

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

С.В. Гулієнко, А.Р. Степанюк

ПРОЦЕСИ ПЕРЕНЕСЕННЯ У СУЦІЛЬНИХ СЕРЕДОВИЩАХ

Практикум

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

Електронне мережеве навчальне видання

(2-ге видання перероблене і доповнене)

Київ
КПІ ім. Ігоря Сікорського
2024

УДК 66.026.4(075.8)(076)
П78

Укладачі: *Гулієнко Сергій Валерійович*, канд. техн. наук., доцент
Степанюк Андрій Романович, канд. техн. наук, доцент

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

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

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

Гулієнко С.В.

П78 Процеси перенесення у суцільних середовищах. [Електронний ресурс]: практикум : навч. посіб. для студ. ступеня бакалавра за освітн. програмою «Комп'ютерно-інтегровані технології проектування обладнання хімічної інженерії» спец. 133 «Галузеве машинобудування» / С.В. Гулієнко, А.Р. Степанюк; КПІ ім. Ігоря Сікорського. – 2-ге вид., переробл. та доповн. – Електрон. текст. дані (1 файл). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2024. – 128 с.

У посібнику викладено теоретичні відомості відповідно до практичних завдань, Наведені індивідуальні завдання для розрахунків та приклади їх вирішення. Всі необхідні довідкові дані для виконання розрахунків наведені в тексті посібника. Навчальний посібник призначений для здобувачів ступеня бакалавр за спеціальністю 133 Галузе машинобудування, буде також корисним для бакалаврів за спеціальностями 101 Екологія, 161 Хімічні технології та інженерія та 174 Автоматизація, комп'ютерно-інтегровані технології та робототехніка.

УДК 66.026.4(075.8)(076)

Реєстр. № НП 23/24-347. Обсяг 3,2 авт. арк.

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»
проспект Берестейський, 37, м. Київ, 03056
<https://kpi.ua>

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

© С.В. Гулієнко, А.Р. Степанюк, 2024
© КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2024

Зміст

1. РІДИНИ ТА ЇХ ВЛАСТИВОСТІ	7
1.1. Теоретичні відомості	7
1.2 Завдання на практичне заняття	12
1.3 Приклад розв’язку	13
2 ОСНОВНЕ РІВНЯННЯ ГІДРОСТАТИКИ.....	17
2.1 Теоретичні відомості	17
2.2 Завдання на практичне заняття	19
2.3 Приклади розв’язку завдань.....	23
3 ВИЗНАЧЕННЯ СИЛИ ТИСКУ СУЦІЛЬНОГО СЕРЕДОВИЩА	27
НА СТІНКУ	27
3.1 Теоретичні відомості	27
3.2 Завдання на практичне заняття	29
3.3 Приклади розв’язку завдань.....	34
4. ЗАСАДИ ПРИКЛАДНОЇ ГІДРАВЛІКИ.....	40
4.1 Теоретичні відомості	40
4.2 Завдання на практичне заняття	42
4.3 Приклади розв’язку завдань.....	48
5 ГІДРАВЛІЧНИЙ ОПІР ПРИ РУСІ СУЦІЛЬНОГО СЕРЕДОВИЩА ...	54
5.1 Теоретичні відомості	54
5.2 Завдання на практичне заняття	58
5.3 Приклади розв’язку завдань.....	60
6 РОЗРАХУНОК ДІАМЕТРА ТРУБОПРОВОДУ	67
6.1 Теоретичні відомості	67

	4
6.2 Завдання на практичне заняття.....	73
6.3 Приклади розв'язку завдань.....	75
7 ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ТЕПЛООБМІННИКІВ.....	80
7.1 Теоретичні відомості.....	80
7.2 Завдання на практичне заняття.....	82
7.3 Приклад розв'язку завдання.....	83
8 ВИЗНАЧЕННЯ ГІДРАВЛІЧНОГО ОПОРУ ТА РІЛЧАСТИХ І НАСАДКОВИХ КОЛОН.....	88
8.1 Теоретичні відомості.....	88
8.2 Завдання на практичне заняття.....	100
8.3 Приклад розв'язку завдання.....	102
9 РОЗРАХУНОК НАСОСІВ, ВЕНТИЛЯТОРІВ, КОМПРЕСОРИВ.....	108
9.1 Теоретичні відомості.....	108
9.2 Завдання на практичне заняття.....	122
9.3 Приклад розв'язку завдання.....	123
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....	127

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.

Перебіг 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», за освітньою програмою «Комп'ютерно інтегровані технології проектування обладнання хімічної інженерії» для освітнього рівня бакалавр та магістр 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 полягає в більш детальному ознайомленні студентів з окремими темами та засвоєння практичного матеріалу, що викладається на лекціях, набутті практичних знань та 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 (зазвичай порядкового номера студента по списку)

1. РІДИНИ ТА ЇХ ВЛАСТИВОСТІ

1.1. Теоретичні відомості

Матеріал викладено за авторами [1– 8].

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

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

Для практичних цілей доцільно користуватися формулою лінійної інтерполяції:

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

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

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

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

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

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

Розмірність густини в системі СІ – кг/м³.

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

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

або

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

де ρ_{20} – густина рідини при температурі 20°C; β_t – температурна поправка на 1°C; t_{cp} – температура середовища.

Густина суміші рідин та газів [1, 8]:

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

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

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

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

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

Густина суспензії [1, 8]:

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

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

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

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

В системі СІ динамічна в'язкість вимірюється в Па·с, а кінематична – в м²/с.

Характерною особливістю в'язкості є те, що вона не відповідає правилу адитивності, що ускладнює роботу з сумішами.

Динамічний коефіцієнт газової суміші може бути визначений:

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

де $M_{см}$, M_1 , M_2 , ..., M_n – мольні маси газової суміші і окремих компонентів; $\mu_{см}$, μ_1 , μ_2 , ..., μ_n – динамічні коефіцієнти в'язкості газової суміші і компонентів суміші; y_1 , y_2 , ..., y_n – об'ємні частки компонентів в суміші.

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

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

де $\mu_{см}$, μ_1 , μ_2 , ..., μ_n – динамічні коефіцієнти в'язкості суміші і компонентів; x_1 , x_2 , ..., x_n – мольні частки компонентів.

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

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

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

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

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

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

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

Тут μ_p – динамічний коефіцієнт в'язкості чистої рідини (дисперсійного середовища); φ – об'ємна частка твердої (дисперсної фази).

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

Теплоємність є адитивною і для сумішей можна скористатися формулою:

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

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

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

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

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

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

Коефіцієнт теплопровідності рідини при температурі t :

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

де ε – температурний коефіцієнт.

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

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

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:

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

Коефіцієнт теплопровідності суспензій [2, 8]:

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

де λ_c, λ_t – коефіцієнти теплопровідності суцільної і дисперсної фази; φ – об'ємна частка дисперсної фази.

Теплопровідність газових сумішей можна розрахувати за правилом адитивності:

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

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

Правилом адитивності можна користуватися тоді, коли значення λ 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 1.

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

Вихідні дані:

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

Концентрація кислоти в суміші $x=0,05+0,01 \cdot n$, мас. частка

Молярна маса води $M_B=18$ кг/кмоль

Молярна маса етанової кислоти $M_K=60$ кг/кмоль

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

Таблиця 1.1– Теплофізичні властивості води [2, 8]

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

¹ 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°C в таблиці в стовпчику з коефіцієнтом теплопровідності стоїть число 67,5. Це значить, що при температурі 80°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.

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

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

Температура, $t, ^\circ\text{C}$	Густина, ρ , кг/м^3	Теплоємність, c , $\text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$	Коефіцієнт теплопро- відності, λ $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$	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, кг/кмоль , M_B	18
Молярна маса етанової кислоти, кг/кмоль , M_K	60

Порядок розрахунку:

Теплофізичні властивості води в найближчих вузлових точках.

При 10°C :

- Густина – 1000 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°C :

- Густина – 998 кг/м^3 ;

- Теплоємність – 4,19 кДж/(кг·К);
- Коефіцієнт теплопровідності – $59,9 \cdot 10^{-2}$ Вт/(м·К)
- Коефіцієнт динамічної в'язкості – $1000 \cdot 10^{-6}$ Па·с

Теплофізичні властивості води при робочій температурі:

- густина:

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

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

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

- коефіцієнт динамічної в'язкості:

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

Теплофізичні властивості етанової кислоти в найближчих вузлових точках.

При 0°C:

- Густина – 1072 кг/м³;
- Теплоємність – 1,886 кДж/(кг·К);
- Коефіцієнт теплопровідності – 0,176 Вт/(м·К)
- Коефіцієнт динамічної в'язкості – $1440 \cdot 10^{-6}$ Па·с.

При 20°C:

- Густина – 1048 кг/м³;
- Теплоємність – 1,994 кДж/(кг·К);
- Коефіцієнт теплопровідності – 0,173 Вт/(м·К)
- Коефіцієнт динамічної в'язкості – $1220 \cdot 10^{-6}$ Па·с

Теплофізичні властивості етанової кислоти при робочій температурі:

- густина:

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

- теплоємність:

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

- коефіцієнт теплопровідності:

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

- коефіцієнт динамічної в'язкості:

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

Вираження концентрації етанової кислоти в суміші в мольних частках:

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

Густина суміші:

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

Коефіцієнт динамічної в'язкості суміші:

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

Теплоємність суміші:

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

Коефіцієнт теплопровідності суміші:

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

Отже, при заданій температурі теплофізичні властивості суміші за заданої температури дорівнюють: густина – $\rho_c = 1001 \text{ кг/м}^3$; коефіцієнт

динамічної в'язкості $\mu_c = 1,034 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$; теплоємність – $c_c = 4080 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$;
коефіцієнт теплопровідності – $\lambda_c = 0,59 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$.

2 ОСНОВНЕ РІВНЯННЯ ГІДРОСТАТИКИ

2.1 Теоретичні відомості

Матеріал викладено за авторами [1-8].

Сили, що діють на масу рідини, поділяються на масові (або об'ємні) і поверхневі. Масові сили діють на 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 [1-8].

Основне рівняння гідростатики – це один із випадків закону збереження енергії, який можна сформулювати так: сума енергії положення і енергії тиску є величина постійна (рисунок 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 [1–8].

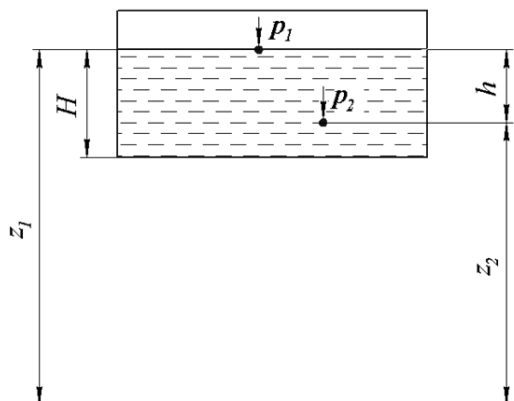


Рисунок 2.1 – Схема до пояснення основного рівняння гідростатики

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

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

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

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

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).

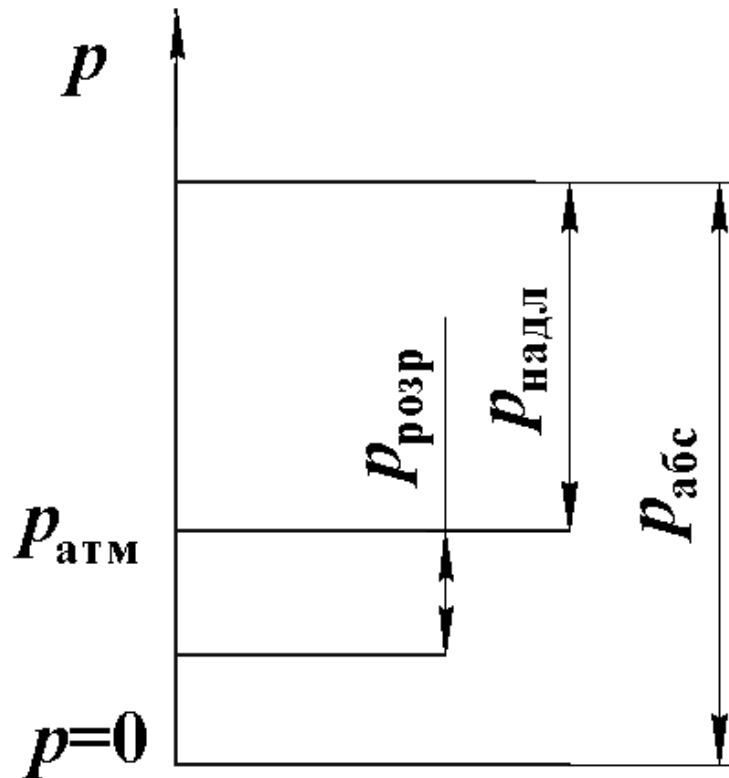


Рисунок 2.2 – Схема до пояснення визначення тиску

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

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

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

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

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

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

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

Основне рівняння гідростатики використовується для проведення значної кількості практичних розрахунків.

2.2 Завдання на практичне заняття

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

Завдання 1.

Визначити висоту вільної поверхні (рівень) бензину в резервуарі H , за показом манометра p_m , розташованим на висоті h , якщо відома густина бензину (рисунок 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 ³ ;

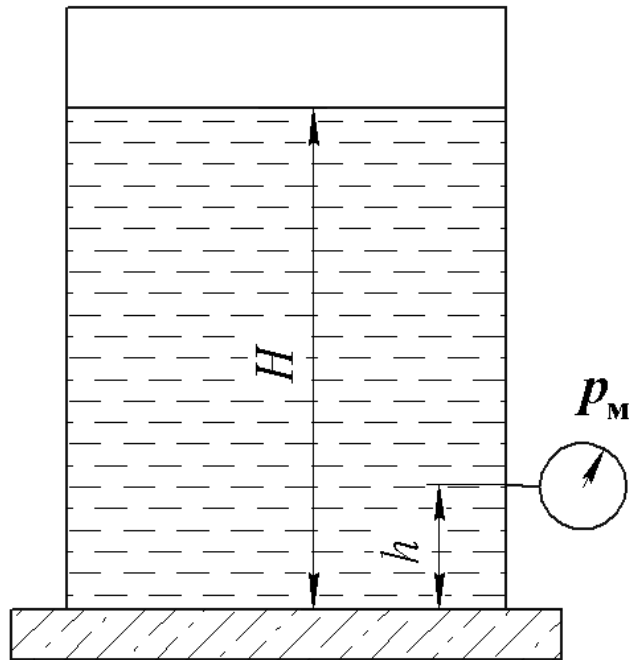


Рисунок 2.3 – Схема до завдання 1

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

Завдання 2

Вакуумметр на барометричному конденсаторі показує вакуум P_v . Барометричний тиск – P_6 (рисунок 2.4). Визначити абсолютний тиск в конденсаторі в Па, кгс/см² та psi, а також на яку висоту H підніметься рідина в барометричній трубці.

Вихідні дані:

Вихідні дані:

Показ вакуумметра

$$p_v = 50 + 0,8 \cdot n \text{ см.рт.ст.}$$

Барометричний тиск

$$p_6 = 732 + 0,5 \cdot n \text{ мм.рт.ст.}$$

Густина води

$$\rho = 998 \text{ кг/м}^3;$$

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

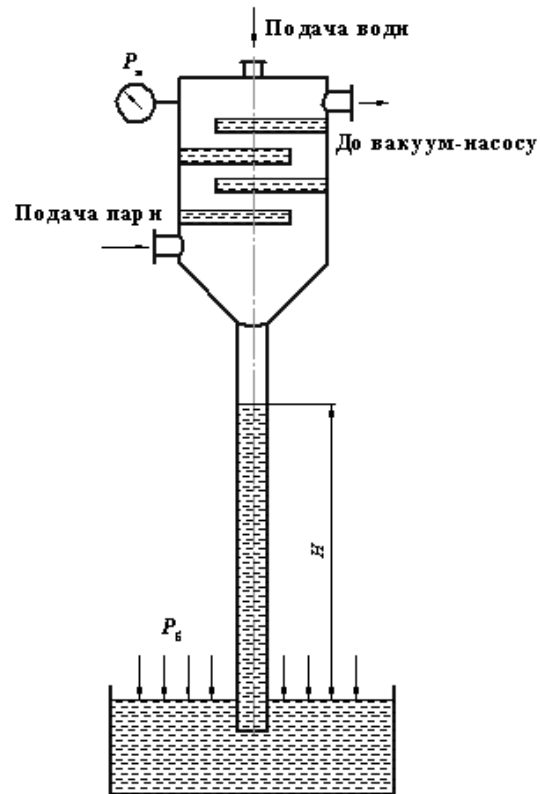


Рисунок 2.4 – До завдання 2

Завдання 3.

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

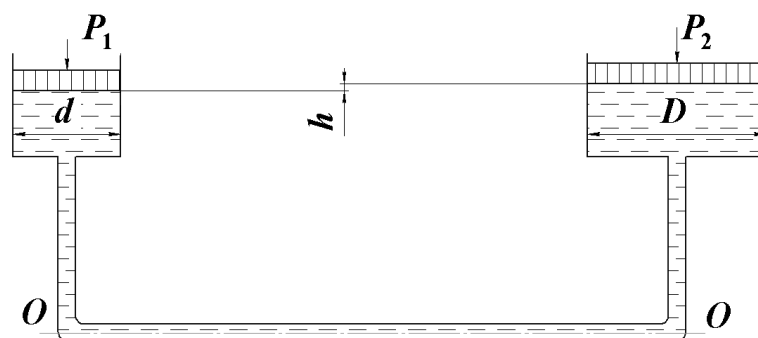


Рисунок 2.5 – До завдання 3

Вихідні дані:Сила P_1

$$P_1 = 120 + 2 \cdot n \text{ Н}$$

Діаметр поршня D

$$D = 300 \text{ мм}$$

Діаметр поршня d

$$d = 50 \text{ мм}$$

Різниця рівнів

$$h=180+5 \cdot n \text{ мм}$$

Густина рідини

$$\rho=800+5 \cdot n \text{ кг/м}^3;$$

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

Завдання 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.

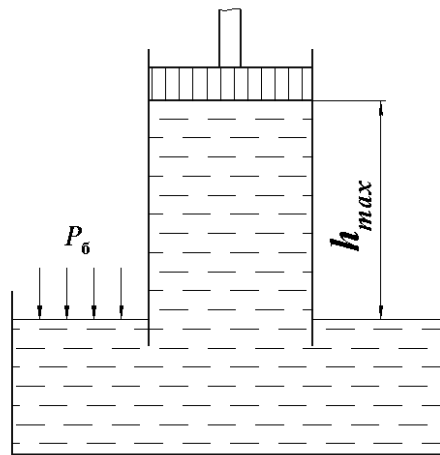


Рисунок 2.6 – До завдання 4

Вихідні дані:

Тиск пари насиченої рідини

$$p_{\text{нас}}=10+2 \cdot n \text{ Па}$$

Густина рідини

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

Барометричний тиск

$$p_6=730+10 \cdot n \text{ мм.рт.ст.}$$

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

Завдання 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.

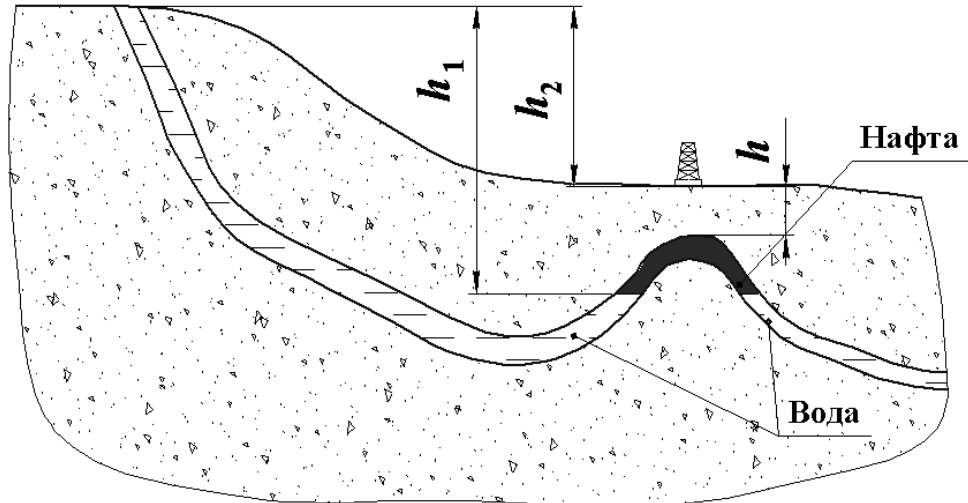


Рисунок 2.7 – До завдання 5

Вихідні дані:

Глибина свердловини	$h=2000+10 \cdot n$ м
Відстань між рівнем виходу підземних вод і границею нафта-вода	$h_1=3000+20 \cdot n$ м
Відстань між рівнем виходу ґрунтових вод і устям свердловини	$h_2=400+10 \cdot n$ м
Густина підземних вод	$\rho_{\text{в}}=1100$ кг/м ³
Густина нафти	$\rho_{\text{н}}=850$ кг/м ³

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

Показ манометра,	$p_{\text{м}}=20$, кПа;
Висота розташування манометра	$h=0,5$, м;
Густина бензину	$\rho=850$ кг/м ³ ;

Порядок розрахунку:

Тиск на дно резервуару описується співвідношенням:

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

Звідси отримуємо:

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

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

Приклад розв'язку завдання 2.

Вихідні дані:

Показ вакуумметра, см.рт.ст, p_v	50
Барометричний тиск, мм.рт.ст, p_6	732
Густина води, кг/м ³ , ρ	998

Прискорення вільного падіння прийняти рівним 9,81 м/с².

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:

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

в фунтах на квадратний дюйм (psi):

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

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

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

Таке значення відповідає реальним умовам роботи барометричних конденсаторів.

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

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

Порядок розрахунку:

Запишемо рівняння рівноваги для площини порівняння (рисунок 2.5):

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

де S_1, S_2 – площі торців поршнів:

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

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

Тоді з записаного рівняння рівноваги отримуємо:

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

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

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

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

Порядок розрахунку:

Для проведення розрахунків необхідно перевести тиск в Паскалі:

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

Допустиме розрідження:

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

Допустима висота всмоктування:

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

Отже висота всмоктування не повинна перевищувати 12,41 м.

Приклад розв'язку завдання 5.

Вихідні дані:

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

Порядок розрахунку:

Складемо рівняння рівноваги системи ґрунтові води–нафта:

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

Звідки:

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

Отже густина бурового розчину має становити 1395 кг/м³.

3 ВИЗНАЧЕННЯ СИЛИ ТИСКУ СУЦІЛЬНОГО СЕРЕДОВИЩА НА СТІНКУ

3.1 Теоретичні відомості

Матеріал викладено за авторами [2–8].

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

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

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

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 [2–8]:

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

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

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

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

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

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

Горизонтальна складова становитиме [2–8]:

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

де S_b – проекція поверхні на горизонтальній площині.

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

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

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 [2–7]:

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

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 1.

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

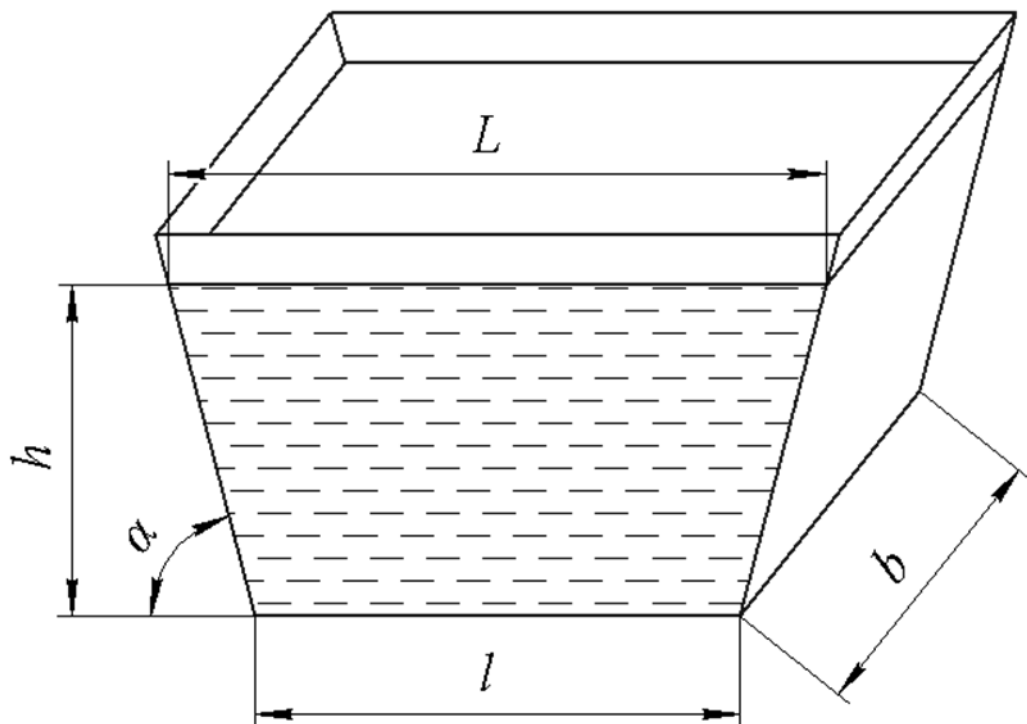


Рисунок 3.1 – До завдання 1

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

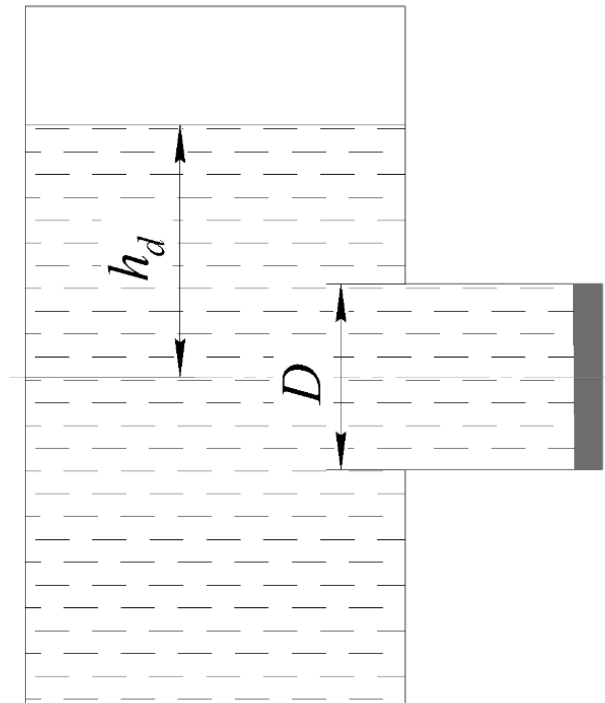
$$\rho = 800 + 2 \cdot n, \text{ кг/м}^3$$

Прискорення вільного падіння

$$g = 9,81 \text{ м/с}^2.$$

Завдання 2.

Трубопровід діаметром d , закінчується резервуаром, що заповнений нафтопродуктом густиною ρ (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 2****Вихідні дані:**

Діаметр трубопроводу

$$d = 0,5 \text{ м}$$

Густина нафтопродукту

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

Кількість болтів

$$n_b = 12$$

Висота вільної поверхні

$$h_d = 5 + 0,1 \cdot n, \text{ м}$$

Напруження на розрив матеріалу болтів

$$[\sigma] = 250 \text{ Мпа}$$

Прискорення вільного падіння

$$g=9,81 \text{ м/с}^2.$$

Завдання 3.

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

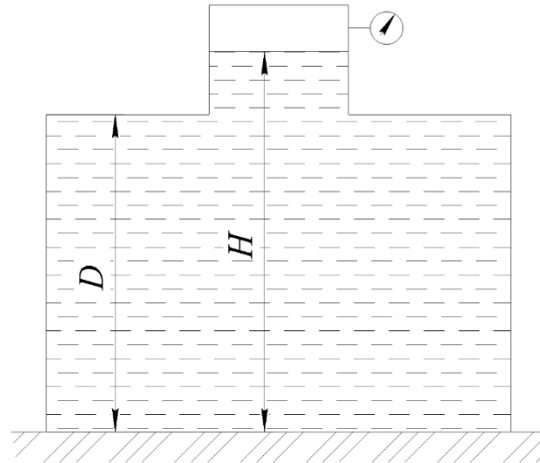


Рисунок 3.3 – До завдання 3

Вихідні дані:

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

Завдання 4.

Резервуар заповнений бензином. Визначити сили тиску, що діють основу, бокові поверхні та дах (рисунок 3.4).

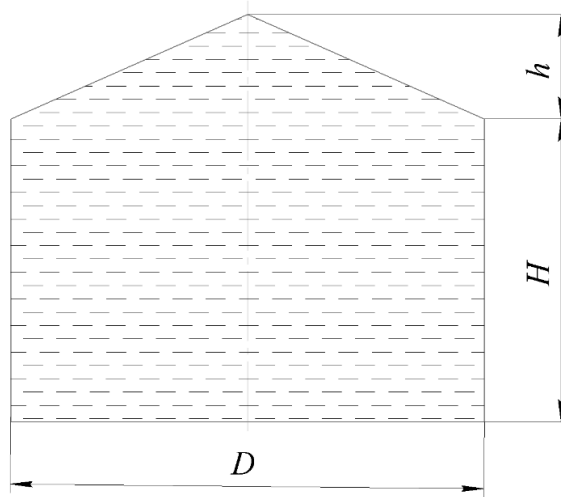


Рисунок 3.4 – До завдання 4

Вихідні дані:

Діаметр апарата

$D=5 \text{ м}$

Висота конічної частини

$h=1,5 \text{ м}$

Висота циліндричної частини

$H=4 \text{ м}$

Густина бензину

$\rho=750+2 \cdot n \text{ кг/м}^3$

Прискорення вільного падіння

$g=9,81 \text{ м/с}^2$.

Завдання 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.

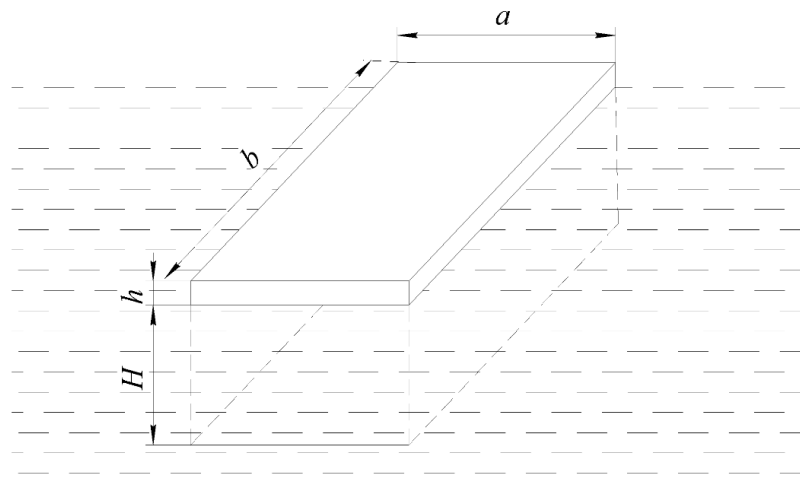


Рисунок 3.5 – До завдання 5

Вихідні дані:

Розміри човна

$a=0,3 \text{ м.}$

$b=5 \text{ м}$

$h=0,3 \text{ м}$

Густина човна

$\rho_b=700 \text{ кг/м}^3$

Густина води

$\rho_w=998 \text{ кг/м}^3$

Маса однієї людини

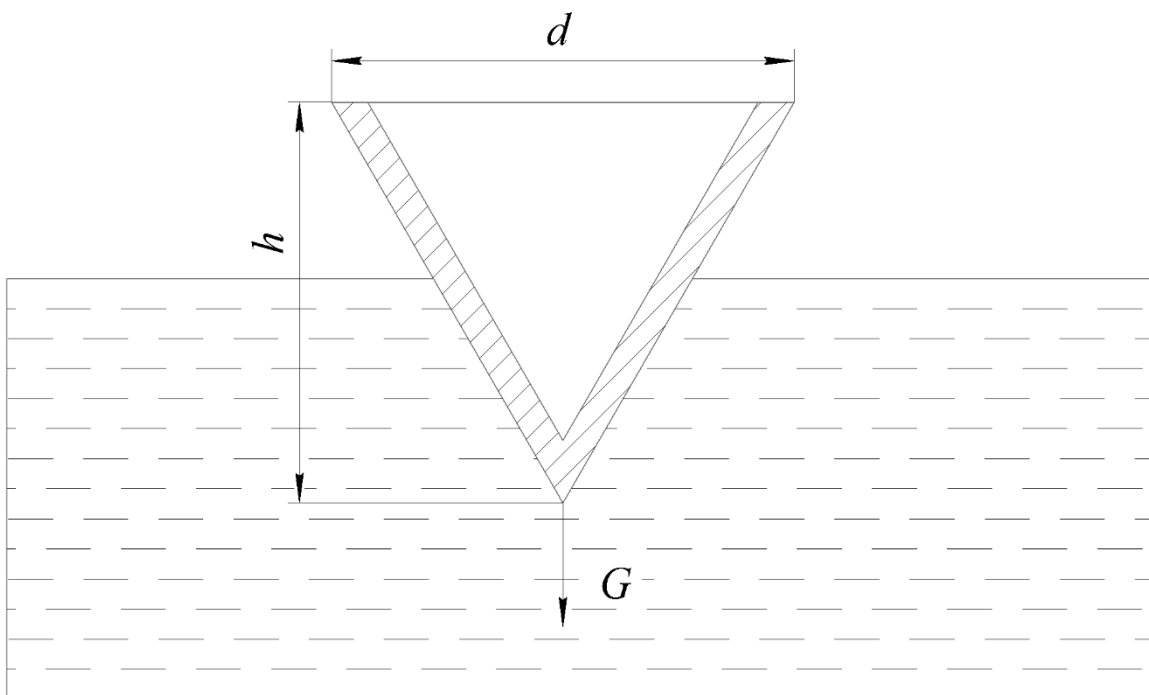
$m_h=60+n \text{ кг}$

Прискорення сили тяжіння

$g=9,81 \text{ м/с}^2.$

Завдання 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 6****Вихідні дані:**

Діаметр конуса

$d=0,4 \text{ м}$

Висота конуса

$h=0,5 \text{ м}$

Маса конуса	$m=8+0,25 \cdot n$ кг
Густина води	$\rho=985+1 \cdot n$ кг/м ³
Прискорення вільного падіння	$g=9,81$ м/с ² .

3.3 Приклади розв'язку завдань

Приклад розв'язку завдання 1.

Вихідні дані:

Лінійні розміри посудини, м:

L	2
b	2
h	2

Кутовий розмір посудини, °, α

60

Густина рідини, кг/м³,

800

Прискорення вільного падіння

 $g=9,81$ м/с².

Порядок розрахунку:

Довжина сторони трапеції

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

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 2.**Вихідні дані:**

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

Порядок розрахунку:

Площа поперечного перерізу кришки:

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

Сила тиску рідини на кришку

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

Момент інерції відносно осі, що проходить через центр тяжіння:

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

Глибина центру тиску визначається за формулою:

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

Сумарна площа поперечного перерізу болтів:

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

Площа поперечного перерізу одного болта:

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

Діаметр болта:

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

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

Приклад розв'язку завдання 3.

Вихідні дані:

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

Порядок розрахунку:

Координати центра ваги поверхні AB :

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

Площа поверхні AB :

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

Сила тиску на поверхню AB :

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

Момент інерції:

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

Ексцентриситет сили тяжіння:

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

Координата центру тиску:

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

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

Приклад розв'язку завдання 4.

Вихідні дані:

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

Порядок розрахунку:

Сила тиску на основу резервуара:

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

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

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

Сила тиску на кришку резервуара:

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

Відстань від центру тяжіння до верхньої кришки резервуару:

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

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:

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

Отже визначені сили на елементи резервуара.

Приклад розв'язку завдання 5.

Вихідні дані:

Розміри човна м, a	0,3.
b	5 м
h	0,3
Густина човна кг/м ³ , ρ_b	700
Густина води кг/м ³ , ρ_w	998
Маса однієї людини кг, m_h	60
Прискорення вільного падіння $g=9,81$ м/с ² .	

Порядок розрахунку:

Глибину занурення знаходимо зі співвідношення:

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

Або підставивши числові значення:

$$700 \cdot 9,81 \cdot (H + 0,3) \cdot 0,3 \cdot 5 = 998 \cdot 9,81 \cdot H \cdot 0,3 \cdot 5$$

Звідки $H=0,705$ м.

Сумарна маса людей, що може перебувати на човні:

$$\begin{aligned} G_p &= \rho_w \cdot g \cdot a \cdot b \cdot (H + h) - \rho_b \cdot g \cdot a \cdot b \cdot (H + h) = \\ &= 998 \cdot 9,81 \cdot 0,3 \cdot 5 \cdot (0,705 + 0,3) - 700 \cdot 9,81 \cdot 0,3 \cdot 5 \cdot (0,705 + 0,3) = 4,406 \cdot 10^3 \text{ Н} \end{aligned}$$

Тоді кількість людей, що може поміститися на човні становитиме

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

Отже човен може перевозити до семи людей масою 60 кг.

Приклад розв'язку завдання 6.

Вихідні дані:

Діаметр конуса м, d	0,4
-----------------------	-----

Висота конуса м, h	0,5
Маса конуса кг, m	8
Густина води кг/м ³ , ρ	985
Прискорення вільного падіння $g=9,81$ м/с ² .	

Порядок розрахунку:

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

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

Об'єм конічного тіла, яке витісняє воду:

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

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

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

Об'єм води, який пропорційний масі:

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

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

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

Тоді об'єм води:

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

Отже, для повного затоплення конуса необхідно долити 0,013 м³.

4. ЗАСАДИ ПРИКЛАДНОЇ ГІДРАВЛІКИ

4.1 Теоретичні відомості

Матеріал викладено за авторами [2-8].

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

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

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:

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

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 [2-8]:

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

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 [2-8]:

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

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 [2-8]:

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

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 1

Витрата ідеальної рідини відносної густини δ 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 Δz . Показ манометра в перерізі 1-1 дорівнює p_1 . Визначити швидкості рідини в перерізах 1-1 та 2-2 та тиск в перерізі 2-2.

Вихідні дані:

Відносна густина рідини

$$\delta=0,8+0,0025 \cdot n$$

Діаметри трубопроводу

$$d_1=0,480 \text{ м}$$

$$d_2=0,945 \text{ м}$$

Витрата рідини

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

Різниця положень центрів перерізів

$$\Delta z=2 \text{ м}$$

Показ манометра

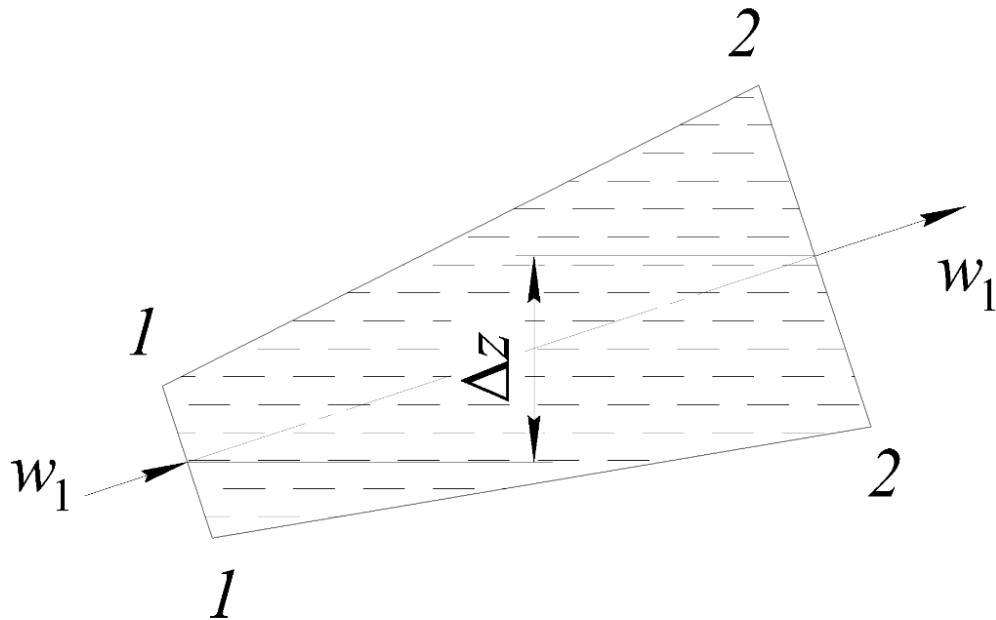
$$p_1=(2+0,025 \cdot n) \cdot 10^5 \text{ Па}$$

Густина води

$$\rho=998 \text{ кг/м}^3$$

Прискорення вільного падіння

$$g=9,81 \text{ м/с}^2.$$

**Рисунок 4.1 – До завдання 1****Завдання 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 l один від одного, береться різниця показів Δh . Відносна густина ртуті δ . Визначити коефіцієнт втрати напора на тертя λ .

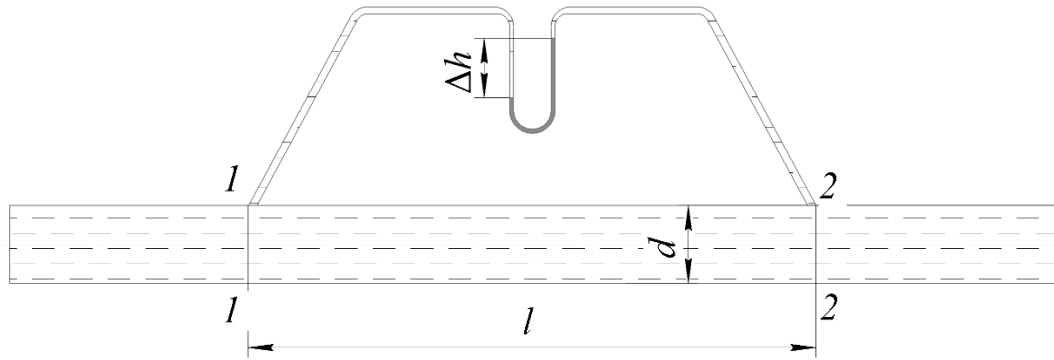


Рисунок 4.2 – До завдання 2

Вихідні дані:

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

Задача 3

Нехтуючи всіма втратами напору, визначити висоту H і витрату Q струменя води, початковим діаметром d при виході з сопла довжиною h . Викид струменя здійснюється вертикальною 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 ³

Прискорення вільного падіння

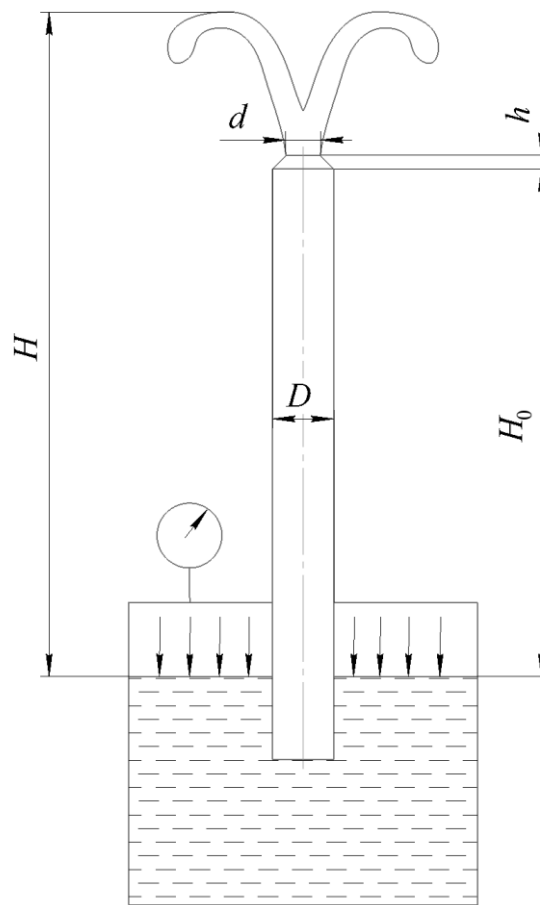
 $g=9,81 \text{ м/с}^2$.

Рисунок 4.3 – До завдання 3

Завдання 4

Відцентровий насос повинен забезпечувати витрату Q і тиск на виході p_2 . Всмоктувальна труба має діаметр d і довжину L , а також фільтр на вході, що має коефіцієнт місцевого опору ξ . Всмоктування води здійснюється із відкритого резервуара (рисунок 4.4). Коефіцієнт втрат на тертя λ , коефіцієнт місцевих опорів $\xi_{\text{пл}}$. Визначити висоту всмоктування $H_{\text{вс}}$.

Вихідні дані:

Продуктивність насоса

$$Q=0,08+0,0012 \cdot n \text{ м}^3/\text{с}$$

Тиск на виході з насоса

$$p_2=(4+0,12 \cdot n) \cdot 10^4 \text{ Па}$$

Діаметр вимотуючої труби

$$d=0,3 \text{ м}$$

Довжина вимотуючої труби	$L=18+0,25 \cdot n$ 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 ³
Прискорення вільного падіння	$g=9,81$ м/с ² .

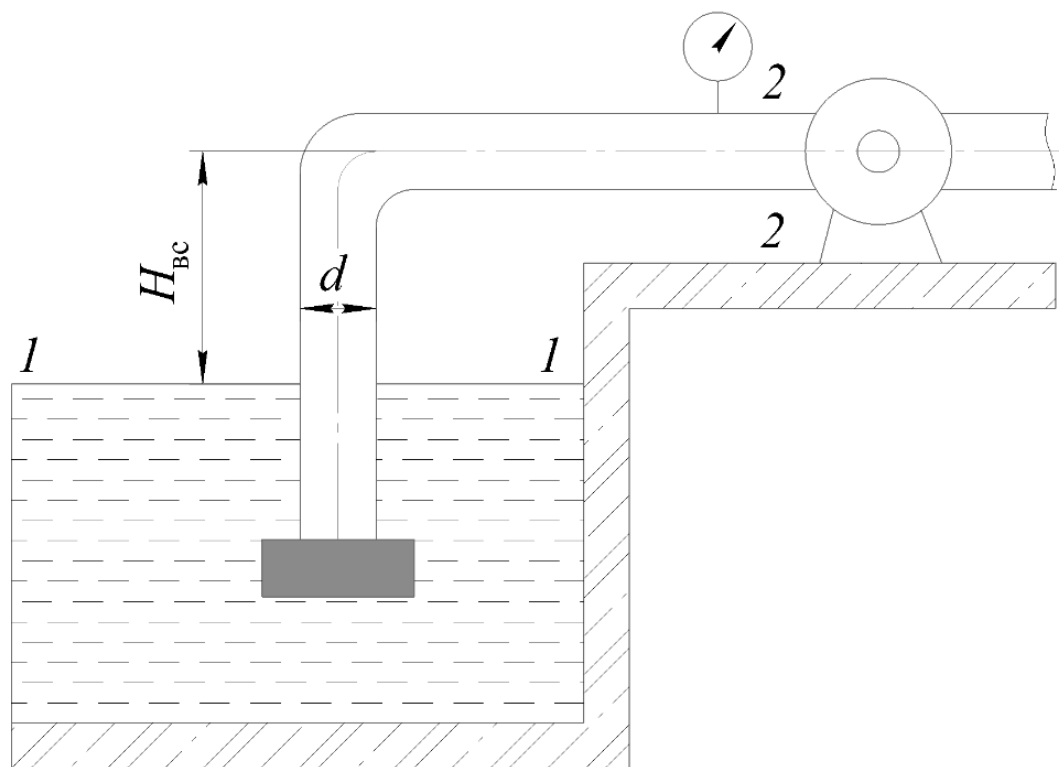


Рисунок 4.4 – До завдання 4

Завдання 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 .

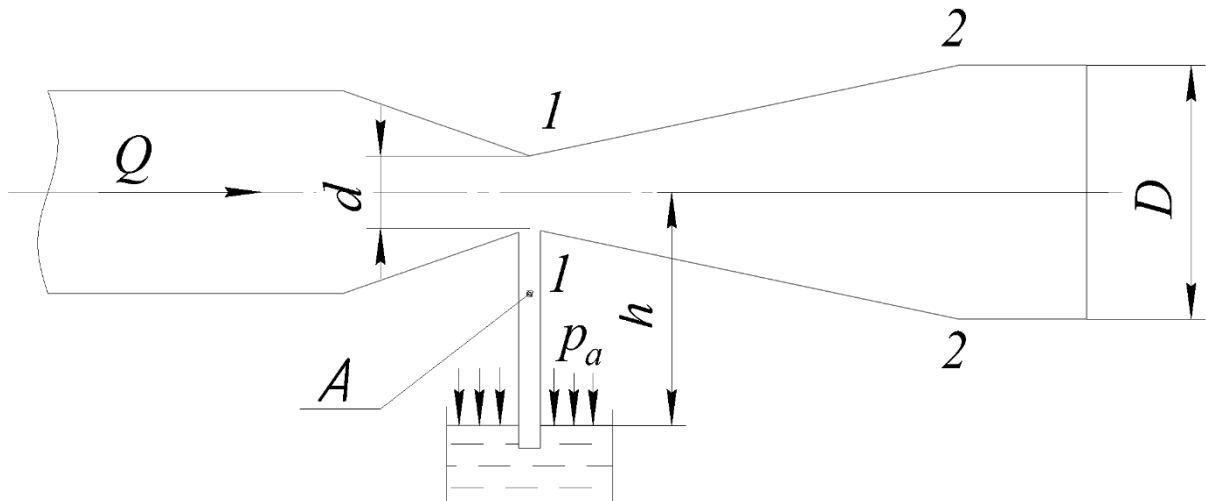


Рисунок 4.5 – До завдання 5

Вихідні дані:

Висота розташування ежектора

$$h=1,8+0,012 \cdot n \text{ м}$$

Діаметр горловини ежектора

$$d=0,02 \text{ м}$$

Діаметр вихідного патрубку

$$D=0,06 \text{ м}$$

Атмосферний тиск

$$p_a=97500+10 \cdot n \text{ Па}$$

Густина води

$$\rho=998 \text{ кг/м}^3$$

Прискорення вільного падіння

$$g=9,81 \text{ м/с}^2.$$

Завдання 6

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

Вихідні дані:

Продуктивність насосу

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

Діаметр всмоктувального трубопроводу

$$d_1=1 \text{ м}$$

Тиск на вході в всмоктувальний

трубопровід	$p_1=180+2 \cdot n$ мм.рт.ст
Діаметр нагнітального трубопроводу	$d_2=0,8$ м
Висота вихідного перерізу	$z = 1,1+0,005 \cdot n$, м
Тиск у вихідному перерізі	$p_2=5+0,12 \cdot n$ Н/см ²
Густина води	$\rho=998$ кг/м ³
Прискорення вільного падіння	$g=9,81$ м/с ² .

4.3 Приклади розв'язку завдань

Приклад розв'язку завдання 1.

Вихідні дані:

Відносна густина рідини, δ	0,8
Діаметри трубопроводу, м, d_1	0,480
d_2	0,945
Витрата рідини, м ³ /с, Q	0,14
Різниця положень центрів перерізів, м, Δz	2
Показ манометра, Па, p_1	$2 \cdot 10^5$
Густина води, кг/м ³ , ρ	998
Прискорення вільного падіння, м/с ² , 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:

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

$$= 2 \cdot 10^5 + 798,4 \cdot 9,81 \cdot 2 + \frac{798,4}{2} (0,774^2 - 0,157^2) = 2,159 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

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

Приклад розв'язку завдання 2.

Вихідні дані:

Діаметр трубопроводу, м, d	0,1
Витрата води, л/с, Q	6
Відстань між перерізами, м, l	40
Різниця показів дифманометра, мм, Δh_m	40
Відносна густина ртуті, δ	3,6
Прискорення вільного падіння, м/с ² , g	9,81.

Порядок розрахунку:

Переведемо покази манометра у трати напору:

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

Швидкість води:

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

Тоді за формулою Дарсі-Вейсбаха коефіцієнт тертя становитиме:

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

Отже коефіцієнт тертя в трубопроводі становить 0,042.

Приклад розв'язку завдання 3.

Вихідні дані:

Початковий діаметр струменя, м, d	0,025
Довжина сопла, м, h	0,25
Діаметр труби, м, D	0,5

Довжина труби, м, H_0	2
Надлишковий тиск, Па, p_m	$4 \cdot 10000$
Густина води, кг/м ³ , ρ	998
Прискорення вільного падіння, м/с ² , g	9,81.

Порядок розрахунку:

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

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

Витрату води визначимо за допомогою формули Торічеллі:

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

Отже, висота струменя становить 4,086 м.

Приклад розв'язку завдання 4.

Вихідні дані:

Продуктивність насоса, м ³ /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, ξ	5
Коефіцієнт втрат на тертя, λ	0,02
Коефіцієнт місцевого опору (повороту), $\xi_{\text{п}}$	0,2
Атмосферний тиск, Па, p_a	10^5
Густина води, кг/м ³ , ρ	998
Прискорення вільного падіння, м/с ² , g	9,81.

Порядок розрахунку:

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

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

Швидкість води у всмоктуючому трубопроводі:

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

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

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

Отже, висота всмоктування становить 5,645 м.

Приклад розв'язку завдання 5.

Вихідні дані:

Висота розташування ежектора, м, h	1,8
Діаметр горловини ежектора, м, d	0,02
Діаметр вихідного патрубку, м, D	0,06
Атмосферний тиск, Па, p_a	97500
Густина води, кг/м ³ , ρ	998
Прискорення вільного падіння, м/с ² , g	9,81.

Порядок розрахунку:

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

$$\frac{P_{\text{атм}} - P_1}{\rho \cdot g} = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} = \frac{1}{2 \cdot g} \left(\frac{4}{\pi} \right)^2 \cdot \left(\frac{1}{d^4} - \frac{1}{D^4} \right) \cdot Q^2$$

З іншого боку, на основі рівняння гідростатики:

$$P_1 = P_{\text{атм}} - \rho \cdot g \cdot h = 97500 - 998 \cdot 9,81 \cdot 1,8 = 7,988 \cdot 10^4 \text{ Па.}$$

або

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

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

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

Отже, визначена максимальна витрата в ежекторі

Приклад розв'язку завдання 6.

Вихідні дані:

Продуктивність насоса, м ³ /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 ² , p_2	5
Густина води, кг/м ³ , ρ	998
Прискорення вільного падіння, м/с ² , g	9,81.

Порядок розрахунку:

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

Швидкості в трубопроводах:

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

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

З рівняння Бернуллі напір насоса буде визначатися:

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

Гідравлічна потужність насоса:

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

Отже, гідравлічна потужність насоса 82,82 кВт.

5 ГІДРАВЛІЧНИЙ ОПІР ПРИ РУСІ СУЦІЛЬНОГО СЕРЕДОВИЩА

5.1 Теоретичні відомості

Матеріал викладено за авторами [2-8].

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

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

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

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

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 прямим гладких трубах $\text{Re}_{\text{кр}}=2300$. При $\text{Re}<2300$ режим руху буде ламінарним, а при $\text{Re}>2300$ – турбулентним. Однак при $2300<\text{Re}<10\,000$ 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 прямим гладких трубах встановлюється при $\text{Re}>10\,000$ [2, 7. 8].

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

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

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

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

Для круглої труби:

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

Діаметр, виражений через гідравлічний радіус, називається еквівалентним:

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

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

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

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

За своїм сенсом величина Δp характеризує втрати тиску на тертя при русі потоку по трубопроводу довжиною L . Безрозмірну величину λ називають коефіцієнтом гідравлічного тертя, або просто коефіцієнтом тертя.

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

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 [2-5, 8].

Таблиця 5.1 – Характеристики деяких перерізів каналів [2-5, 8]

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

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

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

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

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

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

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

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

В формулах (5.9)–(5.10) $e = \Delta/d_e$ – відносна шорсткість труби; Δ – абсолютна шорсткість труби (середня висота виступів на поверхні труби).

Орієнтовні значення абсолютної шорсткості труб Δ наведені в таблиці 5.2 [2-5, 8].

Таблиця 5.2 – Шорсткість деяких видів труб [2-5, 8]

Труби	Δ , 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 [2-5, 8]:

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

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

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

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 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 $d=0,03$ м

Температура речовини $t=19+1 \cdot n$ °C

Властивості рідин наведені в таблиці 5.1

Таблиця 5.1 – Теплофізичні властивості води, повітря та гліцерину [2, 8]

t, °C	Вода		Повітря		Гліцерин	
	ρ , кг/м ³	$\mu \cdot 10^3$, Па·с	ρ , кг/м ³	$\mu \cdot 10^6$, Па·с	ρ , кг/м ³	$\mu \cdot 10^3$, 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 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°C .

Вихідні дані:

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

Завдання 3.

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

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

Завдання 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	$Q=0,5+0,025\cdot n$ м ³ /год
--------------	--

Діаметр труби	$d=0,02$ м
Діаметр витка змійовика	$D=0,5$ м
Число витків змійовика	$n_B=10$
Температура води	$t=21+1 \cdot n$ °C

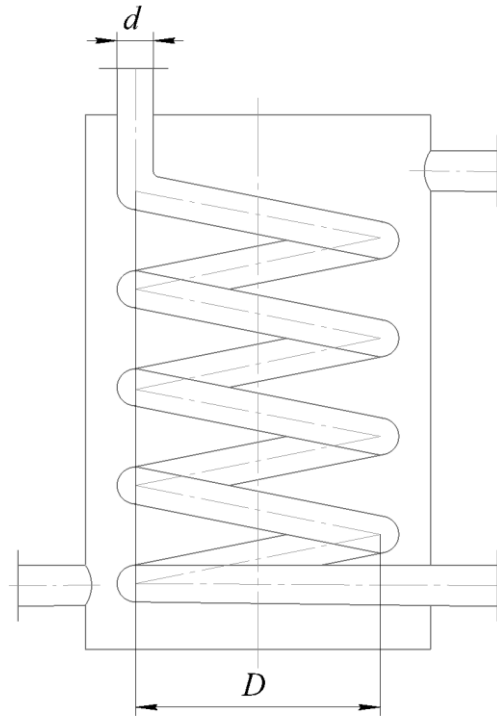


Рисунок 5.1 – До завдання 4

5.3 Приклади розв'язку завдань

Приклад розв'язку завдання 1.

Вихідні дані:

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

Порядок розрахунку:

Критичне значення критерію Рейнольдса становить:

$$Re_{кр}=2300$$

Тоді величину критичної швидкості можна визначити за рівнянням:

$$w_{\text{кр}i} = \frac{\text{Re}_{\text{кр}} \cdot \mu_i}{d \cdot \rho_i}$$

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:

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

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

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

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

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

Отже, властивості рідини чинять суттєвий вплив величину критичної швидкості.

Приклад розв'язку завдання 2.

Вихідні дані:

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

Порядок розрахунку:

Знайдемо площу поперечного перерізу трубопроводу:

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

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:

$$\text{Re}_1 = \frac{w \cdot d \cdot \rho_1}{\mu_1} = \frac{0,011 \cdot 0,3 \cdot 997,7}{9,828 \cdot 10^{-4}} = 3447.$$

Отже режим руху – перехідний.

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

$$\text{Re}_2 = \frac{w \cdot d \cdot \rho_2}{\mu_2} = \frac{0,011 \cdot 0,3 \cdot 1,201}{2,154 \cdot 10^{-5}} = 189,3.$$

Режим руху – ламінарний.

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

$$\text{Re}_3 = \frac{w \cdot d \cdot \rho_3}{\mu_3} = \frac{0,011 \cdot 0,3 \cdot 1125}{5,922 \cdot 10^{-3}} = 645,2.$$

Режим руху – ламінарний.

Збільшення температури на 7 градусів дає такі зміни:

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

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

Режим течії – перехідний.

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

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

Режим течії – ламінарний.

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

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

Режим течії – ламінарний.

Зменшення температури на 7 градусів дає такі зміни:

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

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

Режим течії – перехідний.

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

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

Режим течії – ламінарний.

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

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

Режим течії – ламінарний.

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

Приклад розв'язку завдання 3.

Вихідні дані:

Діаметр труби, м, d	0,1
Довжина трубопроводу, м, l	800
Температура води, °С, t	21
Витрата середовища, м ³ /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 м³/с):

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

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

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

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

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

Тоді втрати тиску в трубопроводі становитимуть:

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

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

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

$$\text{Re}' = 2 \cdot \text{Re} = 2 \cdot 1795 = 3590$$

Отже режим течії – перехідний.

Для нових сталевих труб абсолютна шорсткість становить $\Delta=0,1 \text{ мм}$.

Тоді відносна шорсткість становитиме:

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

Оскільки виконується умова:

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

то для розрахунку коефіцієнта тертя використовується формула:

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

Тоді втрати тиску в другому випадку становитимуть:

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

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

Приклад розв'язку завдання 4.

Вихідні дані:

Витрата води, м ³ /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 м³/с):

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

При робочій температурі густина води становить $\rho=997,7$ кг/м³, а коефіцієнт динамічної в'язкості $\mu=9,828 \cdot 10^{-4}$ Па·с. Тоді критерій Рейнольдса буде дорівнювати:

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

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

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

Оскільки виконується умова:

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

то для розрахунку коефіцієнта тертя використовується формула:

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

Довжина змійовика:

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

Втрати тиску в прямій трубі:

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

Поправковий коефіцієнт:

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

Втрати тиску в змійовику:

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

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

6 РОЗРАХУНОК ДІАМЕТРА ТРУБОПРОВОДУ

6.1 Теоретичні відомості

6.1.1 Місцеві опори

Матеріал викладено за авторами [2-8].

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

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

Втрати тиску на подолання сумарного опору визначаються за формулою:

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

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

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

1. Вхід в трубу:

з гострими краями $\xi=0,5$

з заокругленими краями $\xi=0,2$

2. Вихід з труби: $\xi=1$

3. Плавний відвід круглого перерізу (рисунки 6.1): $\xi=A \cdot B$

Коефіцієнт A залежить від кута φ , на який змінюється напрям потоку в відводі:

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

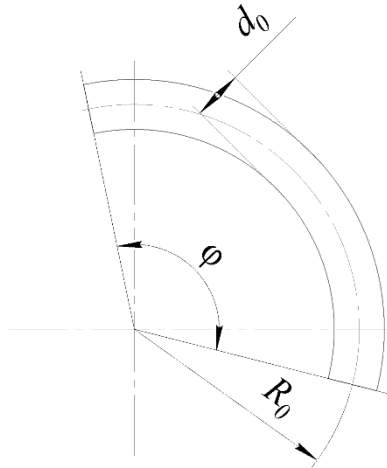


Рисунок 6.1 – Плавний відвід

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

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

4. Коліно з кутом 90° :

d , мм	12,5	25	37	50	>50
ξ	2,2	2	1,6	1,1	1,1

5. Вентиль нормальний при повному відкритті:

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

6. Вентиль прямоточний при повному відкритті.

При $Re > 3 \cdot 10^5$:

d , мм	25	38	50	65	76	100	150	200	250
ξ	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 ξ треба помножити на коефіцієнт k , що залежить від Re :

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

7. Раптове розширення. Значення ξ (таблиця 6.1) залежить від відношення площ поперечного перерізу F_1/F_2 (меншого до більшого) і від числа Ренйольдса Re (розраховується через швидкість і еквівалентний діаметр для меншого перерізу).

Таблиця 6.1 – Значення коефіцієнтів місцевого опору при раптовому розширенні каналу

Re	ξ 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
≥ 3500	0,81	0,64	0,50	0,36	0,25	0,16

8. Раптове звуження. Значення ξ визначають так само, як і при раптовому розширенні (таблиця 6.2).

Таблиця 6.2 – Значення коефіцієнтів місцевого опору при раптовому звуженні каналу

Re	ξ 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
≥ 3500	0,45	0,40	0,35	0,30	0,25	0,20

9. Шибер:

d труби, мм	15-100	175-200	300 і більше
ξ	0,5	0,25	0,15

6.1.2 Визначення раціонального діаметру трубопроводу

Матеріал викладено за авторами [2-8].

Внутрішній діаметр трубопроводу вибирають з рівнянь:

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

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 об'ємну витрату рідини і швидкість її руху. Зі збільшенням швидкості руху діаметр трубопроводу, необхідний при даній витраті, зменшується і, відповідно, знижується вартість трубопроводу, затрати на його монтаж та ремонт. Проте зі збільшенням швидкості зростають втрати напору і, як наслідок цього, витрати енергії на переміщення рідини або газу. Оптимальний діаметр трубопроводу при якому сумарні витрати енергії на переміщення рідини і азу мінімальні, знаходяться за допомогою техніко-економічного розрахунку. Діаметр трубопроводу, близький до оптимального, визначається при виборі рекомендованих швидкостей, встановлених на основі узагальнення досвіду експлуатації трубопроводів (таблиця 6.3).

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

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

Зовнішній діаметр, мм	Товщина стінки, мм	Матеріал	Зовнішній діаметр, мм	Товщина стінки, мм	Матеріал
14	2	В, Н	90	4	В,Н
14	2,5	Н	90	5	В,Н
14	3	В	89	4	У
16	2	В	89	4,5	Н
18	2	В,Н	89	6	В
18	3	В	95	4	В, Н
20	2	Н	95	5	В
20	2,5	В	108	4	В
22	2	В,Н	108	5	У
22	3	В	108	6	Н
25	2	В,Н	133	4	У
25	3	В	133	6	Н
32	3	Н	133	7	В
32	3,5	В	159	4,5	В
38	2	В,Н	159	5	В
38	3	Н	159	6	Н
38	4	В	159	7	В
45	3,5	Н	194	6	В
45	4	В	194	10	В
48	3	Н	219	6	В
48	4	В	219	8	В
56	3,5	Н	245	7	В
57	2,5	В	245	10	В
57	3,5	В	273	10	В
57	4	В	325	10	В
70	3	Н	325	12	В
70	3,5	В	377	10	В
76	4	В	426	11	В

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

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

6.2 Завдання на практичне заняття

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

Завдання 1.

Визначити повний гідравлічний опір трубопроводу по якому рухається вода з температурою t , і витратою Q . Трубопровід виготовлений з нових сталевих труб. Геометричні розміри трубопроводу показані на схемі (рисунок 6.2).

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.

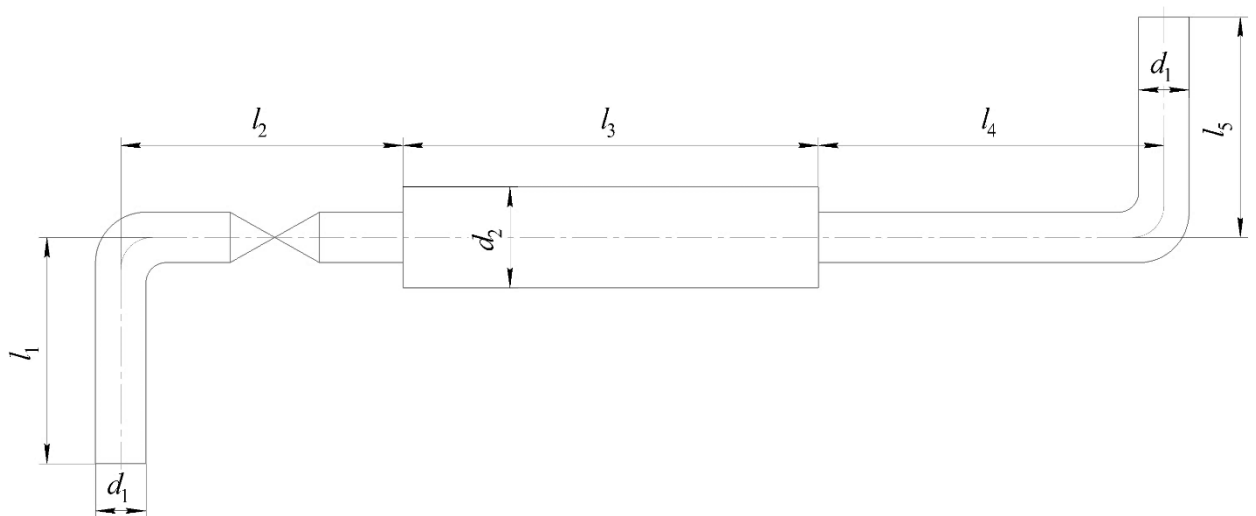


Рисунок 6.2 – До завдання 1

Вихідні дані:

Витрата води	$Q=2+0,012 \cdot n \text{ м}^3/\text{год}$
Діаметр трубопроводу	$d_1=0,095 \text{ м}$ $d_2=0,149 \text{ м}$
Довжини на схемі	$l_1=2 \text{ м}$ $l_2=3 \text{ м}$ $l_3=2+0,12 \cdot n \text{ м}$ $l_4=2,5 \text{ м}$ $l_5=1,5 \text{ м}$
Температура води	$t=17+n \text{ }^\circ\text{C}$.

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.

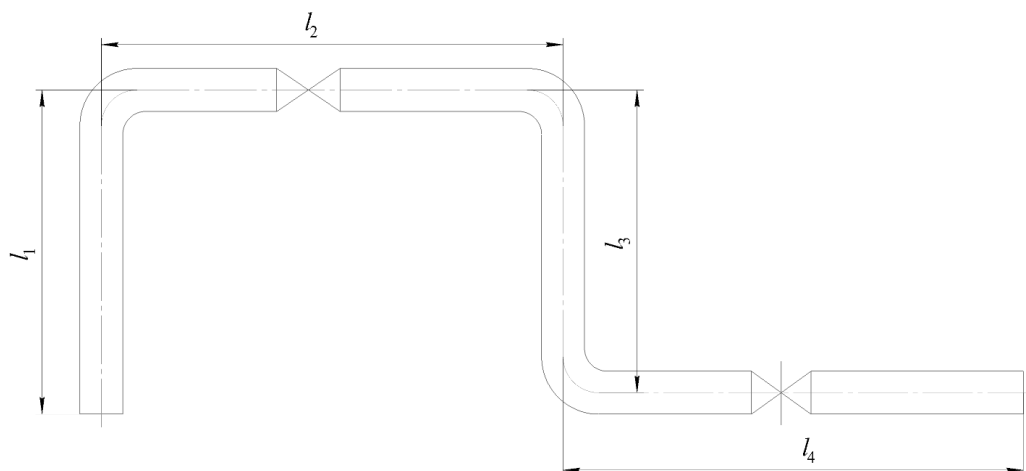


Рисунок 6.3 – До завдання 2

Вихідні дані:

Витрата гліцерину	$Q=4+0,5 \cdot n$ м ³ /год
Довжини на схемі	$l_1=1,5$ м
	$l_2=2+0,02 \cdot n$ м
	$l_3=1,5$ м
	$l_4=3$ м
Температура гліцерину	$t=17+n$ °С.

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

Витрата води, м ³ /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:

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

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

Швидкість поперечного руху води в перерізах трубопроводів (витрата переведена в м³/с):

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

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

При робочій температурі густина води становить $\rho=998,3$ кг/м³, а коефіцієнт динамічної в'язкості $\mu=1,119 \cdot 10^{-3}$ Па·с. Тоді критерій Рейнольдса на ділянках трубопроводу буде дорівнювати:

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

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

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

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

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

Знайдемо коефіцієнт тертя на першій ділянці. Оскільки виконується умова:

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

то коефіцієнт тертя можна розрахувати за формулою:

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

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

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

Тоді втрати тиску на ділянці становитимуть:

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

Розглянемо далі другу ділянку. На цій ділянці виконується умова:

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

тому коефіцієнт тертя знаходиться за формулою:

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

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

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

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

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

Тоді втрати тиску на третій ділянці становитимуть:

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

Тоді сумарні втрати тиску в трубопроводі становитимуть:

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

Отже, загальний опір трубопроводу становить 35,606 Па.

Приклад розв'язку завдання 2.

Вихідні дані:

Витрата гліцерину, м ³ /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):

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

Приймаємо зі стандартного ряду найближче значення 28 мм.

Перерахуємо дійсну швидкість в трубопроводі:

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

При заданій температурі теплофізичні властивості гліцерину дорівнюватимуть: густина – $\rho = 1127$ кг/м³; $\mu = 6,942 \cdot 10^{-3}$ 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:

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

Отже втрати тиску в трубопроводі становитимуть 31460 Па.

7 ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ТЕПЛООБМІННИКІВ

7.1 Теоретичні відомості

Матеріал викладено за авторами [2–8].

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

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

де V – об’ємна продуктивність, м³/с; G – масова продуктивність, кг/с; Δp – гідравлічний опір; ρ – густина перекачуваного середовища, кг/м³.

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

Одними з найпоширеніших теплообмінників є кожухотрубні (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 [2–8]:

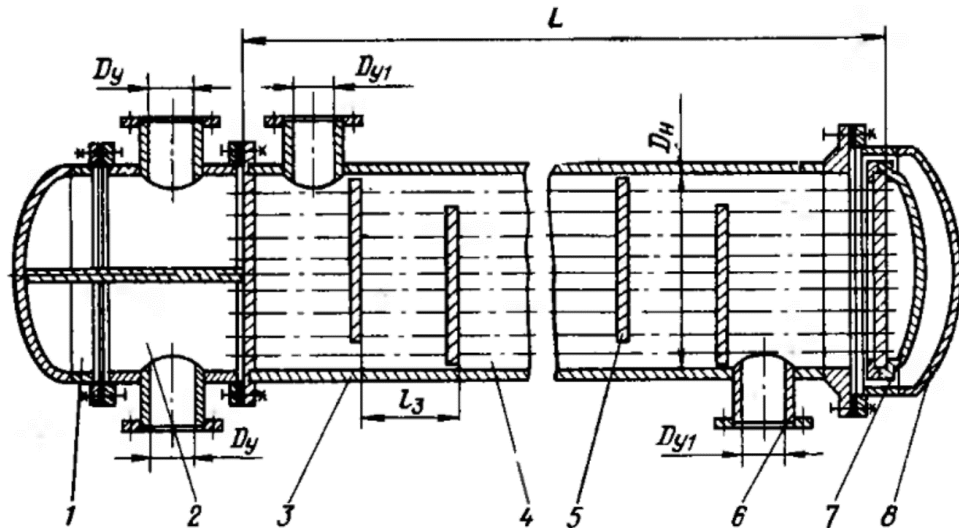
$$\Delta p_{\tau} = \lambda \frac{n \cdot L}{d_{\text{в}}} \frac{\rho \cdot w^2}{2} + \sum \xi \frac{\rho w^2}{2}, \quad (7.2)$$

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

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

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

Коефіцієнти місцевих опорів в теплообміннику наведені в таблиці 7.1.



- 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 головою)**

Таблиця 7.1 – Коефіцієнти місцевого опору в кожухотрубних теплообмінниках

Вид місцевого опору	ξ
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 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	$G_1=30+0,25 \cdot n$ кг/с
Початкова температура гліцерину	$t_{1п}=40+n$ °С
Кінцева температура гліцерину	$t_{1к}=15$ °С
Витрата води	$G_2=20+n$ кг/с
Початкова температура води	$t_{2п}=9$ °С
Кінцева температура води	$t_{2к}=35+0,5 \cdot n$ °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 ²
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:

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

Розрахунковий діаметр штуцера для входу і виходу води:

$$d_{r2} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_2}{\pi \cdot \rho \cdot w_p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 20}{3,14 \cdot 997,4 \cdot 2}} = 0,113 \text{ м}.$$

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

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

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

Надалі визначимо гідравлічний опір трубного простору:

Площа поперечного перерізу одного ходу по трубах:

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

Швидкість руху гліцерину в трубах:

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

Критерій Рейнольдса:

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

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

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

Оскільки значення критерію Рейнольдса лежить в межах $2300 < Re < 10/e = 21000$, 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:

$$\begin{aligned} \Delta p_1 &= \left(\lambda \cdot \frac{z \cdot L}{d_b} + z \cdot (\xi_2 + \xi_3) + (z-1) \cdot \xi_4 \right) \cdot \frac{\rho_1 \cdot w_1^2}{2} + 2 \cdot \xi_5 \cdot \frac{\rho_1 \cdot w_{1\text{ш}}^2}{2} = \\ &= \left(0,031 \cdot \frac{6 \cdot 3}{0,021} + 6 \cdot (1,0 + 1,0) + (6-1) \cdot 2,5 \right) \cdot \frac{1122 \cdot 2,363^2}{2} + 2 \cdot 1,5 \cdot \frac{1122 \cdot 2,325^2}{2} = \\ &= 1,688 \cdot 10^5 \text{ Па.} \end{aligned}$$

Витрати потужності на переміщення гліцерину в трубному просторі теплообмінника становлять:

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

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

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

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

$$\text{Re}_2 = \frac{w_2 \cdot d_3 \cdot \rho_2}{\mu_2} = \frac{0,446 \cdot 0,025 \cdot 996,5}{9,14 \cdot 10^{-4}} = 12160.$$

Знайдемо кількість рядів труб:

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

Тоді коефіцієнт опору пучка труб буде дорівнювати:

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

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:

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

Витрати потужності на перекачування води в міжтрубному просторі:

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

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

8 ВИЗНАЧЕННЯ ГІДРАВЛІЧНОГО ОПОРУ ТАРІЛЧАСТИХ І НАСАДКОВИХ КОЛОН

8.1 Теоретичні відомості

8.1.1 Конструкції колонних апаратів

Матеріал викладено за авторами [1, 7, 8]

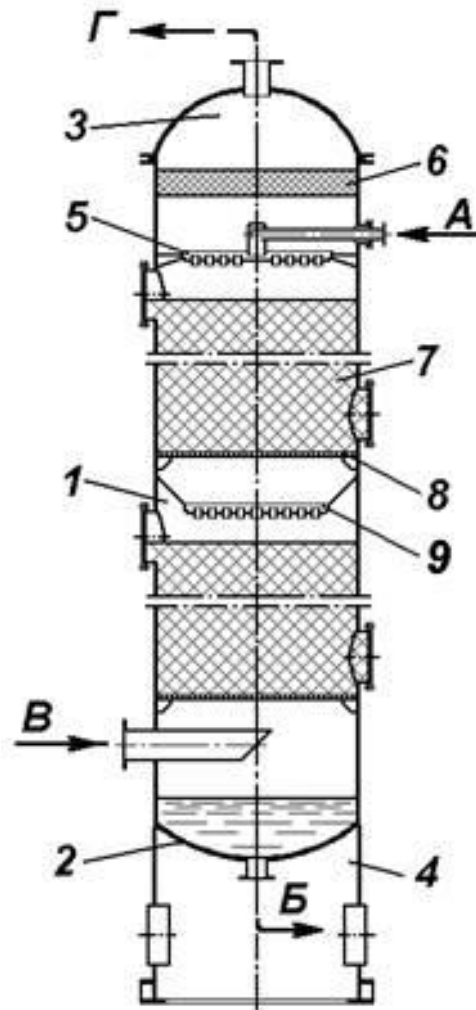
Колонні апарати (рисунки 8.1 та 8.2) в хімічній технології широко використовуються для проведення процесів масообміну (абсорбції, ректифікації, екстракції тощо. Такі процеси детально вивчаються в четвертому кредитному модулі поточної дисципліни), а також для проведення хімічних реакцій. Найпоширенішими 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). 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.

Різнманітність 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

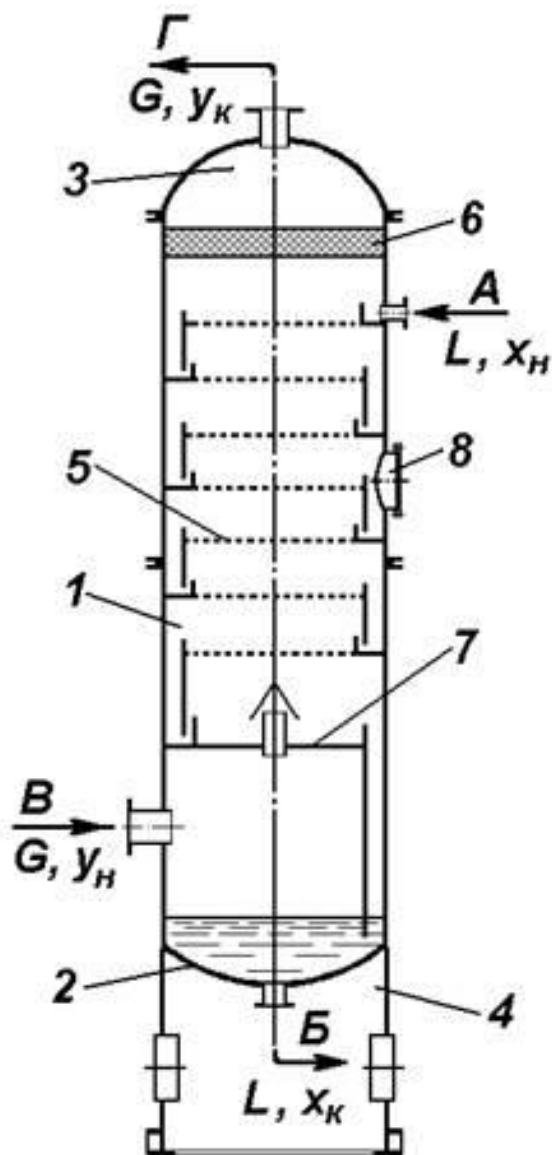
потік послідовно барботує через шари рідини на тарілках, що розташовані на певних відстанях, одна від одної. Рідина неперервно перетікає з верхніх на нижні, які відділені один від одного вільним простором, де газ відділяється від винесених краплин і бризок. Отже, в тарілчастих колонах відбувається не безперервний, а ступінчастий контакт фаз. Схеми деяких поширених конструкцій тарілок показані на рисунках 8.4 – 8.6.



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

Рисунок 8.1 – Схема насадкового колонного апарата

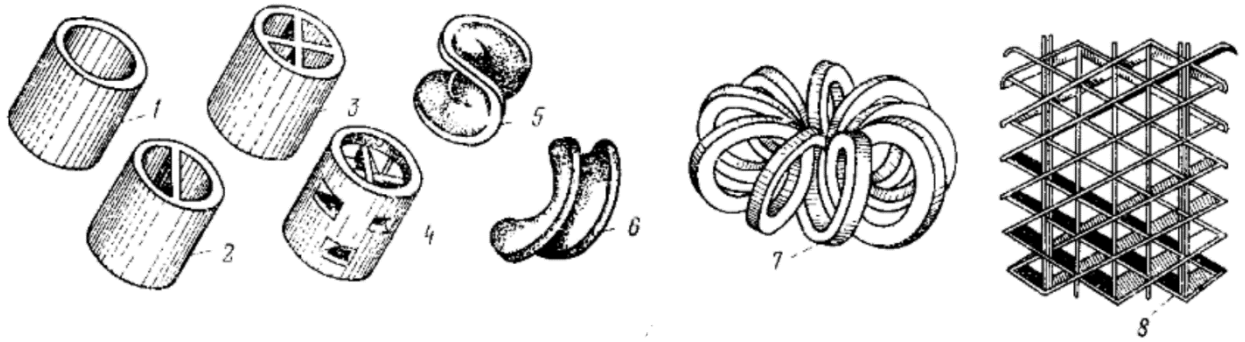
А – вхідний штуцер для рідини; Б - штуцер вихідний для рідини;
В - вхідний штуцер для сирого газу; Г - вхідний штуцер для очищеного (сухого) газу



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

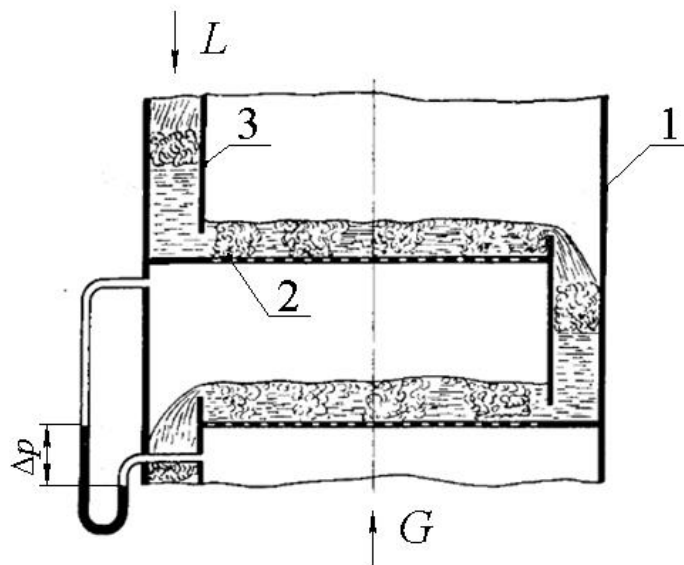
Рисунок 8.2 – Схема тарічкового колонного апарата

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



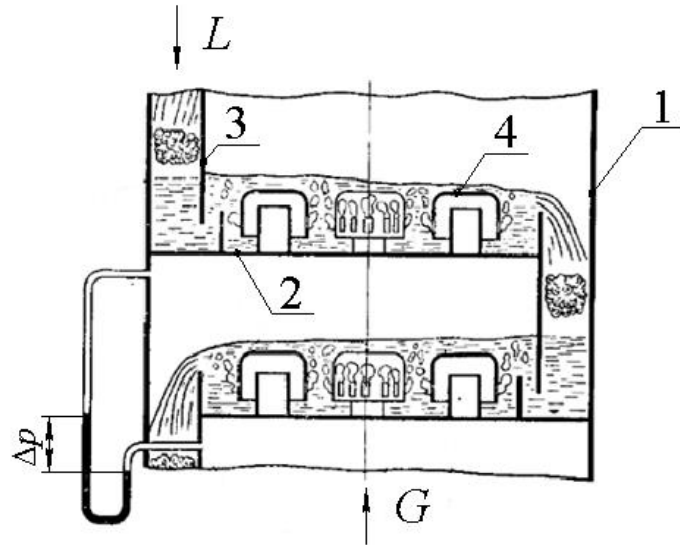
1 – кільце Рашига; 2 – кільця з перегородкою; 3 – кільця з хрестоподібною перегородкою; 4 – кільця Паля (з вирізами в стінках і перегородками);
5 – сідла Берля; 6 – сідло «Інталокс»; 7 – розетка Теллера;
8 – насадка «Спрейпак»

Рисунок 8.3 – Типи насадок



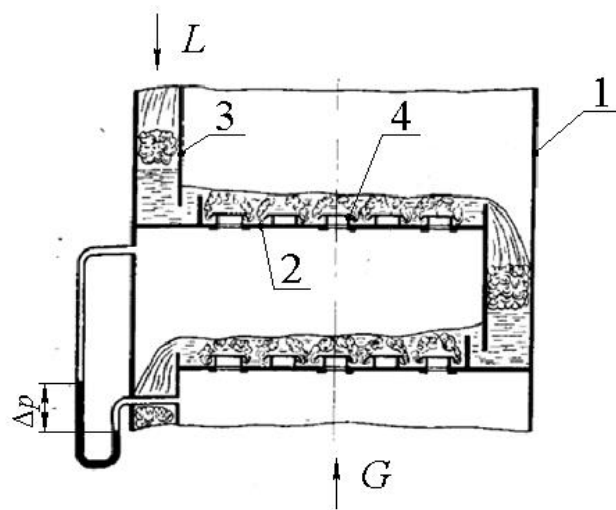
1 – корпус колони; 2 – тарілка; 3 – переливний пристрій, L - подача рідкої фази, G - рух парової фази

Рисунок 8.4 – Схема ситчастої тарілки насадової колони



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

Рисунок 8.5 – Схема ковпачкової тарілки



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

Рисунок 8.6 – Схема клапанної тарілки

Різноманітність існуючих барботажних тарілок зумовлена пошуками конструкцій обумовлено пошуками конструкцій, що забезпечують високу

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

8.1.2 Гідравлічний опір насадкових колон

Матеріал викладено за авторами [1-8].

Гідравлічний опір сухої насадки:

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

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

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

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

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

при $Re_r < 40$

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

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:

$$\lambda = \frac{9.21}{\text{Re}_r^{0.375}}. \quad (8.5)$$

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:

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

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:

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

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).

Таблиця 8.1 – Характеристики насадок

Тип і розміри (або тип і умовний розмір) насадок, мм	Параметри насадок				
	f , м ² /м ³	V_c , м ³ /м ³	d_e , м	ρ_n , кг/м ³	n , шт/м ³

Регулярні (укладені рядами) насадки					
Хордова дерев'яна					
10×100 з кроком 10	100	0,55	0,022	210	–
20	65	0,68	0,042	145	–
30	48	0,77	0,064	110	–
Кільця керамічні					
щільноспечені з фарфорової маси за (Рашига)					
15×15×3	256	0,62	–	904	–
25×25×3	185	0,75	–	596	–
35×35×3	176	0,75	–	580	–
50×50×5	93	0,79	–	552	–
60×60×5	86	0,79	–	540	–
80×80×8	48	0,79	–	539	–
100×100×10	47	0,73	–	509	–
Палля 25×25×3	220	0,74	0,014	610	46 000
35×35×4	165	0,76	0,018	540	18 000
50×50×5	120	0,78	0,026	520	5 800
60×60×6	96	0,79	0,033	520	3 350
Кільця сталеві					
Рашига 8×8×0,3					
10×10×0,5	500	0,88	0,007	960	770 000
12×12×0,5	400	0,90	0,010	800	440 000
15×15×0,5	350	0,92	0,012	660	240 000
18×18×0,5	300	0,92	0,014	640	120 000
25×25×0,3	220	0,97	–	240	52 000
25×25×0,8	220	0,92	0,017	640	50 000
35×35×1	160	0,93	–	570	19 000
50×50×1	100	0,94	0,035	4306	6 500
50×50×1,2	100	0,93	0,035	520	6 500
70×70×1,5	75	0,94	–	440	2 300
80×80×1,5	65	0,96	–	350	1 600
100×100×1,5	48	0,96	–	310	750
Палля 15×15×0,4	380	0,90	0,010	525	230 000
25×25×0,6	235	0,90	0,015	490	52 000
35×35×0,8	170	0,90	0,021	455	18 000
50×50×1,0	108	0,90	0,033	415	6 400
Сідловидні насадки: Керамічні					
Сідла Берля 37					
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

Матеріал викладено за авторами [6, 8]

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

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

Опір сухої тарілки [6]:

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

де ξ – 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) [1, 6, 8]. Конструкцій тарілок наведені в [6, 8].

Таблиця 8.2 – Значення коефіцієнтів опору для різних типів тарілок

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

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

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

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

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

– для ковпачкових тарілок при повному відкритті ковпачка:

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

– 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; Δh – висота рівня рідини над зливним порогом, $h_{\text{пер}}$ – висота зливного порогу.

Величина Δh визначається за формулою [6, 8]:

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

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

8.1.2 Гідравлічний опір шарів зернистих матеріалів

Матеріал викладено за авторами [6, 8].

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

$$\Delta p_{\text{ш}} = \lambda \frac{l}{d_e} \frac{\rho \cdot w^2}{2}, \quad (8.16)$$

де λ – 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; ρ – 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 (8.16) в більш зручний для розрахунків вигляд [6, 8]:

$$\Delta p_{\text{ш}} = \frac{\lambda \cdot H \cdot f \cdot \rho \cdot w_0^2}{8 \cdot \varepsilon^3}, \quad (8.17)$$

де H – висота шару; f – питома поверхня, що являє собою поверхню матеріалу частинок, що знаходяться в одиниці об'єму, зайнятому шаром; ε – 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 λ – знаходять з рівняння [6, 8]:

$$\lambda = \frac{133}{\text{Re}} + 2,34. \quad (8.16)$$

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

$$\text{Re} = \frac{4w_0 \cdot \rho}{f \cdot \mu}. \quad (8.17)$$

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

$$\Delta p_{\text{ш}} = \frac{3 \cdot \lambda \cdot H \cdot (1 - \varepsilon) \cdot \rho \cdot w_0^2}{4 \cdot \varepsilon^3 d_{\text{ч}} \cdot \psi}, \quad (8.18)$$

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; ψ – фактор форми частинки (відношення поверхні еквівалентної кулі до поверхні частинки).

Критерій Рейнольдса для підстановки в формулу (8.16) розраховують за формулою [6]:

$$\text{Re} = \frac{2}{3} \frac{\psi}{(1 - \varepsilon)} \text{Re}_0, \quad (8.19)$$

де

$$\text{Re}_0 = \frac{w_0 d_{\text{ч}} \rho}{\mu}. \quad (8.20)$$

Формули (8.15) і (8.18) застосовуються для руху потоку через нерухомі шари. Для псевдозріджених шарів гідравлічний опір визначається за формулою [6]:

$$\Delta p_{\text{ш}} = H(1 - \varepsilon)(\rho_{\text{т}} - \rho)g, \quad (8.21)$$

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

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

$$\text{Re}_0 = \frac{\text{Ar}}{1400 + 5,22\sqrt{\text{Ar}}}. \quad (8.22)$$

Критерій Архімеда розраховують за рівнянням [1, 8]:

$$\text{Ar} = \frac{d_{\text{ч}}^2 \cdot \rho \cdot g}{\mu^2} \cdot (\rho_{\text{т}} - \rho). \quad (8.23)$$

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

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

$$\text{Re}_b = \frac{\text{Ar}}{18 + 0,575\sqrt{\text{Ar}}} . \quad (8.24)$$

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

8.2 Завдання на практичне заняття

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

Завдання 1.

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

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

Теплофізичні властивості води наведені в таблиці 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	$t=21+n$ °С
Діаметр колони	$D=1$ м
Висота насадки	$H=10$ м
Кількість тарілок	$n_t=25$

Параметри насадки (кільця Рашига 50×50×5)

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

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 [2, 8]

Температура, t , °C	Густина, ρ , кг/м ³	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 [2, 8]

Температура, t , °C	Густина, ρ , кг/м ³	Теплоємність, $c \cdot 10^{-3}$, Дж/(кг·К)	Коефіцієнт теплопро- відності, $\lambda \cdot 10^2$ Вт/(м·К)	Коефіцієнт динамічної вязкості, $\mu \cdot 10^6$, 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, °C, t	21

Діаметр колони, м, D	1
Висота насадки, м, H	10
Кількість тарілок, n_t	25
Параметри насадки (кільця Рашига $50 \times 50 \times 5$)	
при установці навалом	$f_1=93 \text{ м}^2/\text{м}^3$ $V_{c1}=0,79 \text{ м}^3/\text{м}^3$
при регулярній укладці	$f_1=131 \text{ м}^2/\text{м}^3$ $V_{c1}=0,79 \text{ м}^3/\text{м}^3$
Параметри тарілок:	
Ковпачкова типу ТСК:	
Коефіцієнт живого перерізу	$\varphi_1=0,09$
Ширина прорізу ковпачка	$b=0,008 \text{ м}$
Висота прорізу ковпачка	$l=0,02 \text{ м}$
Відстань від верхнього краю прорізів до переливного порогу	$e=0,01$
Периметр зливу	$\Pi_1=0,8 \text{ м}$
Висота переливного порогу	$h_{\text{пер}}=0,026 \text{ м}$
Ситчаста типу ТС:	
Коефіцієнт живого перерізу	$\varphi_2=0,15$
Діаметр отвору	$d_0=0,005$
Периметр зливу	$\Pi_2=0,8 \text{ м}$

Порядок розрахунку.

Загальні величини.

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

Швидкість газу в колоні:

$$w = \frac{4 \cdot G}{\pi \cdot D^2 \cdot \rho_n} = \frac{4 \cdot 1}{3,141 \cdot 1,201} = 1,06 \text{ м/с.}$$

Густина зрошення:

$$U = \frac{4 \cdot L}{\pi \cdot D^2 \cdot \rho_g} = \frac{4 \cdot 6}{3,141^2 \cdot 997,8} = 7,656 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с}).$$

Розрахунок гідравлічного опору колони з нерегулярною насадкою.

Критерій Рейнольдса:

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

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

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

Еквівалентний діаметр в насадці

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

Гідравлічний опір сухої нерегулярної насадки:

$$\Delta p_{\text{н1c}} = \lambda_{\text{н1}} \cdot \frac{H}{d_{e1}} \cdot \frac{\rho_n \cdot w^2}{2} = 3,223 \cdot \frac{10}{0,034} \cdot \frac{1,206 \cdot 1,06^2}{2} = 640,1 \text{ Па.}$$

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:

$$\Delta p_{\text{н1}} = \Delta p_{\text{н1c}} \cdot (1 + 3600 \cdot k \cdot U) = 640,1 \cdot (1 + 3600 \cdot 0,06 \cdot 7,656 \cdot 10^{-3}) = 1699 \text{ Па.}$$

Гідравлічний опір колони з регулярною насадкою.

Критерій Рейнольдса:

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

Коефіцієнт опору:

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

Еквівалентний діаметр:

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

Гідравлічний опір сухої регулярної насадки:

$$\Delta p_{\text{н2c}} = \lambda_{\text{н2}} \cdot \frac{H}{d_{e1}} \cdot \frac{\rho_{\text{н}} w^2}{2} = 0,742 \cdot \frac{10}{0,026} \cdot \frac{1,206 \cdot 1,06^2}{2} = 191,8 \text{ Па.}$$

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

$$\Delta p_{\text{н2}} = \Delta p_{\text{н2c}} \cdot (1 + 3600 \cdot k \cdot U) = 191,8 \cdot (1 + 3600 \cdot 0,04 \cdot 7,656 \cdot 10^{-3}) = 403,3 \text{ Па.}$$

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

Гідравлічний опір колони з ковпачковими тарілками.

Еквівалентний діаметр прорізів ковпачків:

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

Швидкість газу в прорізах ковпачка:

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

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

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

Опір поверхневого натягу:

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

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

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

Опір шару рідини:

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

Сумарний опір тарілки:

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

Сумарний опір колони:

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

Гідравлічний опір ситчастої тарілки.

Швидкість газу в отворах тарілки:

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

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

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

Опір поверхневого натягу:

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

Висота рівня рідини над зливним порогом:

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

Опір шару рідини:

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

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:

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

Отже опір ковпачкових тарілок більший, за опір сітчастих.

9 РОЗРАХУНОК НАСОСІВ, ВЕНТИЛЯТОРІВ, КОМПРЕСОРИВ.

9.1 Теоретичні відомості

9.1.1 Насоси

Матеріал викладено за авторами [3-5, 7-11].

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].

Таблиця 19.1 – Технічна характеристика відцентрових насосів

Марка	Q , м ³ /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 20/18а	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 90/55а	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 ³ /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:

$$N_{\text{п}} = \rho \cdot g \cdot H \cdot Q. \quad (9.1)$$

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:

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} + H_{\text{г}} + h_{\text{п}}, \quad (9.2)$$

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

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

$$N = \frac{N_{\text{п}}}{\eta_{\text{н}} \cdot \eta_{\text{п}}}, \quad (9.3)$$

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

Коефіцієнт корисної дії насосу:

$$\eta_{\text{н}} = \eta_0 \cdot \eta_{\text{г}} \cdot \eta_{\text{м}}, \quad (9.4)$$

де η_0 – об'ємний ККД, що враховує перетікання рідини з зони більшого тиску в зону малого тиску (для сучасних крупних відцентрових насосів $\eta_0=0,96-0,98$; $\eta_{\text{г}}$ – для малих і середніх насосів $\eta_0=0,85-0,95$); $\eta_{\text{г}}$ – гідравлічний ККД, що враховує гідравлічний опір, тертя і утворення вихорів (для сучасних насосів $\eta_{\text{г}}=0,85-0,96$); $\eta_{\text{м}}$ – механічний ККД, що враховує механічне тертя в підшипниках і ущільненнях валу, і гідравлічне тертя неробочих поверхонь коліс ($\eta_{\text{м}}=0,92-0,96$).

ККД передачі залежить від способу передачі зусилля. У відцентрових і осьових насосах найчастіше використовують зубчасту передачу, при цьому $\eta_{п}=0,93-0,98$.

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 [26]:

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

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

Таблиця 9.2 – Орієнтовні значення ККД електродвигунів

$N_{дв}$, кВт	0,4–1	1–3	3–10	10–30
$\eta_{дв}$	0,7–0,78	0,78–0,83	0,83–0,87	0,87–0,9
$N_{дв}$, кВт	30–10	100–200	200	–
$\eta_{дв}$	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:

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

Коефіцієнт запасу потужності β береться залежно від величини $N_{дв}$ (таблиця 9.3).

Таблиця 9.3 – Орієнтовні значення коефіцієнта запасу потужності для насосів

$N_{дв}$, кВт	<1	1–5	5–50	>50
β	2–1,5	1,5–1,2	1,2–1,15	1,1

Розробляючи технологічну схему, необхідно враховувати, що висота всмоктування $H_{вс}$ насосів має задовольняти умові:

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

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:

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

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

Для поршневих насосів за наявності повітряного ковпака на всмоктуючій лінії:

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

де l – висота стовпа рідини у всмоктуючому трубопроводі, що відраховується 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

Матеріал викладено за авторами [8-11]

Вентиляторами називаються компресорні машини, що застосовуються для переміщення великих об'ємів різноманітних газів при надлишковому тиску не більше 15 000 Па. За конструкцією вентилятори діляться на відцентрові і осьові.

За тиском, що розвивається, вентилятори поділяються на три групи: низького тиску – до 1 000 Па, середнього – від 1 000 до 3 000 Па і високого – від 3 000 до 15 000 Па. Відцентрові вентилятори застосовуються для подачі газу при середньому і високому тиску, рідше – при низьких тисках; осьові вентилятори зазвичай служать для переміщення великих мас газу при низьких тисках.

Більшість виробників промислових вентиляторів використовують таку маркування, тому що вона диктується різними стандартами, які все ще широко використовуються.

Основні позначення промислових вентиляторів (нові):

- позначення виробу: В – вентилятор;
- позначення типу вентилятора: Р – радіальний; О – осьовий;
- стократна величина коефіцієнта повного тиску при максимальному КПД, округлена до цілого числа;
- величина швидкохідності при максимальному КПД, округлена до всього числа.

Приклад: ВР 287-46 – це вентилятор радіальний з коефіцієнтом повного тиску рівним приблизно 2,87 ($287:100 = 2,87$) і швидкохідністю 46 (при максимальному коефіцієнті корисної дії).

Основні позначення радіальних вентиляторів (старі):

- позначення виробу: В – вентилятор;
- позначення типу вентилятора: Ц – центробежний; О – осевой;
- п'ятикратная величина коефіцієнта повного тиску при максимальному КПД, округлена до цілого числа;
- величина швидкості при максимальному КПД, округлена до всього числа.

Приклад: ВЦ 14-46 (той же ВР 287-46) – це ВЕНТИЛЯТОР ЦЕНТРОБІЖНИЙ з коефіцієнтом повного тиску рівним приблизно 2,8 ($14:5 = 2,8$) і швидкістю 46 (при максимальному коефіцієнті корисної дії).

Після позначення моделі вентилятора часто зустрічається маркування його конструктивного виконання (можливість з'єднання електродвигуна з робочим колесом (Рисунок 9.1) [9]):

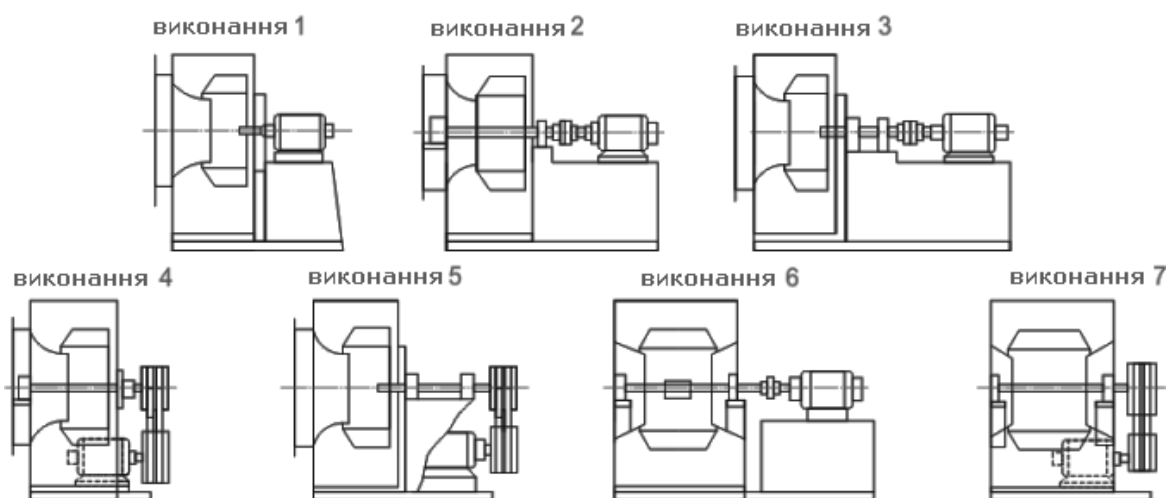


Рисунок 9.1 – Виконання вентиляторів

- 1-ше виконання – вентилятор одностороннього всмоктування, робоче колесо закріплено безпосередньо на вал двигуна;
- 2-ге виконання – вентилятор одностороннього всмоктування, сквозной вал укріплений у 2 підшипниках, розташованих зі сторони всмоктувальних отворів і за межами корпусу, з електродвигуном, з'єднаним з муфтою;

– 3-е виконання – вентилятор одностороннього всмоктування, вал укріплений у 2-х підшипниках за межами корпусу, з електродвигуном, з'єднаним з муфтою;

– 4-е виконання – вентилятор одностороннього всмоктування, вал укріплений у 2 підшипниках, розташованих зі сторони всмоктувальних отворів і за межами корпусу, привод через клинопасову передачу. Двигун знаходиться за межами рами вентилятора;

– 5-е виконання – вентилятор одностороннього всмоктування, вал укріплений в 2 підшипниках за межами корпусу, привод через клинопасову передачу. Двигун знаходиться на одній рамі з вентилятором;

– • 6-е виконання – вентилятор двостороннього всмоктування, вал укріплений у 2-х підшипниках, розташованих з обох сторін корпусу, з електродвигуном, з'єднаним з муфтою;

– • 7-е виконання – вентилятор двостороннього всмоктування, вал укріплений в 2-х підшипниках, розташованих з обох сторін корпусу, привод через клинопасову передачу.

Наступним елементом маркування вентилятора є його номер – діаметр робочого колеса в дециметрах (1 дм = 100 мм). Наприклад, для вентилятора №3,15 діаметр робочого колеса становить 315 мм. Самі популярні розміри: 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5.

Окрім цього, часто для невеликих змін тиску та продуктивності може використовуватися збільшене або зменшене робоче колесо, яке використовується наступним позначенням:

- 1) $D_k = D_n$ – діаметр робочого колеса рівному номінальному (без змін);
- 2) $D_k = 0,9 D_n$ – діаметр робочого колеса, зменшений на 10%;
- 3) $D_k = 0,95 D_n$ – діаметр робочого колеса, зменшений на 5%;
- 4) $D_k = 1,05 D_n$ – діаметр робочого колеса, збільшений на 5%;
- 5) $D_k = 1,1 D_n$ – діаметр робочого колеса, збільшений на 10%

Розглянемо всі елементи маркування промислового вентилятора, закріпивши знання на прикладі:

ВР 88-75.1-2,5.2 (ВЦ 4-75.1-2,5.2) – це радіальний (центробіжний) вентилятор з коефіцієнтом повного тиску рівним приблизно 0,88 ($88 \div 100 = 0,88$) і швидкістю 72 (при максимальному коефіцієнті) корисного дії). Конструктивне виконання даного вентилятора – перше – робоче колесо закріплено безпосередньо на вал електродвигуна. Номер вентилятора – 2,5 – діаметр робочого колеса – 250 мм, але при цьому $D_k=0,9D_n$, то є діаметр робочого колеса буде на 10% менше від номінального, а саме 225 мм ($250 \times 0,9 = 225$).

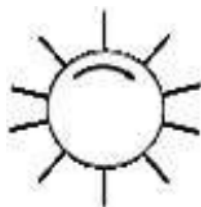
Також ми підготували кілька популярних розшифрувань, які не увійшли в статтю, але можуть Вам пригодитися:

- ВКР – вентилятор кришковий радіальний;
- ВЦП (ВРП) – вентилятор центробіжний (радіальний) пилової;
- ВОИР – вентилятор осьовий іскрозахищений;
- ВВД – вентилятор високого тиску.

Радіальні вентилятори одностороннього і двохстороннього всмоктування правого обертання мають робоче колесо, яке обертається (якщо дивитися на вентилятор з боку всмоктування) по годинниковій стрілці, лівого – робоче колесо, яке обертається проти годинникової стрілки. Форми лопаток бувають загнуті назад, прямого розташування, загнуті вперед (Рисунок 9.2).



В Загнуті назад



R Прямі радіальні

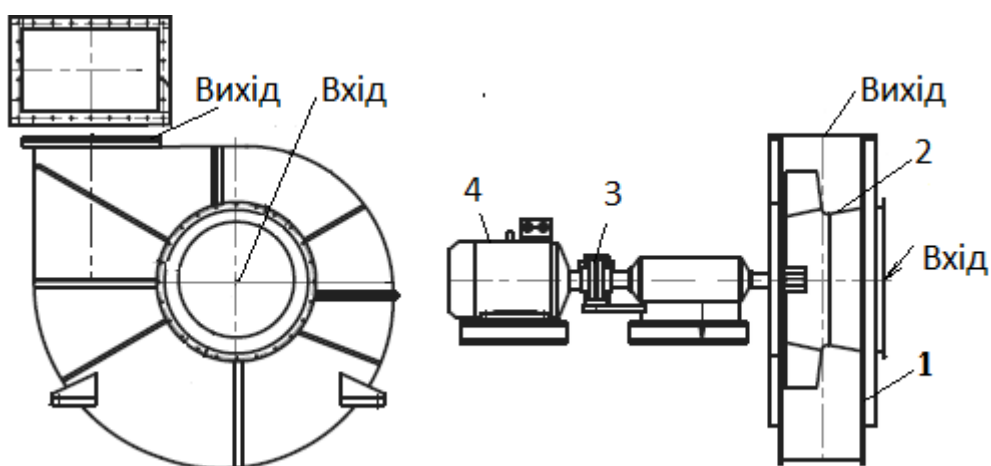


F Загнуті назад

Рисунок 9.2 – Форми лопаток

Розмір вентилятора характеризується його номером. За номер вентилятора приймається значення, що відповідає номінальному діаметру робочого колеса, виміряному по зовнішніх кромках лопаток і вираженому в дециметрах. Наприклад, вентилятор з діаметром 200 мм позначається № 2, з діаметром 630 мм – № 6,3, тощо.

Схема відцентрового вентилятора неведена на рисунку 9.3.



1 – корпус вентилятора; 2 – робоче колесо; 3 – муфта; 4 – електродвигун

Рисунок 9.3 – Схема відцентрового вентилятора

Застосування млинового вентилятора ВМ. Головне призначення, яке має відцентровий млиновий вентилятор ВМ, одностороннього всмоктування – пневматичне транспортування різного виду аеросумішей. Вентилятори ВМ застосовують - підприємства з виробництва металу, заводи з переробки у сфері чорної та кольорової металургії, системи парових котлів з різною паропродуктивністю при розмелі твердих вибухобезпечних палив у млинах. Важливо, щоб запиленість повітряної суміші становила не більше 80 г/м та за відсутності можливості до налипання волокнистих речовин на лопатки робочого колеса [10]. Конструктивні особливості Вентилятор ВМ містить такі робочі елементи - робоче колесо, ходова частина, равлик розкрутки, електродвигун, патрубок, що всмоктує, направляючий апарат і рама.

Спіральний корпус вентилятора поворотний (Рисунок 9.3), робоче колесо складається з 10 лопаток загнутих назад.

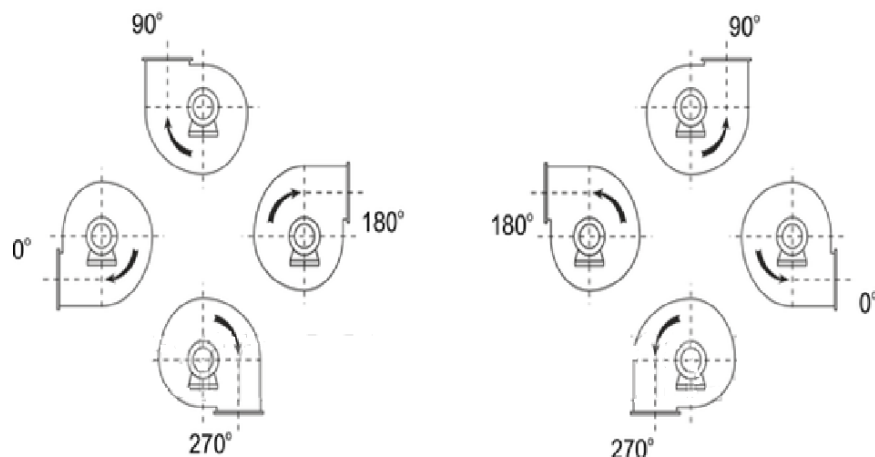


Рисунок 9.3 – Схема розташування корпусу вентилятора

Технічні характеристики деяких вентиляторів наведена в таблицях 9.4 та 9.8.

Таблиця 9.4 – Технічні характеристики млинових вентиляторів [11]

Позначення	Діаметр трубопроводу	Напруга мережі	Частота обертання	Потужність, що споживається	Продуктивність	Тиск	Максимальний ККД	Маса
	мм	В	об/хв	кВт	м ³ /год	Па	max (%)	кг
ВМ-15	1500	380/60	1500	160	14690... 56330	8480... 4760	82	3210
ВМ-17	1700	380/60	1500	250... 315	22240... 83630	6130... 10840	82	3870... 4000
ВМ-18	1800	380/60	1500	400...500	23410... 80700	12160... 156700	82	6320... 6650
ВМ-20	2000	380/60	1500	800	40000... 160000	12470...15050	82	7740
ВМ-40-750	4000	380/60	1500	200...315	15310... 60130	5930... 7620	70	3200... 3650
ВМ-50-1000	5000	380/60	1500	315	20000... 90000	10000...10500	70	3800
ВМ-100-1200	10000	380/60	1500	630	65000... 115000	10500...11450	70	4098
ВМ-160-850	16000	380/60	1000	980	108600... 319000	6546... 8856	72	10644
ВМ-180-1100	18000	380/60	1500	1480	100000...260000	11250...14900	72	12160

Таблиця 9.5 – Технічні характеристики відцентрових вентиляторів малої продуктивності [9]

№	Тип вентилятора (назва аналога)	Комплектація двигуном, кВт/ об/хв	Продуктивність, тис. м ³ /год	Тиск, Па
1	ВР 88-72 № 2,5 (В-Ц 4-75 № 2,5)	0,12/1500	0,38-0,91	190-130
		0,18/1500		
		0,25/1500	0,38-0,91	190-130
		0,37/1500		
		0,37/3000	0,68-1,15	630-600
		0,55/3000	0,8-1,8	730-510
		0,75/3000	0,8-1,8	1000-950
		1,1/3000		
2	ВР 88-72 № 3,15 (В-Ц 4-75 № 3,5)	0,37/1000	1,25-2,6	220-125
		0,55/1500	1,55-3,5	420-230
		0,75/1500	1,45-4	490-325
		1,1/1500	1,8-4,7	690-400
		1,5/1500	1,8-4,7	600-350
		2,2/15000		
		3/3000		

Таблиця 9.6 – Технічні характеристики відцентрових вентиляторів [10]

№	Тип вентилятора (назва аналога)	Комплектація двигуном, кВт/ об/хв	Продуктивність, тис. м ³ /год	Тиск, Па
1	ВР 88-72 № 2,5 (В-Ц 4-75 № 2,5)	0,12/1500	0,38-0,91	190-130
		0,18/1500		
		0,25/1500	0,38-0,91	190-130
		0,37/1500		
		0,37/3000	0,68-1,15	630-600
		0,55/3000	0,8-1,8	730-510
		0,75/3000	0,8-1,8	1000-950
		1,1/3000		
2	ВР 88-72 № 3,15 (В-Ц 4-75 № 3,5)	0,37/1000	1,25-2,6	220-125
		0,55/1500	1,55-3,5	420-230
		0,75/1500	1,45-4	490-325
		1,1/1500	1,8-4,7	690-400
		1,5/1500	1,8-4,7	600-350
		2,2/15000		
		3/3000		

Таблиця 9.7– Технічні характеристики відцентрових вентиляторів [10]

Марка	Q , м ³ /с	ρgH , Па	n , с ⁻¹	η_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 9.8 – Технічні характеристики відцентрових вентиляторів малої продуктивності [10]

Марка	Q , м ³ /с	ρgH , Па	n , с ⁻¹	Марка	Q , м ³ /с	ρgH , Па	n , с ⁻¹
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 вентилятором розраховується так само, як і у випадку насосів (формули (9.1), (9.3)–(9.5)).

Коефіцієнт запасу потужності для відцентрових вентиляторів β визначається за таблицею 9.9.

Таблиця 9.9 – Коефіцієнт запасу потужності для вентиляторів [8-10]

$N_{дв}$, кВт	<0,5	0,5–1	1–2	2–5	>5
β	1,5	1,3	1,2	1,15	1,1

Напір, що розвивається вентилятором, визначається сумою статичного і динамічного напорів [2-8]:

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

або

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

де $p_{ст.н}$ і $p_{ст.вс}$ – статичний тиск безпосередньо після вентилятора і після нього; w_H , $w_{вс}$ – 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 [2-8]:

$$\Delta h_{под} = (\rho_r - \rho) \cdot z \cdot g, \quad (9.12)$$

де ρ_r – густина газу, що подається вентилятором; z – різниця висот точок всмотування і нагнітання.

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

9.1.3 Компресори

Матеріал викладено за авторами [2-5, 8-11]

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 поділяться три групи: низького тиску ($p=0,2-1,0$ МПа); середнього тиску ($p=1,0-10$ МПа); високого тиску ($p=10-300$). За потужністю, що розвивається розрізняють малі компресори продуктивністю до 0,015 м³/с, середні компресори продуктивністю 1,5 м³/с і вище.

Потужність електродвигуна для приводу компресора при стисненні газів визначається за рівнянням [2-5]:

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

де V – продуктивність компресора, м³/с; l – робота, що витрачається компресором при стисненні 1 кг газу, Дж/кг; ρ – густина газу, кг/м³; η – загальний ККД компресійної установки.

Робота, що витрачається при стисненні 1 кг газу в одноступінчастому компресорі [2-5]:

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

в багатоступінчастому компресорі [2-5]:

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

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.

9.2 Завдання на практичне заняття

Підібрати вентилятор для перекачування повітря через адсорбер. Витрата повітря Q , температура – t . Повітря вводиться в нижню частину адсорбера. Тиск вихідного повітря над шаром адсорбента атмосферний. Сорбент являє собою частинки, густина яких ρ_t , середній розмір частинки $d_{\text{ч}}$, а фактор форми ψ . Висота нерухомого шару сорбенту H , порозність ε .

Внутрішній діаметр адсорбера D . Довжина трубопроводу від точки забору до адсорбера становить L . На трубопроводі встановлені чотири коліна під кутом 90° і один шибер.

Вихідні дані:

Витрата повітря	$Q=0,3+0,01 \cdot n \text{ м}^3/\text{с}$
Температура повітря	$t=35+n \text{ }^\circ\text{C}$
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	$H=0,6+0,005 \cdot n \text{ м}$
Порозність	$\varepsilon=0,4$
Внутрішній діаметр адсорбера	$D=1,34 \text{ м}$
Довжина трубопроводу	$L=18+0,25 \cdot n \text{ м}$

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, кг/м^3 , ρ_T	800
Середній діаметр частинок сорбенту, м, $d_{\text{ч}}$	0,00205
Фактор форми, ψ	0,8
Висота нерухомого шару сорбенту, м, H	0,6
Порозність, ε	0,4
Внутрішній діаметр адсорбера, м, D	1,34
Довжина трубопроводу, м, L	18.

Порядок розрахунку.

Фіктивна швидкість в апараті:

$$w_0 = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D^2} = \frac{4 \cdot 0,3}{3,14 \cdot 1,34} = 0,213 \text{ м/с.}$$

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

Критерій Архімеда:

$$\text{Ar} = \frac{d_{\text{ч}} \cdot \rho_{\text{п}} \cdot g}{\mu_{\text{п}}} \cdot (\rho - \rho_{\text{п}}) = \frac{2,05 \cdot 10^{-3} \cdot 1,147 \cdot 9,81}{1,885 \cdot 10^{-5}} \cdot (800 - 1,147) = 2,178 \cdot 10^5.$$

Критичне значення критерію Рейнольдса:

$$\text{Re}_{\text{кр}} = \frac{\text{Ar}}{1400 + 5,22 \cdot \sqrt{\text{Ar}}} = \frac{2,178 \cdot 10^5}{1400 + 5,22 \cdot \sqrt{2,178 \cdot 10^5}} = 56,78.$$

Швидкість початку псевдозрідження:

$$w_{\text{кр}} = \frac{\text{Re}_{\text{кр}} \cdot \mu_{\text{п}}}{d_{\text{ч}} \cdot \rho_{\text{п}}} = \frac{56,78 \cdot 1,885 \cdot 10^{-5}}{2,05 \cdot 10^{-3} \cdot 1,147} = 0,455 \text{ м/с.}$$

Критична швидкість більша за фіктивну швидкість в апараті, тому шар адсорбента є нерухомим. Розрахунок гідравлічного опору адсорбера здійснюємо за методикою для нерухомих шарів зернистого матеріалу.

$$\text{Re} = \frac{2}{3} \cdot \frac{\psi}{1 - \varepsilon} \cdot \frac{w_0 \cdot d_{\text{ч}} \cdot \rho_{\text{п}}}{\mu_{\text{п}}} = \frac{2}{3} \cdot \frac{0,8}{1 - 0,4} \cdot \frac{0,455 \cdot 2,05 \cdot 10^{-3} \cdot 1,147}{1,885 \cdot 10^{-5}} = 23,577.$$

Коефіцієнт опору шару:

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

Гідравлічний опір шару в адсорбенті:

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

Гідравлічний опір апарата:

$$\Delta p_{\text{а}} = 1,1 \cdot \Delta p_{\text{ш}} = 1,1 \cdot 426,1 = 468,7 \text{ Па.}$$

Визначимо гідравлічний опір трубопроводу. Прийmemo рекомендовану швидкість в трубопроводі $w_p = 10$ м/с. Тоді розрахунковий діаметр апарату становитиме:

$$d_p = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot w_p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,3}{3,14 \cdot 10}} = 0,195 \text{ м.}$$

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

$$w = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 0,3}{3,14 \cdot 0,207^2} = 8,914 \text{ м/с.}$$

Критерій Рейнольдса в трубопроводі:

$$\text{Re}_r = \frac{w \cdot d \cdot \rho_n}{\mu_n} = \frac{8,914 \cdot 0,207 \cdot 1,147}{1,885 \cdot 10^{-5}} = 1,122 \cdot 10^5.$$

Режим руху – турбулентний. Вважаємо, що труби мають незначну корозію, тому прийmemo абсолютну шорсткість труб $\Delta = 0,15 \cdot 10^{-3}$ мм. Тоді відносна шорсткість буде дорівнювати:

$$e = \frac{\Delta}{d} = \frac{0,15 \cdot 10^{-3}}{0,207} = 7,246 \cdot 10^{-4}.$$

Оскільки значення критерію Рейнольдса лежить в межах $10/e = 1,38 \cdot 10^5 < 560/e = 7,728 \cdot 10^5$, то коефіцієнт тертя розраховуємо за формулою:

$$\lambda_r = 0,11 \cdot \left(e + \frac{68}{\text{Re}_r} \right)^{0,25} = 0,11 \cdot \left(7,246 \cdot 10^{-4} + \frac{68}{1,122 \cdot 10^5} \right)^{0,25} = 0,021$$

На трубопроводі наявні такі місцеві опори: вхід в трубу ($\xi_1 = 0,5$), шибер ($\xi_2 = 0,22$), коліно ($\xi_3 = 1,1$), вихід з труби ($\xi_4 = 1$). Отже сума коефіцієнтів місцевого опору становитиме:

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

Тоді втрати тиску в трубопроводі становитимуть:

$$\Delta p_r = \left(\lambda_r \frac{L}{d} + \sum \xi \right) \cdot \frac{\rho_n \cdot w^2}{2} = \left(0,021 \cdot \frac{18}{0,207} + 6,12 \right) \cdot \frac{1,147 \cdot 8,914^2}{2} = 362,0 \text{ Па.}$$

Сумарні втрати тиску в системі:

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

Корисна потужність вентилятора:

$$N_k = Q \cdot \Delta p = 0,3 \cdot 830,7 = 249,2 \text{ Вт.}$$

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

$$N = \frac{N_k}{\eta_{\Pi} \cdot \eta_B} = \frac{249,2}{0,6 \cdot 1} = 415,3 \text{ Вт.}$$

Таким умовам роботи відповідає вентилятор ЦН-1450.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Корнієнко Я.М. Процеси та обладнання хімічної технології: підруч. У 2 ч. Ч.1 / Я.М. Корнієнко, Ю.Ю. Лукач, І.О. Мікульонок та ін. – К.: НТУУ «КПІ», 2011. – 300 с.
2. Chemical engineering—Handbooks, manuals, etc. I. Perry, Robert H., date. II. Green, Don W. III. Maloney, James O. TP151.P45 1997
3. Гідравліка та її використання в агропромисловому комплексі / В.А. Дідур, О.Д. Савченко, Д.П. Журавель, С.І. Мовчан; – К.: Аграрна освіта, 2008. – 577 с.
3. Гідравліка, сільськогосподарське водопостачання та гідропневмопривод. / В.А. Дідур, О.Д. Савченко, С.І. Пастушенко, С.І. Мовчан; – Запоріжжя: Прем'єр, 2005. – 464 с
4. Гідравліка: Навчально-методичний комплекс. Навчально-методичний посібник. / В.І.Дуганець, І.М.Бендера, В.А. Дідур та ін. За ред. В.І. Дуганця, І.М.Бендери, В.А. Дідура. – Кам'янець-Подільський: ФОП Сисин О.В. 2013. – ___ с. ISBN 978-617-539-131-0
5. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи : конспект лекцій / укладач Е. В. Колісніченко, А. С. Мандрика, В. О Панченко. – Суми : Сумський державний університет, 2021. – 176 с.
6. Ракицький В.Л. Основи проектування насадкових ректифікаційних колон: Навч. посібник / В.Л. Ракицький, І.О. Мікульонок, Г.Л. Рябцев. – К.: НМЦВО, 2000. – 200 с.
7. Процеси та обладнання хімічних технологій – 1. Базові принципи теорії тепломасообміну: навчальний посібник [Електронний ресурс] : навч. посіб. для студ. спеціальності 133 «Галузеве машинобудування», спеціалізації «Інжиніринг, обладнання та технології хімічних та нафтопереробних виробництв» / КПІ ім. Ігоря Сікорського ; уклад.: А.Р. Степанюк, С.В. Гулієнко

– Електронні текстові данні (1 файл: 3,57 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2018. – 160 с.

8. Процеси та обладнання хімічних технологій-1. Базові принципи теорії тепломасообміну. Практикум з кредитного модуля [Електронний ресурс] : навчальний посібник для студентів спеціальності 133 «Галузе машинобудування», спеціалізації «Інжиніринг, комп'ютерне моделювання та проектування обладнання хімічних і нафтопереробних виробництв» / КПІ ім. Ігоря Сікорського ; уклад. С. В. Гулієнко, Я. В. Гробовенко. – Електронні текстові данні (1 файл: 2,93 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. – 120 с. – Назва з екрана.<https://ela.kpi.ua/handle/123456789/31112>

9. https://prom-vent.com.ua/ua/price_lists від 01.05.2023

10. <https://ventilator.ua/category/klassifikaciya-i-konstruktivnye-ispolneniya-radialnyh-ventilyatorov/> від 01.05.2023

11. <https://systemax.ua/ventilyatory/melnichnie-ventiljatori/vm/> від 01.05.2023