

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

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

ДО ВИКОНАННЯ ЛАБОРАТОРНОЇ РОБОТИ № 6
«ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ УСТАНОВКИ»

З ДИСЦИПЛІН:

«ПРОЦЕСИ ТА АПАРАТИ ХІМІЧНИХ ВИРОБНИЦТВ»,
«ПРОЦЕСИ ТА АПАРАТИ ПРИРОДООХОРОННИХ ТЕХНОЛОГІЙ»

ДЛЯ СТУДЕНТІВ II–IV КУРСІВ УСІХ ФОРМ НАВЧАННЯ

СПЕЦІАЛЬНОСТЕЙ:

161 – ХІМІЧНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА ІНЖЕНЕРІЯ,

101 – ЕКОЛОГІЯ

Затверджено
на засіданні кафедри
процеси, апарати та загальна хімічна
технологія
Протокол № 9 від 30.05.2017

Методичні вказівки до виконання лабораторної роботи № 6 «Дослідження роботи вентиляційної установки» з дисциплін: «Процеси та апарати хімічних виробництв», «Процеси та апарати природоохоронних технологій» для студентів II–IV курсів усіх форм навчання спеціальностей: 161 – Хімічні технології та інженерія, 101 – Екологія / укл.: Опарін С.О., Гриднєва Т.В., Рябік П.В. – Дніпро: ДВНЗ УДХТУ, 2018. – 15 с.

Укладачі: Опарін С.О., канд. техн. наук
Гриднєва Т.В.
Рябік П.В., канд. техн. наук

Відповідальний за випуск О.В. Кравченко, д-р техн. наук

Навчальне видання

Методичні вказівки до виконання лабораторної роботи № 6 «Дослідження роботи вентиляційної установки» з дисциплін: «Процеси та апарати хімічних виробництв», «Процеси та апарати природоохоронних технологій» для студентів II–IV курсів усіх форм навчання спеціальностей: 161 – Хімічні технології та інженерія, 101 – Екологія

Укладачі: ОПАРІН Сергій Олександрович
ГРИДНЄВА Тетяна Василівна
РЯБІК Павло Васильович

Технічний редактор В.П. Синицька
Комп'ютерна верстка В.П. Синицька

Підписано до друку 12.04.18. Формат 60×84¹/₁₆. Папір ксерокс. Друк різнограф.
Умов. друк. арк. 0,68. Обл.-вид. арк. 0,73. Тираж 100 прим. Зам. № 514.
Свідоцтво ДК № 5026 від 16.12.2015

ДВНЗ УДХТУ, просп. Гагаріна, 8, м. Дніпро, 49005

Редакційно-видавничий відділ

Лабораторна робота № 6

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ УСТАНОВКИ

Мета роботи – ознайомитись з будовою та принципом дії вентиляційної установки, побудувати характеристику вентилятора і характеристику мережі та встановити параметри роботи вентилятора на мережу.

1 ОСНОВНІ ПОНЯТТЯ ТА ВИЗНАЧЕННЯ

1.1 Загальні поняття

Стискання газів використовується для переміщення їх по трубопроводам та апаратах, створення вакууму, а також призводить до збільшення швидкості багатьох хімічних процесів та зменшення необхідного об'єму реакційного обладнання. Стиснуті гази застосовують для змішування, розпилення рідин і т.п.

Гідравлічні машини, які призначені для переміщення та стискання газів, називаються *компресорними машинами*.

Відношення кінцевого тиску (p_2), з яким газ виходить з компресорної машини, до початкового тиску (p_1), при якому відбувається всмоктування газу, називається *ступенем стиснення*.

Залежно від ступеня стиснення розрізняють наступні типи компресорних машин:

- *вентилятори* ($p_2/p_1 < 1,1$), які призначені для переміщення великої кількості газу при атмосферному тиску або близькому до нього;
- *газодувки* ($1,1 < p_2/p_1 < 3,0$), які призначені для переміщення газу при відносно високому опорі газопровідної мережі;
- *компресори* ($p_2/p_1 > 3,0$), які призначені для створення високих тисків;
- *вакуум-насоси* – для відсмоктування газів при тиску нижче атмосферного.

Залежно від принципу дії компресорні машини поділяють на поршневі, відцентрові, ротаційні та осьові.

У *поршневих* компресорних машинах стискання газу відбувається в результаті зменшення об'єму, в якому міститься газ, при зворотно-поступальному русі поршня.

У *відцентрових* компресорних машинах стискання газу відбувається під дією інерційних сил, що виникають при русі робочого колеса.

Стискання газу в *ротаційних* компресорних машинах обумовлено зменшенням об'єму, в якому міститься газ, при обертанні ексцентрично розташованого ротора.

В *осьових* машинах газ стискається при русі його вздовж осі робочого колеса та направляючого пристрою.

1.2 Процеси стискання газів

При стисканні газів змінюється їх об'єм та температура. Теоретично можливі два граничні види стиснення газу:

– *ізотермічний* процес, при якому все тепло, яке утворюється при стисканні, відводиться і температура газу при стисканні залишається постійною;

– *адіабатичний* процес, при якому теплообмін газу з навколишнім середовищем відсутній та все тепло, яке виділяється при стисканні, витрачається на підвищення внутрішньої енергії газу, що підвищує його температуру.

В реальних умовах при стисканні газу його температура змінюється, а частина тепла, що виділяється при стисканні, відводиться в навколишнє середовище. Такий процес стискання газу називається *політропічним*.

1.3 Основні параметри компресорних машин

Основними параметрами компресорних машин є: продуктивність, напір, потужність та коефіцієнт корисної дії.

Продуктивність або *подача*, (Q , $\text{м}^3/\text{с}$) визначається об'ємом газу, що подається компресорною машиною в нагнітальний трубопровід в одиницю часу.

Напір (H , м) характеризує питому енергію, яка повідомляється компресорною машиною одиниці маси газу, що перекачується.

Корисна потужність (N_k , Вт), яка витрачається компресорною машиною на повідомлення газу енергії, дорівнює добутку питомої енергії (H) на вагову витрату газу ($\rho g Q$, Н/с):

$$N_k = \rho g Q \cdot H = Q \cdot \Delta p, \quad (1.3.1)$$

де Δp – різниця тисків, що створює компресорна машина, Па , $\Delta p = \rho g H$.

Потужність на валу компресорної машини (N_s , кВт) більше корисної потужності у зв'язку з втратами енергії в компресорній машині, які враховуються *коефіцієнтом корисної дії* (*ККД*) компресорної машини η_n :

$$N_s = N_k / \eta_n = \rho g Q \cdot H / \eta_n, \quad (1.3.2)$$

Коефіцієнт корисної дії (*ККД*) η_n характеризує досконалість конструкції та економічність експлуатації компресорної машини. Величина *ККД* показує відносні втрати потужності в компресорній машині.

1.4 Поршневі компресорні машини

Поршневі компресорні машини розрізняють за числом всмоктувань та нагнітань за один подвійний хід поршня на компресори *простої* та *подвійної дії*.

За один подвійний хід поршня компресор простого дії робить одне нагнітання і одне всмоктування, компресор подвійного дії – два нагнітання і два всмоктування.

За числом ступенів стискання поршневі компресори поділяють на *одноступінчасті* та *багатоступінчасті*.

В одноступінчастому компресорі газ стискається до кінцевого тиску в одному або декількох циліндрах, що працюють паралельно. В останньому випадку одноступінчасті компресори називаються багаточиліндровими.

Багатоступінчате стискання застосовують для отримання високих тисків газу. Процес багатоступінчате стискання здійснюється в багатоступеневих компресорах, в яких газ проходить послідовно ряд ступенів, поступово стискаючись до кінцевого тиску. Між ступенями газ піддають охолодженню в проміжних холодильниках. Об'єм циліндрів поступово зменшується від першої до останньої ступені.

1.5 Відцентрові компресорні машини

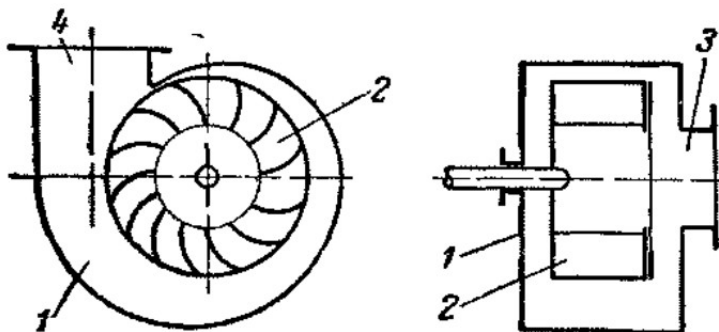


Рисунок 1.5.1 – Вентилятор:

- 1 – корпус 2 - робоче колесо;
- 3 – всмоктувальний патрубок;
- 4 – нагнітальний патрубок

Стискання та переміщення газу у відцентрових компресорних машинах відбувається під дією відцентрової сили, яка виникає при обертанні робочого колеса.

Відцентрові компресорні машини класифікуються на *вентилятори*, *турбогазовдувки* та *турбокомпресори*.

Вентилятори умовно поділяють на вентилятори низького, середнього та високого тиску.

У спіралеподібному корпусі 1 вентилятора (рис. 1.5.1) обертається робоче колесо (барабан) 2 з великим числом лопаток. Тиск, що створюється, залежить від відношення ширини лопатки до її довжини, так у вентиляторів високого тиску дане відношення є найменшим. Газ надходить по вісі вентилятора через патрубок 3 і видаляється з корпусу через нагнітальний патрубок 4. Форму і розміри корпусу вентилятора, робочого колеса, лопаток і патрубків обирають такими, щоб гідравлічні втрати були найменшими. Робочі колеса вентиляторів

низького тиску мають лопатки, які загнуті назад, а у деяких типів вентиляторів високого тиску лопатки загнуті вперед для створення більшого напору.

Між частотою обертання, напором, продуктивністю і потужністю існують залежності, користуючись якими можна підібрати частоту обертання компресора n_2 для заданих умов його роботи Q_2 та H_2 і визначити потужність, яку він споживає, N_2 , якщо відомі значення Q_1 , H_1 , N_1 при частоті обертання n_1 .

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{n_2}{n_1}; \quad \frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2; \quad \frac{N_2}{N_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3. \quad (1.5.1)$$

Рівняння (1.5.1) носять назву закони пропорційності відцентрових машин.

Закони пропорційності дотримуються при зміні числа обертів не більше ніж в два рази.

1.6 Характеристика відцентрових компресорних машин

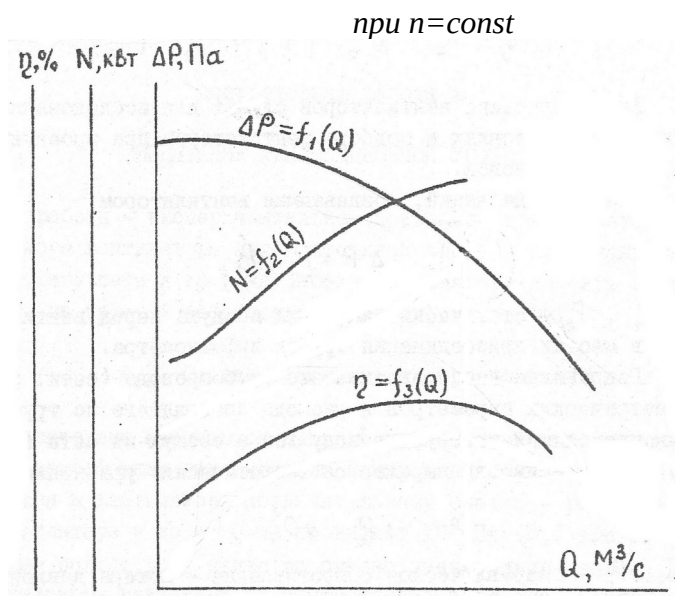


Рисунок 1.6.1 – Характеристика відцентрової компресорної машини

Для вибору відцентрової компресорної машини користуються його характеристикою (рис. 1.6.1), яка є графічною залежністю напору (або тиску), потужності і ККД від продуктивності при сталій частоті обертання. Характеристики відцентрової компресорної машини будують при стендових випробуваннях. Для того, щоб зняти таку характеристику, компресор запускають на постійну частоту обертання при закритій засувці на напірному патрубку, потім засувку поступово

відкривають і при різних ступенях відкривання вимірюють продуктивність та напір.

Таким чином, робоча характеристика компресорної машини складається з трьох кривих: $\Delta P=f_1(Q)$, $N=f_2(Q)$, $\eta=f_3(Q)$, за допомогою яких обирають тип і розмір відцентрової компресорної машини.

1.7 Характеристика мережі

Залежність втраченого напору або гідравлічного опору мережі, по якій перекачується газ, від витрати газу ($H_m=f(Q)$ або $\Delta p_m=f(Q)$) називається *характеристикою мережі* (див. рис. 1.7.1).

Ця залежність пов'язує витрату і повний напір, який необхідний для подолання гідравлічного опору трубопроводу.

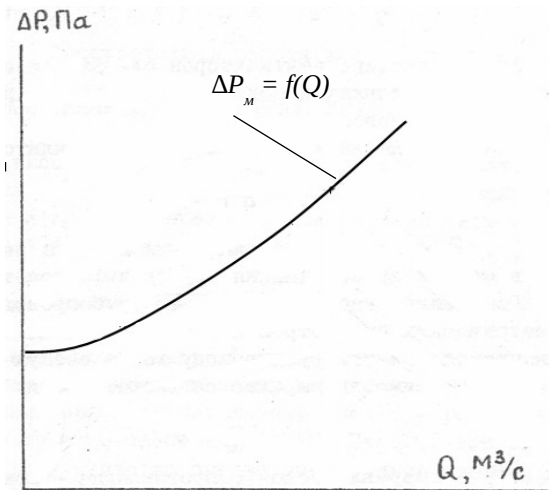


Рисунок 1.7.1 – Характеристика мережі

Гідравлічний опір мережі (втрачений напір) залежить від довжини, діаметра, шорсткості трубопроводу, швидкості руху газу, виду та кількості місцевих опорів.

Втрачений напір визначається за формулою:

$$h_{\text{вт}} = h_{\text{тр.}} + h_{\text{м.о.}} \quad (1.7.1)$$

де $h_{\text{тр.}}$, $h_{\text{м.о.}}$ – напір, який втрачений на подолання тертя та місцеві опори, м.

Тоді

$$h_{\text{вт}} = \lambda \frac{\ell}{d} + \sum \xi_{\text{м.о.}} \cdot \frac{\omega^2}{2} = \left(\lambda \frac{\ell}{d} + \sum \xi_{\text{м.о.}} \right) \frac{\omega^2}{2} \quad (1.7.2)$$

Якщо виразити швидкість через $\omega = \frac{Q}{S}$, то отримаємо:

$$h_{\text{вт}} = \left(\lambda \frac{\ell}{d} + \sum \xi_{\text{м.о.}} \right) \frac{Q^2}{S^2 \cdot 2g} = K \cdot Q^2, \quad (1.7.3)$$

де: $K = \left(\lambda \frac{\ell}{d} + \sum \xi_{\text{м.о.}} \right) \frac{1}{S^2 \cdot 2g};$

λ – коефіцієнт тертя;

ℓ – довжина трубопроводу, м;

d – діаметр, м;

$\sum \xi_{\text{м.о.}}$ – сума коефіцієнтів місцевих опорів;

S – площа поперечного перерізу трубопроводу, м²;

Q – витрата газу, м³/с.

Повний напір в мережі:

$$H_m = H_z + h_{\text{вт}} = H_z + K \cdot Q^2, \quad (1.7.4)$$

де H_z – геометрична висота підйому газу, м.

$$H_z = H_{z.v.} + H_{z.h.}, \quad (1.7.5)$$

де $H_{г.в.}$, $H_{г.н}$ – геометрична висота всмоктування і нагнітання газу, відповідно, м.

Формула (1.7.4) є характеристикою мережі в загальному вигляді.

1.8 Робота відцентрових компресорних машин на мережу

Визначити, яким параметрам буде відповідати робота відцентрової компресорної машини, яка підключена до мережі, можливо тільки при порівнянні характеристик компресора і трубопроводу.

Точка перетину характеристики мережі – $\Delta P_m = f(Q)$ і характеристики відцентрової компресорної машини – $\Delta P = f_1(Q)$ називається *робочою точкою А*.

Робоча точка показує найбільшу продуктивність та напір відцентрової компресорної машини при роботі на дану мережу.

Робочою точкою визначаються *параметри роботи* відцентрової компресорної машини: продуктивність – Q_A , тиск – ΔP_A , потужність – N_A та ККД – η_A .

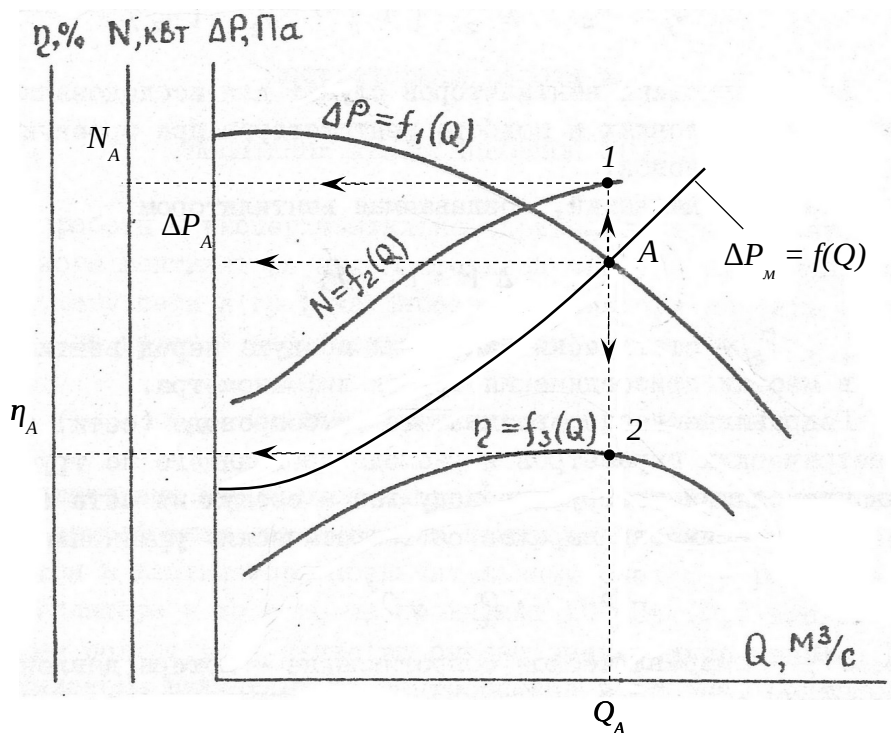


Рисунок 1.8.1 – Графік роботи відцентрової компресорної машини на мережу

1.9 Спільна робота відцентрових компресорних машин, які з'єднані паралельно та послідовно

При *паралельному з'єднанні* загальну характеристику відцентрових компресорних машин одержують додаванням абсцис характеристик (тобто продуктивностей) кожного з компресорів для даного напору.

На рис. 1.9.1 наведена характеристика двох однакових компресорів, що працюють паралельно. Поєднання характеристики мережі із загальною характеристикою компресорів показує, що робоча точка *В* в цьому випадку відповідає продуктивності більшій, ніж продуктивність одного компресора (точка *А*). Однак загальна продуктивність завжди буде менше суми продуктивностей компресорів, що працюють окремо один від одного, що пов'язано з параболічною формою характеристики мережі. Чим крутіше ця характеристика, тим менше приріст продуктивності. Тому паралельне включення компресорів використовують для збільшення продуктивності компресорної установки, коли характеристика мережі є досить пологою. Збільшення напору при паралельному з'єднанні незначне.

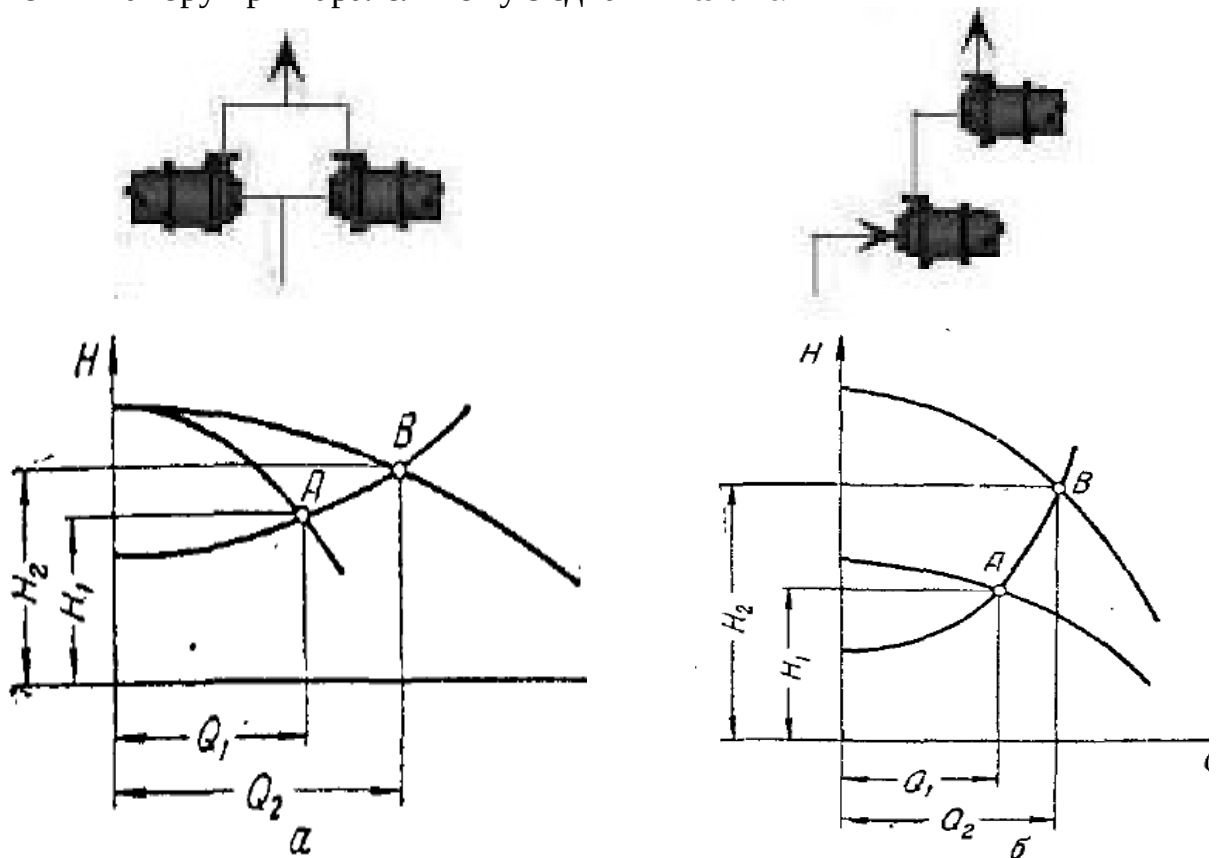


Рисунок 1.9.1 – Спільна робота відцентрових компресорних машин:
а – паралельне з'єднання
б – послідовне з'єднання

При *послідовному з'єднанні* відцентрових компресорних машин загальну характеристику одержують додаванням напорів компресорів для кожного значення продуктивності.

На рис. 1.9.1 наведені характеристики однієї та двох однакових відцентрових компресорних машин, з'єднаних послідовно. Точка перетину характеристики двох однакових відцентрових компресорних машин з характеристикою мережі (робоча точка *В*) відповідає сумарним напору і

продуктивності при роботі на дану мережу. При послідовному з'єднанні компресорів вдається значно збільшити напір в порівнянні з напором одного компресора (точка А), якщо характеристика мережі є досить крутою, однак при цьому зростання продуктивності є незначним.

2 СХЕМА ТА ОПИС УСТАНОВКИ

Установка (рис. 2) складається з відцентрового вентилятора 1, змонтованого на одному валу з електродвигуном постійного струму, що дозволяє змінювати частоту обертання вентилятора за допомогою випрямляча 10. До вентилятора приєднані труби: нагнітальна – АВ та всмоктувальна – СД. На вхідній ділянці всмоктувальної труби є сітка 2 для запобігання від всмоктування в трубопровід сторонніх предметів. На виході з нагнітальної труби встановлено засувку 3, яка дозволяє змінювати площу вихідного отвору, що призводить до зміни опору нагнітального трубопроводу. На валу вентилятора встановлено датчик електротахометра 4, який призначений для визначення частоти обертання вентилятора. Частота обертання вентилятора змінюється за допомогою реостата, який вмонтовано у випрямляч. Напругу та силу струму, які споживаються електродвигуном, визначають за показаннями вольтметра 5 та амперметра 6. На нагнітальному трубопроводі встановлено діафрагму 7 з дифманометром 8, які призначені для визначення продуктивності роботи вентилятора, та дифманометр 9, який фіксує різницю тисків у всмоктувальному та нагнітальному трубопроводах.

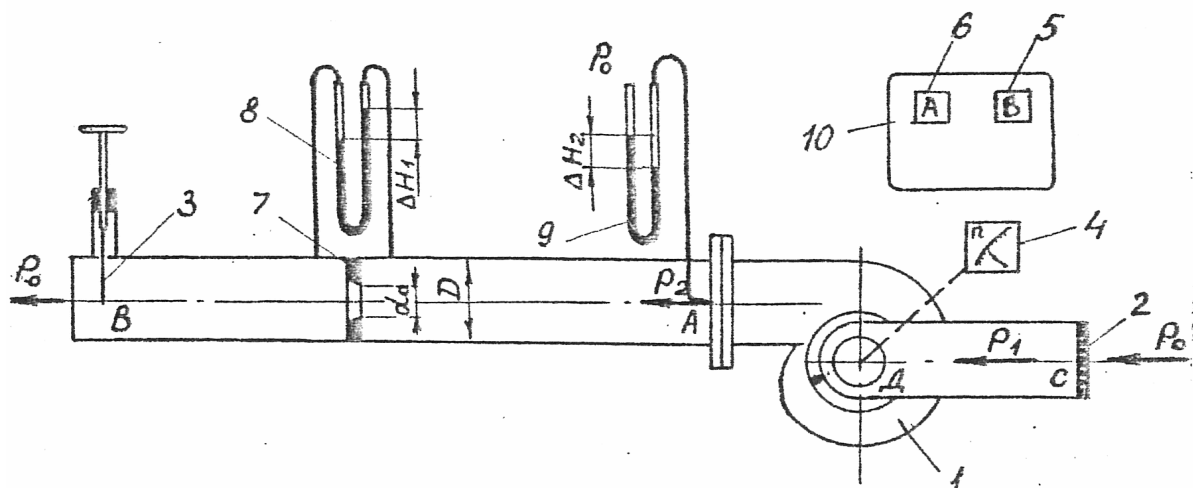


Рисунок 2 – Принципова схема вентиляційної установки:

1 – вентилятор; 2 – сітка; 3 – засувка; 4 – електротахометр; 5 – вольтметр; 6 – амперметр; 7 – діафрагма; 8, 9 – дифманометр; 10 – реостат

3 МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ДОСЛІДУ

1. Пуск установки:

а) включити головний рубильник лабораторії, в якій знаходиться установка;

б) повернути ручку реостата на випрямлячі до кінця вліво, а ручку випрямляча «Мережа» – в положення «Вкл.», переконавшись, що горить контрольна лампа;

в) плавно повертаючи ручку реостата вправо, встановлюють необхідну частоту обертання вентилятора (за завданням викладача).

2. Для отримання характеристики вентилятора виконують 5-6 дослідів при постійній частоті обертання вентилятора, а продуктивність вентилятора змінюють засувкою. 3. Перше вимірювання роботи вентилятора виконують при закритій засувці, а кожне наступне – відкриваючи засувку на п'ять-шість обертів маховичка. При кожному досліді фіксують показання дифманометрів 8 та 9, показання вольтметра 5 та амперметра 6. Для більш точної побудови характеристики вентилятора дослід повторюють 5-6 разів. Показання дифманометрів, вольтметра та амперметра заносять до табл. 4.1.

3. Для одержання характеристики мережі виконують другу серію дослідів, при якій ступінь відкривання засувки, тобто характеристика мережі, залишається сталою, а продуктивність вентилятора регулюється шляхом зміни частоти обертання електродвигуна. В даному випадку встановлюють певний рівень засувки, а частоту обертання змінюють за допомогою реостата. При кожному досліді фіксують показання дифманометрів 8 та 9 і заносять до табл. 4.2.

4 МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ

1. Для встановлення характеристики вентилятора визначаємо:
– різницю тисків ΔP_1 та ΔP_2 (в Па) за формулою

$$\Delta P = \rho_w \cdot g \cdot \Delta H, \quad (4.1)$$

де ρ_w – густина води, $\rho_w = 1000 \text{ кг/м}^3$;

g – прискорення вільного падіння, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$;

ΔH – показання дифманометра, м вод. ст. .

Так як показання дифманометрів отримано в мм вод. ст. , то

$$\Delta H (\text{в мм вод. ст.}) = 10^{-3} \cdot \Delta H (\text{в мм вод. ст.}).$$

Підставляючи в формулу (4.1), отримаємо:

$$\Delta P = 1000 \cdot 9,81 \cdot 10^{-3} \cdot \Delta H = 9,81 \cdot \Delta H, \quad (4.2)$$

де ΔH – показання дифманометрів, мм вод. ст. .

Таблиця 4.1

Характеристика вентилятора

Номер досліду	Вимірювальні величини				Розрахункові величини				
	Показання дифманометра на діафрагмі ΔH_1 , мм вод. ст.	Показання дифманометра на вентиляторі ΔH_2 , мм вод. ст.	Сила струму I , А	Напруга U , В	Різниця тисків на діафрагмі ΔP_1 , Па	Різниця тисків на вентиляторі ΔP_2 , Па	Продуктивність вентилятора Q , м³/с	Потужність вентилятора	ККД вентилятора η
1									
2									
3									
4									
5									
6									
....									

Таблиця 4.2

Характеристика мережі

Номер досліду	Вимірювальні величини		Розрахункові величини		
	Показання дифманометра на діафрагмі ΔH_1 , мм вод. ст.	Показання дифманометра на вентиляторі ΔH_2 , мм вод. ст.	Різниця тисків на діафрагмі ΔP_1 , Па	Різниця тисків на вентиляторі ΔP_2 , Па	Продуктивність вентилятора Q , м³/с
1					
2					
3					
4					
5					
6					
....					

– продуктивність вентилятора (секундна витрата), м³/с:

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} \varphi \sqrt{\frac{2 \Delta P_1}{\rho}}, \quad (4.3)$$

де d – діаметр отвору діафрагми, $d=40$ мм=0,04 м;

φ – коефіцієнт витрати для діафрагм, який знаходять за відношенням діаметра отвору d до діаметра трубопроводу D ,

при $\frac{d}{D} = \frac{40}{80} = 0,5$; $\varphi = 0,624$;

ΔP_1 – різниця тисків, яка визначена за показами дифманометра 8, Па:

ρ – густина повітря, $\rho = 1,29$ кг/м³.

– потужність, яка споживається вентилятором, кВт,

$$N = \frac{U \cdot I}{1000}, \quad (4.4)$$

де U, I – показання вольтметра та амперметра, відповідно;

– ККД вентилятора:

$$\eta = \frac{Q \cdot \Delta P_2}{1000 N}. \quad (4.5)$$

За отриманими значеннями $Q, \Delta P_2, N, \eta$ (див. табл. 4.1) в обраному масштабі будуємо залежності $\Delta P_2 = f_1(Q), N = f_2(Q), \eta = f_3(Q)$, таким чином отримуємо характеристику вентилятора (див. рис. 1.8.1).

3. Для встановлення характеристики мережі визначаємо:

– за формулою (4.2) різниці тисків ΔP_1 та ΔP_2 за показання дифманометрів ΔH_1 та ΔH_2 ;

– за формулою (4.3) продуктивність вентилятора Q .

За отриманими значеннями Q та ΔP_2 (див. табл. 4.2) будуємо залежність $\Delta P_m = f(Q)$, таким чином отримуємо характеристику мережі (див. рис. 1.8.1).

4. На перетині характеристики мережі – $\Delta P_m = f(Q)$ і характеристики вентилятора – $\Delta P = f_1(Q)$ знаходимо робочу точку – т.А (див. рис. 1.8.1). Для даної точки визначаємо продуктивність Q_A та тиск ΔP_A .

Для отримання значення потужності з т.А проводимо вертикаль до кривої $N = f_2(Q)$, отримуємо т.1. З даної точки проводимо горизонталь до вісі N , отримуємо значення потужності – N_A .

Для отримання значення ККД з т.А проводимо вертикаль до кривої $\eta = f_3(Q)$, отримуємо т.2. З даної точки проводимо горизонталь до вісі η , отримуємо значення ККД – η_A .

Таким чином, за допомогою графіка роботи вентилятора на мережу визначаються параметри його роботи: продуктивність – Q_A , тиск – ΔP_A , потужність – N_A та ККД – η_A .

ЗМІСТ ЗВІТУ

1. Назва лабораторної роботи.
2. Мета роботи.
3. Схема та опис установки.
4. Таблиці.
5. Розрахунки.
6. Графіки.
7. Висновок.

КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

1. Назва та мета лабораторної роботи № 6.

2. Пояснити поняття «ступінь стиснення» газу. Навести формулу розрахунку.

3. Що називають компресорними машинами?

4. За якими принципами класифікуються компресорні машини?

5. Для якої мети застосовують вентилятори?

6. Для якої мети застосовують газодувки?

7. Для якої мети застосовують компресори?

8. Для якої мети застосовують вакуум-насоси?

9. За рахунок чого відбувається стиснення газу в поршневих компресорних машинах?

10. За рахунок чого відбувається стиснення газу у відцентрових компресорних машинах?

11. За рахунок чого відбувається стиснення газу в ротаційних компресорних машинах?

12. За рахунок чого відбувається стиснення газу в осьових компресорних машинах?

13. Які існують види стиснення газу?

14. В чому полягає ізотермічний процес стиснення газу?

15. В чому полягає адіабатичний процес стиснення газу?

16. В чому полягає політропічний процес стиснення газу?

17. Перелічіть основні параметри компресорних машин.

18. Що таке продуктивність компресорної машини?

19. Що таке напір компресорної машини?

20. Що таке корисна потужність компресорної машини?

21. Що характеризує коефіцієнт корисної дії компресорної машини?

22. Навести класифікацію поршневих компресорних машин.

23. Навести класифікацію відцентрових компресорних машин.

24. Навести класифікацію вентиляторів.

25. Закони пропорційності відцентрових машин. Формула, розшифровка величин.

26. Наведіть характеристику відцентрової компресорної машини.

27. Наведіть характеристику мережі.

28. Як знаходиться «робоча точка» та в чому полягає її зміст?

29. Як дослідним шляхом визначається характеристика вентилятора?

30. Як дослідним шляхом визначається характеристика мережі?

31. Навести схему та сумісну характеристику двох однакових відцентрових компресорних машин, які підключені послідовно.

32. Навести схему та сумісну характеристику двох однакових відцентрових компресорних машин, які підключені паралельно.

33. Коли доцільно підключати вентилятори послідовно та паралельно?

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. – Л.: Химия, 1987. – 576 с.
2. Касаткин А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии. – М.: Химия, 1971. – 764 с.
3. Плановский А.Н., Рамм В.М., Коган С.З. Процессы и аппараты химической технологи. – М.: Химия, 1969. – 848 с.