



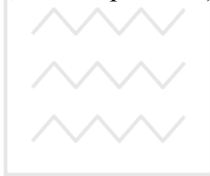
Національний університет
водного господарства
та природокористування

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ВОДНОГО
ГОСПОДАРСТВА ТА ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ
Кафедра розробки родовищ та видобування корисних копалин

02-06-31

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до лабораторних робіт з навчальної дисципліни «Гідромеханіка
та термодинаміка» для здобувачів вищої освіти першого
(бакалаврського) рівня за спеціальністю 184 «Гірництво» денної
та заочної форм навчання



університет
водного господарства
та природокористування

Рекомендовано науково-методичною
комісією зі спеціальності
184 «Гірництво»
(протокол № 7 від 30.01.2019 р.)

Рівне – 2019



Методичні вказівки до виконання лабораторних робіт з навчальної дисципліни «Гідромеханіка та термодинаміка» для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня спеціальності 184 «Гірництво» денної та заочної форм навчання / В. В. Заєць. – Рівне: НУВГП, 2019. – 46 с.

Укладач:

Заєць В. В., к.т.н., доцент кафедри розробки родовищ та видобування корисних копалин.

Відповідальний за випуск: Корнієнко В. Я., д.т.н., професор, в.о. зав. кафедри розробки родовищ та видобування корисних копалин.

З М І С Т

Передмова	3
Лабораторна робота №1. Визначення режиму руху рідини	4
Лабораторна робота №2. Визначення втрат тиску по довжині трубопроводів та на місцевих опорах	8
Лабораторна робота №3. Дослідження принципу дії, конструкції та застосування об'ємних гідравлічних та пневматичних машин	19
Лабораторна робота №4. Рівняння стану ідеального газу. Суміш ідеальних газів	27
Лабораторна робота №5. Перший закон термодинаміки	31
Лабораторна робота №6. Розрахунки стану вологого повітря по I-d діаграмі	34
Лабораторна робота №7. Розрахунок стискання газів у компресорі	39
Рекомендована література	45

© Заєць В. В., 2019

© НУВГП, 2019



Передмова

На сучасному етапі розвитку науки і техніки в гірництві широко застосовуються гідромоніторні установки, гідродинамічні передачі, гідравлічні або пневматичні приводи, а також особливе значення мають питання, пов'язані з удосконаленням теплових двигунів, підвищенням к.к.д. шляхом вибору оптимальних термодинамічних циклів, найбільш раціональних теплових схем та параметрів робочого тіла. Це пояснює актуальність підготовки відповідних кваліфікованих спеціалістів. Нормативна дисципліна «Гідромеханіка та термодинаміка» і забезпечує необхідний об'єм базової інформації для підготовки таких фахівців.





Лабораторна робота №1 ВИЗНАЧЕННЯ РЕЖИМУ РУХУ РІДИНИ

Мета роботи

Переконатися під час досліду в існуванні ламінарного і турбулентного режимів руху рідини та правомірності критерію Рейнольдса для їх оцінки.

Основні поняття

Розрізняють два основних види руху рідини – ламінарний і турбулентний.

Ламінарний потік – шаруватий, частинки рідини рухаються уздовж осі потоку без перемішування.

Турбулентний потік – безладний, хаотичний. Поряд з основним поступальним переміщенням уздовж труби спостерігається нерівномірне поперечне переміщення, що призводить до інтенсивного перемішування рідини.

Дослідами встановлено, що в круглому напірному трубопроводі ламінарний потік переходить в турбулентний в залежності від безрозмірної величини

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} \quad (1.1)$$

де Re – *число Рейнольдса* (ім'я англійського фізика, який проводив класичні досліди по з'ясуванню характеру потоку в'язкої рідини в трубопроводі); v - середня швидкість потоку; d - діаметр трубопроводу; ν - коефіцієнт кінематичної в'язкості.

Досліди Рейнольдса дозволили встановити, що струминка підфарбованої рідини, введена в потік, не перемішується з іншими струмками при малій швидкості руху, що відповідає ламінарному потоку. При збільшенні швидкості руху, фарба забарвлює весь потік рідини в трубі.

В результаті дослідів було встановлено безрозмірний критерій – *критичне число Рейнольдса* $Re_{кр} = 2300$, при якому відбувається зміна режимів потоку рідини.

Якщо в трубопроводі число Рейнольдса $Re < Re_{кр}$, то режим потоку рідини ламінарний. При $Re > Re_{кр}$ – турбулентний.

Знаючи швидкість руху рідини, її в'язкість і діаметр труби, можна розрахунковим шляхом знайти число Re і,



порівнявши з $Re_{кр}$, визначити режим руху рідини в трубопроводі.

Опис лабораторної установки

Для вивчення характеру потоку рідини використовується установка представлена на рис. 1.1. Вона включає в себе напірний бак 1, з якого вода витікає через трубу 4 в мірний бак 8. У кінці труби 4 встановлений кран 6 для зміни витрати рідини. У напірному баку 1 змонтована додаткова посудина 2 з водним розчином фарби, яка підводиться в центрі потоку в трубі 4. Індикатор 5 показує різницю рівнів Δh між рівнем води в напірному баку 1 та в мірному баку 8. Секундомір 7 вимірює час витікання рідини з труби 4.

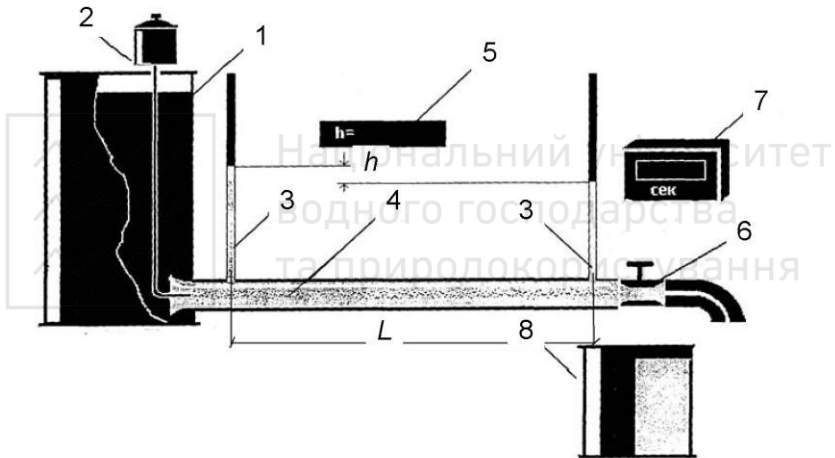


Рис. 1.1. Схема лабораторної установки:

1 - напірний бак, 2 - водний барвник, 3 - п'єзометри, 4 - скляна трубка, 5 - індикатор різниці рівнів Δh , 6 - регулюючий кран, 7 - секундомір, 8 - мірний бак

Порядок виконання роботи та обробка дослідних даних

Наповнити бак 1 і за допомогою крана 6 відрегулювати мінімальне споживання рідини в трубі 4. Пустити фарбу з посудини 2 в трубу 4. Спостерігати і описати потік рідини. Виміряти за допомогою мірного бака 8 і секундоміра 7 витрату в трубі 4 і записати в табл. 1.1. Повторити експеримент кілька



разів, збільшуючи відкриття крана б і домогтися турбулентного потоку води в трубі (про це буде свідчити інтенсивне перемішування з водою розчину барвника, подачу якого слід збільшити, щоб ефект був яскравіше). Результати вимірювань записати в таблицю 1.1.

За результатами вимірів і обчислень зробити висновки про характер руху рідини. Дати в письмовому вигляді відповіді на контрольні питання.

Таблиця 1.1

Результати вимірювань і обчислень величин

№ з/п	Найменування і позначення вимірюваних і обчислюваних величин	Од. вим.	Результати вимірювань і обчислень величин			
			Ламінарний режим		Турбулентний режим	
			Дослід 1	Дослід 2	Дослід 3	Дослід 4
1	2	3	4	5	6	7
1	Об'єм води в мірній посудині W	см ³				
2	Час наповнення t	с				
3	Витрата води $Q = W/t$	см ³ /с				
4	Внутрішній діаметр труби d	см				
5	Площа поперечного перерізу труби $S = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$	см ²				



Продовження таблиці 1.1

1	2	3	4	5	6	7
6	Середня швидкість потоку $V = Q/\omega$	см/с				
7	Температура води	°С				
8	Кінематичний коефіцієнт в'язкості води ν (за довідником)	см ² /с				
9	Число Рейнольдса	-				
10	Критичне число Рейнольдса (за довідником)	-				
11	Різниця рівнів в п'єзометрах Δh	см				
12	Довжина труби	см				

Контрольні питання

1. Назвіть режими руху рідини і вкажіть їх характерні особливості



2. Поясніть, що таке «критичне число Рейнольдса».
3. Поясніть, яким чином при гідравлічних розрахунках визначають режим руху рідини і скажіть з якою метою.
4. Як зміниться число Re при охолодженні рідини, якщо $d = \text{const}$, $Q = \text{const}$?
5. Діаметр першої труби в два рази менше діаметра другої труби, витрати однакові, в'язкість однакова. В якому співвідношенні будуть перебувати числа Рейнольдса Re_1 і Re_2 ? (Дати доказ).

Лабораторна робота №2 **ВИЗНАЧЕННЯ ВТРАТ ТИСКУ ПО ДОВЖИНІ** **ТРУБОПРОВІДІВ ТА НА МІСЦЕВИХ ОПОРАХ**

Мета роботи

1. Визначити дослідним шляхом складові рівняння Бернуллі для перетинів 9-9...14-14, а також втрати напору між цими перетинами (див. рис. 2.1).
2. Побудувати в масштабі по дослідним даним п'езометричну і напірну лінії.
3. Проаналізувати на основі експерименту геометричний і енергетичний зміст рівняння Бернуллі.
4. Довести на основі аналізу зміну вздовж потоку повної механічної енергії і її складових.
5. Довести, що рівняння Бернуллі демонструє закон збереження енергії.
6. Визначити по дослідним даним величини коефіцієнтів гідравлічного тертя λ на розглянутих ділянках трубопроводу і коефіцієнтів місцевих опорів ζ .
7. Визначити еквівалентну шорсткість.
8. Обчислити за допомогою теоретичних формул коефіцієнти ζ_{pp} і ζ_{pz} та порівняти з дослідними.

Основні поняття

Для двох довільно вибраних живих перерізів 1-1 і 2-2 напірного потоку рідини (рис. 2.2) при сталому русі рівняння Бернуллі має вигляд:



$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha V_2^2}{2g} + h_{f_{1-2}} \quad (2.1)$$

Складові, що входять в рівняння (2.1), мають геометричний і енергетичний зміст.

З геометричної точки зору, складові рівняння (2.1) є висотами z : z – геометрична висота, тобто перевищення центру ваги поперечного перерізу потоку, що розглядається, над

площиною порівняння 0-0, яка обрана довільно (рис. 2.1); $\frac{p}{\rho g}$ –

п'єзометрична висота, тобто висота підйому рідини в п'єзометрі, підключеному до центру тяжіння перерізу потоку, що розглядається, і відповідає гідродинамічному тиску p в цій

точці; $\frac{\alpha V^2}{2g}$ – швидкісна висота (напір); V – середня швидкість

потоку в розглянутому живому перерізі; α – коефіцієнт кінетичної енергії (коефіцієнт Коріоліса), що враховує нерівномірність місцевих швидкостей по живому перерізу

потоку; $z + \frac{p}{\rho g}$ – п'єзометричний напір; $z + \frac{p}{\rho g} + \frac{\alpha V^2}{2g} = H_d$ –

гідродинамічний напір в живому перерізі потоку, що розглядається; $h_{f_{1-2}} = H_{d_1} - H_{d_2}$ – втрата напору, тобто частина гідродинамічного напору, витрачена на подолання гідравлічних опорів на шляху між перерізами 1-1 і 2-2.

З енергетичної точки зору складові рівняння (2.1) являють собою різновиди питомої енергії, а саме: z – питома потенційна енергія положення рідини в розглянутому живому перерізі

потоку; $\frac{p}{\rho g}$ – питома потенційна енергія тиску; $z + \frac{p}{\rho g}$ –

питома потенційна енергія; $\frac{\alpha V^2}{2g}$ – питома кінетична енергія;

$z + \frac{p}{\rho g} + \frac{\alpha V^2}{2g}$ – повна питома енергія; $h_{f_{1-2}}$ – втрата повної



питомої енергії потоку між розглянутими перерізами, тобто її частина, витрачена на подолання роботи сил внутрішнього тертя, обумовленого в'язкістю рідини.

Питомою енергією називається енергія, яка припадає на одиницю ваги рідини.

Величини доданків рівняння (2.1) можуть бути визначені дослідним шляхом, в такий спосіб: z – геометричним

нівелюванням, або ж виміром лінійкою; $\frac{p}{\rho g}$ – за допомогою

п'езометра; $\frac{\alpha V^2}{2g}$ – по середній швидкості, яка визначається за

вимірюваним в досліді витрат Q і площі розглянутого живого

перерізу S , тобто $Q = \frac{V}{S}$; $h_{f_{1-2}}$ – по різниці гідродинамічних напорів між розглянутими перерізами.

Складові даного рівняння в різних живих перерізах можна зображати графічно у вигляді діаграми рівняння Бернуллі (графіка напорів), що дає наочне уявлення про перерозподілі по шляху руху рідини потенційної і кінетичної енергії, а також про характер зменшення повної енергії.

Лінія, що з'єднує п'езометричні напори послідовно розташованих перетинів, називається *п'езометричною лінією*. Лінія, що з'єднує гідродинамічні напори – *напірної лінією*.

При русі рідини частина механічної енергії переходить в теплову внаслідок подолання сил тертя, тобто виникають втрати енергії (напору), які можна розділити на два види: втрати по довжині потоку h_l і місцеві втрати h_M . Перші обумовлені рівномірним розподілом по довжині потоку дотичними напруженнями. Інший вид втрат виникає в місцях різкої зміни конфігурації потоку і характеризується досить нерівномірним розподілом дотичних напружень.

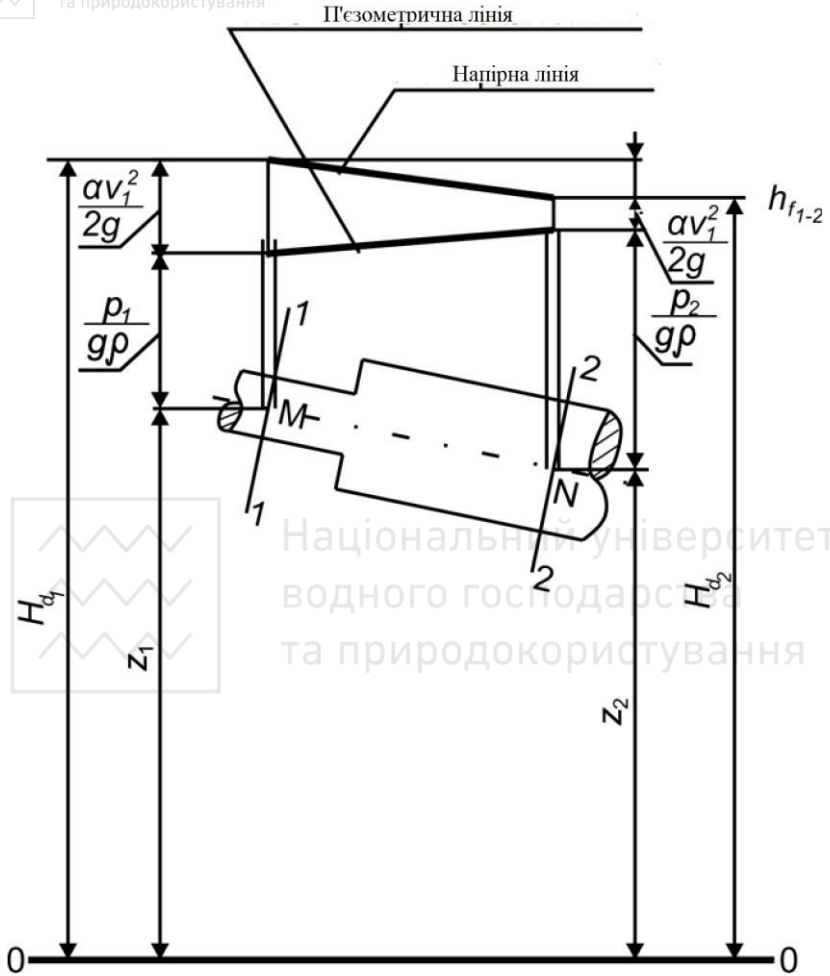


Рис. 2.1. Труба з двома ділянками

Втрати по довжині в круглих трубах, які працюють повним перерізом, обчислюються за формулою Дарсі-Вейсбаха

$$h_l = \lambda \frac{l V^2}{d 2g} \quad (2.2)$$



де λ – коефіцієнт гідравлічного тертя (коефіцієнт Дарсі); l – довжина ділянки труби, на якому визначаються втрати; d – діаметр труби; V – середня швидкість руху потоку рідини на даній ділянці. Коефіцієнт гідравлічного тертя в загальному випадку залежить від числа Рейнольдса Re і відносної шорсткості Δ_ε / d ; Δ_ε – еквівалентна шорсткість, тобто така висота виступу віртуальної рівномірнотзернистої шорсткості, при якій втрати такі ж, як і в аналогічній трубі з природною неоднорідною поверхнею.

Місцевий опір обумовлено зміною розмірів, форми живого перерізу, напрямку потоку внаслідок розширення, звуження, поворотів потоку, перешкод у вигляді засувки, кранів, вентилів, діафрагм і т.д.

При проходженні через будь-який місцевий опір потік рідини деформується (рис. 2.2), внаслідок чого рух стає нерівномірним, що змінюються різко, для нього характерне значне викривлення ліній потоку в живих перерізах, відрив транзитного струменя і утворення в районі відриву водоворотних (вихрових) областей, підвищена пульсація швидкостей і тисків, зміна поля швидкостей і форми епюри швидкостей. При поворотах потоку виникають відцентрові сили, які викликають вторинні течії, що мають характер обертальних рухів.

На деякій відстані від місцевого опору потік стабілізується і набуває характеристики рівномірного руху, якщо дотримуються умови його існування (постійними залишаються витрата, форма і площа живого перерізу, шорсткість поверхні, напрямок руху). Довжина ділянки, на якому потік, деформований місцевим опором, відновлює свої характеристики, називається *довжиною впливу місцевого опору*. У загальному випадку довжина впливу залежить від типу місцевого опору і прямо пропорційна числу Рейнольдса і відносній шорсткості трубопроводу Δ_ε / d . При великих числах Рейнольдса довжина впливу визначається співвідношенням $l_{en} \geq (30 \dots 40)d$.

На рисунку 2.2 представлені схеми потоку рідини при



розширенні і раптовому звуженні трубопроводу.



Рис. 2.2. Схеми раптового розширення (а) і раптово звуження (б) трубопроводу: 1 – транзитний потік; 2 – вихрова ділянка; 3, 4, 5 – епюри швидкостей; V_1 – середня швидкість до зміни перерізу; V_2 – середня швидкість після зміни перерізу

Втрати в місцевих опорах розраховують за формулою:

$$h_m = \zeta \frac{V^2}{2g} \quad (2.3)$$

де ζ – коефіцієнт місцевого опору; V – середня швидкість потоку за опором.

Коефіцієнт місцевого опору враховує фактори, що впливають на місцевий опір і залежить від виду місцевого опору і обумовленої ним міри деформації потоку, що проходить через нього, числа Рейнольдса Re і відстані між суміжними опорами.

При ламінарному режимі в трубопроводі коефіцієнти місцевих опорів залежать від числа Re , а втрати напору залежать від швидкості потоку в ступені n , яка змінюється в межах $1 < n < 2$. При досить різкій деформації потоку коефіцієнт ζ не залежить від числа Re при $Re > 3000$, а при плавній деформації при $Re > 10000$ залежить.



Величини коефіцієнтів ζ для різних видів місцевих опорів, визначені дослідним шляхом, головним чином, в квадратичній області опору, наводяться в довідковій та спеціальній літературі. Для обмеженого числа місцевих опорів в літературі є дані по обчисленню ζ в разі ламінарного режиму.

Для раптового розширення і раптового звуження коефіцієнти ζ можна знайти з теоретичних формул. У разі раптового розширення втрати напору можна представити у вигляді:

$$h_{pp} = \zeta_{pp1} \frac{V_1^2}{2g} \quad (2.4)$$

або

$$h_{pp} = \zeta_{pp2} \frac{V_2^2}{2g} \quad (2.5)$$



$$\zeta_{pp1} = \alpha_0 \left(1 - \frac{S_1}{S_2} \right)^2 \quad (2.6)$$

$$\zeta_{pp2} = \alpha_0 \left(\frac{S_2}{S_1} - 1 \right)^2 \quad (2.7)$$

V_1 та S_1 – швидкість і площа живого перерізу перед розширенням; V_2 та S_2 – швидкість і площа живого перерізу за розширенням, α_0 – коефіцієнт кількості руху для ламінарного режиму, рівний 1,33, для турбулентного $\alpha_0 = (1,037 \dots 1,05) \approx 1$ при $\alpha = 1,1$.

При раптовому звуженні (див. рис. 2.2) втрати напору визначаються за формулою:

$$h_{pз} = \zeta_{pз} \frac{V_1^2}{2g} \quad (2.8)$$

де

$$\zeta_{pз} = 0,5 \left(1 - \frac{S_2}{S_1} \right) \quad (2.9)$$



V_2 та S_2 – швидкість і площа живого перерізу за розширенням

Опис лабораторної установки

Установка (рис. 2.3) являє собою систему напірних трубопроводів з послідовно розташованими на ньому місцевими гідравлічними опорами. До кожного гідравлічного опору підключено по два п'єзометри (перед і за ним). Всі п'єзометри для зручності роботи виведені на щит 4. Для регулювання витрати води Q в системі служить вентиль 2. Для регулювання витрати води Q в системі служить вентиль 2.

Величина Q вимірюється за допомогою мірного бака 1 і секундоміра 3. Подача води в систему здійснюється з резервуара 5 по трубі 8 відкриттям засувки 6. Постійний рівень води в резервуарі 5 для забезпечення сталого руху в системі підтримується переливним пристроєм 7. Вода в резервуар 5 подається відцентровим насосом.

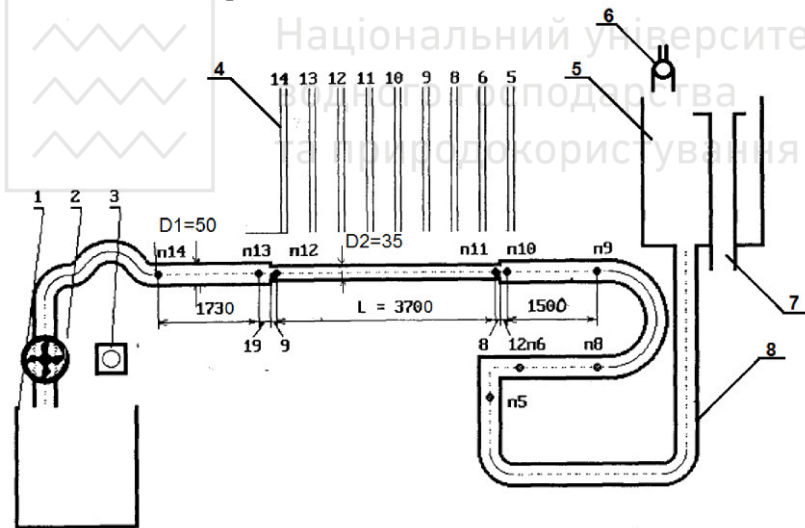


Рис. 2.3. Схема експериментальної установки: 1 - мірний бак;
2 - вентиль для регулювання витрати води; 3 - секундомір;
4 - щит з п'єзометрами; 5 - напірний бак; 6 - засувка;
7 - переливний пристрій; 8 – живильна труба

Порядок виконання роботи та обробка дослідних даних

При закритому вентилі 2 і засувці 6 включити насос і



забезпечити подачу води в живильний резервуар 5. Після наповнення водою резервуара і стабілізації рівня води в ньому (переливний пристрій повинен при цьому працювати) слід плавним відкриттям вентиля 2 подати воду в систему трубопроводів. Далі за допомогою мірного бака 1 і секундоміра 3 необхідно виміряти: позначки рівнів води в п'езометрах і витрату води в системі, результати вимірювань записати в таблиці 2.1 і 2.2.

Обробити дослідні дані і результати занести в таблиці 2.1, 2.2, 2.3 і 2.4. За даними таблиці 2.1 побудувати п'езометричну і напірну лінії.

Для цього на аркуші міліметрового паперу форматом А4 накреслити три ділянки трубопроводу від п'езометра 9 до п'езометра 14, вибравши горизонтальний і вертикальний масштаби. В обраних масштабах показати характерні перерізи, що проходять через гирла п'езометрів від 9 до 14 і провести площину порівняння через нуль шкали п'езометрів. У тому ж вертикальному масштабі від площини порівняння в характерних перетинах відкласти виміряні в досліді величини п'езометричних напорів. Посднуючи прямими лініями знайдені точки, отримаємо п'езометричну лінію. Потім відкласти вгору від п'езометричної лінії в характерних перетинах відповідні величини швидкісних напорів, з'єднати знайдені точки прямими лініями і отримаємо в результаті напірну лінію.

Аналізуючи побудовані лінії і результати по вивченню гідравлічних опорів, представлених в табл. 2.3 і 2.4, можна знайти відповіді на сформульовані вище пункти мети роботи і контрольні питання, наведені нижче.

За результатами роботи сформулювати висновки і записати у звіт.



Таблиця 2.1

Характеристики п'єзометричної і напірної лінії

Номер перерізу	$h_p = z + \frac{p}{\rho g}$, см	D, см	S, см ²	V, см/с	$h_v = \frac{\alpha V^2}{2g}$, см	$h_d = h_p + h_v$, см	h_f , см	L, м	Вид опору
5		5,0							Кут
6		5,0							
8		5,0							Плавний поворот
9		5,0							
9		5,0							По довжині на 1-й ділянці
10		5,0							
10		5,0							Раптове звуження
11		3,5							
11		3,5							По довжині на 2-й ділянці
12		3,5							
12		3,5							Раптове звуження
13		5,0							
13		5,0							По довжині на 3-й ділянці
14									

Таблиця 2.2.

Визначення витрати і кінематичної в'язкості

№ досл.	Мірний об'єм води W, л	Час наповнення T, с	Витрата Q, см ³ /с	Температура t, °C	Кінематична в'язкість, см ² /с



Таблиця 2.3.

Визначення коефіцієнта гідравлічного тертя (коефіцієнта Дарсі)

№ ділянки	Діаметр ділянки D , см	Довжина ділянки l , м	Втрати h_l , см	Швидкість V , см ² /с	Швидкісний напір $V^2/2g$, см	Кінематична в'язкість ν , см ² /с	Число Re	Коефіцієнт Дарсі
1								
2								
3								

Таблиця 2.4

Визначення коефіцієнтів місцевих опорів

№ з/п	Назва опору	Втрати h_l , см	Швидкісний напір $V^2/2g$, см	Коефіцієнт опору	
				$\zeta_{\text{дос}}$	$\zeta_{\text{теор}}$
1	Кут				
2	Плавний поворот				
3	Раптове звуження				
4	Раптове розширення				

Контрольні питання

1. Поясніть геометричний і енергетичний зміст рівняння Д. Бернуллі і його складових.
2. Сформулюйте фізичний зміст рівняння Д. Бернуллі.
3. Які умови застосування даного рівняння?
4. Поясніть, як і чому змінюється гідродинамічний напір вздовж перерізу. Які сили викликають цю зміну?
5. Який вид енергії (потенційної або кінетичної) витрачається на подолання опорів при рівномірному русі?
6. Як змінюються кінетична і потенційна енергії відповідно при збільшенні і зменшенні поперечного перерізу



труби?

7. Чому ухил напірної лінії для реальної рідини завжди додатній, а ухил п'єзометричної лінії може мати будь-який знак?

8. Який фізичний зміст коефіцієнта Коріоліса, що він враховує і від чого залежить його величина?

9. Напишіть формулу Дарсі-Вейсбаха і поясніть, від яких чинників в загальному випадку залежать втрати енергії по довжині і коефіцієнт Дарсі.

Лабораторна робота №3

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРИНЦИПУ ДІЇ, КОНСТРУКЦІЇ ТА ЗАСТОСУВАННЯ ОБ'ЄМНИХ ГІДРАВЛІЧНИХ ТА ПНЕВМАТИЧНИХ МАШИН

Мета роботи

Вивчення принципу дії, конструкцій та застосування гідравлічних та пневматичних машин.

Основні поняття

Насосами називають гідравлічні машини, призначені для підвищення тиску і переміщення рідини, а гідродвигунами - гідромашини для перетворення гідравлічної енергії в механічну енергію їх вихідних ланок.

Об'ємні насоси і гідродвигуни. В об'ємних насосах відбувається переміщення рідини за рахунок витискання її із робочих камер спеціальними робочими органами насосів - витискувачами.

В об'ємних гідродвигунах рух робочих ланок здійснюється в результаті взаємодії рідини і витискувачів в їх робочих камерах.

Під робочими камерами розуміються обмежені простори, що поперемінно з'єднуються з приймальними (всмоктуючими) або віддавальними (напірними) порожнинами насосів (гідродвигунів). Геометричні об'єми робочих камер називаються робочими об'ємами гідромашин.

Витискувачі є робочими органами насосів (гідродвигунів),



що безпосередньо переміщують рідину (або переміщуються під дією рідини у гідродвигунах) при вході і виході її з робочих камер.

При роботі насоса переміщуються його витискувачі і збільшується або зменшується активний об'єм робочої камери. У першому випадку в робочій камері утворюється вакуум і рідина з резервуара під дією атмосферного тиску заповнює камеру. Після заповнення робоча камера від'єднується від приймальної порожнини і з'єднується з віддавальною (напірною) порожниною насоса. При зменшенні об'єму робочої камери рідина витискається в напірний трубопровід.

При роботі гідродвигуна відбувається заповнення робочої камери рідиною під тиском із напірної гідролінії і створення внаслідок цього крутного моменту (сили) під дією якого (якої) ротор повертається (витискувач переміщується) збільшуючи об'єм робочої камери. Після заповнення робоча камера від'єднується від напірної лінії, її об'єм зменшується, а рідина витискається в зливну гідролінію. При досягненні мінімального об'єму робочої камери, вона від'єднується від зливної лінії.

Самі витискувані конструктивно виконуються у вигляді поршнів, плунжерів, пластин і діафрагм.

Об'ємні насоси відрізняються між собою за багатьма ознаками.

За характером процесу витиснення рідини об'ємні насоси діляться на поршневі і роторні.

Загальна схема класифікації об'ємних насосів представлена на рис. 3.1.

Поршневими називаються насоси, у яких витиснення рідини з робочих камер відбувається в результаті тільки прямолінійного зворотно-поступального або зворотно-поворотного рухів витискувачів.

За видом руху ведучої ланки поршневі насоси поділяються на прямодіючі і вальні. В прямодіючому насосі ведуча ланка здійснює прямолінійний зворотно-поступальний, а у вальному - обертовий рухи.



Рис. 3.1. Структурна схема класифікації об'ємних насосів

Вальні поршневі насоси за видом механізму, що перетворює рух ведучої ланки, поділяються на кривошипні і кулачкові. У кривошипному насосі зворотно-поступальний рух витискувачів здійснюється за допомогою кривошипно-шатунного або кривошипно-кулісного, а в кулачковому - кулачкового механізмів.

За способом з'єднання і від'єднання робочої камери із приймальною (всмоктувальною) і віддавальною (напірною) порожнинами поршневі насоси поділяються на клапанні і безклапанні. Останні можуть працювати також у якості гідродвигунів.

Гідравлічні машини, в яких передбачена конструктивна можливість працювати в режимах і насоса і гідромотора називаються машинами зворотної дії. Відомо, що практично всі об'ємні гідромашини являються зворотними, але в конструкціях деяких з них є відмінності між насосами і гідромоторами одного і того ж типу.

Регульованими називають такі гідромашини, які мають конструктивну можливість змінювати подачу при постійній частоті обертання приводного вала (насоси), або які мають конструктивну можливість змінювати частоту обертання вихідного вала при незмінному споживанні рідини



(гідромотори).

Реверсивними гідромашинами називають такі, які передбачають зміну напрямку руху рідини через них. Для насосів - це здійснюється зміною напрямку обертання вала, що в свою чергу призводить до зміни місцями всмоктувального і напірного патрубків. Для гідромоторів зміна напрямку руху робочої рідини через них призводить до зміни напрямку обертання їх валів.

Сам принцип роботи об'ємних гідромашин дозволяє їм працювати в реверсивних режимах, але на практиці, випускаються як нереверсивні, так і реверсивні гідромашини. Останні мають деякі конструктивні відмінності від нереверсивних, що в першу чергу відноситься до їх ущільнювальних вузлів.

Роторними називаються насоси, у яких витиснення рідини відбувається з камер, що переміщуються в напрямку від приймальної порожнини у напірну внаслідок обертового або складного руху витискувачів відносно статора. При цьому ротор обертається від ведучого вала насоса разом з витискувачами, або передає їм обертання. Приймальні і напірні порожнини насоса розташовані в нерухомому статорі.

За характером руху витискувачів роторні насоси поділяються на коловоротні і кулісні.

У коловоротному насосі витискувачі здійснюють лише обертовий рух відносно своїх осей. При цьому функцію витискувачів може виконувати ротор. Переміщення робочих камер може відбуватися в площині, перпендикулярній осі обертання ротора або спрямованої уздовж цієї осі. У зв'язку з цим коловоротні насоси діляться на плоскоколоворотні (рис. 3.2, в) і гвинтові (рис. 3.2, г). До плоскоколоворотних відносяться шестеренні насоси (рис. 3.2, в), у яких ротор і витискувачі виконані у формі зубчастих коліс, що забезпечують передачу безперервного руху від ротора до витискувача.

Кулісними називаються насоси, у яких витискувачі, обертаючись відносно осі статора, здійснюють одночасно і прямолінійний зворотно-поступальний рух відносно ротора.

За видом витискувачів і за способом обмеження робочих



камер кулісні насоси поділяються на роторно-поршневі (рис. 3.2, є і ж) і пластинчасті (лопатеві) (рис. 3.2, д). У пластинчастому насосі робочі камери обмежені двома сусідніми витискувачами (пластинами) і поверхнями ротора й статора.

Роторно-поршневі насоси представляють найпоширенішу групу насосів. За розташуванням робочих камер (циліндрів) відносно осі ротора ці насоси поділяються на радіальні (рис. 3.2, д) та аксіальні (рис. 3.2, ж).

У радіальному роторно-поршневому насосі (рис. 3.2, є) циліндри розташовані радіально відносно осі обертання ротора. Передача руху до поршнів здійснюється плоским механізмом.

В аксіальному роторно-поршневому насосі (рис. 3.2, ж) осі циліндрів розташовані паралельно осі обертання ротора, а механізм передачі руху до витискувачів (поршнів) виконаний просторовим.

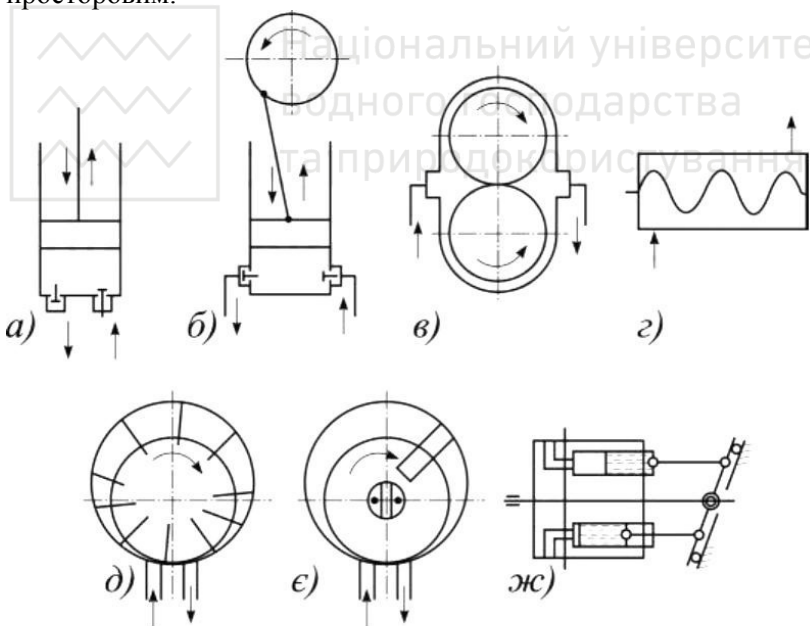


Рис. 3.2. Схеми об'ємних гідромашин: а - поршневий насос; б - поршневий вальний насос; в - плоско-коловоротний (шестеренний); г - гвинтова; д - роторно-пластинчаста; е -



роторно-поршнева радіальна; ж - роторно-поршнева аксіальна

Об'ємні гідродвигуни класифікуються за окремими ознаками. Структурна схема такої класифікації приведена на рис. 3.3. За характером руху веденої (вихідної) ланки об'ємні гідродвигуни поділяються на гідроциліндри і гідромотори.

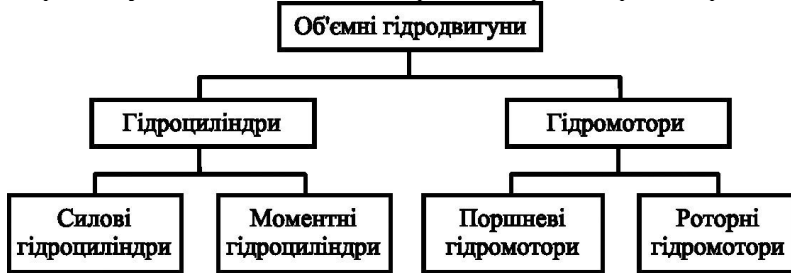


Рис. 3.3. Структурна схема класифікації об'ємних гідродвигунів

У гідроциліндрах ведена ланка (шток, плунжер, вал) здійснює зворотно-поступальний або поворотний рух. Гідроциліндри поділяються на силкові і моментні. Для тих і інших характерне обмеження руху веденої ланки.

У силковому гідроциліндрі ведена ланка (шток, плунжер) здійснює прямолінійний зворотно-поступальний рух відносно його корпусу. У моментному гідроциліндрі ведена ланка (вал) здійснює зворотно-поворотний рух відносно його корпусу на кут, менший 360° .

Гідромоторами називаються гідравлічні машини, у яких ведена ланка (вал) здійснює необмежений обертовий рух. Об'ємні гідромотори поділяються на поршневі і роторні.

У поршковому гідромоторі наповнення рідиною робочих камер (циліндрів) відбувається в процесі прямолінійного зворотно-поступального руху поршнів відносно циліндрів.

У роторному гідромоторі наповнення рідиною робочих камер, які переміщуються, відбувається в процесі обертового або складного руху поршнів відносно нерухомого статора.

Поршкові та роторні гідромотори за видами поділяються так само, як і відповідні насоси. Тому вони і класифікуються як і



відповідні насоси.

За конструктивним виконанням насоси і гідромотори поділяються на гідравлічні машини загального призначення (виконання) і на спеціальні. Останні призначені для специфічних умов роботи.

Застосування гідравлічних машин спеціального виконання пояснюється особливими режимами роботи, наприклад, гірничих машин, з їх обмеженими розмірами, коли застосування гідромашин загального призначення призводить до погіршення загального компонування основних машин і обладнання, збільшення їх розмірів і сили тяжиння.

Комплекси пристроїв, призначених для створення потрібних сил (моментів) або переміщення виконавчих механізмів з подоланням сил їх навантажень і які використовують для цього енергію стиснутого повітря, називають *пневмоприводами*.

У технічній літературі наряду з поняттям пневматичні приводи існує поняття - пневматичні системи, які по суті також виконують функції механізації і автоматизації різних виробничих процесів і входять в склад багатьох машин. У відповідності до державного стандарту пневматична система - це технічна система, що складається з пристроїв, які знаходяться в безпосередньому контакті з робочим газом (повітрям).

Пневматичні системи і приводи, в свою чергу включають в себе автоматичні системи контролю, стабілізації і регулювання робочих параметрів виконавчих пристроїв, керування технологічними процесами, функціонування яких пов'язане з використанням стиснутого повітря. В системі сучасної технічної термінології вони отримали назву пневматичних систем керування або систем пневмоавтоматики.

Пневматичні приводи класифікують за різними ознаками.

1. За призначенням: приводи переміщення; силові приводи (затискання).
2. За джерелом робочого середовища: компресорні; акумуляторні; магістральні.
3. За характером руху вихідної ланки: поступального, поворотного і обертового рухів.



4. За можливістю регулювання: регульовані; нерегульовані.

5. За циркуляцією робочого середовища: з розімкненою; з замкненою циркуляціями

Пневматичні приводи є ефективним засобом механізації і автоматизації різноманітних виробничих процесів і є складовими частинами значного числа машин. Вони ефективно застосовуються в різних галузях народного господарства - енергетиці, машинобудуванні, медицині, нафтохімії, авіації, ракетній техніці, нафтогазовій галузі, гірничорудній, деревообробній, легкій, харчовій промисловостях і на транспорті.

Особливо ефективно застосування пневматики при механізації і автоматизації найбільш масових операцій по затисканню деталей, їх фіксації, переміщенню, зборці, упаковці, контролю лінійних розмірів і інших. При цьому виключається або зводиться до мінімуму участь людини в тяжких і монотонних роботах, а продуктивність на цих операціях збільшується в 1,5... 4 рази.

Пневматичні системи і приводи мають в своєму складі наступні основні частини:

- енергозабезпечувальні: компресори;
- блоки підготовки повітря: фільтри-вологівіддільники; холодильники; ресивери із запобіжними клапанами; масловіддільники; редуційні клапани; маслорозпилювачі; вхідні розподільні пристрої; пневмємності;
- виконавчі: пневмодвигуни поступального руху; пневмомотори; поворотні пневмодвигуни;
- керуючі: направляюча пневмоапаратура: пневморозподільники; зворотні клапани; клапани швидкого вихлопу; клапани послідовності; логічні пневмоклапани; пневмоклапани витримки часу;
- регулююча пневмоапаратура: дроселі; регулятори витрати; запобіжні клапани; редуційні клапани;
- комунікаційні: пневмолінії; з'єднання.



Порядок виконання роботи

1. Ознайомитися з теоретичними відомостями, наведеними в частині «Основні поняття» лабораторної роботи.
2. За індивідуальним завданням викладача зобразити схему конкретної гідро- або пневмомашини та описати принцип її дії [1].
3. Дати відповідь на контрольні питання.
4. Сформулювати загальні висновки.
5. Оформити звіт про виконання лабораторної роботи.

Контрольні питання

1. Що називають приводом і що входить в його склад?
2. Дайте визначення гідравлічного приводу.
3. Що називають гідравлічною передачею?
4. Що таке насос?
5. Дайте визначення пневмоприводів.
6. Дайте визначення компресора.

Лабораторна робота №4 РІВНЯННЯ СТАНУ ІДЕАЛЬНОГО ГАЗУ. СУМІШ ІДЕАЛЬНИХ ГАЗІВ

Мета роботи

Закріпити теоретичні знання, отримані на лекційному курсі та покращити навички у використанні теоретичних математичних залежностей.

Основні поняття

Рівняння, що встановлює зв'язок між тиском, температурою й питомим об'ємом середовища постійного складу, називається термічним рівнянням стану. Загальний вид цього рівняння

$$f(p, v, T) = 0 \quad (4.1)$$

Теорія рівняння стану поки розроблена лише для ідеального газу, і для газів, що мають невелику щільність, і в меншій мірі для щільних газів.

Рівняння стану ідеального газу вперше було отримано



Клапейроном. Позначаючи константу через R , отримаємо

$$pv = RT \quad (4.2)$$

де R - питома газова постійна, віднесена до маси газу, рівної 1 кг; Дж/(кг·К).

Рівняння записане для 1 кг газу. Для m кг рівняння стану матиме вигляд

$$pV = mRT \quad (4.3)$$

де V - об'єм газу, м³.

R - універсальна газова постійна, однакова для будь-якого газу. Звідси рівняння стану для одного моля ідеального газу буде

$$pV_{\mu} = 8,3143 \cdot T \quad (4.4)$$

При розрахунку теплових установок доводиться мати справу із сумішами газів, а в таблицях наводяться теплоємності тільки для окремих ідеальних газів, у зв'язку з чим необхідно вміти визначати теплоємність газової суміші.

До суміші ідеальних газів входять компоненти, які хімічно не взаємодіють і підлягають закону стану ідеального газу.

Склад газової суміші визначається кількістю кожного з компонентів і задається масовою або об'ємною часткою.

Якщо суміш газів задана масовими частками, то питома теплоємність суміші визначається за формулами:

$$c_{vcm} = \sum_{i=1}^n g_i c_{vi} \quad (4.5)$$

$$c_{pcm} = \sum_{i=1}^n g_i c_{pi} \quad (4.6)$$

де g_i ($i=1,2,\dots$) - масові частки кожного газу, що входить до складу газової суміші.

Якщо суміш задана об'ємними частками r_i ($i=1,2,\dots$), то об'ємна теплоємність суміші буде визначатися за формулами [6]:

$$c'_{vcm} = \sum_{i=1}^n r_i c'_{vi} \quad (4.7)$$



$$c'_{рсм} = \sum_{i=1}^n r_i c'_{pi} \quad (4.8)$$

Порядок виконання роботи

1. Ознайомитися з теоретичними відомостями, наведеними в частині «Основні поняття».
2. Дати відповідь на контрольні запитання.
3. Виконати індивідуальне завдання згідно варіанту.
4. Сформулювати загальні висновки.
5. Оформити звіт про виконання лабораторної роботи.

Індивідуальне завдання

1. Визначити густину і питомий об'єм окису вуглецю при тиску p , бар і температурі T , К (табл. 4.1)

Таблиця 4.1

Вихідні дані

T, K	$p, \text{бар}$	№ вар.
300	1	1
273	1,5	2
350	2	3
320	2,5	4
310	3	5
280	3,5	6
290	4	7
300	0,5	8
295	0,8	9
305	0,9	10
315	0,7	11
270	1,7	12
330	1,8	13
335	2,1	14
340	3,1	15



2. У балоні знаходиться кисень при абсолютному тиску p , бар і температурі T , К. Визначити густину кисню в балоні. (табл. 4.2)

Таблиця 4.2

Вихідні дані

T, K	$p, \text{бар}$	№ вар.
300	1	1
273	1,5	2
350	2	3
320	2,5	4
310	3	5
280	3,5	6
290	4	7
300	4,5	8
295	5,8	9
305	3,9	10
315	2,7	11
270	4,7	12
330	3,8	13
335	2,1	14
340	3,1	15

3. Масовий склад горючого газу: $\text{CH}_4 - r_1 \%$, $\text{C}_2\text{H}_6 - r_2 \%$, $\text{CO}_2 - r_3 \%$. Визначить теплоту згорання газу. До якого тиску необхідно стиснути газ, щоб за температури T , °С і масі m , кг він займав би об'єм $V \text{ м}^3$ (табл. 4.3.).

Таблиця 4.3.

Вихідні дані

$V, \text{м}^3$	$T, ^\circ\text{C}$	$r_3, \%$	$r_2, \%$	$r_1, \%$	вар
4	300	2	8	90	1
5	273	1	8	91	2
4	350	3	5	92	3
6	320	2	9	89	4
3	310	1	11	88	5
5	280	3	10	87	6
4	290	2	5	93	7
3	300	1	14	85	8
4	295	3	9	88	9
5	305	2	8	90	10
6	315	1	8	91	11
3	270	3	3	94	12
4	330	2	11	87	13
5	335	1	13	86	14
6	340	3	9	88	15



Контрольні запитання

1. Що називається термодинамічним рівнянням стану? Який вигляд має це рівняння для ідеального газу?
2. Запишіть рівняння стану для 1 кг ідеального газу та дайте пояснення величин, що входять до нього.
3. Які існують співвідношення між масовими та об'ємними частками компонентів газової суміші?

Лабораторна робота №5 ПЕРШИЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМІКИ

Мета роботи

Закріпити теоретичні знання, отримані на лекційному курсі та покращити навички у використанні теоретичних залежностей.

Основні поняття

Перший закон (перший початок) термодинаміки в загальному вигляді являє собою закон збереження і перетворення енергії. Цей закон накладає строгі умови на всі процеси природи, які при всій їх розмаїтості обмежені умовою збереження енергії. Наведемо кілька формулювань першого закону.

1. Всі види енергії можуть взаємно перетворюватися в строго рівних один одному кількостях, тобто енергія не виникає з нічого й не зникає, а переходить з одного виду в інший. При переході механічної енергії в теплоту її відношення до відповідної кількості теплоти називається термічним еквівалентом роботи, що дорівнює:

$$J = L / Q = 4,1868 \text{ Дж / кал}, \quad (5.1)$$

якщо робота вимірюється в джоулях, а теплота в калоріях. Якщо теплота й робота вимірюються в одних одиницях, то $J = 1$. Величина, зворотна термічному еквіваленту роботи, називається механічним еквівалентом теплоти:

$$A = 1 / J = Q / L \quad (5.2)$$

2. Неможливо побудувати таку періодично діючу машину,



за допомогою якої можна було б одержати корисну роботу без витрати енергії ззовні, тобто, черпаючи енергію з нічого. Подібний пристрій називається вічним двигуном першого роду, побудова й робота якого відповідно до закону збереження енергії неможлива.

3. Внутрішня енергія повністю ізольованої системи є величина постійною. Доказ цього формулювання буде дано нижче.

Запишемо рівняння першого закону термодинаміки. Для цього допустимо, що до тіла підведена деяка кількість теплоти Q . Ця теплота буде витрачена на зміну внутрішньої енергії ΔU на здійснення роботи L . Тоді для m кг маси тіла рівняння еквівалентності буде:

$$Q = \Delta U + L \quad (5.3)$$

де $Q = mq$; $\Delta U = mu$; $L = ml$.

Для 1 кг маси ($m=1$) співвідношення набуде вигляд:

$$q = \Delta u + l \quad (5.4)$$

де q , Δu , l - питомі кількості теплоти, зміни внутрішньої енергії й роботи.

Для нескінченно малого процесу:

$$dq = du + dl \quad (5.5)$$

Порядок виконання роботи

1. Ознайомитися з теоретичними відомостями, наведеними в частині «Основні поняття».
2. Дати відповідь на контрольні запитання.
3. Виконати індивідуальне завдання згідно варіанту.
4. Сформулювати загальні висновки.
5. Оформити звіт про виконання лабораторної роботи.

Індивідуальне завдання

Кисень масою m , кг займає об'єм V_1 , м^3 та знаходиться під тиском P_1 , МПа. Газ розширюється при сталому тиску до об'єму V_2 , м^3 , а далі йде процес нагріву при сталому об'ємі до тиску P_2 , МПа. (табл. 5.1)



Знайти зміну внутрішньої енергії - Δu , виконану роботу - L та теплоту Q , яка передана газу. Побудувати графік процесу.

Таблиця 5.1

Вихідні дані

$P_2, \text{МПа}$	$V_2, \text{м}^3$	$P_1, \text{МПа}$	$V_1, \text{м}^3$	$m, \text{кг}$	№ вар.
0,5	1,5	0,2	1	1	1
0,5	2	0,2	1,2	1,5	2
0,6	2	0,25	1,3	2	3
0,55	1,8	0,2	1,5	2,5	4
0,75	3	0,35	2	3	5
0,7	2,5	0,3	2	3,5	6
0,9	3,1	0,45	2,1	4	7
0,8	3,2	0,3	2,2	4,5	8
0,95	3,5	0,4	2,5	5,8	9
0,7	3	0,35	1,9	3,9	10
0,5	3	0,2	2	2,7	11
0,5	3,5	0,15	2,5	4,7	12
0,5	3	0,25	2	3,8	13
0,6	2,5	0,3	1,3	2,1	14
0,8	2,5	0,4	1,5	3,1	15

Контрольні питання

1. Що називають роботою в термодинаміці?
2. Що називають теплотою в термодинаміці?
3. Яка енергія називається внутрішньою? Від чого залежить внутрішня енергія?
4. Як змінюється внутрішня енергія газу при його стисканні або розширенні?
5. Сформулюйте перший закон термодинаміки



Лабораторна робота №6 РОЗРАХУНКИ СТАНУ ВОЛОГОГО ПОВІТРЯ ПО I-D ДІАГРАМІ

Мета роботи

Навчитися користуватися I-d діаграмою для визначення стану вологого повітря.

Основні поняття

Атмосферне повітря є механічною сумішшю різних газів, які складають суху частину, та водяної пари. Остання, як правило, знаходиться в ненасиченому (перегрітому) стані, але може переходити в насичений або перенасичений стан.

Газовий склад сухої частини відрізняється порівняно великою сталістю і містить в масовому відношенні: азоту - 75,5%; кисню- 23,1%; аргону - 1%; вуглекислого газу - 0,05% та невелику кількість інших компонентів (біля 1%).

У діапазоні тисків і температур, що мають практичний інтерес для розрахунку апаратів та систем кондиціонування волого повітря можна розглядати як суміш двох ідеальних газів (сухої та вологої частин), які підлягають відповідним законам.

Будь-який стан вологого повітря може характеризуватися комплексом параметрів: температурами за сухим t_c та мокрим t_m , °С термометрами; вологовмістом d , кг/кг; густиною ρ , кг/м³; температурою точки роги t_P , °С; ступенем насиченості ψ ; парціальним тиском водяної пари P_n , Па; ентальпією I , кДж/кг.

Для визначення всіх вищеперелічених параметрів досить знати два будь яких із них, решту знаходять за допомогою I-d діаграми вологого повітря.

Вологе повітря займає особливе місце серед газів як по застосуванню і поширенню, так і по своїх властивостях. Будучи сумішшю сухого повітря і водяної пари, воно принципово відрізняється насамперед наявністю фазового переходу одного з компонентів водяної пари, що в певних умовах істотно впливає на його стан. При розв'язуванні різноманітних задач вентиляції, кондиціонування повітря, холодильної техніки, метеорології і теплофізики виникає необхідність визначення термодинамічних параметрів і розрахунку термодинамічних процесів вологого



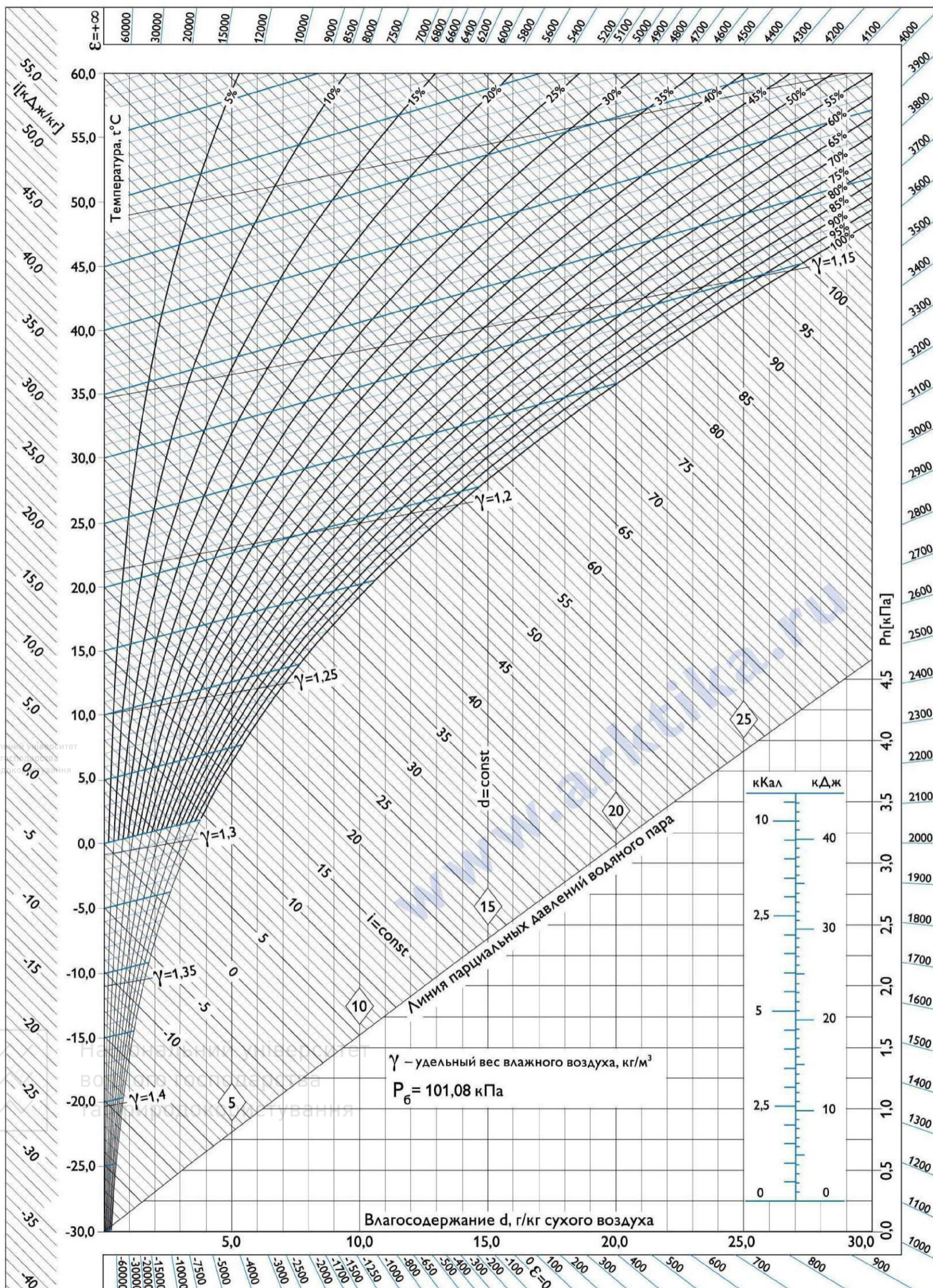
повітря.

Для полегшення розрахунків рівняння тепломісткості вологого повітря $I=0,24t+(597,3+0,44t)1000d$ зображують у вигляді графіка, що одержав назву $I-d$ діаграма (рис.6.1). У 1918 році професор петербурзького університету Рамзін Л.К. запропонував $I-d$ діаграму, на якій однозначно відбивається зв'язок між параметрами вологого повітря t, d, I, φ при певному атмосферному тиску P_b . $I-d$ діаграма Рамзіна Л. К. побудована в косокутній системі координат. По осі ординат відкладається значення ентальпії I , а по осі абсцис, розташованої під кутом 135° до осі ординат, - значення вологовмісту d . Початок координат (точка 0) відповідає значенням $I=d=0$. Нижче точки відкладаються від'ємні значення ентальпії, вище - додатні.

На отриманій у такий спосіб сітці будуються лінії ізотерм $t=const$, постійних відносних вологостей $\varphi=const$, парціального тиску водяної пари і вологовмісту. Нижня крива $\varphi=100\%$ характеризує насичений стан повітря і називається прикордонною кривою.

На $I-d$ діаграмі область, розташована вище прикордонної кривої ($\varphi=100\%$), є областю ненасиченої пари, а нижче прикордонної кривої - областю перенасиченого вологого повітря. На $I-d$ діаграмі кожна точка вище прикордонної кривої відображує певний стан повітря (температуру, вологовміст, відносну вологість, ентальпію, парціальний тиск водяної пари). $I-d$ діаграма вологого повітря побудована для конкретного тиску повітря, використання її для змінного тиску пов'язане з необхідністю введення розрахункових виправлень на відхилення тиску від того конкретного значення, що закладено в ту або іншу діаграму. Тому для полегшення графічних розрахунків вологого повітря застосовують серію діаграм, побудованих для різних конкретних тисків.

i-d диаграмма влажного воздуха



Диаграмму в электронном виде
 вы можете скачать с сайта www.arktika.ru

Рис 6.1 I-d диаграмма вологого повітря.



Вологе повітря - це суміш сухого газу і водяної пари і його властивості описуються законом Дальтону. Обмежений об'єм сухого газу (при певній температурі) може абсорбувати певну масу води. Це значення відповідає тиску насиченої водяної пари (P_n), яке залежить від температури. Водяна пара - газоподібний стан води. Міститься в тропосфері. Утворюється молекулами води при її випаровуванні. Під час вступання водяної пари в повітря він, як і всі інші гази, створює певний тиск, який має назву парціальний (P_n). Водяна пара може переходити безпосередньо в тверду фазу в кристали льоду. Кількість водяної пари в грамах, що міститься в 1 кубічному метрі, називають абсолютною вологістю повітря. Тиск атмосферного повітря (P_b) є сумою парціального тиску сухого повітря P_c і водяної пари P_n (закон Дальтону). Тиск вимірюється в: паскалях, мілібарах або міліметрах ртутного стовпа (1 мбар = 100 Па, 1 мм.рт.ст.=133,33 Па).

Вологовміст вологого повітря (d , г/кг) - маса водяної пари у вологому повітрі, що доводиться на 1 кг маси сухої його частини. Відносною вологістю (ϕ , %), або ступенем вологості, називають відношення парціального тиску пари води до парціального тиску насиченої пари, виражене у відсотках. Щільність (об'ємна вага) вологого повітря (γ , кг/м³) - вага 1 м³ вологого повітря. Ентальпія (тепломісткість) вологого повітря (I , ккал/кг) - це кількість теплоти, що міститься у вологому повітрі при заданій температурі і тиску, віднесене до 1 кг сухого повітря. Ентальпія суміші газів дорівнює сумі ентальпій компонентів, що входять в суміш. Отже, питома ентальпія вологого повітря представляє суму ентальпій сухого повітря і водяної пари. Температура (T , К) - величина, що характеризує ступінь нагретості тіла. Вона є мірою середньої кінетичної енергії поступальної ходи молекул. В даний час використовуються температурна шкала Цельсія і термодинамічна шкала температур, заснована на другому законі термодинаміки. Між температурами, вираженими в Кельвінах і градусах Цельсія, є наступне співвідношення $t, K = 273,15 + t$ °С. Температура, відповідна стану насичення вологого повітря при заданому значенні вологовмісту або парціального тиску,



називається температурою крапки роси. Температура крапки роси є граничною температурою, до якої можна охолоджувати вологе повітря при постійному вологовмісті без випадання конденсату [8].

Порядок виконання роботи

1. Ознайомитися з теоретичними відомостями, наведеними в частині «Основні поняття».
2. Дати відповідь на контрольні запитання.
3. Виконати індивідуальне завдання згідно варіанту.
4. Сформулювати загальні висновки.
5. Оформити звіт про виконання лабораторної роботи.

Індивідуальне завдання

1. По I-d діаграмі для барометричного тиску 745 мм.рт.ст. визначити вологовміст, ентальпію, крапку роси й парціальний тиск водяної пари при температурі повітря t , °C і відносній вологості φ , % (табл. 6.1)

Таблиця 6.1.

Вихідні дані

№ вар.	t , °C	φ , %
1	2	40
2	10	50
3	25	60
4	30	70
5	24	45
6	16	55
7	20	65
8	5	75
9	21	41
10	8	42
11	15	43
12	9	45
13	21	51
14	10	52
15	15	55



2. Визначити температуру точки роси t_p , °C і температуру вологого термометра $t_{вол}$, °C (табл. 6.2.)

Таблиця 6.2

Вихідні дані

№ вар.	t , °C	φ , %
1	2	40
2	10	50
3	25	60
4	30	70
5	24	45
6	16	55
7	20	65
8	5	75
9	21	41
10	8	42
11	15	43
12	9	45
13	21	51
14	10	52
15	15	55

Контрольні питання

1. Що називають вологим повітрям?
2. Що називається температурою точки роси вологого повітря?
3. Що називають вологовмістом повітря?
4. Який має вигляд I-d діаграма вологого повітря? Що за лінії на ній зображені?

Лабораторна робота №7
РОЗРАХУНОК СТИСКАННЯ ГАЗІВ У КОМПРЕСОРИ

Мета роботи

Ознайомитися з конструкцією та принципом дії поршневого компресора. Закріпити теоретичні знання, отримані на лекціях.

Основні поняття

Компресори – це машини, що призначені для виробництва стиснутого газу та переміщення його до споживачів по трубопроводним системам. Також їх використовують для відсмоктування газу із ємностей з метою створення там вакууму: в цьому випадку вони стискають газ до атмосферного або трохи більшого тиску і називаються вакуум-насосами.

За принципом дії компресори, як і насоси, поділяють на



об'ємні, турбінні та струминні. Але на відміну від насосів у компресорах одночасно з підвищенням тиску зменшується об'єм та зростає у загальному випадку температура газу. Це обумовлює суттєву відмінність внутрішніх процесів у компресорах, а також їх будови в порівнянні з насосами.

Незалежно від типу та принципу дії компресори характеризують такими

основними параметрами:

- абсолютним тиском усмоктування;
- абсолютним тиском нагнітання;
- ступенем підвищення тиску (с.п.т.), що являє собою відношення кінцевого тиску газу до початкового;
- подачею;
- потужністю на валу;
- коефіцієнтом корисної дії.

Як і інші нагнітачі, компресори зазвичай характеризують об'ємною подачею. Але ці машини, на відміну від насосів і вентиляторів, не можуть характеризуватися об'ємною витратою газу, вимірною на нагнітання. Це пояснюється зміною кінцевого об'єму газу при різних тисках нагнітання. Тому під об'ємною подачею компресора розуміють об'єм газу, що подається в зовнішню мережу за одиницю часу, який зведено до умов на вході в компресор.

Велику групу компресорних машин складають відцентрові та осьові турбокомпресори. Для них, як різновиду лопатевих машин, характерною є риса, що притаманна всім нагнітачам цього класу – висока подача при порівняно невеликому ступені підвищення тиску. Такі компресори застосовують у потужних енергетичних системах, де існує стабільна потреба у великій кількості стиснутого газу.

Виробництво незначної кількості стиснутого газу здійснюється в основному об'ємними компресорами. Такі машини використовують також при нерівномірній витраті стиснутого газу. Серед об'ємних компресорів дуже поширені поршневі, будова і принцип дії яких є найбільш наглядними і зрозумілими.

Поршневий компресор (рис. 7.1) складається із циліндра



1, у якому зворотно-поступально переміщується поршень 2, що отримує рух від вала привідного двигуна через кривошипно-шатунну передачу. Ця передача складається із штока 3, повзуна 4, шатуна 5, кривошипа 6. У кришці циліндра розміщуються всмоктувальний 7 та нагнітальний 9 клапани, через які внутрішній простір циліндра сполучається відповідно із всмоктувальним 8 та нагнітальним 10 патрубками.

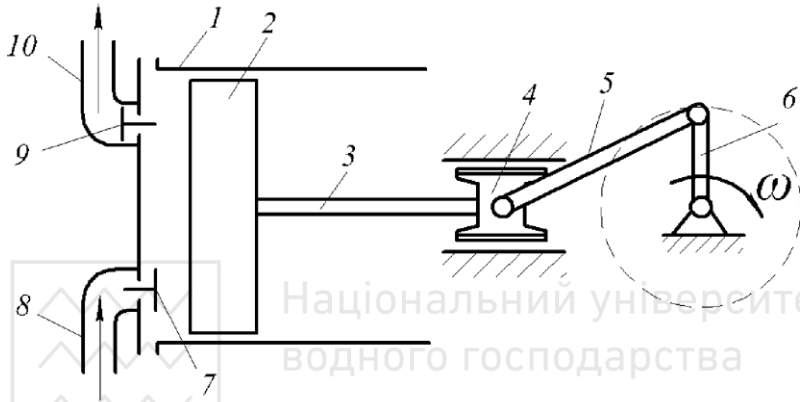


Рис. 7.1. Схема будови поршневого компресора

У компресорі використовують самодіючі клапани, які переключаються під дією перепаду тиску, що виникає на їхньому запірному елементі при роботі машини. Такі клапани обумовлюють автоматичний газорозподіл у поршковому компресорі та високу економічність цієї машини.

При переміщуванні поршня з лівого крайнього положення управо внаслідок збільшення об'єму робочої камери, обмеженої кришкою циліндра та днищем поршня, тиск у ній падає до величини меншої ніж тиск у всмоктувальному патрубку 8, що призводить до відкриття всмоктувального клапана 7 і надходження у вивільнюваний простір циліндра газу з усмоктувального трубопроводу. Усмоктування газу відбувається доти, поки поршень не дійде до крайнього правого положення і на мить не зупиниться. Відразу після початку зворотного ходу поршня тиск у робочій камері вирівнюється з тиском у всмоктувальному патрубку і клапан 7 закривається. При подальшому русі поршня справа наліво зменшується об'єм



робочої камери і відбувається стискання газу, що знаходиться там. Коли тиск стискуваного газу стане трохи більшим, ніж тиск у нагнітальному патрубку 10, нагнітальний клапан 9 відкриється, і стиснутий газ буде виштовхуватися із циліндра в нагнітальний трубопровід. Характерною для поршневого компресора є відсутність фіксованого положення поршня для моменту відкривання нагнітального клапана - місцезнаходження поршня в цей момент може бути різним і визначається воно лише співвідношенням тисків у циліндрі та нагнітальному патрубку компресора. Виштовхування газу із циліндра закінчується в момент миттєвої зупинки поршня в крайньому лівому положенні. У наступному циклі описані процеси повторюються.

Об'ємна межа стиснення газу в одній ступені відповідає режиму роботи компресора, при якому об'ємний коефіцієнт подачі λ_c і об'ємна продуктивність компресора дорівнюють нулю. Об'ємна межа стиснення визначається залежністю

$$\left(\frac{P_2}{P_1} \right)_{\text{гранична}} = \left(\frac{1}{c} + 1 \right)^{m_p}, \quad (7.1)$$

де P_2/P_1 – гранична ступінь стиснення; c – відносна величина мертвого об'єму, яка дорівнює відношенню мертвого об'єму V_c до теоретичної об'ємної продуктивності V_h , $c = V_c / V_h$; m_p – показник політропи розширення газу з мертвого (некорисного) об'єму, $m_p = (0,94 \div 0,98) n_c$, $n_c = (0,92 \div 0,98) k$, де n_c – показник політропи стиснення газу; k – показник адіабати стисливого газу.

Допустима межа стиснення газу в одній ступені відповідає режиму роботи компресора, при якому температура газу наприкінці процесу стиснення не повинна перевищувати визначених меж. Ця межа залежить від температури спалаху мастила, яким змазуються циліндр і поршень компресора. Для цієї мети застосовуються спеціальні компресорні мінеральні масла з температурою спалаху 200-240⁰С.

Теоретична межа стиснення в одній ступені залежно від температури кінця стиску (процес стиску адіабатичний) буде:



$$\left(\frac{P_2}{P_1}\right)_{\text{гранична}} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (7.2)$$

де T_2 – припустима температура газу наприкінці стиснення; T_1 – температура газу на початку стиснення;

Дійсна межа стиснення в одній ступені

$$\left(\frac{P_2}{P_1}\right)_{\text{гранична}} = \left(\frac{T_2 \cdot \lambda_w}{T_1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (7.3)$$

де λ_w – коефіцієнт, що враховує шкідливий підігрів при усмоктуванні, який дорівнює: $\lambda_w = 1 - 0,01(\varepsilon - 1)$, ε - теоретична межа стиснення [9].

Порядок виконання роботи

1. Ознайомитися з теоретичними відомостями, наведеними в частині «Основні поняття».
3. Зобразити типову схему одноступеневого компресора та описати принцип його дії.
2. Дати відповідь на контрольні запитання.
3. Виконати індивідуальне завдання згідно варіанту.
4. Сформулювати загальні висновки.
5. Оформити звіт про виконання лабораторної роботи.

Індивідуальне завдання

1. Визначити об'ємну межу стиснення газу в одній ступені компресора при адіабатичному ($\kappa=1,4$) розширенні газу, що залишився в мертвому (некорисному) об'ємі, якщо об'єм мертвого простору V_c , см^3 , діаметр циліндра компресора D , мм, хід поршня S , мм (табл. 7.1)



Таблиця 7.1

Вихідні дані

$S, \text{ мм}$	$D, \text{ мм}$	$V_c, \text{ см}^3$	№ вар.
220	220	480	1
200	200	400	2
200	250	580	3
200	180	500	4
220	240	380	5
200	260	300	6
220	250	680	7
200	220	600	8
200	200	450	9
200	180	550	10
220	250	650	11
220	260	350	12
200	180	750	13
220	240	700	14
200	200	600	15

2. Визначити дійсну допустиму межу стиснення газу в одній ступені повітряного компресора, якщо температура газу на початку стиснення $T_1, ^\circ\text{C}$ і в кінці стиснення $T_2, ^\circ\text{C}$. Процес стиснення політропічний ($n_c = 1,23$) (табл. 7.2).

Таблиця 7.2

Вихідні дані

$T_2, ^\circ\text{C}$	$T_1, ^\circ\text{C}$	№ вар.
190	25	1
185	20	2
190	21	3
185	23	4
180	24	5
185	18	6
190	18	7
170	22	8
175	20	9
180	24	10
185	26	11
190	20	12
185	21	13
175	18	14
180	19	15



Контрольні запитання

1. Чому необхідно охолоджувати стиснений газ?
2. Що таке "мертвий простір" у циліндрі компресора і який вплив він має на ефективність роботи компресора?
3. Як класифікують компресори за способом стиснення газу?

Рекомендована література

1. Нестеренко В. П. Гідравліка, гідро- і пневмоприводи : навч. посіб. / В.П. Нестеренко. Рівне : НУВГП, 2012. 331 с.
2. Бордюженко О. М. Основи термодинаміки, теплотехніка та теплотехнічне обладнання. Ч.1. Технічна термодинаміка. Процеси і апарати для високотемпературної обробки матеріалів : інтерактивний комплекс навчально-методичного забезпечення / О. М. Бордюженко, В. Л. Шестаков. Рівне : НУВГП, 2008. 224 с.
3. Бордюженко О. М. Основи термодинаміки, теплотехніка та теплотехнічне обладнання. Ч.2. Процеси сушіння, випалу і плавлення. Теплова обробка виробів з бетону і залізобетону : навч. посіб. / О. М. Бордюженко. Рівне : НУВГП, 2010. 230 с.
4. Кулінченко В. Р. Гідравліка, гідравлічні машини і гідропривод. Підручник. Київ: Центр навчальної літератури. 2006. 616 с.
5. Приходько М. А. Термодинаміка та теплопередача : навч. посіб. / М. А. Герасимчук, Г. Г. Герасимов. Рівне : НУВГП, 2008. 250 с.
6. Методичні вказівки для проведення практичних занять, виконання курсової роботи та самостійної роботи з дисципліни „Термодинаміка” (для студентів 2 курсу денної та заочної форми навчання напряму 6.060101 - «Будівництво» спец. «Теплогазопостачання і вентиляція» та для слухачів другої вищої освіти заочної форми навчання на базі диплома спеціаліста іншого напряму; спец. 7.092108 (7.06010107) «Теплогазопостачання і вентиляція») / Харк. нац. акад. міськ. госп-ва; уклад.: О. В. Ромашко, І. Є. Березняк. Х. : ХНАМГ, 2012. 64 с.



Національний університет
водного господарства
та природокористування

7. Збірник задач та вправ для вивчення термодинамічних процесів. Навч. посіб. / І. А. Василенко, С. О. Куманьов, О. А. Півоваров. Д. : Акцент ПП, 2014. 249 с.

8. Кондиціонування рудникового повітря. Методичні рекомендації до практичного заняття «Дослідження процесів зміни стану вологого повітря та їх побудування на I-d діаграмі» для студентів інженерних спеціальностей усіх форм навчання. – Автори: І. А. Шайхлісламова, С. О. Алексеєнко. Д. : Держ. ВНЗ «НГУ», 2011. 16 с.

9. Водяницька Н. І. Компресорні машини: Посібник до практичних занять та самостійної роботи. Одеська національна академія харчових технологій, 2017. 47 с.



Національний університет
водного господарства
та природокористування