

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

**ПРОЦЕСИ ТА  
ОБЛАДНАННЯ ХІМІЧНИХ  
ТЕХНОЛОГІЙ-1. БАЗОВІ  
ПРИНЦИПИ ТЕОРІЇ  
ТЕПЛОМАСООБМІНУ  
ПРАКТИКУМ З КРЕДИТНОГО  
МОДУЛЯ**

*Рекомендовано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського  
як навчальний посібник для студентів,  
які навчаються за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування»,  
спеціалізацією «Інжиніринг, комп'ютерне моделювання та проектування  
обладнання хімічних і нафтопереробних виробництв»*

Київ  
КПІ ім. Ігоря Сікорського  
2018

Процеси та обладнання хімічних технологій-1. Базові принципи теорії тепломасообміну: практикум з кредитного модуля [Електронний ресурс] : навч. посіб. для студ. 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.

*Гриф надано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського (протокол No 7 від 01.04.2019 р.)  
за поданням Вченої ради інженерно-хімічного факультету (протокол No 2 від*

*25.02.2019 р.)*Електронне мережне навчальне видання

# ПРОЦЕСИ ТА ОБЛАДНАННЯ ХІМІЧНИХ ТЕХНОЛОГІЙ-1. БАЗОВІ ПРИНЦИПИ ТЕОРІЇ ТЕПЛОМАСООБМІНУ ПРАКТИКУМ З КРЕДИТНОГО МОДУЛЯ

Укладачі: *Гулієнко Сергій Валерійович, канд. техн. наук.  
Гробовенко Ярослав Віталійович*

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

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

Процеси тепло- та масообміну є одними з найважливіших в хімічній промисловості, при чому в більшості випадків ці процеси протікають за участі рідин та газів. Інтенсивність тепло- та масообміну визначається гідравлічними умовами в апаратах. Даний навчальний посібник присвячений питанням гідравліки в обладнанні хімічних виробництв. Наведено практичне застосування основних закономірностей теї рідин та газів, та методики гідравлічного розрахунку типових апаратів. Матеріал посібника доцільно використовувати при проведенні практичних занять з курсу «Процеси та обладнання хімічних технологій-1. Базові принципи теорії тепломасообміну». Наведені завдання для розрахунків та приклади їх виконання. Всі необхідні довідкові дані для виконання розрахунків наведені в тексті посібника

© КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2018

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
1 РІДИНИ ТА ЇХ ВЛАСТИВОСТІ.....	7
1.1 Теоретичні відомості.....	7
1.1.1 Густина.....	8
1.1.2 В'язкість.....	9
1.1.3 Теплоємність.....	10
1.1.4 Теплопровідність.....	10
1.2 Завдання на практичне заняття.....	11
1.3 Приклад розв'язку.....	13
2 ОСНОВНЕ РІВНЯННЯ ГІДРОСТАТИКИ І ЙОГО ВИКОРИСТАННЯ.....	16
2.1 Теоретичні відомості.....	16
2.2 Завдання на практичне заняття.....	18
2.3 Приклади розв'язку завдань.....	22
3 СИЛА ТИСКУ НА СТІНКУ. ЗАКОН АРХІМЕДА.....	26
3.1 Теоретичні відомості.....	26
3.2 Завдання на практичне заняття.....	27
3.3 Приклади розв'язку завдань.....	32
4 РІВНЯННЯ БЕРНУЛЛІ.....	39
4.1 Теоретичні відомості.....	39
4.2 Завдання на практичне заняття.....	41
4.3 Приклади розв'язку завдань.....	47
5 РЕЖИМИ РУХУ РІДИНИ. ВИЗНАЧЕННЯ ВТРАТ ТИСКУ НА ТЕРТЯ.....	53
5.1 Теоретичні відомості.....	53
5.2 Завдання на практичне заняття.....	57
5.3 Приклади розв'язку завдань.....	59
6 МІСЦЕВІ ОПОРИ В ТРУБОПРОВОДАХ ТА ОБЛАДНАННІ. ВИБІР ОПТИМАЛЬНОГО ДІАМЕТРА ТРУБОПРОВОДУ.....	66

6.1	Теоретичні відомості.....	66
6.1.1	Місцеві опори.....	66
6.1.2	Оптимальний діаметр трубопроводу.....	69
6.2	Завдання на практичне заняття.....	71
6.3	Приклади розв'язку завдань.....	74
7	ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ТЕПЛООБМІННИКІВ.....	79
7.1	Теоретичні відомості.....	79
7.2	Завдання на практичне заняття.....	81
7.3	Приклад розв'язку завдання.....	82
8	ВИЗНАЧЕННЯ ГІДРАВЛІЧНОГО ОПОРУ ТАРІЛЧАСТИХ І НАСАДКОВИХ КОЛОН.....	87
8.1	Теоретичні відомості.....	87
8.1.1	Конструкції колонних апаратів.....	87
8.1.2	Гідравлічний опір насадкових колон.....	91
8.1.3	Гідравлічний опір тарілчастих колон.....	95
8.2	Завдання на практичне заняття.....	96
8.3	Приклад розв'язку завдання.....	99
9	РОЗРАХУНОК НАСОСІВ, ВЕНТИЛЯТОРІВ, КОМПРЕСОРІВ. ГІДРАВЛІЧНИЙ ОПІР ШАРІВ ЗЕРНИСТИХ МАТЕРІАЛІВ.....	104
9.1	Теоретичні відомості.....	104
9.1.1	Насоси.....	104
9.1.2	Вентилятори.....	109
9.1.3	Компресори.....	111
9.1.4	Гідравлічний опір шарів зернистих матеріалів.....	112
9.2	Завдання на практичне заняття.....	114
9.3	Приклад розв'язку завдання.....	115
	ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....	119

## 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, які відбуваються в машинах та апаратах хіміко-технологічних ліній. Виробництво практично всіх хімічних продуктів пов'язане з процесами тепло- та масообміну, які вивчаються в даній дисципліні найбільш детально. Важливою особливістю багатьох виробничих ліній в хімічній промисловості є використання великої кількості речовин в рідкому та газоподібному стані.

Протікання процесів тепло- та масообміну, зокрема їх інтенсивність, суттєво залежить від гідродинамічних умов в апаратах. Крім того, витрати на переміщення рідин та газів в трубопроводах та апаратах поряд з витратами на теплопостачання становлять основну статтю споживання енергії хімічними підприємствами. Тому при підготовці фахівців за спеціальністю 133 «Галузе машинобудування», спеціалізації «Інжиніринг, комп'ютерне моделювання та проектування обладнання хімічних і нафтопереробних виробництв», важливе значення має засвоєння ними закономірностей течії рідин та газів, а також їх практичного застосування. Цим питанням присвячено кредитний модуль «Процеси та обладнання хімічних технологій-1. Базові принципи теорії тепломасообміну».

Метою циклу практичних занять з даного кредитного модуля полягає в більш детальному ознайомленні студентів з окремими темами та кращого практичного засвоєння матеріалу який викладається на лекціях, набутті практичних знань та набуття студентами досвіду розрахунку теплового,

гідромеханічного та масообмінного обладнання хімічних і нафтопереробних виробництв, зокрема визначення їх гідравлічного опору.

Навчальний посібник забезпечує 18 годин практичних занять (повний цикл). Матеріал в посібнику викладений в такому порядку. Кожен розділ посібника відповідає одному практичному заняттю тривалістю 2 академічні години. В кожному розділі наведено теоретичні відомості, завдання на практичне заняття, та приклад розв'язку запропонованих завдань. У разі необхідності наведені довідкові матеріали. Завдання на практичні заняття є індивідуальними для кожного студента, при чому частина вихідних даних задана як функція від номера варіанту (як правило порядкового номера студента по списку).

# 1 РІДИНИ ТА ЇХ ВЛАСТИВОСТІ

## 1.1 Теоретичні відомості

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, 2].

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 [2].

Для практичних цілей доцільно користуватися формулою лінійної інтерполяції [3]:

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

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 [2].

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.

### 1.1.1 Густина

Густина рідини або газу визначається [2]:

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

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

Густина рідини залежно від температури може бути визначена [2]:

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

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 [2]:

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

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 [2]:

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

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

Густина суспензії [2]:



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

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

### 1.1.2 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 [2]:

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

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 [2]:

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

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) [2]:

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

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 [2]:

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).

### 1.1.3 Теплоємність

Теплоємність індивідуальних речовин визначається експериментально калориметричними методами. Одиниця вимірювання питомої теплоємності в системі СІ – Дж/(кг·К) [2].

Теплоємність є адитивною і для сумішей можна скористатися формулою [2]:

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

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

### 1.1.4 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) [2].

Коефіцієнт теплопровідності рідини при температурі 30°C може бути визначена [2]:

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

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  $t$  [2]:

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

де  $\varepsilon$  – температурний коефіцієнт.

Для сумішей рідин, що змішуються одна з одною, коефіцієнт теплопровідності визначається за формулою [2]:

$$\lambda_{\text{см}} = \lambda_1 x_1 + \lambda_2 x_2 + \dots + \lambda_n x_n, \quad (1.18)$$

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 [2]:

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

Коефіцієнт теплопровідності суспензій [2]:

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

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 [2]:

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

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.

## 1.2 Завдання на практичне заняття

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

**Завдання.**

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

**Вихідні дані:**

Температура суміші	$t=19+2 \cdot n, \text{ }^\circ\text{C}$
Концентрація кислоти в суміші	$x=0,05+0,01 \cdot n, \text{ мас. частка}$
Молярна маса води	$M_B=18 \text{ кг/кмоль}$
Молярна маса етанової кислоти	$M_K=60 \text{ кг/кмоль}$

Теплофізичні властивості води наведені в таблиці 1.1 [4], теплофізичні властивості етанової кислоти – в таблиці 1.2 [5]<sup>1</sup>.

**Таблиця 1.1 – Теплофізичні властивості води [4]**

Температура, $t, \text{ }^\circ\text{C}$	Густина, $\rho, \text{ кг/м}^3$	Теплоємність, $c, \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$	Коефіцієнт теплопро- відності, $\lambda \cdot 10^2$ $\text{Вт/(м}\cdot\text{K)}$	Коефіцієнт динамічної в'язкості, $\mu \cdot 10^6, \text{ Па}\cdot\text{с}$
0	1000	4,23	55,1	1790
10	1000	4,19	57,5	1310
20	998	4,19	59,9	1000
30	996	4,18	61,8	804
40	992	4,18	63,4	657
50	988	4,18	64,8	549
60	983	4,18	65,9	470
70	978	4,19	66,8	406
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 множними 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  $80^\circ\text{C}$   $\lambda \cdot 10^2 = 67,5 \text{ Вт/(м}\cdot\text{K)}$ . Тобто  $\lambda = 67,5 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м}\cdot\text{K)} = 0,675 \text{ Вт/(м}\cdot\text{K)}$ . Іншими словами, значення в таблиці необхідно домножувати на десятковий множним з протилежним знаком показника степені. При використанні неправильних показників степені можуть виникати серйозні помилки.

Таблиця 1.2 – Теплофізичні властивості етанової кислоти [5]

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

### 1.3 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 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 –  $59,9 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$
- Коефіцієнт динамічної в'язкості –  $1000 \cdot 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с}$

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  $c_b = 4,19 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$ ;
- коефіцієнт теплопровідності

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

- коефіцієнт динамічної в'язкості:

$$\mu_b = \left( 1310 + \frac{1000 - 1310}{20 - 10} \cdot (19 - 10) \right) \cdot 10^{-6} = 1,03 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}.$$

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 – 1440·10<sup>-6</sup> 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 – 1220·10<sup>-6</sup> 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:

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

- коефіцієнт теплопровідності:

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

- коефіцієнт динамічної в'язкості:

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

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:

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

Коефіцієнт динамічної в'язкості суміші:

$$\begin{aligned} \lg(\mu_c) &= x_m \lg(\mu_k) - (1 - x_m) \lg(\mu_b) = \\ &= 0,016 \lg(1,231 \cdot 10^{-3}) - (1 - 0,016) \lg(1,031 \cdot 10^{-3}) = -2,986 \\ \mu_c &= 10^{\lg(\mu_c)} = 10^{-2,986} = 1,034 \cdot 10^{-3} \text{ Па·с}. \end{aligned}$$

Теплоємність суміші:

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

Коефіцієнт теплопровідності суміші:

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

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

## 2 ОСНОВНЕ РІВНЯННЯ ГІДРОСТАТИКИ І ЙОГО ВИКОРИСТАННЯ

### 2.1 Теоретичні відомості

Сили, що діють на масу рідини, поділяються на масові (або об'ємні) і поверхневі. Масові сили діють на кожну 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  $p$  [6, 7].

Основне рівняння гідростатики – це один із випадків закону збереження енергії, який можна сформулювати так: сума енергії положення і енергії тиску є величина постійна (рисунок 2.1). 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 [6, 7].

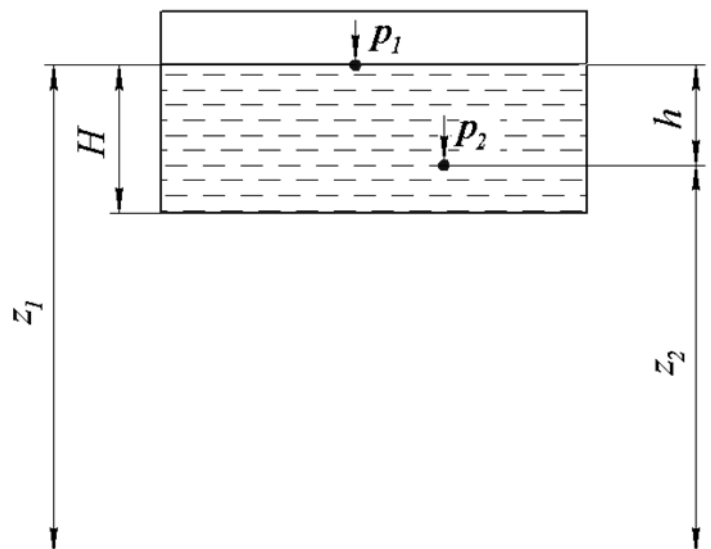


Рисунок 2.1 – До пояснення основного рівняння гідростатики



Це можна представити за допомогою рівняння [6]:

$$p_1 + \rho g z_1 = p_2 + \rho g z_2. \quad (2.1)$$

Також це можна представити у вигляді [6]:

$$p_2 = p_1 + \rho g(z_1 - z_2) = p_1 + \rho g h. \quad (2.2)$$

Необхідно відзначити, що гідростатичний тиск наявний для всіх рідин та газів, включаючи земну атмосферу. Тому розрізняють атмосферний, абсолютний і надлишковий тиск, а також тиск розрідження (рисунок 2.2).

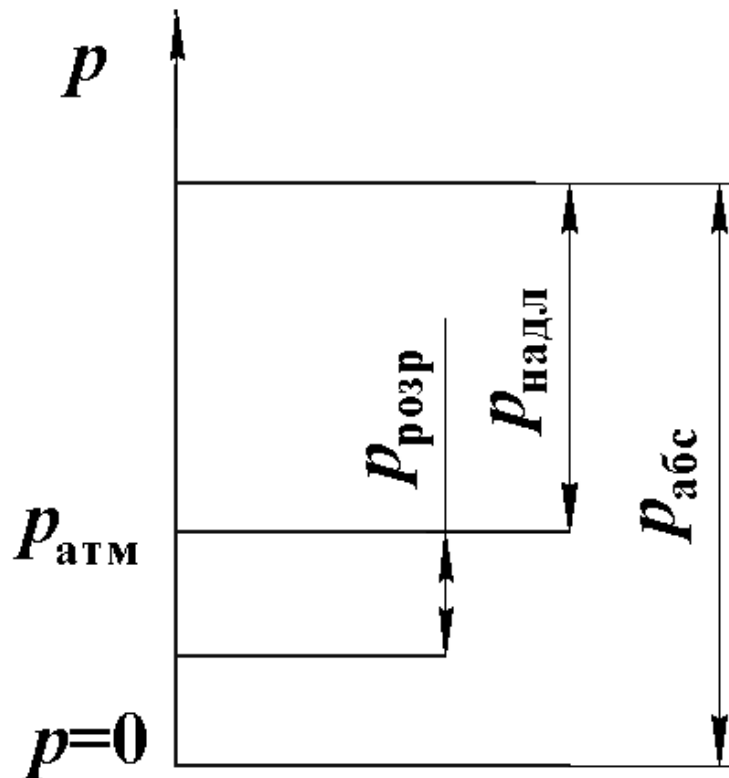


Рисунок 2.2 – До пояснення визначення тиску

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 [7]:

$$P_{\text{абс}} = P_{\text{надл}} + P_{\text{атм}} \cdot \quad (2.3)$$

Тиск менший за атмосферний називається тиском розрідження ( $p_{\text{розр}}$ ). Його вимірюють за допомогою вакуумметрів. Тоді [7]:

$$P_{\text{абс}} = P_{\text{атм}} - P_{\text{розр}} \cdot \quad (2.4)$$

В системі СІ тиск вимірюється в Паскалях (Па), однак поряд з ними широко використовуються одиниці з інших систем, зв'язок між якими такий [7]:

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

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.

## 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 2.1.**

Визначити висоту вільної поверхні (рівень) бензину в резервуарі  $H$ , за показом манометра  $p_m$ , розташованим на висоті  $h$ , якщо відома густина бензину (рисунок 2.3).

#### **Вихідні дані:**

Показ манометра:  $p_m = 20 + 2 \cdot n$ , кПа;

Висота розташування манометра	$h=0,5+0,1 \cdot n$ , м;
Густина бензину	$\rho=850$ кг/м <sup>3</sup> ;

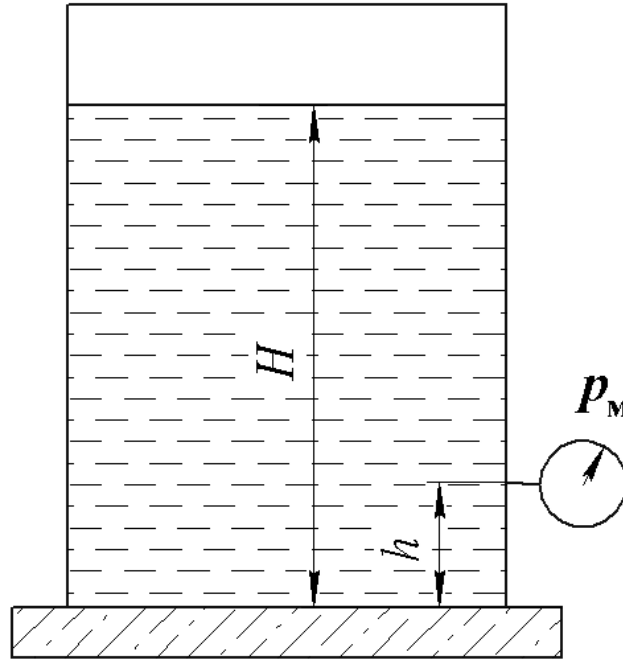


Рисунок 2.3 – До завдання 2.1

Прискорення вільного падіння прийняти рівним  $9,81$  м/с<sup>2</sup>.

### Завдання 2.2.

Вакуумметр на барометричному конденсаторі показує вакуум  $P_v$ . Барометричний тиск –  $P_6$  (рисунок 2.4). Визначити абсолютний тиск в конденсаторі в Па, кгс/см<sup>2</sup> та psi, а також на яку висоту  $H$  підніметься рідина в барометричній трубці.

#### Вихідні дані:

#### Вихідні дані:

Показ вакуумметра	$p_v=50+0,8 \cdot n$ см.рт.ст.
Барометричний тиск	$p_6=732+0,5 \cdot n$ мм.рт.ст.
Густина води	$\rho=998$ кг/м <sup>3</sup> ;
Прискорення вільного падіння прийняти рівним $9,81$ м/с <sup>2</sup> .	

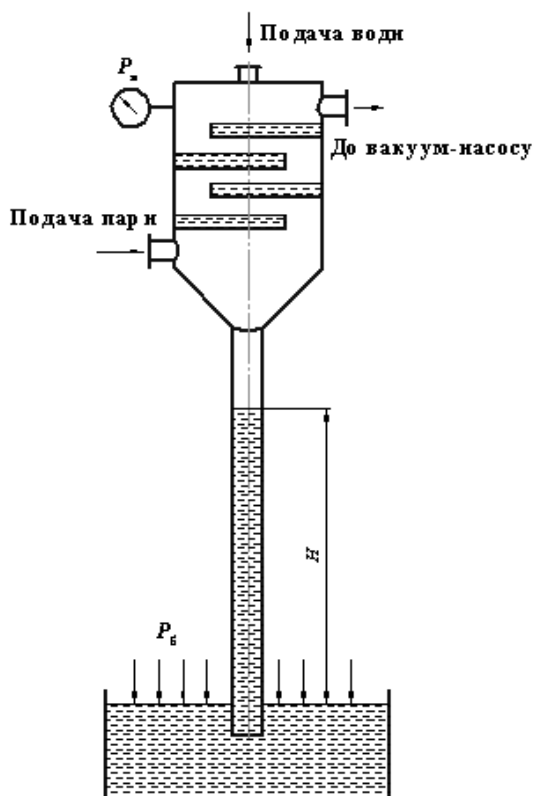


Рисунок 2.4 – До завдання 2.2

**Завдання 2.3.**

Яку силу треба прикласти до поршня 2, щоб зрівноважити дію сили  $P_1$ , що діє на поршень 1 діаметром  $d$  (рисунок 2.5), якщо відомо  $P_1$ ,  $D$ ,  $d$ ,  $h$ ,  $\rho$ .



Рисунок 2.5 – До завдання 2.3

**Вихідні дані:**Сила  $P_1$ 

$$P_1 = 120 + 5 \cdot n \text{ Н}$$

Діаметр поршня  $D$ 

$$D = 300 \text{ мм}$$

Діаметр поршня $d$	$d=50$ мм
Різниця рівнів	$h=180+10 \cdot n$ мм
Густина рідини	$\rho=800+10 \cdot n$ кг/м <sup>3</sup> ;
Прискорення вільного падіння прийняти рівним $9,81$ м/с <sup>2</sup> .	

#### Завдання 2.4

З метою уникнення розриву суцільності потоку під поршнем в циліндрі (рисунок 2.6) під час всмоктування рідини необхідно визначити максимальну висоту всмоктування, якщо відомий тиск насиченої пари.

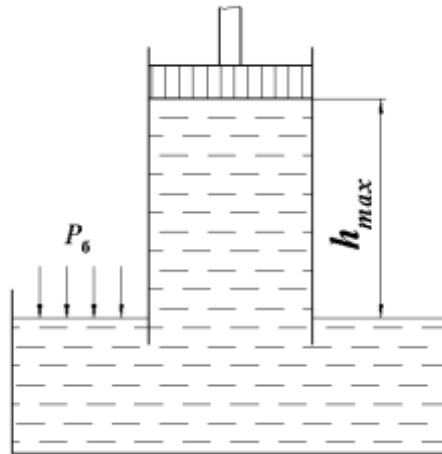


Рисунок 2.6 – До завдання 2.4

#### Вихідні дані:

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

#### Завдання 2.5

Грунтові води, що формують систему з нафтовим пластом, виходять на поверхню (рисунок 2.7). Визначити густину глинистого розчину, що застосовується при бурінні, щоб не було фонтанування при розкритті пласту.

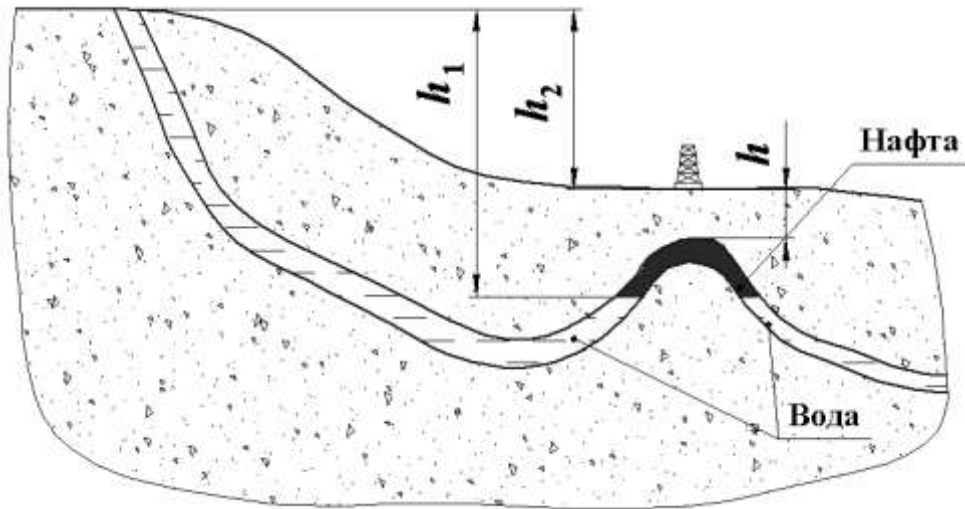


Рисунок 2.8 – До завдання 2.5

**Вихідні дані:**

Глибина свердловини	$h=2000+50 \cdot n$ м
Відстань між рівнем виходу підземних вод і границею нафта-вода	$h_1=3000+80 \cdot n$ м
Відстань між рівнем виходу ґрунтових вод і устям свердловини	$h_2=400+20 \cdot n$ м
Густина підземних вод	$\rho_{\text{в}}=1100$ кг/м <sup>3</sup>
Густина нафти	$\rho_{\text{н}}=850$ кг/м <sup>3</sup>

**2.3 Приклади розв'язку завдань****Приклад розв'язку завдання 2.1.****Вихідні дані:**

Показ манометра,	$p_{\text{м}}=20+2 \cdot n$ , кПа;
Висота розташування манометра	$h=0,5+0,1 \cdot n$ , м;
Густина бензину	$\rho=850$ кг/м <sup>3</sup> ;

**Порядок розрахунку:**

Тиск на дно резервуару описується співвідношенням:

$$p_{\text{м}} + \rho \cdot g \cdot h = \rho \cdot g \cdot H.$$

Звідси отримуємо:

$$H = \frac{p_m + \rho \cdot g \cdot h}{\rho \cdot g} = \frac{2 \cdot 10^4 + 8509,81 \cdot 0,5}{8509,81} = 2,899 \text{ м.}$$

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

### **Приклад розв'язку завдання 2.2.**

#### **Вихідні дані:**

Показ вакуумметра, см.рт.ст, $p_v$	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:

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

В Паскалях ця величина становитиме:

$$p_a^{\text{Па}} = \frac{98100 p_a}{735} = 3,09610^4 \text{ Па,}$$

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.):

$$H = \frac{133,3 \cdot p_6 - p_a^{\text{Па}}}{\rho \cdot g} = \frac{133,3 \cdot 732 - 3,09610^4}{9989,81} = 6,804 \text{ м.}$$

Таке значення відповідає реальним умовам роботи барометричних конденсаторів.

**Приклад розв'язку завдання 2.3.****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:

$$S_1 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{3,140,05^2}{4} = 1,96310^{-3} \text{ м}^2,$$

$$S_2 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{3,140,3^2}{4} = 0,071 \text{ м}^2.$$

Тоді з записаного рівняння рівноваги отримуємо:

$$P_2 = S_2 \cdot \left( \frac{P_1}{S_1} + \rho \cdot g \cdot h \right) = 0,071 \cdot \left( \frac{120}{1,96310^{-3}} + 800 \cdot 9,81 \cdot 0,18 \right) = 4,42 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

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

**Приклад розв'язку завдання 2.4.****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:



$$p_6 = \frac{98100 p_6}{735} = 97430$$

Допустиме розрідження:

$$[p] = p_6 - p_{\text{нас}} = 97430 - 10 = 97420$$

Допустима висота всмоктування:

$$[h] = \frac{[p]}{\rho \cdot g} = \frac{97420}{8009,81} = 12,41 \text{ м.}$$

Отже висота всмоктування не повинна перевищувати 12,41 м.

### **Приклад розв'язку завдання 2.5.**

#### **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:

$$\begin{aligned} \rho_{\text{мін}} &= \frac{\rho_{\text{в}} \cdot g \cdot h_1 - \rho_{\text{н}} \cdot g \cdot (h_1 - h_1 - h)}{g \cdot h} = \\ &= \frac{11009,81 \cdot 3000 - 8509,81 \cdot (3000 - 400 - 2000)}{9,81 \cdot 2000} = 1395 \end{aligned}$$

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

### 3 СИЛА ТИСКУ НА СТІНКУ. ЗАКОН АРХІМЕДА

#### 3.1 Теоретичні відомості

На практиці рідини часто виникає потреба визначення дії тиску рідини на стінку 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 [7]:

$$F = (p_0 + \rho g h_c) S, \quad (3.1)$$

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 [7]:

$$F = \rho g h_c S, \quad (3.2)$$

Проте в загальному випадку, тиск на поверхні рідини може суттєво відрізнятись 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 [7]:

$$F_b = p_0 S_r + G, \quad (3.3)$$

де  $p_0$  – тиск на вільній поверхні рідини;  $S_r$  – проекція поверхні на горизонтальній площині,  $G$ .

Горизонтальна складова становитиме [7]:

$$F_r = S_b \rho g h_c + p_0 S_b, \quad (3.4)$$

де  $S_b$  – проекція поверхні на горизонтальній площині.

Після визначення вертикальної і горизонтальної складової повної сили тиску можна знайти [7]:

$$F = \sqrt{F_b^2 + F_r^2}, \quad (3.5)$$

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 [7]:

$$F_A = V \rho g. \quad (3.6)$$

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

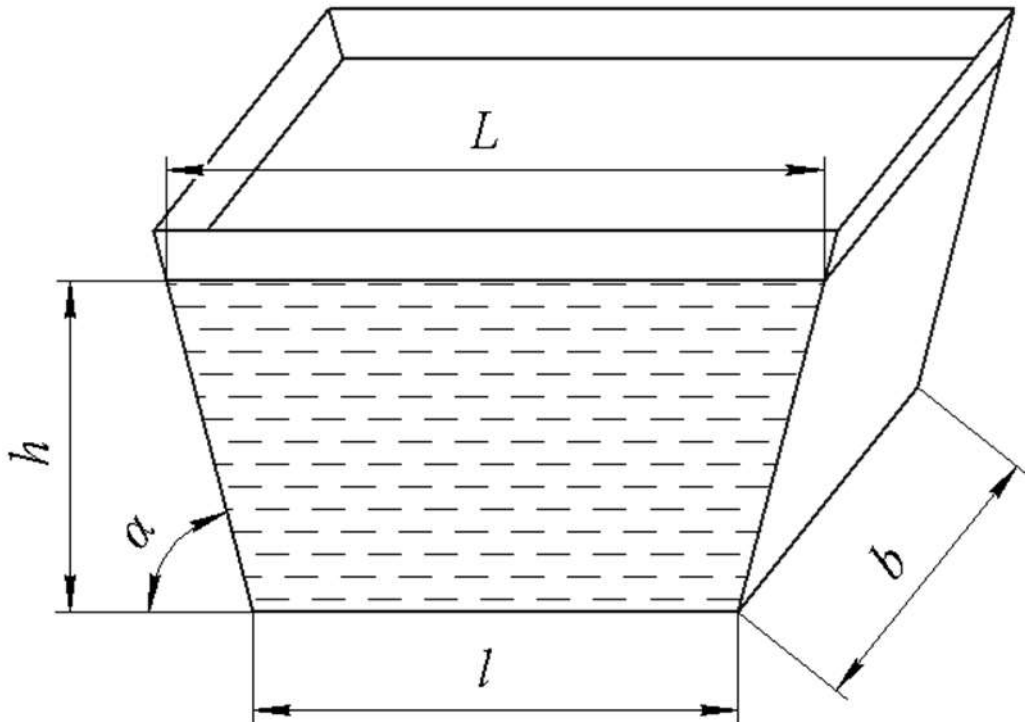
- 1)  $G > F_A$  – тіло тоне;
- 2)  $G < F_A$  – тіло спливає і плаває на поверхні в частково зануреному стані;
- 3)  $G = F_A$  – тіло плаває в повністю зануреному стані.

### 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 3.1.**

Визначити сили тиску на стінки та основу відкритої посудини (рисунок 3.1).



**Рисунок 3.1 – До завдання 3.1**

**Вихідні дані:**

Розміри посудини

$$l=2+0,2 \cdot n, \text{ м}$$

$$b=2+0,2 \cdot n, \text{ м}$$

$$h=2 \text{ м}$$

$$\alpha=60^\circ$$

Густина рідини

$$\rho=800+10 \cdot n, \text{ кг/м}^3$$

Прискорення вільного падіння

$$g=9,81 \text{ м/с}^2.$$

**Завдання 3.2.**

Трубопровід діаметром  $d$ , закінчується резервуаром, що заповнений нафтопродуктом густиною  $\rho$  (рисунок 3.2). 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  $d=D$ .

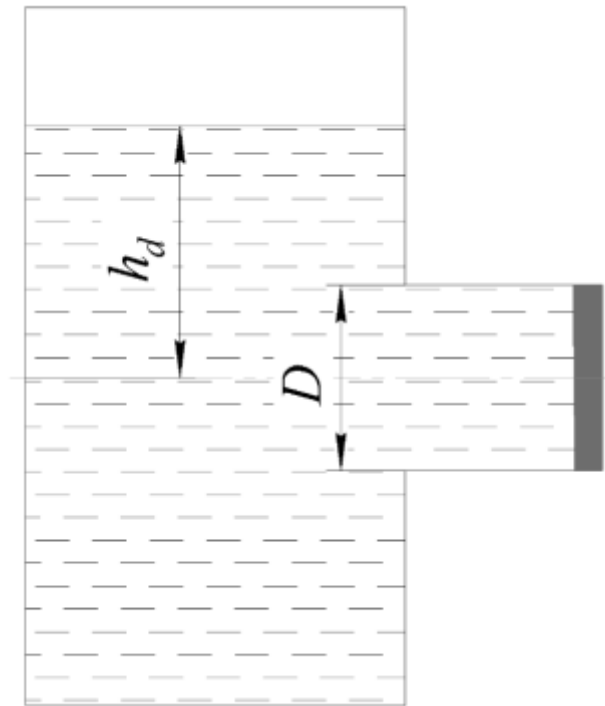


Рисунок 3.2 – До завдання 3.2

**Вихідні дані:**

Діаметр трубопроводу	$d=0,5$ м
Густина нафтопродукту	$\rho=800+10 \cdot n$ , кг/м <sup>3</sup>
Кількість болтів	$n_b=12$
Висота вільної поверхні	$h_d=5+0,5 \cdot n$ , м
Напруження на розрив матеріалу болтів	$[\sigma]=250$ Мпа
Прискорення вільного падіння	$g=9,81$ м/с <sup>2</sup> .

**Завдання 3.3.**

Мається циліндрична цистерна з бензином (рисунок 3.3). Манометр показує надлишковий тиск парів над вільною поверхнею. Визначити силу тиску на поверхню АВ та координату центру прикладення тиску.

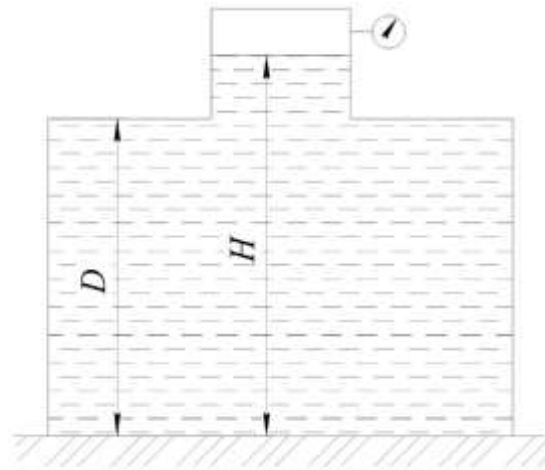


Рисунок 3.3 – До завдання 3.3

**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 прийняти $g=9,81$ м/с <sup>2</sup> .	

**Завдання 3.4.**

Резервуар заповнений бензином. Визначити сили тиску, що діють основу, бокові поверхні та дах.

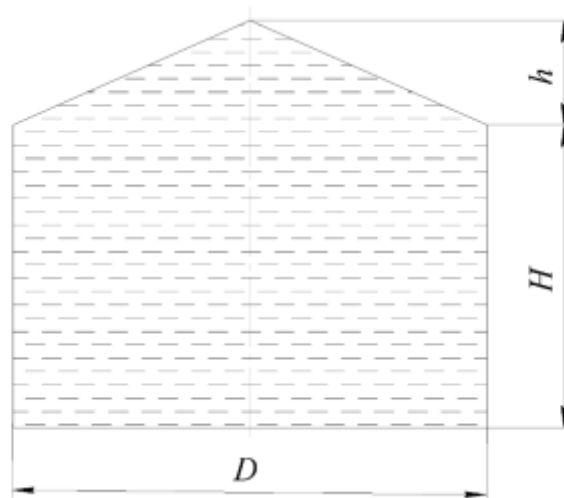


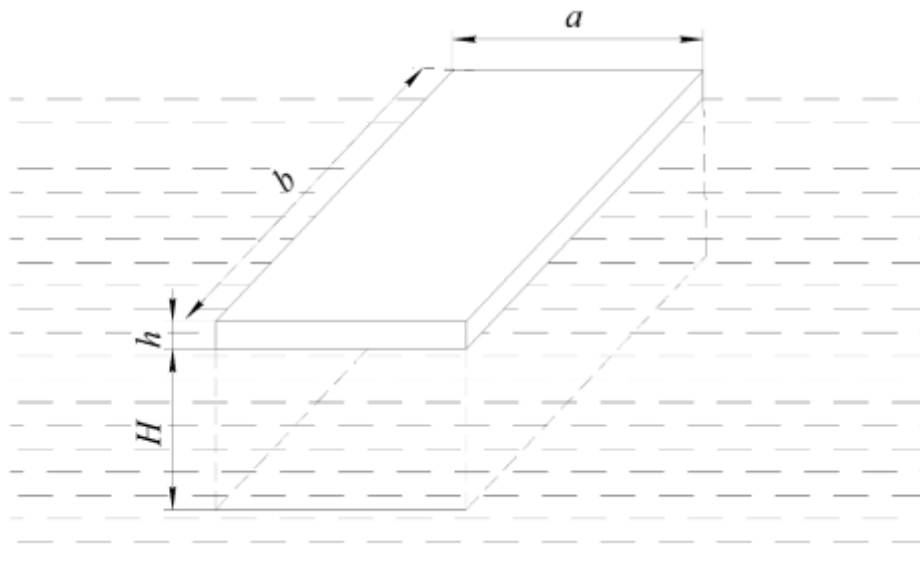
Рисунок 3.4 – До завдання 3.4

**Вихідні дані:**

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

**Завдання 3.5.**

Човен пливе по воді (рисунок 3.5). Визначити глибину занурення  $H$ . Скільки людей однакової маси може розміститися в човні за умови, що вона не зануриться повністю.



**Рисунок 3.5 – До завдання 3.5**

**Вихідні дані:**

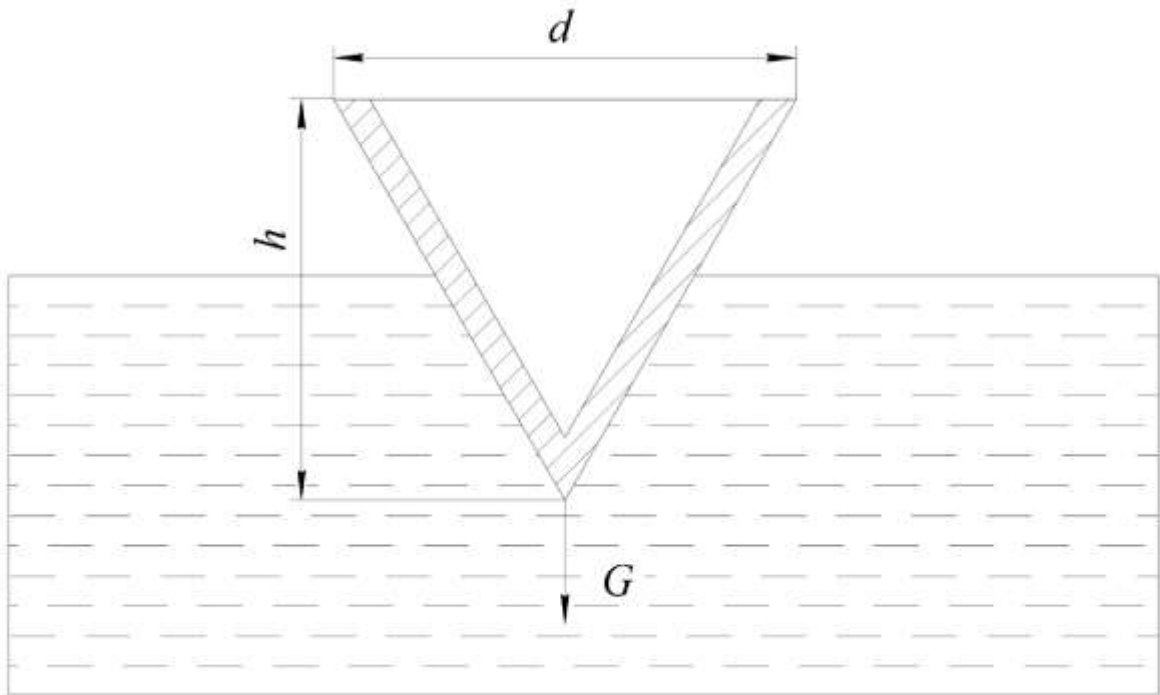
Розміри човна	$a=0,3$ м.
	$b=5$ м
	$h=0,3$ м
Густина човна	$\rho_b=700$ кг/м <sup>3</sup>
Густина води	$\rho_w=998$ кг/м <sup>3</sup>
Маса однієї людини	$m_h=60+2 \cdot n$ кг

Прискорення вільного падіння

$$g=9,81 \text{ м/с}^2.$$

### **Завдання 3.6.**

Конічне тіло плаває в воді (рисунок 3.6). Яку кількість води треба залити в цю ємність, для її повного занурення.



**Рисунок 3.6 – До завдання 3.6**

#### **Вихідні дані:**

Діаметр конуса

$$d=0,4 \text{ м}$$

Висота конуса

$$h=0,5 \text{ м}$$

Маса конуса

$$m=8+0,5 \cdot n \text{ кг}$$

Густина води

$$\rho=985+1 \cdot n \text{ кг/м}^3$$

Прискорення вільного падіння

$$g=9,81 \text{ м/с}^2.$$

### **3.3 Приклади розв'язку завдань**

#### **Приклад розв'язку завдання 3.1.**

##### **Вихідні дані:**

Лінійні розміри посудини, м:



$L$	2
$b$	2
$h$	2
Кутовий розмір посудини, $^{\circ}$ , $\alpha$	60
Густина рідини, $\text{кг/м}^3$ ,	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:

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

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 3.2.****Вихідні дані:**

Діаметр трубопроводу м, $d$	0,5
Густина нафтопродукту $\text{кг/м}^3$ , $\rho$	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

$$P = \rho \cdot g \cdot h_d \cdot S = 8009,815 \cdot 0,196 = 7,70510^3 \text{ Н.}$$

Момент інерції відносно осі, що проходить через центр тяжіння:

$$I_d = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{3,14 \cdot 0,5^4}{64} = 3,06810^{-3} \text{ м}^4.$$

Глибина центру тиску визначається за формулою:

$$h_c = h_d + \frac{I_d}{h_d \cdot S} = 5 + \frac{3,06810^{-3}}{5,0030,196} = 5,003 \text{ м.}$$

Сумарна площа поперечного перерізу болтів:

$$S_{bs} = \frac{P}{[\sigma]} = \frac{7,70510^3}{25010^6} = 3,08210^{-5} \text{ м}^2.$$

Площа поперечного перерізу одного болта:

$$S_b = \frac{S_{bs}}{n_b} = \frac{3,08210^{-5}}{12} = 2,56810^{-6} \text{ м}^2$$

Діаметр болта:

$$d_b = \sqrt{\frac{4 \cdot S_b}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,56810^{-6}}{3,14}} = 1,80810^{-3} \text{ м.}$$

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

### ***Приклад розв'язку завдання 3.3.***

#### ***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:

$$h_c = h_g + e = 1,3 + 0,233$$

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

**Приклад розв'язку завдання 3.4.**

**Вихідні дані:**

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

**Порядок розрахунку:**

Сила тиску на основу резервуара:

$$F_o = \rho \cdot g \cdot (H + h) \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 7509,81 \cdot (4 + 1,5) \cdot \frac{3,14 \cdot 5^2}{4} = 7,94610^5 \text{ Н.}$$

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:

$$F_d = \rho \cdot g \cdot W = 7509,81 \cdot 19,635 = 1,445 \cdot 10^5 \text{ Н.}$$

Відстань від центру тяжіння до верхньої кришки резервуару:

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

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:

$$F_b = \rho \cdot h_g \cdot S_b = 7509,81 \cdot 62,832 \text{ Н.}$$

Отже визначені сили на елементи резервуара.

### ***Приклад розв'язку завдання 3.5.***

#### ***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:

$$7009,81(H + 0,3)0,35 = 9989,81H \cdot 0,35$$

Звідки  $H = 0,705$  м.

Сумарна маса людей, що може перебувати на човні:

$$\begin{aligned} G_p &= \rho_w \cdot g \cdot a \cdot b \cdot (H + h) - \rho_b \cdot g \cdot a \cdot b \cdot (H + h) = \\ &= 9989,81 \cdot 0,35 \cdot (0,705 + 0,3) - 7009,81 \cdot 0,35 \cdot (0,705 + 0,3) = 4,40610^3 \text{ Н} \end{aligned}$$

Тоді кількість людей, що може поміститися на човні становитиме

$$n_p = \frac{G_p}{m_h \cdot g} = \frac{4,40610^3}{60 \cdot 9,81} = 7,485$$

Отже човен може перевозити до семи людей масою 60 кг.

### **Приклад розв'язку завдання 3.6.**

#### **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:**

При плаванні конуса сила Архімеда дорівнює вазі. Тому:

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

Об'єм конічного тіла:

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

Відштовхувальна сила:

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

Вага, еквівалентна об'єму води:

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

Об'єм води:

$$\Delta W = \frac{\Delta G}{\rho \cdot g} = \frac{123,9}{9859,81} = 0,013 \text{ м}^3.$$

Отже, для повного затоплення конуса необхідно долити 0,013 м<sup>3</sup>.

## 4 РІВНЯННЯ БЕРНУЛЛІ

### 4.1 Теоретичні відомості

Рівняння Бернуллі є результатом інтегрування системи рівнянь Нав'є-Стокса для випадку ідеальної рідини [8]. Результат інтегрування має вигляд:

$$z + \frac{p}{\rho g} + \frac{w^2}{2g} = \text{const} = H. \quad (4.1)$$

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 [8]:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{w_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{w_2^2}{2g} = H. \quad (4.2)$$

Розглянемо складові в рівнянні (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 (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 [8]:

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{w_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{w_2^2}{2g}. \quad (4.3)$$

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 [8]:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{w_1^2}{2g} > z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{w_2^2}{2g}. \quad (4.4)$$

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 [8]:



$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{w_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{w_2^2}{2g} + h_{\text{вт}}, \quad (4.5)$$

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.

## 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 4.1*

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 4.1). 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

$$\delta = 0,8 + 0,005 \cdot n$$

Діаметри трубопроводу	$d_1=0,480$ м
	$d_2=0,945$ м
Витрата рідини	$Q=0,14+0,005 \cdot n$ м <sup>3</sup> /с
Різниця положень центрів перерізів	$\Delta z=2$ м
Показ манометра	$p_1=(2+0,05 \cdot n) \cdot 10^5$ Па
Густина води	$\rho=998$ кг/м <sup>3</sup>
Прискорення вільного падіння	$g=9,81$ м/с <sup>2</sup> .

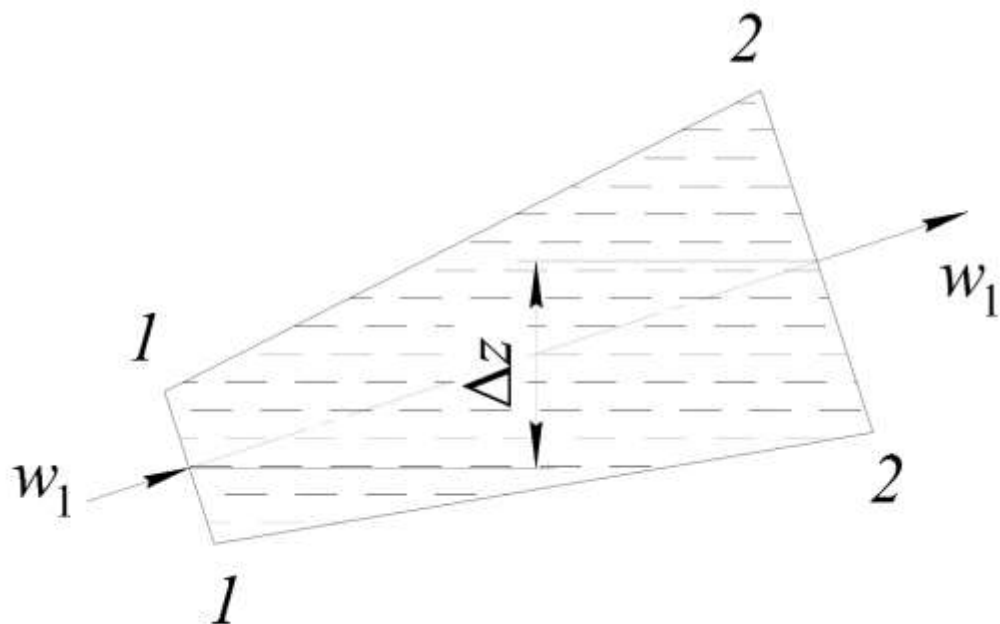


Рисунок 4.1 – До завдання 4.1

### Завдання 4.2

Через трубопровід діаметром  $d$  рухається вода з витратою  $Q$  (рисунок 4.2). За допомогою U-подібного ртутного манометра між перерізами 1-1 і 2-2, що розташовані на відстані 1 один від одного, береться різниця показів  $\Delta h$ . Відносна густина ртуті  $\delta$ . Визначити коефіцієнт втрати напору на тертя  $\lambda$ .

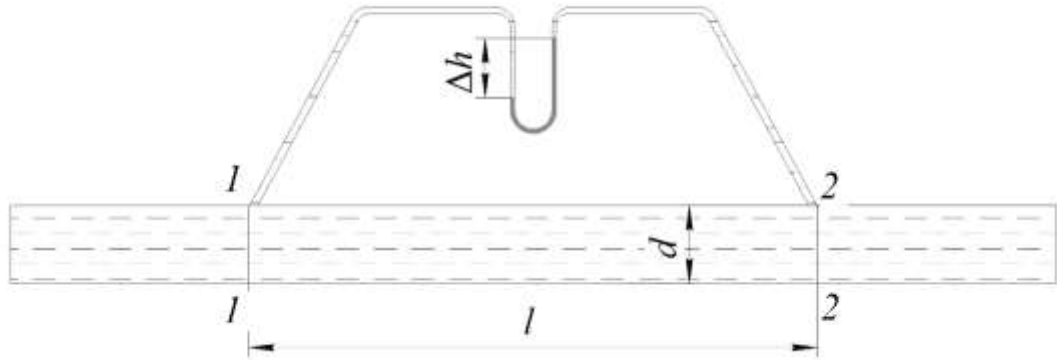


Рисунок 4.2 – До завдання 4.2

**Вихідні дані:**

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

**Задача 4.3**

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 трубкою діаметром  $D$  і довжиною  $H_0$ , котра підживлюється з резервуара з постійним рівнем під надлишковим тиском  $p_m$  над вільною поверхнею (рисунок 4.3).

**Вихідні дані:**

Початковий діаметр струменя	$d=0,025$ м
Довжина сопла	$h=0,25$ м
Діаметр труби	$D=0,5$ м
Довжина труби	$H_0=2+0,2 \cdot n$ м
Надлишковий тиск	$p_m=(4+0,02 \cdot n)$ Па
Густина води	$\rho=998$ кг/м <sup>3</sup>

Прискорення вільного падіння

$g=9,81 \text{ м/с}^2$ .

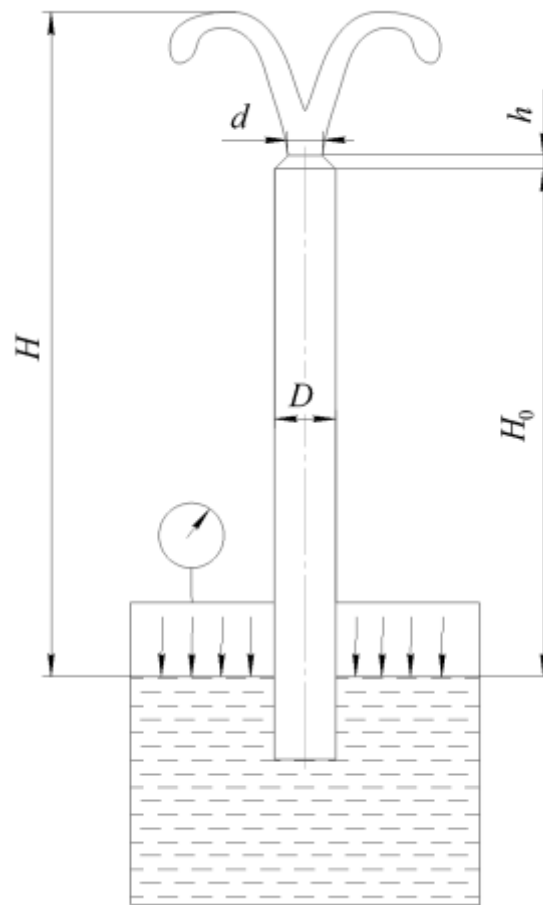


Рисунок 4.3 – До завдання 4.3

#### Завдання 4.4

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

#### Вихідні дані:

Продуктивність насоса

$$Q=0,08+0,002 \cdot n \text{ м}^3/\text{с}$$

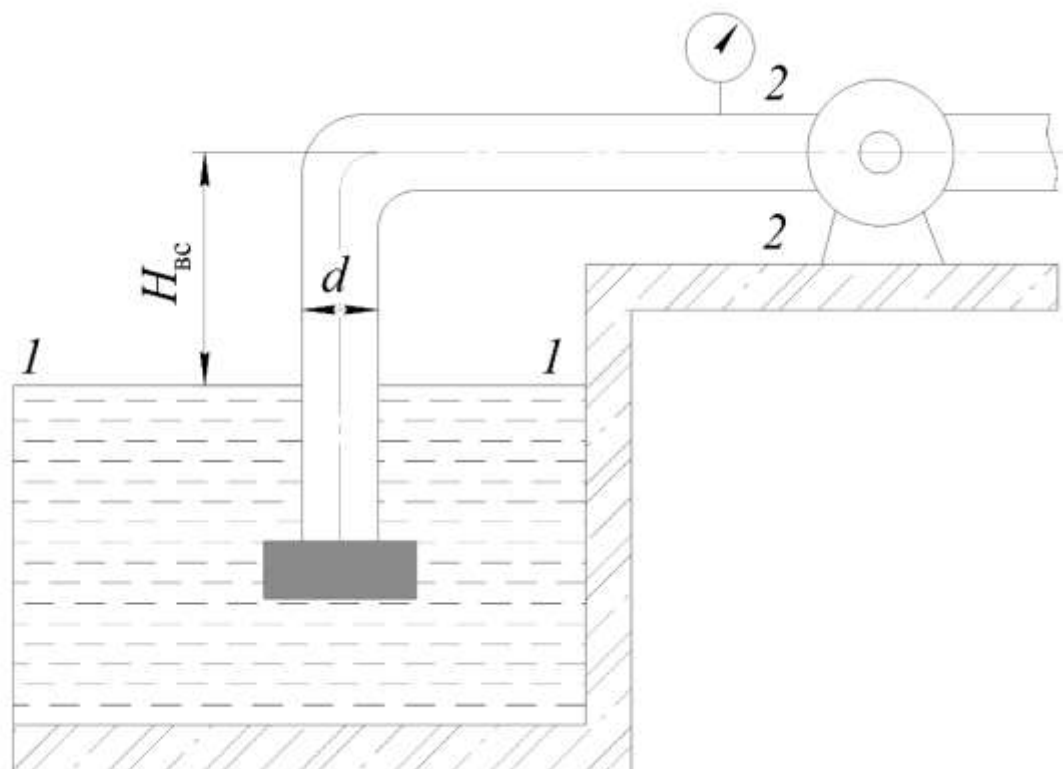
Тиск на виході з насоса

$$p_2=(4+0,2 \cdot n) \cdot 10^4 \text{ Па}$$

Діаметр вимотуючої труби

$$d=0,3 \text{ м}$$

Довжина вимотуючої труби	$L=18+0,5 \cdot n$ м
Коефіцієнт опору фільтра	$\xi=5$
Коефіцієнт втрат на тертя	$\lambda=0,02$
Коефіцієнт місцевого опору (повороту)	$\xi_{\text{п}}=0,2$
Атмосферний тиск	$p_{\text{а}}=10^5$ Па
Густина води	$\rho=998$ кг/м <sup>3</sup>
Прискорення вільного падіння	$g=9,81$ м/с <sup>2</sup> .



**Рисунок 4.4 – До завдання 4.4**

### **Завдання 4.5**

Горизонтальна частина ежектора розташована на висоті  $h$  від вільної поверхні рідини. Діаметр горловини ежектора  $d$ , а діаметр вихідного перерізу  $D$  (рисунок 4.5). Визначити тиск в мінімальному перерізі ежектора та максимальну витрати при відсутності витрат в трубці  $A$ .

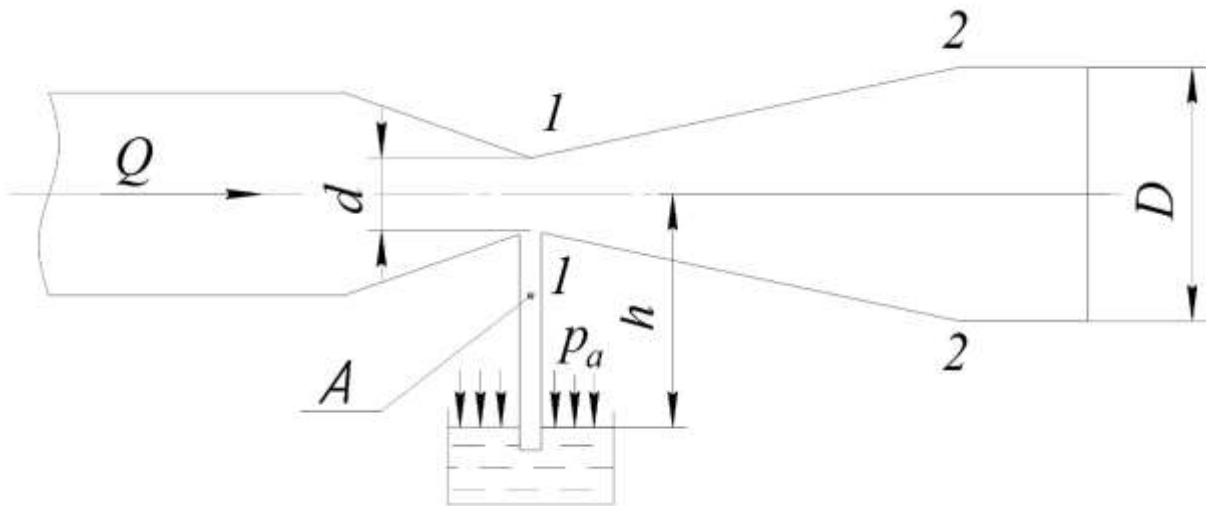


Рисунок 4.5 – До завдання 4.5

**Вихідні дані:**

Висота розташування ежектора	$h=1,8+0,02 \cdot n$ м
Діаметр горловини ежектора	$d=0,02$ м
Діаметр вихідного патрубка	$D=0,06$ м
Атмосферний тиск	$p_a=97500+50 \cdot n$ Па
Густина води	$\rho=998$ кг/м <sup>3</sup>
Прискорення вільного падіння	$g=9,81$ м/с <sup>2</sup> .

**Завдання 4.6**

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	$Q=2+0,2 \cdot n$ м <sup>3</sup> /с
Діаметр всмоктувального трубопроводу	$d_1=1$ м
Тиск на вході в всмоктувальний	

трубопровід	$p_1=180+5 \cdot n$ мм.рт.ст
Діаметр нагнітального трубопроводу	$d_2=0,8$ м
Висота вихідного перерізу	$z = 1,1+0,01 \cdot n$ , м
Тиск у вихідному перерізі	$p_2=5+0,2 \cdot n$ 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> .

### 4.3 Приклади розв'язку завдань

#### *Приклад розв'язку завдання 4.1.*

##### *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:

$$p_2 = p_1 + \rho_r \cdot g \cdot \Delta z + \frac{\rho_r}{2} (W_1^2 - W_2^2) =$$

$$= 2 \cdot 10^5 + 798,49,81 \cdot 2 + \frac{798,4}{2} (0,774^2 - 0,157^2) = 2,15910^5 \text{ Па}$$

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

### **Приклад розв'язку завдання 4.2.**

#### **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:

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

Швидкість води:

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

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 4.3.**

#### **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
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:

$$H = \frac{p_m}{\rho \cdot g} = \frac{4 \cdot 10^4}{9989,81} = 4,086$$

Витрату води визначимо за допомогою формули Торічеллі:

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot (H - H_0 - h)} = \frac{3,140,025^2}{4} \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot (4,086 - 2 - 0,25)} = 2,94610^{-3} \text{ м}^3$$

Отже, висота струменя становить 4,086 м.

**Приклад розв'язку завдання 4.4.**

**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), $\xi_{\text{п}}$	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:

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

Швидкість води у всмоктуючому трубопроводі:

$$w = \frac{4 \cdot Q}{\pi d^2} = \frac{40,08}{3,140,3^2} = 1,132$$

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

$$\begin{aligned} H_{\text{вс}} &= \frac{P_{\text{атм}} - P_2}{\rho \cdot g} - \left( \alpha + \lambda \cdot \frac{L}{d} + \xi + \xi_{\text{п}} \right) \frac{w^2}{2 \cdot g} = \\ &= \frac{10^5 - 410^4}{9989,81} - \left( 1 + 0,02 \cdot \frac{18}{0,3} + 5 + 0,2 \right) \cdot \frac{1,132^2}{2 \cdot 9,81} = 5,645 \text{ м.} \end{aligned}$$

Отже, висота всмоктування становить 5,645 м.

#### **Приклад розв'язку завдання 4.5.**

##### **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:

$$P_1 = P_{\text{атм}} - \rho \cdot g \cdot h = 97500 - 9989,81 \cdot 1,8 = 7,98810^4 \text{ Па.}$$

або

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

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

$$Q = \frac{\pi}{4} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot h}{\frac{1}{d^4} + \frac{1}{D^4}}} = \frac{3,14}{4} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 9,811,8}{\frac{1}{0,02^4} + \frac{1}{0,06^4}}} = 1,87910^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$$

Отже, визначена максимальна витрата в ежекторі

#### **Приклад розв'язку завдання 4.6.**

##### **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:

$$w_1 = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_1^2} = \frac{2 \cdot 2}{3,141^2} = 2,546 \text{ м/с},$$

$$w_2 = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_2^2} = \frac{2 \cdot 2}{3,140,8^2} = 3,979 \text{ м/с}.$$

З рівняння Бернуллі напір насоса буде визначатися:

$$H = z + \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2 \cdot g} = 1,1 + \frac{5 \cdot 10^4 - 2,402 \cdot 10^4}{9989,81} + \frac{3,979^2 - 2,546^2}{2 \cdot 9,81} = 4,23 \text{ м}.$$

Гідравлічна потужність насоса:

$$N = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H = 9989,81 \cdot 2,4,23 = 82,82 \cdot 10^3 \text{ Вт.}$$

Отже, гідравлічна потужність насоса 82,82 кВт.

## 5 РЕЖИМИ РУХУ РІДИНИ. ВИЗНАЧЕННЯ ВТРАТ ТИСКУ НА ТЕРТЯ

### 5.1 Теоретичні відомості

Шляхом спостережень за рухом рідини було встановлено, що існує декілька режимів її руху. О. Рейнольдс провів серію експериментів з введенням в потік рідини струмись барвника. В результаті досліджень було встановлено, що при малих витратах робочої рідини тонкий струмись 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 струмись розповсюджується вздовж осі труби без збурень якщо не враховувати молекулярну дифузію барвника. Така усталена течія була названа паралельно струменевою або ламінарною [7].

При достатньо великих витратах (швидкостях) рідини поведінка зафарбованого струменя зовсім інше. Спочатку струмись 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 [7].

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 [7, 8]:

$$\text{Re} = \frac{w \cdot d \cdot \rho}{\mu} = \frac{w \cdot d}{\nu} . \quad (5.1)$$

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  $Re_{кр}=2300$ . При  $Re < 2300$  режим руху буде ламінарним, а при  $Re > 2300$  – 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].

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 [7].

Гідравлічним радіусом називається відношення площі перерізу потоку до змоченого периметра каналу [7, 9]:

$$r_r = \frac{S}{\Pi}. \quad (5.2)$$

Для круглої труби [7, 9]:

$$r_r = \frac{\pi d^2}{4\pi d} = \frac{d}{4}. \quad (5.3)$$

Діаметр, виражений через гідравлічний радіус, називається еквівалентним [7, 9]:

$$d = d_e = 4r_r. \quad (5.4)$$

$$d_e = \frac{4S}{\Pi}. \quad (5.5)$$

Для визначення втрат тиску на тертя користуються рівнянням Хагена-Пуазейля [7, 9]:

$$\Delta p = \lambda \frac{L}{d} \frac{\rho w^2}{2}. \quad (5.6)$$

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 [9].

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

$$\lambda = \frac{A}{Re}. \quad (5.7)$$

Коефіцієнт  $A$  залежить від форми перерізу трубопроводу. В таблиці 5.1 наведені значення коефіцієнтів  $A$  та еквівалентного діаметра для деяких перерізів [9].

**Таблиця 5.1 – Характеристики деяких перерізів каналів [9]**

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 ( $2320 < Re < 10/e$ ) [9]:

$$\lambda = \frac{0,316}{\sqrt[4]{Re}}. \quad (5.8)$$

Для зони змішаного тертя ( $10/e < Re < 560/e$ ) [9]:

$$\lambda = 0,11 \left( e + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}. \quad (5.9)$$

Для зони, автомодельної відносно  $Re$  ( $Re > 560/e$ ) [9]:

$$\lambda = 0,11 e^{0,25}. \quad (5.10)$$

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 5.2 [9].

**Таблиця 5.2 – Шорсткість деяких видів труб [9]**

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 [4]:

$$\Delta p_{зм} = \psi \Delta p_{пр}. \quad (5.11)$$

Безрозмірний поправковий коефіцієнт обчислюється за формулою [4]:



$$\psi = 1 + 3,54 \frac{d}{D}, \quad (5.12)$$

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

## 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 5.1.

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

$$t=19+4 \cdot n \text{ } ^\circ\text{C}$$

Властивості рідин наведені в таблиці 5.1

**Таблиця 5.1 – Теплофізичні властивості води, повітря та гліцерину [4, 10, 11]**

t, °C	Вода		Повітря		Гліцерин	
	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$\mu \cdot 10^3$ , Па·с	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$\mu \cdot 10^6$ , Па·с	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$\mu \cdot 10^3$ , Па·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 5.2.**

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  $7^\circ\text{C}$ .

**Вихідні дані:**

Діаметр труби	$d=0,03$ м
Температура речовини	$t=21+4\cdot n$ °C
Витрата середовища	$Q=8\cdot 10^{-4}+10^{-5}\cdot n$ м <sup>3</sup> /с

**Завдання 5.3.**

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	$d=0,1$ м
Довжина трубопроводу	$l=800+20\cdot n$ м
Температура води	$t=21+4\cdot n$ °C
Витрата середовища	$Q=0,5+0,02\cdot n$ м <sup>3</sup> /год

**Завдання 5.4.**

Визначити втрати тиску на тертя в змійовику (рисунок 5.1), 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	$Q=0,5+0,05\cdot n$ м <sup>3</sup> /год
Діаметр труби	$d=0,02$ м
Діаметр витка змійовика	$D=0,5$ м
Число витків змійовика	$n_b=10$

Температура води

$$t=21+4 \cdot n \text{ } ^\circ\text{C}$$

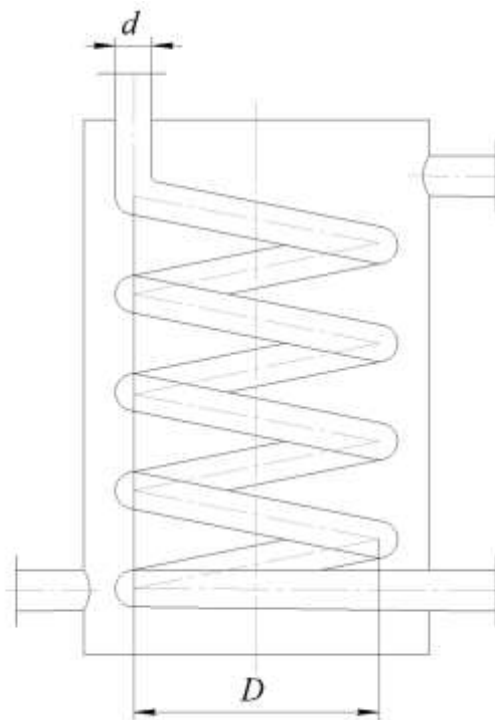


Рисунок 5.4 – До завдання 5.4

### 5.3 Приклади розв'язку завдань

#### *Приклад розв'язку завдання 5.1.*

##### *Вихідні дані:*

Діаметр труби, м,  $d$  0,03

Температура речовини,  $^\circ\text{C}$ ,  $t$  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 теплофізичні 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:

$$w_{\text{кр}1} = \frac{\text{Re}_{\text{кр}} \cdot \mu_1}{d \cdot \rho_1} = \frac{23001,039 \cdot 10^{-3}}{0,03998,1} = 0,08 \text{ м/с.}$$

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

$$w_{\text{кр}2} = \frac{\text{Re}_{\text{кр}} \cdot \mu_2}{d \cdot \rho_2} = \frac{23002,127 \cdot 10^{-5}}{0,031,209} = 1,348 \text{ м/с.}$$

І для гліцерину:  $\rho_3=1127 \text{ кг/м}^3$ ,  $\mu_3=6,348 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$ . Тоді:

$$w_{\text{кр}3} = \frac{\text{Re}_{\text{кр}} \cdot \mu_3}{d \cdot \rho_3} = \frac{23006,348 \cdot 10^{-3}}{0,031127} = 0,432 \text{ м/с.}$$

Отже, властивості рідини чинять суттєвий вплив величину критичної швидкості.

### **Приклад розв'язку завдання 5.2.**

#### **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:

$$F = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{3,140,3^2}{4} = 0,071 \text{ м}^2.$$

Середня швидкість рідини чи газу в трубі:

$$w = \frac{Q}{F} = \frac{8 \cdot 10^{-4}}{0,071} = 0,011 \text{ м/с.}$$

При температурі  $t = 21^\circ\text{C}$  теплофізичні властивості води становлять: 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:

$$\text{Re}_1 = \frac{w \cdot d \cdot \rho_1}{\mu_1} = \frac{0,0110,3997,7}{9,82810^{-4}} = 3447.$$

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:

$$\text{Re}_2 = \frac{w \cdot d \cdot \rho_2}{\mu_2} = \frac{0,0110,31,201}{2,15410^{-5}} = 189,3.$$

Режим руху – ламінарний.

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

$$\text{Re}_3 = \frac{w \cdot d \cdot \rho_3}{\mu_3} = \frac{0,0110,31125}{5,92210^{-3}} = 645,2.$$

Режим руху – ламінарний.

Збільшення температури на 7 градусів дає такі зміни:

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

$$\text{Re}_1 = \frac{w \cdot d \cdot \rho_1}{\mu_1} = \frac{0,0110,3995,6}{8,62410^{-4}} = 3920.$$

Режим течії – перехідний.

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

$$\text{Re}_2 = \frac{w \cdot d \cdot \rho_2}{\mu_2} = \frac{0,0110,31,174}{2,25610^{-5}} = 176,7.$$

Режим течії – ламінарний.

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

$$\text{Re}_3 = \frac{w \cdot d \cdot \rho_3}{\mu_3} = \frac{0,0110,31122}{5,0310^{-3}} = 757,4.$$

Режим течії – ламінарний.

Зменшення температури на 7 градусів дає такі зміни:

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

$$\text{Re}_1 = \frac{w \cdot d \cdot \rho_1}{\mu_1} = \frac{0,0110,3998,6}{1,23710^{-3}} = 2741.$$

Режим течії – перехідний.

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

$$\text{Re}_2 = \frac{w \cdot d \cdot \rho_2}{\mu_2} = \frac{0,011 \cdot 0,31 \cdot 231}{2,062 \cdot 10^{-5}} = 2028.$$

Режим течії – ламінарний.

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

$$\text{Re}_3 = \frac{w \cdot d \cdot \rho_3}{\mu_3} = \frac{0,011 \cdot 0,31 \cdot 1129}{7,835 \cdot 10^{-3}} = 489,3.$$

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 5.3.**

#### **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:

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

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

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

Тоді втрати тиску в трубопроводі становитимуть:

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

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:

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

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

**Приклад розв'язку завдання 5.4.****Вихідні дані:**

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

**Порядок розрахунку:**

Площа поперечного перерізу труби зміювика:

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

Швидкість води в зміювику (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  $\rho = 997,7 \text{ кг/м}^3$ , а коефіцієнт динамічної в'язкості  $\mu = 9,828 \cdot 10^{-4} \text{ Па} \cdot \text{с}$ . 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  $\Delta = 0,01 \text{ мм}$ . Тоді відносна шорсткість становитиме:

$$e = \frac{\Delta}{d} = \frac{0,01 \cdot 10^{-3}}{0,02} = 5 \cdot 10^{-4}$$

Оскільки виконується умова:

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

то для розрахунку коефіцієнта тертя використовується формула:

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

Довжина зміювика:



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

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.

## 6 МІСЦЕВІ ОПОРИ В ТРУБОПРОВОДАХ ТА ОБЛАДНАННІ. ВИБІР ОПТИМАЛЬНОГО ДІАМЕТРА ТРУБОПРОВОДУ

### 6.1 Теоретичні відомості

#### 6.1.1 Місцеві опори

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 [2, 8]:

$$\Delta p = \left( \lambda \frac{l}{d_e} + \sum \xi \right) \frac{\rho w^2}{2}, \quad (6.1)$$

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 [8]:

з гострими краями  $\xi=0,5$

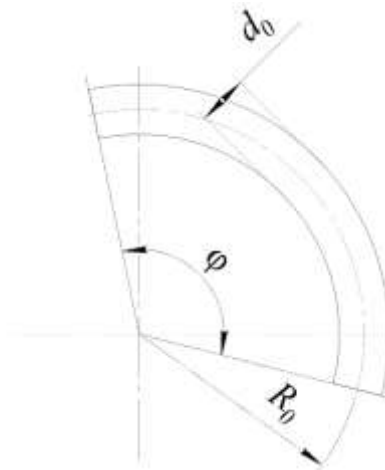
з заокругленими краями  $\xi=0,2$

2. Вихід з труби [8]:  $\xi=1$

3. Плавний відвід круглого перерізу (рисунок 6.1 ) [8]:  $\xi=A \cdot B$

Коефіцієнт А залежить від кута  $\varphi$ , на який змінюється напрям потоку в відводі [8]:

$\varphi, ^\circ$	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 6.1 – Плавний відвід**

Коефіцієнт  $B$  залежить від відношення радіусу повороту труби  $R_0$  до внутрішнього діаметра  $d$  [8]:

$R_0/d$	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  $90^\circ$  [8]:

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

5. Вентиль нормальний при повному відкритті [8]:

$d$ , 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 прямоочний при повному відкритті.

При  $Re > 3 \cdot 10^5$  [8]:

$d$ , 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  $Re$  [8]:

$Re$	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 6.1) залежить від відношення площ поперечного перерізу  $F_1/F_2$  (меншого до більшого) і від

числа Рейнольдса  $Re$  (розраховується через швидкість і еквівалентний діаметр для меншого перерізу) [8].

**Таблиця 6.1 – Значення коефіцієнтів місцевого опору при раптовому розширенні каналу [8]**

$Re$	$\xi$ 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 6.2) [8].

**Таблиця 6.2 – Значення коефіцієнтів місцевого опору при раптовому звуженні каналу [8]**

$Re$	$\xi$ 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 [8]:

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

### 6.1.2 Оптимальний діаметр трубопроводу

Внутрішній діаметр трубопроводу вибирають з рівнянь [2]:

$$Q = w \cdot S = w \cdot \frac{\pi d^2}{4}, \quad (6.2)$$

або

$$G = w \cdot \rho \cdot S = w \cdot \rho \cdot \frac{\pi d^2}{4}. \quad (6.3)$$

Звідки:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot w}}, \quad (6.4)$$

або

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot G}{\pi \cdot \rho \cdot w}}. \quad (6.5)$$

З рівнянь (6.4) та (6.5) випливає, що для визначення діаметра трубопроводу необхідно знати 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 6.3) [2, 8].

Після знаходження діаметра трубопроводу необхідно вибрати матеріал трубопроводу відповідно до властивостей перекачуваного середовища 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 6.4 наведені деякі характеристики сталевих труб, що застосовуються в промисловості (символ «В» значить, що труба виготовляється з вуглецевої сталі, «Н» – з нержавіючої).

Таблиця 6.3 – Рекомендовані швидкості речовин [8]

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
$(0,2...0,5) \cdot 10^5$	40–60
$(0,05...0,02) \cdot 10^5$	60–75

Таблиця 6.4 – Деякі характеристики труб [8]

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

### Продовження таблиці 6.4

Зовнішній діаметр, мм	Товщина стінки, мм	Матеріал	Зовнішній діаметр, мм	Товщина стінки, мм	Матеріал
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.

### 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.

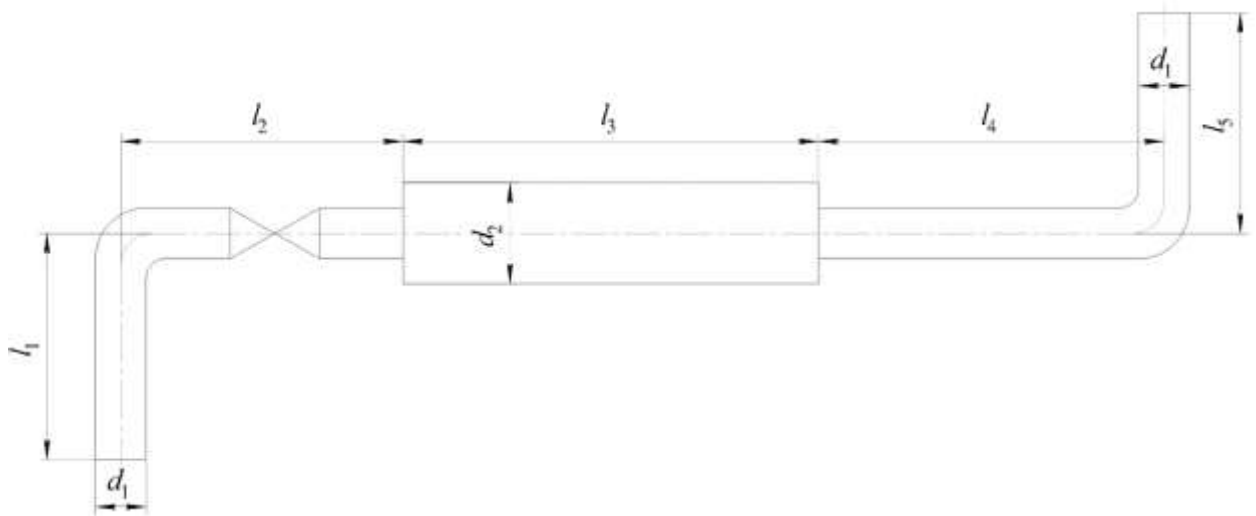
**Завдання 6.1.**

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 6.1).

**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 6.2 – До завдання 6.1**

**Вихідні дані:**

Витрата води

$$Q=2+0,02 \cdot n \text{ м}^3/\text{год}$$

Діаметр трубопроводу

$$d_1=0,095 \text{ м}$$

$$d_2=0,149 \text{ м}$$

Довжини на схемі

$$l_1=2 \text{ м}$$

$$l_2=3 \text{ м}$$



$$l_3 = 2 + 0,2 \cdot n \text{ м}$$

$$l_4 = 2,5 \text{ м}$$

$$l_5 = 1,5 \text{ м}$$

Температура води

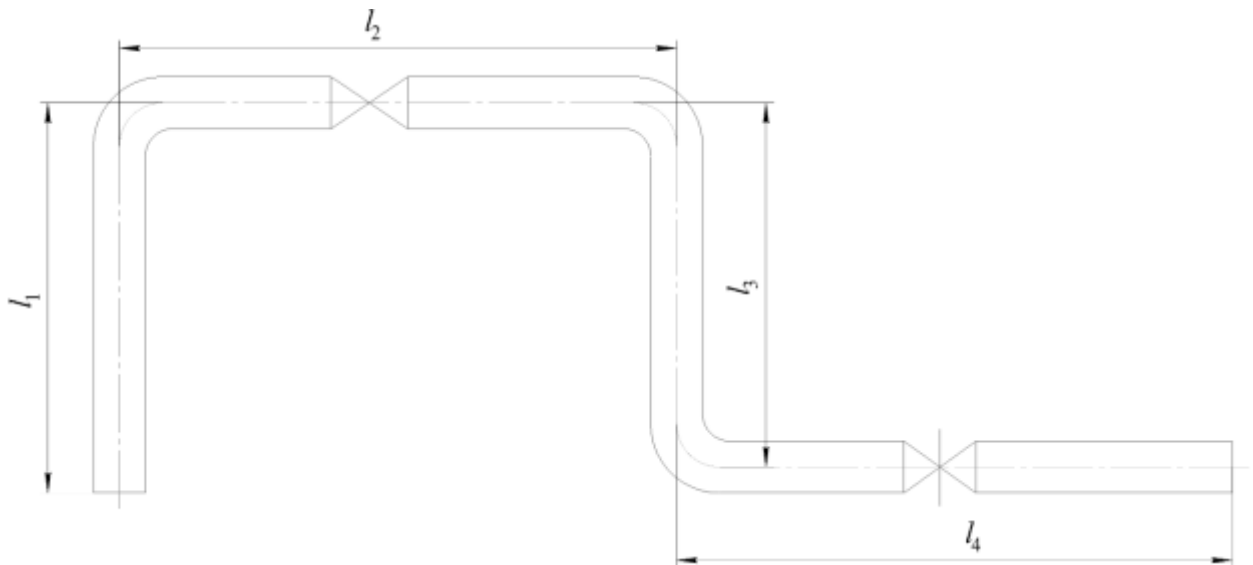
$$t = 17 + 2 \cdot n \text{ } ^\circ\text{C}.$$

### **Завдання 6.2.**

Для трубопроводу, показаного на рисунку 6.3 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 6.3 – До завдання 6.2**

### **Вихідні дані:**

Витрата гліцерину

$$Q = 4 + 0,5 \cdot n \text{ м}^3/\text{год}$$

Довжини на схемі

$$l_1 = 1,5 \text{ м}$$

$$l_2 = 2 + 0,02 \cdot n \text{ м}$$

$$l_3 = 1,5 \text{ м}$$

	$l_4=3$ м
Температура гліцерину	$t=17+4 \cdot n$ °С.

### 6.3 Приклади розв'язку завдань

#### *Приклад розв'язку завдання 6.1.*

##### *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, °С, $t$	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:

$$F_1 = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,095^2}{4} = 7,08810^{-3} \text{ м}^2,$$

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

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

$$w_1 = \frac{Q}{F_1} = \frac{5,55610^{-4}}{7,08810^{-3}} = 0,078 \text{ м/с},$$

$$w_2 = \frac{Q}{F_2} = \frac{5,55610^{-4}}{0,017} = 0,032 \text{ м/с}.$$

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

$$\text{Re}_1 = \frac{w_1 \cdot d_1 \cdot \rho}{\mu} = \frac{0,0780,095998}{1,11910^{-3}} = 6646,$$

$$\text{Re}_2 = \frac{w_2 \cdot d_2 \cdot \rho}{\mu} = \frac{0,0320,149998}{1,11910^{-3}} = 4237.$$

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:

$$e_1 = \frac{\Delta}{d_1} = \frac{0,1 \cdot 10^{-3}}{0,095} = 1,05310^{-3},$$

$$e_2 = \frac{\Delta}{d_2} = \frac{0,1 \cdot 10^{-3}}{0,149} = 6,71110^{-4}.$$

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 6.2.****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 6.3 приймаємо значення  $w_p = 2$  м/с. Тоді розрахунковий діаметр трубопроводу становитиме (витрата переведена в м/с):

$$d_r = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot w_p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,111 \cdot 10^{-3}}{3,142}} = 0,027 \text{ м/с.}$$

Приймаємо зі стандартного ряду найближче значення 28 мм.

Перерахуємо дійсну швидкість в трубопроводі:

$$w_d = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 1,111 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,028^2} = 1,804 \text{ м/с.}$$

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:

$$\begin{aligned} \Delta p &= \left( \lambda \cdot \frac{l_1 + l_2 + l_3 + l_4}{d} + \sum \xi \right) \frac{\rho \cdot w_d^2}{2} = \\ &= \left( 0,033 \frac{1,5 + 2 + 1,5 + 3}{0,028} + 7,65 \right) \frac{11271,804^2}{2} = 31460 \text{ Па.} \end{aligned}$$

Отже втрати тиску в трубопроводі становитимуть 31460 Па.

## 7 ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ТЕПЛОБМІННИКІВ

### 7.1 Теоретичні відомості

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 [2]:

$$N = \Delta p \cdot V = \frac{\Delta p \cdot G}{\rho}, \quad (7.1)$$

де  $V$  – об’ємна продуктивність,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $G$  – масова продуктивність,  $\text{кг}/\text{с}$ ;  $\Delta p$  – гідравлічний опір;  $\rho$  – густина перекачуваного середовища,  $\text{кг}/\text{м}^3$ .

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 і т.і.) 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 (рисунки 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]:

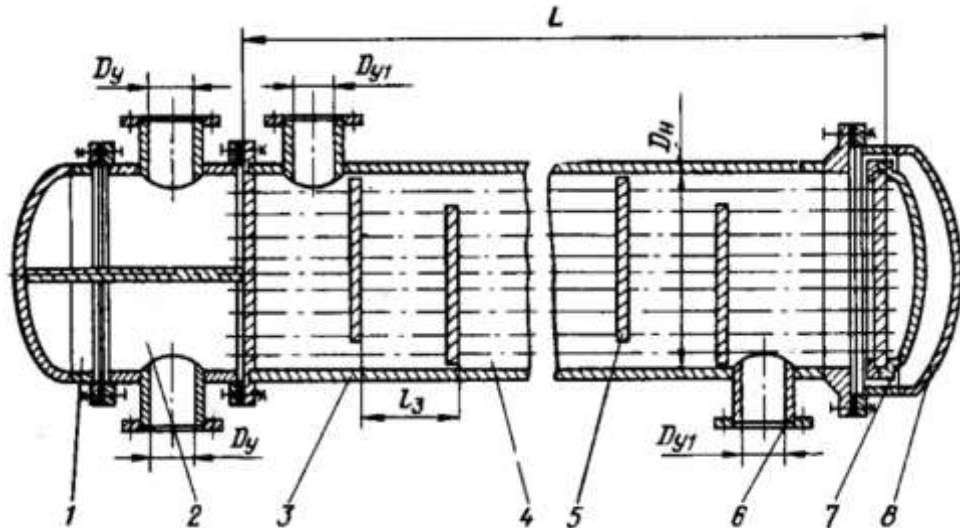
$$\Delta p_{\tau} = \lambda \frac{n \cdot L}{d_{\text{в}}} \frac{\rho \cdot w^2}{2} + \sum \xi \frac{\rho w^2}{2}, \quad (7.2)$$

де  $n$  – число ходів по трубам;  $d_{\text{в}}$  – внутрішній діаметр труби. Решта позначень аналогічна позначенням в формулі для розрахунку трубопроводів.

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

$$\Delta p_{\text{мг}} = \sum \xi \frac{\rho w^2}{2}. \quad (7.3)$$

Коефіцієнти місцевих опорів в теплообміннику наведені в таблиці 7.1 [2].



- 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 7.1 – Приклад конструкції кожухотрубного теплообмінника (з плаваючою головкою) [2]**

**Таблиця 7.1 – Коефіцієнти місцевого опору в кожухотрубних теплообмінниках [2]**

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:

$$\xi = \frac{3m}{\text{Re}^{0,2}}, \quad (7.4)$$

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

$$m = \sqrt{\frac{(n-1)}{3} + 0,25} \approx \sqrt{\frac{n}{3}}, \quad (7.5)$$

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 (7.2) та (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.

## 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 7.1.*

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).

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	$G_1=30+0,5 \cdot n$ кг/с
Початкова температура гліцерину	$t_{1п}=40+2 \cdot n$ °С
Кінцева температура гліцерину	$t_{1к}=15$ °С
Витрата води	$G_2=20+1 \cdot n$ кг/с
Початкова температура води	$t_{2п}=9$ °С
Кінцева температура води	$t_{2к}=35+1,5 \cdot n$ °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	$S_2=4,5 \cdot 10^{-2}$ м <sup>2</sup>
Кількість перегородок в міжтрубному просторі	$n_p=8$

### 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, $m^2$ , $S_2$	$4,5 \cdot 10^{-2}$
Кількість перегородок в міжтрубному просторі, $n_p$	8

### **Порядок розрахунку:**

Визначимо теплофізичні властивості рідин. 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:

$$t_2 = \frac{t_{2н} + t_{2к}}{2} = \frac{9 + 35}{2} = 22 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

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:  $\rho_2 = 997,4 \text{ кг/м}^3$ ;  $\mu_2 = 9,656 \cdot 10^{-4} \text{ Па}\cdot\text{с}$ .

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

Розрахунковий діаметр штуцера для входу і виходу гліцерину:

$$d_{r1} = \sqrt{\frac{4G_1}{\pi \cdot \rho \cdot w_p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 30}{3,1411222}} = 0,13 \text{ м}.$$

Розрахунковий діаметр штуцера для входу і виходу води:

$$d_{r2} = \sqrt{\frac{4G_2}{\pi \cdot \rho \cdot w_p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 20}{3,14997,42}} = 0,113 \text{ м}.$$

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

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

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

Надалі визначимо гідравлічний опір трубного простору:

Площа поперечного перерізу одного ходу по трубах:

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

Швидкість руху гліцерину в трубах:

$$w_1 = \frac{G_1}{\rho_1 \cdot S_1} = \frac{30}{11220,011} = 2,363 \text{ м/с}.$$

Критерій Рейнольдса:

$$Re_1 = \frac{w_1 \cdot d_b \cdot \rho_1}{\mu_1} = \frac{2,363 \cdot 0,021 \cdot 1122}{5,094 \cdot 10^{-3}} = 10930.$$

Оскільки режим руху турбулентний, знайдемо відносну шорсткість труб. Оскільки гліцерин не є корозійноактивним 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  $2300 < Re < 10/e = 21000$ , то коефіцієнт тертя розраховуємо за формулою:

$$\lambda = \frac{0,316}{\sqrt[4]{Re_1}} = \frac{0,316}{\sqrt[4]{10930}} = 0,031.$$

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 багатоходовий, 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:

$$\begin{aligned} \Delta p_1 &= \left( \lambda \cdot \frac{z \cdot L}{d_b} + z \cdot (\xi_2 + \xi_3) + (z-1) \xi_4 \right) \cdot \frac{\rho_1 \cdot w_1^2}{2} + 2 \cdot \xi_1 \cdot \frac{\rho_1 \cdot w_{1\text{ш}}^2}{2} = \\ &= \left( 0,031 \cdot \frac{6 \cdot 3}{0,021} + 6 \cdot (1,0 + 1,0) + (6-1) \cdot 2,5 \right) \cdot \frac{11222,363^2}{2} + 2 \cdot 1,5 \cdot \frac{11222,325^2}{2} = \\ &= 1,68810^5 \text{ Па.} \end{aligned}$$

Витрати потужності на переміщення гліцерину в трубному просторі теплообмінника становлять:

$$N_1 = \frac{\Delta p_1 \cdot G_1}{\rho_1} = \frac{1,68810^5 \cdot 30}{1122} = 4,51310^3 \text{ Па.}$$

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

$$w_2 = \frac{G_2}{S_2 \cdot \rho_2} = \frac{20}{0,045996,5} = 0,446 \text{ м/с.}$$

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

$$\text{Re}_2 = \frac{w_2 \cdot d_3 \cdot \rho_2}{\mu_2} = \frac{0,4460,025996,5}{9,1410^{-4}} = 12160.$$

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:

$$\xi_r = \frac{3m}{\text{Re}_2^{0,2}} = \frac{3 \cdot 8}{12160^{0,2}} = 3,658.$$

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:

$$\begin{aligned} \Delta p_1 &= (\xi_i \cdot (n_p + 1) + n_p \cdot \xi'_3) \frac{\rho_2 \cdot w_2^2}{2} + (\xi'_1 + \xi'_2) \frac{\rho_2 \cdot w_{2m}^2}{2} = \\ &= (3,658(8 + 1) + 8 \cdot 1,5) \frac{996,40,446^2}{2} + (1,5 + 1,0) \frac{996,41,745^2}{2} = 8,247 \cdot 10^3 \text{ Па.} \end{aligned}$$

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.

## 8 ВИЗНАЧЕННЯ ГІДРАВЛІЧНОГО ОПОРУ ТАРІЛЧАСТИХ І НАСАДКОВИХ КОЛОН

### 8.1 Теоретичні відомості

#### 8.1.1 Конструкції колонних апаратів

Колонні апарати (рисунки 8.1 та 8.2) [12] 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).

Насадка являє собою об'єм дрібних тіл різноманітної форми (рисунок 8.3) [13]. 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.

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 приходиться 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 8.4 – 8.6 [13].

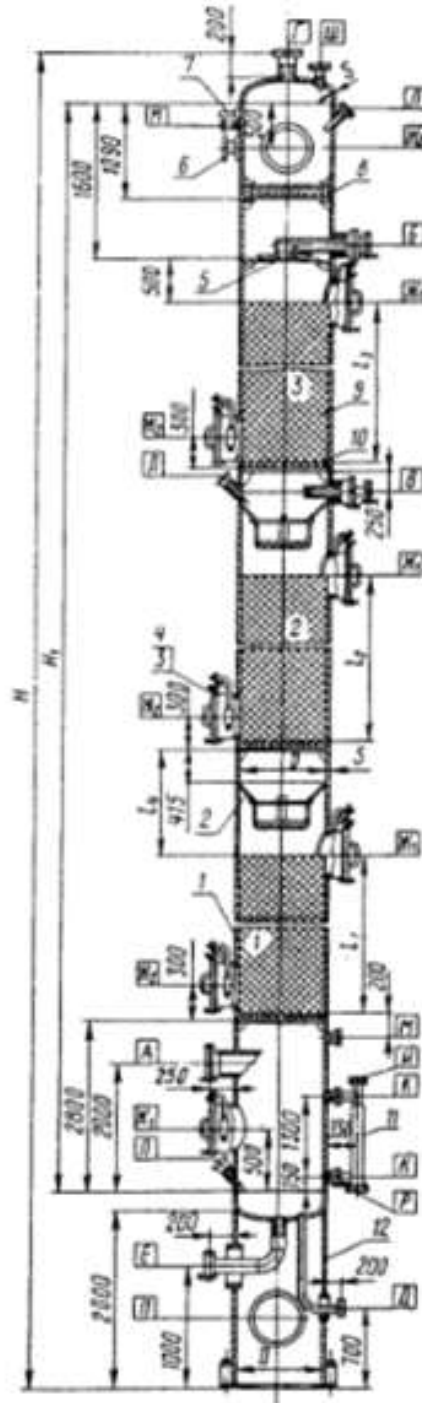


Рисунок 8.1 – Схеми насадкового колонного апарата [12]



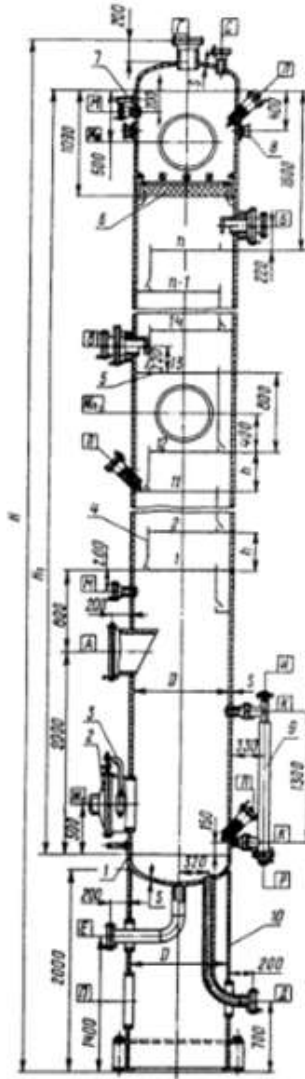
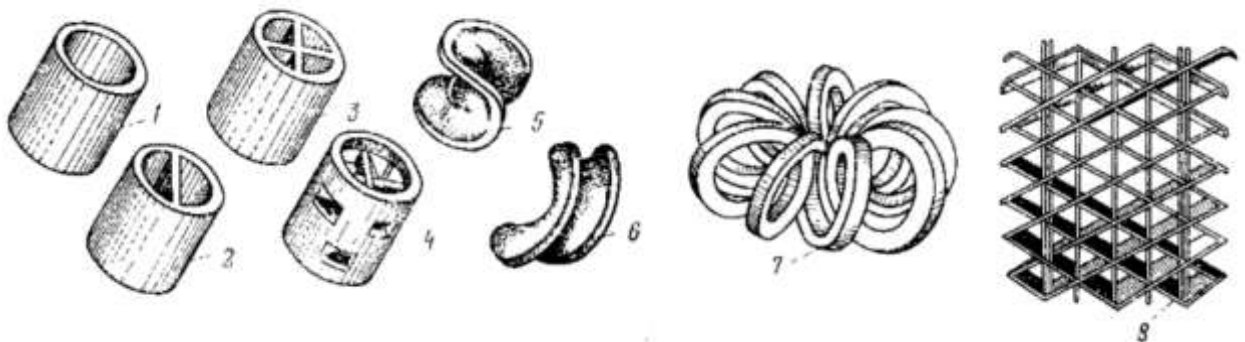
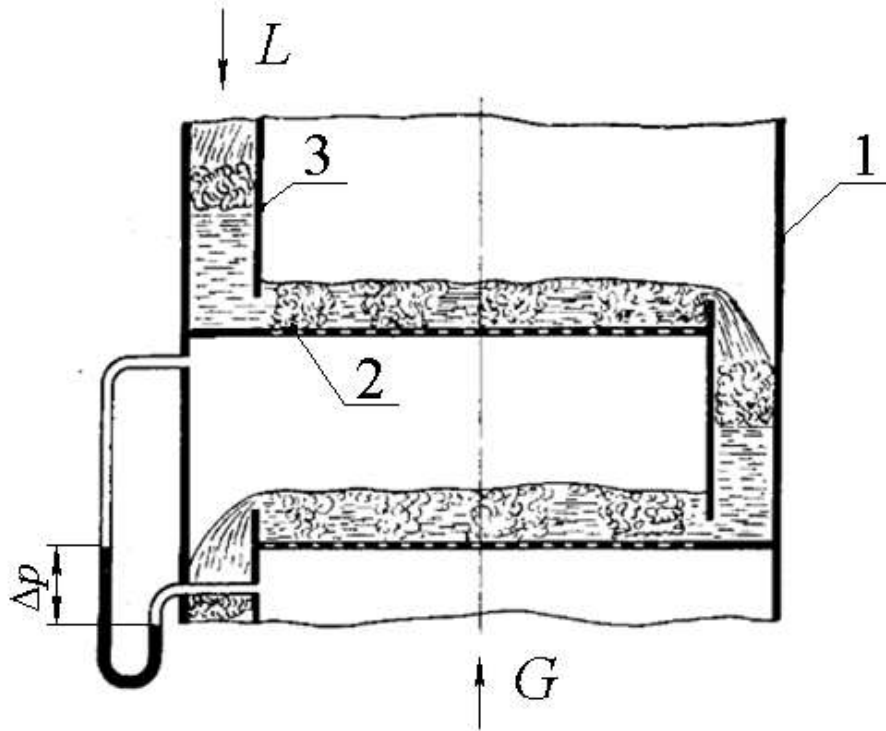


Рисунок 8.2 – Схеми тарілчастого колонного апарата [12]



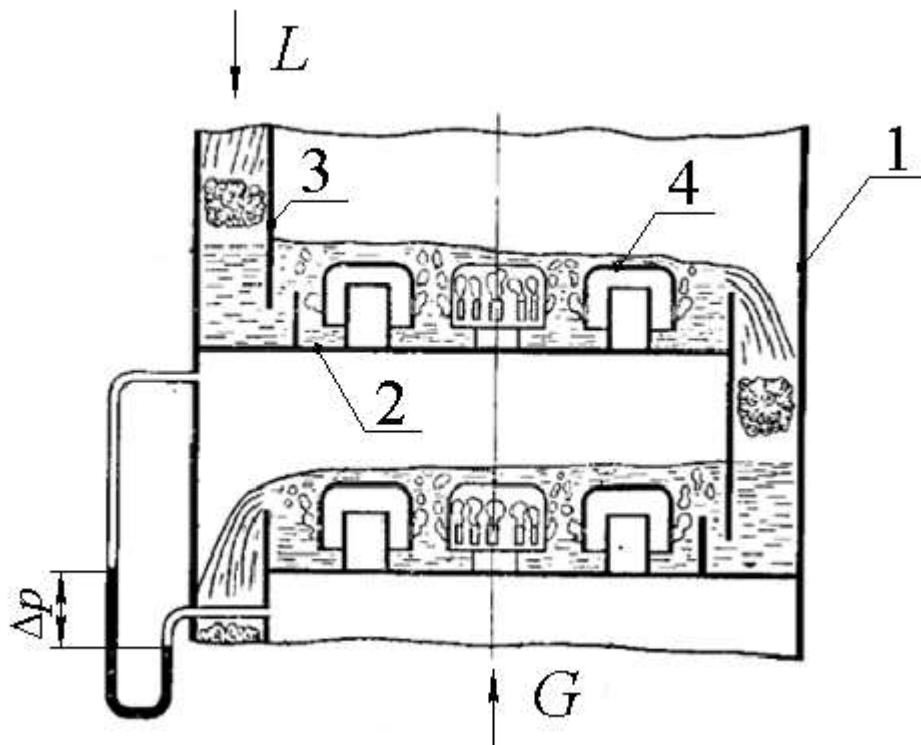
1 – кільце Рашига; 2 – кільця з перегородкою; 3 – кільця з хрестоподібною перегородкою; 4 – кільця Паля (з вирізами в стінках і перегородками); 5 – сідла Берля; 6 – сідло «Інталокс»; 7 – розетка Теллера; 8 – насадка «Спрейпак»

Рисунок 8.3 – Типи насадкових тіл [13]



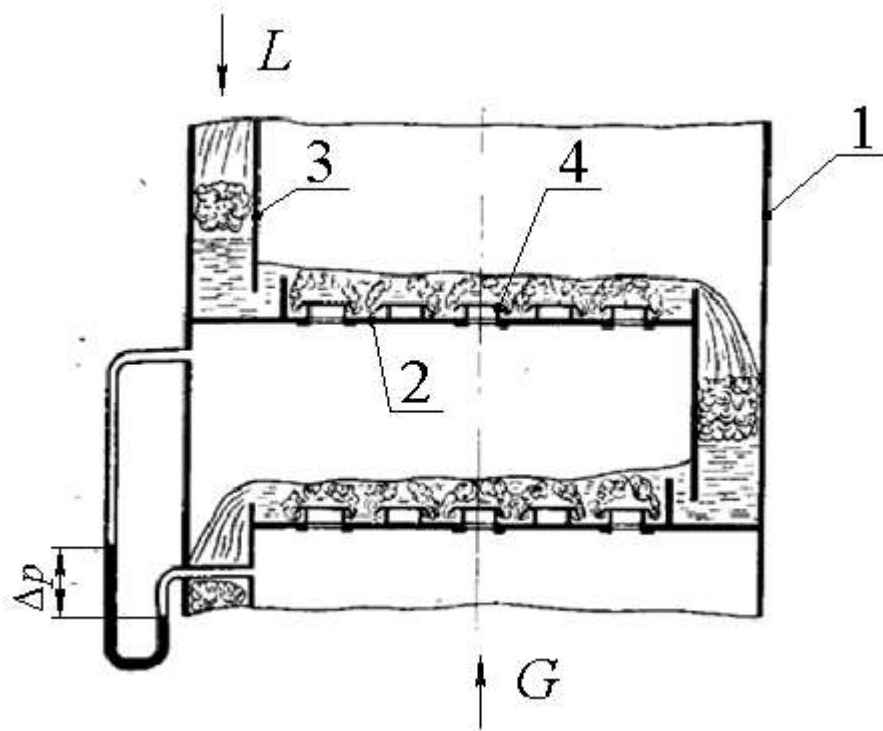
1 – корпус колони; 2 – тарілка; 3 – переливний пристрій

**Рисунок 8.4 – Схема ситчастої тарілки [13]**



1 – корпус колони; 2 – тарілка; 3 – переливний пристрій; 4 – ковпачок

**Рисунок 8.5 – Схема ковпачкової тарілки [13]**



1 – корпус колони; 2 – тарілка; 3 – переливний пристрій; 4 – клапан

**Рисунок 8.6 – Схема клапанної тарілки [13]**

Різноманітність існуючих барботажних тарілок обумовлена 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.

### 8.1.2 Гідравлічний опір насадкових колон

Гідравлічний опір сухої насадки [2]:

$$\Delta p_{\text{сух}} = \lambda \frac{H}{d_e} \frac{\rho_r w_r^2}{2}, \quad (8.1)$$

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 [2] (значення густини зрошення необхідно підставляти в  $\text{м}^3/(\text{м}^3 \cdot \text{год})$ ):

$$\Delta p = \Delta p_{\text{сyx}}(1 + k \cdot U), \quad (8.2)$$

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 [2]:

при  $Re_r < 40$

$$\lambda = \frac{140}{Re_r}; \quad (8.3)$$

при  $Re_r \geq 40$

$$\lambda = \frac{16}{Re_r^{0,2}}. \quad (8.4)$$

Для регулярно укладених кільцевих насадок при будь-якому значенні критерію Рейнольдса коефіцієнт опору з достатнім ступенем точності можна визначити за рівнянням [2]:

$$\lambda = \frac{9.21}{Re_r^{0,375}}. \quad (8.5)$$

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 [2]:

$$w_r = \frac{4V_r}{\pi \cdot D^2}, \quad (8.6)$$

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

Цю величину необхідно підставляти в рівняння (8.1). Також за цією величиною знаходять критерій Рейнольдса, який для насадкових колон обчислюється а формулою [2]:

$$\text{Re}_r = \frac{4 \cdot w_r \cdot \rho_r}{\mu_r \cdot f}, \quad (8.7)$$

де  $f$  – питома поверхня насадки.

Еквівалентний діаметр визначається з відношення:

$$d_e = \frac{4 \cdot V_c}{f}, \quad (8.8)$$

де  $V_c$  – вільний об'єм насадки.

Значення питомої поверхні насадки та вільного об'єму наведені в довідковій літературі (таблиця 8.1) [14].

**Таблиця 8.1 – Характеристики насадок [14]**

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 ГОСТ 17612 (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

Продовження таблиця 8.1

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>
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 за ГОСТ 17612					
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:

$$U = \frac{4 \cdot L}{\pi \cdot D^2 \rho_p}, \quad (8.9)$$

Властивості рідини і газу вибираються за середньою температурою в колоні.

### 8.1.3 Гідравлічний опір тарілчастих колон

Для тарілчастих колон гідравлічний опір тарілки дорівнює сумі опорів сухої тарілки, опору, обумовленого силами поверхневого натягу і опором газо(паро)рідинного шару на тарілці [2]:

$$\Delta p = \Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3. \quad (8.10)$$

Опір сухої тарілки [2]:

$$\Delta p_1 = \xi \frac{\rho_r w_0^2}{2}, \quad (8.11)$$

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 8.2) [2]. Конструкцій тарілок наведені в [15]

**Таблиця 8.2 – Значення коефіцієнтів опору для різних типів тарілок [2]**

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 [2]:

$$\Delta p_2 = \frac{\sigma \cdot \Pi}{S} = \frac{4\sigma}{d_e}, \quad (8.12)$$

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 [2]:

– для ковпачкових тарілок при повному відкритті ковпачка:

$$\Delta p_3 = 1,3 \cdot g \cdot k \cdot \rho_p (l + e/2 + \Delta h); \quad (8.13)$$

– для ситчастих тарілок

$$\Delta p_3 = 1,3 \cdot g \cdot k \cdot \rho_p (h_{\text{пер}} + \Delta h). \quad (8.14)$$

В формулах (8.13)–(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 [2]:

$$\Delta h = \left( \frac{V_{\text{ж}}}{1,85 \Pi k} \right)^{2/3}. \quad (8.15)$$

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

## 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 8.1.

В масообмінний апарат низсхідним 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 8.3, теплофізичні властивості повітря – в таблиці 8.4.

**Вихідні дані:**

Витрати води	$L=6+0,02 \cdot n$ кг/м
Витрата повітря	$G=1+0.05 \cdot n$ кг/с
Температура в колоні	$t=21+2 \cdot n$ °C
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 8.4 – Теплофізичні властивості води [4]

Температура, $t$ , °C	Густина, $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	Теплоємність, $c \cdot 10^{-3}$ , Дж/(кг·К)	Поверхневий натяг, $\sigma \cdot 10^3$ Н/м	Коефіцієнт динамічної в'язкості, $\mu \cdot 10^6$ , Па·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 8.5 – Теплофізичні властивості повітря [10]

Температура, $t$ , °C	Густина, $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	Теплоємність, $c \cdot 10^{-3}$ , Дж/(кг·К)	Коефіцієнт теплопро- відності, $\lambda \cdot 10^2$ Вт/(м·К)	Коефіцієнт динамічної в'язкості, $\mu \cdot 10^6$ , Па·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

### 8.3 Приклад розв'язку завдання

#### *Вихідні дані:*

Масові витрати води, кг/м, $L$	6
Масові витрати повітря, кг/с, $G$	1
Температура в колоні, °С, $t$	21
Діаметр колони, м, $D$	1
Висота насадки, м, $H$	10
Кількість тарілок, $n_t$	25

Параметри насадки (кільця Рашига 50×50×5)

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 –  $\rho_{\text{в}} = 997,8 \text{ кг/м}^3$ ; коефіцієнт динамічної в'язкості  $\mu_{\text{в}} = 9,804 \cdot 10^{-4} \text{ Па}\cdot\text{с}$ ; поверхневий натяг –  $\sigma_{\text{в}} = 0,073 \text{ Н/м}$ . Теплофізичні властивості повітря відповідно будуть дорівнювати: густина –  $\rho_{\text{в}} = 1,201 \text{ кг/м}^3$ ; коефіцієнт динамічної в'язкості –  $\mu_{\text{в}} = 1,815 \cdot 10^{-5} \text{ Па}\cdot\text{с}$ .

Швидкість газу в колоні:

$$w = \frac{4G}{\pi D^2 \cdot \rho_{\text{п}}} = \frac{41}{3,1411 \cdot 1,201} = 1,06 \text{ м/с.}$$

Густина зрошення:

$$U = \frac{4L}{\pi D^2 \cdot \rho_{\text{г}}} = \frac{46}{3,141^2 \cdot 997,8} = 7,65610^{-3} \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с}).$$

*Розрахунок гідравлічного опору колони з нерегулярною насадкою.*

Критерій Рейнольдса:

$$\text{Re}_1 = \frac{4 \cdot w \cdot \rho_{\text{п}}}{\mu_{\text{п}} \cdot f_1} = \frac{41,061,206}{1,81510^{-5} \cdot 93} = 3017.$$

Оскільки значення критерію Рейнольдса більше за 40, коефіцієнт місцевого опору розраховуємо за формулою (8.4):

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

Еквівалентний діаметр в насадці

$$d_{\text{e1}} = \frac{4V_{\text{e1}}}{f_1} = \frac{40,79}{93} = 0,034 \text{ м.}$$

Гідравлічний опір сухої нерегулярної насадки:

$$\Delta p_{\text{н1c}} = \lambda_{\text{н1}} \cdot \frac{H}{d_{\text{e1}}} \cdot \frac{\rho_{\text{п}} w^2}{2} = 3,223 \cdot \frac{10}{0,034} \cdot \frac{1,2061,06^2}{2} = 640,1 \text{ Па.}$$

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 (8.2). Оскільки насадка нерегулярна приймаємо  $k=0,06$ . Тоді опір змоченої насадки буде дорівнювати:

$$\Delta p_{\text{н1}} = \Delta p_{\text{н1c}} \cdot (1 + 3600k \cdot U) = 640,1 \cdot (1 + 36000,067,65610^{-3}) = 1699 \text{ Па.}$$

*Гідравлічний опір колони з регулярною насадкою.*

Критерій Рейнольдса:

$$\text{Re}_2 = \frac{4 \cdot w \cdot \rho_{\text{п}}}{\mu_{\text{п}} \cdot f_2} = \frac{41,061,206}{1,81510^{-5} \cdot 121} = 2319.$$

Коефіцієнт опору:

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

Еквівалентний діаметр:

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

Гідравлічний опір сухої регулярної насадки:

$$\Delta p_{\text{н2c}} = \lambda_{\text{н2}} \cdot \frac{H}{d_{e1}} \cdot \frac{\rho_{\text{п}} w^2}{2} = 0,742 \cdot \frac{10}{0,026} \cdot \frac{1,2061,06^2}{2} = 191,8 \text{ Па.}$$

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

$$\Delta p_{\text{н2}} = \Delta p_{\text{н2c}} \cdot (1 + 3600k \cdot U) = 191,8 \cdot (1 + 36000,047,65610^{-3}) = 403,3 \text{ Па.}$$

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:

$$d_e = \frac{4b \cdot l}{2 \cdot (b + l)} = \frac{4 \cdot 0,0080,02}{2 \cdot (0,008 + 0,02)} = 0,011 \text{ м.}$$

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:

$$\Delta p_{11} = \xi_1 \cdot \frac{\rho_n \cdot w_{01}^2}{2} = 5 \cdot \frac{1,20611,78^2}{2} = 416,6 \text{ Па.}$$

Опір поверхневого натягу:

$$\Delta p_{12} = \frac{4\sigma_B}{d_e} = \frac{40,073}{0,011} = 25,93 \text{ Па.}$$

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

$$\Delta h_1 = \left( \frac{L}{1,85 \cdot \Pi_1 \cdot k \cdot \rho_B} \right) = \left( \frac{6}{1,850,80,5 \cdot 997,8} \right) = 8,12610^{-3} \text{ м.}$$

Опір шару рідини:

$$\begin{aligned} \Delta p_{13} &= 1,3 \cdot g \cdot k \cdot \rho_B \cdot \left( l + \frac{e}{2} + \Delta h_1 \right) = 1,3 \cdot 9,810,5 \cdot 997,8 \cdot \left( 0,02 + \frac{0,01}{2} + 8,12610^{-3} \right) = \\ &= 210,8 \text{ Па.} \end{aligned}$$

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:

$$\Delta p_1 = \Delta p_{1r} \cdot n_t = 652,8 \cdot 25 = 1,63210^4 \text{ Па.}$$

*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 8.2 приймаємо коефіцієнт місцевого опору  $\xi_1 = 1,45$ . Тоді гідравлічний опір сухої тарілки:

$$\Delta p_{21} = \xi_2 \cdot \frac{\rho_n \cdot w_{02}^2}{2} = 1,45 \cdot \frac{1,2067,068^2}{2} = 43,49 \text{ Па.}$$

Опір поверхневого натягу:

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

Висота рівня рідини над зливним порогом:

$$\Delta h_2 = \left( \frac{L}{1,85 \Pi_2 \cdot k \cdot \rho_{\text{в}}} \right) = \left( \frac{6}{1,85 \cdot 0,8 \cdot 0,5 \cdot 997,8} \right) = 8,12610^{-3} \text{ м.}$$

Опір шару рідини:

$$\begin{aligned} \Delta p_{23} &= 1,3 \cdot g \cdot k \cdot \rho_{\text{в}} \cdot (h_{\text{пер}} + \Delta h_2) = 1,3 \cdot 9,81 \cdot 0,5 \cdot 997,8 \cdot (0,026 + 8,12610^{-3}) = \\ &= 217,1 \text{ Па.} \end{aligned}$$

Сумарний опір тарілки:

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

Сумарний опір колони:

$$\Delta p_2 = \Delta p_{2\tau} \cdot n_t = 318,7 \cdot 25 = 7,96610^3$$

Отже опір ковпачкових тарілок більший, за опір сітчастих.

## 9 РОЗРАХУНОК НАСОСІВ, ВЕНТИЛЯТОРІВ, КОМПРЕСОРИВ. ГІДРАВЛІЧНИЙ ОПІР ШАРІВ ЗЕРНИСТИХ МАТЕРІАЛІВ

### 9.1 Теоретичні відомості

#### 9.1.1 Насоси

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 9.1 [2]

**Таблиця 9.1 – Технічна характеристика відцентрових насосів [2]**

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	4A80A2	1,5
КМ 20/18a	17	15	2900	4AX80A2	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



## Продовження таблиці 9.1

Марка	$Q$ , м <sup>3</sup> /год	$H$ , м	$n$ , об/хв	Електродвигун	
				тип	$N$ , кВт
ХМ 8/40	8	40	2900	2В100S2	4,0
Х 8/60	8	60	2900	2А160М2	18,5
Х 50-32-125	12,5	20	2900	4А90L2	3,0
Х 20/18	20	18	2900	2В100S2	4,0
Х 65-50-125	25	20	2900	4А100S2	4,0
Х 65-50-160	25	32	2900	АВ100L2	5,5
АХ 65-40-200	25	50	2900	4А160S2	15,0
Х 20/31	20	31	2900	4А112М2	7,5
Х 20/53	20	53	2900	4А132М2	11,0
ХО 20/95	20	95	2900	В160М2	18,5
Х 45/31	45	31	2900	4А160S2	15,0
Х 45/54	45	54	2900	4А180S2	22,0
Х 45/90	45	90	2900	4А200М2	37
Х 80-50-160	50	32	2900	4А160М2	18,5
Х 50-50-200	50	50	2900	4А160М2	18,5
ТХ 72/20	72	20	1450	4А160S2	15
АХ 125-80-250	80	20	1450	4А160S2	15
Х 90/33	90	33	2900	4А180S2	22
Х 90/49	90	49	2900	4А180М2	30
Х 90/85	90	85	2900	4А225М2	55
Х 100-80-160	100	32	2900	4А180S2	22
Х 100-65-250	100	80	2900	4А225М2	55
Х 160/29	160	29	1450	4А200М4	37
Х 130/49/2	160	49	2900	4А225М2	55
Х 150-125-315	200	32	1450	4А225М4	55
Х 280/29	280	29	1450	4А225М4	55
Х 280/42	280	42	1450	4А225М4	55
Х 280/72	280	72	1470	АО 101-4М	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 [2, 8]:

$$N_n = \rho \cdot g \cdot H \cdot Q. \quad (9.1)$$

Слід відзначити, що при підстановці в рівняння (9.1) фізичних величин в розмірностях згідно системи 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 [2, 8]:

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} + H_r + h_n, \quad (9.2)$$

де  $p_1$  – тиск в апараті, з якого перекачується рідина;  $p_2$  – тиск в апараті, в який подається рідина;  $H_r$  – геометрична висота підйому рідини;  $h_n$  – втрати тиску у всмоктуючій і нагнітальній лінії.

Потужність, котру повинен розвивати електродвигун на вихідному валу при усталеному режимі роботи [2, 8]:

$$N = \frac{N_n}{\eta_n \cdot \eta_p}, \quad (9.3)$$

де  $\eta_n$ ,  $\eta_p$  – коефіцієнти корисної дії відповідно насосу і передачі від двигуна до насосу.

Коефіцієнт корисної дії насосу [2, 8]:

$$\eta_n = \eta_o \cdot \eta_r \cdot \eta_m, \quad (9.4)$$

де  $\eta_o$  – об'ємний ККД, що враховує перетікання рідини з зони більшого тиску в зону малого тиску (для сучасних крупних відцентрових насосів  $\eta_o=0,96-0,98$ ;  $\eta_r$  – для малих і середніх насосів  $\eta_o=0,85-0,95$ );  $\eta_r$  – 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  $\eta_{\text{п}}=0,93-0,98$ .

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 [2, 8]:

$$N_{\text{дв}} = \frac{N_{\text{н}}}{\eta_{\text{дв}}}, \quad (9.5)$$

де  $\eta_{\text{дв}}$  – коефіцієнт корисної дії електродвигуна, який приймається орієнтовно залежно від номінальної потужності  $N_{\text{дв}}$  (таблиця 9.2) [2].

**Таблиця 9.2 – Орієнтовні значення ККД електродвигунів [2]**

$N_{\text{дв}}$ , 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:

$$N_{\text{уст}} = \beta \cdot N_{\text{дв}}. \quad (9.6)$$

Коефіцієнт запасу потужності  $\beta$  береться залежно від величини  $N_{\text{дв}}$  (таблиця 9.3) [2].

**Таблиця 9.3 – Орієнтовні значення коефіцієнта запасу потужності для насосів [2]**

$N_{дв}$ , 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 [2]:

$$H_{вс} \leq \frac{p_a}{\rho \cdot g} - \left( \frac{p_t}{\rho \cdot g} + \frac{w_{вс}^2}{2g} + h_{п.вс} + h_3 \right), \quad (9.7)$$

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 [2]:

$$h_3 = 0,3(Q \cdot n^2)^{2/3}, \quad (9.8)$$

де  $n$  – частота обертання вала,  $c^{-1}$ .

Для поршневих насосів за наявності повітряного ковпака на всмоктуючій лінії [2]:

$$h_3 = 1,2 \frac{l}{g} \frac{f_1}{f_2} \frac{u^2}{r}, \quad (9.9)$$

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.

### 9.1.2 Вентилятори

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. Технічна характеристика деяких вентиляторів наведена в таблицях 9.4 та 9.5 [8].

**Таблиця 9.4 – Технічні характеристики відцентрових вентиляторів [8]**

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 9.5 – Технічні характеристики відцентрових вентиляторів малої продуктивності [8]**

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 (9.1), (9.3)–(9.5)).

Коефіцієнт запасу потужності для відцентрових вентиляторів  $\beta$  визначається за таблицею 9.6 [2].

**Таблиця 9.6 – Коефіцієнт запасу потужності для вентиляторів [2]**

$N_{дв}$ , 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]:

$$H = h_{cm} + h_{дин} = \left( \frac{p_{ст.н}}{\rho \cdot g} + \frac{w_n^2}{2g} \right) - \left( \frac{p_{ст.вс}}{\rho \cdot g} + \frac{w_{вс}^2}{2g} \right), \quad (9.10)$$

або

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + h_{п.вс} + h_{п.н} + \frac{w^2}{2g}, \quad (9.11)$$

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 (9.11) додається величина [2]:

$$\Delta h_{\text{гуд}} = (\rho_{\text{г}} - \rho) \cdot z \cdot g, \quad (9.12)$$

де  $\rho_{\text{г}}$  – густина газу, що подається вентилятором;  $z$  – різниця висот точок всмоутування і нагнітання.

ККД відцентрових вентиляторів зазвичай складає  $\eta_{\text{в}}=0,6-0,9$ , осьових вентиляторів –  $\eta_{\text{дв}}=0,7-0,9$ . При безпосередньому з'єднанні валів вентиляторів і двигуна  $\eta_{\text{п}}=1$ ; при клинопасовій передачі  $\eta_{\text{п}}=0,92$ .

### 9.1.3 Компресори

Це машини, призначені для переміщенні і стиснення газів до надлишкового тиску понад 0,2 МПа. За принципом дії компресори поділяються на поршневі, відцентрові і ротаційні. Залежно від тиску нагнітання компресори поділяються 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]:

$$N = \frac{V \cdot l \cdot \rho}{\eta}, \quad (9.13)$$

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]:

$$l = \frac{m}{m-1} p_1 v_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right], \quad (9.14)$$

в багатоступінчастому компресорі [2]:

$$l = n \frac{m}{m-1} p_1 v_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{n-m}} - 1 \right], \quad (9.15)$$

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.

#### 9.1.4 Гідравлічний опір шарів зернистих матеріалів

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

$$\Delta p_{\text{ш}} = \lambda \frac{l}{d_e} \frac{\rho \cdot w^2}{2}, \quad (9.16)$$

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 перетвори вираз (9.16) в більш зручний для розрахунків вигляд [8]:

$$\Delta p_{\text{ш}} = \frac{\lambda \cdot H \cdot f \cdot \rho \cdot w_0^2}{8 \cdot \varepsilon^3}, \quad (9.17)$$

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 [8]:

$$\lambda = \frac{133}{\text{Re}} + 2,34. \quad (9.16)$$

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

$$\text{Re} = \frac{4w_0 \cdot \rho}{f \cdot \mu}. \quad (9.17)$$

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

$$\Delta p_{\text{ш}} = \frac{3 \cdot \lambda \cdot H \cdot (1 - \varepsilon) \rho \cdot w_0^2}{4 \varepsilon^3 d_{\text{ч}} \cdot \psi}, \quad (9.18)$$

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 (9.16) розраховують за формулою [8]:

$$\text{Re} = \frac{2}{3} \frac{\psi}{(1 - \varepsilon)} \text{Re}_0, \quad (9.19)$$

де

$$\text{Re}_0 = \frac{w_0 d_{\text{ч}} \rho}{\mu}. \quad (9.20)$$

Формули (9.15) і (9.18) застосовуються для руху потоку через нерухомі шари. Для псевдозріджених шарів гідравлічний опір визначається за формулою [8]:

$$\Delta p_{\text{шш}} = H(1 - \varepsilon)(\rho_{\text{т}} - \rho)g, \quad (9.21)$$

де  $\rho_t$  – 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 [8]:

$$\text{Re}_0 = \frac{\text{Ar}}{1400 + 5,22\sqrt{\text{Ar}}} \quad (9.22)$$

Критерій Архімеда розраховують за рівнянням [8]:

$$\text{Ar} = \frac{d_c^2 \cdot \rho \cdot g}{\mu^2} \cdot (\rho_t - \rho) \quad (9.23)$$

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

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

$$\text{Re}_b = \frac{\text{Ar}}{18 + 0,575\sqrt{\text{Ar}}} \quad (9.24)$$

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

## 9.2 Завдання на практичне заняття

Оскільки розрахунок насоса проводиться в розрахунковій роботі, на практичному занятті проводиться розрахунок вентилятора.

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  $d_c$ , 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 шибєр.

**Вихідні дані:**

Витрата повітря	$Q=0,3+0,01 \cdot n \text{ м}^3/\text{с}$
Температура повітря	$t=35+2 \cdot n \text{ }^\circ\text{C}$
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	$H=0,6+0,01 \cdot n \text{ м}$
Порозність	$\varepsilon=0,4$
Внутрішній діаметр адсорбера	$D=1,34 \text{ м}$
Довжина трубопроводу	$L=18+0,5 \cdot n \text{ м}$

**9.3 Приклад розв'язку завдання**

**Вихідні дані:**

Витрата повітря, $\text{м}^3/\text{с}$ , $Q$	0,3
Температура повітря, $^\circ\text{C}$ , $t$	35
Густина сорбенту, $\text{кг/м}^3$ , $\rho_T$	800
Середній діаметр частинок сорбенту, $\text{м}$ , $d_{\text{ч}}$	0,00205
Фактор форми, $\psi$	0,8
Висота нерухомого шару сорбенту, $\text{м}$ , $H$	0,6
Порозність, $\varepsilon$	0,4
Внутрішній діаметр адсорбера, $\text{м}$ , $D$	1,34
Довжина трубопроводу, $\text{м}$ , $L$	18.

**Порядок розрахунку.**

Фіктивна швидкість в апараті:

$$w_0 = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D^2} = \frac{4 \cdot 0,3}{3,141,34} = 0,213 \text{ м/с.}$$

За заданої температури теплофізичні властивості повітря становлять:  
 густина –  $\rho_n = 1,147 \text{ кг/м}^3$ ; коефіцієнт динамічної в'язкості –  
 $\mu_n = 1,885 \cdot 10^{-5} \text{ Па}\cdot\text{с}$ .

Критерій Архімеда:

$$Ar = \frac{d_q \cdot \rho_n \cdot g}{\mu_n} (\rho - \rho_n) = \frac{2,05 \cdot 10^{-3} \cdot 1,147 \cdot 9,81}{1,885 \cdot 10^{-5}} (800 - 1,147) = 2,17810^5.$$

Критичне значення критерію Рейнольдса:

$$Re_{кр} = \frac{Ar}{1400 + 5,22 \cdot \sqrt{Ar}} = \frac{2,17810^5}{1400 + 5,22 \cdot \sqrt{2,17810^5}} = 56,78.$$

Швидкість початку псевдозрідження:

$$w_{кр} = \frac{Re_{кр} \cdot \mu_n}{d_q \cdot \rho_n} = \frac{56,78 \cdot 1,885 \cdot 10^{-5}}{2,05 \cdot 10^{-3} \cdot 1,147} = 0,455 \text{ м/с}.$$

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.

$$Re = \frac{2}{3} \cdot \frac{\psi}{1 - \varepsilon} \cdot \frac{w_0 \cdot d_q \cdot \rho_n}{\mu_n} = \frac{2}{3} \cdot \frac{0,8}{1 - 0,4} \cdot \frac{0,455 \cdot 2,05 \cdot 10^{-3} \cdot 1,147}{1,885 \cdot 10^{-5}} = 23,577.$$

Коефіцієнт опору шару:

$$\lambda_{ш} = \frac{133}{Re} + 2,34 = \frac{133}{23,58} + 2,34 = 7,981.$$

Гідравлічний опір шару в адсорбенті:

$$\Delta p_{ш} = \frac{3 \lambda_{ш} \cdot H \cdot (1 - \varepsilon) \rho_n}{4 \varepsilon \cdot d_q \cdot \psi} = \frac{3 \cdot 7,981 \cdot 0,6 \cdot (1 - 0,4) \cdot 1,147}{4 \cdot 0,4 \cdot 2,05 \cdot 10^{-3} \cdot 0,8} = 426,1 \text{ Па}.$$

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  $w_p = 10 \text{ м/с}$ . Тоді розрахунковий діаметр апарату становитиме:

$$d_p = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \cdot w_p}} = \sqrt{\frac{40,3}{3,1410}} = 0,195 \text{ м.}$$

Прийmemo діаметр трубопроводу 207 мм ( $d = 0,207$  м). Тоді дійсна швидкість в в трубопроводі буде дорівнювати:

$$w = \frac{4Q}{\pi \cdot d^2} = \frac{40,3}{3,140,207^2} = 8,914 \text{ м/с.}$$

Критерій Рейнольдса в трубопроводі:

$$\text{Re}_r = \frac{w \cdot d \cdot \rho_n}{\mu_n} = \frac{8,9140,2071,147}{1,88510^{-5}} = 1,12210^5.$$

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:

$$e = \frac{\Delta}{d} = \frac{0,1510^{-3}}{0,207} = 7,24610^{-4}.$$

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:

$$\lambda_r = 0,11 \left( e + \frac{68}{\text{Re}_r} \right)^{0,25} = 0,11 \left( 7,24610^{-4} + \frac{68}{1,12210^5} \right)^{0,25} = 0,021$$

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:

$$\sum \xi = \xi_1 + \xi_2 + 4\xi_3 + \xi_4 = 0,5 + 0,22 + 4 \cdot 1,1 + 1 = 6,12.$$

Тоді втрати тиску в трубопроводі становитимуть:

$$\Delta p_r = \left( \lambda_r \frac{L}{d} + \sum \xi \right) \cdot \frac{\rho_n \cdot w^2}{2} = \left( 0,021 \cdot \frac{18}{0,207} + 6,12 \right) \cdot \frac{1,1478,914^2}{2} = 362,0 \text{ Па.}$$

Сумарні втрати тиску в системі:

$$\Delta p = \Delta p_a + \Delta p_r = 468,7 + 362,0 = 830,7 \text{ Па.}$$

Корисна потужність вентилятора:

$$N_k = Q \cdot \Delta p = 0,3830,7 = 249,2 \text{ Вт.}$$

Прийmemo ККД вентилятора  $\eta_b = 0,6$ , та ККД передачі  $\eta_{\text{п}} = 1$ . Тоді потужність вентилятора має бути:

$$N = \frac{N_k}{\eta_{\text{п}} \cdot \eta_b} = \frac{249,2}{0,61} = 415,3 \text{ Вт.}$$

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. Иоффе И.Л. Проектирование процессов и аппаратов химической технологии: Учебник для техникумов. – Л.: Химия, 1991. – 352 с., ил.
3. Демидович Б.П., Марок И.А., Шувалова Э. З. Численные методы анализа. – М.: Наука, 1967. – 368 с.
4. Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. Учебное пособие для вузов/ Под ред. чл.-коррю АН СССР П.Г. Романкова. – 10-е изд., перераб. и доп. – Л.: Химия, 1987. – 576 с.
5. Ракицький В.Л. Основи проектування насадкових ректифікаційних колон: Навч. посібник / В.Л. Ракицький, І.О. Мікульонок, Г.Л. Рябцев. – К.: НМЦВО, 2000. – 200 с.
6. Касаткин А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии: издание восьмое, переработаное. – М.: Химия. – 1970. – 784 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. Дытнерский Ю.И. Процессы и аппараты химической технологии: Учебник для вузов. Изд. 2-е В 2-х кн.: Часть 1. Теоретические основы

процессов химической технологии. Гидромеханические и тепловые процессы и аппараты. М.: Химия, 1995. – 400 с.: ил.

9. Основные процессы и аппараты химической технологии: Пособие по проектированию/Г.С. Борисов, В.П. Брыков, Ю.И. Дытнерский и др. Под ред. Ю.И. Дытнерского, 2-е изд., перераб. и дополн. М.: Химия, 1991. – 496 с.
10. Михеев М.А. Основы теплопередачи / М.А. Михеев, Н.М. Михеева. – М.: Энергия, 1977. – 342 с.
11. Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. – М.: Наука, 1972. – 720 с.
12. Тимонин А.С. Основы конструирования и расчета химико-технологического и природоохранного оборудования: справочник, Издание 2-е, переработанное и дополненное., Том 2. – Калуга: Издательство Н. Бочкаревой. – 2002. – 1017 с.
13. Гельперин Н.И. Основные процессы и аппараты химической технологии. М.: Химия, 1981. В двух книгах. – 812 с., ил.
14. Ракицкий В.Л. Основи проектування насадкових ректифікаційних колон: Навч. посібник / В.Л. Ракицкий, І.О. Мікульонок, Г.Л. Рябцев. – К.: НМЦВО, 2000. – 200 с.
15. Тимонин А.С. Основы конструирования и расчета химико-технологического и природоохранного оборудования: справочник, Издание 2-е, переработанное и дополненное., Том 1. – Калуга: Издательство Н. Бочкаревой. – 2002. – 850 с.