .

Орієнтовно приймемо температуру кипіння більшою за температуру вторинної пари на  $45^\circ\text{C}$ , тобто:

$$t_{\text{к оп}} = t'_{\text{в.п.}} + 45^\circ\text{C} = 60,21 + 45 = 105,21 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

За такої температури густина розчину (кінцевої концентрації) становить  $\rho_p = 1371 \text{ кг/м}^3$ , густина води –  $\rho_v = 954,4 \text{ кг/м}^3$ .

Тоді оптимальний рівень розчину в кип'ятильних трубах становитиме:

$$H_{\text{опт}} = H \cdot [0,26 + 0,0014 \cdot (\rho_p - \rho_v)] = 6 \cdot [0,26 + 0,0014 \cdot (1371 - 954,3)] = 5,063 \text{ м}$$

Приріст тиску в середньому шарі розчину:

$$\Delta p_p = \frac{\rho_p \cdot g \cdot H_{\text{опт}}}{2} = \frac{1371 \cdot 9,81 \cdot 5,063}{2} = 34054,8 \text{ Па} = 0,0340548 \text{ МПа}.$$

Тоді тиск в середньому шарі кип'ятильних труб буде дорівнювати:

$$p_{\text{сп}} = p'_{\text{в.п.}} + \Delta p_p = 0,2057 + 0,0340548 = 0,05462 \text{ МПа}.$$

Температура кипіння при тиску в середньому шарі кип'ятильних труб становить  $t_{\text{кк}} = 83,03$  °С, питома теплота пароутворення  $r_{\text{сп}} = 2,302 \cdot 10^6$  Дж/кг. Тоді гідростатична депресія буде дорівнювати:

$$\Delta'' = t_{\text{кк}} - t'_{\text{в.п.}} = 83,03 - 59,21 = 22,82 \text{ °С.}$$

За кінцевою концентрацією розчину знаходимо значення температурної депресії  $\Delta'_{\text{атм}} = 28$  °С.

Тоді температурна депресія при робочих умовах становитиме:

$$\Delta' = 16,2 \cdot \frac{(273 + t_{\text{кк}})^2 \cdot \Delta'_{\text{атм}}}{r_{\text{с}}} = 16,2 \cdot \frac{(273 + 83,03)^2 \cdot 28}{2,302 \cdot 10^6} = 24,98 \text{ °С.}$$

Температура кипіння розчину:

$$t_{\text{п}} = t_{\text{в.п.}} + \Delta' + \Delta'' + \Delta''' = 59,21 + 24,98 + 22,81 + 1 = 109 \text{ °С.}$$

Така температура близька до попередньо прийнятої тому потреби в уточнюючих розрахунках немає.

Температура гріючої пари при заданому тиску становить  $t_{\text{г.п.}} = 119,6$  °С.

Корисна різниця температур:

$$\Delta t_{\text{к}} = t_{\text{г.п.}} - t_{\text{п}} = 116,3 - 109 = 10,6 \text{ °С.}$$

При такій температурі питома теплота пароутворення становить  $r_{\text{г.п.}} = 2,209 \cdot 10^6$  Дж/кг.

Ентальпія пари при розглядуваних умовах дорівнює  $i_{\text{в.п.}} = 2,71 \cdot 10^6$  Дж/кг.

Питома теплоємність розчину при початковий і кінцевих умовах відповідно дорівнює:  $c_{\text{п}} = 3846,4$  Дж/(кг·К);  $c_{\text{к}} = 3486,1$  Дж/(кг·К).

### Визначення теплового навантаження

Тоді з теплового балансу знайдемо витрату гріючої пари:

$$G_{\text{г.п.}} = \frac{1,05 \cdot (W \cdot i_{\text{в.п.}} + G_{\text{к}} \cdot c_{\text{к}} \cdot t_{\text{п}} - G_{\text{п}} \cdot c_{\text{п}} \cdot t_1)}{r_{\text{г.п.}}} =$$

$$= \frac{1,05 \cdot (2,083 \cdot 2,708 \cdot 10^6 + 0,694 \cdot 3486,1 \cdot 109 - 2,778 \cdot 3846,4 \cdot 60)}{2,209 \cdot 10^6} = 2,504 \text{ кг/с.}$$

Теплове навантаження гріючої камери:

$$Q = G_{\text{г.п.}} \cdot r_{\text{г.п.}} = 2,504 \cdot 2,209 \cdot 10^6 = 2,532 \cdot 10^6 \text{ Вт.}$$



Визначимо кількість труб в гріючій камері:

$$n = \frac{F}{\pi \cdot d_3 \cdot H} = \frac{180}{3,14 \cdot 0,0386} = 251,4 \approx 251.$$

**Визначимо коефіцієнти тепловіддачі**

Коефіцієнт тепловіддачі від пари до стінки:

Густина стікання конденсату:

$$\Gamma = \frac{G_{г.п.}}{\pi \cdot n \cdot d_3} = \frac{2,504}{3,14 \cdot 251 \cdot 0,038} = 0,08358 \text{ кг}/(\text{м} \cdot \text{с}).$$

При температурі гріючої пари властивості конденсату становлять: густина  $\rho_2 = 943,3 \text{ кг}/\text{м}^3$ ; коефіцієнт динамічної в'язкості  $\mu_2 = 2,32 \cdot 10^{-4} \text{ Па} \cdot \text{с}$ ; теплоємність  $c_2 = 4422 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ ; коефіцієнт теплопровідності  $\lambda_2 = 0,686 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ .

Приведене товщина плівки конденсату:

$$\delta = \left( \frac{\mu_2}{\rho^2 \cdot g} \right)^{0,33} = \left( \frac{2,32 \cdot 10^{-4}}{943,3^2 \cdot 9,81} \right)^{0,33} = 2,045 \cdot 10^{-5} \text{ м}.$$

Плівковий критерій Рейнольдса:

$$\text{Re}_{пл} = \frac{4 \cdot \Gamma}{\mu_2} = \frac{4 \cdot 0,08358}{2,32 \cdot 10^{-4}} = 1441.$$

Критерій Прантдля:

$$\text{Pr} = \frac{c_2 \cdot \mu_2}{\lambda_2} = \frac{4422 \cdot 2,32 \cdot 10^{-4}}{0,6856} = 1,496.$$

Оскільки  $\text{Re}_{пл} > 400$  плівковий критерій Нуссельта визначається за формулою:

$$\text{Nu}_{пл} = \frac{\text{Re}_{пл}}{\frac{6,25 \cdot (\text{Re}_{пл} - 400)}{\text{Pr}^{0,33}} + 1580} = \frac{1441}{\frac{6,25 \cdot (1441 - 400)}{1,496^{0,33}} + 1580} = 0,198.$$

Коефіцієнт тепловіддачі:

$$\alpha_2 = \frac{\text{Nu}_{пл} \cdot \lambda_2}{\delta} = \frac{0,198 \cdot 0,686}{2,045 \cdot 10^{-5}} = 6642 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до упарюваного розчину.

Теплофізичні властивості розчину при температурі кипіння становлять: густина  $\rho_1 = 1368,7$  кг/м<sup>3</sup>; коефіцієнт кінематичної в'язкості  $\nu_1 = 1,838 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с; коефіцієнт теплопровідності  $\lambda_1 = 0,5613$  Вт/(м·К); теплоємність  $c_1 = 3486,1$  Дж/(кг·К); поверхневий натяг  $\sigma_1 = 0,1045$  Н/м; коефіцієнт динамічної в'язкості  $\mu_2 = 0,002516$  Па·с.

Властивості вторинної пари: густина  $\rho_{п.} = 0,3287$  кг/м<sup>3</sup>; питома теплота пароутворення  $r_1 = 2,302 \cdot 10^6$  Дж/кг; густина пари при атмосферному тиску  $\rho_{п.0} = 0,579$  кг/м<sup>3</sup>.

Тоді коефіцієнт тепловіддачі від стінки до упарюваного розчину можна записати (з урахуванням того, що величина густини теплового потоку невідома):

$$\alpha_1 = \frac{780 \cdot \lambda_1^{1,3} \cdot \rho_1^{0,5} \cdot \rho_{п.}^{0,06}}{\sigma_1^{0,5} \cdot r^{0,6} \cdot \rho_{п.0}^{0,66} \cdot c_1^{0,3} \cdot \mu_1^{0,3}} q^{0,6} =$$

$$= \frac{780 \cdot 0,5613^{1,3} \cdot 1368,7^{0,5} \cdot 0,3287^{0,06}}{0,1045^{0,5} \cdot (2,302 \cdot 10^6)^{0,6} \cdot 0,579^{0,66} \cdot 3486,1^{0,3} \cdot 0,002516^{0,3}} q^{0,6} = 4,49q^{0,6}.$$

Коефіцієнт тепловіддачі визначається з залежності:

$$K = \frac{q}{\Delta t_{\text{кор}}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_1}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{B \cdot q^{0,6}}}.$$

Підставляючи відомі значення (враховуючи, що товщина труб  $\delta = 0,002$  м та коефіцієнт теплопровідності матеріалу труб (корозійностійкої сталі)  $\lambda = 17,5$  Вт/(м·К)) отримуємо рівняння відносно  $q$ :

$$\frac{q}{10,6} = \frac{1}{\frac{1}{6642} + \frac{0,002}{17,6} + \frac{1}{4,49q^{0,6}}}.$$

Для розв'язку цього рівняння використовуємо метод бісекцій (половинного ділення [13]) і знаходимо значення  $q = 8554,8$  Вт/м<sup>2</sup>.

Фрагмент програмного коду на мові програмуванні Python показаний на рисунку 4.45.

```

def Kr(q):
    f = q/dtk - 1.0/(1.0/alf2 + delt/lam +1.0/(B*q**0.6))
    return f

qa = 1000
qb = 45000
Ka = Kr(qa)
Kb = Kr(qb)
print('Ka=%g, Kb=%g' % (Ka, Kb))
eps = 10**(-3)
qc = (qa+qb)/2.0

while abs(qb-qa)>2*eps:
    u = Kr(qa)
    v = Kr(qc)
    if u*v>0:
        qa = qc
        qb = qb
    else:
        qa = qa
        qb = qc
    qc = (qa+qb)/2.0

q = qc

```

**Рисунок 4.45 – Знаходження питомого теплового потоку методом половинного ділення**

Розрахункова площа поверхні теплообміну:

$$F_p = \frac{Q}{q} = \frac{5,532 \cdot 10^6}{8554,8} = 646,7 \text{ м}^2.$$

Отримане значення значно перевищує прийняте значення. Тому необхідно вибрати інший апарат.

За даними підрозділу 4.3 приймаємо інший випарний апарат з природною циркуляцією і співвісною гріючою камерою, параметри якого: площа поверхні теплообміну  $F = 710 \text{ м}^2$ ; висота труб  $H = 6 \text{ м}$ ; теплообмінні труби  $38 \times 2 \text{ мм}$ . Оскільки висота труб у нього така ж сама, як і у раніше прийнятого апарата, то потреби перераховувати гідростатичну депресію немає. Перерахунок починаємо із визначення сила труб:

$$n = \frac{F}{\pi \cdot d_3 \cdot H} = \frac{710}{3,14 \cdot 0,038 \cdot 6} = 991,2 \approx 991.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від пари до стінки:

Густина стікання конденсату:

$$\Gamma = \frac{G_{\text{г.п.}}}{\pi \cdot n \cdot d_3} = \frac{2,504}{3,14 \cdot 9910,038} = 0,02117 \text{ кг}/(\text{м} \cdot \text{с}).$$

Оскільки температура граючої пари не змінилася, тому властивості конденсату і приведена товщина плівки конденсату, а також критерій Прандтля, залишаються незмінним.

Плівковий критерій Рейнольдса:

$$\text{Re}_{\text{пл}} = \frac{4 \cdot \Gamma}{\mu_2} = \frac{4 \cdot 0,02117}{2,32 \cdot 10^{-4}} = 364,97$$

Оскільки  $\text{Re}_{\text{пл}} < 400$  плівковий критерій Нуссельта визначається за формулою:

$$\text{Nu}_{\text{пл}} = \frac{1,86}{\text{Re}_{\text{пл}}^{0,33}} = 0,2654.$$

Коефіцієнт теплопередачі:

$$\alpha_2 = \frac{\text{Nu}_{\text{пл}} \cdot \lambda_2}{\delta} = \frac{0,2654 \cdot 0,686}{2,045 \cdot 10^{-5}} = 8904 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Оскільки температура кипіння розчину залишилася незмінною, тому теплофізичні властивості упарюваного розчину та вторинної пари також незмінні. Отже,

$$\alpha_1 = 4,49q^{0,6}.$$

Тоді:

$$\frac{q}{10,6} = \frac{1}{\frac{1}{8904} + \frac{0,002}{17,6} + \frac{1}{4,49q^{0,6}}}.$$

Розв'язуючи це рівняння методом половинного ділення (рисунок 4.33) отримуємо  $q = 9092 \text{ Вт}/\text{м}^2$ .

Тоді площа поверхні теплообміну граючої камери становитиме:

$$F_p = \frac{Q}{q} = \frac{5,532 \cdot 10^6}{9092} = 608,5 \text{ м}^2.$$

Така площа перевищує прийняте значення. Тоді запас площі становитиме:

$$\varepsilon = \frac{F - F_p}{F} \cdot 100\% = \frac{710 - 608,5}{710} \cdot 100\% = 14,3\% \text{ м}^2.$$

Такого запасу достатньо, тому обраний випарний апарат задовольняє робочим умовам.

#### 4.7 Завдання на практичне заняття. Конструктивний розрахунок

##### *Завдання*

Виконати конструктивний розрахунок для прикладу

##### *Вихідні дані:*

Площа поверхні теплообміну, $\text{м}^2$ , $F$	$600 + 2,0 \cdot N_{\text{вип}}$
Внутрішній діаметр труби, м, $d_{\text{в}}$	0,034
Зовнішній діаметр труби, м, $d_{\text{з}}$	0,038
Кількість труб, $n$	991
Витрата грюючої пари, кг/с, $W$	$2 + 0,01 \cdot N_{\text{вип}}$
Тиск вторинної пари, Па, $p_{\text{вп}}$	0,02057

##### 4.7.1 Приклад конструктивного розрахунку однокорпусного випарного апарата

##### *Завдання*

Виконати конструктивний розрахунок для прикладу

##### *Вихідні дані:*

Площа поверхні теплообміну, $\text{м}^2$ , $F$	710
Внутрішній діаметр труби, м, $d_{\text{в}}$	0,034
Зовнішній діаметр труби, м, $d_{\text{з}}$	0,038
Кількість труб, $n$	991
Витрата грюючої пари, кг/с, $W$	2,083

Тиск вторинної пари, Па,  $p_{\text{вп}}$

0,02057

### **Розрахунок.**

За тиском вторинної пари і відповідною температурою ( $t_{\text{вп}}=60,21^\circ\text{C}$ ) заходимо густину пари  $\rho_{\text{п}} = 0,1312 \text{ кг/м}^3$  та густину конденсату  $\rho_{\text{п}} = 982,9 \text{ кг/м}^3$ , а також в'язкість пари  $\mu_{\text{п}} = 1,051 \cdot 10^{-5}, \text{ Па}\cdot\text{с}$ .

Оскільки вибрана конструкція випарного апарата виконана з винесеною циркуляційною трубою, спершу розраховуємо діаметр гріючої камери.

Приймаємо розташування труб у трубній решітці за вершинами правильних трикутників, тобто  $\alpha = 60^\circ$ . Крок між трубами приймаємо відповідно до рекомендацій, наведених в пункті 2.4.1, приймаємо крок між трубами  $t = 0,048 \text{ м}$ . Також приймаємо коефіцієнт використання трубної решітки  $\psi = 0,75$ . Тоді:

$$D_{\text{к.р.}} = \sqrt{\frac{4 \cdot n \cdot t^2 \cdot \sin(\alpha)}{\pi \cdot \psi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 991 \cdot 0,048^2 \cdot \sin(60^\circ)}{3,14 \cdot 0,75}} = 1,832 \text{ м.}$$

Тоді за рекомендаціями стандартів приймаємо діаметр гріючої камери  $D_{\text{к.}} = 1,8 \text{ м}$ .

Розраховуємо діаметр циркуляційної труби:

$$D_{\text{т.р.}} = \sqrt{0,6 \cdot d_{\text{в}}^2 \cdot n} = \sqrt{0,6 \cdot 0,034^2 \cdot 991} = 0,829 \text{ м.}$$

Приймаємо:  $D_{\text{т.}} = 0,8 \text{ м}$ .

За величиною тиску та вторинної пари приймаємо значення коефіцієнтів  $f_1 = 0,85$  та  $f_2 = 1$ . Приймаємо значення допустимого напруження парового простору при атмосферному тиску  $W_{\text{атм}}$ :

$$W' = f_1 \cdot f_2 \cdot W_{\text{атм}} = 0,85 \cdot 1 \cdot 1000/3600 = 0,2361 \text{ кг/(м}^3 \cdot \text{с)}$$

Тоді об'єм парового простору буде становити:

$$V_{\text{с}} = \frac{W}{W'} = \frac{2,083}{0,2361} = 8,822 \text{ м}^3.$$

В першому наближенні приймаємо діаметр сепаратора  $D_{\text{с}} = 2,2 \text{ м}$ . Тоді швидкість пари в паровому просторі становитиме:

$$w_{\Pi} = \frac{4 \cdot W}{\pi \cdot \rho_{\Pi} \cdot D_c^2} = \frac{4 \cdot 2,083}{3,14 \cdot 0,1317 \cdot 2,2^2} = 4,161 \text{ м/с.}$$

Приймаємо діаметр краплин  $d_k = 0,0005$  м. Тоді критерій Рейнольдса становитиме:

$$\text{Re} = \frac{w_{\Pi} \cdot d_k \cdot \rho_{\Pi}}{\mu_{\Pi}} = \frac{4,161 \cdot 0,0005 \cdot 0,01317}{1,051 \cdot 10^{-5}} = 26,07.$$

Коефіцієнт опору за таких умов визначається за формулою:

$$\xi = \frac{18,5}{\text{Re}^{0,6}} = \frac{18,5}{26,07^{0,6}} = 2,629.$$

Розраховуємо швидкість витання краплини:

$$w_B = \sqrt{\frac{4 \cdot g \cdot (\rho_p - \rho_{\Pi}) \cdot d_k}{3 \cdot \xi \cdot \rho_{\Pi}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 9,81 \cdot (982,2 - 0,1317)}{3 \cdot 2,629 \cdot 0,1317}} = 4,308 \text{ м/с.}$$

Оскільки швидкість витання більша за швидкість пари в сепараторі, то вибраний діаметр відповідає умовам роботи сепаратора.

Висота сепаратора:

$$D_c = \frac{4 \cdot V_c}{\pi \cdot D_c^2} = \frac{4 \cdot 8,822}{3,14 \cdot 2,2^2} = 2,321 \text{ м/с.}$$

Така висота не перевищує допустимого стандартом значення (таблиця 3.4) тому приймаємо висоту сепаратора  $H_c = 2,235$  м.

#### 4.8 Завдання на практичне заняття. Розрахунок допоміжного обладнання

##### *Завдання*

Виконати розрахунок допоміжного обладнання для прикладу.

##### *Вихідні дані:*

Витрата грійучої пари, кг/с, $W$	$2,0 + 0,01 \cdot N_{вар}$
Тиск в барометричному конденсаторі, МПа, $p_{б.к.}$	$0,018 + 0,0001 \cdot N_{вар}$
Температура охолоджуючої води, °С, $t_1$	$8 + 0,01 \cdot N_{вар}$

#### 4.8.1 Приклад розрахунку допоміжного обладнання для однокорпусного випарного апарата

##### Завдання

Виконати розрахунок допоміжного обладнання для прикладу.

##### Вихідні дані:

Витрата гріючої пари, кг/с, $W$	2,083
Тиск в барометричному конденсаторі, МПа, $p_{б.к.}$	0,0196
Температура охолоджуючої води, °С, $t_1$	8

##### Розрахунок барометричного конденсатора

За значеннями тиску в барометричному конденсаторі знаходимо температуру пари  $t_{бк} = 59,12^\circ\text{C}$ , а також густину  $\rho_{п} = 0,1259 \text{ кг/м}^3$  та ентальпію  $i_{вп} = 2,606 \cdot 10^6 \text{ Дж/кг}$ .

Температуру конденсації за рекомендаціями, наведеними в [6-8] приймаємо на  $5^\circ\text{C}$  нижчою за температуру пари, тобто:

$$t_{к} = t_{бк} - 5^\circ\text{C} = 59,12 - 5 = 54,12 \text{ }^\circ\text{C}.$$

За цією температурою знаходимо значення густини конденсату  $\rho_{к} = 985,9 \text{ кг/м}^3$ , коефіцієнт динамічної в'язкості  $\mu_{к} = 0,5157 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$ , та теплоємність конденсату  $c_{к} = 4190 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{K)}$ .

Витрата охолоджуючої води в конденсаторі становитиме:

$$G = W \frac{i_{п} - c_{к} \cdot t_{к}}{c_{к} \cdot (t_{к} - t_1)} = 2,083 \frac{2,606 \cdot 10^6 - 4190 \cdot 59,12}{4190 \cdot (54,12 - 8)} = 25,59 \text{ кг/с}.$$

Для вибору діаметра барометричного конденсатора задамося швидкістю пари в ньому  $w_{п} = 20 \text{ м/с}$ . Тоді діаметр конденсатора становитиме:

$$D_{бк} = \sqrt{\frac{4 \cdot W}{\pi \cdot \rho_{п} \cdot w_{п}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,083}{3,14 \cdot 0,1259 \cdot 20}} = 1,026 \text{ м}$$



За таблицею 2.40 приймаємо барометричний конденсатор діаметром 1 м. Звідти ж знаходимо і діаметр штуцера для барометричної труби такого конденсатора 0,207 м (умовний діаметр 200 мм).

В такому разі швидкість стікання конденсату в барометричній трубі становитиме:

$$w_k = \frac{4 \cdot (W + G_k)}{\pi \cdot d_{\text{тр}}^2 \cdot \rho_k} = \frac{4 \cdot (2,083 - 25,59)}{3,14 \cdot 0,207^2 \cdot 885,9} = 0,8341 \text{ м/с.}$$

Критерій Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{w_k \cdot d_{\text{тр}} \cdot \rho_k}{\mu_k} = \frac{0,8341 \cdot 0,207 \cdot 985,9}{0,5157 \cdot 10^{-3}} = 330076.$$

Барометрична труба виготовляється зі сталі, для нових сталевих труб за таблицею 4.23 приймаємо величину абсолютної шорсткості труб  $\Delta = 0,1$  мм. Тоді відносна шорсткість буде дорівнювати:

$$e = \frac{\Delta}{d_{\text{тр}}} = \frac{0,1 \cdot 10^{-3}}{0,207} = 0,0004831.$$

Межі діапазону складуть

- нижня

$$10 / e = 10 / 0,0004831 = 20700;$$

- верхня

$$560 / e = 560 / 0,0004831 = 1159199.$$

Оскільки значення критерію Рейнольда ( $\text{Re}_1 = 330076$ ) лежить в межах цього діапазону, то течія відповідає умовам змішаного тертя, а коефіцієнт тертя визначається за формулою (4.123):

$$\lambda = 0,11 \left( e + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25} = 0,11 \left( 0,0004831 + \frac{68}{330076} \right)^{0,25} = 0,01782.$$

Розрідження у барометричному конденсаторі:

$$p_p = p_a - p_{\text{б.к.}} = 0,1 - 0,0196 = 0,0804 \text{ МПа} = 80400 \text{ Па}$$

Серед місцевих опорів наявні вхід в труби та вихід в з труби. За рекомендаціями наведеними в [12] приймаємо відповідні коефіцієнти місцевих опорів:  $\xi_1 = 1,0$  та  $\xi_2 = 0,5$ .

Отже висота барометричної труби визначається зі співвідношення:

$$H_{\text{бр}} = \frac{p_p}{\rho_k \cdot g} + \left( 1 + \xi_1 + \xi_2 + \lambda \frac{H_{\text{бр}}}{d_{\text{бр}}} \right) \frac{w_k^2}{2 \cdot g} + 0,5$$

$$H_{\text{бр}} = \frac{80400}{985,9 \cdot 9,81} + \left( 1 + 1,0 + 0,5 + 0,01785 \frac{H_{\text{бр}}}{0,207} \right) \frac{0,8341^2}{2 \cdot 9,81} + 0,5$$

Звідки

$$H_{\text{б.т.}} = 8,928 \text{ м.}$$

Розрахунок проведений з використанням числових методів (метод половинного ділення [13]), фрагмент програми, написаної на мові програмування Python показаний на рисунку 4.41.

Приймаємо  $H_{\text{б.т.}} = 9 \text{ м.}$

```
def f(H):
    f = H - (pb/(rok*g) + (1 + ksi1 + ksi2 + lam*H/dtr)*wk**2/(2*g) + 0.5)
    return f

Ha = 1
Hb = 15
eps = 10**(-3)

Hc = (Ha + Hb)/2.0

while Hb-Hc>2*eps:
    u = f(Ha)
    v = f(Hc)
    if u*v < 0:
        Ha = Ha
        Hb = Hc
    else:
        Ha = Hc
        Hb = Hb
    Hc = (Ha + Hb)/2.0

print('Hc = %g' % (Hc))
print(f(Hc))
```

**Рисунок 4.41 – Фрагмент програми розрахунку висоти барометричної труби**

### Розрахунок вакуум насоса

Кількість відкачуваного повітря:

$$G_{\text{пв}} = 0,000025 \cdot (W + G_k) + 0,01 \cdot W = \\ = 0,000025 \cdot (2,083 + 25,59) + 0,01 \cdot 2,083 = 0,02152 \text{ кг/с}$$

Температура відкачуваного повітря:

$$T_{\text{пв}} = 273 + t_1 + 4 + 0,1 \cdot (t_k - t_1) = 273 + 8 + 4 + 0,1 \cdot (54,21 - 8) = 289,6 \text{ К.}$$

Об'єм відкачуваного повітря:

$$V_{\text{пв}} = \frac{287 \cdot T_{\text{пв}} \cdot G_{\text{пв}}}{p_p} = \frac{287 \cdot 289,6 \cdot 0,02152}{80400} = 0,02225 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Визначення потужності та підбір насоса здійснюється за методикою наведеною в [14].

### Розрахунок штуцерів

Розрахунок штуцерів здійснюється за методикою наведеною в п. 3.4.6.

## 4.9 Контрольні запитання

1. Проаналізуйте який процес називається випарюванням.
2. Проаналізуйте методи випарювання розчинів.
3. Проаналізуйте класифікацію випарних установок поверхневого типу за теплотехнічними ознаками.
4. Проаналізуйте класифікацію випарних установок поверхневого типу за тиском пари в останньому ступені.
5. Проаналізуйте класифікацію випарних установок поверхневого типу за технологією обробки розчину.
6. Проаналізуйте класифікацію випарних установок поверхневого типу за відносним рухом гріючої пари і випарюваного розчину.
7. Проаналізуйте класифікацію випарних установок поверхневого типу за принципом дії.

8. Проаналізуйте класифікацію випарних установок поверхневого типу за первинним теплоносієм.

9. Проаналізуйте класифікацію випарних установок поверхневого типу за суміщенням стадій нагрівання і пароутворення.

10. Проаналізуйте класифікацію випарних установок поверхневого типу по рухомості поверхні нагрівання.

11. Проаналізуйте класифікацію випарних установок поверхневого типу за способом організації руху розчину.

12. Проаналізуйте класифікацію випарних установок поверхневого типу за розташуванням зони випаровування.

13. Проаналізуйте класифікацію випарних установок поверхневого типу за ступенем заповнення перерізу труб.

14. Проаналізуйте класифікацію випарних установок поверхневого типу за напрямком руху пари і рідини

15. Проаналізуйте класифікацію випарних установок поверхневого типу за орієнтацією поверхні нагрівання/

16. Проаналізуйте основні групи задач при проектуванні та експлуатації випарних установок.

17. Проаналізуйте особливості складання матеріального балансу випарного апарата.

18. Проаналізуйте особливості визначення температури кипіння розчину у випарному апараті.

19. Проаналізуйте поняття повної температурної депресії.

20. Проаналізуйте поняття гідростатичної депресії.

21. Проаналізуйте поняття гідродинамічної депресії.

22. Проаналізуйте способи визначення температури кипіння розчину

23. Проаналізуйте особливості визначення теплового балансу для апаратів періодичної дії.

24. Проаналізуйте особливості визначення теплового навантаження випарного апарата графічним методом
25. Проаналізуйте особливості визначення теплового балансу для безперервно діючих апаратів.
26. Проаналізуйте методику розрахунку багатокорпусних випарних апаратів.
27. Проаналізуйте допущення при розрахунку багатокорпусних випарних апаратів.
28. Проаналізуйте основні конструкції та параметри нормалізованих випарних апаратів та допоміжного обладнання.
29. Проаналізуйте конструкцію випарних апаратів без циркуляційної труби.
30. Проаналізуйте конструкцію випарних апаратів з циркуляційною трубою.
31. Проаналізуйте конструкцію барометричного конденсатора.
32. Проаналізуйте особливості конструктивного розрахунок випарних апаратів
33. Проаналізуйте особливості розрахунку барометричного конденсатора.
34. Проаналізуйте особливості розрахунку вакуум-насоса.

#### **4.10 Перелік посилань**

1. Основні залежності та приклади розрахунків теплообмінних апаратів [Електронний ресурс]: навчальний посібник для студентів, які навчаються за напрямком „Машинобудування” спеціальність "Обладнання хімічних виробництв та підприємств будівельних матеріалів"/ НТУУ „КПІ” - Електронні текстові дані (1 файл: 2,50 Мбайт). – Київ : НТУУ «КПІ», 2011. - Назва з екрана <http://library.kpi.ua:8080/handle/123456789/697> від 15.02.2011 р.

2. Couper J. R., Penney W. R., Fair J. R., Walas S. M. (2012). Chemical Process Equipment Selection and Design. Amsterdam. Elsevier

3. Cheremisinoff N. P. (2000). Handbook of Chemical Processing Equipment. Amsterdam. Elsevier

4. Ray S., Das G. (2020). Process Equipment and Plant Design Principles and Practices. Amsterdam. Elsevier

5. Процеси та апарати хімічних виробництв: Практикум Процеси та апарати хімічних виробництв: Практикум [Електронний ресурс] : навч. посіб. для студ. спеціальності 161 «Хімічні технології переробки деревини та рослинної сировини», освітня програма "Хімічні технології переробки деревини та рослинної сировини" / КПІ ім. Ігоря Сікорського; уклад.: Б.І. Дуда, А.Р. Степанюк, С.В. Гулієнко, Р.В. Кичак, Я.Г. Гоцький – Електронні текстові данні (1 файл: 2,62 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020. – 116 с. Гриф надано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського (протокол № 8 від 09.04.2020 р.) за поданням Вченої ради інженерно-хімічного факультету (протокол № 2 від 24.02.2020 р.) URI <https://ela.kpi.ua/handle/123456789/33839>

6. Perry's Chemical Engineers' Handbook (1997). New York. McGraw-Hill

7. Обладнання хімічних виробництв: конспект лекцій [Електронний ресурс] : навчальний посібник для студентів, які навчаються за спеціальністю 151 Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології, освітня програма «Технічні та програмні засоби автоматизації» / КПІ ім. Ігоря Сікорського ; уклад.: Швед М. П., Степанюк А. Р., Гусарова О. В., Швед Д. М. – Електронні текстові данні (1 файл: 3,71 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2023. – 181 с. – Назва з екрана. URI (Уніфікований ідентифікатор ресурсу): <https://ela.kpi.ua/handle/123456789/54632>

8. Poling, B. E.; Prausnitz, J. M.; O'Connell, J. P. (2001). The Properties of Gases and Liquids. 5th edition, New York. McGraw-Hill.

9. Yaws C. L. (2015). The Yaws Handbook of Vapor Pressure Antoine Coefficients. Amsterdam. Elsevier

10. Yaws C. L. (2014). *Thermophysical Properties of Chemicals and Hydrocarbons. Second Edition.* Amsterdam. Elsevier
11. Корнієнко Я.М. Процеси та обладнання хімічної технології: підруч. У 2 ч. Ч.1 / Я.М. Корнієнко, Ю.Ю. Лукач, І.О. Мікульонок та ін. – К.: НТУУ «КПІ», 2011. – 300 с.
12. Процеси та обладнання хімічної технології: Теплові процеси: Розрахункова робота [Електронний ресурс] : навч. посіб. для студ. спеціальності 133 Галузеве машинобудування, освітньої професійна програма бакалаврів «Комп'ютерно-інтегровані технології проектування обладнання хімічної інженерії» / КПІ ім. Ігоря Сікорського; уклад.: Швед М.П., Степанюк А.Р., Швед Д.М. – Електронні текстові данні (1 файл: 3,71 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2022. – 266 с. Реєстр № 22/23-338
13. Mostoufi N., Constantinide A. (2023). *Applied Numerical Methods for Chemical Engineers.* London. Academic Press
14. Chhabra R., Shankar V. (2018) *Coulson and Richardson's Chemical Engineering Volume 1B: Heat and Mass Transfer: Fundamentals and Applications.* Oxford. Butterworth-Heinemann

## 5 ПРОЦЕСИ СУШІННЯ. СУШИЛЬНЕ ОБЛАДНАННЯ

### ПЕРЕЛІК ОСНОВНИХ УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ ТА СИМВОЛІВ

$a$  – коефіцієнт температуропровідності,  $\text{м}^2/\text{с}$

$b$  – ширина каналу,  $\text{м}$

$c$  – теплоємність,  $\text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$

$d_{\text{вн}}$  – внутрішній діаметри циліндричної поверхні (труби),  $\text{м}$

$d_3$  – зовнішній діаметри циліндричної поверхні (труби),  $\text{м}$

$d_e$  – еквівалентний діаметр,  $\text{м}$

$D$  – діаметр апарата,  $\text{м}$

$f$  – площа поперечного перерізу потоку,  $\text{м}^2$

$F$  – площа поверхні теплообміну,  $\text{м}^2$

$K$  – коефіцієнт теплопередачі,  $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$

$g$  – прискорення вільного падіння,  $\text{м}/\text{с}^2$

$G$  – масова витрата,  $\text{кг}/\text{с}$

$H$  – висота теплообмінних труб,  $\text{м}$

$i$  – питома ентальпія,  $\text{Дж}/\text{кг}$

$n$  – кількість труб

$L$  – довжина,  $\text{м}$

$p$  – тиск,  $\text{Па}$

$q$  – тепловий потік,  $\text{Вт}/\text{м}^2$

$Q$  – кількість переданої теплоти,  $\text{Вт}$

$r$  – питома теплота пароутворення,  $\text{Дж}/\text{кг}$

$S$  – площа поперечного перерізу,  $\text{м}^2$

$t_{\text{ік}}$  – кінцева температура теплоносія,  $\text{К}$  ( $^{\circ}\text{C}$ )

$t_{\text{іп}}$  – початкова температура теплоносія,  $\text{К}$  ( $^{\circ}\text{C}$ )

$t_{\text{в.п.}}$  – температура вторинної пари,  $\text{К}$  ( $^{\circ}\text{C}$ )

$t_{\text{конд}}$  – температура конденсації,  $\text{К}$  ( $^{\circ}\text{C}$ )



$t_{пл}$  – температура плівки конденсату, К (°С)

$w$  – швидкість руху теплоносія, м/с

$W$  – витрата вторинної пари

$x_{п}$  – концентрація розчину на вході в апарат, мас. частка

$x_{к}$  – концентрація розчину на виході з апарата, мас. частка.

$z$  – кількість ходів

### *Грецькі символи*

$\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$\beta$  – коефіцієнт об'ємного стиснення, 1/К

$\Gamma$  – густина зрошення, кг/(м·с)

$\delta$  – товщина стінки труби, м

$\Delta$  – повна депресія, К (°С)

$\Delta'$  – температурна депресія, обумовлена різницею температур кипіння розчину і чистого розчинника, К (°С)

$\Delta''$  – гідростатична депресія, обумовлена тиском стовпа рідини в трубах, К (°С)

$\Delta'''$  – гідродинамічна депресія, обумовлена втратами тиску на подолання гідравлічних опорів, (°С)

$\Delta t_6$  – менша різниця температур на кінцях теплообмнника, К

$\Delta t_m$  – менша різниця температур на кінцях теплообмнника, К

$\Delta t_{сер}$  – середня різниця температур, К

$\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К)

$\mu$  – коефіцієнт динамічної в'язкості, Па·с

$\nu$  – коефіцієнт кінематичної в'язкості, м<sup>2</sup>/с

$\xi$  – коефіцієнт місцевого опору

$\Pi$  – повний периметр поперечного перерізу потоку, м

$\rho$  – густина, кг/м<sup>3</sup>

$\sigma$  – поверхневий натяг, Н/м

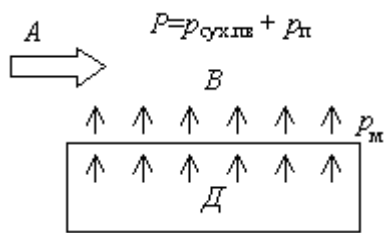
Матеріал викладено за авторами [1-3].

## 5.1 Фізичні основи процесу сушіння

Матеріал викладено за авторами [1-3]. Процеси видалення вологи з твердого матеріалу набули широкого розповсюдження в різних галузях промисловості (хімічній, харчовій, паливно-енергетичній, у переробці сільськогосподарської продукції тощо).

*Сушіння* – це процес видалення вологи з матеріалу шляхом підведення теплової енергії внаслідок випаровування вологи з поверхні та відведення утвореної пари.

Сушіння є достатньо енергоємним процесом, тому, якщо в матеріалі присутня велика кількість вологи (як у суспензіях), його можна поєднувати з попереднім гідромеханічним видаленням вологи фільтруванням, центрифугуванням, пресуванням тощо.



**Рисунок 5.1 –  
Принципова схема  
видалення вологи**

Розглянемо *фізичні основи* процесу (Рисунок 5.1). Нехай вологий капілярно-пористий матеріал контактує з газовим середовищем *A* (наприклад, повітрям, що містить пару в перегрітому стані), у якому парціальний тиск пари  $p_{п}$  є меншим, ніж тиск пари над поверхнею матеріалу  $p_{м}$ , тобто  $p_{п} < p_{м}$ . При цьому

відбуватиметься переміщення вологи в газове середовище внаслідок її випаровування з вільної поверхні матеріалу. Видалення вологи з поверхні спричинить появу різниці концентрацій вологи всередині матеріалу, тобто виникнення рушійної сили процесу дифузії вологи в матеріалі ( $\Delta G$  або  $\Delta W$ ). Внаслідок цього волога переміщуватиметься всередині матеріалу до його поверхні. Таким чином перехід вологи матеріалу в газове середовище під час сушіння забезпечується двома фізичними явищами, які відбуваються одночасно:

- дифузійним рухом вологи з внутрішніх шарів матеріалу до його поверхні *D*;
- випаровуванням вологи з поверхні матеріалу *B*.

## 5.2 Сушильні агенти

Матеріал викладено за авторами [1-3]. Із визначення процесу сушіння випливає, що для його реалізації до вологого матеріалу необхідно підводити теплову енергію та відводити водяну пару. Ці функції виконують *сушильні агенти*, серед яких найбільшого поширення набули нагріте повітря та димові (топкові) гази. Наявність сушильного агента є характерною ознакою *конвективних сушильних апаратів* (сушарок).

Іноді теплова енергія підводиться в інший спосіб (наприклад, крізь поверхню контакту, шляхом підігрівання високочастотним струмом тощо). Тоді функції сушильного агента обмежуються відведенням водяної пари.

### 5.2.1 Повітря як сушильний агент

У цьому випадку ми не розглядатимемо повітря як суміш газів – хімічних речовин. З точки зору процесів сушіння повітря нас цікавитиме як сушильний агент, що складається із суміші власне сухого повітря й водяної пари, яка міститься в ньому. При цьому в будь-якому елементарному об'ємі повітря й пара розподілені рівномірно та займають весь цей об'єм. Тоді загальний тиск повітря  $P$  дорівнюватиме сумі парціальних тисків сухого повітря  $p_c$  і пари  $p_p$

$$P(B) = p_c + p_p \quad (5.1)$$

де  $P$  найчастіше дорівнює барометричному тискові  $B$ , за умов якого найчастіше працюють сушильні установки.

Вологе повітря як сушильний агент має три основні характеристики: вологість, вологовміст, питома ентальпія.

Вирізняють абсолютну та відносну вологість.

*Абсолютною вологістю* називають масу водяної пари, що міститься в одиниці об'єму вологого повітря.

Оскільки об'єм кожного компонента суміші за свого парціального тиску дорівнює об'єму суміші, то й у суміші повітря з паром об'єм пари дорівнює об'єму вологого повітря. Тоді в  $1 \text{ м}^3$  пароповітряної суміші міститься  $1 \text{ м}^3$  водяної пари. Таким чином, абсолютна вологість вимірюється густиною водяної пари в суміші  $\rho_{\text{п}}$ .

*Відносною вологістю*  $\varphi$  називається співвідношення маси водяної пари, що міститься в одиниці об'єму суміші  $\rho_{\text{п}}$ , і максимально можливої маси водяної пари в одиниці об'єму  $\rho_s$  за умов однакової температури й загального тиску. У  $1 \text{ м}^3$  вологого повітря максимально можливим вмістом пари є маса  $1 \text{ м}^3$  насиченої пари  $\rho_s$  за умов однакової температури й загального тиску.

$$\varphi = \rho_{\text{п}}/\rho_s = G_{\text{п}}/G_s = \rho_{\text{п}}V/(\rho_sV). \quad (5.2)$$

Прийнявши, що для вологого повітря можна використовувати рівняння стану ідеальних газів  $1/V = \rho = p/(RT)$ , одержимо  $\rho_{\text{п}} = p_{\text{п}}/(R_{\text{п}}T)$ ,  $\rho_s = p_s/(R_{\text{п}}T)$  або

$$\varphi = \frac{\rho_{\text{п}}}{\rho_s} = \frac{p_{\text{п}}}{R_{\text{п}}T} \frac{R_{\text{п}}T}{p_s} = \frac{p_{\text{п}}}{p_s}, \quad \text{або} \quad p_{\text{п}} = \varphi p_s, \quad (5.3)$$

де  $R_{\text{п}}$  – питома газова стала водяної пари, Дж/(кг · К);

$p_{\text{п}}$  – парціальний тиск пари у вологому повітрі, Па;

$p_s$  – тиск насиченої водяної пари, Па;

$T$  – абсолютна температура вологого повітря, К.

Таким чином, вираз (5.3) дозволяє дійти висновку, що відносна вологість повітря можна виразити через співвідношення парціального тиску пари й тиску насиченої пари. Якщо відомі температура і загальний тиск вологого повітря, то відносна вологість однозначно визначається величиною парціального тиску  $p_{\text{п}}$ . Оскільки останній змінюється в межах від 0 (сухе повітря) до  $p_s$  (насичене повітря), то і відносна вологість змінюється від 0 (коли  $p_{\text{п}} = 0$ ) до 1 (коли  $p_{\text{п}} = p_s$ ), тобто  $\varphi = 0 \dots 1$  (або  $\varphi = 0 \dots 100 \%$ ).

*Вологовмістом*  $x$ , [кг п]/[кг с], називається відношення маси пари (п), що міститься в одиниці об'єму вологого повітря, до маси сухого повітря (с) в цьому ж об'ємі:

$$x = \frac{G_{\text{п}}}{G_{\text{с}}} = \frac{\rho_{\text{п}} V}{\rho_{\text{с}} V} = \frac{\rho_{\text{п}}}{\rho_{\text{с}}} = \frac{p_{\text{п}}}{R_{\text{п}} T} \frac{R_{\text{с}} T}{p_{\text{с}}} = \frac{R_{\text{с}}}{R_{\text{п}}} \frac{p_{\text{п}}}{p_{\text{с}}},$$

де  $R_{\text{с}}$  – питома газова стала сухого повітря, Дж/(кг · К);  $R_{\text{п}}$  – питома газова стала водяної пари, Дж/(кг · К).

Для системи водяна пара – повітря

$$\frac{R_{\text{с}}}{R_{\text{п}}} = \frac{R}{M_{\text{с}}} \frac{M_{\text{п}}}{R} = \frac{M_{\text{п}}}{M_{\text{с}}} = 0,622,$$

де  $M_{\text{п}} = 18$  кг/моль – молярна маса води;

$M_{\text{с}} \approx 29$  кг/моль – молярна маса сухого повітря;

$R$  – універсальна газова стала, Дж/(моль · К).

Врахувавши, що  $P = p_{\text{с}} + p_{\text{п}}$  та  $p_{\text{п}} = \varphi p_s$ , а отже  $p_{\text{с}} = P - p_{\text{п}}$  і  $p_{\text{с}} = P - \varphi p_s$  одержимо:

$$x = 0,622 \frac{\varphi p_s}{P - \varphi p_s}. \quad (3.4)$$

Таким чином, вологовміст повітря за відомих температури й тиску однозначно визначається відносною вологістю  $\varphi$  і змінюється від 0 (коли  $\varphi = 0$ ) до  $x_{\text{max}}$  (коли  $\varphi = 1$ ), тобто  $x = 0 \dots x_{\text{max}}$ .

*Питома ентальпія* (тепловміст) вологого повітря  $I$ , Дж/[кг · с], визначається сумою питомих ентальпій сухого повітря та пари, що міститься в ньому:

$$I = c_{\text{с}} t + x i = c_{\text{с}} t + x (c_{\text{п}} t + r_0), \quad (3.5)$$

де  $c_{\text{с}}$  – питома масова теплоємність сухого повітря, Дж/(кг · К);

$i$  – питома ентальпія пари, що міститься в сухому повітрі, Дж/кг;

$c_{\text{п}}$  – питома масова теплоємність пари, Дж/(кг · К);

$r_0$  – питома масова теплота пароутворення за температури 0 °С, Дж/кг.

Додатковими характеристиками вологого повітря як сушильного агента є температура точки роси й температура мокрого термометра.

*Температурою точки роси* називається температура, за якої вологе повітря, охолоджуючись за умови сталого вологовмісту, стає насиченим.

Фізична сутність цього параметра полягає в тому, що повітря, вміщене в замкнену посудину ( $x = \text{const}$ ) охолоджуватиметься до стану, коли парова фаза

стане насиченою, і на стінках посудини почне випадати роса. Ця характеристика є важливою не тільки для сушіння, але й для інших технологічних процесів, коли не можна допустити утворення роси (наприклад, під час очищення газових сумішей від пилу).

Температуру точки роси можна визначити з виразу (10.4), взявши  $\phi = 1$ .

*Температурою мокрого термометра* називається температура, за якої вологе повітря, *охолоджуючись за умови сталого тепловмісту*, стає насиченим.

Розглядаючи фізичну сутність цього параметра, можна помітити, що само його визначення є дещо парадоксальним. Адже як повітря може охолоджуватися, не змінюючи свій тепловміст?

У цьому випадку це є можливим, оскільки тепловміст вологого повітря визначається двома складовими – питомими ентальпіями сухого повітря і пари, що міститься в ньому (див. вираз (10.5)). Якщо розташувати поруч у вологому повітрі сухий та змочений термометри, то покази останнього будуть меншими, причому різниця в показах буде чітко визначеною за кожних умов. Це пояснюється тим, що повітря, контактуючи з вологою на поверхні термометра за адіабатичних умов (тобто без підведення та відведення теплоти ззовні), насичується водяною паром, охолоджуючись за умов сталого тепловмісту. Тобто питома ентальпія сухого повітря витрачається на випаровування вологи та зростання ентальпії пари, а загальна ентальпія вологого повітря залишається незмінною (розрахунок вологовмісту при цьому див. п. 5.6).

Межею охолодження повітря буде температура, яка відповідає його повному насиченню (коли  $\phi = 1$ ). Температура, яка визначається за мокрим термометром, є саме такою границею. Якщо замість мокрого термометра у повітрі розташувати вологий матеріал, то його температура знизиться до цієї границі охолодження. Це дозволяє здійснювати сушіння будь-яких вологих матеріалів за умови сталої ентальпії сушильного агента ( $I = \text{const}$ ) і визначати відносну вологість повітря  $\phi$  за різницею показів сухого й мокрого термометрів, об'єднаних в одному приладі (*психрометрі*).

### 5.3 Статика сушіння

Матеріал викладено за авторами [1-3]. Принципову схему видалення вологи з капілярно-пористого матеріалу в сушильному апараті наведено на рисунку 5.1. Випаровування  $B$  вологи з поверхні вологого матеріалу відбувається за законами випаровування і розпочинається відразу після підведення до неї сушильного агента  $A$  (наприклад, повітря). Внаслідок цього утворюється різниця концентрацій вологи всередині матеріалу, що є рушійною силою дифузії  $D$  вологи в матеріалі. Дифузія забезпечує безперервне підведення вологи до поверхні матеріалу. Вбирання вологи сушильним агентом можливе за умови, коли тиск пари над матеріалом перевищує парціальний тиск пари в сушильному агенті, тобто  $p_n < p_m$ . При цьому відносна вологість сушильного агента  $\varphi < 1$  ( $\varphi < 100\%$ ).

*Статика сушіння* встановлює зв'язок між початковими і кінцевими параметрами вологого матеріалу та сушильного агента, визначає їхні витрати, матеріальний і тепловий баланси, а також витрати теплової енергії під час сушіння.

*Кінетика сушіння* розглядає змінення згаданих вище параметрів з часом і визначає тривалість сушіння за різних умов.

#### 5.3.1 Основний сушильний процес

На рисунку 5.2 наведено схему сушіння вологого матеріалу повітрям в сушарці стрічкового типу. Подібну схему з позначеннями необхідних розрахункових параметрів (таблиця 5.1) можна використовувати і для інших видів сушильних установок, які, зазвичай, складаються з основного  $Q_k$  і додаткового  $Q_d$  калориферів, повітродувки, систем транспортування вологого матеріалу, його подавання і відведення, апаратів для очищення повітря тощо. Зрозуміло, що й залежності, що виводитимуться нижче, можна використовувати для розрахунку й інших типів сушильних установок.

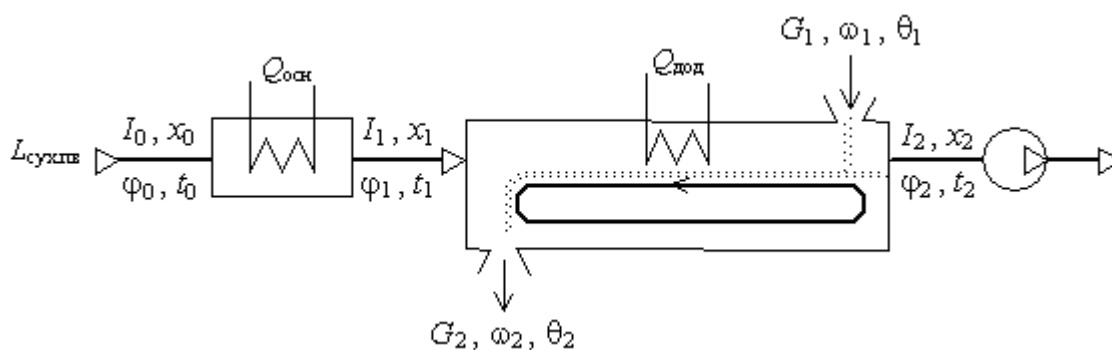


Рисунок 5.2 – Схема основного сушильного процесу

Таблиця 5.1 – Основні параметри, які використовуватимуться під час розрахунку статички основного сушильного процесу

Позначення	Одиниця виміру	Параметр
$G_1, G_2, G_m$	кг/с	Масові витрати вихідного вологого матеріалу, матеріалу після сушіння, сухого матеріалу (під час сушіння не змінюється)
$W$	кг/с	Масова витрата води, випареної під час сушіння
$\omega_1, \omega_2$	кг/кг	Вологості матеріалу до і після сушіння
$\theta_1, \theta_2$	°C	Температури матеріалу перед і після сушіння
$L_c$	кг/с	Масова витрата повітря, яке проходить крізь установку
$l$	[кг с]/[кг п]	Питома масова витрата повітря (масова витрата повітря, необхідна для випарування одиниці маси води)
$\varphi_0, \varphi_1, \varphi_2$	кг/кг	Відносна вологість повітря перед калорифером, на вході до сушильної камери і на виході з неї
$x_0, x_1, x_2$	[кг п]/[кг с]	Вологовміст повітря перед калорифером, на вході до сушильної камери і на виході з неї
$I_0, I_1, I_2$	Дж/[кг с]	Питома ентальпія повітря перед калорифером, на вході до сушильної камери і на виході з неї



Позначення	Одиниця виміру	Параметр
$t_0, t_1, t_2$	°С	Температура повітря перед калорифером, на вході до сушильної камери і на виході з неї
$Q_k, Q_d$	Вт	Потужність нагрівників основного та додаткового калориферів
$q_k, q_d$	Дж/[кг п]	Витрати теплоти на випарювання одиниці маси вологи в основному та додатковому калориферах

**Примітка.** Змінення основних параметрів за матеріалом і повітрям зручно співвідносити з величинами  $G_m$  і  $L_c$ , які в процесі сушіння не змінюються.

### 5.3.1.1 Основи розрахунку

*Матеріальний баланс. Кількість випареної вологи*

Очевидно, що

$$G_1 = G_2 + W, \text{ або } W = G_1 - G_2. \quad (5.6)$$

За відсутності втрат баланс за сухим матеріалом має вигляд:

$$G_m/G_1 = 1 - \omega_1; \quad G_m/G_2 = 1 - \omega_2; \quad G_m = G_1(1 - \omega_1) = G_2(1 - \omega_2);$$

$$G_1/G_2 = (1 - \omega_2)/(1 - \omega_1). \quad (5.7)$$

Тоді з урахуванням (10.6) і (10.7)

$$G_1 = G_2 \frac{1 - \omega_2}{1 - \omega_1}; \quad G_2 = G_1 \frac{1 - \omega_1}{1 - \omega_2},$$

$$W = G_1 \frac{\omega_1 - \omega_2}{1 - \omega_2}; \quad W = G_2 \frac{\omega_1 - \omega_2}{1 - \omega_1}. \quad (5.8)$$

Вирази (5.6–5.8) дозволяють за умов відомих значень вологості й маси вологого матеріалу визначити масу матеріалу після сушіння та кількість випареної вологи.

*Загальна й питома витрати повітря*

Якщо припустити (рисунк 5.2), що витрата сухого повітря є сталою величиною ( $L_c = \text{const}$ ), то під час його проходження крізь сушарку

змінюватиметься лише вологовміст (від  $x_1$  до  $x_2$ ). У цьому випадку рівняння балансу за вологою, яка знаходиться в повітрі, має вигляд

$$W = L_c x_2 - L_c x_1 = L_c (x_2 - x_1). \quad (5.9)$$

Тоді масова витрата сухого повітря

$$L_c = W / (x_2 - x_1). \quad (5.10)$$

Формула (5.10) дає можливість визначити витрату повітря, необхідного для видалення з матеріалу кількості вологи  $W$ . Вочевидь, питома витрата повітря на кожен кілограм випареної вологи з урахуванням того, що в калорифері вологовміст повітря не змінюється ( $x_1 = x_0$ ), становитиме, [кг с]/[кг п],

$$l = L_c / W = 1 / (x_2 - x_1) = 1 / (x_2 - x_0). \quad (5.11)$$

Чим меншою буде різниця між  $x_2$  та  $x_1$ , тим більшими будуть загальна й питома витрати повітря, що свідчатиме про недостатню ефективність використання сушильного агента.

#### *Тепловий баланс. Витрата теплової енергії*

Розглянемо загальний випадок роботи сушильної установки (див. рис.10.2), коли підведення теплової енергії здійснюється в калорифері ( $Q_k$ ) і, додатково, у самій сушильній камері ( $Q_d$ ), мають місце витрати теплоти на підігрів матеріалу від  $\theta_1$  до  $\theta_2$  і транспортних засобів від  $t'_T$  до  $t''_T$  (якщо вони виходять за межі сушильної камери), а також втрати теплоти в навколишнє середовище (табл.10.2).

**Таблиця 5.2. Основні складові теплового балансу сушильної установки**

Прибуток теплоти		Видаток теплоти	
З повітрям	$L_c I_0$	З повітрям, що виходить з камери	$L_c I_2$
З матеріалом	$G_2 c_M \theta_1$	З сухим матеріалом	$G_2 c_M \theta_2$
З транспортером на вході	$G_T c_T t'_T$	З транспортером на виході	$G_T c_T t''_T$
З вологою в матеріалі	$W c \theta_1$	Втрати в навколишнє середовище	$Q_{втр}$
Від калорифера	$Q_k$		
Від додаткового підігріву в камері	$Q_d$		

**Примітка.** Задля зручності розрахунків вихідну витрату матеріалу в складових прибутку і видатку теплоти записано у вигляді  $G_1 = G_2 + W$ .

У цьому випадку рівняння теплового балансу має вигляд

$$L_c I_0 + G_2 c_m \theta_1 + G_T c_T t'_T + W c \theta_1 + Q_k + Q_d = L_c I_2 + G_2 c_m \theta_2 + G_T c_T t''_T + Q_{\text{втр}}. \quad (5.12)$$

Розв'яжемо рівняння (3.12) відносно величини активного підведення теплоти:

$$Q = Q_k + Q_d = L_c (I_2 - I_0) + G_2 c_m (\theta_2 - \theta_1) + G_T c_T (t''_T - t'_T) - W c \theta_1 + Q_{\text{втр}}. \quad (5.13)$$

Рівняння (3.13) можна записати й у вигляді питомих величин, поділивши кожен його добуток на  $W$ . Тоді

$$q = q_k + q_d = l(I_2 - I_0) + q_m + q_T + q_{\text{втр}} - c\theta_1, \quad (5.14)$$

де  $l = L_c/W$ ;  $q_m = G_2 c_m (\theta_2 - \theta_1)/W$ ;  $q_T = G_T c_T (t''_T - t'_T)/W$ ;  $q_{\text{втр}} = Q_{\text{втр}}/W$ .

Питома витрата теплоти в калорифері

$$q_k = l(I_2 - I_0) + q_m + q_T + q_{\text{втр}} - c\theta_1 - q_d. \quad (5.15)$$

### 5.3.1.2. Теоретичний процес сушіння

Для зручності подальших розрахунків сушильних установок уводиться поняття *теоретичного процесу сушіння*, за умов якого додаткове підведення теплоти й теплові втрати відсутні (тобто  $q_d = 0$  і  $q_m + q_T + q_{\text{втр}} = 0$ ) або додаткове підведення теплоти компенсує теплові втрати (тобто  $q_d = q_m + q_T + q_{\text{втр}}$ ), а температура матеріалу на вході в сушильну камеру дорівнює нулю ( $\theta_1 = 0$ ). Тоді вираз (5.15) набуде вигляду

$$q_k = l(I_2 - I_0).$$

З іншого боку,  $Q_k = L_c I_1 - L_c I_0 = L_c (I_1 - I_0)$ , а  $q_k = Q_k/W = l(I_1 - I_0)$ . Звідки

$$l(I_2 - I_0) = l(I_1 - I_0),$$

$$I_2 = I_1. \quad (5.16)$$

Вираз (5.16) має назву *основного рівняння теплового балансу теоретичного процесу сушіння*.

Нагадаємо, що теоретичний процес відбувається за умов сталого тепловмісту сушильного агента. Це цілком можливо, оскільки питома ентальпія сухої частини повітря витрачається на випаровування вологи з матеріалу, що спричинює зростання вологовмісту  $x$  і питомої ентальпії вологої частини повітря, а тепловміст  $I$  залишається сталим (див. (5.5)).

Отже основними розрахунковими рівняннями теоретичного процесу є

$$\left. \begin{aligned} I_2 &= I_1 \\ q_k &= (I_2 - I_0)/(x_2 - x_0) = (I_1 - I_0)/(x_2 - x_1) \\ l &= 1/(x_2 - x_0) = 1/(x_2 - x_1) \end{aligned} \right\} \quad (5.17)$$

Рівняння (5.17) указують на те, що під час сушіння кількість повітря має бути достатньою для відведення випареної вологи та для підведення необхідної для випаровування вологи кількості теплоти.

### 5.3.1.3. Дійсний процес сушіння

*Дійсний процес сушіння* відрізняється від теоретичного тим, що температура матеріалу на вході в сушильну камеру  $\theta_1 \neq 0$ , існує додаткове підведення теплоти, втрати останньої на підігрів матеріалу і транспортних засобів, а також втрати в навколишнє середовище. Зіставлення рівнянь (5.15) і (5.16) дає вираз

$$q_k = l(I_2 - I_0) + q_m + q_t + q_{втр} - c\theta_1 - q_d = l(I_1 - I_0),$$

звідки

$$l(I_2 - I_1) = (q_d + c\theta_1) - (q_m + q_t + q_{втр}).$$

Якщо праву частину цього рівняння позначити  $\Delta$ , тобто

$$\Delta = (q_d + c\theta_1) - (q_m + q_t + q_{втр}) = q_d + c\theta_1 - \Sigma q, \quad (5.18)$$

то  $l(I_2 - I_1) = \Delta$ , або

$$I_2 = I_1 + \Delta/l. \quad (5.19)$$

Вираз (5.19) має назву *основного рівняння теплового балансу дійсного процесу сушіння*.

У дійсному процесі сушіння основні параметри сушильного агента (рисунок 5.2 і таблиця 5.1) співвідносяться так:

$$t_0 < t_1 > t_2, \quad x_0 = x_1 < x_2, \quad \varphi_0 > \varphi_1 < \varphi_2, \quad I_0 < I_1 \leq I_2.$$

Співвідношення між  $I_1$  та  $I_2$ , тобто змінення тепловмісту  $I$  під час сушіння, визначається знаком величини  $\Delta$ . Можливі три варіанти:  $I_2 > I_1$ , коли  $\Delta > 0$ ;  $I_2 < I_1$ , коли  $\Delta < 0$ ;  $I_2 = I_1$ , коли  $\Delta = 0$  (теоретичний процес).

У свою чергу, знак величини  $\Delta$  визначається питомою потужністю додаткового нагрівника  $q_d$  (див. (5.18)), тобто параметром, активно керованим. За відсутності додаткового підведення теплоти до сушильної камери величина  $\Delta$  є завжди від'ємною ( $\Delta < 0$ ).

### 5.3.2. Основи розрахунку статички процесів сушіння

Розрахунок основних параметрів статички процесів сушіння може виконуватися аналітичним шляхом за виведеними раніше залежностями, що визначають матеріальний і тепловий баланси. Однак раціональніше скористатися графоаналітичним методом розрахунку, який базується на  $I$ - $x$  діаграмі стану вологого повітря (діаграмі Л. К. Рамзіна).

#### 5.3.2.1. Діаграма стану вологого повітря $I$ - $x$

Діаграму стану вологого повітря (рисунок 5.3) побудовано за умови барометричного тиску  $B = 745$  мм рт. ст. у координатах  $I$ - $x$ .

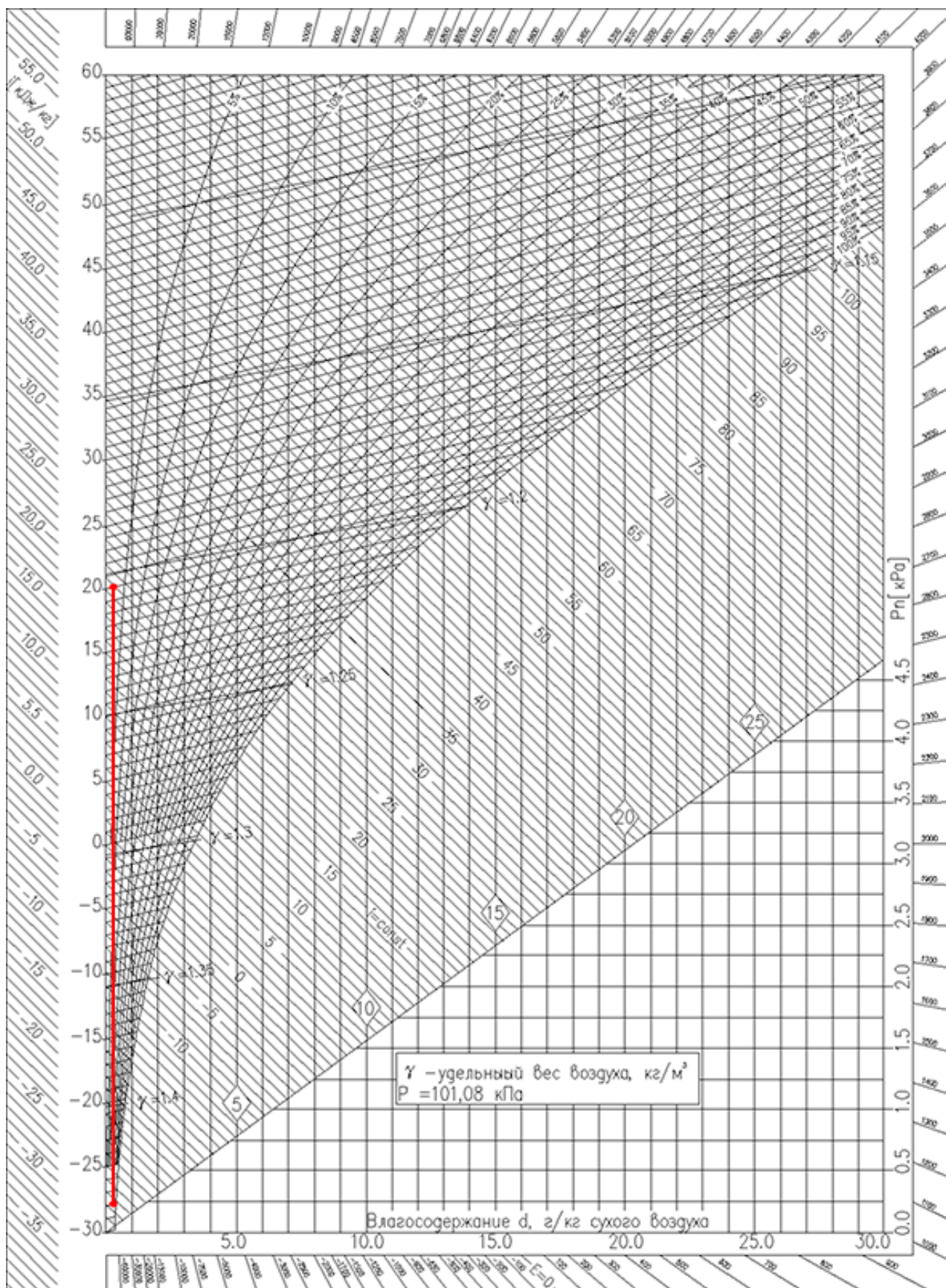


Рисунок 5.3 – Диаграмма стану вологого повітря

Для зручності використання площі діаграми допоміжну вісь  $x$  розташовано під кутом  $135^\circ$  до осі  $I$ . Лінії  $I = \text{const}$  розташовано паралельно допоміжній осі. Будь-яка точка на  $I$ - $x$  діаграмі однозначно характеризує певний стан вологого повітря.

На діаграму нанесено:

– лінії сталих питомих ентальпій (ізоентальпи) вологого повітря  $I = \text{const}$  (одиниця виміру, як правило, – кДж/[кг с]), проведені паралельно додатковій осі, розташованій під кутом  $135^\circ$  до осі ординат;

– лінії сталих вологовмістів вологого повітря  $x = \text{const}$  (одиниця виміру, зазвичай, – [кг п]/[кг с]), проведені паралельно осі ординат;

– лінії сталих температур (ізотерми) вологого повітря (одиниця виміру –  $^\circ\text{C}$ ), проведені під змінним кутом до осі ординат. Ізотерми вологого повітря будують за розв'язками рівняння (5.5):

$$I = c_p t + x(c_{p,t} + r_0).$$

Для цього, послідовно приймаючи параметр  $t$  рівним значенню в межах від 0 до  $t_{\max}$  з кроком  $10^\circ\text{C}$ , для вологовмістів  $x_1, x_2, \dots, x_n$  за рівнянням (5.5) визначають відповідні питомі ентальпії  $I_1, I_2, \dots, I_n$ . Потім за точками з координатами  $x_1-I_1, x_2-I_2, \dots, x_n-I_n$  будують ізотерми для кожного значення  $t$ ;

– лінії сталих відносних вологостей повітря  $\varphi = \text{const}$  (одиниця виміру – частки одиниці або відсотки), проведені з перегином відносно осі ординат. Лінії сталих відносних вологостей будують за розв'язками рівняння (5.4):

$$x = 0,622 \frac{\varphi p_s}{B - \varphi p_s}.$$

Для цього, послідовно приймаючи  $\varphi$  рівним значенню в межах від 0 до 1 (від 0 до 100 %) з кроком 0,1 (10 %), для температур насичення  $t_1, t_2, \dots, t_n$  і відповідних їм тисків  $p_{s1}, p_{s2}, \dots, p_{s,n}$  за рівнянням (5.4) визначають вологовмісти  $x_1, x_2, \dots, x_n$ . Потім за точками з координатами  $x_1-t_1, x_2-t_2, \dots, x_n-t_n$  будують лінії сталих відносних вологостей для кожного значення  $\varphi$ .

*Зауваження:*

1. Рівняння (5.4) можна записати у вигляді

$$\varphi = \frac{Bx}{p_s(0,622+x)}$$

Коли  $t = 99,4 \text{ }^\circ\text{C}$  ( $\sim 100 \text{ }^\circ\text{C}$ ),  $p_s = B$ , а відносна вологість  $\varphi = x/(0,622 + x)$ , тобто не залежить від температури (фіксується значенням  $x$ ) і зображується на  $I$ - $x$  діаграмі вертикальною лінією (на рисунок 5.3 див. таку лінію для  $\varphi = 5 \%$ ).

2. Лінія  $\varphi = 1$  (100 %) поділяє діаграму стану вологого повітря на дві зони. Вище за лінію  $\varphi = 1$  повітря може слугувати сушильним агентом. Точки на лінії  $\varphi = 1$  відповідають станові насиченого паровою фазою повітря, яке більше не в змозі вбирати вологу (див. п.5.2.1). При цьому температура точки роси визначається ізотермою, проведеною через точку перетину лінії  $x = \text{const}$  із лінією  $\varphi = 1$ , а температура мокрого термометра (межа охолодження) – ізотермою, проведеною через точку перетину лінії  $I = \text{const}$  із лінією  $\varphi = 1$ .

– лінію *парціального тиску* водяної пари (одиниця виміру – кПа або мм рт. ст.), проведenu в нижній частині діаграми з початку координат під нахилом до осі абсцис. Лінія парціального тиску будується за розв'язками рівняння (5.4), записаного так:

$$x = 0,622 \frac{\varphi p_s}{B - \varphi p_s} = 0,622 \frac{p_{\text{п}}}{B - p_{\text{п}}}, \text{ або } p_{\text{п}} = \frac{Bx}{0,622 + x}. \quad (5.20)$$

Виходячи з (5.20), можна дійти висновку, що парціальний тиск водяної пари у вологому повітрі  $p_{\text{п}}$  залежить від вологовмісту та змінюється в межах від 0 до  $p_{\text{max}}$ , яке відповідає вологовмістові  $x_{\text{max}}$ . Значення  $p_{\text{п}}$  нанесено на вертикальній осі внизу праворуч.

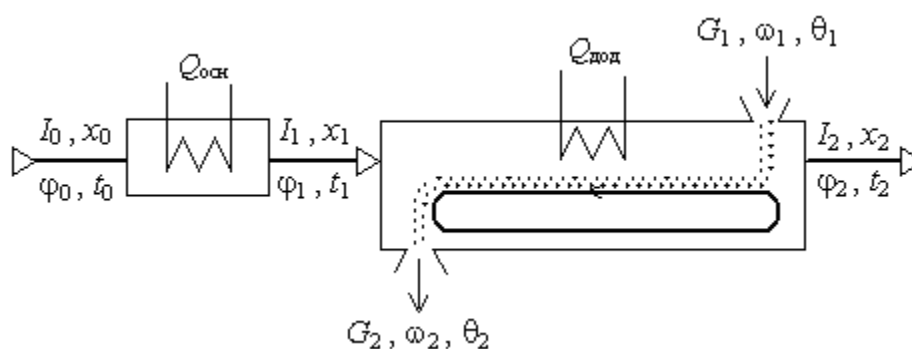
Таким 32 рівняннями,  $I$ - $x$  діаграма надає можливість одержати всю інформацію про стан сушильного агента за будь-якою точкою на її полі, що знаходиться вище лінії  $\varphi = 1$ , тобто визначити параметри  $I$ ,  $t$ ,  $x$ ,  $\varphi$ ,  $p_{\text{п}}$ ,  $t_{\text{м.т}}$ ,  $t_{\text{т.р}}$ .



### 5.3.2.2. Розрахунок основних параметрів статички за $I$ - $x$ діаграмою

У подальших розрахунках розглядатиметься конвективне сушіння повітрям з його однократним проходженням крізь сушильну камеру та підведенням теплоти в калорифері  $Q_k$  й сушильній камері  $Q_d$  (рисунок 5.4). При цьому конструктивне оформлення процесу може різнитися.

Зазвичай у технічному завданні на проектування (або вибір) сушильної установки задаються масова витрата  $G_1$  матеріалу, що має бути висушеним та його початкова  $\varphi_1$  і кінцева  $\varphi_2$  вологості, що надає змогу визначити кількість випареної вологи  $W$  за рівняннями матеріального балансу. Очевидно, що *головною метою розрахунку* сушильної установки є визначення витрат теплоти  $Q_k$ ,  $Q_d$  і сушильного агента  $L_c$ , оскільки саме після цього з'являється можливість спроектувати (або вибрати) сушильну установку та її комплектацію.



**Рисунок 5.4 – Принципова схема процесу сушіння**

Для виконання розрахунків скористаємося  $I$ - $x$  діаграмою.

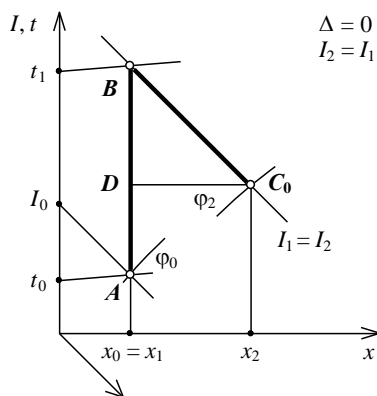
#### *Побудова теоретичного процесу сушіння*

Початковою в побудові теоретичного процесу сушіння на  $I$ - $x$  діаграмі (рисунок 5.5) є точка  $A(\varphi_0; t_0)$ , координати якої – відносна вологість  $\varphi_0$  і температура  $t_0$  – є довідковими для певної географічної зони й пори року (таблиця 5.3).

**Таблиця 5.3 – Середня температура  $t_0$  та відносна вологість  $\varphi_0$  атмосферного повітря в деяких регіонах України**

Місто	Січень		Липень	
	$t_0, ^\circ\text{C}$	$\varphi_0, \%$	$t_0, ^\circ\text{C}$	$\varphi_0, \%$
Дніпропетровськ	-6,0	88	22,3	60
Керч	-1,3	88	23,4	68
<b>Київ</b>	<b>-6,0</b>	<b>89</b>	<b>19,3</b>	<b>69</b>
Кіровоград	-5,8	88	20,9	60
Луганськ	-7,0	84	22,2	59
Миколаїв	-4,0	88	23,1	63
Одеса	-3,1	88	22,6	61
Севастополь	+2,0	83	23,3	68
Харків	-7,7	88	20,3	65
Херсон	-3,4	89	23,3	62
Ялта	+3,7	76	24,1	60

Після визначення місцезнаходження точки  $A$  фіксують значення вологовмісту  $x_0$  і питомої ентальпії  $I_0$ . Далі будують процес нагрівання в калорифері до температури  $t_1$ , який відбувається за умови сталого вологовмісту  $x_0 = x_1$  і через це має вигляд вертикального відрізка  $AB$ , проведеного до перетину з ізотермою  $t_1 = \text{const}$  у точці  $B$ . Температура  $t_1$ , до якої повітря нагрівається в калорифері, задають або вибирають, виходячи з технологічних параметрів сушіння. Теоретичний процес сушіння (коли  $I_2 = I_1$ ) будують уздовж лінії  $I_1 = \text{const}$  у вигляді нахиленого під кутом  $135^\circ$  до осі ординат променя  $BC_0$ , який проводять до перетину з лінією сталої відносної вологості  $\varphi_2 = \text{const}$  або ізотерми  $t_2 = \text{const}$  у точці  $C_0$ . При цьому значення  $\varphi_2(t_2)$  задають або вибирають, але відносна вологість  $\varphi_2$  має бути меншою, ніж 1 (100 %). Точці  $C_0$  відповідають значення характеристик стану вологого повітря  $x_2, I_2, t_2, \varphi_2$ , за досягнення яких теоретичний процес сушіння закінчується.



**Рисунок 5.5 –**

### Теоретичний процес сушіння

калорифері  $q_k = (I_2 - I_0)/(x_2 - x_0)$  як

$$q_k = \frac{M_I [AB]}{M_x [DC_0]} = m \frac{[AB]}{[DC_0]},$$

де  $M_I$  – масштаб діаграми за віссю  $I$ ,  $\text{мм}^{-1}$ ;

$[AB]$  – довжина відрізка  $AB$ ,  $\text{мм}$ ;  $m$  – зведений масштаб діаграми.

Загальні витрати повітря і теплової енергії при цьому становитимуть

$$L_c = l W \text{ і } Q_k = q_k W,$$

де кількість випареної вологи  $W$  визначають із рівняння матеріального балансу (5.9).

Отже теоретичний процес сушіння зображають на  $I$ - $x$  діаграмі у вигляді ламаної, яка складається з двох відрізків:  $AB$ , що передає процес нагрівання сушильного агенту в калорифері, та  $BC_0$ , що характеризує процес у сушильній камері за умови, коли  $I_2 = I_1$ .

### Побудова дійсного процесу сушіння

Побудову дійсного процесу сушіння на  $I$ - $x$  діаграмі здійснюють з урахуванням основного рівняння теплового балансу дійсного процесу сушіння (5.19):

$$I_2 = I_1 + \Delta/l,$$

де величина  $\Delta$  визначається виразом (5.18).

При цьому можливі три випадки:  $I_2 > I_1$ , коли  $\Delta > 0$ ;  $I_2 < I_1$ , коли  $\Delta < 0$ ;  $I_2 = I_1$ , коли  $\Delta = 0$  (теоретичний процес). Розглянемо випадок, коли  $\Delta > 0$  (рисунок 5.6, а).

Після побудови процесу сушіння на  $I$ - $x$  діаграмі можна розрахувати:

– питому витрату повітря  $l = 1/(x_2 - x_0)$

як

$$l = \frac{1}{M_x [DC_0]},$$

де  $M_x$  – масштаб діаграми за віссю  $x$ ,  $\text{мм}^{-1}$ ;

$[DC_0]$  – довжина відрізка  $DC_0$ ,  $\text{мм}$ ;

– питому витрату теплової енергії в

У цьому випадку промінь  $BC_0$  відображає теоретичний процес. Задача полягає у визначенні напрямку променя  $BC$ , який відображає дійсний процес у сушильній камері (на рисунок 5.6, *a* – за умови, коли  $I_2 > I_1$ ).

Запишемо рівняння дійсного процесу (5.19) як

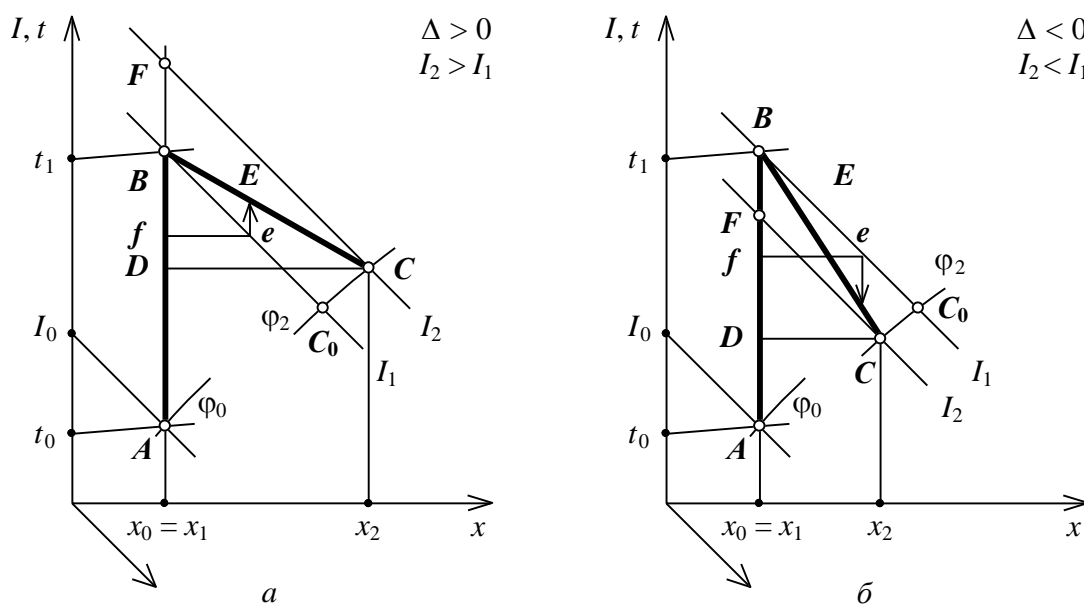
$$l(I_2 - I_1) = \Delta, \text{ або } (I_2 - I_1)/(x_2 - x_1) = \Delta \quad (5.21)$$

Вираз (5.21) є рівнянням прямої лінії, яка проходить через точки  $B(x_1; I_1)$  і  $C(x_2; I_2)$ . Тоді для будь-якої точки, що належить цій прямій, наприклад точки  $E$  (див. рисунок 5.6):

$$(I - I_1)/(x - x_1) = \Delta, \quad m[eE]/[eF] = \Delta, \quad (5.22)$$

$$[eE] = [eF]\Delta/m, \quad (5.23)$$

де  $m$  – зведений масштаб діаграми;  $[eE]$  – довжина відрізка  $eE$ , мм;  $[eF]$  – довжина відрізка  $eF$ , мм.



**Рисунок 5.6 – Дійсний процес сушіння: *a* –  $\Delta > 0$ ; *б* –  $\Delta < 0$**

Виходячи з цього, побудова дійсного процесу сушіння на  $I$ - $x$  діаграмі здійснюють таким чином. Спочатку за порядком, наведеним в п.5.2.2.3, будують теоретичний процес. Далі за рівнянням (5.18) визначають величину  $\Delta$ . При цьому питому потужність  $q_d$ , зазвичай, задають (хоча можливі варіанти розрахунку

залежно від обраного значення  $q_d$ ). Потім на відрізку  $BC_0$  довільно вибирають точку  $e$ , і за рівнянням (5.23) визначають довжину відрізка  $eE$ . Відрізок  $eE$  відкладають вгору, якщо  $\Delta > 0$  (див. рисунок 5.6, а), і вниз, якщо  $\Delta < 0$  (див. рисунок 5.6, б). Через точку  $E$  проводять промінь  $BE$  до перетину з лінією сталої відносної вологості  $\varphi_2 = \text{const}$  чи ізотерми  $t_2 = \text{const}$  у точці  $C$ . При цьому значення  $\varphi_2(t_2)$  задають або вибирають, але відносна вологість  $\varphi_2$  має бути меншою, ніж 1 (100 %). Точці  $C$  відповідають значення характеристик стану вологого повітря  $x_2, I_2, t_2, \varphi_2$ , за досягнення яких дійсний процес сушіння закінчується. Нарешті, через точку  $C$  проводять ізоентальпу  $I_2 = \text{const}$  до перетину з лінією сталого вологовмісту  $x_0 = \text{const}$  у точці  $F$ .

Отже дійсний процес сушіння зображають на  $I$ - $x$  діаграмі у вигляді ламаної, яка складається з двох відрізків:  $AB$ , що передає процес нагрівання сушильного агента в калорифері, та  $BC$ , що характеризує реальний процес у сушильній камері.

Після побудови дійсного процесу сушіння на  $I$ - $x$  діаграмі розраховують його основні параметри – витрату повітря й витрати теплової енергії.

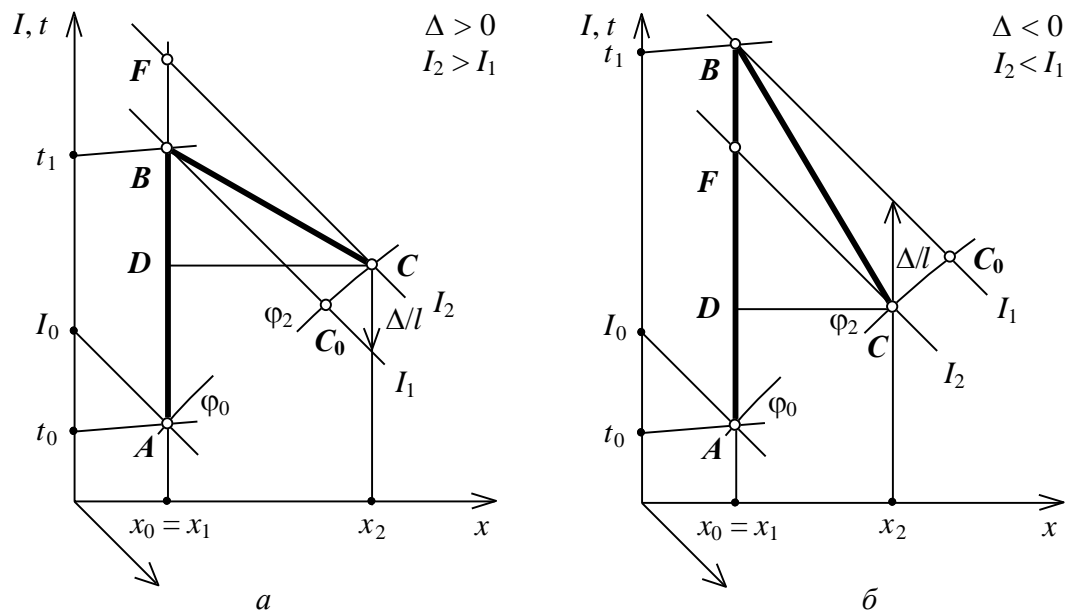
*Побудова дійсного процесу, коли відомі початкові й кінцеві параметри сушіння*

У цьому випадку також виконують допоміжні розрахунки для визначення кількості випареної вологи  $W$  і величини  $\Delta$ . Оскільки початкові й кінцеві параметри сушіння задаються, то розташування точок  $A(\varphi_0; t_0)$  і  $C(\varphi_2; t_2)$  є наперед відомим. Виходячи з цього, можна відразу визначити питому витрату повітря  $l = 1/(x_2 - x_0)$  як

$$l = \frac{1}{M_x [DC]}.$$

Тоді, розрахувавши  $\Delta$  за рівнянням (5.18), можна визначити величину  $\Delta/l$ , і відкласти відрізок  $CC_0$ , що відповідає їй у масштабі  $M_I$ , від точки  $C$  вниз, якщо  $\Delta > 0$  (рисунок 5.7, а), і вгору, якщо  $\Delta < 0$  (рисунок 5.7, б). Далі через точки  $C$  і  $C_0$  проводять ізоетальпи  $I_2 = \text{const}$  та  $I_1 = \text{const}$  до перетину з лінією сталого вологовмісту  $x_0 = \text{const}$  у точках  $F$  і  $B$ , відповідно. Положення точки  $B$  дозволяє

визначити температуру  $t_1$  в калорифері, необхідну для здійснення такого процесу сушіння.



**Рисунок 5.7– Побудова дійсного процесу сушіння, коли відомі початкові й кінцеві параметри сушіння:  $a - \Delta > 0$ ;  $b - \Delta < 0$**

#### *Розрахунок основних параметрів дійсного процесу сушіння*

Розрахунок основних параметрів, необхідних для проектування (вибору) сушильної установки виконують після побудови дійсного процесу сушіння на  $I$ - $x$  діаграмі (див. рисунок 5.7). Завдяки побудові можна визначити:

– питому витрату повітря  $l = 1/(x_2 - x_0)$  як

$$l = \frac{1}{M_x [DC]},$$

де  $M_x$  – масштаб діаграми за віссю  $x$ ,  $\text{мм}^{-1}$ ;

$[DC]$  – довжина відрізка  $DC$ ,  $\text{мм}$ ;

при цьому загальна витрата повітря

$$L_c = lW,$$

де кількість випареної вологи  $W$  визначають із рівняння матеріального балансу (5.9);

– питому витрату теплової енергії  $q = q_k + q_d$ . При цьому

$$q_k = l(I_1 - I_0) = (I_1 - I_0)/(x_2 - x_0), \quad q_k = \frac{M_l [AB]}{M_x [DC]} = m \frac{[AB]}{[DC]},$$

а  $q_d$  визначають із рівняння дійсного процесу сушіння:

$$I_2 = I_1 + \Delta/l \quad \text{або} \quad l(I_2 - I_1) = \Delta = q_d + c\theta_1 - (q_m + q_T + q_{втр}),$$

$$q_d = l(I_2 - I_1) + q_m + q_T + q_{втр} - c\theta_1 = (I_2 - I_1)/(x_2 - x_0) + \Sigma q - c\theta_1,$$

$$q_d = \frac{M_l [BF]}{M_x [DC]} + \Sigma q - c\theta_1 = m \frac{[BF]}{[DC]} + \Sigma q - c\theta_1;$$

$$q = q_k + q_d = m \frac{[AB]}{[DC]} + m \frac{[BF]}{[DC]} + \Sigma q - c\theta_1,$$

$$q = m \frac{[AF]}{[DC]} + \Sigma q - c\theta_1. \quad (5.24)$$

де  $m$  – зведений масштаб діаграми;  $[BF]$  – довжина відрізка  $BF$ , мм;  $[AF]$  – довжина відрізка  $AF$ , мм.

Відповідно

$$Q_k = q_k W, \quad Q_d = q_d W, \quad Q = q W,$$

де кількість випареної вологи  $W$  визначають із рівняння матеріального балансу (5.9).

### 5.3.3. Варіанти основного сушильного процесу

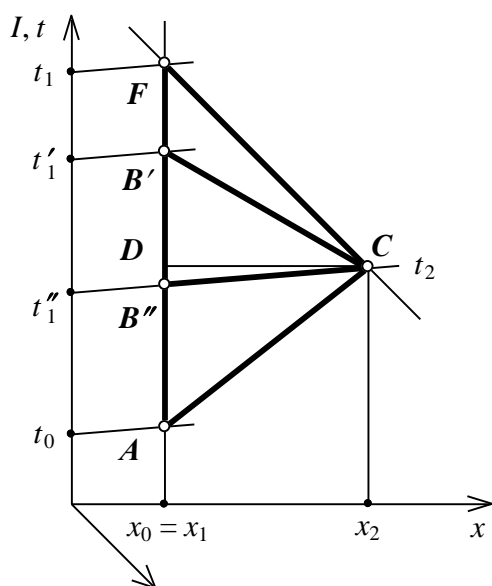
У цьому випадку під варіантами сушильного процесу розуміють можливі співвідношення між  $q_k$  і  $q_d$  за умов рівнозначного за витратами повітря і теплової енергії процесу (рисунок 5.8).

Для спрощення візьмемо  $\Sigma q - c\theta_1 = 0$ , тобто в усіх випадках  $\Delta = q_d$ .

*Варіант 1* (процес  $FC$ ). У цьому випадку температура  $t_1$  в калорифері є максимальною. Тоді

$$q_k = m [AF]/[DC], \quad q_d = 0, \quad q = q_k = m [AF]/[DC].$$

*Варіант 2* (процес  $B'C$ ). Повітря в калорифері нагрівають до температури  $t'_1 < t_1$ . Тоді



**Рисунок 5.8 – Варіанти сушильного процесу**

$$q_k = m[AB]/[DC], \quad q_d = m[B'F]/[DC],$$

$$q = q_k + q_d = m [AF]/[DC].$$

*Варіант 3* (процес  $B''C$ ).

Температура сушильного агента під час сушіння не змінюється:  $t''_1 = t_2 < t_1$ . Тоді

$$q_k = m [AB'']/[DC], \quad q_d = m$$

$$[B''F]/[DC], \quad q = q_k + q_d = m [AF]/[DC].$$

*Варіант 4* (процес  $AC$ ). У калорифері сушильний агент не підігрівається і має найбільшу температуру на виході із сушильної камери:  $t_0 < t_2$ . Тоді

$$q_k = 0, \quad q_d = m [AF]/[DC], \quad q = q_d = m [AF]/[DC].$$

Попри те, що всі розглянуті процеси є рівнозначними з точки зору витрат повітря і теплоти, вони надають можливість керувати температурою сушильного агента в межах від  $t_1 = t_{\max}$  до  $t_2 = t_{\min}$ . Це особливо важливо, якщо відбувається сушіння матеріалів, які розкладаються під дією температури (*термолабільних*), а також з конструктивних міркувань. Дійсно, сушильна установка може працювати без додаткового підведення теплоти в сушильній камері ( $q = q_k$ ;  $q_d = 0$ ,  $q_k \rightarrow \max$ ), із нагріванням сушильного агента в калорифері з додатковим підведенням теплоти ( $q = q_k + q_d$ ), і без попереднього нагрівання в калорифері ( $q = q_d$ ;  $q_k = 0$ ,  $q_d \rightarrow \max$ ).



## 5.4 Завдання на практичне заняття

М	
а	П
р	Відносна вологість матеріалу
о	п
д	к
у	В
ж	Г
ц	Розрахунок виконується для погодних умов

зимові/літні

## Основні параметри сушки хімічних продуктів

№	Матеріал	Вологовміст,		Температура повітря, °С		Розмір шматка	Насипна густина, $\rho_m/\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$A_v$ , кг/(м <sup>3</sup> ·год)	$\beta_{ср}$ , кДж/(кг·К)
		$W_1$	$W_2$	$t$	$t$				
1	Карбонат натрію	4-8	0,1	100-110	60	Дрібні кристали	800	7-12	0,15
2	Аміачна селітра	3-5	0,2-0,5	100-120	60-40	Дрібні кристали	1200	4-6	0,14
3	Хлористий барій	5-6	1,2	109	50	Дрібні кристали	1-2	4-6	1,3
4	Мідний купорос	10	1	120	60	2-3	1475	19	0,15
5	Натрієва селітра	4	0,1	200	60	0-1	1300	20	0,2
6	Камяние вугілля	9	0,6	800-1000	60	Дрібні кристали	800	32-40	0,92
7	Глина	25	2,7	500-1000	60-100	Дрібні кристали	1800	50-70	0,23
8	Фосфати	6	0,5	100-140	60	Дрібні кристали	1600	45-65	0,23
9	Мірганцева руда	14-2	120	60	2-5	Дрібні кристали	1900	12	0,3
10	Суперфосфат	14-22	3-6	750	80	1,3-4	1000	75	0,2

### 5.4.1 Приклади розрахунку барабанної сушарки

#### Завдання:

Визначити основні геометричні розміри сушарки.

#### Вихідні дані:

Матеріал, що підлягає сушінню

сульфат амонію;

П

р Відносна вологість матеріалу

о п

д к

ї В

ж Географічне розташування виробництва

м. Черкаси;

ц Розрахунок виконується для погодних умов:

зимові.

н

#### в Розрахунок

и Розрахунок проводимо за методикою наведеною в [3]. Схема сушарки  
й представлена на рисунку 5.9.

с

с

н

л

о

у

ш

а

р

к параметри оточуючого середовища.

и

Температура  $T_0$ , К ( $t_0$ , °С)

249 (-24);

т

Відносна вологість  $\varphi_0$ , %

85;

п

н

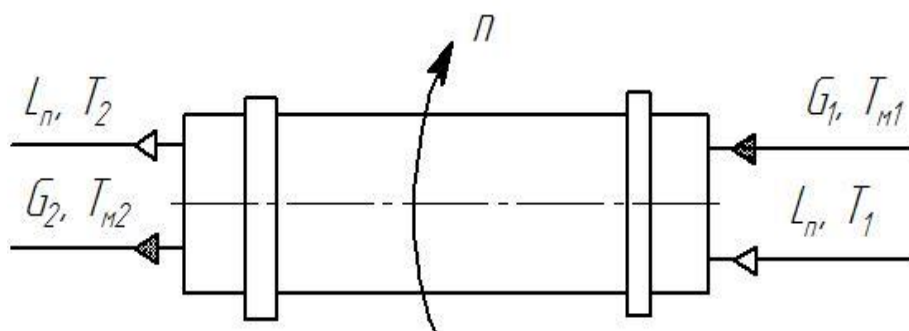


Рисунок 5.9 – Схема сушарки

Барометричний тиск $B_1$ , мм рт.ст.	760;
Приймаємо параметри сушильного агента (повітря):	
Температура	
на вході в сушарку $T_1$ , К ( $t_1$ , °С)	393 (120);
на виході із сушарки $T_2$ , К ( $t_2$ , °С)	333 (60);
Приймаємо параметри та властивості матеріалу:	
Температура, К	
на вході в сушарку $T_{M1}$ , К ( $t_{M1}$ , °С)	288 (15);
на виході із сушарки $T_{M2}$ , К ( $t_{M2}$ , °С)	323 (50);
Питома теплоємність абсолютно сухого матеріалу $C_{p,m}$ , Дж/(кг·К)	1370;
Густина $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	1710;
Насипна густина $\rho_n$ , кг/м <sup>3</sup>	1010;

Визначаємо вологовміст матеріалу на початку  $C_1$  та в кінці  $C_2$  процесу сушіння:

$$C_1 = \frac{w_1}{100 - w_1} = \frac{4}{100 - 4} = 0,042$$

$$C_2 = \frac{w_2}{100 - w_2} = \frac{0,35}{100 - 0,35} = 0,004$$

З рівнянь матеріального балансу визначаємо продуктивність сушарки:

по абсолютно сухому продукту  $\frac{\text{кг волози}}{\text{кг сухого матеріалу}}$

$$G_m = \frac{G}{3600} \cdot \frac{1}{1 + C_2} = \frac{1500}{3600(1 + 0,004)} = 0,415 \text{ кг/с,}$$

початкову

$$G_1 = G_m(1 + C_1) = 0,415 \cdot (1 + 0,042) = 0,433 \text{ кг/с,}$$

по кінцевому продукту

$$G_2 = \frac{G}{3600} = \frac{1500}{3600} = 0,417 \text{ кг/с,}$$

по волозі, що випаровується

$$W_b = G_m(C_1 - C_2) = 0,415 \cdot (0,042 - 0,004) = 0,016 \text{ кг/с.}$$

**Властивості насиченої водяної пари в залежності від температури**

**Перерахунок в СІ:  $1 \text{ кгс/см}^2 = 9,81 \cdot 10^4 \text{ Па}$**

Температура °С	Тиск (абсолютний), кгс/см <sup>2</sup>	Питомий об'єм, м <sup>3</sup> /кг	Густина, кг/м <sup>3</sup>	Питома ентальпія рідини $i'$ , кДж/кг	Питома ентальпія пари $i''$ , кДж/кг	Питома теплота пароутво- рення $r$ , кДж/кг
0	0,0062	206,5	0,00464	0	2493,1	2493,1
5	0,0089	147,1	0,00680	20,95	2502,7	2481,7
10	0,0125	106,4	0,00940	41,90	2512,3	2470,4
15	0,0174	77,9	0,01283	62,85	2522,4	2459,5
20	0,0238	57,8	0,01729	83,80	2532,0	2448,2
25	0,0323	43,40	0,02304	104,75	2541,7	2436,9
30	0,0433	32,93	0,03036	125,70	2551,3	2425,6
35	0,0573	25,25	0,03960	146,65	2561,0	2414,3
40	0,0752	19,55	0,05114	167,60	2570,6	2403,0
45	0,0977	15,28	0,06543	188,55	2579,8	2391,3
50	0,1258	12,054	0,0830	209,50	2589,5	2380,0
55	0,1605	9,589	0,1043	230,45	2598,7	2368,2
60	0,2031	7,687	0,1301	251,40	2608,3	2356,9
65	0,2550	6,209	0,1611	272,35	2617,5	2345,2
70	0,3177	5,052	0,1979	293,30	2626,3	2333,0
75	0,393	4,139	0,2416	314,3	2636	2321
80	0,483	3,414	0,2929	335,2	2644	2310
85	0,590	2,832	0,3531	356,2	2653	2297
90	0,715	2,365	0,4229	377,1	2662	2285
95	0,862	1,985	0,5039	398,1	2671	2273
100	1,033	1,675	0,5970	419,0	2679	2260
105	1,232	1,421	0,7036	440,4	2687	2248
110	1,461	1,212	0,8254	461,3	2696	2234
115	1,724	1,038	0,9635	482,7	2704	2221
120	2,025	0,893	1,1199	504,1	2711	2207
125	2,367	0,7715	1,296	525,4	2718	2194

### Фізичні властивості води (на лінії насичення)

Перерахунок в СІ:  $1 \text{ кгс/см}^2 = 9,81 \cdot 10^4 \text{ Па}$

$\rho$ , кг/см <sup>2</sup>	$t$ , °C	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$i$ , кДж/кг	$c_p$ , кДж/(кг·К)	$\lambda \cdot 10^3$ Вт/(м·К)	$a \cdot 10^3$ , м <sup>2</sup> /с	$\mu \cdot 10^6$ , Па·с	$\nu \cdot 10^4$ , м <sup>2</sup> /с	$\beta \cdot 10^4 \text{ К}^{-1}$	$\sigma \cdot 10^4$ , кг/см <sup>2</sup>	Pr
1	0	1000	0	4,23	55,1	1,31	1790	1,79	-0,63	756	13,7
1	10	1000	41,9	4,19	57,5	1,37	1310	1,31	+0,70	762	9,52
1	20	998	83,8	4,19	50,9	1,43	1000	1,01	1,82	727	7,02
1	30	996	126	4,18	61,8	1,49	804	0,81	3,21	712	5,42
1	40	992	168	4,18	63,4	1,53	657	0,66	3,87	607	4,31
1	50	993	210	4,18	64,8	1,57	549	0,556	4,49	677	3,54
1	60	083	251	4,18	65,9	1,61	470	0,478	5,11	662	2,98
1	70	978	293	4,19	66,8	1,63	406	0,415	5,70	643	2,55
1	80	972	335	4,19	67,5	1,66	355	0,365	6,32	626	2,21
1	90	965	377	4,19	68,0	1,68	315	0,326	6,95	607	1,95
1,03	100	958	419	4,23	68,3	1,69	262	0,295	7,5	589	1,75
1,46	110	951	461	4,23	68,5	1,69	256	0,263	8,0	569	1,58
2,02	120	943	503	4,23	68,0	1,72	231	0,244	8,6	549	1,43
2,75	130	935	545	4,27	68,6	1,7,2	212,	0,226	9,2	529	1,32
3,68	140	926	587	4,27	68,5	1,72	196	0,212	9,7	507	1,23
4,85	150	917	629	4,32	68,4	1,72	185	0,202	10,3	487	1,17
6,30	160	907	671	4,36	68,3	1,72	174	0,191	10,8	460	1,10
8,08	170	897	713	4,40	67,9	1,72	163	0,181	11,5	444	1,05
10,23	180	887	755	4,44	67,5	1,72	153	0,173	12,2	424	1,01

### Розрахунок технологічних параметрів процесу сушіння

Теплофізичні властивості оточуючого вологого повітря при  $T_0 = 249 \text{ К}$ , відносній вологості  $\varphi_0 = 0,85$  та барометричному тиску  $B_1 = 760 \text{ мм рт ст.}$ , становлять:

тиск повітря

$$B = 101300 \text{ Па};$$

тиск насиченої водяної пари

$$p_0 = 86,893 \text{ Па};$$

вологівміст

$$x_0 = 0,622 \frac{\varphi_0 p_0}{B - \varphi_0 p_0} = 0,622 \frac{0,85 \cdot 86,893}{101300 - 0,85 \cdot 86,893} = 0,000454$$

ентальпія

$$i_0 = (1,01 + 1,9 \frac{\text{кг вологи}}{\text{кг сухого повітря}} x_0) t_0 + 2493 x_0 = -23,13$$

питомий об'єм

кДж/(кг сухого повітря);

$$v_0 = \frac{288(t_0 + 273)}{B - \varphi_0 p_0} = \frac{288(-24 + 273)}{101300 - 0,85 \cdot 86,893} = 0,708 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Оскільки вологовміст повітря при нагріванні в калорифері при нагріванні не змінюється, то  $x_1 = x_0 = 0,000454$  кг/(кг сухого повітря).

Ентальпія вологого повітря на вході в сушарку при  $t_1$

$$i_1 = (1,01 + 1,97x_1)t_1 + 2493x_1 = \\ = (1,01 + 1,97 \cdot 0,000454) \cdot 120 + 2493 \cdot 0,000454 = 112,33 \text{ кДж/(кг сухого повітря)}$$

Відносна вологість повітря на вході в сушарку

$$\varphi_1 = \frac{x_1 B}{(0,622 + x_1) p_{\text{н1}}} = \frac{0,000454 \cdot 101300}{(0,622 + 0,000454) \cdot 101308} = 0,001$$

Питомий об'єм повітря на вході в сушарку

$$v_1 = \frac{288(t_1 + 273)}{(B - \varphi_1 p_{\text{н1}})} = \frac{288 \cdot (120 + 273)}{(101300 - 0,001 \cdot 101308)} = 1,09 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Питомі затрати теплоти на нагрівання матеріалу

$$q_m = \frac{(C_{\text{рм}} + 4190C_2)(t_{\text{м2}} - t_{\text{м1}})}{1000(C_1 - C_2)} = \frac{(1370 + 4190 \cdot 0,004) \cdot (50 - 15)}{1000 \cdot (0,042 - 0,004)} = 1277 \text{ кДж/кг вологи}.$$

Ентальпія водяної пари при  $t_2$  становить  $i_{\text{вп2}} = 2598,45$  кДж/кг.

Питомі затрати теплоти на сушіння (випаровування вологи)

$$q_c = i_{\text{вп2}} - 4,19t_{\text{м1}} = 2598,45 - 4,19 \cdot 15 = 2535,6 \text{ кДж/кг вологи}.$$

Питомі втрати теплоти в навколишнє середовище

$$q_{\text{втр}} = \frac{m}{100} (q_c + q_m) = \frac{8}{100} \cdot (2535,6 + 1277) = 305 \text{ кДж/кг вологи}.$$

Внутрішній баланс сушильної камери

$$\Delta = 4,19t_{\text{м1}} - (q_m + q_{\text{втр}}) = 4,19 \cdot 15 - (1277 + 305) = -1511,853 \text{ кДж/кг вологи}.$$

Вологовміст повітря на виході з сушильної камери

$$x_2 = \frac{1,01t_2 - i_1 + \Delta \cdot x_1}{\Delta - 1,97t_2 - 2493} = \frac{1,01 \cdot 50 - 112,33 - 1511,853 \cdot 0,0004}{-1511,853 - 1,97 \cdot 50 - 2493} = 0,015$$

Ентальпія вологого повітря на виході з сушарки при  $t_2$

$$i_2 = \frac{\text{кг вологи}}{\text{кг сухого повітря}} (1,01 + 1,97x_2) \cdot t_2 + 2493x_2 = \\ = (1,01 + 1,97 \cdot 0,015) \cdot 60 + 2493 \cdot 0,015 = 89,982 \text{ кДж/(кг сухого повітря)}.$$

Тиск насиченої водяної пари при  $t_2$  становить  $p_{\text{вп2}} = 12373,67$  Па.

Відносна вологість повітря на виході з сушарки, частинки

$$\varphi_2 = \frac{x_2 B}{(0,622 + x_2) p_{\text{пт.2}}} = \frac{0,015 \cdot 101300}{(0,622 + 0,015) 12373,67} = 0,196$$

Питомий об'єм повітря на виході з сушарки

$$v_2 = \frac{288(t_2 + 273)}{(B - \varphi_2 p_{\text{пт.2}})} = \frac{288(50 + 273)}{101300 - 0,196 \cdot 12373,67} = 0,941 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Заграти повітря на сушіння:

питомі

$$l = \frac{1}{x_2 - x_1} = \frac{1}{0,015 - 0,000454} = 67,652$$

середні

$$L_{\text{п}} = l W_{\text{в}} \frac{\text{кг повітря}}{\text{кг вологи}} = 67,652 \cdot 0,016 = 1,072 \text{ кг/с,}$$

Заграти теплоти на нагрів повітря в калорифері:

питомі

$$q_k = l(i_1 - i_0) = 67,652 \cdot (112,33 - (-23,13)) = 9164,16 \text{ кДж/кг;}$$

загальні

$$Q_k = L_{\text{п}}(i_1 - i_0) = 1,072 \cdot (112,33 - (-23,13)) = 145,179 \text{ кВт.}$$

### Розрахунок геометричних розмірів сушарки

Приймаємо: швидкість повітря в барабані  $w_{\text{п}} = 1 \text{ м/с}$ ; коефіцієнт заповнення барабана матеріалом  $\beta = 0,15$ ; допустиме напруження барабана по волозі  $A_w = 5 \text{ кг}/(\text{м}^3 \cdot \text{год})$ .

Тоді розрахунковий діаметр барабана

$$D_6 = \sqrt{\frac{v_2 \cdot L_{\text{п}}}{0,785 \cdot w_{\text{п}}(1 - \beta)}} = \sqrt{\frac{0,941 \cdot 1,072}{0,785 \cdot 1 \cdot (1 - 0,15)}} = 1,229 \text{ м.}$$

Приймаємо згідно з ГОСТ 11875–88 стандартний діаметр барабана  $D_6 = 1,6 \text{ м}$ .

Необхідна розрахункова довжина барабана

$$L_6 = \frac{3600 W_{\text{в}}}{0,785 D_6^2 A_w} = \frac{3600 \cdot 0,016}{0,785 \cdot 1,6^2 \cdot 5} = 5,676 \text{ м.}$$

Приймаємо стандартну довжину барабана  $L_6 = 8$  м, та товщину стінки  $s=0,008$  м.

Перевіряємо співвідношення  $L_6/D_6 = 5$ .

Внутрішній діаметр барабана

$$D_{\text{вн}} = D_6 - 2s = 1,6 - 2 \cdot 0,008 = 1,584 \text{ м.}$$

Внутрішній об'єм барабана

$$V_6 = 0,785 D_{\text{вн}}^2 L_6 = 0,785 \cdot 1,584^2 \cdot 8 = 15,757$$

м<sup>3</sup>.

### Розрахунок часу сушіння

Дійсне напруження барабана по волозі

$$A_{\text{в.д}} = \frac{3600 W_{\text{в}}}{V_6} = \frac{3600 \cdot 0,016}{15,757} = 3,619 \text{ кг/(м}^3 \cdot \text{год)}.$$

Середня маса матеріалу, що проходить крізь барабан

$$G_{\text{сп}} = \frac{G_1 + G_2}{2} = \frac{0,433 + 0,417}{2} = 0,425 \text{ кг/с.}$$

Середній об'єм матеріалу, що проходить крізь барабан

$$V_{\text{сп}} = \frac{G_{\text{сп}}}{\rho_{\text{н}}} = \frac{0,425}{1010} = 0,00042 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Розраховуємо час сушіння

$$\tau_1 = 1,76 \cdot 10^{-2} \beta \frac{V_6}{V_{\text{сп}}} = \frac{1,76 \cdot 10^{-2} \cdot 0,15 \cdot 15,757}{0,00042} = 99 \text{ хв,}$$

$$\tau_2 = 120 \frac{\beta \rho_{\text{н}} (w_1 - w_2)}{A_{\text{в.д}} [200 - (w_1 + w_2)]} = 120 \frac{0,15 \cdot 1010 (4 - 0,35)}{3,619 [200 - (4 - 0,35)]} = 93 \text{ хв,}$$

$$\tau = \frac{\tau_1 + \tau_2}{2} = \frac{99 + 93}{2} = 96 \text{ хв.}$$



## Розрахунок втрат теплоти в оточуюче середовище

Розраховуємо коефіцієнт тепловіддачі від гріючого повітря до стінки барабана.

Знаходимо середню температуру повітря в сушарці

$$t_{\text{cp}} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{120 + 60}{2} = 90 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

За цієї температури:

– кінематична в'язкість повітря

$$\nu = (13,45 + 0,07810715t + 1,321419 \cdot 10^{-4} t^2) \cdot 10^{-6} =$$

– коефіцієнт теплопровідності повітря

$$= (13,45 + 0,07810715 \cdot 90 + 1,321419 \cdot 10^{-4} \cdot 90^2) \cdot 10^{-6} = 2,054 \cdot 10^{-5}$$

$$\lambda = 2,436666 \cdot 10^{-2} + 7,78571 \cdot 10^{-5} t - 2,379922 \cdot 10^{-8} t^2 =$$

Об'ємні витрати повітря  $\frac{\text{м}^3}{\text{с}}$ ;

– на вході в сушарку  $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ .

$$V_1 = v_1 L_{\text{н}} = 1,09 \cdot 1,072 = 1,168 \text{ м}^3/\text{с};$$

– на виході з сушарки

$$V_2 = v_2 L_{\text{н}} = 0,941 \cdot 1,072 = 1,008 \text{ м}^3/\text{с};$$

– середні

$$V_{\text{н}} = \frac{V_1 + V_2}{2} = \frac{1,168 + 1,008}{2} = 1,088 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Тоді, дійсна швидкість повітря

$$w_{\text{д}} = \frac{V_{\text{н}}}{0,785(1-\beta)D_{\text{вн}}^2} = \frac{1,088}{0,785 \cdot (1-0,15) \cdot 1,584^2} = 0,65 \text{ м/с}.$$

Розраховуємо режим руху повітря в сушарці

$$Re = \frac{w_{\text{д}} D_{\text{вн}}}{\nu} = \frac{0,65 \cdot 1,584}{2,054 \cdot 10^{-5}} = 50126,58$$

Приймаємо, що температура оточуючого середовища в цеху  $t_{\text{н}} = 15 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

Приймаємо, що температура поверхні ізоляції  $t_{\text{із}} = 35 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

Орієнтовно приймаємо стінку барабана

$$t_{\text{ст}} = \frac{t_{\text{н}} + t_{\text{сп}}}{2} = \frac{15 + 90}{2} = 52,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Розраховуємо різницю між середньою температурою повітря в сушарці та температурою стінки барабана

$$\Delta t_d = t_{cp} - t_{ст} = 90 - 52,5 = 37,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Розраховуємо значення критерію Грасгофа

$$Gr = \frac{9,81 D_{BH}^3}{\nu^2} \cdot \frac{\Delta t_d}{273 + t_{cp}} = \frac{9,81 \cdot 1,584^3}{(2,054 \cdot 10^{-5})^2} \cdot \frac{37,5}{273 + 90} = 8,505 \cdot 10^9$$

Розраховуємо значення критерію Нуссельта при вимушеній конвекції

$$Nu_1 = 0,018 Re^{0,8} \varepsilon_1 = 0,018 \cdot 50126,58^{0,8} \cdot 1,18 = 120,25$$

Тоді коефіцієнт тепловіддачі за рахунок вимушеної конвекції

$$\alpha_{11} = \frac{Nu_1 \lambda}{D_{BH}} = \frac{120,25 \cdot 0,03}{1,584} = 2,311 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Розраховуємо значення критерію Нуссельта при вільній конвекції

$$Nu_2 = 0,47 Gr^{0,25} = 0,47 \cdot 8,505 \cdot 10^9 = 142,729$$

Коефіцієнт тепловіддачі за рахунок вільної конвекції

$$\alpha_{12} = \frac{Nu_2 \lambda}{D_{BH}} = \frac{142,729 \cdot 0,03}{1,584} = 2,743 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Коефіцієнт тепловіддачі від повітря у барабані до стінки

$$\alpha_1 = 1,25 (\alpha_{11} + \alpha_{12}) = 1,25 \cdot (2,311 + 2,743) = 6,318 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Розраховуємо коефіцієнт тепловіддачі від стінки барабана до оточуючого середовища.

Середня температура граничного шару повітря біля стінки

$$t_{tp} = \frac{t_{ш} + t_{is}}{2} = \frac{15 + 30}{2} = 22,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

При цій температурі:

— кінематична в'язкість

— коефіцієнт теплопровідності  $(13,45 + 0,07810715 t + 1,321419 \cdot 10^{-4} t^2) \cdot 10^{-6} =$

$$= (13,45 + 0,07810715 \cdot 22,5 + 1,321419 \cdot 10^{-4} \cdot 22,5^2) \cdot 10^{-6} = 1,527 \cdot 10^{-5}$$

Розраховуємо різницю між температурою зовнішньої поверхні барабана та температурою оточуючого повітря  $\frac{2,436666 \cdot 10^{-4} + 7,78571 \cdot 10^{-5} t + 2,379922 \cdot 10^{-8} t^2}{22,5} = 0,026$

Вт/(м<sup>2</sup>·К).

$$\Delta t_{\text{п}} = t_{\text{із}} - t_{\text{ц}} = 30 - 15 = 15 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Розраховуємо значення критерію Грасгофа

$$Gr = \frac{9,81 D_6^3}{\nu_{\text{гп}}^2} \cdot \frac{\Delta t_{\text{п}}}{273 + t_{\text{із}}} = \frac{9,81 \cdot 1,6^3}{(1,527 \cdot 10^{-5})^2} \cdot \frac{15}{273 + 30} = 8,526 \cdot 10^9$$

Для визначення режиму розраховуємо добуток критеріїв

$$Gr_{\text{гп}} Pr_{\text{гп}} = 8,526 \cdot 10^9 \cdot 0,7 = 5,968 \cdot 10^9$$

Розраховуємо значення критерію Нуссельта в залежності від режиму

$$Nu_{\text{т}} = 0,135 \sqrt[3]{Gr_{\text{гп}} Pr_{\text{гп}}} = 0,135 \cdot \sqrt[3]{5,968 \cdot 10^9} = 244,879$$

Коефіцієнт тепловіддачі за рахунок конвекції

$$\alpha_{21} = \frac{Nu_{\text{т}} \lambda_{\text{гп}}}{D_6} = \frac{244,879 \cdot 0,026}{1,6} = 4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

С

Коефіцієнт тепловіддачі за рахунок випромінювання

Коефіцієнт тепловіддачі від стінки барабана до оточуючого середовища

$$\alpha_2 = \alpha_{21} + \alpha_{\text{в}} = 4 + 5,62 = 9,62 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

$$5,67 \cdot 0,96 \frac{\left(\frac{30 + 273}{100}\right)^4 - \left(\frac{15 + 273}{100}\right)^4}{30 - 15} = 5,62$$

$$\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

$$Pr_{\text{гп}} = 0,7$$

## Вибір і розрахунок теплоізоляційної конструкції елементів сушарки

Розрахунок товщини теплоізоляційного шару барабана сушарки здійснюється за методикою, наведеною в роботі [4].

Барабан представляє собою круговий циліндр із зовнішнім діаметром  $D=1,6$  м.

Оскільки сушарка розташована в приміщенні, та зважаючи на те, що шар теплоізоляційної конструкції має низький коефіцієнт випромінювання, то коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні теплоізоляційної конструкції барабана до оточуючого середовища  $\alpha_e=7$  Вт/(м<sup>2</sup>·К). Розрахункову температуру оточуючого середовища  $t_{ц}$  для об'єктів, розташованих у приміщенні, приймаємо рівною 15 °С.

Середня температура теплоізоляційного шару корпусу сушарки розташованої у приміщенні, становить

$$t_c = (t_{cp} + 40) / 2 = (90 + 40) / 2 = 70 \text{ } ^\circ\text{C},$$

де  $t_{cp}$  – середня температура в сушарці.

Коефіцієнт теплопровідності теплоізоляційного шару

$$\lambda_k = 0,049 + 0,0002t_c = 0,049 + 0,0002 \cdot 70 = 0,061 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}.$$

Опір теплопередачі теплоізоляційної конструкції становить:

$$R_{tot} = \frac{t_{cp} - t_{ц}}{qk_1} = \frac{90 - 15}{41,6 \cdot 1} = 1,56 \text{ (м}^2\cdot\text{К)/Вт}.$$

де  $q$  – нормована поверхнева щільність теплового потоку, яка дорівнює 41,6 Вт/м<sup>2</sup>;  $k_1$  – коефіцієнт, який враховує місце встановлення обладнання, для території України  $k_1=1$ .

Термічний опір теплоізоляційної конструкції:

$$R_k = R_{tot} - \frac{1}{\alpha_e} - R_m = 1,56 - \frac{1}{7} - 0 = 1,42 \text{ (м}^2\cdot\text{К)/Вт},$$

де  $R_m$  – термічний опір неметалевої стінки, (м<sup>2</sup>·К)/Вт (оскільки апарат виготовлено з сталі, то  $R_m=0$ ).

Розрахункова товщина теплоізоляційного шару:

$$\delta_k = \lambda_k R_k = 0,061 \cdot 1,42 = 0,087 \text{ м.}$$

Визначаємо розрахункову товщину теплоізоляційного виробу, виготовленого з матеріалу, який ущільнюється під час монтажу:

$$\delta_1 = \delta_k K_c \frac{D + \delta_k}{D + 2\delta_k} = 0,087 \cdot 1,2 \cdot \frac{1,6 + 0,087}{1,6 + 2 \cdot 0,087} = 0,099 \text{ м,}$$

де  $K_c$  – коефіцієнт ущільнення, який для мінераловатних прошивних мат дорівнює 1,2.

Виконавчу товщину теплоізоляційного виробу барабана приймаємо рівною 100 мм.

Для заізольованого об'єкта, що розташований в приміщенні, і середньою температурою речовини в сушарці  $90^\circ\text{C}$ , температура на поверхні ізоляції має бути  $t_i = 35^\circ\text{C}$ .

Оскільки сушарка розташована у приміщенні, причому покривний шар теплоізоляції конструкції корпусу має низький коефіцієнт випромінювання (тонколистова оцинкована сталь), то коефіцієнт тепловіддачі від теплоізоляційної конструкції до навколишнього середовища становить  $\alpha_e = 6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ .

Розрахункова температура оточуючого середовища  $t_{\text{ц}}$  для об'єктів розташованих у приміщенні дорівнює  $15^\circ\text{C}$ .

Коефіцієнт теплопровідності теплоізоляційного шару становить:

$$\lambda_k = 0,049 + 0,0002 t_m = 0,049 + 0,0002 \cdot 70 = 0,061 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$$

Розрахункова товщина теплоізоляційного шару корпусу, яка забезпечує задану температурна поверхні ізоляції:

$$\delta_k = \frac{\lambda_k (t_{\text{сп}} - t_i)}{\alpha_e (t_i - t_e)} = \frac{0,061 \cdot (90 - 35)}{6 \cdot (35 - 15)} = 0,022 \text{ м.}$$

З урахуванням ущільнення матеріалу під час монтажу розрахункова товщина теплоізоляційного виробу становить:

$$\delta_1 = \delta_k K_c \frac{D + \delta_k}{D + 2\delta_k} = 0,022 \cdot 1,2 \cdot \frac{1,6 + 0,022}{1,6 + 2 \cdot 0,022} = 0,026 \text{ м.}$$

Виконавчу товщину теплоізоляційного шару барабана приймаємо рівною 40 мм [4].

Виконавчу товщину теплоізоляційного шару барабана остаточно приймаємо як більшу з визначених, за умови розрахунку, за нормованою щільністю теплового потоку крізь заізольовану поверхню (100 мм) і за заданою температурою на поверхні ізоляції (40 мм). Отже, виконавча товщина теплоізоляційного шару барабана становить 100 мм.

## 5.5 Контрольні запитання

1. Проаналізувати поняття процес сушіння.
2. Проаналізувати фізичні основи процесу сушіння.
3. Проаналізувати фізичні явища, які супроводжують перехід вологи матеріалу в газове середовище під час сушіння.
4. Проаналізувати поняття сушильні агенти.
5. Проаналізувати поняття повітря як сушильний агент.
6. Проаналізувати основні характеристики вологого повітря.
7. Проаналізувати поняття абсолютної та відносної вологості.
8. Проаналізувати поняття вологовмістом.
9. Проаналізувати поняття питома ентальпія (тепловміст) вологого повітря.
10. Проаналізувати поняття температура точки роси.
11. Проаналізувати поняття температура мокрого термометра
12. Проаналізувати фізичну сутність температури мокрого термометра
13. Проаналізувати принципову схему видалення вологи з капілярно-пористого матеріалу в сушильному апараті.
14. Проаналізувати поняття статика сушіння.
15. Проаналізувати поняття кінетика сушіння.
16. Проаналізувати схему сушіння вологого матеріалу повітрям в сушарці стрічкового типу.
17. Проаналізувати поняття теоретичного процесу сушіння.
18. Проаналізувати поняття дійсний процес сушіння.

19. Проаналізувати поняття основне рівняння теплового балансу дійсного процесу сушіння.
20. Проаналізувати діаграму стану вологого повітря I–x.
21. Проаналізувати побудову дійсного процес на діаграмі стану вологого повітря I–x, коли відомі початкові й кінцеві параметри сушіння.
22. Проаналізувати варіанти основного сушильного процесу.

## 5.6 Перелік посилань

1. Процеси та апарати хімічних виробництв: Практикум Процеси та апарати хімічних виробництв: Практикум [Електронний ресурс] : навч. посіб. для студ. спеціальності 161 «Хімічні технології переробки деревини та рослинної сировини», освітня програма "Хімічні технології переробки деревини та рослинної сировини" / КПІ ім. Ігоря Сікорського; уклад.: Б.І. Дуда, А.Р. Степанюк, С.В. Гулієнко, Р.В. Кичак, Я.Г. Гоцький – Електронні текстові данні (1 файл: 2,62 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020. – 116 с. Гриф надано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського (протокол № 8 від 09.04.2020 р.) за поданням Вченої ради інженерно-хімічного факультету (протокол № 2 від 24.02.2020 р.) URI: <https://ela.kpi.ua/handle/123456789/33839>

2. Обладнання хімічних виробництв: конспект лекцій [Електронний ресурс] : навчальний посібник для студентів, які навчаються за спеціальністю 151 Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології, освітня програма «Технічні та програмні засоби автоматизації» / КПІ ім. Ігоря Сікорського; уклад.: Швед М. П., Степанюк А. Р., Гусарова О. В., Швед Д. М. – Електронні текстові данні (1 файл: 3,71 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2023. – 181 с. – Назва з екрана. URI: <https://ela.kpi.ua/handle/123456789/54632>

3. Корнієнко Я.М. Процеси та обладнання хімічної технології: підруч. У 2 ч. Ч.1 / Я.М. Корнієнко, Ю.Ю. Лукач, І.О. Мікульонок та ін. – К.: НТУУ «КПІ», 2011. – 300 с.

4. Основні залежності та приклади розрахунків теплообмінних апаратів [Електронний ресурс]: навчальний посібник для студентів, які навчаються за напрямком „Машинобудування” спеціальність "Обладнання хімічних виробництв та підприємств будівельних матеріалів"/ НТУУ „КПІ” - Електронні текстові дані (1 файл: 2,50 Мбайт). – Київ : НТУУ «КПІ», 2011. - Назва з екрана <http://library.kpi.ua:8080/handle/123456789/697> від 15.02.2011 р.