

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**

**ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
МІСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА імені О. М. БЕКЕТОВА**

**О. А. Сироватський, А. С. Карагяур, Т. О. Шевченко**

## **ГІДРАВЛІЧНІ ТА АЕРОДИНАМІЧНІ МАШИНИ**

**КОНСПЕКТ ЛЕКЦІЙ**

*(для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти  
денної та заочної форм навчання  
зі спеціальності 192 – Будівництво та цивільна інженерія,  
освітня програма «Цивільна інженерія»)*



**Харків  
ХНУМГ ім. О. М. Бекетова  
2026**

УДК 628.12:628.29

**Сироватський О. А.** Гідравлічні та аеродинамічні машини : конспект лекцій для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти денної та заочної форм навчання зі спеціальності 192 – Будівництво та цивільна інженерія, освітня програма «Цивільна інженерія» / О. А. Сироватський, А. С. Карагяур, Т. О. Шевченко. – Харків. нац. ун-т міськ. госп-ва ім. О. М. Бекетова. – Харків : ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2026. – 119 с.

Автори:

канд. техн. наук, доц. О. А. Сироватський,  
д-р техн. наук, проф. А. С. Карагяур,  
канд. техн. наук, доц. Т. О. Шевченко

Рецензент

**О. Г. Гайдучок**, кандидат технічних наук, доцент кафедри водопостачання, водовідведення і очищення вод (Харківський національний університет міського господарства імені О. М. Бекетова)

*Рекомендовано кафедрою водопостачання, водовідведення і очищення вод,  
протокол № 1 від 30.08.2023*

© О. А. Сироватський, А. С. Карагяур, Т. О. Шевченко, 2026  
© ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2026

## ЗМІСТ

ВСТУП .....	6
ЗМІСТОВИЙ МОДУЛЬ 1 ВИДИ ГІДРАВЛІЧНИХ ТА АЕРОДИНАМІЧНИХ МАШИН .....	7
Тема 1 Будова, принцип дії і параметри роботи гідравлічних та аеродинамічних машин .....	7
1.1 Класифікація насосів .....	7
1.2 Головні параметри насосів .....	7
1.3 Відцентрові насоси. Схема будови та принцип дії .....	8
1.4 Класифікація відцентрових насосів .....	9
1.5 Арматура та вимірювальні прилади насосних установок .....	10
1.6 Визначення напору і тиску насоса .....	11
Контрольні запитання .....	13
Тема 2 Теорія відцентрових насосів .....	13
2.1 Рух рідини в робочому колесі відцентрового насоса .....	13
2.2 Теоретична подача насоса .....	14
2.3 Головне рівняння відцентрового насоса. Теоретичний напір .....	15
2.4 Висота всмоктування насоса .....	15
2.5 Кавітація в насосах .....	17
Контрольні запитання .....	17
Тема 3 Робочі характеристики насосів .....	18
3.1 Потужність і ККД насоса .....	18
3.2 Робочі характеристики і випробування відцентрового насоса ..	18
3.3 Подібність насосів. Формули перерахунку .....	20
3.4 Коефіцієнт швидкохідності насоса .....	21
3.5 Вплив частоти обертання робочого колеса на характеристики відцентрового насоса .....	22
3.6 Обточування робочого колеса відцентрового насоса .....	23
Контрольні запитання .....	25
Тема 4 Паралельна робота насосів і трубопроводів .....	25
4.1 Спільна робота насоса і трубопровідної мережі .....	25
4.2 Паралельна робота насосів .....	26
4.3 Нестійка робота насосів .....	28
4.4 Паралельна робота насосів, які стоять на різних насосних станціях .....	30
Контрольні запитання .....	31
Тема 5 Послідовна робота насосів .....	32
5.1 Послідовна робота насосів .....	32
5.2 Вплив коливання рівня води у всмоктувальному резервуарі на режим роботи насоса .....	34
5.3 Регулювання роботи насосів .....	35
Контрольні запитання .....	36

Тема 6 Конструкції насосів .....	37
6.1 Консольні відцентрові насоси загального призначення .....	37
6.2 Горизонтальні насоси двобічного входу.....	38
6.3 Вертикальні відцентрові насоси для води .....	38
6.4 Насоси для стічних вод .....	39
6.5 Свердловинні відцентрові насоси .....	41
6.6 Об'ємні насоси .....	42
6.7 Насоси тертя і використання енергії зовнішнього потоку .....	43
Контрольні запитання.....	46
<b>ЗМІСТОВИЙ МОДУЛЬ 2 НАСОСНІ СТАНЦІЇ ВОДОПОСТАЧАННЯ ТА ВОДОВІДВЕДЕННЯ .....</b>	<b>47</b>
Тема 7 Типи насосних станцій .....	47
Контрольні запитання .....	51
Тема 8 Водопровідні насосні станції I підйому .....	51
8.1 Конструкції насосних станцій I підйому .....	51
8.2 Режим роботи і розрахункова продуктивність насосних станцій I підйому .....	53
8.3 Напір насосів станцій I підйому.....	56
Контрольні запитання .....	57
Тема 9 Водопровідні насосні станції II підйому .....	58
9.1 Режим роботи і подача насосів II підйому .....	58
9.2 Напори насосів II підйому .....	64
Контрольні запитання.....	69
Тема 10 Насосні станції систем водовідведення .....	69
10.1 Класифікація каналізаційних насосних станцій .....	69
10.2 Місця розташування насосних станцій водовідведення .....	70
10.3 Визначення місткості приймального резервуара .....	72
10.4 Вибір основних насосів каналізаційних станцій .....	74
10.5 Приймальні резервуари та їхнє обладнання .....	75
10.6 Станції з насосами занурювального типу .....	77
Контрольні запитання.....	79
Тема 11 Проектування насосних станцій .....	79
11.1 Вибір насосів .....	79
11.2 Розміщення обладнання всередині станцій .....	82
11.3 Трубопровідні комунікації насосних станцій .....	84
11.4 Конструювання машинного залу станцій .....	89
Контрольні запитання.....	91
Тема 12 Допоміжне обладнання насосних станцій .....	91
12.1 Арматура та вимірювальні прилади в насосних станціях .....	91
12.2 Вантажопідйомні пристрої .....	93
12.3 Системи заливу насосів .....	94
12.4 Дренажні системи насосних станцій .....	95
12.5 Гасники гідравлічного удару .....	96
Контрольні запитання .....	97

ЗМІСТОВИЙ МОДУЛЬ 3 ПОВІТРОДУВНІ СТАНЦІЇ .....	98
Тема 13 Вентилятори, повітродувки .....	98
13.1 Класифікація повітродувних машин .....	98
13.2 Вентилятори. Галузі їхнього використання і принцип дії .....	98
13.3 Технічні характеристики вентиляторів .....	99
13.4 Повітродувки .....	101
Контрольні запитання .....	102
Тема 14 Компресори .....	102
Контрольні запитання .....	105
Тема 15 Теорія повітродувних установок .....	106
Контрольні запитання .....	110
Тема 16 Повітродувні станції .....	110
Контрольні запитання .....	117
СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ .....	118

## ВСТУП

Гідравлічними (аеродинамічними) машинами називають пристрої, які перетворюють підведену до них енергію на механічну енергію рідини (газу), або навпаки. Із гідравлічних та аеродинамічних машин у системах водопостачання і каналізації використовуються здебільшого насоси, повітродувки та компресори невисокого тиску.

Насоси та водопідіймачі належать до одних із перших механізмів, якими людство користувалося ще задовго до нашої ери. Їхні конструкції змінювалися від найпростіших, таких як: ворота (або корби), «журавлі», водопідіймальні колеса до сучасних конструкцій різноманітних насосів. Поршневі насоси використовувалися ще стародавніми греками та римлянами для викачування води із трюмів кораблів.

Появі відцентрових насосів передували водяні двигуни у вигляді водяних коліс (водяні млини). Ці механізми були поширені в усій Європі і, зокрема, на території України.

Ідея відцентрового насоса виникла ще в XVII сторіччі. За деякими даними, перший насос, що працював за рахунок дії відцентрової сили, побудував у 1703 році інженер Папен. Вперше теорія відцентрового насоса була розроблена видатним математиком Леонардом Ейлером (1707–1783 рр.). Теорія пропелерних насосів базується на теорії крила літака, яка була розроблена професором Миколою Єгоровичем Жуковським (1847–1921 рр.).

Довго розповсюдження відцентрових насосів стримувалося браком швидкісних двигунів. Із винайденням наприкінці XIX століття електродвигунів почалося дійсно широке розповсюдження відцентрових, а трохи згодом, і осьових (пропелерних) насосів. Зараз ці насоси посіли провідне місце в усіх галузях техніки, де виникла потреба у перекачуванні великих кількостей рідини.

Розрахунок, проектування й експлуатація насосних та повітродувних станцій і установок у сучасних умовах повинні бути спрямовані на зменшення вартості будівельно-монтажних робіт, економію й раціональне використання енергоресурсів, оптимізацію режимів роботи з одночасною мінімізацією впливу на навколишнє середовище.

**Метою** викладання навчальної компоненти «Гідравлічні та аеродинамічні машини» є оволодіння знаннями з теорії і устрою гідравлічних і аеродинамічних машин, які застосовуються в комунальних та промислових інженерних системах, а також формування у майбутніх фахівців навичок, знань і умінь з розрахунку, конструювання і проектування насосних установок і станцій, їхнього складу і методами розрахунку.

Конспект лекцій написано відповідно до програми курсу «Гідравлічні та аеродинамічні машини», який є нормативним для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти денної та заочної форм навчання зі спеціальності 192 – Будівництво та цивільна інженерія, освітня програма «Цивільна інженерія».

# ЗМІСТОВИЙ МОДУЛЬ 1 ВИДИ ГІДРАВЛІЧНИХ ТА АЕРОДИНАМІЧНИХ МАШИН

## Тема 1 Будова, принцип дії і параметри роботи гідравлічних та аеродинамічних машин

### 1.1 Класифікація насосів

Насосом називається машина, яка перетворює підведену до неї енергію на механічну енергію краплинної рідини, що перекачується.

За видом підведеної енергії насоси можна поділити на теплові, електричні та механічні.

У теплових насосах використовується явище теплового розширення самої перекачуваної рідини, або елементів насоса. Ці елементи можуть бути твердими, рідкими або газоподібними. До теплових належать термосифонні системи опалення, насоси Гемфрі тощо.

В електричних насосах перекачування рідини здійснюється за рахунок взаємодії електричного (електромагнітного) поля і потоку рідини.

Механічні насоси перетворюють механічну енергію твердого, рідкого або газоподібного тіла на механічну енергію рідини. Це найбільш поширена група насосів. У системах водопостачання та каналізації використовуються майже виключно механічні насоси. Механічні насоси дуже різноманітні. До них належать відцентрові, осьові (пропелерні), поршневі, струминні, вібраційні і багато інших.

### 1.2 Головні параметри насосів

Головними параметрами, які характеризують роботу насосів, є: подача, напір (або тиск), потужність, коефіцієнт корисної дії, вакуумметрична висота всмоктування (або кавітаційний запас).

*Подачею (продуктивністю)* насоса називається кількість рідини яку насос подає за одиницю часу. Відрізняють об'ємну та вагову подачу. Об'ємна подача найчастіше позначається буквою  $Q$  і вимірюється у  $\text{м}^3/\text{год}$  або в л/с. Вагова подача вимірюється у  $\text{Н/с}$  або  $\text{кН/год}$ .

*Напір* насоса – це приріст питомої енергії, який насос передає одиниці ваги рідини, яку перекачує. Напір позначається буквою  $H$  і має розмірність «метри».

*Тиск* насоса – це приріст питомої енергії, який насос передає одиниці об'єму рідини, яку перекачує. Тиск позначається буквою  $P$  і має розмірність  $\text{Па}$ .

Тиск і напір – взаємопов'язані величини:  $P = \rho gH$ , де  $\rho$  – густина рідини, що перекачується;  $g$  – прискорення сили тяжіння.

*Потужність*, яку споживає насос, витрачається на створення потрібного (корисного) напору і на покриття усіх втрат енергії, які наявні в насосі під час перетворення підведеної до нього механічної енергії на енергію рідини.

Потужність найчастіше позначається буквою  $N$  і вимірюється у ватах та кіловатах. Корисна потужність визначається за такою формулою:

$$N_{\text{корисн}} = Q \times P. \quad (1.1)$$

*Коефіцієнт корисної дії (ККД)* враховує усі види втрат, які виникають під час перетворення механічної енергії двигуна на енергію рідини. Позначається буквою  $\eta$  і визначається як відношення корисної потужності до потужності на валу насоса за такою формулою:

$$\eta = \frac{N_{\text{корисн}}}{N_{\text{вал}}} < 1,0. \quad (1.2)$$

*Вакуумметричною висотою усмоктування* називається величина вакууму, що виникає на вході в насос. Вона вимірюється в метрах стовпа рідини, яка перекачується, і дорівнює різниці між атмосферним тиском та тиском на вході в насос:

$$H_{\text{вак}} = \frac{P_{\text{атм}} - P_{\text{вх}}}{\rho \cdot g}. \quad (1.3)$$

### 1.3 Відцентрові насоси. Схема будови та принцип дії

Головним робочим органом насоса є робоче колесо (1) (рис. 1.1), яке насаджено на вал (9) так, щоб воно могло вільно обертатися всередині корпусу (3) насоса.

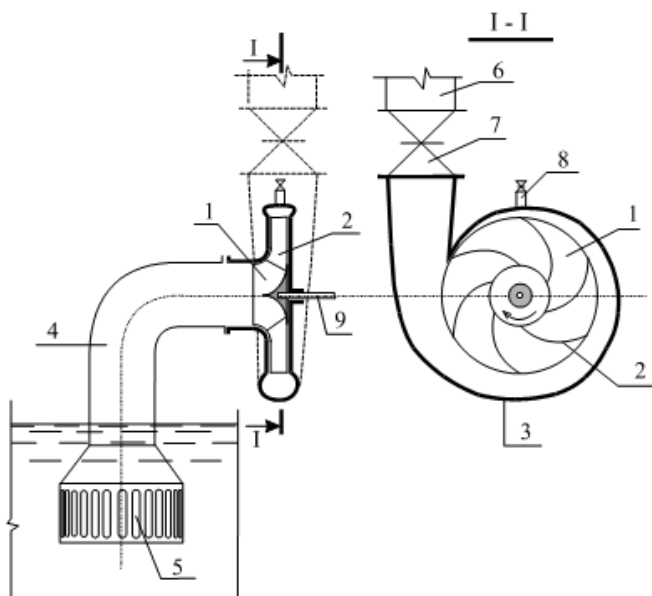


Рисунок 1.1 – Схема будови відцентрового насоса:

- 1 – робоче колесо; 2 – лопатка робочого колеса; 3 – корпус; 4 – всмоктувальний трубопровід; 5 – приймальний клапан;
- 6 – напірний трубопровід; 7 – засувка;
- 8 – штуцер для заливання насоса;
- 9 – вал на який насаджено робоче колесо

Робоче колесо складається з двох дисків (переднього та заднього), між якими розміщуються лопатки (лопати) (2). Лопаті відцентрового насоса часто мають циліндричну форму і загнуті назад щодо напрямку обертання робочого колеса. Лопатки з'єднують обидва диски в одну жорстку конструкцію і разом з ними створюють так звані міжлопатеві канали колеса.

Перед пуском увесь корпус і усмоктувальний трубопровід відцентрового насоса необхідно заповнити рідиною, яку буде перекачувати насос (залити насос). *Якщо після заливання насоса почати обертати робоче колесо, то разом з ним почне обертатися і рідина,*

яка знаходиться всередині міжлопатевих каналів. При цьому на кожний об'єм рідини масою  $m$ , який знаходиться всередині міжлопатєвого каналу на відстані  $r$  від осі обертання робочого колеса, буде діяти відцентрова сила.

Під дією цієї сили рідина буде викидатися з міжлопатєвих каналів в спіральний канал корпусу насоса. У периферійних зонах робочого колеса та у спіральному каналі буде створюватися підвищений тиск, а в центрі робочого колеса буде виникати розрідження. Для нормальної роботи відцентрового насоса необхідно забезпечити відведення рідини зі спіральної камери насоса і подачу її до центру робочого колеса. Для цього монтуються напірний та усмоктувальний трубопроводи. По напірному трубопроводу вода рухається під дією тиску, створеного насосом. По усмоктувальному трубопроводу рідина рухається під дією різниці тисків над вільною поверхнею в усмоктувальному резервуарі (атмосферний тиск) і в центральній зоні робочого колеса (розрідження – вакуум).

*Спіральна камера* призначена для плавного відведення рідини з робочого колеса в напірний трубопровід і для поступового зменшення швидкості руху рідини з метою перетворення кінетичної енергії рідини на потенційну енергію тиску.

Відцентрова сила, яка діє на рідину, а водночас і на тиск, що створює насос, тим більша, чим більші швидкість обертання та діаметр робочого колеса. Тому для відцентрових насосів використовують швидкісні двигуни.

#### **1.4 Класифікація відцентрових насосів**

Існує велике різноманіття конструкцій відцентрових насосів, які можна класифікувати за головними ознаками.

*За кількістю робочих коліс, розміщених послідовно*, відрізняють одноступеневі і багатоступеневі насоси. У багатоступеневих насосах рідина, що перекачується, проходить через низку коліс, насаджених на єдиний вал. При цьому напір насоса дорівнює сумі напорів, які розвиваються кожним колесом. Багатоступеневі насоси є високонапірними (насосами високого тиску).

*За кількістю потоків* (за кількістю паралельно розміщених коліс) насоси бувають однопотокові та багатопотокові.

*За величиною створюваного напору* відцентрові насоси діляться на малонапірні (насоси малого тиску) – ті, що створюють напір до 20 метрів водяного стовпа; середньонапірні (насоси середнього тиску) – напір 20–60 метрів водяного стовпа; високонапірні (насоси високого тиску) – напір більше 60 метрів водяного стовпа.

*За способом підведення рідини до робочого колеса* є насоси з одnobічним входом та насоси з двобічним входом.

*За конструкцією робочого колеса* відцентрові насоси можуть бути з закритим робочим колесом (із двома дисками), з напіввідкритим робочим колесом (із одним диском), з відкритим робочим колесом (зовсім без дисків).

*За розміщенням вала* відрізняють горизонтальні та вертикальні насоси.

*За видом рідини, яку перекачує насос*, відцентрові насоси бувають водопровідними (для умовно чистої води), каналізаційними (для перекачування стічних вод та інших забруднених рідин), теплофікаційними (для гарячої та

перегрітої води), ґрунтовими (для транспортування різноманітних пульп), кислотними, нафтовими тощо.

### 1.5 Арматура та прилади, якими обладнуються відцентрові насоси

Склад і схема будови насосної установки показана на рисунку 1.2.

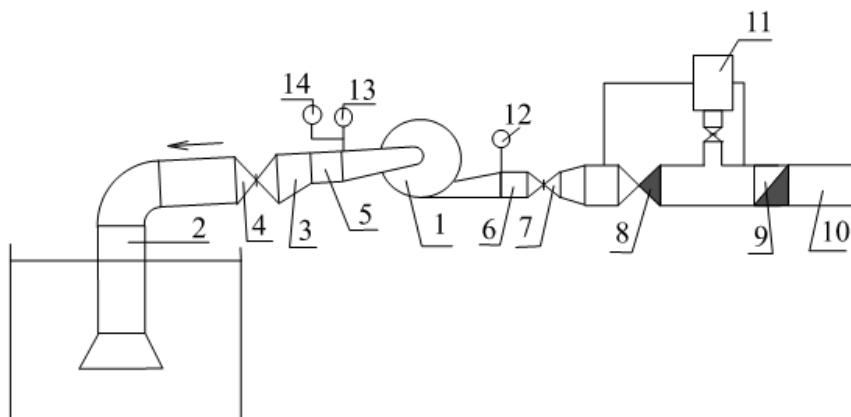


Рисунок 1.2 – Склад і схема будови насосної установки:

1 – відцентровий насос; 2 – всмоктувальний трубопровід;  
3 – ексцентричний (косий) перехід; 4 – засувка на усмоктувальному трубопроводі; 5 та 6 – циліндричні вставки; 7 – напірна засувка; 8 – зворотній клапан; 9 – витратомір; 9 – витратомір; 10 – напірний трубопровід; 11 – гасник гідравлічних ударів; 12 – манометр для вимірювання тиску; 13 – вакуумметр; 14 – мановакуумметр

Всмоктувальний трубопровід прокладається з підйомом до насоса. Нахил усмоктувального трубопроводу має бути не менше ніж 0,005.

Якщо замість ексцентричного переходу на горизонтальній ділянці усмоктувального трубопроводу поставити концентричний, то на верхній лінії трубопроводу може виникнути контрнахил, що не допускається.

Засувка на всмоктувальному трубопроводі монтується тільки в тих випадках, коли насос може знаходитися під заливом, або якщо всмоктувальний трубопровід з'єднаний зі всмоктувальними трубами інших насосів;

Циліндричні вставки полегшують монтаж та демонтаж насоса. У них також вирівнюються епюри швидкостей руху рідини на вході в насос та на виході з нього.

Напірна засувка (7) використовується для від'єднання насоса від напірного трубопроводу, а інколи, і для регулювання подачі та напору насоса.

Зворотній клапан (8) не допускає зворотного руху рідини із напірного трубопроводу в насос, або із одного насоса в інший у разі їх паралельної роботи.

Витратомір (9) для обліку кількості поданої води повинен монтуватися на деякій відстані від місцевих опорів.

По напірному трубопроводу (10) транспортується рідина від насоса.

Гасник гідравлічних ударів (11) захищає водоводи і арматуру від гідравлічних ударів, що можуть виникати під час вимикань насоса на відкритую засувку.

Манометр для вимірювання тиску (12) створює насос. Вакуумметр (13) встановлюється на усмоктувальному патрубку насоса для вимірювання вакууму. Якщо тиск на вході в насос більший ніж атмосферний (наприклад, під час роботи насоса під заливом, або у разі послідовної роботи насосів), то замість вакуумметра (13) необхідно ставити манометр або мановакуумметр (14).

### 1.6 Визначення напору і тиску насоса

*Напір і тиск насоса за показаннями приладів*

Напір насоса – це приріст питомої енергії, яку насос передає рідині. Згідно з рівнянням Бернуллі, напір (приріст), тобто різниця питомих енергій між перерізами 1–1 і 2–2, буде дорівнювати (рис. 1.3):

$$H = E_{\text{пит.2}} - E_{\text{пит.1}} = (Z_2 - Z_1) + \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g}, \quad (1.4)$$

де  $Z_1$  та  $Z_2$  – висоти центрів ваги перерізів (1–1) та (2–2) над площиною (0–0);

$P_1$  та  $P_2$  – абсолютний тиск у разі входу та виходу з насоса;

$V_1$  та  $V_2$  – швидкості руху рідини у разі входу та виходу з насоса.

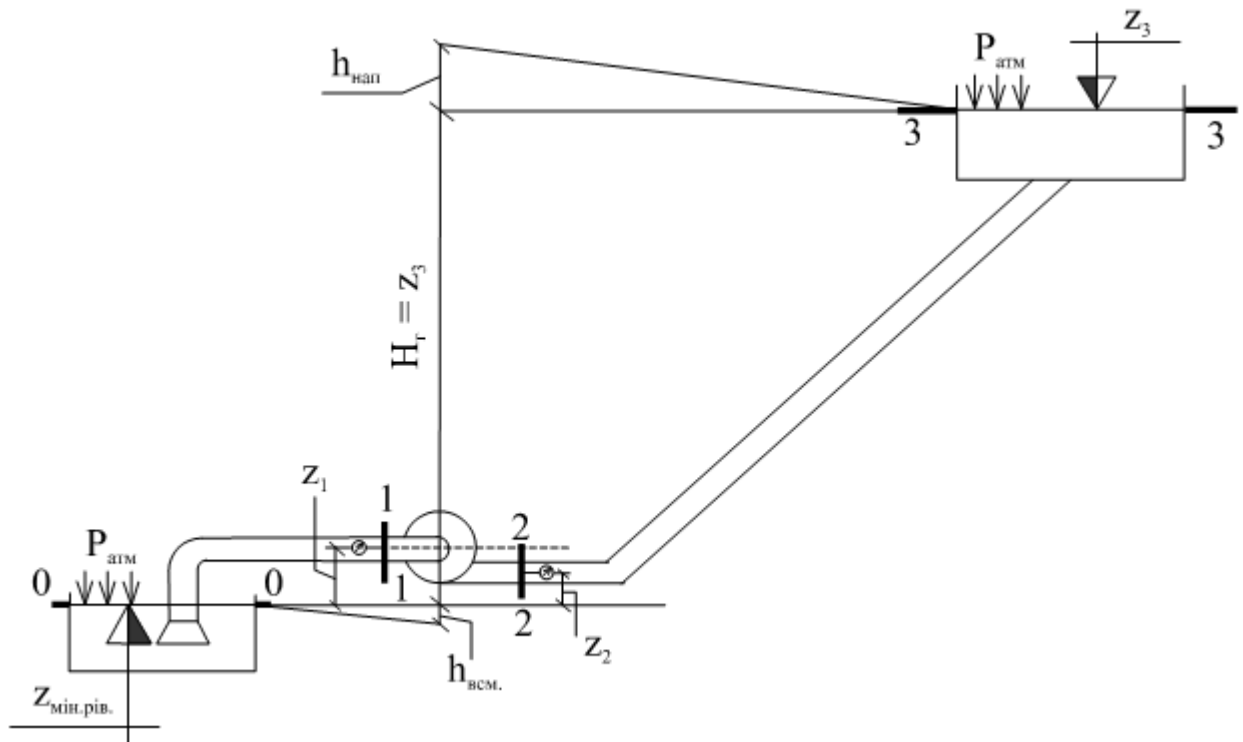


Рисунок 1.3 – Схема для визначення напору насоса

Відомо, що манометри показують манометричний тиск (тобто тиск, що більший за атмосферний), тому:

$$P_2 = P_{\text{атм}} + P_{\text{ман.2}}, \quad (1.5)$$

де  $P_{\text{атм}}$  – атмосферний тиск;

$P_{\text{ман.2}}$  – показання манометра в центрі ваги перерізу (2–2).

Якщо манометр, під'єднаний до трубопроводу і установлений на відмітці  $Z_2$ , показує тиск  $P_{\text{ман.2}}$ , то після перенесення його на відмітку  $Z_3$ , він буде

показувати тиск  $P_{\text{ман.3}} = P_{\text{ман.2}} + (Z_2 - Z_3)\rho g$ .

Вакуумметр показує, наскільки тиск в точці вимірювання менший від атмосферного тиску, тобто:

$$P_1 = P_{\text{атм}} - P_{\text{вак.1}}, \quad (1.6)$$

де  $P_{\text{вак.1}}$  – показання вакуумметра в центрі ваги перерізу (1–1).

Показання вакуумметра також залежать від висоти його установки. У разі встановлення на відмітці  $Z_3$  замість  $Z_1$  вакуумметр показуватиме величину

$$P_{\text{вак.3}} = P_{\text{вак.1}} - (Z_1 - Z_3)\rho g. \quad (1.7)$$

З урахуванням сказаного, напір насоса за показаннями приладів визначатиметься за такою формулою:

$$H = \frac{P_{\text{ман.3}}}{\rho \cdot g} + \frac{P_{\text{вак.3}}}{\rho \cdot g} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2 \cdot g}. \quad (1.8)$$

Таким чином, напір насоса дорівнює сумі показань манометра на напірному патрубку і вакуумметра на всмоктувальному патрубку, приведених до однієї висотної відмітки, з додаванням різниці швидкісних напорів в напірному та усмоктувальному патрубках насоса. Найчастіше показання манометра та вакуумметра приводять до відмітки осі насоса.

Враховуючи взаємозв'язок тиску і напору, формула для визначення тиску насоса матиме такий вигляд:

$$P = P_{\text{ман.3}} + P_{\text{вак.3}} + \frac{\rho}{2}(V_2^2 - V_1^2). \quad (1.9)$$

#### *Визначення напору насоса під час проектування*

Якщо насосна станція тільки проектується, то показання манометрів і вакуумметрів нам не відомі, і їх також треба визначити.

Застосуємо рівняння Бернуллі для потоку реальної рідини на ділянці між перерізами 0–0 та 1–1 (рис. 1.3):

$$\frac{P_1}{\rho g} + Z_1 = \frac{P_{\text{атм}}}{\rho g} - \frac{V_1^2}{2g} - h_{\text{всм}}. \quad (1.10)$$

Скориставшись рівнянням Бернуллі для потоку рідини між перерізами 2–2 та 3–3, отримаємо таку формулу:

$$\frac{P_2}{\rho g} + Z_2 = Z_3 + \frac{P_{\text{атм}}}{\rho g} + h_{\text{нап}} - \frac{V_2^2}{2g}, \quad (1.11)$$

де  $Z_3 = H_{\Gamma}$  – геодезична (геометрична) висота підйому води;

$h_{\text{нап}}$  і  $h_{\text{всм}}$  – повні втрати напору в напірному трубопроводі.

Підставивши зазначені вирази в формулу напору за показаннями приладів, отримаємо:

$$H = H_{\Gamma} + h_{\text{нап}} + h_{\text{всм}}. \quad (1.12)$$

Таким чином, напір насоса дорівнює сумі геометричної висоти підйому рідини (статичний напір) і повних втрат напору, що виникають під час руху рідини по всмоктувальному та напірному трубопроводах.

Під час проектування геометрична висота підйому завжди відома. Вона

дорівнює різниці відміток рівнів води в напірному та всмоктувальному резервуарах.

Повні втрати напору під час руху рідини складаються зі втрат напору на тертя по довжині труби та втрат напору в місцевих опорах.

### Контрольні запитання

1. Надайте визначення гідравлічних машин та наведіть основні ознаки, за якими класифікують насоси.
2. Які параметри роботи насосів є головними? Дайте їхні визначення.
3. Наведіть схему та принцип дії відцентрового насоса.
4. Наведіть основні ознаки класифікації відцентрових насосів.
5. Наведіть схему насосної установки та дайте до неї пояснення.
6. Як визначити напір та тиск насоса за показами приладів?
7. Як визначити напір насоса під час проєктування?

## Тема 2 Теорія відцентрових насосів

### 2.1 Рух рідини в робочому колесі відцентрового насоса

Робоче колесо відцентрового насоса є його основним робочим органом, тому кінематичні характеристики рідини, яка рухається через робоче колесо, вирішальним чином впливають на енергетичні параметри насоса (рис. 2.1).

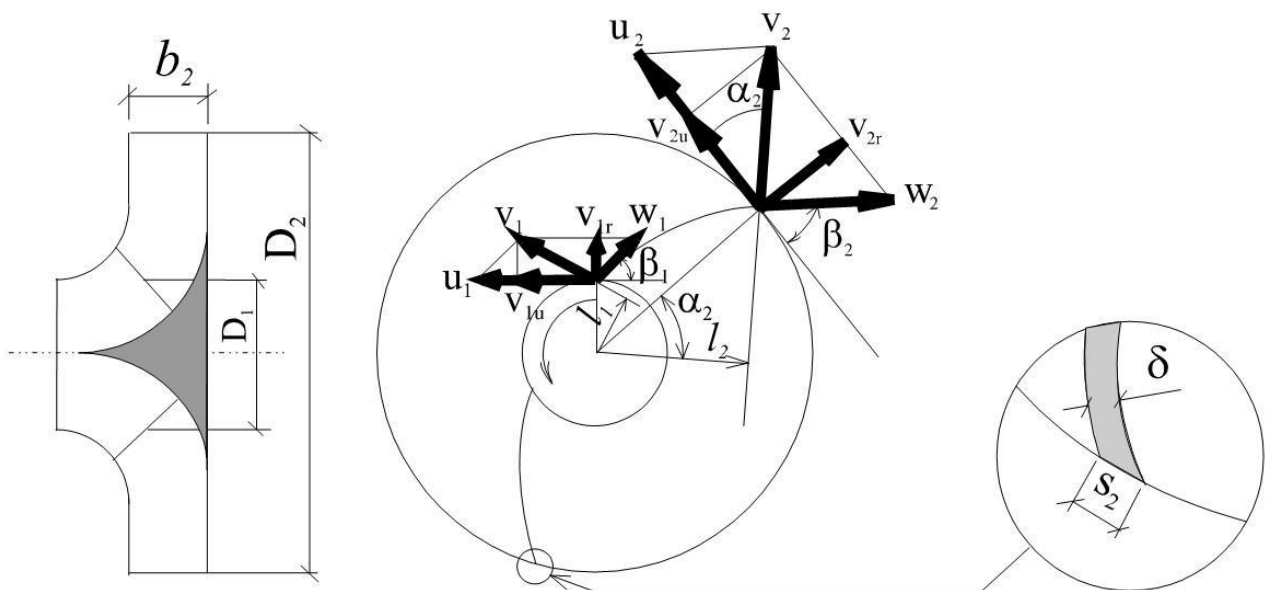


Рисунок 2.1 – Кінематика руху води всередині робочого колеса

Рідина всередині міжлопатевого каналу робочого колеса обертається разом з робочим колесом (тобто здійснює переносний рух). Окрім того, вона ще переміщується і відносно робочого колеса, рухаючись від центра колеса до його периферії (при цьому рідина здійснює відносний рух). Відповідно до цього розрізняють такі види швидкостей руху частинок рідини в робочому колесі відцентрового насоса:

- $\bar{u}$  – швидкість переносного руху (окільна швидкість), її позначають  $\bar{u}$ ;

- 2 – швидкість відносного руху, позначається  $\bar{w}$  ;
- 3 – швидкість абсолютного руху  $\bar{v}$ , яка є сумою векторів переносної та відносної швидкостей  $\bar{v} = \bar{u} + \bar{w}$  .

Швидкість переносного руху завжди спрямована по дотичній до кола, по якому обертається точка. Напрямок цієї швидкості співпадає з напрямком обертання. Для частинки рідини, що знаходиться в міжлопатевому каналі на відстані  $r$  від центру обертання, величина переносної (окільної) швидкості визначається за формулою  $u = \omega \cdot r = \frac{2\pi n}{60} r$ , де  $\omega$  – кутова швидкість колеса, а  $n$  – кількість обертів колеса за хвилину.

Як видно з цієї формули, окільна швидкість руху частинки рідини буде зростати у міру її переміщення від центру до периферії робочого колеса (тобто у міру збільшення  $r$ ).

Відносна швидкість руху рідини завжди буде спрямована по дотичній до поверхні лопатки у бік виходу з робочого колеса. Величина цієї швидкості буде зменшуватися у міру переміщення частинки рідини від центру до периферії робочого колеса. Це пояснюється збільшенням поперечного перерізу міжлопатевих каналів.

Абсолютна швидкість руху частинки рідини визначається як сума двох векторів  $\bar{u}$  і  $\bar{w}$  за правилом паралелограма (рис. 2.1):

- $\alpha$  – кут між напрямками абсолютної та переносної швидкостей;
- $\beta$  – робочий кут лопатки – це кут між вектором відносної швидкості та напрямком, протилежним переносній швидкості;
- $V_r$  – проекція абсолютної швидкості на напрямок радіусу:  $V_r = V \sin \alpha$ ;
- $V_u$  – проекція абсолютної швидкості на напрямок окільної швидкості:  $V_u = V \cos \alpha$ .

Як видно із паралелограма швидкостей (рис. 2.1), проекція відносної швидкості на напрямок радіуса  $W_r$  дорівнює відповідній проекції абсолютної швидкості:  $W_r = V_r = V \sin \alpha$ .

## 2.2 Теоретична подача насоса

На підставі рівняння суцільності потоку для циліндричного перерізу на виході з робочого колеса з урахуванням, що деяку частину перерізу займають лопаті, теоретична подача насоса визначатиметься за формулою:

$$Q_{\text{теор}} = \psi_2 \pi d_2 b_2 V_{2r}, \quad (2.1)$$

де  $\psi_2$  – коефіцієнт утиснення потоку лопатками на виході із робочого колеса (для більшості насосів  $\psi_2$  знаходиться в межах 0,90–0,95);

$d_2$  – зовнішній діаметр робочого колеса;

$b_2$  – ширина робочого колеса (відстань між дисками, рис. 2.1) на виході.

Фактична подача насоса завжди буде менше від теоретичної через наявність перетікання рідини всередині насоса:  $Q_{\text{нас}} = Q_{\text{теор}} \cdot \eta_{\text{об}}$  ( $\eta_{\text{об}}$  – об'ємний коефіцієнт корисної дії насоса).

### 2.3 Головне рівняння відцентрового насоса. Теоретичний напір

Головне рівняння відцентрового насоса дає можливість визначити теоретичний напір насоса залежно від кінематичних параметрів руху рідини через робоче колесо насоса.

У разі виведення рівняння припускається, що рух рідини відбувається без гідравлічних втрат (тобто рідина ідеальна), і що рух рідини цівковий.

Скористаємося теоремою про змінення моменту кількості руху, яку для сталого потоку рідини можна сформулювати так: змінення моменту кількості руху маси рідини, яка протікає за одиницю часу, під час переходу від одного перерізу до другого, дорівнює моменту всіх зовнішніх сил, прикладених до потоку між цими перерізами. Застосуємо цю теорему для циліндричних перерізів на вході і виході із робочого колеса насоса. Відповідно до неї, змінення моменту кількості руху маси рідини між цими двома перерізами дорівнює моменту зовнішніх сил:

$$M = M_2 - M_1 = \rho Q_{\text{теор}} (V_2 l_2 - V_1 l_1). \quad (2.2)$$

Помноживши обидві частини цього рівняння на кутову швидкість  $\omega$ , отримаємо:

$$M\omega = \rho Q_{\text{теор}} (r_2 \omega V_2 \cos \alpha_2 - r_1 \omega V_1 \cos \alpha_1) = \rho Q_{\text{теор}} (u_2 V_{2u} - u_1 V_{1u}). \quad (2.3)$$

Величина  $M\omega$  – це потужність, витрачена на передавання енергії рідині. Відомо, що ця потужність дорівнює:

$$M\omega = Q_{\text{теор}} H_{\text{теор}} \rho g. \quad (2.4)$$

Тоді:

$$H_{\text{теор}} = \frac{u_2 V_{2u} - u_1 V_{1u}}{g}. \quad (2.5)$$

Ця залежність називається рівнянням Ейлера, або головним рівнянням лопатевого насоса.

Аналіз цього рівняння показує, що підвищити напір насоса можна шляхом збільшення окільної швидкості на виході з колеса, шляхом зменшення кута  $\alpha_2$  і шляхом зменшення добутку  $u_1 V_{1u}$ . При цьому головне рівняння відцентрового насоса набуває такого вигляду:

$$H_{\text{теор}} = \frac{u_2 V_2 \cos \alpha_2}{g} = \frac{u_2 V_{2u}}{g}. \quad (2.6)$$

### 2.4 Висота всмоктування насоса

Під час проектування насосних станцій висота розміщення насосів над рівнем води, а як наслідок, і глибина будівлі насосної станції, визначається залежно від висоти всмоктування насосів. Вирізняють геометричну висоту всмоктування та вакуумметричну висоту всмоктування. Геометричною висотою усмоктування ( $H_{г.у.}$ ) називають різницю геодезичних відміток осі робочого колеса насоса і рівня води в резервуарі, з якого насос бере воду.

Рух рідини по усмоктувальній трубі до насоса відбувається під дією різниці тисків на вільну поверхню у всмоктувальному резервуарі ( $P_{\text{атм}}$ ) і на вході

у робоче колесо ( $P_1$ ). Різниця між цими тисками – це величина вакууму на вході в робоче колесо насоса, або вакуумметрична висота всмоктування:

$$H_{\text{вак}} = \frac{P_{\text{атм}} - P_1}{\rho g} .$$

Скористаємося рівнянням Бернуллі для потоку реальної рідини, яка рухається між перерізами 0–0 та 1–1 (рис. 2.2):

$$\frac{P_{\text{атм}}}{\rho g} = H_{\text{вак}} + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + h_{\text{всм}} , \quad (2.7)$$

$$H_{\text{г.у.}} = H_{\text{вак}} - h_{\text{всм}} - \frac{V_1^2}{2g} , \quad (2.8)$$

де  $V_1$  – швидкість руху рідини в перерізі 1–1;

$h_{\text{всм}}$  – втрати напору між перерізами 0–0 та 1–1 (повні втрати напору у всмоктувальному трубопроводі).

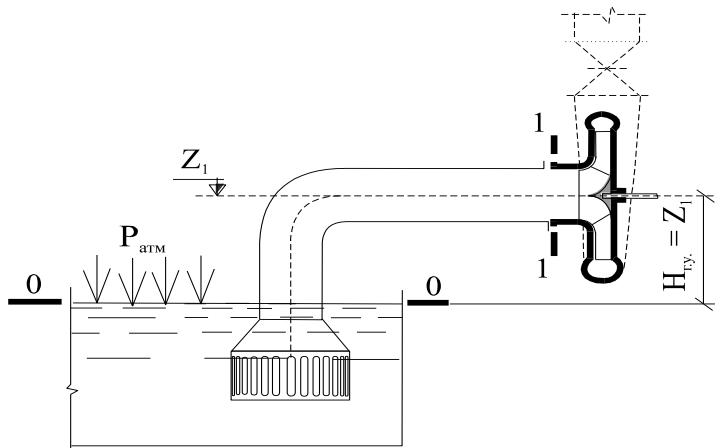


Рисунок 2.2 – Геометрична висота всмоктування

Таким чином, геометрична висота всмоктування насоса менша за вакуумметричну на величину повних втрат напору у всмоктувальному трубопроводі і на величину швидкісного напору у всмоктувальному патрубку насоса.

Найбільша геометрична висота усмоктування насоса обмежується допустимою вакуумметричною висотою

усмоктування ( $H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$ ). Теоретично для роботи насоса необхідно, щоб абсолютний тиск рідини під час входження в насос був більшим за тиск насиченого пару рідини за цієї температури (інакше рідина буде кипіти). Практично понад цим тиском ще необхідно зберігати деякий запас енергії, який називається кавітаційним запасом і позначається  $\Delta h$ .

У технічних паспортах насосів наводяться всмоктувальні характеристики насосів у вигляді графічних залежностей  $\Delta h$ , або  $H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$  від подачі насоса.

Якщо відома величина  $\Delta h$ , то  $H_{\text{г.у.}}$  можна визначити за такою формулою:

$$H_{\text{г.у.}} = H_{\text{атм}} - h_t - \Delta h - h_{\text{всм}} - \frac{V_1^2}{2g} , \quad (2.9)$$

де  $h_t$  – тиск насиченого пару рідини за цієї температури, м;

$H_{\text{атм}}$  – атмосферний тиск у місці установки насоса, м.

Якщо відома величина  $H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$ , то геометрична висота всмоктування визначається за такою формулою:

$$H_{\text{г.у.}} = \left( H_{\text{вак}}^{\text{доп}} \right)_{\text{пасп}} - 10 + H_{\text{атм}} + 0,24 - h_t - h_{\text{всм}} - \frac{V_1^2}{2g}, \quad (2.10)$$

де  $\left( H_{\text{вак}}^{\text{доп}} \right)_{\text{пасп}}$  – паспортне значення допустимої вакуумметричної висоти всмоктування за температури води  $+20^\circ\text{C}$  і атмосферного тиску 10 м.

## 2.5 Кавітація в насосах

Кавітація – це процес порушення суцільності потоку рідини в тих місцях, де тиск, знижуючись, сягає деякої критичної величини. Під час практичних розрахунків цією критичною величиною обирають тиск насиченого пару рідини за такої температури.

У разі виникнення кавітації відбуваються такі процеси:

1. У тих місцях потоку, де тиск падає до критичного, виникає багато бульбашок, заповнених паром рідини і газами, що виділяються із розчину. Перебуваючи в зоні пониженого тиску, бульбашки зростають і перетворюються на великі кавітаційні каверни.

2. У тих місцях, де виникають каверни, змінюється ефективна форма проточної частини насоса, що спричиняє місцеві підвищення швидкості руху рідини і збільшення втрат напору. Це погіршує енергетичні параметри насоса і зменшує його коефіцієнт корисної дії.

3. Нестійкість кавітаційної зони викликає пульсацію тиску в потоці. Під дією цієї пульсації може виникати вібрація насоса.

4. Кавітаційні бульбашки захоплюються потоком рідини і переносяться в зону підвищеного тиску. Там вони дуже швидко зникають. Це призводить до гідравлічних мікроударів у місцях зникнення бульбашок. Під час зникнення кожної бульбашки виникає негучний стук. Накладення один на одного багатьох таких стуків призводить до появи характерного шипіння, яке майже завжди виникає під час кавітації.

5. Кавітація призводить до руйнування поверхні, на якій вона виникає. Це руйнування – один із найнебезпечніших наслідків кавітації і називається він кавітаційною ерозією. Різні матеріали по-різному зазнають кавітаційної ерозії. Дуже руйнуються чавун та вуглецева сталь.

Для попередження виникнення кавітації необхідно правильно визначати геометричну висоту усмоктування насоса і не допускати її завищення. При цьому величина  $\Delta h$  і є тим кавітаційним запасом енергії, який запобігає занадто глибокому падінню тиску і не дозволяє виникати кавітації.

## Контрольні запитання

1. Наведіть схему розподілу швидкостей на робочому колесі відцентрового насоса, дайте пояснення до неї.
2. Як визначається теоретична подача насоса?

3. Як визначається теоретичний напір насоса?
4. За яким алгоритмом визначається максимально можлива геометрична висота всмоктування? Від чого вона залежить?
5. Надайте визначення кавітації та назвіть засоби боротьби з нею.

### Тема 3 Робочі характеристики насосів

#### 3.1 Потужність насоса. Коефіцієнт корисної дії

Як було зазначено вище, корисна потужність насоса (тобто корисна робота за 1 с) буде становити:  $N_{\text{корисн}} = \rho g Q H$ .

Внаслідок неминучих втрат енергії у самому насосі потужність, яку він споживає, має бути більшою за корисну потужність. Відношення корисної потужності до потужності на валу насоса називається коефіцієнтом корисної дії (ККД):

$$\eta = \frac{N_{\text{корисн}}}{N_{\text{вал}}} , \text{ або } N_{\text{вал}} = \frac{N_{\text{корисн}}}{\eta} = \frac{\rho g Q H}{\eta} . \quad (3.1)$$

Коефіцієнт корисної дії насоса ураховує усі втрати енергії в насосі. Вони складаються з гідравлічних, об'ємних і механічних втрат.

Коефіцієнти корисної дії великих насосів, які серійно виробляються промисловістю, доходять до 0,9–0,95, а у невеликих – до 0,6–0,75.

#### 3.2 Робочі характеристики і випробування відцентрового насоса

Насоси, які виготовляє промисловість, випробуються на заводах і фірмах-виробниках відповідно до стандартів.

За результатами випробувань отримують криві  $(Q-H)$ ,  $(Q-N)$  та  $(Q-\eta)$ , які називаються робочими характеристиками насоса. Ці три характеристики отримують шляхом енергетичних випробувань. Окрім того, існують інші види

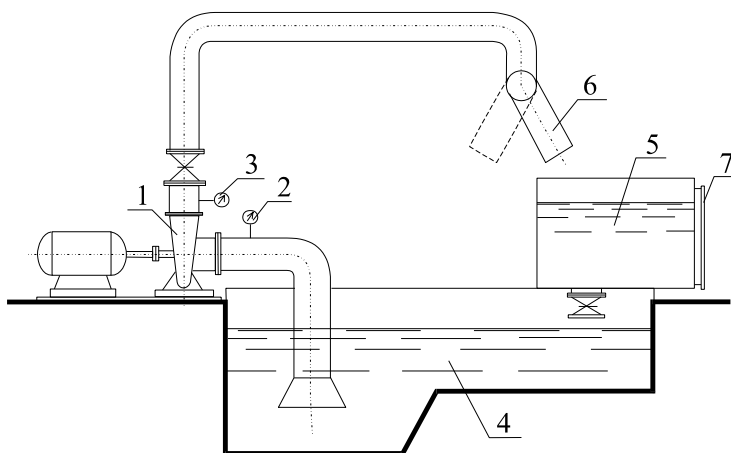


Рисунок 3.1 – Випробувальний стенд:  
 1 – насос; 2 – вакуумметр; 3 – манометр;  
 4 – резервуар; 5 – вимірний бак;  
 6 – поворотне вістря; 7 – водомірне скло

випробувань, за яких отримують різні характеристики. Так, наприклад, характеристики  $(Q-\Delta h)$  та  $(Q-H_{\text{вак}}^{\text{доп}})$  отримують у разі кавітаційних випробувань.

Випробування проводять на спеціальних стендах. Схема стенда для енергетичних випробувань наведена на рисунку 3.1.

Випробування проводять за постійної кількості обертів робочого колеса. Засувкою на

напірному трубопроводі змінюють подачу насоса. У разі кожної подачі вимірюють відповідні напір та потужність. Напір вираховують за показаннями манометра і вакуумметра. Подача визначається шляхом вимірювання часу  $t$ , за який наповнюється вимірювальний об'єм  $W$ .

Потужність на валу для невеликих насосів можна вимірювати за допомогою балансирних електродвигунів. Для середніх та великих насосів визначається електрична потужність, яку споживає електродвигун.

Випробування насоса проводять не менше ніж у разі 20-ти подач. При цьому отримують низку точок, за якими будують графічні характеристики насоса. Характеристики відцентрових насосів мають вигляд, зображений на рисунку 3.2.

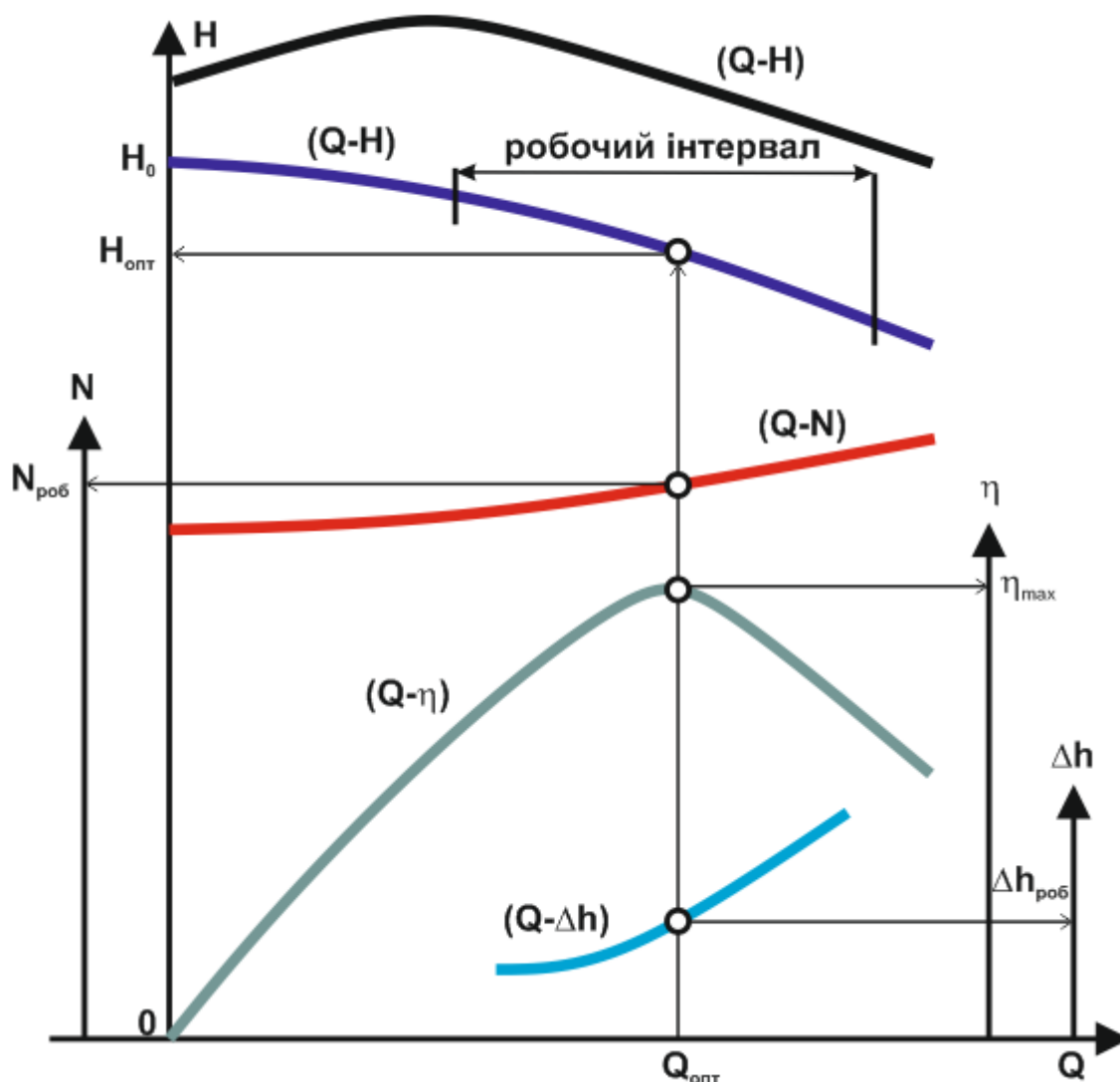


Рисунок 3.2 – Робочі характеристики відцентрового насоса

Характеристика ККД  $(Q-\eta)$  відцентрового насоса завжди має максимум у разі деякої подачі. Ця подача і є оптимальною для цього насоса.

Характеристики  $(Q-H)$  відцентрових насосів бувають стабільними і лабільними. Характеристику називають стабільною, якщо найбільший напір насоса відповідає нульовій подачі (нижня крива  $Q-H$ ) є лабільною, якщо вона має максимум за деякої позитивної подачі (верхня крива  $Q-H$ ).

Характеристики (Q–H) відцентрових насосів також можуть бути пологими і крутими. Крутизна характеристики визначається за такою формулою:

$$K = \frac{H_0 - H_{\text{опт}}}{H_{\text{опт}}} 100\%. \quad (3.2)$$

Для пологих характеристик  $K = 8\text{--}12\%$ , а для спадних  $K = 25\text{--}30\%$ .

Насосами з пологими характеристиками доцільно користуватися в системах, де можливі значні коливання витрат води за невеликих коливань напору (наприклад, у безбаштових системах водопостачання).

Насоси зі спадними характеристиками необхідно використовувати там, де можливі значні коливання напору за невеликих коливань подачі (наприклад, для насосних станцій першого підйому).

### 3.3 Подібність насосів. Формули перерахунку

Складний характер руху реальної рідини в робочих органах лопатевих насосів призводить до того, що виключно теоретично розрахувати усі елементи насоса неможливо. Тому під час проектування нових конструкцій насосів користуються експериментальними даними, які отримані під час експлуатації подібних насосів на працюючих станціях, або під час випробувань моделей насосів у лабораторних умовах.

Тому в таких випадках застосовують теорію подібності.

Теорія подібності спирається на вчення про розмірність фізичних величин і є науковою основою моделювання як методу пізнання і дослідження різних об'єктів, в якій основну роль відіграє метод аналогій, тобто схожості об'єктів за деякими ознаками. Фізичні явища, процеси або системи подібні, якщо у подібні моменти часу в подібних точках простору значення змінних величин, що характеризують стан однієї системи, пропорційні відповідним величинам іншої системи. Коефіцієнт пропорційності для кожної з величин називається коефіцієнтом подібності.

Теорія подібності встановлює критерії подібності різноманітних фізичних явищ, що дозволяє за їхньою допомогою вивчати властивості самих явищ. Явні та неявні функційні зв'язки між критеріями подібності, котрі отримуються за допомогою теорії подібності (так звані критеріальні залежності) сприяють розумінню складних фізичних процесів та допомагають інтерпретувати результати як експериментальних досліджень, так і результатів розрахунків.

Для того, щоб результати досліджень, проведених на моделях, можна було застосовувати під час розрахунку реальних насосів необхідно дотримуватися вимог теорії про механічну подібність руху реальної рідини. Ці вимоги полягають у необхідності дотримання умов геометричної, кінематичної і динамічної подібності. У випадку моделювання лопатевих насосів ці умови можна означити так.

Геометрична подібність вимагає, щоб усі лінійні розміри одного з насосів (модель) були в однакову кількість разів менше (або більше) за відповідні розміри іншого насоса (натурного).

Кінематична подібність вимагає, щоб співвідношення швидкостей усіх частинок рідини у моделі і у натурального насоса були рівними, а траєкторії їхнього руху були геометрично подібними.

Динамічна подібність окрім геометричної та кінематичної подібності вимагає ще і пропорційності усіх сил, які діють у відповідних точках потоку (сили тиску, ваги, інерції, в'язкості). У загальному вигляді динамічна подібність обумовлюється рівністю чисел (або критеріїв) для моделі і для натурального потоку:

$$\text{Ейлера} \left( Eu = \frac{P}{\rho V^2} \right), \quad \text{Фруда} \left( Fr = \frac{V^2}{gL} \right), \quad \text{Рейнольдса} \left( Re = \frac{VL}{\nu} \right), \quad \text{Струхалія} \left( St = \frac{Vt}{L} \right).$$

Під час розв'язання задач гідромеханіки часто користуються не усіма критеріями одночасно, а тільки окремими з них. Вибір цих критеріїв залежить від характеру сил, що переважають у потоці, який моделюється. Числом Ейлера користуються під час моделювання сил тиску, числом Рейнольдса – сил в'язкості, числом Фруда – сили ваги, а числом Струхалія – сил інерції. Під час моделювання насосів важливе значення має критерій Ейлера.

На основі теорії подібності отримані формули подібності (або формули перерахунку), які встановлюють взаємозв'язок між головними енергетичними параметрами роботи модельного і натурального насосів (подача, напір, потужність, частота обертання робочого колеса  $n$ , діаметр робочого колеса  $D$ ) за рівних величин ККД:

$$\begin{aligned} \frac{H_{\text{нат}}}{H_{\text{мод}}} &= \left( \frac{n_{\text{нат}}}{n_{\text{мод}}} \right)^2 \left( \frac{D_{\text{нат}}}{D_{\text{мод}}} \right)^2 \\ \frac{Q_{\text{нат}}}{Q_{\text{мод}}} &= \frac{n_{\text{нат}}}{n_{\text{мод}}} \left( \frac{D_{\text{нат}}}{D_{\text{мод}}} \right)^3 \\ \frac{N_{\text{нат}}}{N_{\text{мод}}} &= \left( \frac{n_{\text{нат}}}{n_{\text{мод}}} \right)^3 \left( \frac{D_{\text{нат}}}{D_{\text{мод}}} \right)^5 \end{aligned} \quad (3.3)$$

### 3.4 Коефіцієнт швидкохідності насоса

Для порівняння лопатевих насосів різного типу користуються поняттям коефіцієнта швидкохідності, об'єднуючи насоси у групи за принципом їхньої геометричної і кінематичної подібності.

Коефіцієнтом швидкохідності насоса  $n_s$  називається кількість обертів іншого насоса, який в усіх деталях геометрично подібний тому, що розглядається, але таких розмірів, що, працюючи в тому ж режимі, створює напір у 1 метр водяного стовпа з подачею 75 л/с.

Числове значення  $n_s$  можна визначити з формул перерахунку:

$$\left. \begin{aligned} \frac{1}{H} &= \left( \frac{n_s}{n} \right)^2 \left( \frac{D_s}{D} \right)^2 \\ \frac{0,075}{Q} &= \frac{n_s}{n} \left( \frac{D_s}{D} \right)^3 \end{aligned} \right\} n_s = 3,65 \frac{n\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}}. \quad (3.4)$$

Для насосів із двобічним входом рідини в робоче колесо у цю формулу необхідно підставляти половину подачі насоса. Для багатоступеневих насосів у цю формулу підставляють напір, який створює одне колесо.

У разі визначення  $n_s$  у формулу підставляють подачу в  $\text{м}^3/\text{с}$  і напір в метрах, які відповідають оптимальному режиму роботи насоса (тобто роботі з найбільшим ККД).

Коефіцієнт швидкохідності насоса – це важливий параметр, який широко використовується під час визначення типу насоса. Універсальність цього параметра в тому, що він одночасно враховує три найважливіші параметри насоса: подачу, напір і частоту обертання.

### 3.5 Вплив частоти обертання робочого колеса на характеристики відцентрового насоса

В умовах виробництва часто виникає потреба у визначенні характеристик насосів у разі частот обертання, які відрізняються від номінальної (у технічному паспорті насоса наводяться характеристики для номінальної частоти обертання). Для розрахунків у таких випадках користуються формулами перерахунку. У цьому випадку  $D = \text{const}$  і формули перерахунку набувають такого вигляду:

$$\frac{Q}{Q_1} = \frac{n}{n_1}; \quad \frac{H}{H_1} = \left( \frac{n}{n_1} \right)^2; \quad \frac{N}{N_1} = \left( \frac{n}{n_1} \right)^3. \quad (3.5)$$

Ці залежності називають законом пропорційності. Закон пропорційності за однією характеристикою ( $Q-H$ ) дозволяє побудувати низку характеристик для різних частот обертання. Для цього із рівнянь пропорційності вилучають частоту обертання:

$$H_1 = \frac{H_a}{Q_a^2} Q_1^2 = K Q_1^2. \quad (3.6)$$

Маємо рівняння параболи з вершиною у початку координат, яка проходить через точку  $a$  з координатами  $(Q_a; H_a)$  (рис. 3.3). Із різними величинами частот обертання, за формулами пропорційності вираховують координати точок  $Q_{a1}-H_{a1}; Q_{a2}-H_{a2}; \dots; Q_{ai}-H_{ai}$ , куди переміститься точка  $a$  у разі частот обертання  $n_1; n_2; \dots; n_i$ . Усі ці точки лежать на параболі, яка проходить через точку  $a$  і має вершину у початку координат. Ця парабола  $(0; a_i; a_2; a_1; a)$  називається параболою подібних режимів.



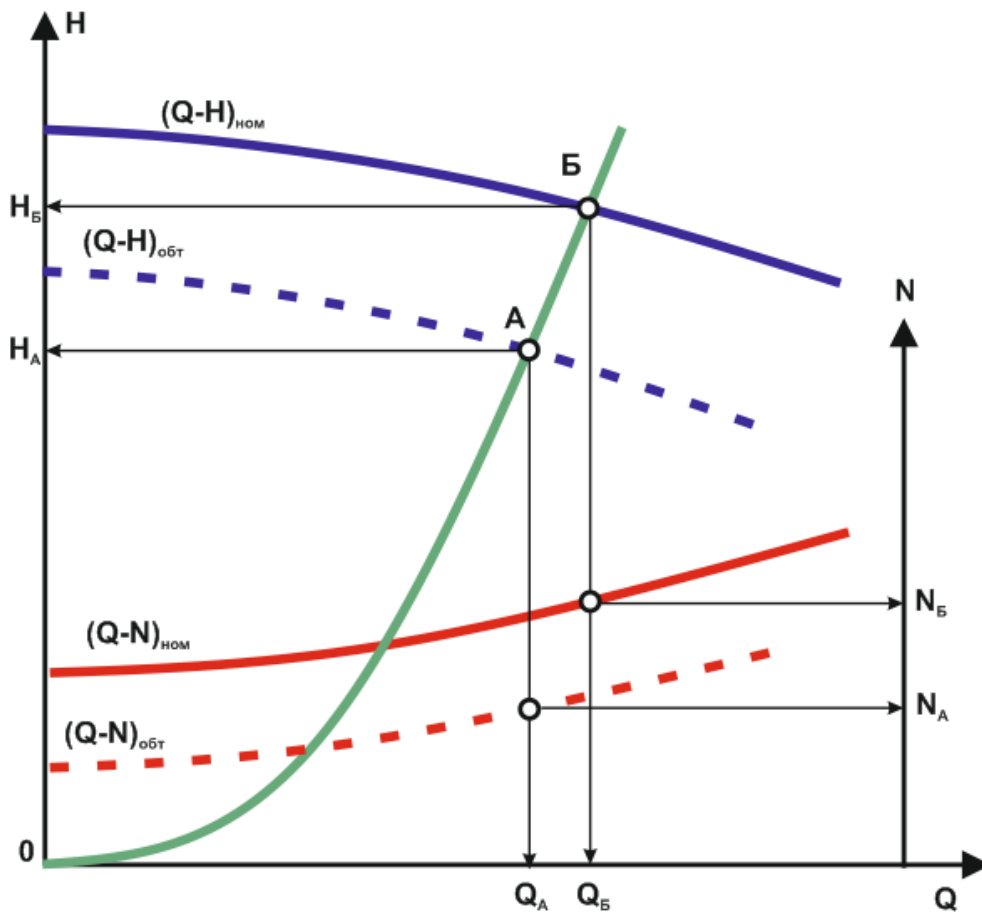


Рисунок 3.4 – Розрахунок обточування робочого колеса відцентрового насоса

Залежно від коефіцієнта швидкохідності найбільше обточування робочого колеса не повинне перевищувати таких значень:

Якщо  $n_s < 120$ ,

$$\frac{D - D_{\text{обт}}}{D} 100 \leq 15 \div 20\%.$$

Якщо  $120 < n_s < 200$ ,

$$\frac{D - D_{\text{обт}}}{D} 100 \leq 11 \div 15\%.$$

Якщо  $200 < n_s < 300$ ,

$$\frac{D - D_{\text{обт}}}{D} 100 \leq 7 \div 11\%.$$

Обточування робочих коліс діагональних та осьових насосів не рекомендується.

За необхідності обточування робочого колеса доводиться розв'язувати таку задачу: в технічному паспорті насоса (або у каталозі) є характеристика Q–H насоса для номінального робочого колеса діаметром D. Режимна точка A ( $Q_a$ – $H_a$ ) не співпадає з цією характеристикою і перебуває нижче за неї. Необхідно визначити діаметр  $D_{\text{обт}}$ , до якого необхідно обточити робоче колесо, щоб характеристика  $Q_{\text{обт}}$ – $H_{\text{обт}}$  пройшла через точку A (рис. 3.4).

Для розв'язання цієї задачі за допомогою формул перерахунку будують параболу подібних режимів, яка проходить через точку A. Перехрещення цієї параболі з кривою Q–H дає точку B, яка після обточування переміститься у точку A.

Після цього визначають діаметр обточеного колеса за такою формулою:

$D_{\text{обт}} = D \frac{Q_A}{Q_B}$ . Окрім того перевіряють величину  $D_{\text{обт}}$  за такою формулою:

$$D_{\text{обт}} = D \sqrt{\frac{H_A}{H_B}}$$

Вираховують процент обточування  $(D - D_{\text{обт}}) 100 / D$  і порівнюють його із допустимим для цього типу насосів.

Для побудови характеристики  $(Q-H)_{\text{обт}}$  після того, як знайдено  $D_{\text{обт}}$ , на характеристиці  $Q-H$  беруть кілька довільних точок і вираховують координати, куди ці точки перемістяться після обточування. Потім через отримані точки проводять плавну криву, яка і буде характеристикою  $(Q-H)_{\text{обт}}$  насоса із робочим колесом, обточеним до величини  $D_{\text{обт}}$ .

### Контрольні запитання

1. Надайте визначення та принцип визначення потужності та коефіцієнта корисної дії насоса.
2. Наведіть схему стенда для енергетичних випробувань насоса та дайте до неї пояснення.
3. Наведіть принцип побудови характеристик насоса за результатами випробувань.
4. Що таке подібність насосів? Чого вона вимагає?
5. Дайте визначення коефіцієнта швидкохідності та поясніть його значення.
6. Як зміна частоти обертання робочого колеса відцентрового насоса впливає на його головні характеристики?
7. Як зміна діаметра робочого колеса відцентрового насоса впливає на його головні характеристики?

## Тема 4 Паралельна робота насосів і трубопроводів

### 4.1 Спільна робота насосів і трубопровідної мережі

Під час проєктування, а також під час аналізу роботи працюючих насосних станцій, виникає потреба у визначенні робочих режимів насосів.

Робочою точкою насоса, яка характеризує його режим під час роботи на напірний трубопровід, називається точка перехрещення характеристики  $Q-H$  насоса із характеристикою трубопроводу.

Задачу знаходження робочої точки насоса легко вирішити графічно шляхом нанесення на єдине поле координат характеристик насоса і трубопроводу. Характеристика насоса при цьому береться із технічного паспорта або із каталогу насосів (рис. 4.1).

Для побудови графічної характеристики трубопроводу користуються такою формулою:

$$H = H_{ст} + SQ^2, \quad (4.1)$$

де  $S$  – наведений коефіцієнт опору трубопроводу, який враховує втрати напору у водоводах, комунікаціях насосної станції і в водопровідній мережі;

$H_{ст} = (H_{геом} + H_{в})$  – статична висота підйому, яка складається з геометричної висоти підйому та вільного напору в кінці трубопроводу.

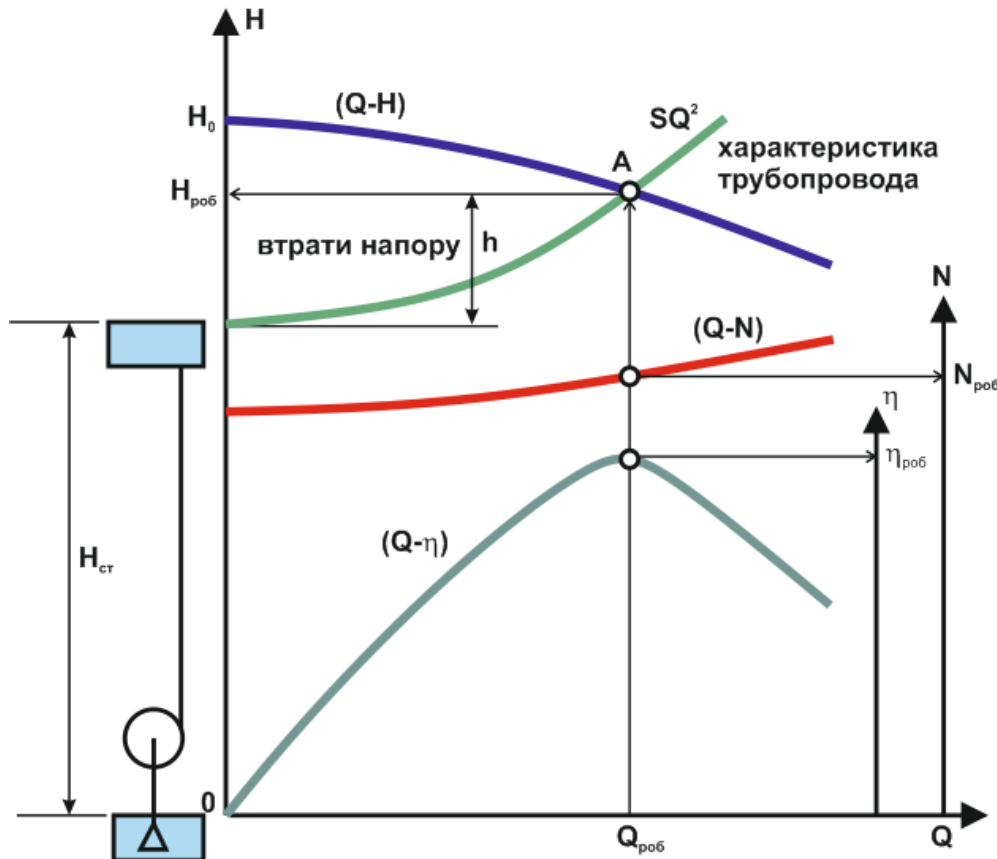


Рисунок 4.1 – Сумісна робота насоса і трубопроводу

Обираючи різні значення  $Q$ , вираховують відповідні значення  $H$  і отримані результати наносять у вигляді точок на графік, на який уже нанесено характеристику  $Q$ – $N$  насоса. Через отримані точки проводять плавну криву, яка і буде характеристикою трубопроводу. Вона має вигляд параболи з вершиною у точці  $Q = 0$ ;  $H = H_{ст}$  (рис. 4.1).

Точка перехрещення характеристик насоса і трубопроводу є робочою точкою системи. Вона визначає усі параметри роботи насоса ( $Q_{роб}$ ;  $H_{роб}$ ;  $N_{роб}$ ;  $\eta_{роб}$ ;  $H_{вак.роб}$ ) на цей трубопровід. Більшої витрати за цим трубопроводом насос подати не зможе.

## 4.2 Паралельна робота насосів

Паралельною роботою насосів називається одночасна подача рідини кількома насосами у спільний напірний трубопровід. Паралельною роботою насосів користуються у тих випадках, коли неможливо забезпечити потрібну витрату рідини подачею одного насоса. Окрім того, якщо подача насосної станції

повинна змінюватися протягом доби або сезонів (як, наприклад, у насосних станціях другого підйому), то можна регулювати подачу такої станції змінюючи кількість одночасно працюючих насосів.

У разі застосування паралельної роботи відцентрових насосів їх потрібно підбирати з урахуванням характеристик трубопроводів і самих насосів.

Відцентрові насоси можуть працювати паралельно тільки за умови, що їхні напори будуть однаковими. Якщо напір одного з насосів буде більшим ніж у інших, то цей насос буде притискувати зворотні клапани інших насосів і вони будуть працювати ніби на закриту засувку (якщо кожний з насосів обладнано зворотнім клапаном). Якщо ж зворотних клапанів на кожному насосі немає, то рідина від високонапірного насоса буде частково перетікати у зворотному напрямку через низьконапірні насоси. Тому для паралельної роботи намагаються підбирати однотипні насоси, або, у крайньому випадку, насоси, напори яких не дуже відрізняються один від одного. Окрім того, для паралельної роботи краще підбирати насоси зі стабільними (без проміжних максимумів) характеристиками.

Розрахунки паралельної роботи насосів можна вести аналітично або графічно. За аналітичного методу усі характеристики насосів і трубопроводів записуються у вигляді рівнянь. Потім системи цих рівнянь розв'язують. Найчастіше це роблять за допомогою комп'ютера для чого розробляють спеціальні програми. У практиці проектування насосних станцій більшого поширення набув графічний метод розрахунку.

Робота насосів з різними характеристиками є більш загальним випадком порівняно з роботою однотипних насосів. Розглянемо його більш детально.

Припустимо, що нам необхідно розрахувати режим паралельної роботи двох різних насосів на один водовод. Як вихідні дані маємо характеристики кожного з насосів  $(Q-H)_1$ ;  $(Q-H)_2$ ;  $(Q-\eta)_1$ ;  $(Q-\eta)_2$ ;  $(Q-N)_1$ ;  $(Q-N)_2$  і характеристику трубопроводу  $SQ^2$  (рис. 4.2). Необхідно визначити, яку подачу і напір будуть створювати два ці насоси, працюючи паралельно на цей трубопровід. Крім того, необхідно визначити, в якому режимі буде працювати кожен з насосів (тобто визначити  $Q$ ;  $H$ ;  $\eta$ ;  $N$  кожного із насосів у разі паралельної роботи).

Для розв'язання задачі насамперед необхідно побудувати сумарну характеристику  $(Q-H)_{1+2}$  двох насосів, які працюють паралельно. Як уже зазначалося, паралельна робота двох насосів можлива тільки в тому випадку, коли вони створюють однакові напори. Тому насос № 2 зможе подавати воду у спільний напірний трубопровід тільки після того, як напір насоса № 1 знизиться до величини  $(H_2)_0$ .

Як видно з рисунка 4.2, напір, що створює насос № 1, зменшується зі збільшенням подачі. Якщо напір насоса № 1 дорівнює величині  $(H_2)_0$  (напору, який створює насос № 2 на зачинену засувку), відповідає точка Б на характеристиці  $(Q-H)_1$ . Саме з цієї точки необхідно починати побудову сумарної характеристики.

Сумарна характеристика будується шляхом додавання подач, які створюються кожним із насосів при однакових напорах. Графічно це виконується так. У разі напору  $H_i$  проводиться пряма, паралельна осі абсцис

(лінія рівних напорів). Визначається подача, яку розвиває кожен із насосів за цього напору (точки перехрещення проведеної прямої з характеристиками (Q–H) насосів). Ці дві подачі  $(Q_1)_i$  і  $(Q_2)_i$  додаються і отримана сума дає спільну подачу двох насосів за цього напору  $(Q_{1+2})_i$ . Отриману точку з координатами  $(Q_{1+2})_i$ ;  $H_i$  наносять на графік. Таким чином, отримують низку точок за різних значень напору  $H_i$ . Через ці точки проводять плавну криву  $(Q-H)_{1+2}$ , яка і буде сумарною характеристикою двох насосів у разі паралельної роботи. Перехрещення цієї кривої з характеристикою трубопроводу дає робочу точку системи (точка А). Опускаючи з точки А перпендикуляри на осі координат, визначаємо сумарну подачу  $Q_{1+2}$  і напір  $H_{1+2}$  двох насосів, які працюють паралельно на один трубопровід.

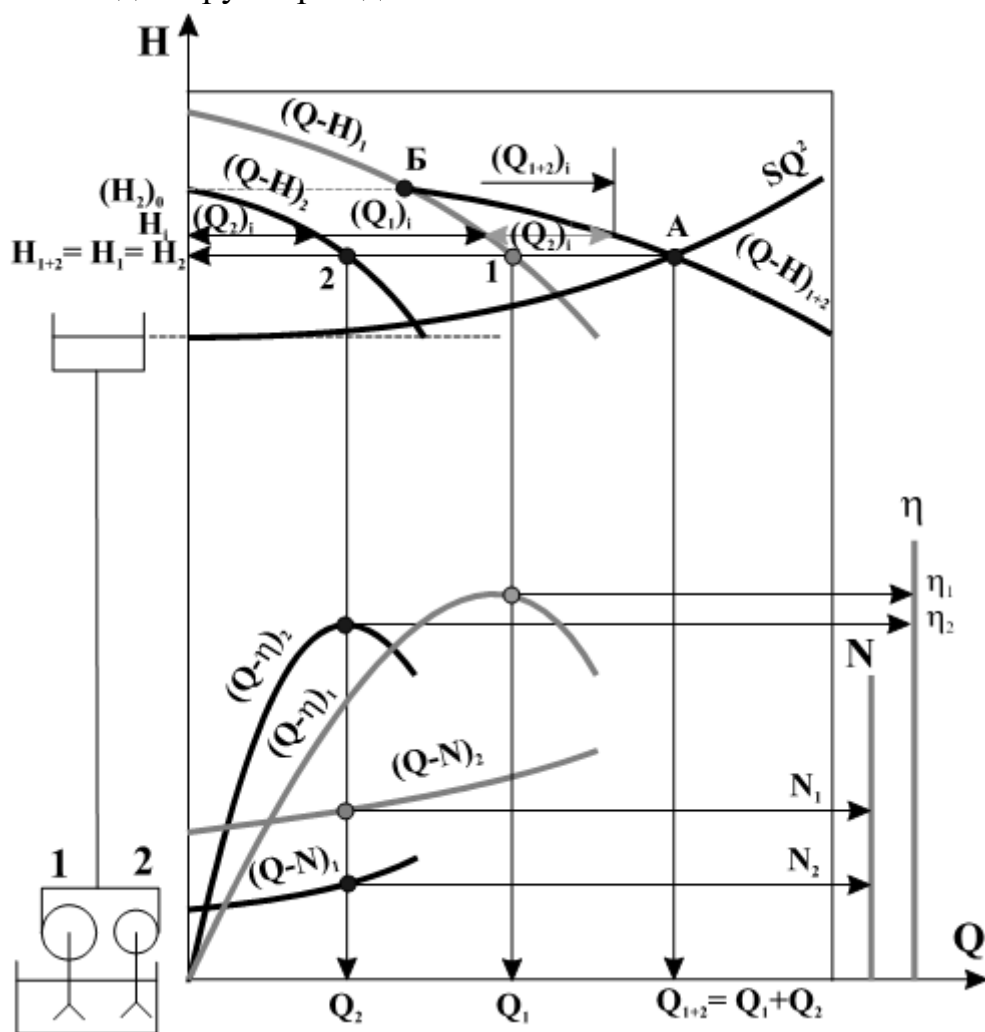


Рисунок 4.2 – Паралельна робота двох різнотипних насосів на один трубопровід

Для визначення режиму роботи кожного з насосів із точки А проводять лінію рівних напорів (пряму, яка паралельна осі абсцис). Перехрещення цієї лінії з характеристиками (Q–H) насосів дає робочі точки кожного з насосів (точки 1 і 2), а ці точки, зі свого боку, визначають усі параметри роботи насосів. Опускаючи із точки (1) перпендикуляр на ось абсцис, отримуємо подачу насоса № 1  $Q_1$ . Перехрещення цього перпендикуляра з кривими  $(Q-\eta)_1$  і  $(Q-N)_1$  дає

значення коефіцієнта корисної дії  $\eta_1$  і потужності  $N_1$  насоса № 1. Опустивши такий же перпендикуляр із точки 2, отримуємо величини  $Q_2$ ;  $\eta_2$ ; і  $N_2$ .

Як видно з рисунка 4.2, напори обох насосів однакові  $H_1 = H_2 = H_{1+2}$ . Крім того:  $Q_{1+2} = Q_1 + Q_2$ .

### 4.3 Нестійка робота насосів

Нестійка робота можлива у разі використання насосів із нестабільними (лабільними) характеристиками. Крива  $Q$ – $H$  таких насосів має максимум у зоні невеликих подач.

Розглянемо можливість виникнення нестійкої роботи такого насоса на прикладі подачі води в систему з водонапірною колоною (рис. 4.3). Спочатку у разі  $H_{\text{геом}} < H_0$  насос працює стабільно (наприклад, у точці 1). Якщо при цьому витрата рідини, яку відбирає споживач із системи менше, ніж подає насос ( $Q_{\text{спожив}} < Q_{\text{нас}} = Q_1$ ), то рівень води у напірній колоні почне підвищуватися, а подача насоса зменшуватися. Підвищення рівня води триватиме поки він не досягне рівня 2–2. Якщо і надалі буде зберігатися умова  $Q_{\text{спожив}} < Q_{\text{нас}} = Q_2$ , то рівень води повинен був би продовжувати зростати. Але це неможливо, тому що

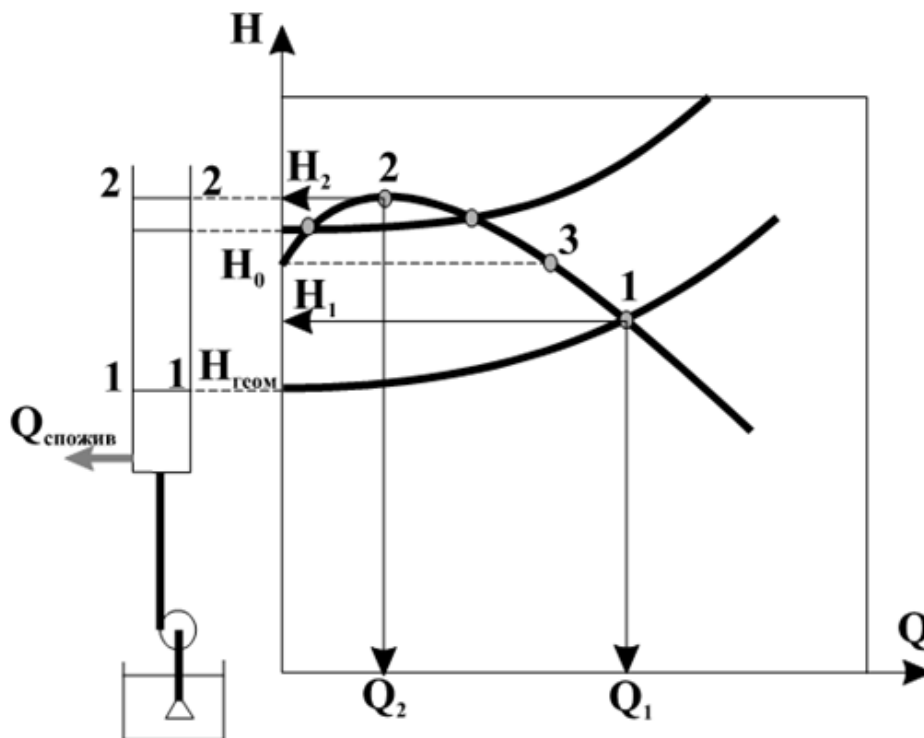


Рисунок 4.3 – Нестійка робота насосів

насос не в змозі створювати більший напір. Рівновага порушується і система «насос – мережа» переходить у так званий режим помпажу. Напір, який створює насос, падає до значення напору холостого ходу  $H_0$ , насос уже не може стримувати стовп рідини з висотою  $H_2$ , і рідина починає рухатися у зворотному напрямку (якщо на напірному трубопроводі не змонтовано зворотного клапана). За наявності зворотного клапана він закривається, і насос працює як на закриту засувку, не подаючи воду у систему. В обох випадках рівень води в напірній колоні почне знижуватися (відбір води споживачем із бака продовжується).

Щойно рівень знизиться до величини  $H_0$ , насос знову почне подавати воду в систему. При цьому його подача буде відповідати точці (3). Якщо режим роботи системи на цей час не зміниться, то описане явище повториться знову. Необхідно зазначити, що в разі рівнів води, вищих за  $H_0$ , характеристика трубопроводу буде перетинати характеристику насоса в двох точках (тобто система матиме дві можливі робочі точки). Це також призведе до нестійкої роботи насоса під час переходів з однієї робочої точки до іншої.

Нестійкий режим роботи насоса в системі призводить до коливань подачі та напору і може супроводжуватися гідравлічними ударами в мережі. Головним засобом запобігання нестійкій роботі насоса є гарантоване виконання умови  $H_{\text{геом}} < H_0$ .

#### **4.4 Паралельна робота насосів, які стоять на різних насосних станціях**

У практиці зустрічаються випадки паралельної роботи насосів, які установлені на різних насосних станціях, або паралельної роботи цілих насосних станцій.

Принципи побудови сумарних характеристик паралельної роботи насосних станцій ті самі, що було розглянуто. Додаються тільки деякі деталі. По-перше, якщо на насосній станції працює кілька насосів, то доцільно спочатку побудувати сумарну характеристику роботи усієї насосної станції, а потім оперувати уже цією характеристикою. По-друге, необхідно враховувати втрати напору у трубопроводах від кожної із насосних станцій до точки, де ці трубопроводи з'єднуються і починається спільний водовод.

Розглянемо випадок, коли з метою підвищення категорії надійності водоприймальних споруд, вони розташовані у двох різних створах річки. У кожний водозабірний комплекс входить насосна станція першого підйому. Можна вважати, що рівень води біля обох насосних станцій однаковий. На початку будівництва входив один водозабірний комплекс і від нього були прокладені водоводи до очисних споруд. Від насосної станції водозабірною комплексу другої черги будівництва водоводи було прокладено до першої насосної станції. Схема насосних станцій приведена на рисунку 4.4.

Необхідно проаналізувати режим роботи усієї системи. Задано: характеристики  $(Q-H)_I$  і  $(Q-H)_{II}$  кожної з насосних станцій; характеристику  $O-E'$  трубопроводу від насосної станції № 2 до насосної станції № 1 (до точки а); характеристику  $C-E$  спільного водовода від точки а.

До того як починати будувати сумарну характеристику двох насосних станцій необхідно привести характеристики обох насосних станцій до спільної точки, де їхні подачі зливаються (у цьому випадку точка а). Для цього із напорів створених насосною станцією віднімають втрати напору у трубопроводі від насосної станції до спільної точки. У даному випадку приводимо характеристику насосної станції № 2 до точки а. Для цього із ординат кривої  $(Q-H)_{II}$  віднімаємо ординати кривої  $O-E'$  і отримуємо криву  $(Q-H)_{IIa}$ , яка і буде характеристикою насосної станції № 2 приведеною до точки а.

Сумарну характеристику  $(Q-H)_{I+II}$  отримуємо, складаючи абсциси кривих  $(Q-H)_I$  і  $(Q-H)_{IIa}$  у разі рівних напорах. Перехрещення сумарної характеристики

із характеристикою трубопроводу С–Е дає робочу точку системи (3). Абсциса точки (3) дає найбільшу можливу подачу  $Q_{I+II}$  у разі паралельної роботи насосних станцій на цей трубопровід. Проводячи із точки (3) лінію паралельну осі абсцис, отримуємо точки (1) і (2), які дають подачі  $Q_I$  і  $Q_{II}$  кожної із насосних станцій ( $Q_I + Q_{II} = Q_{I+II}$ ), а також напори цих станцій  $H_I$  і  $H_{II}$ .

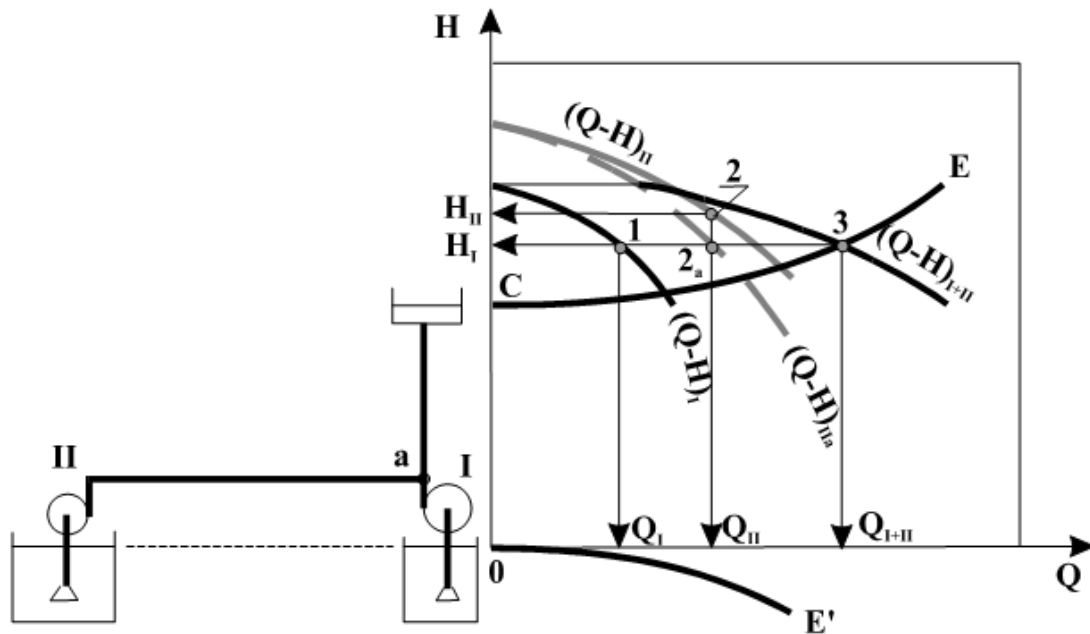


Рисунок 4.4 – Паралельна робота насосних станцій

Якщо рівні води в резервуарах, звідки насосні станції беруть воду, різні, то ординати наведеної характеристики  $(Q-H)$  однієї з насосних станцій змінюють на величину різниці рівнів води у резервуарах. Для насосної станції з більш низьким рівнем води ординати приведені характеристики зменшують.

### Контрольні запитання

1. Як визначити робочу точку системи «насос – трубопровід»?
2. Подайте визначення паралельної роботи насосів. Які випадки такої роботи насосів зустрічаються в інженерній практиці?
3. Наведіть схему паралельної роботи кількох однотипних насосів на два водоводи, дайте пояснення до неї.
4. Наведіть схему нестійкої роботи насосів. У чому полягають основні причини, які спричиняють такий процес?
5. Наведіть схему паралельної роботи насосів, які встановлені на різних насосних станціях.

## Тема 5 Послідовна робота насосів

### 5.1 Послідовна робота насосів

Послідовною називають таку роботу насосів, коли один із них бере воду із резервуара і подає її у всмоктувальний патрубок другого, а цей останній подає воду в напірний трубопровід.

Під час проектування послідовної роботи насосів необхідно перевірити і узгодити із заводом-виробником, який тиск може витримувати другий (під час руху рідини) насос. Якщо сумарний тиск, який створюють два насоси, більший за дозволену величину, то цей насос використовувати в такій системі не можна.

Для побудови сумарної характеристики насосів, які працюють послідовно, необхідно скласти ординати характеристик  $Q-H$  цих насосів за однакових подач. Тобто спільний напір, який створюють насоси у разі послідовної роботи,

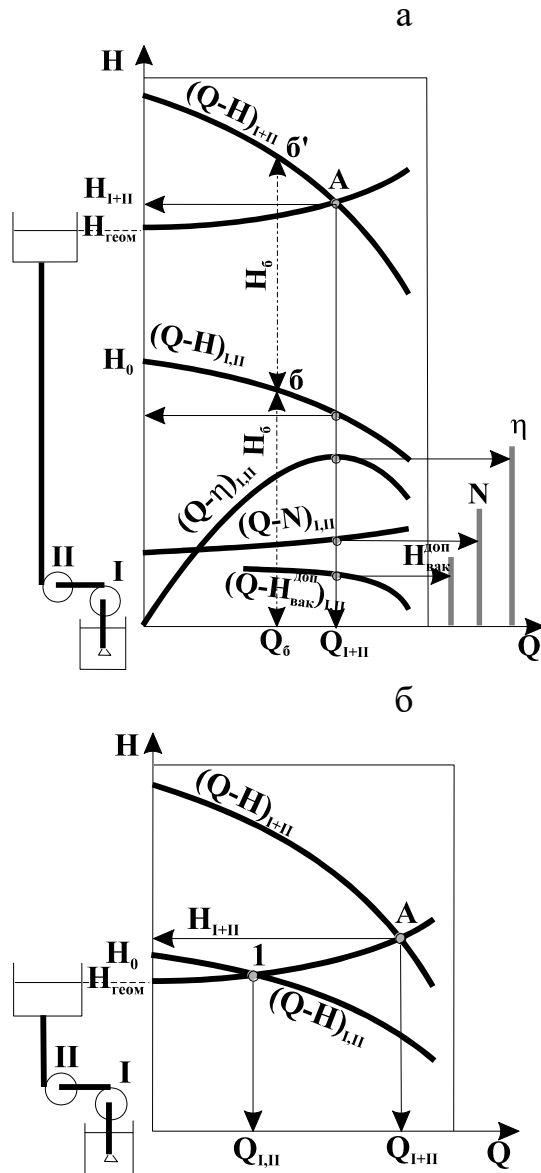


Рисунок 5.1 – Послідовна робота насосів:  
а – якщо  $H_{геом} > H_0$ ; б – якщо  $H_{геом} < H_0$

дорівнює сумі напорів, які створюють окремі насоси. У випадку послідовної роботи двох однакових насосів ординати характеристики  $Q-H$  подвоюються (рис. 5.1).

На рисунку 5.1, а зображена сумарна характеристика послідовної роботи двох однакових насосів для випадку, коли кожний із них окремо не в змозі підняти воду на потрібну висоту ( $H_{\text{геом}} > H_0$ ).

Характеристику спільної роботи двох насосів  $(Q-H)_{I+II}$  отримано подвоєнням ординат характеристики кожного із насосів (крива  $(Q-H)_{I,II}$ ), наприклад, ординати  $H_6$  у точці б у разі подачі  $Q_6$ . Робоча точка системи (точка А) лежить на перехрещенні сумарної характеристики двох насосів із характеристикою трубопроводу.

Насоси вмикають послідовно і в тих випадках, коли один насос може подати воду в систему ( $H_{\text{геом}} < H_0$ ), але не може забезпечити при цьому необхідну подачу. Побудова сумарної характеристики двох однакових насосів для такого випадку показана на рисунку 5.1, б. Як видно з рисунка, послідовне ввімкнення насосів дозволяє збільшити не тільки напір, але і подачу води.

У випадку послідовної роботи двох різнотипних насосів (насосів з неоднаковими характеристиками) сумарна крива їх сумісної роботи будується шляхом складання ординат характеристик кожного із насосів за однакових подач.

У практиці транспортування рідини на великі відстані за значних геометричних висот підйому буває необхідно розміщувати насоси, які працюють послідовно, на значних відстанях один від одного, тобто влаштовувати станції підкачування. Характеристику спільної роботи у цьому випадку будують так (рис. 5.2).

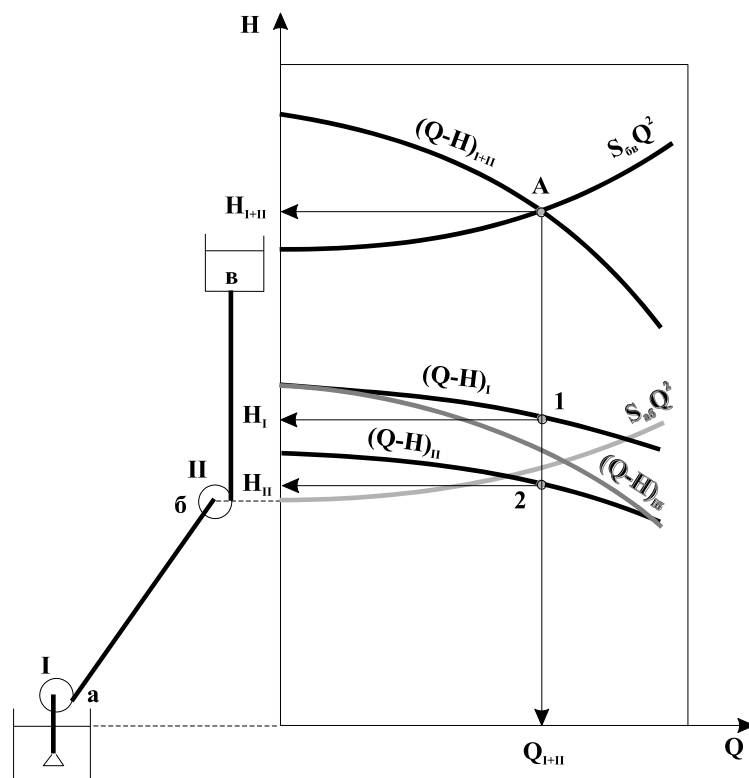


Рисунок 5.2 – Послідовна робота двох насосних станцій

У разі заданих характеристик насосів  $(Q-H)_I$  та  $(Q-H)_{II}$  спочатку будують характеристику насоса I, приведену до точки б (точки, де трубопровід від насоса I під'єднано до насоса II). Для цього від ординат кривої  $(Q-H)_I$  віднімають втрати напору у трубопроводі на ділянці (а – б), користуючись характеристикою цього трубопроводу (крива  $S_{аб}Q^2$ ). Таким чином, отримують характеристику насоса I, приведену до точки б  $(Q-H)_{Iб}$ . Потім ординати цієї кривої підсумовують з ординатами характеристики насоса II і отримують сумарну характеристику спільної роботи насосів I і II (крива  $(Q-H)_{I+II}$ ).

Побудувавши характеристику напірного трубопроводу від насоса II до резервуара (крива  $S_{бв}Q^2$ ), знаходять робочу точку системи (А), яка визначить усі параметри роботи системи і окремих її елементів.

Якщо в точках I і II знаходяться не окремі насоси, а цілі насосні станції з кількома насосами, то замість характеристик одиночних насосів наносять сумарні характеристики цих насосних станцій, побудувавши їх окремо.

## 5.2 Вплив коливання рівня води у всмоктувальному резервуарі на режим роботи насоса

Якщо насос підібрано таким чином, що оптимальним режимом для нього є режим у разі низького рівня води у джерелі (рис. 5.3), то може статися, що із підвищенням рівня води насос (електродвигун) буде перенавантаженим.

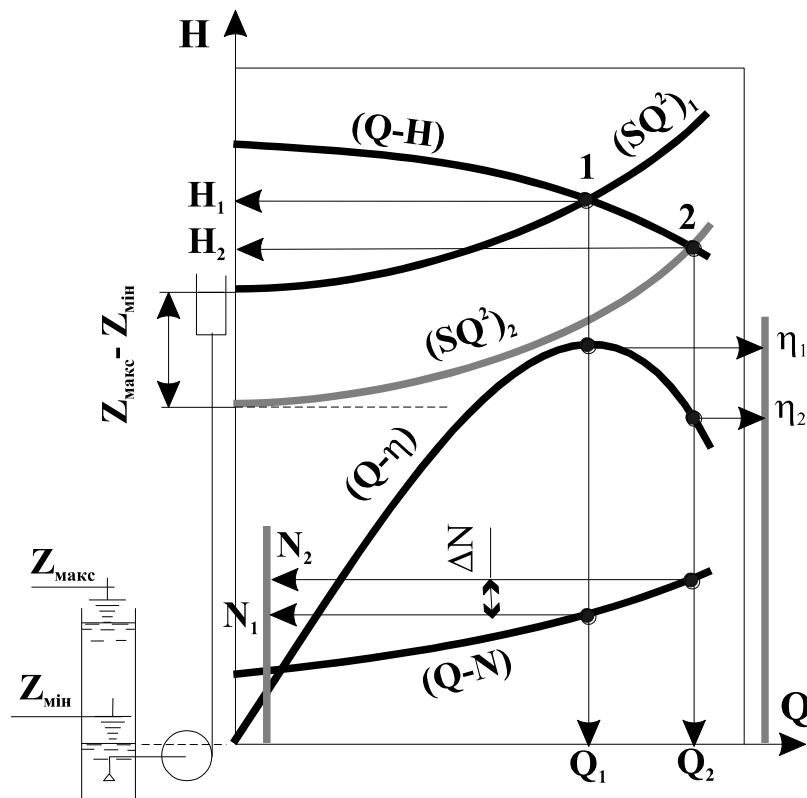


Рисунок 5.3 – Вплив коливань рівнів води у джерелі на режим роботи насоса

За низького рівня води насос розвиває подачу  $Q_1$  із напором  $H_1$ , споживаючи потужність  $N_1$  (рис. 5.3).

Із підвищенням рівня води подача насоса зросте до  $Q_2$ , напір зменшиться до  $H_2$ , а споживана потужність збільшиться до  $N_2$ . Приріст потужності складає  $\Delta N = N_2 - N_1$ . Якщо електродвигун, або електрообладнання насосної станції не розраховані на цю додаткову потужність, то може виникнути перенавантаження. Щоб цього не трапилося, необхідно регулювати подачу насоса.

У разі значних коливань рівня води в джерелі доцільно застосовувати насоси з крутими характеристиками  $Q-H$  і з пологими характеристиками  $Q-N$ .

### 5.3 Регулювання роботи насосів

Регулюванням роботи насосів називають процес штучного зміння характеристики насоса або трубопроводу, для забезпечення роботи насоса у потрібному режимі зі збереженням матеріального і енергетичного балансу системи.

Роботу системи «насос – трубопровід» можна регулювати шляхом зміння характеристики трубопроводу або характеристики насоса.

Одним із найбільш поширених засобів регулювання роботи насосів є регулювання напірною засувкою (рис. 5.4). У разі часткового закриття засувки втрати напору у ній збільшуються. Внаслідок цього збільшуються і загальні втрати напору в трубопроводі (збільшується  $S$ ).

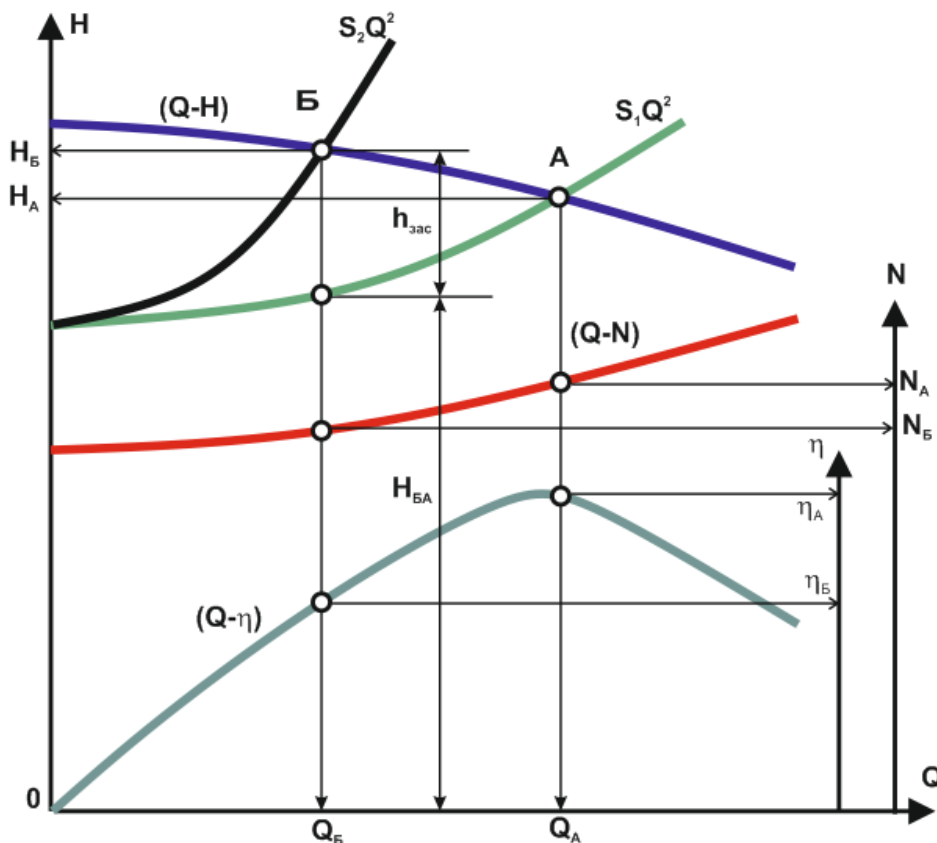


Рисунок 5.4 – Регулювання роботи насоса напірною засувкою

При цьому характеристика трубопроводу стане більш крутою, і перехрещення її із характеристикою насоса відбудеться за меншої витрати.

Регулювання роботи насосів напірною засувкою неекономічне, тому що додатковий опір, яким є зачинена засувка, спричиняє додаткову втрату енергії,

що зменшує коефіцієнт корисної дії насосної установки. З графіка видно, що під час роботи на прикриті засувку насос розвиває подачу  $Q_6$  у разі напору  $H_6$ . Напір в початку водоводу за засувкою з витратою  $Q_6$  складає  $H_{6в}$ . Втрата напору на засувці під час подання  $Q_6$  складає  $h_{засувки} = H_6 - H_{6в}$ , а відповідна їй втрачена на засувці потужність буде, кВт:

$$N_{зас} = \frac{\rho g Q_6 h_{зас}}{102 \eta_{нас}} . \quad (5.1)$$

Через неекономічність і можливість регулювання тільки у бік зменшення подачі, регулювання напірною засувкою (інколи його називають дросельним регулюванням) можна застосовувати тільки для невеликих насосів і на короткий час. Під час дросельного регулювання потрібно застосовувати насоси із положою характеристикою.

Окрім дроселювання регулювати подачу насоса можна перепуском частини рідини із напірного трубопроводу в усмоктувальний, або впуском невеликої кількості повітря у всмоктувальний трубопровід. Перепуском рідини із напірного трубопроводу в усмоктувальний часто регулюють роботу осьових насосів, у яких характеристика потужності зменшується зі збільшенням подачі. Таке регулювання також зменшує ККД насосної установки.

Найбільш економічним є регулювання режиму роботи насоса зміненням частоти обертання робочого колеса. Цього можна досягнути зміненням частоти обертання двигуна, який крутить робоче колесо, або установкою спеціальних муфт чи редукторів, які у разі постійної швидкості обертання двигуна дозволяють змінювати швидкість обертання робочого колеса насоса.

Найпростіше змінювати швидкість обертання електродвигуна змінного струму зміною частоти струму. Розповсюдження цього засобу регулювання довго стримувалося низьким коефіцієнтом корисної дії перетворювачів частоти струму. Але з появою досить потужних перетворювачів частоти струму з високим ККД, таке регулювання набуває все більшого поширення.

### **Контрольні запитання**

1. Подайте визначення послідовної роботи насосів. Охарактеризуйте можливі випадки послідовної роботи насосів та насосних станцій.
2. Який процес називають регулюванням роботи насоса? Назвіть основні методи регулювання роботи насосних установок.
3. Поясніть принцип регулювання роботи насосної установки шляхом дроселювання та перепускання частини рідини з напірного трубопроводу у всмоктувальний.
4. У чому полягає метод зміни характеристик насоса за допомогою зміни частоти обертання робочого колеса? Якими засобами його можна відтворити?
5. Як коливання рівня води у всмоктувальному резервуарі впливає на режим роботи насоса?

## Тема 6 Конструкції насосів

### 6.1 Консольні відцентрові насоси загального призначення

Консольні одноступеневі насоси – це найбільш поширений тип відцентрових насосів для подач 5–350 м<sup>3</sup>/год. Консольні насоси застосовують для транспортування не тільки води, але і хімічно активних рідин, суспензій та емульсій.

Промисловість випускає консольні насоси на окремій опорі (тип К) і моноблочні, тобто закріплені на електродвигуні (тип КМ). Вони можуть працювати як з розрідженням, так і з підпором у вхідному патрубку насоса за температури води до 105 °С (рис. 6.1).

Консольні насоси постачаються виробником зазвичай у вигляді агрегата, змонтованого на фундаментній плиті. Виняток складають насоси з подачею більше ніж 150 м<sup>3</sup>/год, які постачаються без фундаментної плити.

У консольних насосів типу КМ робоче колесо насоса насаджено на подовжений вал електродвигуна. Корпус насоса кріпиться до фланця електродвигуна. Великі насоси мають опорну плиту, а дрібніші насоси потужністю до 10 кВт опорної плити не мають і кріпляться повністю на електродвигуні. Насоси типу КМ займають значно менше місця, ніж насоси типу К. У цьому їхня перевага.

Умовні позначення консольних насосів складаються із букв К або КМ, двох чисел (перше із них – це подача насоса в м<sup>3</sup>/год, а друге – напір насоса в метрах. І подача, і напір відповідають найбільшому ККД насоса). Якщо після напору стоїть маленька буква *a, б, в, г*, то це

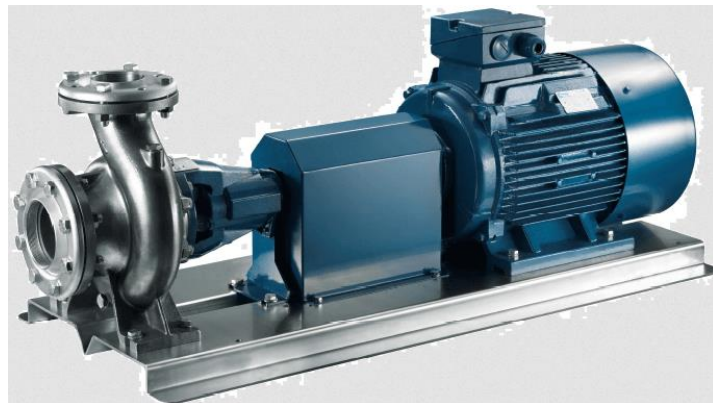


Рисунок 6.1 – Консольний відцентровий насос

означає, що цей насос має обточене робоче колесо. Наприклад, марка насоса КМ45/55 розшифровується так: консольний моноблочний насос має подачу 45 м<sup>3</sup>/год із напором 55 метрів водяного стовпа. Якби у насоса було обточено робоче колесо, то після числа 55 у марці насоса стояла б додаткова буква.

Одним із різновидів моноблочних насосів є так звані безопорні насоси. Вони монтується у трубопроводі на фланцях або на різьбових з'єднаннях як трубопровідна арматура. Такі насоси виробляють, наприклад, фірми «Grundfos», «Vilo», «ABS» тощо. Це моноблочний насос, корпус якого виготовлено так, що осі всмоктувального і напірного патрубків співпадають. Діаметри патрубків також однакові. Насоси умовним проходом до 32 мм виробляють із різьбовими з'єднаннями (на накидних гайках). Такі насоси здебільшого застосовуються для систем водяного опалення.

## 6.2 Горизонтальні насоси двобічного входу

Насоси цього типу отримали широке розповсюдження в системах водопостачання і тепlopостачання. Вони одноступеневі та мають робочі колеса з двобічним входом – одна половина робочого колеса є дзеркальним відображенням другої.

Осьові зусилля здебільшого врівноважуються двобічним входом рідини на робоче колесо. Невеликі залишкові зусилля сприймаються опорними кульовими підшипниками.

Вал насоса обертається проти годинникової стрілки, якщо дивитися з боку двигуна. При цьому усмоктувальний патрубок знаходиться зліва. На спеціальне замовлення насоси можуть постачатися і з протилежним напрямком обертання (рис. 6.2).

Промисловість випускає одноступеневі відцентрові насоси двобічного входу типу Д з подачами 200–12 500 м<sup>3</sup>/год і напорами 12–130 метрів водяного стовпа.



Рисунок 6.2 – Горизонтальний відцентровий насос типу Д

Преваги насосів марки Д перед насосами марки К такі. Двобічне підведення рідини до робочого колеса добре урівноважує осьові зусилля колеса, покращує ККД насоса. Конструкція насосів Д дозволяє розбирати їх для ремонту, не роз'єднуючи з усмоктувальним та напірним трубопроводами.

Структура позначення марки насосів типу Д аналогічна позначенням насосів типу К. Наприклад марка насоса Д6300/80 розшифровується так: насос

двобічного підведення рідини до робочого колеса з подачею 6 300 м<sup>3</sup>/год і напором 80 метрів. Якщо після числа, яке означає напір насоса, стоїть буква а або б, то це значить, що у цього насоса робоче колесо обточено.

## 6.3 Вертикальні відцентрові насоси для води

Великі одноступеневі консольні вертикальні відцентрові насоси для води застосовуються у заглиблених насосних станціях з метою зменшення їхньої площі і, відповідно, вартості будівлі (рис. 6.3).

Насоси такого типу позначають буквою В, а марка насоса містить діаметр напірного патрубку в мм,

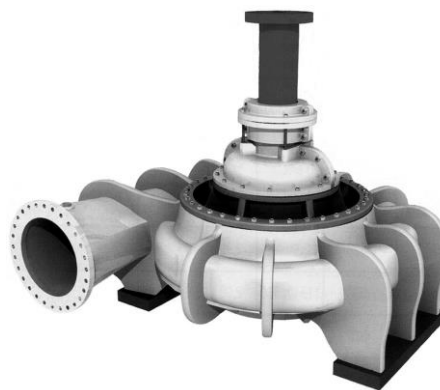


Рисунок 6.3 – Вертикальний відцентровий насос

подачу і напір насоса, а також відомості про робоче колесо. Наприклад марка насоса 1 000 В – 4/40 розшифровується так: вертикальний відцентровий насос для умовно чистої води, має діаметр напірного патрубку 1 000 мм, розвиває подачу 4 м<sup>3</sup>/с із напором 40 метрів водяного стовпа з базовим робочим колесом у разі номінальної частоти обертання. Якщо після числа, яке означає напір насоса, стоїть цифра I, II, III або буква А, то це значить, що у цього насоса робоче колесо відрізняється від базового (наприклад, обточене). Якщо після напору стоїть 0, то це значить, що частота обертання робочого колеса відрізняється від номінальної, а якщо буква М – то насос обладнано двошвидкісним двигуном.

Кавітаційний запас насосів типу В складає 8–14 метрів. Тому найчастіше ці насоси необхідно ставити під залив. До таких насосів воду підводять знизу. Тому підземна частина будівлі насосної станції з насосами В найчастіше має одно із двох конструктивних вирішень. У разі одного з них воду до насоса подають металічною колінчатою трубою, насос установлюють на стовпчастих фундаментах, а всмоктувальні та напірні труби знаходяться в сухому приміщенні і доступні для догляду. Така схема будівлі застосовується для насосів до 1 000 В. Для більших насосів колінчата труба, яка підводить воду до насоса, розміщується в бетонному блоці, що є підвалиною усєї будівлі, а в приміщенні знаходяться тільки напірні труби.

За великих подач і великих заглиблень насосних станцій (наприклад, внаслідок великого коливання горизонтів води в джерелі водопостачання) вертикальні насоси мають переваги перед горизонтальними.

Насоси типу В виготовляються багатьох типорозмірів з подачами 1,0–2 м<sup>3</sup>/с і напорами 22–110 метрів водяного стовпа.

#### **6.4 Насоси для стічних вод**

Каналізаційні насоси призначені для транспортування побутових і виробничих стічних вод, а також інших забруднених рідин з рН = 6–8,5, з густиною до 1 050 кг/м<sup>3</sup> і вмістом твердих абразивних частинок розміром до 5 мм не більше 1 % по об'єму. Промисловість виробляє для перекачування стічних рідин відцентрові насоси таких типів: СД – динамічні, для стічних рідин, горизонтальні; СДВ – динамічні, для стічних вод, вертикальні; СМ – стічно-масні; СМС – стічно-масні з вільновихровим колесом; ЦМК – відцентрові моноблочні каналізаційні (занурювальні); ЦМФ – відцентрові моноблочні фекальні (занурювальні); ГНОМ – для брудної води насоси одноступеневі моноблочні (занурювальні).

Насоси для стічних вод мають більші прохідні канали, які гарантують безперервну роботу під час подання забруднених рідин. З цією метою робочі колеса таких насосів виготовляють з невеликою кількістю (2–4) лопатей округленої форми. Крім того, в корпусі насоса роблять спеціальні отвори з кришками (люки) для огляду і очищення насосів.

Горизонтальні насоси СД випускають з подачами до 2 500 м<sup>3</sup>/год. У позначеннях марки насосів типу СД, СМ і СМС, після букв наводяться подача (в м<sup>3</sup>/год) і напір (в метрах) насоса за максимального ККД. Якщо після напору в марці насоса стоїть буква а або б, то це значить, що робоче колесо обточено.

*Вертикальні насоси СДВ* випускають для подач більше ніж 2 500 м<sup>3</sup>/год. За конструкцією вони схожі з уже розглянутими водопровідними вертикальними насосами. Корпус насоса виготовляється з розведенням у горизонтальній площині. Рідина до насоса підводиться в осьовому напрямі знизу. Насоси СДВ, подібно насосам СД, мають розширені проточні канали. Чиста вода для ущільнення сальників також подається зі стороннього джерела. Насос і двигун установлюються на окремих фундаментах. Великі вертикальні насоси для стічних вод мають подачу до 9 000 м<sup>3</sup>/год.

Останнім часом все більшого поширення набувають *занурювальні насоси для забруднених рідин*, зокрема і для стічних вод. Це насоси типів ЦМК, ЦМФ і ГНОМ.

Насос типу ЦМК – це занурювальний моноблочний агрегат із вбудованим електродвигуном, який загерметизовано від попадання в нього стічної рідини. Насосна частина агрегата – це одноступеневий відцентровий насос з дволопатевою робочим колесом, яке закріплено на валу електродвигуна, що виступає. Робоче колесо замкненого типу. Насоси ЦМК комплектуються спеціальним пристроєм для автоматичного поєднання його з напірним трубопроводом. Це дозволяє демонтувати насос за наповненого колодязя або резервуара, де його встановлено. Насоси цієї марки можуть використовуватися як для стаціонарної установки, так і в переносному варіанті для викачування води із затоплених колодязів, або для спорожнення резервуарів.

Під час виконання будівельних робіт для відкритого водовідливу, а також для перекачки забрудненої води (зокрема і стічної) останнім часом часто застосовують насоси типу ГНОМ. Робоче колесо насоса типу ГНОМ напіввідкрите (без переднього диску), консольно закріплене на валу електродвигуна. Електродвигун спеціального виконання асинхронний з короткозамкненим ротором. Насоси типу ГНОМ здатні транспортувати рідину густиною до 1 250 кг/м<sup>3</sup> зі вмістом твердих механічних домішок розміром до 5 мм не більше 10 % по масі. Стандартом передбачено випуск насосів типу ГНОМ з подачею до 400 м<sup>3</sup>/годину.

Занурювальні насоси можна установлювати безпосередньо в приймальних камерах, резервуарах стічних вод тощо без спеціальних приміщень насосних станцій (рис. 6.4).

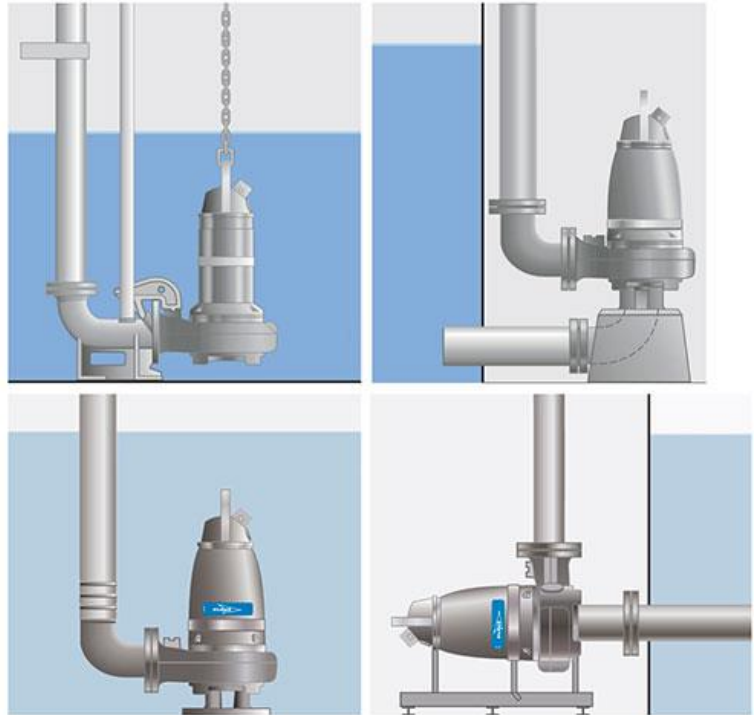


Рисунок 6.4 – Занурювальні насоси фірми «Flugt» і способи їхньої установки

За кордоном занурювальні насоси для стічних вод отримали широке розповсюдження. Наприклад, фірма «Flugt» випускає низку типорозмірів занурювальних насосів для стічних вод (з подачами до 4 000 м<sup>3</sup>/год). Застосування занурювальних насосів для транспортування стічних вод дозволяє суттєво зменшити розміри насосних станцій і, як наслідок, зменшити їхню вартість.



Рисунок 6.5 – Свердловинні насоси

### 6.5 Свердловинні відцентрові насоси

Для підйому води зі свердловин застосовують спеціальні артезіанські насоси. Їхня головна відзнака – малі габарити в поперечному перерізі. Це необхідно для того, щоб насос можна було опускати в свердловину. Є два типи артезіанських насосних агрегатів: занурювальні і з трансмісійним валом.

*Занурювальні насосні агрегати* ЕЦВ (рис. 6.5). На сьогодні це найбільш поширений тип водяних насосів для свердловин. Такі насоси випускаються для свердловин діаметром 100–400 мм.

Свердловинна насосна установка складається з відцентрового насоса,

занурювального електродвигуна, електрокабелю, водопідіймального трубопроводу, обладнання оголовка свердловини і системи автоматичного управління. Насоси типу ЕЦВ майже завжди багатоступеневі з робочими колесами відцентрового або діагонального типу. Для нормальної роботи цих насосів їх необхідно занурювати так, щоб за найменшого рівня води в свердловині забезпечувався необхідне підпертя. Величина цього підпертя, рахуючи від напірного патрубку насоса, для малих насосів повинна бути не менше 1-го метра, а для великих – 2–6 метрів. Категорично забороняється робота насоса в незануреному положенні. Це спричинено тим, що підшипники насоса і весь електродвигун охолоджуються водою. Насоси обладнано зворотними клапанами.

Головні переваги занурювальних насосів такі: брак довгого трансмісійного вала; можливість установки у викривлених свердловинах; простота монтажу і демонтажу насосної установки; можливість установки насоса безпосередньо в колодязі. До недоліків більшості конструкцій занурювальних насосних агрегатів належать високі вимоги до якості води, яку вони подають. Особливо чутливі ці агрегати до механічних домішок, вміст яких не повинен перебільшувати 0,01 %, тобто 100 мг/л.

Позначення марки занурювальних свердловинних насосів містить букви і цифри. Наприклад, марка 1ЕЦВ8-50-60 розшифровується так: електронасос відцентровий водяний. Цифра вісім позначає мінімальний діаметр свердловини у дюймах. Цифра 50 позначає подачу в м<sup>3</sup>/год, цифра 60 – напір в метрах. Цифра перед буквами позначає номер моделі.

## 6.6 Об'ємні насоси

До об'ємних належить велика кількість насосів різних типів. Вони діляться на дві групи: насоси зворотно-поступальної дії (поршневі, плунжерні, діафрагмові, штангові) і роторні (гвинтові, шлангові, трибкові тощо). Насоси зворотно-поступальної дії належать здебільшого до об'ємних насосів витіснення, а роторні – до об'ємних насосів переміщення. Раніше (до поширення відцентрових насосів) поршневі насоси широко використовувалися в системах водопостачання та каналізації. Зараз у цих системах вони застосовуються здебільшого як допоміжне обладнання (наприклад, як дозаторні насоси).

Поршневий насос складається із робочої камери, яка має всмоктувальний і напірний клапани, і робочого циліндра з поршнем. Цей поршень рухається в циліндрі зворотно-поступально. До робочої камери приєднані усмоктувальний і напірний трубопроводи (рис. 6.6).

Під час руху поршня вправо напірний клапан закривається, а всмоктувальний відкривається, і в робочу камеру засмоктується деякий об'єм рідини. Під час руху поршня вліво всмоктувальний клапан закривається, а напірний відкривається і рідина з робочої камери витісняється у напірний трубопровід. Таким чином, за один цикл (тобто за один поворот вала з кривошипним механізмом) вода в робочу камеру спочатку засмоктується, а потім із неї витісняється. У напірний трубопровід вода надходить тільки під час циклу нагнітання. З цієї причини подача таких насосів дуже нерівномірна. Більш

рівномірну подачу мають насоси двобічної дії. У цих насосів є дві робочі камери з обох боків робочого циліндра.



Рисунок 6.6 – Схема будови поршневого насоса

Головними деталями поршневих насосів є циліндри, поршні, клапани, кривошипно-шатунні механізми. Циліндри і поршні – це найвідповідальніші деталі. Вони повинні бути ретельно обробленими і підігнаними один до одного. На поршнях встановлюються також ущільнюючі деталі у вигляді кілець або манжетів. Поверхні циліндрів і поршнів, а також ущільнюючі деталі дуже чутливі до зношування за наявності в рідині абразивних домішок. Тому поршневі насоси недоцільно застосовувати для забруднених рідин.

*Плунжерні насоси* за принципом дії цілком аналогічні поршневим. У цих насосів замість поршня всередині робочого циліндра в ущільнюючому сальнику рухається пустий циліндр – плунжер. Плунжерні насоси простіші в експлуатації за поршневі, тому що в них немає деталей, які швидко зношуються (поршневих кілець, манжетів тощо). Ретельна обробка потрібна тільки для поверхні плунжера, яка треться в сальнику. Нещільність між сальником і плунжером легше виявити і ліквідувати, ніж нещільність між поршнем і циліндром. Через ці переваги плунжерні насоси більш поширені в системах водопостачання, каналізації і в будівництві. Ними можна перекачувати і забруднені рідини. Плунжерні насоси застосовують навіть для транспортування бетонних сумішей.

### **6.7 Насоси тертя і використання енергії зовнішнього потоку**

До цієї групи належать ті насоси, у яких енергія рідині передається внаслідок використання сил тертя або використання енергії зовнішнього потоку. Із таких насосів у системах водопостачання і каналізації використовуються: вихрові, шнекові, вібраційні, струминні і повітряні водопідіймачі (ерліфти).

*Вихрові насоси* – це насоси тертя зі спеціальними робочими колесами і боковими каналами у корпусі. Деякі автори вважають їх лопатевими. У них однаково важливу роль мають і сили рідинного тертя, і силова дія лопатей на рідину. Завдяки простій конструкції, малій вазі і невеликим габаритам ці насоси широко розповсюджені.

Під час обертання робочого колеса рідина схоплюється лопатями біля входу в кільцевий канал. Потім під дією відцентрової сили вона викидається в цей канал, схоплюється лопатями знову і знову викидається. За один оберт робочого колеса частка рідини кілька разів схоплюється лопатями і викидається в кільцевий канал. Завдяки силі рідинного тертя до такого руху залучається уся маса рідини, яка знаходиться в кільцевому каналі. При цьому в каналі створюється складний вихровий потік рідини (тому і насоси називають вихровими). Таким чином, під час проходження від входу в кільцевий канал до виходу з нього кожна частинка рідини декілька разів отримує приріст енергії. Тому при однакових діаметрах робочого колеса вихрові насоси створюють напір у 2–4 рази більший ніж відцентрові. Завдяки цьому вихрові насоси мають менші габарити і масу порівняно з відцентровими насосами таких же робочих параметрів. Важливою перевагою вихрових насосів є їхня здатність до самовсмоктування рідини, що дуже полегшує їхню експлуатацію.

Вихрові насоси випускають з подачею 1–50 м<sup>3</sup>/год із напорами 25–100 метрів водяного стовпа. Висота всмоктування 4–8 метрів.

До недоліків вихрових насосів належать відносно низький коефіцієнт корисної дії (25–45 %) і швидке зношування робочих коліс і ущільнювальних площин під час подання рідини з абразивними домішками.

Промисловість виробляє одноступеневі вихрові насоси типів ВК – вихровий консольний, ВКС – вихровий консольний самовсмоктувальний і ВКО – вихровий консольний з підігрівом для транспортування густих за звичайної температури рідин (наприклад, мазуту).

У позначенні марки вихрових насосів крім букв, які показують тип насоса, наводяться подача і напір. Наприклад, маркою ВКС-2/26 позначено вихровий консольний самовсмоктувальний насос з номінальною подачею 2 л/с із напором 26 метрів водяного стовпа.

Вихрові насоси застосовують у тих випадках, коли потрібна невелика подача за відносно великих напорів. Самовсмоктувальні вихрові насоси часто використовують як дренажні для відкачування води з приміщень заглиблених насосних станцій.

Гідроструминні насоси (ежектори) належать до насосів тертя. Основою їхньої дії є принцип безпосередньої передачі кінетичної енергії від робочої рідини до тієї, яку перекачують. Залежно від виду робочої рідини, а також від тієї рідини, яку необхідно транспортувати, гідроструминні насоси часто називають гідроелеваторами або ежекторами (рис. 6.7).

Якщо знехтувати втратами напору, то питомий запас повної енергії (потенційної і кінетичної) для потоку рідини буде постійним. Згідно з рівнянням Бернуллі, цей запас дорівнює  $E_{\text{пит}} = P/\rho g + V^2/2g$ . Це явище і використовується в гідроструминних насосах.

Робоча рідина під напором по трубі (2) подається в сопло (5). У соплі її швидкість і кінетична енергія зростають, а потенційна енергія і, відповідно, тиск зменшуються. За досить великої швидкості рідини в соплі тиск в камері (6) стане менше ніж атмосферний, тобто там виникне вакуум. Внаслідок цього, під дією атмосферного тиску вода із нижнього резервуара (4) по трубі (1) буде підніматися в камеру (6) і потім в камеру (7). У камері змішування потоки робочої рідини і рідини, що піднімається, змішуються. При цьому робоча рідина віддає частину своєї енергії тій рідині, яку піднімає. Потім змішаний потік рідини надходить у дифузор (8), де його швидкість поступово зменшується, а статичний напір збільшується. Далі по напірному трубопроводу (9) суміш надходить у збірний резервуар (3).

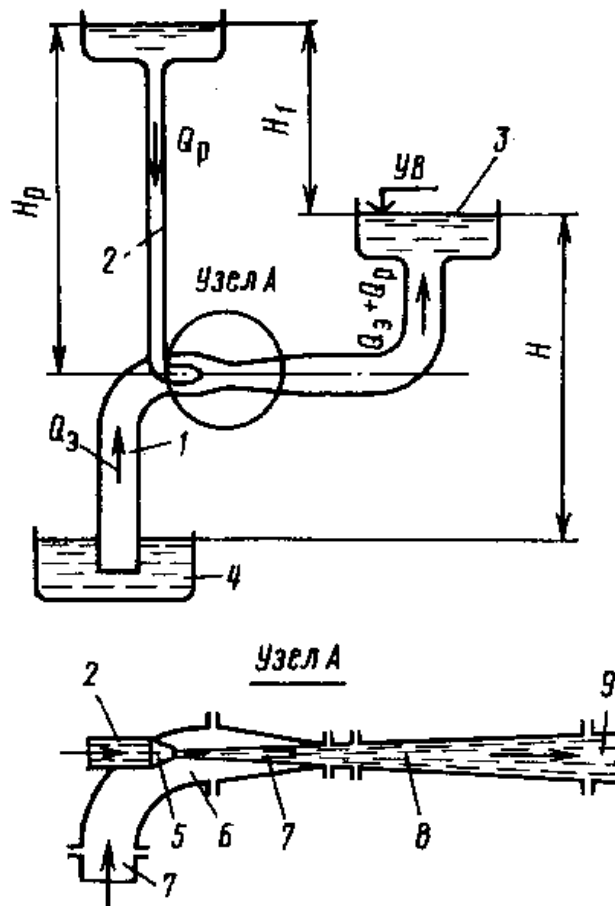


Рисунок 6.7 – Гідроструминний насос

Насоси цього типу мають невисокий ККД. У кращих конструкцій він досягає 25–30 %.

Гідроструминні насоси застосовуються для підйому води зі свердловин, для водопостачання і водовідведення під час будівельних робіт, для підмішування гарячої води в системах опалення. На каналізаційних очисних спорудах ці насоси використовують для видалення мулу з пісковловлювачів і для перемішування мулу в метантенках. Гідроструминні насоси можна також пристосувати для відкачування повітря з відцентрових насосів перед їх пуском.

Перевагами гідроструминних насосів є простота конструкції, брак рухомих деталей, надійність у роботі, невеликі габарити і мала вартість. До недоліків належить низький коефіцієнт корисної дії і необхідність подання до сопла відносно великої кількості робочої рідини під високим тиском.

Повітряні водопідіймачі (часто їх називають ерліфтами) належать до насосів-апаратів, в яких енергія рідині передається безпосередньо від потоку стисненого повітря. Сьогодні ерліфтами часто користуються для відкачування зі свердловин води з піском після буріння свердловини перед установкою занурювальних відцентрових насосів (для прокачування свердловин). Як головне насосне обладнання свердловини їх застосовують у тих випадках, коли із води необхідно видалити гази. Останнім часом ерліфти стали застосовувати

для транспортування активного мулу на очисних спорудах каналізації.

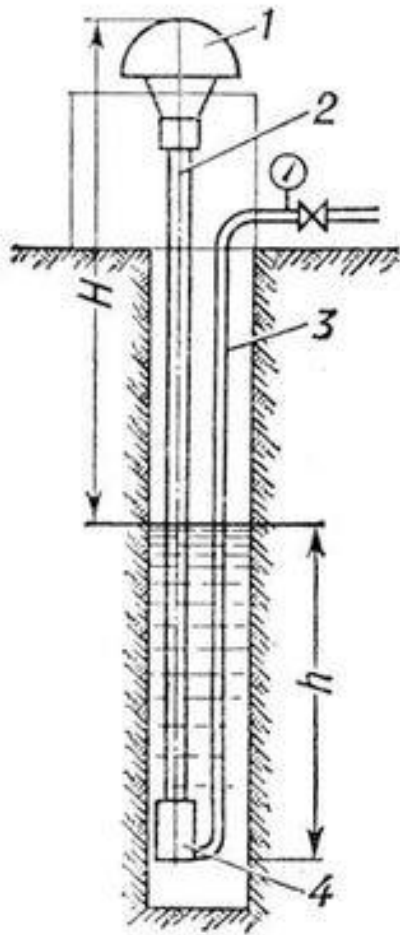


Рисунок 6.8 – Ерліфт

Основою дії ерліфтів є закон сполучених посудин (рис. 6.8). У водопідйомну трубу (2) по трубі (3) через форсунку (4) подають стиснене повітря. Роздрібнене форсункою повітря змішується з водою і створює водоповітряну емульсію. Сполученими посудинами тут є заповнена водою свердловина і водопідйомна труба, яка заповнена емульсією. Оскільки густина емульсії менша за густину води, то її верхній рівень підніметься над рівнем води.

Піднявшись до верху труби (2), емульсія попадає в бак-сепаратор (1), де вода відокремлюється від повітря.

Повітряні водопідіймачі серійно не випускаються. Їх розраховують і конструюють індивідуально і виробляють на замовлення. Розрахунок повітряного водопідіймача зводиться до визначення глибини занурення форсунки, витрати повітря, яка необхідна для забезпечення потрібної витрати води, а також подачі, тиску і потужності компресора.

Переваги повітряних водопідіймачів у простоті конструкції, надійності в роботі, можливості підйому води з піском, можливості використання викривлених і

невертикальних свердловин малого діаметра. Головний недолік – низький коефіцієнт корисної дії (20–25 %).

### Контрольні запитання

1. Які види консольних насосів ви знаєте?
2. Наведіть схему горизонтального насоса двобічного входу, дайте пояснення до неї.
3. Які види вертикальних насосів ви знаєте? Наведіть схему вертикального відцентрового насоса, дайте пояснення до неї.
4. З якою метою використовують багатоступеневі горизонтальні насоси?
5. Назвіть основні типи насосів для стічних вод.
6. Наведіть конструкції занурених насосів типу ЦМК та ГНОМ.
7. Для чого призначені ґрунтові, піскові та шламові насоси?
8. Назвіть галузь застосування свердловинних насосів, їхні типи. Наведіть схему насосного агрегата ЕЦВ. Для чого він призначений?

# ЗМІСТОВИЙ МОДУЛЬ 2 НАСОСНІ СТАНЦІЇ ВОДОПОСТАЧАННЯ ТА ВОДОВІДВЕДЕННЯ

## Тема 7 Типи насосних станцій

Насосні станції систем водопостачання і каналізації – комплекс споруд і обладнання, який забезпечує водопостачання або водовідведення відповідно до потреб споживача.

Залежно від виду рідини насосні станції поділяються на водопровідні та каналізаційні.

За своїм призначенням і розташуванням у загальній схемі водопостачання водопровідні насосні станції поділяються на станції 1-го підйому, 2-го підйому, підвищувальні (рис. 7.1).

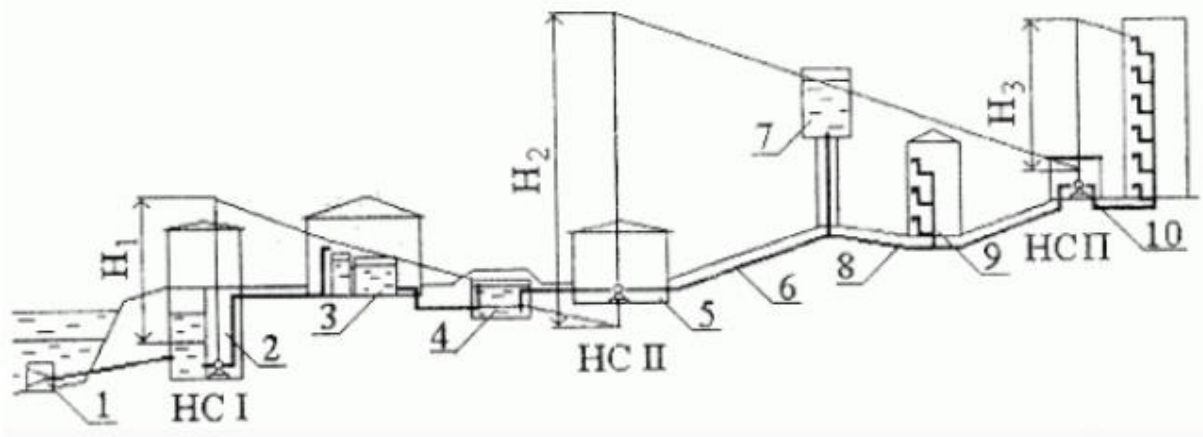


Рисунок 7.1 – Схема водопостачання міста з поверхневого джерела:

- 1 – оголовок водозабірних споруд; 2 – будівля водозабору, об'єднана з насосною станцією 1-го підйому; 3 – блок очисних споруд; 4 – резервуар чистої води (РЧВ); 5 – насосна станція 2-го підйому; 6 – напірні водоводи 2-го підйому; 7 – водонапірна башта; 8 – водопровідна мережа міста; 9 – споживачі; 10 – підвищувальна насосна станція

Насосні станції 1-го підйому забирають воду з поверхневого (рис. 7.1) або підземного джерела (рис. 7.2) і подають її на очисні споруди або, якщо очищення води не потрібне, в акумулювальні ємності (резервуари), водонапірну вежу, розподільну мережу. Насосні станції 1-го підйому можуть бути поєднані з водозабірними спорудами або розташовані в окремій будівлі. Подача насосних станцій 1-го підйому в більшості випадків рівномірна протягом доби, що пов'язано з режимом роботи очисних споруд.

Насосні станції 2-го підйому подають воду споживачам зазвичай з резервуарів чистої води (РЧВ), які дозволяють регулювати подачу. У деяких випадках насоси 1-го і 2-го підйомів або станція 2-го підйому і блок очисних споруд можуть бути розташовані в одній будівлі, що дозволяє зменшити витрати з експлуатації. Однак таке розташування можливо лише у разі близького розташування очисних споруд до насосної станції 1-го підйому і у разі

сприятливого рельєфу місцевості, типу джерела, а також у деяких випадках забору води з підземних джерел. Подача насосних станцій 2-го підйому протягом доби найчастіше нерівномірна. Її за можливості наближають до графіка водоспоживання населеного пункту або промислового підприємства.

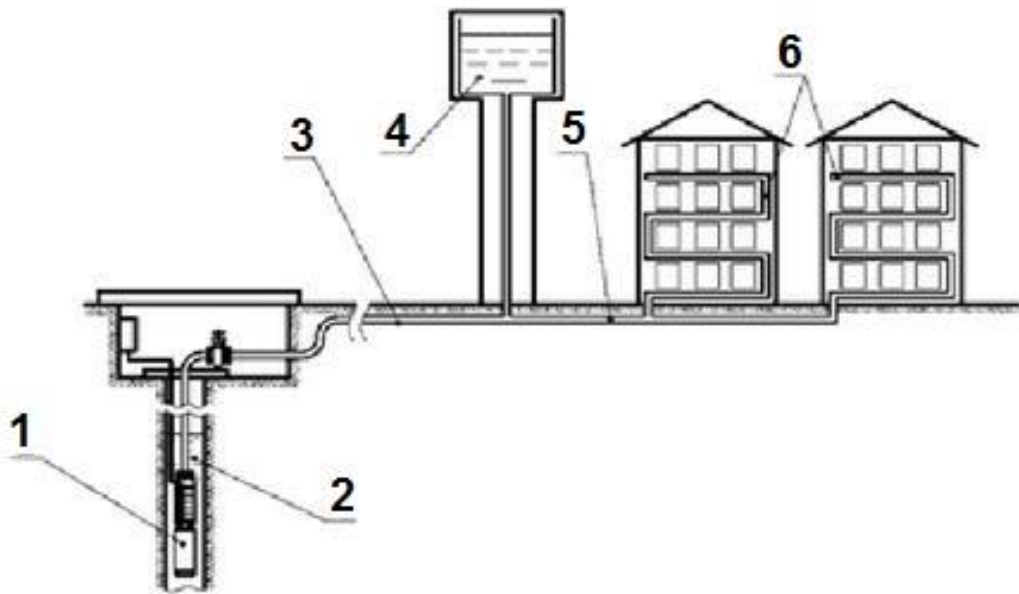


Рисунок 7.2 – Насосна станція 1-го підйому під час забору води з підземного джерела і подачі її безпосередньо споживач:  
 1 – свердловинний насос; 2 – свердловина; 3 – напірний водовод;  
 4 – регулююча ємкість (водонапірна башта); 5 – зовнішня водопровідна мережа; 6 – споживачі (внутрішня водопровідна мережа)

*Підвищувальні насосні станції* (або станції підкачки) призначені для підвищення напору на ділянці водопровідної мережі або у водоводі. У цьому випадку вода забирається з однієї мережі або ділянки трубопроводу і під підвищеним тиском подається до іншої мережі (району міста, підприємства або окремої будівлі). Оскільки вони забирають воду не з резервуарів, а з трубопроводів, то не можуть самостійно регулювати подачу.

*Циркуляційні насосні станції* (рис. 7.3) входять до систем оборотного водопостачання промислових підприємств і електростанцій. На цих станціях зазвичай встановлюється декілька груп насосів: одна – для подачі відпрацьованої води на охолодження (у градирні, ставки-охолоджувачі); інша – для повернення охолодженої води в технологічний процес.

*Насосні станції систем водовідведення* призначені для подання стічних вод на очисні споруди, якщо рельєф місцевості не дозволяє подавати ці води самопливом. Каналізаційні насосні станції влаштовують також для того, щоб уникнути великого заглиблення самопливного колектору (рис. 7.4). У цьому випадку стічні води з заглибленого колектору подаються в інший, розташований вище. Режим роботи каналізаційних станцій зазвичай залежить від графіка припливу стічних вод і ємності приймального резервуара, за допомогою якого

проводять регулювання роботи насосних агрегатів. Каналізаційні станції можуть поєднуватися з приймальним резервуаром, або ж будуватися окремо від нього.

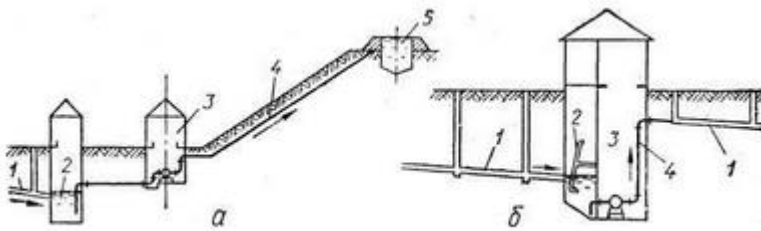


Рисунок 7.4 – Схеми перекачування стічних вод:

- а – головна станція (на очисні споруди);
- б – районна станція (з заглибленого колектора в колектор, розташований вище);
- 1 – колектор; 2 – приймальний резервуар;
- 3 – насосна станція; 4 – напірний трубопровід;
- 5 – очисні споруди

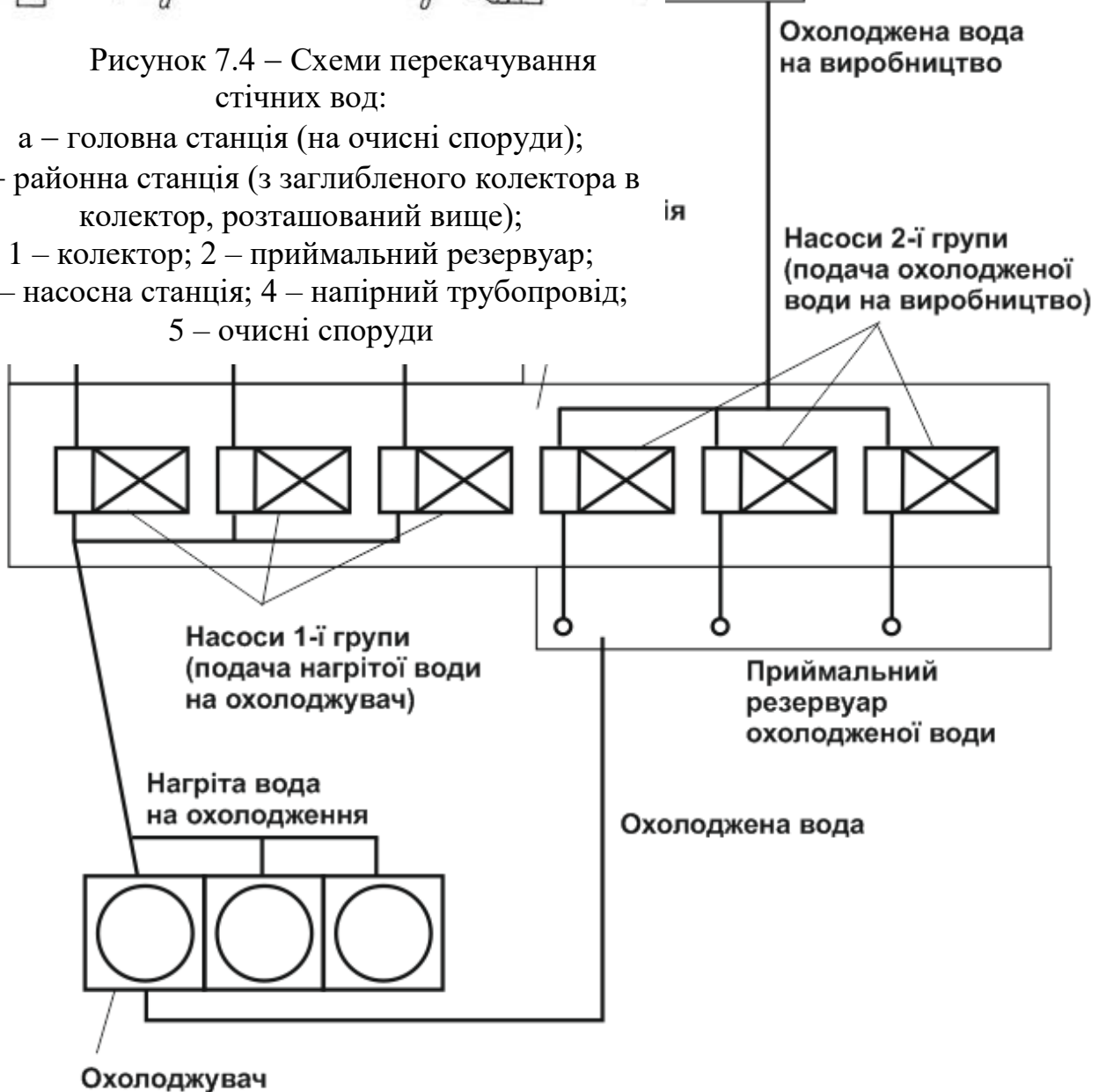


Рисунок 7.3 – Циркуляційна насосна станція охолоджуючої системи оборотного водопостачання

За розташуванням у загальній схемі каналізації насосні станції поділяються на головні, які слугують для перекачування стічних вод з усієї території населеного пункту або промислового підприємства, і районні, призначені для перекачування стічних вод тільки з частини території населеного

пункту або промислового підприємства. Районні насосні станції перекачують воду або безпосередньо на очисні споруди, або в довколишній колектор.

За розташуванням обладнання щодо поверхні землі насосні станції можуть бути наземними, напівзаглибленими і заглибленими (шахтного типу). Схеми будівель показані на рисунку 7.5.

У наземних станціях насосні агрегати розташовуються вище поверхні землі. Такий варіант конструкції є характерним, наприклад, для підвищувальних насосних станцій або станцій з позитивною висотою всмоктування насосів. Такі типи будівель є найдешевшими і найпростішими в будівництві.

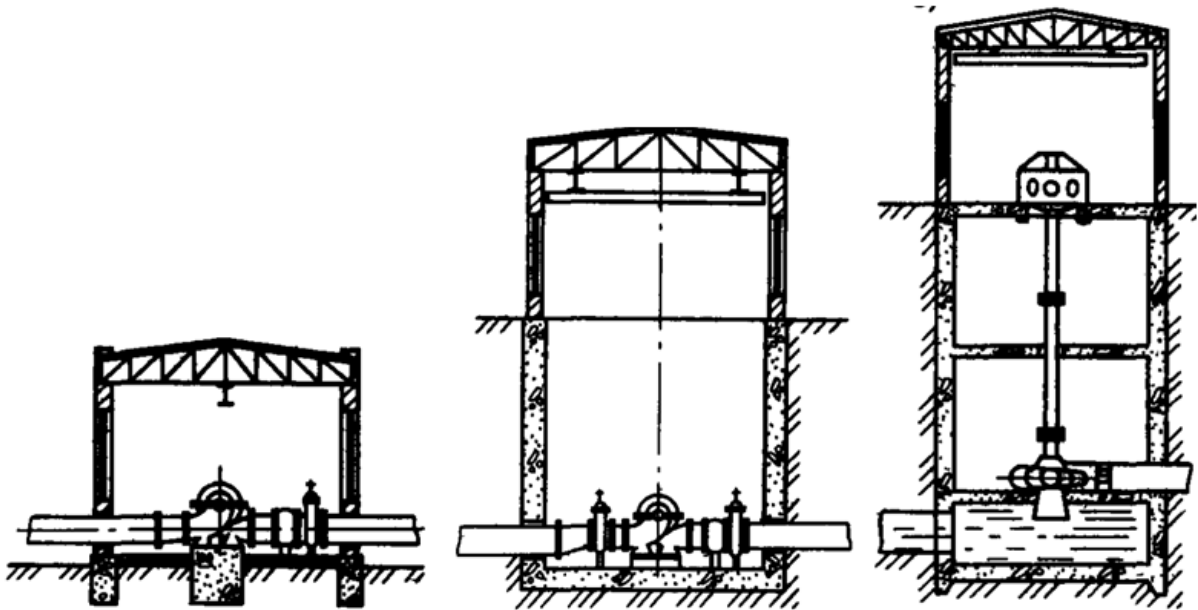


Рисунок 7.5 – Будівлі насосних станцій відповідно до поверхні землі: наземна, напівзаглиблена, заглиблена (шахтного типу)

Напівзаглиблені станції зазвичай мають заглиблення (різницю позначок поверхні землі і підлоги машинного залу) до 8–9 метрів. Їхньою характерною особливістю є брак перекриття між наземною і підземною частинами, що забезпечує природне освітлення і спрощує експлуатацію.

У заглиблених (шахтних) насосних станціях заглиблення перевищує 10 м (в окремих випадках до 30-ти і більше метрів). При цьому між наземною і підземною частинами є перекриття і це вимагає влаштування додаткового підйомно-транспортного обладнання в підземній частині, монтажних проїм, штучного освітлення. Через значні заглиблення такі станції в плані будують круглими та будують опускним способом. Найчастіше, це головні станції водовідведення або станції 1-го підйому на водосховищах.

За ступенем забезпеченості подачі води насосні станції поділяються на три категорії.

До 1-ї категорії належать насосні станції, які обслуговують технічний водопровід і системи водовідведення спеціальних виробництв, системи водопостачання водовідведення населених пунктів з кількістю жителів понад 50 000 осіб (продуктивність понад 40 000 м<sup>3</sup>/добу), що подають воду

безпосередньо в мережу протипожежного та об'єднаного господарсько-протипожежного водопроводів.

До 2-ї категорії належать насосні станції, які обслуговують водопровід населених пунктів із кількістю жителів від 5 000 до 50 000 осіб, якщо подача води на пожежогасіння можлива і у разі тимчасової зупинки цих станцій, насосні станції систем водовідведення населених пунктів із тою ж кількістю жителів, якщо акумулювальна місткість мережі забезпечує прийом стоків на час вимкнення станції під час ремонту.

До 3-ї категорії належать насосні станції систем водовідведення, які обслуговують населені пункти з кількістю жителів до 500 осіб, і насосні станції поливальних водопроводів.

Вимоги категорій надійності для насосних станцій наведені у таблиці 7.1.

Таблиця 7.1 – Вимоги категорій надійності дії насосних станцій

Категорія надійності	Зниження подачі води		Максимальний термін повного вимкнення
	%	За часом	
I	До 30	До 3 діб	До 10 хв
II	До 30	До 10 діб	До 6 год
III	До 30	До 15 діб	До 24 год

Від категорії насосної станції залежить кількість робочих і резервних насосних агрегатів, кількість всмоктувальних і напірних ліній і розрахункові витрати води, кількість і розміщення замикальної арматури на внутрішньостанційних комунікаціях.

### Контрольні запитання

1. Назвіть типи водопровідних насосних станцій залежно від місця їхнього розташування в загальній схемі водопостачання населеного пункту.
2. У чому особливість конструкції циркуляційної насосної станції?
3. Як за місцем розташування в загальній схемі водовідведення поділяються насосні станції каналізації?
4. У чому різниця між наземною, заглибленою і напівзаглибленою будівлею станції?
5. Назвіть основні вимоги категорій надійності дії насосних станцій.

## Тема 8 Водопровідні насосні станції 1-го підйому

### 8.1 Конструкції насосних станцій 1-го підйому

Головним фактором, який визначає загальну схему компонування і конструктивні рішення окремих споруд, є розміщення водозабірних споруд щодо будівлі насосної станції – спільне або роздільне. Вибір схеми компонування зумовлюється продуктивністю водозбору, геологічними і

гідрогеологічними умовами (типом ґрунту і породами в основі, амплітудою коливання рівнів води), а також від характеристики обраного насосного обладнання (табл. 8.1).

Таблиця 8.1 – Вибір схеми компоновки водозабору і будівлі насосної станції 1-го підйому

Тип водозабору	Умови забору води
Береговий роздільний	Крутий берег, амплітуда коливання рівнів води до 6–8 м, широка заплава, що затоплюється, продуктивність до 1–1,5 м <sup>3</sup> /с, слабкі породи ґрунту що становлять берег, I категорія надійності (умови забору води легкі, середні), II категорія надійності (умови забору води важкі), позитивна висота всмоктування насосів
Береговий спільний	Крутий берег, коливання рівнів води більше 6–8 м, продуктивність більше ніж 1,5 м <sup>3</sup> /с, скельні або тверді ґрунти в основі, I категорія надійності (умови забору води легкі, середні), II категорія надійності (умови забору води важкі)
Русловий роздільний	Пологий берег, коливання рівнів води до 6–8 м, невеликі глибини (до 6 м), продуктивність до 1–1,5 м <sup>3</sup> /с, слабкі породи ґрунту, що становлять берег, I категорія надійності (умови забору води легкі), II категорія надійності (умови забору води середні), позитивна висота всмоктування насосів
Русловий суміщений	Пологий берег, коливання рівнів води більше ніж 6 м, продуктивність більше за 1,5 м <sup>3</sup> /с, скельні або тверді ґрунти в основі, I категорія надійності (умови забору води легкі), II категорія надійності (умови забору води середні)

Режим роботи і подача будь-якої насосної станції можуть бути встановлені тільки після визначення витрат води і графіка водоспоживання. Насосні станції повинні подавати або відкачувати за добу повну розрахункову добову витрату у разі забезпечення необхідної висоти підйому води.

Будівля насосної станції або машинна зала можуть бути виключені зі складу НС 1-го підйому, якщо застосовуються занурювальні насоси, які можна розташовувати безпосередньо у всмоктувальних відділеннях водоприймача.

До водозабору підземних вод зазвичай входять приймальні пристрої (свердловини, шахтні колодязі, променеві водозабори, горизонтальні водозабори, каптажі джерел), насоси та трубопроводи, що зв'язують окремі приймальні пристрої з насосною станцією або водоводами.

## 8.2 Режим роботи і розрахункова продуктивність насосних станцій 1-го підйому

Подача водопровідної насосної станції 1-го підйому повинна бути розрахована на максимальне добове водоспоживання,

Під час визначення подачі і режимів роботи насосів необхідно враховувати призначення станцій та місце їхнього розташування в загальній схемі водопостачання або водовідведення.

Подання води насосами 1-го підйому може здійснюватися за трьома головними схемами:

1. Насосна станція подає воду на очисні споруди для господарсько-питних або виробничих потреб.

2. Насосна станція подає воду в резервуари чистої води без очищення (подача господарсько-питної води в цьому випадку можлива лише у разі використання артезіанської води, яка відповідає санітарним нормам).

3. Насосна станція подає воду без очищення безпосередньо споживачам.

*Подача насосної станції 1-го підйому у разі надходження води на очисні споруди.* Для таких насосних станцій 1-го підйому найчастіше проєктують рівномірний режим роботи. Такий режим визначається технологічним процесом очищення та знезараження води, його забезпечують улаштуванням регульовальної ємкості в системі – резервуара чистої води. Тому насосні станції 1-го підйому розраховують на подання середніх за годину витрат води за добу максимального водоспоживання з урахуванням власних потреб водопровідного господарства.

Розрахункова годинна продуктивність насосної станції визначається за такою формулою:

$$Q_{\text{н.с.}} = \alpha \frac{Q_{\text{макс}}^{\text{доб}}}{T}, \quad (8.1)$$

де  $Q_{\text{макс}}^{\text{доб}}$  – максимальна добова витрата води населеного пункту або промислового підприємства, м<sup>3</sup>/доб;

$T$  – тривалість роботи насосної станції за добу (у разі цілодобової роботи  $T = 24$  год), год;

$\alpha$  – коефіцієнт, який враховує витрату води на власні потреби водопровідного господарства.

Режим подачі станції для такого випадку проілюстровано на рисунку 8.1.

*Подача насосної станції 1-го підйому у разі надходження води в резервуари без очищення.* Такі станції можливо проєктувати лише у разі використання артезіанських вод або у разі подання води з поверхневих джерел для промислових систем, якщо якість води задовольняє потребам технологічних процесів. У такому випадку найчастіше вода насосами 1-го підйому подається до резервуарів чистої води, звідки насосами 2-го підйому – споживачам (рис. 8.2).

Така схема подання води споживачам дозволяє встановити рівномірну цілодобову роботу насосів 1-го підйому, провести розрахунок на середньогодинну подачу і зменшити кількість свердловин та їхній діаметр. Крім того, рівномірний відбір води покращує експлуатаційний режим роботи

свердловини. Часто цілодобовий режим водовідбору визначається обмеженим дебітом свердловини. За невеликої потужності системи водопостачання (до 5–10 тис. м<sup>3</sup>/добу) можливо використання варіанта такої схеми, коли замість резервуара і насосної станції 2-го підйому встановлюють водонапірну башту.

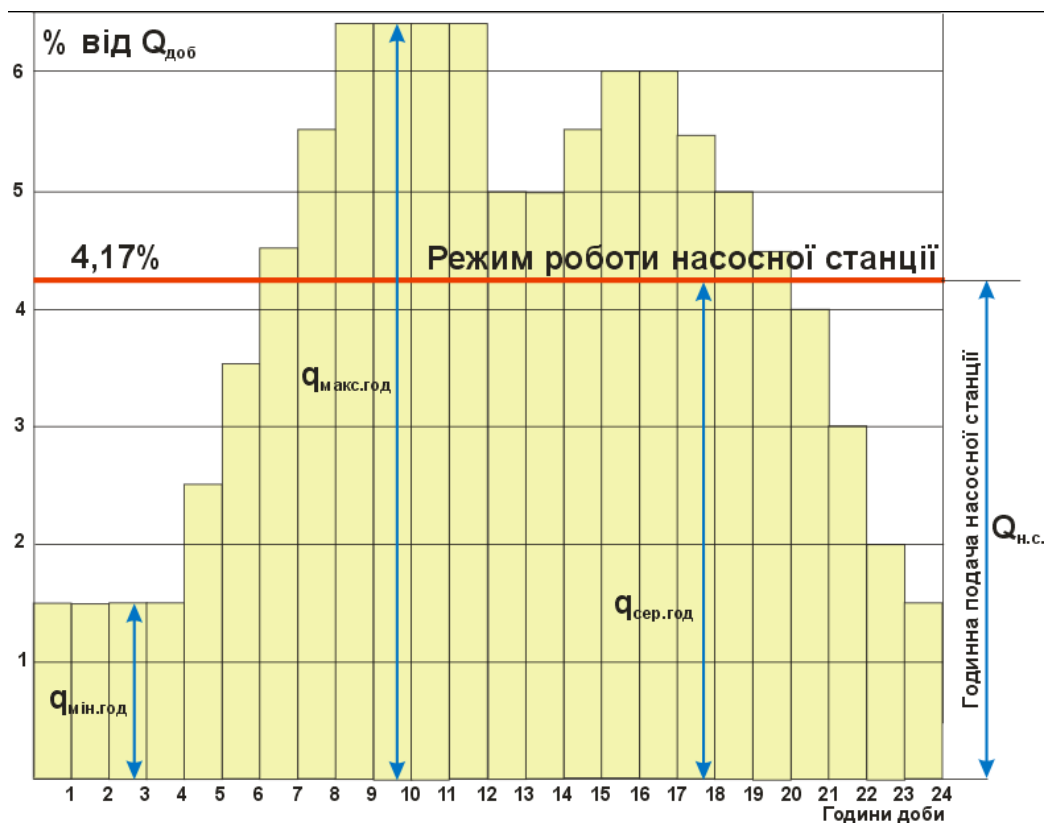


Рисунок 8.1 – Режим роботи станції 1-го підйому із поданням води на очисні споруди

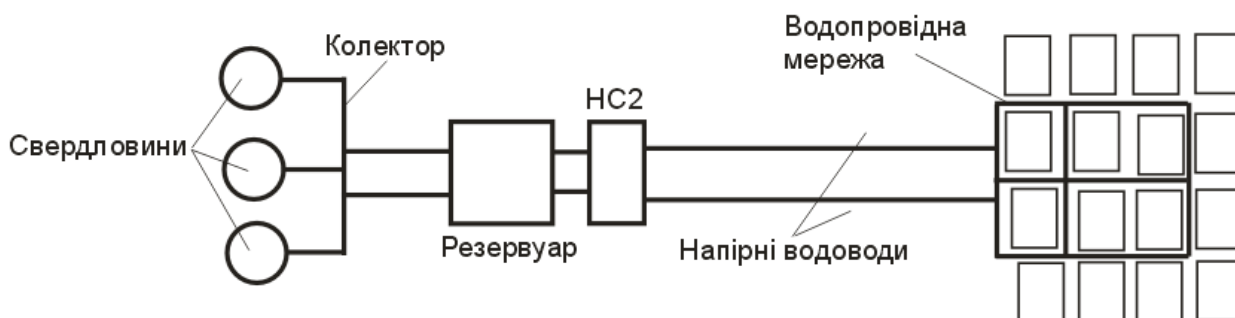


Рисунок 8.2 – Схема у разі подання НС1 у резервуар

Середньогодинна продуктивність визначається за вказаною формулою, але з коефіцієнтом, що враховує витрату води на власні потреби, що дорівнює 1,01–1,02.

Подача насосної станції 1-го підйому у разі надходження води без очищення безпосередньо споживачам. Такий режим також може бути обраний лише у разі використання води підземних джерел. У цьому випадку всі артезіанські свердловини умовно поділяють на основні і неосновні (рис. 8.3).

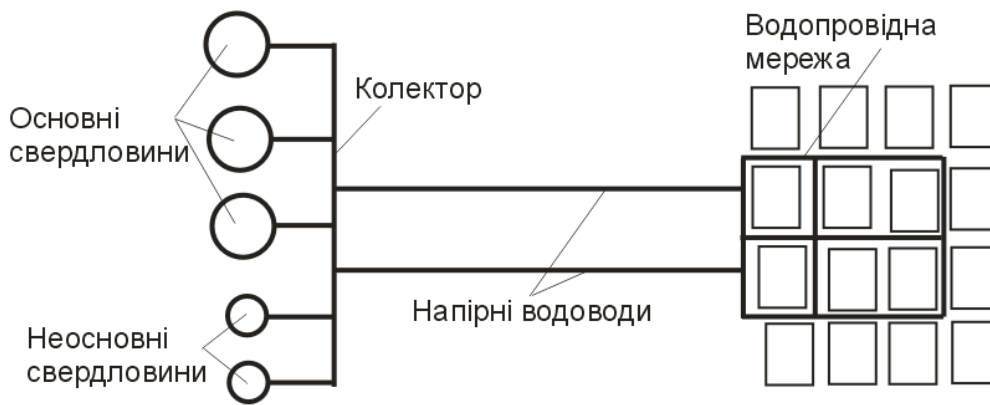


Рисунок 8.3 – Подання НС1 безпосередньо споживачам

До основних належать найбільш потужні свердловини, які мають значний питомий дебіт і забезпечують середньогодинну витрату води споживачам. Працюють вони цілодобово, і тому їхній дебіт визначають за вказаною формулою. До неосновних належать свердловини, які працюють у години, коли водоспоживання перевищує середньогодинну витрату (4,17 % від витрати за добу) або під час ремонту головних свердловин. Дебіт розраховують на подання води, що дорівнює різниці подання на годину максимального водоспоживання і подання середньогодинного водоспоживання. Режим роботи станції 1-го підйому за такої схеми показано на рисунку 8.4.

При цьому необхідно враховувати, що подання води станцією 1-го підйому безпосередньо споживачу приводить до збільшення кількості свердловин порівняно з системою подання у резервуар, а також до надлишкових напорів у мережі і зменшення ККД насосів. Але в цьому випадку відпадає необхідність у будівництві резервуарів і насосної станції 2-го підйому. Кінцевий вибір тієї або іншої схеми подання води споживачам вирішується на основі техніко-економічного порівняння варіантів з урахуванням конкретних гідрогеологічних характеристик джерела.

Під час визначення подачі насосної станції 1-го підйому системи господарсько-питного і протипожежного водопроводу необхідно забезпечувати можливість форсованої подачі води в години поповнення протипожежного запасу, який знаходиться у резервуарах навколо насосної станції 2-го підйому. Протягом часу відновлення протипожежного запасу води насосна станція 1-го підйому повинна забезпечувати також і розрахункову витрату води на господарсько-питні і виробничі потреби. Тривалість поповнення пожежного запасу (обирається згідно з ДБН від 24-х до 72-х годин).

Відновлення протипожежного запасу може проводитися:

- робочими насосами, якщо ці насоси працюють не цілодобово, тобто під час перерви у їхній роботі;
- робочими насосами за рахунок можливого скорочення водоспоживання (до 30 %);
- резервними насосами або протипожежними насосами.

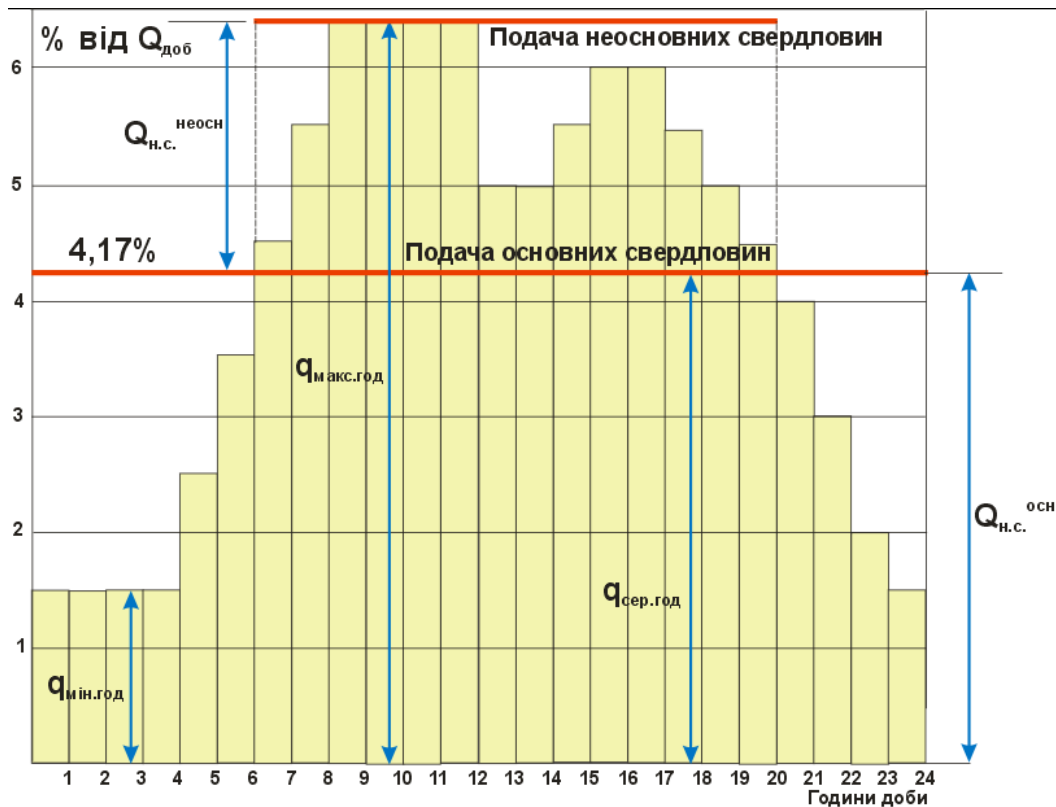


Рисунок 8.4 – Режим роботи насосів 1-го підйому в разі подання води безпосередньо споживачам

### 8.3 Напір насосів станцій 1-го підйому

Під час подання води на очисні споруди повний напір насосів 1-го підйому за мінімального рівня води у всмоктувальній камері визначають із залежності або за схемою (рис. 8.5):

$$H_{н.с.} = H_{\Gamma} + \sum h_{у\text{с}м} + \sum h_{\text{с}т} + \sum h_{н} + h_{в}, \quad (8.2)$$

де  $H_{\Gamma}$  – повна геодезична висота підйому води, м;

$\sum h_{у\text{с}м}$  – сумарні втрати напору у всмоктувальному трубопроводі, м (для підбору насосів ці втрати попередньо можна обирати рівними 0,5–1,0 м);

$\sum h_{\text{с}т}$  – сумарні втрати напору в комунікаціях насосної станції, які обираються рівними 3,0–5,0 м;

$\sum h_{н}$  – сумарні втрати напору в напірному водоводі, які складаються зі втрат напору по довжині і на місцеві опори, м;

$h_{в}$  – вільний напір на вилив, що обирають рівним 1,0–1,5 м.

Повну геодезичну висоту підйому води визначають за такою формулою:

$$H_{\Gamma} = Z_{\text{ОС}} - Z_{\text{БК}}, \quad (8.3)$$

де  $Z_{\text{ОС}}$  – відмітка рівня води у входній камері змішувача очисних споруд, м;

$Z_{\text{БК}}$  – відмітка мінімального рівня води у всмоктувальній камері водозабору, м.

Напірні водоводи виготовляють неметалічними переважно в дві нитки і лише за відповідного обґрунтування – в одну.

Тому за розрахункову витрату для кожного водоводу обирають, л/с:

$$Q_v = \frac{Q_{н.с.}}{3,6 \times n}, \quad (8.4)$$

де  $Q_{н.с.}$  – розрахункова годинна продуктивність насосної станції, м<sup>3</sup>/год;  
 $n$  – кількість ниток напірних водоводів.

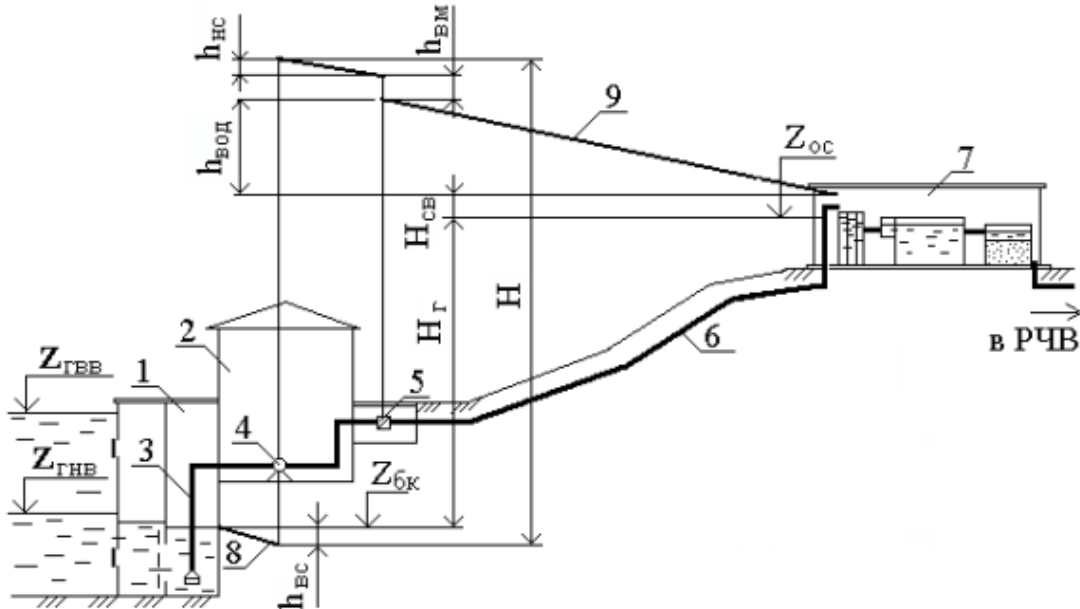


Рисунок 8.5 – Напір насосів 1-го підйому:

- 1 – водозабір; 2 – насосна станція 1-го підйому; 3 – всмоктувальний трубопровід; 4 – насос; 5 – водомір; 6 – напірний трубопровід;  
 7 – блок очисних споруд

Діаметри напірних водоводів обирають на підставі техніко-економічних розрахунків, тобто економічно обґрунтованими залежно від умов їхньої роботи. При цьому втрати напору в напірних водоводах складаються зі втрат напору по довжині  $h_L$  і втрат на подолання місцевих опорів  $h_M$ :

$$\sum h_n = h_L + h_M. \quad (8.5)$$

Втрати напору на тертя по довжині у водоводах обчислюють за відомими формулами гідравліки. За браком даних про кількість стиків та арматури втрати напору на подолання місцевих опорів  $h_M$  у напірних водоводах можна ураховувати додатково в розмірі 10–20 % від втрат напору на тертя по довжині:

$$h_M = (0,1 \div 0,2)h_L. \quad (8.6)$$

### Контрольні запитання

1. Подайте коротку характеристику вибору схеми компонування водозабірних споруд і станції 1-го підйому.
2. Назвіть основні можливі режими роботи станції 1-го підйому і особливості цих режимів.
3. Як визначається продуктивність насосної станції 1-го підйому?
4. Як розраховується необхідний напір насосів 1-го підйому?

## Тема 9 Водопровідні насосні станції 2-го підйому

### 9.1 Режим роботи і подача насосів 2-го підйому

Насосні станції 2-го підйому розраховують на подачу води на добу найбільшого водоспоживання всім споживачам, яких забезпечує водою ця насосна станція. Від обраного режиму насосної станції залежить режим роботи інших споруд системи, їхні розміри і вартість.

На насосних станціях 2-го підйому установлюють основні насоси різного призначення, а саме: господарсько-питні, протипожежні та промивні.

Станції 2-го підйому в більшості випадків відбирають воду з резервуарів чистої води (РЧВ) і подають її споживачам (водопровідну мережу міста) системою зовнішніх напірних водоводів. Тому проектування насосних станцій 2-го підйому проводять після розрахунку водопровідної мережі та очисних споруд.

Об'єм і режим водоспоживання в населеному пункті змінюється безперервно протягом доби залежно від випадкових подій і характеризується значною нерівномірністю. Режим водоспоживання найкраще ілюструється ступінчастим графіком. Вигляд ступінчастого графіка водоспоживання населеного пункту залежить від величини максимального коефіцієнта годинної нерівномірності. Насоси 2-го підйому подають воду безпосередньо в мережу споживача, тому режим роботи всієї станції визначають залежно від режиму водоспоживання об'єкта.

Режим роботи господарсько-питних насосів вибирають залежно від режиму роботи водопровідної мережі, який, зі свого боку, залежить від режиму водоспоживання і наявності регулювальних резервуарів. Продуктивність цих насосів може бути рівномірною за наявності регулювальних резервуарів великої ємкості, наприклад, наземних резервуарів; дво- або триступеневою за наявності відносно невеликої ємкості (водонапірної башти); багатоступеневою за браком регулювальної ємкості. У першому випадку акумулювальна і регулювальна ємність не повинна перевищувати приблизно 15 %, у другому випадку – орієнтовно 6 % від добової продуктивності станції (або максимального добового водоспоживання міста). Резервуари накопичують певний об'єм води, який залежить від співвідношення режимів роботи станцій. Цей об'єм називають регулювальним. Він має бути якомога меншим, що зменшує вартість будівництва резервуарів.

Рівномірний режим роботи станції 2-го підйому є оптимальним з точки зору мінімальної продуктивності насосів, їхньої необхідної кількості на станції, прогнозованих показників їхньої роботи, браку додаткового регулювання.

Рівномірний протягом доби режим роботи насосів 2-го підйому рекомендується для відносно невеликих систем водопостачання з водоспоживанням до 15 тисяч м<sup>3</sup>/добу. За більшого водоспоживання виникне необхідність наявності надмірних обсягів акумулювальних ємностей, що не завжди доцільно з економічних і будівельних міркувань, коли влаштовувати ємності значних об'ємів буде економічно недоцільним.

Насосна станція подає зовнішніми водоводами постійні витрати води до мережі, яка, зі свого боку, безпосередньо пов'язана зі водоспоживачем. Витрати води в мережі є досить різноманітними і коливаються в значних межах. Таку рівномірність подання і нерівномірність водоспоживання має регулювати водонапірна башта. У періоди, коли подача перевищує водоспоживання, надлишки води надходять у бак башти, де вони акумулюються, утворюючи регулюючий об'єм. Якщо водоспоживання перевищує подання, то кількість води, якої не вистачає споживачам, подається в мережу з башти. Все це відбувається без втручання людини. Обов'язкова умова – достатній регулювальний об'єм. Такий режим роботи насосної станції проілюстрований на рисунку 9.1.

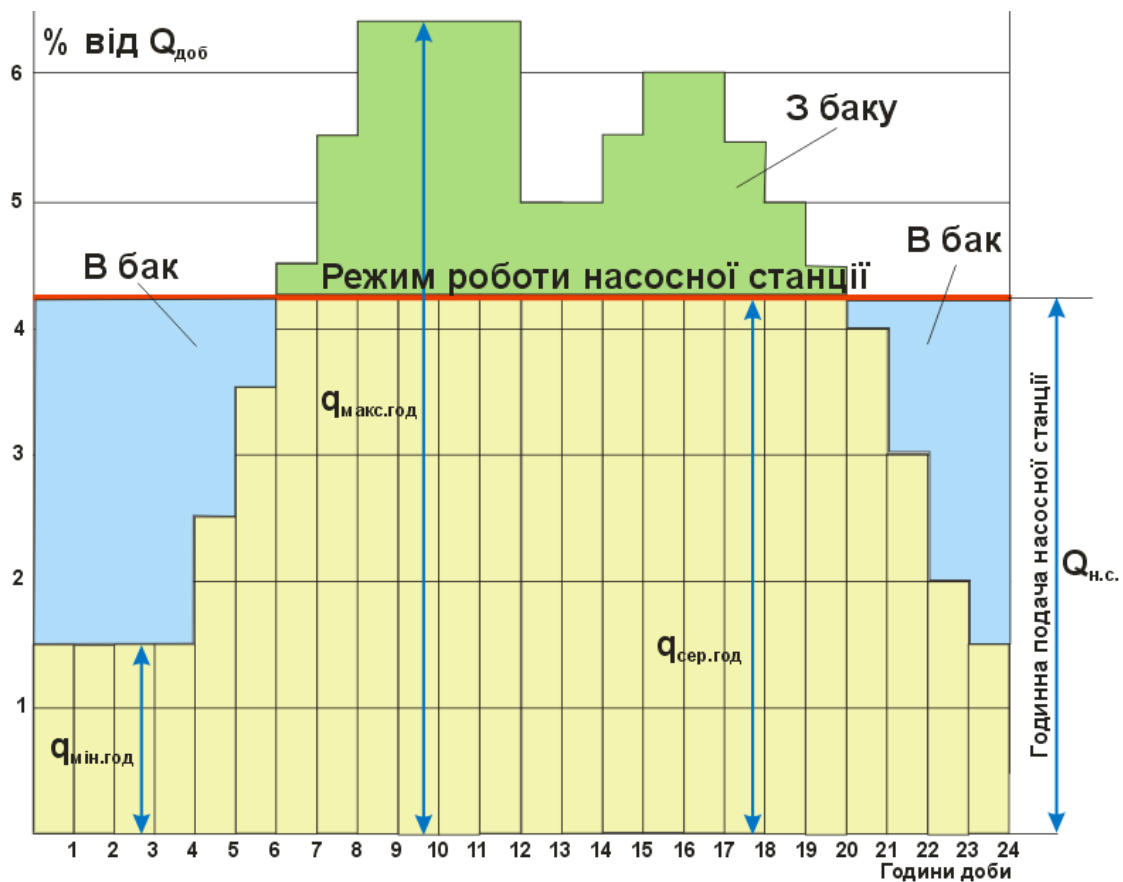


Рисунок 9.1 – Рівномірний режим роботи станції 2-го підйому для мережі з водонапірною баштою

У разі рівномірної роботи господарсько-питних насосів їхню розрахункову продуктивність визначають за такою формулою, м<sup>3</sup>/год:

$$Q_{н.с} = \frac{Q_{макс}^{доба}}{24}, \quad (9.1)$$

де  $Q_{макс}^{доба}$  – максимальне добове водоспоживання населеного пункту, м<sup>3</sup>/добу.

Необхідна регулювальна місткість резервуара визначається найбільшою з окремих площ, утворених лініями роботи насосів і лінією водоспоживання (рис. 9.1).

У системі водопостачання з регульовальними ємностями невеликого обсягу максимальну подачу насосної станції обирають меншою за максимально-годинне водоспоживання і наближують графік роботи насосів 2-го підйому до графіка водоспоживання міста. Але це не означає, що ці графіки в точності співпадають. Водоспоживання в системах міського водопостачання досить нерівномірне, тому якщо обрати режим подачі води насосами в повній відповідності до режиму водоспоживання, то це призведе до частого ввімкнення і вимкнення насосних агрегатів, що значною мірою ускладнить експлуатацію насосних станцій.

Найчастіше роботу насосної станції обирають дво- або триступеневою. Під ступеневою роботою розуміють роботу різної кількості насосів у різні години доби (рис. 9.2).

У разі подання води насосами 2-го підйому, більшій, ніж водоспоживання, надлишок води надходить до регульовальної ємності. А в години, коли водоспоживання перевищує подачу, нестача води в мережі компенсується водою з регульовальної ємності (башти). Розбіжність графіків подачі і споживання води згладжує регульовальний об'єм бака башти. За більшого наближення графіка подачі до графіка водоспоживання забезпечується менший регульовальний об'єм і менша вартість самої башти. Отже, чим більша різниця між подачею і споживанням води, тим більшою повинна бути регульовальна або акумулювальна ємність. Тому під час визначення подачі насосної станції 2-го підйому необхідно знайти оптимальний варіант режиму її роботи, тобто мінімальну місткість акумулювальної ємності і найменшу частоту ввімкнення насосних агрегатів. Отже, режим роботи станції при цьому значною мірою залежить від місткості обраної акумулювальної ємності (водонапірної башти).

Визначення подачі та вибір режиму роботи НС зручно проводити за спільним графіком годинного водоспоживання та подачі НС (рис. 9.2). За співвідношенням максимального і мінімального водоспоживання призначають кількість ступенів роботи насосної станції. У разі дво- або триступеневої роботи розрахункову продуктивність господарчо-питних насосів на кожному ступені роботи визначають за такою залежністю, м<sup>3</sup>/год:

– для насосів 1-го ступеня:

$$Q_{н.с} = \frac{Q_{\max}^{\text{доб}}}{100} m; \quad (9.2)$$

– для насосів 2 ступеня:

$$Q_{н.с} = \frac{Q_{\max}^{\text{доб}}}{100} n, \quad (9.3)$$

де  $m$  і  $n$  – продуктивність насосної станції за годину у відсотках від максимально добового водоспоживання населеного пункту, які призначають залежно від вигляду графіка водоспоживання міста, %.

При цьому необхідно дотримуватися такої умови:

$$n \times t_1 + m \times t_2 = 100 \%, \quad (9.4)$$

де  $t_1$  і  $t_2$  – відповідно тривалість роботи насосів на 1-го і 2-го ступеню, год.

Аналіз режимів роботи насосних станцій показує, що у разі ступінчастої роботи можливе значне зменшення необхідної місткості бака водонапірної башти і певне зменшення необхідної повної висоти підйому води насосами за рахунок меншої висоти бака. Ступінчата робота насосів порівняно з рівномірною роботою дозволяє зменшити ємність бака майже в 3 рази і більше, але збільшується площа насосної станції внаслідок установки більшої кількості насосів і місткості РЧВ.

Також збільшується і діаметр зовнішніх напірних водоводів, оскільки під час ступеневої роботи вони розраховуються на пропускання більшої витрати води, ніж у разі рівномірної роботи.

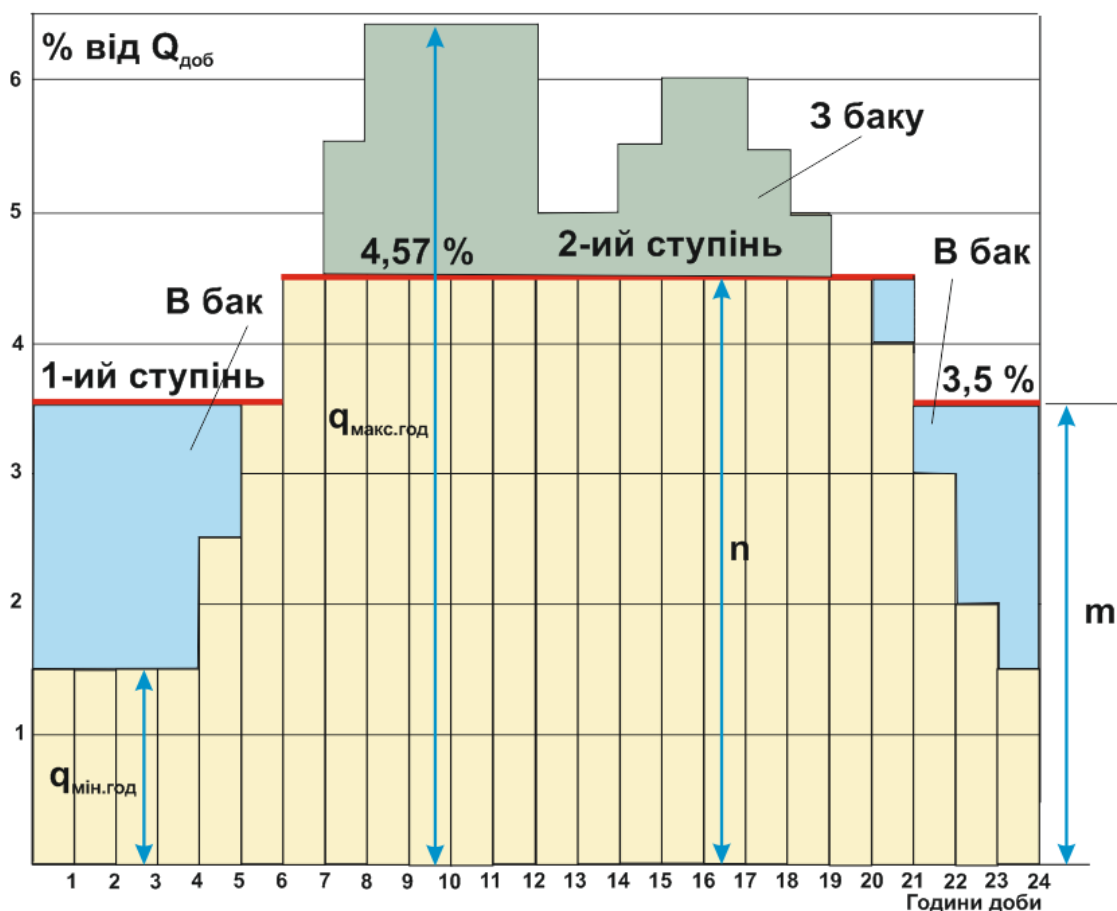


Рисунок 9.2 – Ступеневий режим роботи насосної станції 2-го підйому

Практика експлуатації водопровідних систем показує, що для невеликих водопроводів зазвичай більш вигідною є рівномірна подача насосів, для великих – ступінчата, для середніх, чим більша протяжність зовнішніх напірних водоводів, тим вигіднішою є рівномірна робота.

Кінцевий вибір ступінчастого режиму роботи станції встановлюється на основі техніко-економічного розрахунку з урахуванням місцевих умов. Наприклад, у невеликих селищних водопроводах бак водонапірної башти заповнюють у денну зміну, а у вечірні та нічні години витрачається створений запас води. Це призводить до збільшення необхідної ємності бака, але дозволяє скоротити черговий персонал і обрати роботу станції в одну зміну. Під час застосування автоматизованого управління, можна перейти на цілодобову

роботу станції, зменшити потужність встановлених насосів і ємність водонапірної башти. Але при цьому збільшуються капітальні витрати на автоматизоване управління насосними агрегатами.

У безбаштових системах вода подається насосною станцією безпосередньо в мережу, тому насоси вибираються з огляду на розрахунок подачі максимального годинного водоспоживання в населеному пункті у добу максимального водоспоживання. Отже, за браком регулювальної ємності на мережі графік подачі господарсько-питних насосів збігається з графіком водоспоживання. Цей збіг досягається встановленням декількох насосів, які вмикаються по чергово, і за необхідності регулюванням роботи кожного з них. Зазвичай у таких системах є потреба в установці більшої кількості насосів, але відпадає необхідність в улаштуванні регулювальних ємностей.

Розрахункова продуктивність насосної станції 2-го підйому в такому випадку дорівнює, м<sup>3</sup>/год (рис. 9.3):

$$Q_{н.с} = q_{\max}^{\text{год}} \quad (9.5)$$

де  $q_{\max}^{\text{год}}$  – максимальне годинне водоспоживання міста у добу максимального водоспоживання, м<sup>3</sup>/год.

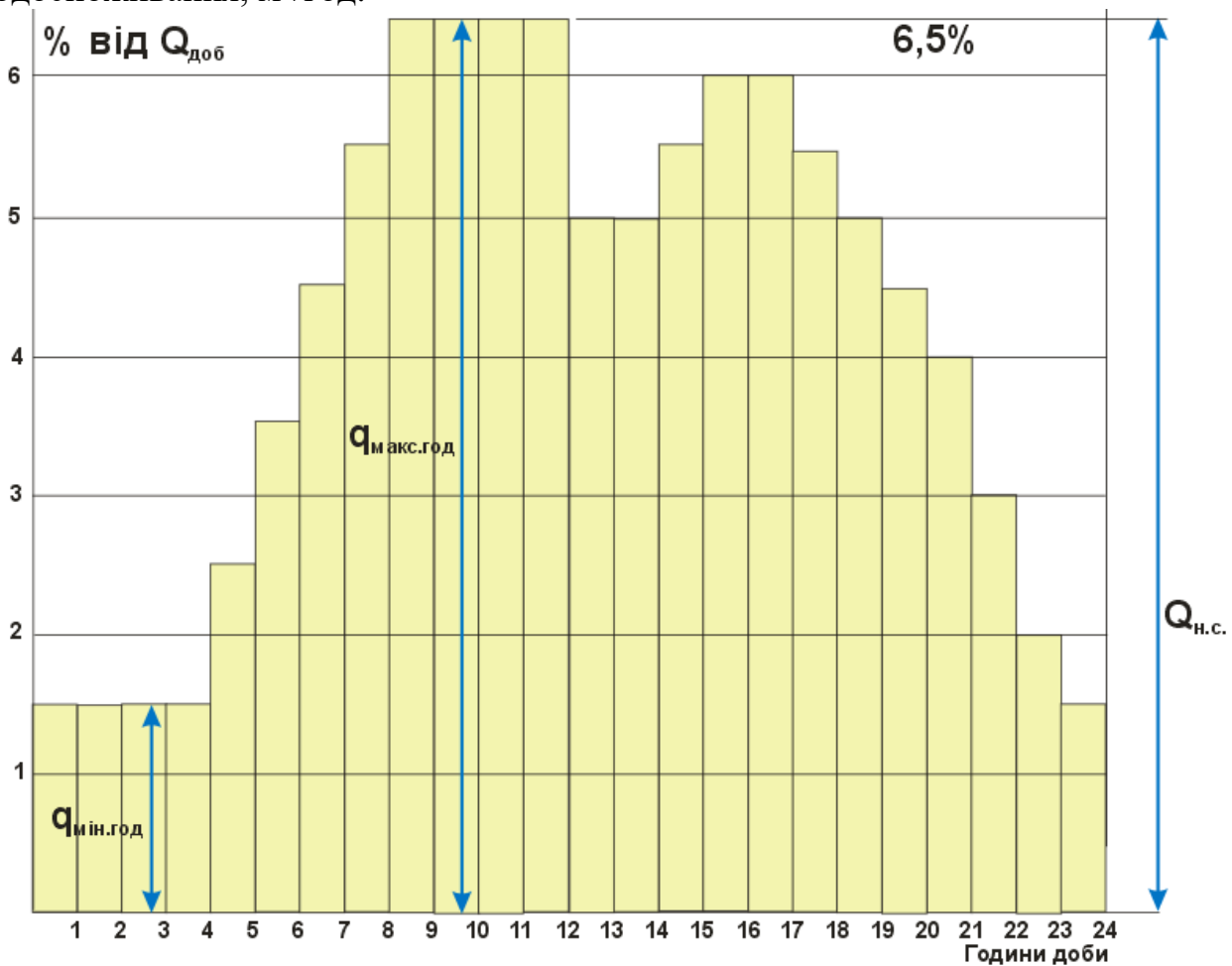


Рисунок 9.3 – Режим роботи станції 2-го підйому за браком регулювальних ємностей на мережі

Поєднання графіків подачі і водоспоживання забезпечується завдяки спадній характеристиці Q–H, тобто зі зниженням споживання води з мережі у ній підвищуватиметься напір і в мережі може спостерігатись значне коливання напорів. Оскільки тривалість максимального водоспоживання в населеному пункті невелика, то зі збільшенням коефіцієнта добової і годинної нерівномірності ці коливання зростають, збільшуються і витрати електроенергії (особливо непродуктивні), зменшується ККД насоса. Тому безбаштові системи можуть бути економічними лише у разі незначних величин годинної нерівномірності витрат води.

Режим роботи господарсько-питних насосів 2-го підйому вибирають у результаті техніко-економічного порівняння декількох варіантів, тому що робота насосів, водоводів, мережі та регулювальної ємкості взаємопов'язана і зміна будь-якого елемента системи тією або іншою мірою змінює всі інші.

Насосна станція 2-го підйому повинна забезпечувати подачу розрахункової витрати води на тушіння пожеж у період найбільш напруженої роботи водопровідної мережі, тобто в годину максимального водоспоживання.

У цьому випадку розрахункову продуктивність насосів 2-го підйому під час ліквідації пожеж визначають за такою формулою, м<sup>3</sup>/год:

$$Q_{\text{пож}} = q_{\text{макс}}^{\text{год}} + q_{\text{пож}} - q_{\text{пол}}, \quad (9.6)$$

де  $q_{\text{макс}}^{\text{год}}$  – максимальне годинне водоспоживання міста, м<sup>3</sup>/год;

$q_{\text{пож}}$  – витрата води на зовнішнє пожежогасіння, м<sup>3</sup>/год;

$q_{\text{пп}}$  – водоспоживання промпідприємств (технологічні, господарсько-питні), м<sup>3</sup>/год;

$q_{\text{пол}}$  – витрата води благоустрій території у годину максимального водоспоживання, м<sup>3</sup>/год.

Подача води у випадку виникнення пожежі може здійснюватися насосами, призначеними для подання води на господарсько-питні потреби, тобто основними насосами, якщо їхня продуктивність забезпечить поповнення протипожежної витрати або за рахунок увімкнення, наприклад, резервних насосів. При цьому допускається зменшення вільного напору в мережі до 10 м. Також можуть встановлюватися окремі групи насосних агрегатів, призначених для увімкнення саме під час виникнення пожежі. У випадку розміщення насосної станції 2-го підйому на значних відстанях від населеного пункту, протипожежні насоси розташовуються безпосередньо на території міста і беруть воду зі спеціальних протипожежних резервуарів, розрахованих на зберігання необхідного протипожежного запасу. Відновлення цього запасу здійснюється за аналогією з режимом станцій 1-го підйому.

Продуктивність промивних насосів, коли насос подає воду безпосередньо в комунікації фільтрів або контактних освітлювачів (рис. 9.4) визначають за такою формулою, л/с:

$$Q_{\text{пром}} = F \times q \times n, \quad (9.7)$$

де  $F$  – площа одного фільтра або контактного освітлювача, м<sup>2</sup>;

$q$  – обрана інтенсивність промивання, л/с × м<sup>2</sup>;

$n$  – кількість фільтрів (контактних освітлювачів), що одночасно промиваються.

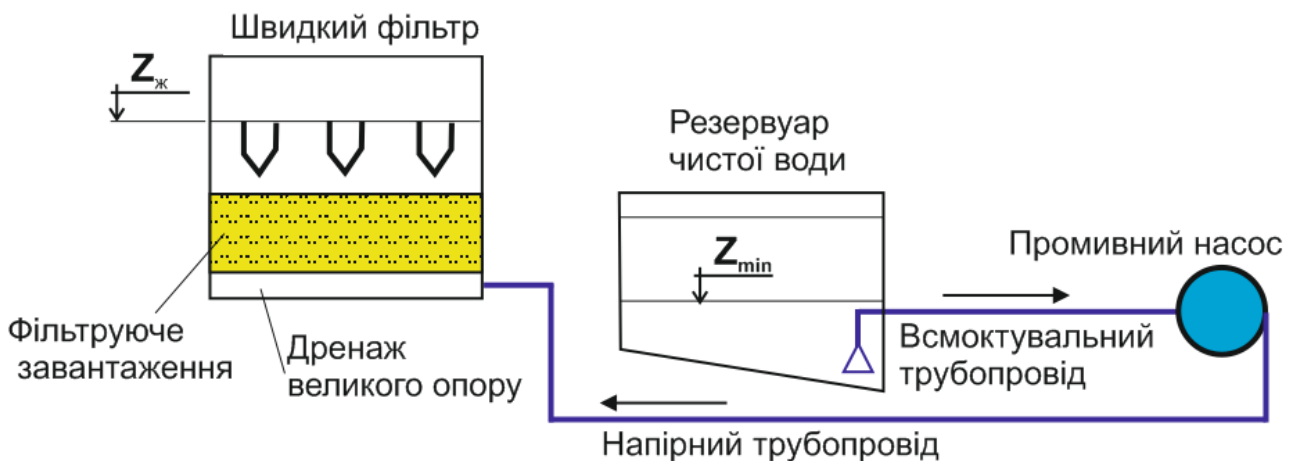


Рисунок 9.4 – Подача води промивними насосами безпосередньо у комунікації фільтрів

Під час подання води у промивні баки (рис. 9.5) промивна витрата, тобто продуктивність промивних насосів дорівнює:

$$Q_{\text{пром}} = \frac{W_{\text{пром}} \times 1000}{t_2}, \quad (9.8)$$

де  $W_{\text{пром}}$  – об'єм бака промивної води, який розраховують на дві промивки, якщо  $n = 1$ , або три промивки, якщо  $n = 2$ ;

$t_2$  – інтервали часу між промивками фільтрів (контактних освітлювачів) у разі форсованого режиму роботи, с.

## 9.2 Напори насосів 2-го підйому

Повний напір насосів 2-го підйому визначають після розрахунку водопровідної мережі, водоводів, побудови п'єзометричних ліній і відміток рівнів води в регулювальних ємностях.

Повний напір господарсько-питних насосів залежить також від наявності та місця розташування водонапірної башти. При цьому відрізняють такі основні випадки:

- водопровідна мережа без регулюючої ємності;
- система водопостачання з водонапірною баштою, яка розташована на початку мережі;
- регулювальна ємність розташована у кінці або у проміжних точках мережі (мережа з контррезервуаром).

За браком регулювальної ємності повний напір насосів 2-го підйому визначають за такою формулою, м (рис. 9.6):

$$H_{\text{н.с}} = H_{\Gamma} + h_{\text{вс}} + h_{\text{нс}} + h_{\text{н}} + h_{\text{мер}} + h_{\text{в}}, \quad (9.9)$$

де  $H_{\Gamma}$  – геометрична висота підйому води, яка дорівнює різниці позначок землі в означеній точці  $Z_{\text{д.т.}}$  і розрахункового рівня води в РЧВ  $Z_{\text{min}}$ , м;

$h_{\text{мер}}$  – втрати напору у водопровідній мережі за означеним напрямком у годину максимального водоспоживання, м;

$h_B$  – необхідний вільний напір в означеній точці (залежить від поверховості забудови), м.

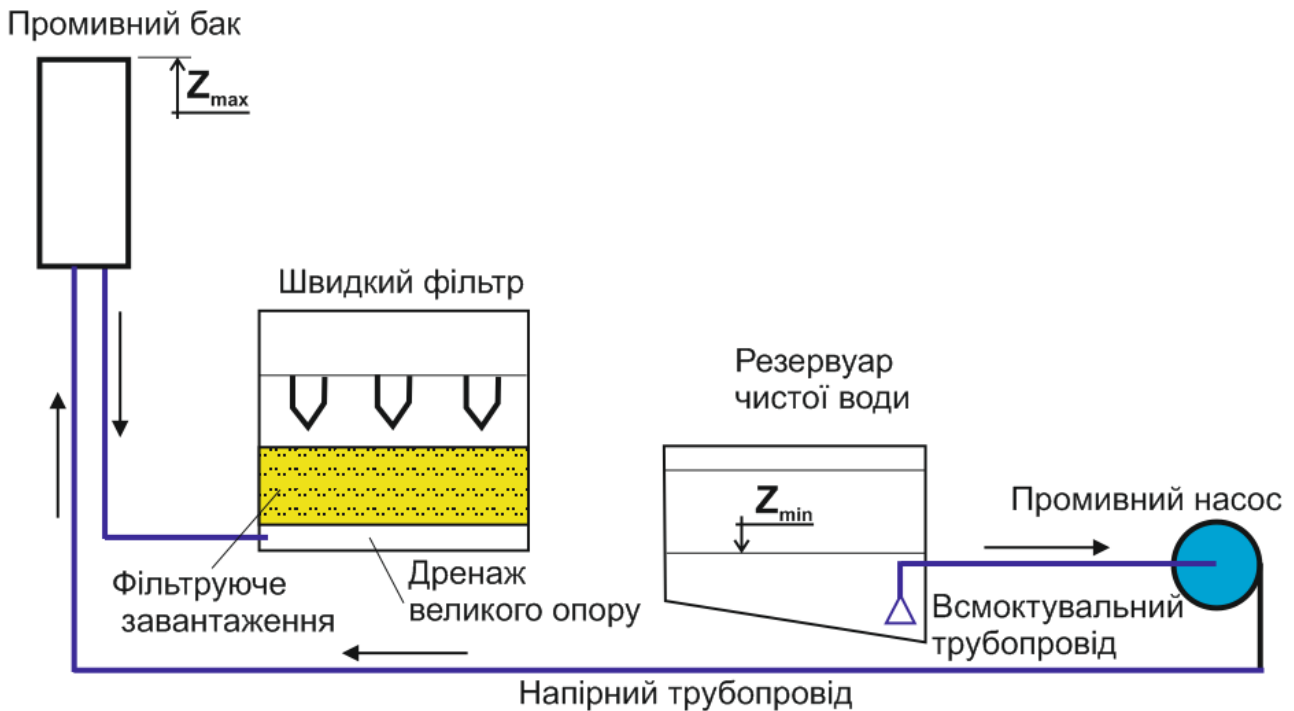


Рисунок 9.5 – Подача води промивними насосами у промивний бак

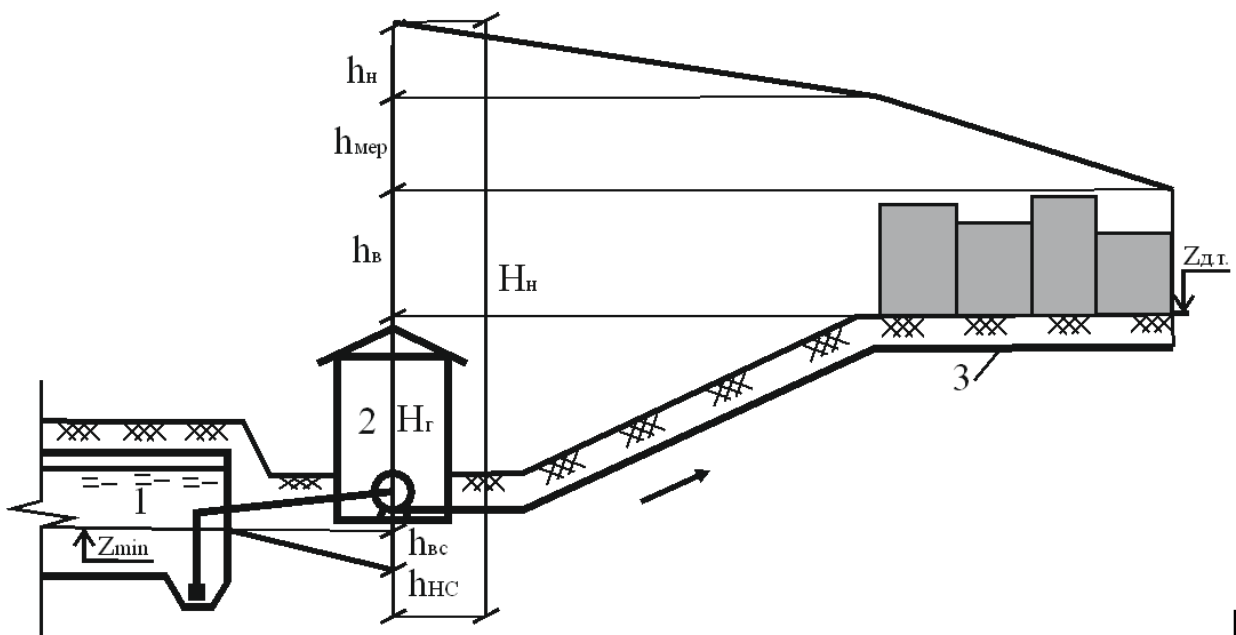


Рисунок 9.6 – Напір насосів 2-го підйому за браком регулювальної ємності на мережі:

1 – РЧВ; 2 – насосна станція 2-го підйому; 3 – мережа

Необхідний мінімальний вільний напір в означеній точці зумовлюється поверховістю забудови:

$$h_B = 10 + 4 \times (\Pi - 1), \quad (9.10)$$

де  $\Pi$  – кількість поверхів житлової забудови.

У разі використання водонапірної вежі її місцезнаходження на мережі залежить від рельєфу населеного пункту. Тобто башту з метою зменшення висоти її стовбуру зазвичай розташовують у найбільш високій точці мережі. У зв'язку з цим виникають два варіанти: коли башта розміщується на початку мережі і коли вона розміщується в кінці або будь-якій проміжній точці мережі, тобто маємо випадок контррезервуара.

У разі розміщення водонапірної башти (вежі) або іншої регулювальної ємкості на початку мережі обирають ступеневу роботу насосної станції 2-го підйому. У години, коли подача станції перевищує водоспоживання, вежа наповнюється, а в години, коли подача насосів менша за водоспоживання, нестача води в мережі компенсується з башти. Тобто в годину максимального водоспоживання, частина води в мережу подається насосами, а частина з вежі.

У разі розташування водонапірної башти на початку мережі повний напір насосів визначають за такою залежністю (рис. 9.7):

$$H_{н.с} = H_{\Gamma} + h_{вс} + h_{нс} + h_{н} + H_{стовб} + H_{б}, \quad (9.11)$$

де  $H_{\Gamma}$  – геометрична висота підйому, яка в цьому випадку різниці відміток землі у місці розташування водонапірної башти  $Z_{вб}$  та розрахункового рівня води у РЧВ  $Z_{min}$ , м;

$H_{б}$  – висота бака ВБ, м;

$H_{стовб}$  – висота стовбуру ВБ, м.

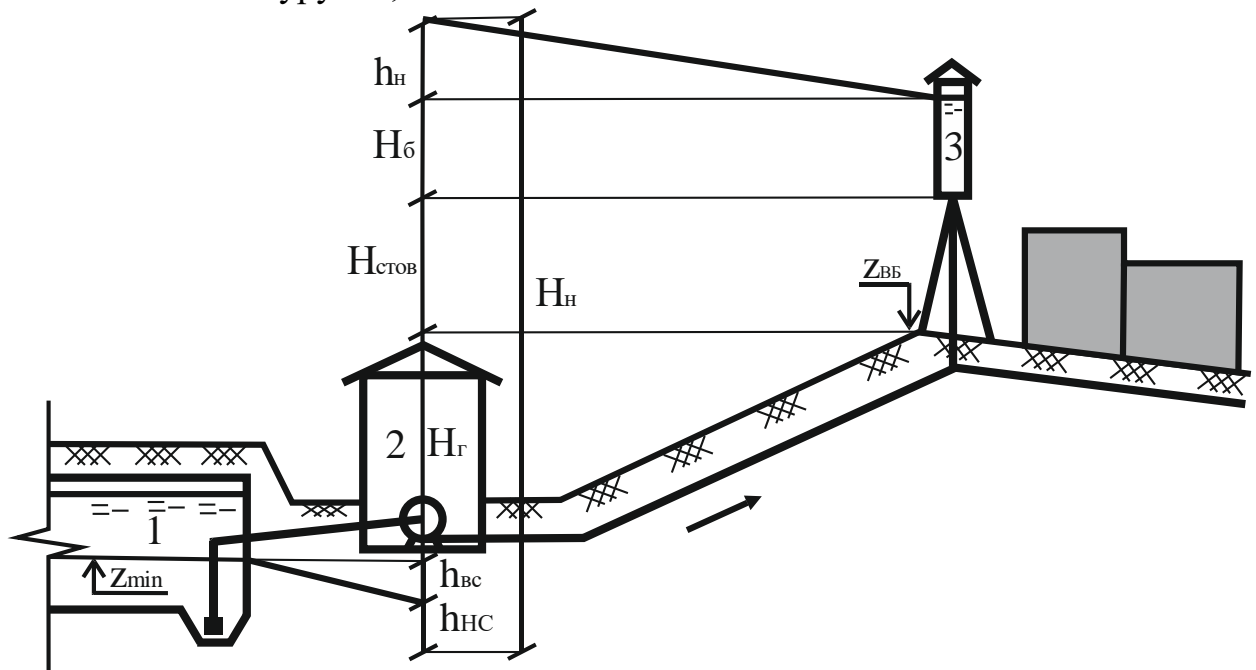


Рисунок 9.7 – Напір насосів 2-го підйому у разі розміщення водонапірної башти на початку мережі

1 – РЧВ; 2 – насосна станція 2-го підйому; 3 – водонапірна вежа

Висота бака башти  $H_{б}$  залежить від її розрахованого об'єму і обраної конструкції, а висота стовбура  $H_{стовб}$  зумовлюється позначкою означеної точки на мережі:

$$H_{стовб} = (Z_{д.т} - Z_{вб}) + h_{мер} + h_{в}. \quad (9.12)$$

Наявність контррезервуара (башти на кінці мережі) змінює режим роботи як самої мережі, так і насосної станції 2-го підйому. За такого варіанта виникає випадок максимального водоспоживання, коли мережа живиться і від насосів, і від контррезервуара (двобічне живлення з виникненням кордону, на якому відбувається зустріч потоків води від насосної станції і від контррезервуара), і випадок максимального транзиту, коли надлишок води, що подається насосами, надходить до контррезервуара.

Тому під час вибору насосного устаткування станції 2-го підйому необхідно враховувати обидва можливих випадки, тобто максимальне водоспоживання і транзит.

За максимального водоспоживання повний напір насосів визначають за такою формулою (рис. 9.8):

$$H_{н.с} = H_{\Gamma} + h_{вс} + h_{нс} + h_{н} + h_{мер} + h_{в}, \quad (9.13)$$

де  $H_{\Gamma}$  – геометрична висота підйому води, яка дорівнює різниці позначок землі в означеній точці  $Z_{д.т.}$  та розрахункового рівня води у РЧВ  $Z_{min}$ , м;

$h_{мер}$  – втрати напору у водопровідній мережі за означеним напрямком у годину максимального водоспоживання, м;

$h_{в}$  – необхідний вільний напір в означеній точці, м.

У разі максимального транзиту в контррезервуар повний напір насосів визначають за такою формулою:

$$H_{н.с} = H_{\Gamma} + h_{вс} + h_{нс} + h_{н} + h_{мер} + H_{стовб} + H_{б}, \quad (9.14)$$

де  $H_{\Gamma}$  – геометрична висота підйому, яка дорівнює різниці відміток землі в місці розташування контррезервуара  $Z_{вб}$  та розрахункового рівня води в РЧВ  $Z_{min}$ , м;

$h_{мер}$  – втрати напору у водопровідній мережі у годину максимального транзиту на ділянках мережі від місця під'єднання водоводів до контррезервуара, м.

Висота бака контррезервуара  $H_{б}$  розраховується аналогічно висоті водонапірної башти, а висота стовбура  $H_{стовб}$  визначається як різниця геодезичних позначок низу бака  $Z_{нб}$  і позначки поверхні землі в місці розміщення контррезервуара  $Z_{вб}$ :

$$H_{стовб} = Z_{нб} - Z_{вб}. \quad (9.15)$$

Позначка низу бака визначається п'єзометричною лінією випадку за максимального водоспоживання, тобто як сума п'єзометричної позначки в означеній точці і втрат напору від контррезервуара до неї (рис. 9.8).

Потрібний напір насосів 2-го підйому в мережах з контррезервуаром необхідно обирати за найбільшим із двох розрахункових випадків. Зазвичай найбільшим є напір для випадку подачі найбільшого транзиту в башту. Також необхідно зазначити, що втрати напору в мережі  $h_{мер}$  для обох випадків розрізняються не тільки витратами по ділянках, а й враховуються на різних ділянках мережі під час її погодження.

Повний напір насосів під час пожежогасіння визначається аналогічно напору у разі системи без башти:

$$H_{н.с} = H_{\Gamma} + h_{вс} + h_{нс} + h_{н} + h_{мер} + h_{в}, \quad (9.16)$$

де  $h_{\text{мер}}$  – втрати напору у водопровідній мережі на ділянках від означеної точки до місця під'єднання водоводів до мережі, які визначаються в годину максимального водоспоживання з урахуванням пропускання пожежної витрати, м;

$h_{\text{в}}$  – необхідний вільний напір в означеній точці (обирається не менше ніж 10 м).

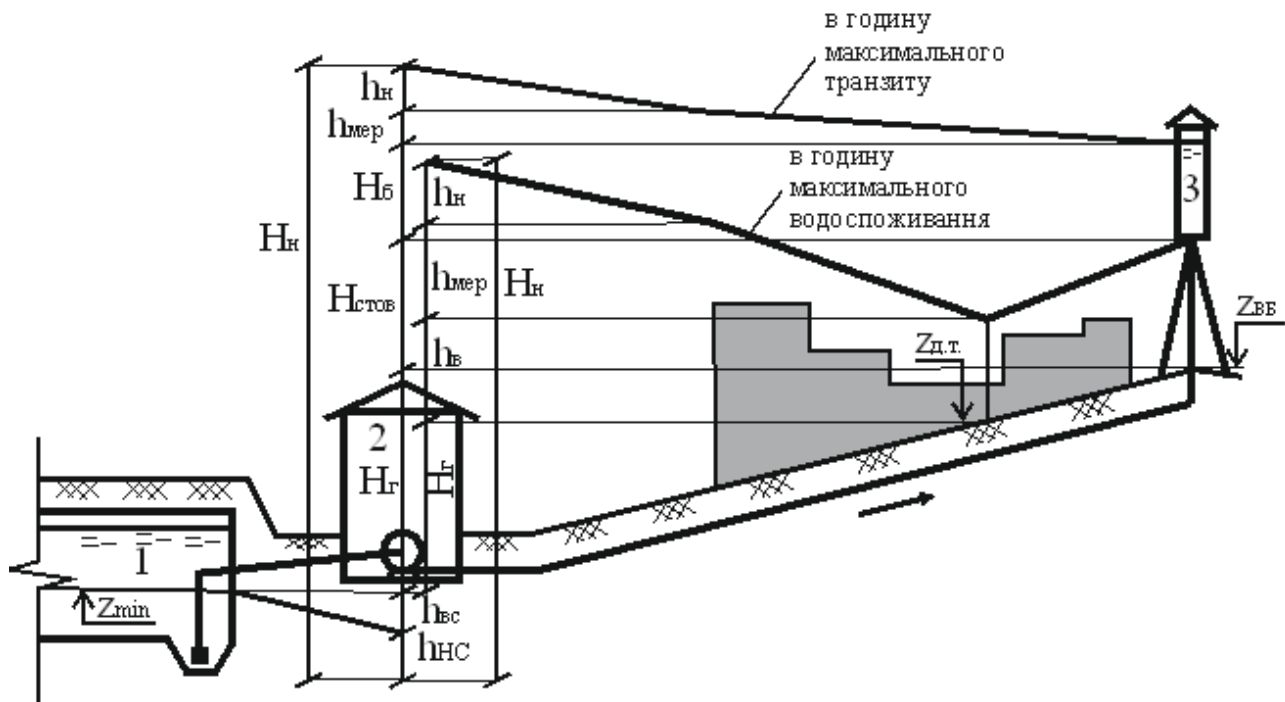


Рисунок 9.8 – Напір насосів 2-го підйому для мережі з контррезервуаром:  
1 – РЧВ; 2 – насосна станція 2-го підйому; 3 – контррезервуар

Під час визначення розрахункової точки у разі пожежі необхідно мати на увазі найбільш несприятливі умови роботи насосної станції. Під цими умовами розуміється можливість виникнення пожежі у найбільш високо розташованих та віддалених від НС точках території, яку обслуговує водопровід.

Якщо в насосній станції встановлена об'єднана господарсько-пожежна або пожежна група насосів, то за розрахунковий рівень води у РЧВ обирається рівень пожежного запасу, для господарсько-питної групи – середній рівень води в резервуарах.

Подача протипожежної витрати може здійснюватися як спеціальними протипожежними насосами (окремою групою), так і господарсько-питними за рахунок зниження розрахункового напору під час пожежі. Внаслідок короткочасності процесу ліквідації пожежі у випадку забезпечення пропускання протипожежної витрати господарсько-питними насосами допускається робота насосів поза межами рекомендованої зони характеристики з певним зниженням ККД. Однак при цьому необхідно провести перевірки розрахунки на кавітаційний запас системи.

Повний напір промивних насосів під час подання води безпосередньо в комунікації фільтрів або контактних освітлювачів визначають за такою формулою (рис. 9.4):

$$H_{\text{пром}} = (Z_{\text{ж}} - Z_{\text{min}}) + h_{\text{вс}} + h_{\text{нс}} + h_{\text{н}} + h_{\text{д}} + h_{\text{з}}, \quad (9.17)$$

де  $Z_{\text{ж}}$  – відмітка переливного крайка жолоба фільтрів;

$h_{\text{н}}$  – сумарні втрати напору в напірних трубопроводах від насосної станції до найбільш віддаленого фільтра, м;

$h_{\text{з}}$  – втрати напору в шарі завантаження фільтра під час промивання, м;

$h_{\text{д}}$  – втрати напору в дренажі великого опору фільтра (контактного освітлювача), м.

Під час подання води в напірні баки повний напір промивних насосів визначається за такою формулою:

$$H_{\text{пром}} = (Z_{\text{max}} - Z_{\text{min}}) + h_{\text{вс}} + h_{\text{нс}} + h_{\text{н}}, \quad (9.18)$$

де  $Z_{\text{max}}$  – відмітка максимального рівня води у промивному баку.

### Контрольні запитання

1. Які режими роботи характерні для насосних станцій 2-го підйому?
2. Як режим роботи станції залежить від режиму водоспоживання?
3. Як визначається продуктивність насосів різного призначення на станціях 2-го підйому?
4. Надайте методику розрахунку необхідного напору станції 2-го підйому залежно від призначення групи насосів і конструкції мережі.

## Тема 10 Насосні станції систем водовідведення

### 10.1 Класифікація каналізаційних насосних станцій

Каналізаційні насосні станції (КНС) класифікуються за такими ознаками:

- 1) за надійністю дії КНС поділяються на три категорії (табл. 10.1);
- 2) за розташуванням в загальній системі водовідведення КНС можуть бути:
  - головні, які розміщують на головних колекторах систем водовідведення для перекачування з них стічних вод на очисні споруди;
  - районні – стічні води перекачуються в головний або в розташований поблизу колектор із частини території, яку каналізують (району);
  - мережні розташовані безпосередньо на колекторі, заглиблення якого перевищує припустимі за ДБН норми, і призначені для підйому стічних вод з нижче розташованого самопливного колектору у вище розташований;
  - місцеві – стічні води перекачуються від окремих об'єктів (будинку, споруди, підприємства тощо);
- 3) за видом стічної рідини, що перекачується, станції поділяють на чотири групи:
  - для господарсько-побутових стоків;
  - для виробничих стоків;
  - для зливових стоків;
  - для перекачування мулу (входять до складу очисних споруд);

- 4) за конструкцією КНС зазвичай бувають:
- заглибленого й шахтного типу;
  - сполучені з приймальним резервуаром або роздільні (рис. 10.1).

Таблиця 10.1 – Категорії надійності каналізаційних насосних станцій

Категорія надійності дії	Характеристика режиму роботи насосної станції
Перша	Не допускається перерва або зменшення подання стічних вод (крім зменшення подання під час увімкнення резервного обладнання)
Друга	Допускається перерва в подачі стічних вод не більше, ніж 6 годин або зменшення їхньої подачі в межах визначеного зменшення подачі води у системі водопостачання населеного пункту чи промислового підприємства
Третя	Допускається перерва подачі стічних вод на час проведення ремонтних робіт (з припиненням водопостачання окремих районів чи вулиць населених пунктів із чисельністю жителів до 5 000), але не більше, ніж 24 години

Схеми КНС сполученої і роздільної конструкції призначені для головних і районних каналізаційних насосних станцій (рис. 10.1). У переважній більшості ці станції виконуються сполученими, тому що це спричиняє скорочення їхньої будівельної вартості та експлуатаційних витрат (рис. 10.1, б). Станції роздільного типу застосовуються тільки за відповідного техніко-економічного обґрунтування з обліком санітарних і місцевих геологічних умов (рис. 10.1, а).

У більшості випадків зливові каналізаційні станції обладнуються осьовими насосами, тому що надходження атмосферних стічних вод має залповий характер, і для того, щоб забезпечити їхнє відкачування, необхідні насоси з відносно великою подачею. Високий напір в цьому разі не потрібний.

Мережна каналізаційна станція обладнується шнековими насосами, що значно спрощує конструкцію будівлі. У цьому випадку не потрібно споруджувати приміщення решіток. Стічні води з нижнього колектору надходять у камеру, що відіграє роль регулюючої ємності. У ній же встановлені шнекові насоси, що перекачують стічні води у верхній колектор.

Насосні станції для перекачування мулу й осаду можуть бути обладнані відцентровими, осьовими, плунжерними або шнековими (для подання активного мулу в аеротенки) насосами.

## 10.2 Місця розташування насосних станцій водовідведення

У системах водовідведення з нормальним (5–8 м) закладенням колекторів головну каналізаційну насосну станцію розміщують наприкінці головного самопливного колектору, тобто в найбільш зниженій зоні території, яку каналізують, куди доцільно стічну воду відводити самопливом. Від головної

насосної станції всі стічні води, що надходять до неї, перекачуються на очисні споруди напірним водоводом. Місце розташування головної каналізаційної станції призначається з урахуванням можливості пристрою аварійного випуску. У системах водовідведення із глибоким закладанням колекторів головну насосну станцію доцільно розміщувати безпосередньо на майданчику очисних споруд. До того ж зникає необхідність улаштування напірних водоводів значної довжини, що спричиняє зменшення потужності та вартості станції.

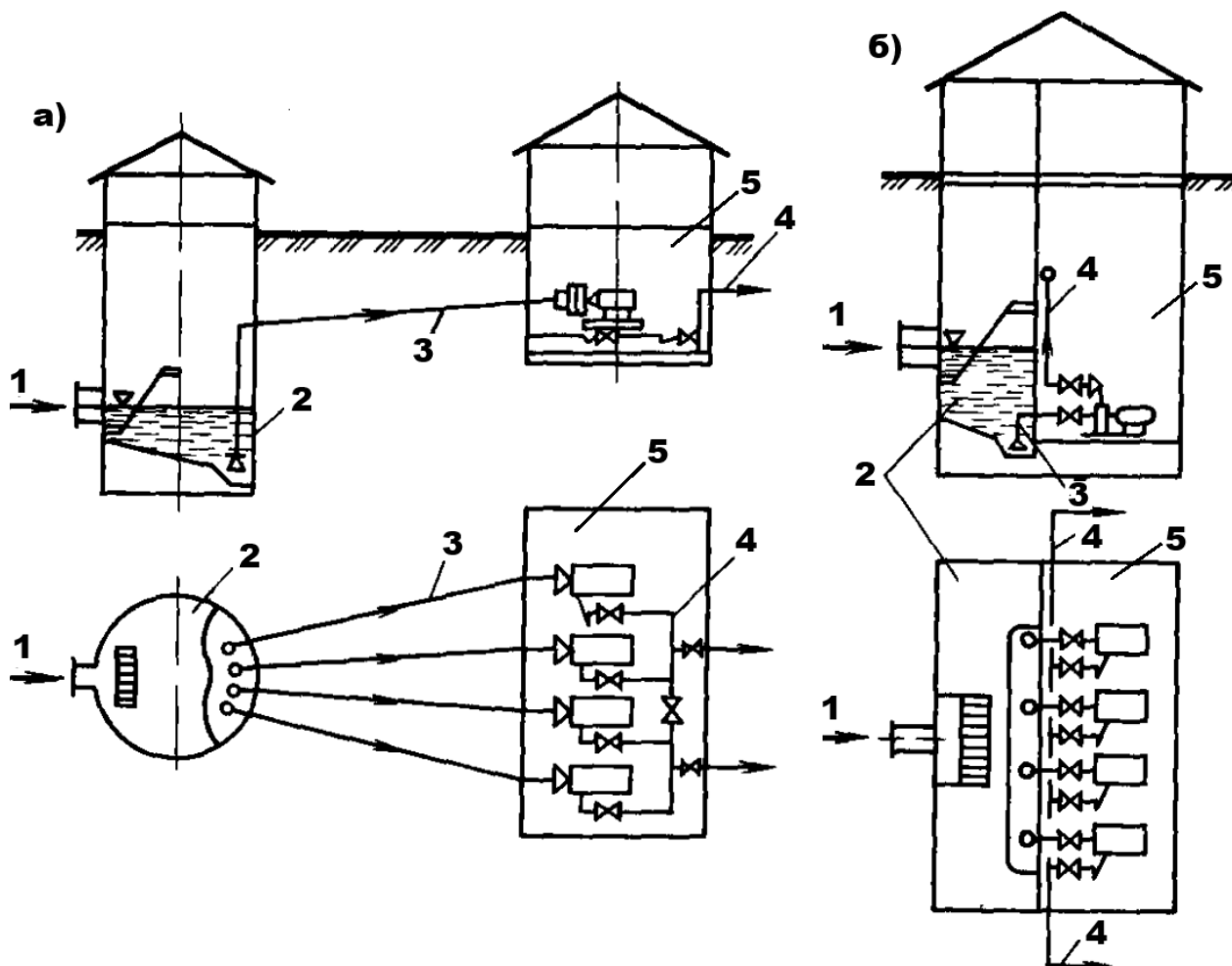


Рисунок 10.1 – Насосні станції систем водовідведення: а – роздільний тип; б – сполучений тип; 1 – підвідний колектор; 2 – приймальний резервуар; 3 – всмоктувальні лінії; 4 – напірні лінії; 5 – машинний зал станції

Аналогічно до головної обирається місце розташування й районних каналізаційних станцій в межах району, від якого надходять стоки до цієї станції. Якщо під час влаштування самопливного колектору, що підводить воду до головної або районної насосної станції, зустрічаються природні (річка, яр тощо) або штучні перешкоди, станцію варто розташовувати до перешкод. Це дасть змогу скоротити капітальні витрати, тому що вартість будівництва (на одиницю довжини) напірного водоводу завжди менша, ніж самопливного колектору або спеціальної споруди (наприклад дюкера).

Головні й районні каналізаційні станції варто розміщувати поза зоною забудови житлових кварталів. Якщо ж вони перебувають у житловій зоні, між

житловими будинками і будинком каналізаційної насосної станції має бути передбачений санітарний розрив 20–25 м із захисними зеленими насадженнями. Місця розташування насосних станцій для перекачування стічних вод у кожному випадку повинні бути узгоджені з органами санітарно-епідеміологічної служби.

У будівлях насосних станцій, розташованих у затоплюваній місцевості, відмітки порогів їхніх входів повинні бути не менше ніж на 0,5 м вище рівня нагону вітрової хвилі за максимального горизонту паводкових вод забезпеченістю 3 %.

Мережні каналізаційні станції розміщують на самопливних колекторах у місцях, де подальше заглиблення колектору стає економічно недоцільним. Зливові каналізаційні насосні станції доцільно влаштовувати на знижених ділянках площ водозборів поблизу водоймищ, куди атмосферні води скидаються без попередньої очистки. Кількість різних каналізаційних насосних станцій у загальній схемі водовідведення міста або населеного пункту визначається з урахуванням планувальних, топографічних і геологічних умов місцевості на підставі техніко-економічних розрахунків різних варіантів.

### 10.3 Визначення місткості приймального резервуара

Регульовальну місткість приймального резервуара розраховують відповідно до режиму роботи та загальної подачі насосної станції. Якщо регульовальна місткість буде мала, то не буде забезпечена рівномірність роботи станції.

Якщо ж вона виявиться занадто великою, з'явиться небезпека випадання великого обсягу завислих речовин зі стічної води, що спричинить швидке замулення приймального резервуара й можливого загнивання домішок. Необхідну регульовальну місткість зручно визначати графічним способом під час сполучення графіків припливу стічних вод і роботи насосів.

Під час проектування КНС подача насосів обирається рівною максимальному годинному притоку, м<sup>3</sup>/год:

$$Q_{\text{НС}} = q_{\text{макс}}^{\text{год}} \cdot \quad (10.1)$$

Враховуючи циклічний режим роботи КНС (часті вмикання й вимикання насосів), для визначення регульовальної місткості використовують сумарний погодинний графік припливу й відкачування стічних вод. На рисунку 10.2 наведено приклад графіка припливу стічних вод для  $K_{\text{год}} = 1,8$ .

За вертикальною віссю графіка відкладають значення витрат стічних вод, яке виражене у відсотках від значення добового припливу, а за горизонтальною – значення тривалості припливу стічних вод у хвилинах. Якщо вважати, що значення припливу (витрат) стічних вод до насосної станції протягом години залишається незмінним, то, відповідно до рисунку 10.2, графіки, що характеризують годинні припливи, будуть мати вигляд прямих ліній. Для визначення регулюючої місткості лінії графіків припливу стічних вод необхідно сполучити з лініями графіків їх відкачування. Сумарна подача КНС призначається рівною максимальному годинному припливу (в години максимального припливу регульовальної ємності не потрібно). У всі інші години доби із припливом, меншим за максимальний, сумарне значення подачі насосів



У разі відомої кількості увімкнень насосів за 1 год,  $n$ , мінімальна місткість приймального резервуара може розраховуватися за такою формулою:

$$W_{min} = \frac{W_{год\ min}}{n} \left( 1 - \frac{q_{год\ min}}{Q_{нс}} \right), \quad (10.2)$$

де  $W_{год\ min}$  – об'єм стічних вод за годину мінімального припливу (чисельно збігається з  $q_{год\ min}$ ,  $M^3$ );

$n$  – кількість вмикань насосів за 1 год,

$q_{год\ min}$  – мінімальний годинний приплив стічних вод за добу,  $M^3/год$ ;

$Q_{нс}$  – подача насосної станції,  $M^3/год$ .

Регульовальні місткості приймальних резервуарів станцій, що перекачують виробничі стоки, визначаються відповідно до технологічних процесів.

Місткість приймального резервуара насосних станцій для перекачування мулу або осаду визначають за об'ємом циркулюючого мулу й осаду, що випускається з відстійників і метантенків. Регульовальна місткість приймального резервуара мулової станції, що перекачує осад за межі станції очистки, повинна бути не більше 15-хвилинної подачі найбільшого зі встановлених насосів.

#### 10.4 Вибір основних насосів каналізаційних станцій

Каналізаційні насосні станції, що перекачують господарсько-побутові стічні води, обладнуються відцентровими горизонтальними або вертикальними насосами. Горизонтальні насоси використовуються на насосних станціях наземного типу або станціях, які мають відносно невелике заглиблення (3–5 м). На станціях із заглибленням більше ніж 5 м (шахтного типу) доцільніше використовувати вертикальні насоси, тому що в цьому випадку значно зменшуються розміри будівлі станції в плані.

Під час визначення кількості робочих агрегатів варто враховувати, що крупні насоси мають більш високий ККД. У зв'язку з цим необхідно призначити меншу кількість агрегатів, але з більшою продуктивністю. Однак установка на станції невеликої кількості агрегатів спричиняє збільшення потужності резерву насосного обладнання станції й зниження його маневреності. Необхідно також враховувати добовий об'єм рідкого стічного середовища, що перекачується, рівномірність його припливу і черговість будівництва насосної станції.

Кількість робочих насосних агрегатів для конкретних умов визначають на підставі техніко-економічних розрахунків варіантів з урахуванням перелічених умов (табл. 10.2).

Практика проєктування й експлуатації КНС дає змогу надати такі рекомендації щодо вибору кількості насосних агрегатів. Малі станції з невеликою подачею обладнуються одним робочим агрегатом. Два-три робочі агрегати встановлюються на станціях із середньою і з великою подачами, а також з рівномірним припливом стічних вод. У загальному випадку на станціях з великою подачею встановлюються чотири-п'ять і більше робочих насосних агрегатів.

Крім робочих, на каналізаційних насосних станціях передбачають установлення резервних агрегатів. Робочі й резервні насоси повинні бути однієї

марки, тому що це значно зменшує експлуатаційні витрати, спрощує умови й можливість автоматизації процесів керування агрегатами (табл. 10.2).

Таблиця 10.2 – Вибір резервного насосного устаткування каналізаційних насосних станцій

Виробничі стічні води (побутові та близькі до них за складом)				Агресивні стічні води	
Робочі насоси	Резервні насоси відповідно до категорії надійності дії			Робочі насоси	Резервні насоси відповідно до всіх категорій надійності дії
	I	II	III		
1	2	1	1	1	1 і 1 на складі
2	2	1	1	2–3	2
3 і більше	2	2	1 і 1 на складі	4	3
–	–	–	–	5 і більше	Не менше 50 %

Для полегшення запуску насосів їх розташовують нижче розрахункового рівня стоків у приймальному резервуарі (самозаливання). Для станцій з регулюючими ємностями як розрахунковий обирають середній рівень води в приймальному резервуарі, який передбачають на 1 м нижче за лоток підвідного колектору. На станціях без регулюючих ємностей як розрахунковий рівень обирають позначку рівня води в підвідному лотку за мінімального припливу. Якщо насос розміщується вище розрахункового рівня води в приймальному резервуарі, необхідно передбачити спеціальну вакуумну систему для заливання насосів перед запуском.

Використання відцентрових насосів на мережних каналізаційних станціях, що перекачують стічну воду з розташованого нижче в розташованій вище колектор, економічно не виправдано. По-перше, напір каналізаційних відцентрових насосів більший, ніж потрібно у зазначеному випадку. По-друге, їх використання вимагає досить складної конструкції будівлі з пристроєм приміщення решіток. Для обладнання таких насосних станцій найчастіше використовуються шнекові насоси, що мають низку переваг порівняно з відцентровими.

На каналізаційних насосних станціях, що перекачують промислові стічні води без великих механічних домішок, під час обґрунтування можна використати водопровідні насоси.

### 10.5 Приймальні резервуари та їхнє обладнання

Приймальний резервуар є головною спорудою КНС і призначений для приймання стічної рідини, що перекачується, із самопливних (безнапірних) колекторів. Таким чином забезпечується рівномірна робота насосів у найбільш економічному режимі за нерівномірного припливу стічних вод.

Робочий об'єм приймального резервуара визначається регулювальною місткістю. Глибина в середній його частині повинна бути не менше 1,5–2 м, а найвищий розрахунковий рівень води в резервуарі обирається рівним позначці лотка підвідного колектору. Дно резервуара влаштовують із ухилом не менше ніж 0,1 % у бік прямиків усмоктувальних труб. На станціях з подачею 100 тис. м<sup>3</sup>/добу і більше резервуар розділяють на два відділення без збільшення загального обсягу, що дає змогу поліпшити умови його експлуатації (чищення, ремонт тощо).

Приймальний резервуар може бути встановлений окремо від приміщення насосної станції. Цей варіант найбільш сприятливий щодо санітарного стану, але в такому разі значно погіршуються експлуатаційні умови та збільшується довжина всмоктувальних труб. У практиці будівництва КНС поширені варіанти сполученого типу. У цьому разі приймальний резервуар відокремлюється від машинного залу глухою непроникною стіною.

Щоб захистити насоси від засмічення, стічну воду пропускають через решітки або решітки-дробарки, встановлені на розподільних каналах біля входу стічних вод у резервуар.

Решітки, які утримують сміття, можуть бути з ручним або механізованим видаленням затриманого сміття. Немеханізовані ґрати – це набір пластин із прозорами 16–20 мм, скріплених круглими (8–10 мм) стрижнями. Решітки встановлюються під кутом 60–70° до горизонту. Очищення немеханізованих решіток здійснюється ручними граблями. Їх установка допускається на малих каналізаційних станціях у виняткових випадках за добового обсягу знятого з решіток сміття не більше ніж 0,1 м<sup>3</sup>.

У практиці будівництва КНС найчастіше використовуються механізовані решітки, у яких грабельний механізм для видалення затриманого сміття рухається від електродвигуна через механічний редуктор. Виготовляються механізовані решітки двох модифікацій: вертикальні (РМВ) та похилі (МГТ), які встановлюються під кутом 60–80° до горизонту. Ширину прозорів решіток обирають на 10–20 мм менше ніж діаметр прохідних перетинів насосів, встановлених на КНС.

Грабельний механізм скидає затримане сміття з решітки на стрічковий транспортер, встановлений за решітками. За допомогою транспортера сміття подається в спеціальні дробарки, звідки після дроблення скидається в канал перед решітками. Для дроблення сміття використовуються дробарки молоткового типу. Сміття, що потрапило між рухливі молотки й нерухомі зубчасті сегменти дробарки, подрібнюється до стану кашоподібної маси, що через отвори піддона вимивається в канал водою (6–8 л води на 1 кг відходів).

Більш прогресивними і сучасними механізмами для попереднього очищення стічної води перед надходженням у насоси є решітки-дробарки. Це апарати, що сполучають дві операції: затримання домішок та їхнє роздрібнення до певних розмірів (рис. 10.3). Конструктивно вони становлять відкритий барабан, що обертається на вертикальній осі в нерухомому корпусі. У барабані улаштовані горизонтальні щілини, через них стічна вода проходить із каналу, що підводить, у приймальний резервуар. На барабані закріплені різці, які під час

його обертання проходять відносно гребнів, закріплених на корпусі з мінімальним проміжком. Тверді домішки, що не пройшли крізь прозори барабана, подрібнюються та з потоком виносяться у приймальний резервуар.

Щитові засуви, які встановлюють перед усіма решітками на підвідних каналах, дають змогу відімкнути решітки у випадку їхньої зупинки або ремонту. На випадок аварії або ремонту приймального резервуара передбачається плаский щитовий засув на устя підвідного колектору. Під час закриття цього засува стічна вода спрямовується через пристрій аварійного скидання, що є в найближчому від насосної станції колодязі на колекторі.

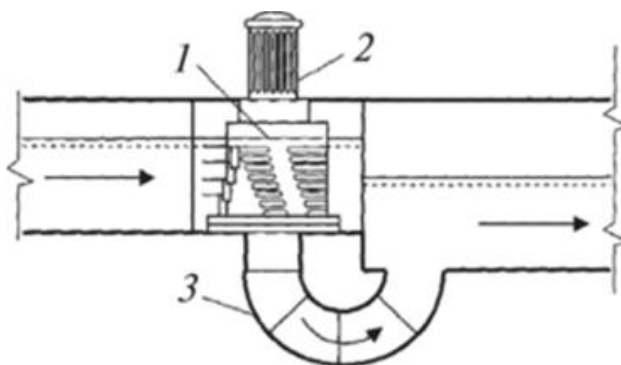


Рисунок 10.3 – Решітка-дробарка:  
1 – барабан; 2 – привод; 3 – канал

Для скаламучення осаду біля приймальних вирв кожної усмоктувальної труби влаштовують трубопроводи, вода до яких підводиться від напірних труб насосів. У приймальних резервуарах необхідно передбачити трубопроводи з технічною водою для підключення шлангу із брандспойтом, за допомогою якого здійснюється періодичне промивання резервуара.

Для утримування в належному санітарному стані приймального резервуара необхідно забезпечити підведення питної води. У приміщенні приймального резервуара також встановлюються вантажопідйомні механізми.

### 10.6 Станції з насосами занурювального типу

На сучасному етапі розвитку будівництва майже всі каналізаційні насосні станції проектуються з насосами зануреного типу. Головною перевагою занурених каналізаційних насосів є можливість створення простої та дешевої насосної станції. Порівняно зі звичайними станціями економія складає від 40 % до 60 % залежно від місцевих конкретних умов. Іншою перевагою є те, що насосну станцію можна розташовувати під землею, що важливо в міських умовах або під час розміщення установок у будівлях.

Найбільш повно вимогам забезпечення надійної та безперервної роботи систем водовідведення відповідають відцентрові занурені електронасоси. Застосування занурених насосів дає змогу скоротити обсяги будівництва, тому що приймальне та машинне відділення поєднуються. За «мокрого» встановлення насосів виключаються витрати на системи опалення, вентиляції, подачу технічної води (рис. 10.4).

Занурений насос поєднується з електродвигуном у компактний агрегат з максимально коротким єдиним валом. Таким чином, енергія передається від ротора до робочого колеса з мінімальними втратами. Несоосність та, відповідно, вібрація, дія на підшипники та механічне ущільнення також мінімізовані. Ще однією перевагою занурених насосів є використання води в якості охолоджуючого агента. Висока температура – головна проблема електродвигуна,

тому необхідне його постійне охолодження. За допомогою більш високої теплоємності води охолодження відбувається більш інтенсивно, даючи змогу використовувати насоси для великих навантажень. Значний діапазон подач – від 900 м<sup>3</sup>/год до 4 500 м<sup>3</sup>/год.

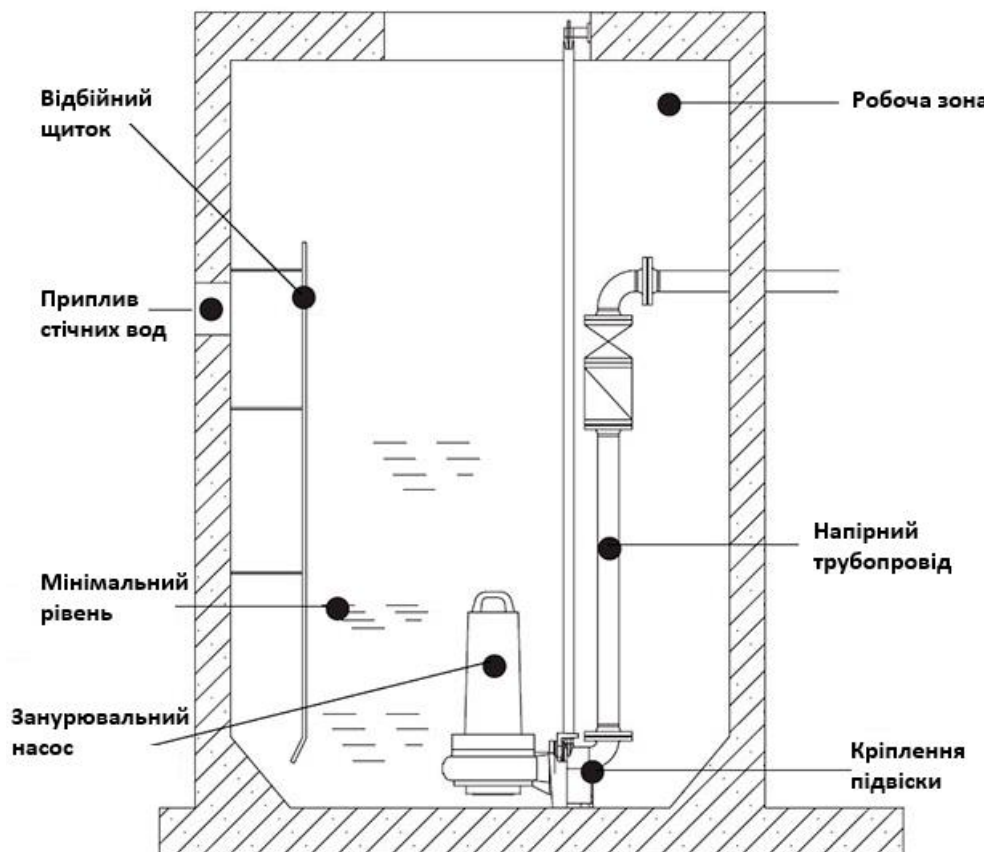


Рисунок 10.4 – Каналізаційна насосна станція з «мокрою» установкою занурювального насоса

Поряд із традиційними конструкціями КНС розповсюджені КНС зі скловолокна та інших полімерних матеріалів. Багато виробників виготовляють корпус КНС з полімерних матеріалів у вигляді колодязя, який має тільки одне відділення, де встановлюються насоси занурювального типу.

Така станція – це ємність у вигляді вертикального або горизонтального циліндра, виготовленого з армованого склопластику (рис. 10.5). У середині ємності КНС монтуються насосні агрегати, напірні труби, поплавкові сенсори рівня, замикальна арматура, майданчики для зручності обслуговування та інше обладнання.

Монтаж КНС зі скловолокна відбувається таким чином: систему розміщують у задалегідь виритій ямі за відповідними розмірами, на поверхні землі залишається тільки оглядовий люк. Для виконання проєкту КНС необхідно знати такі параметри: глибину розташування підвідного трубопроводу; рівень підйому води (напір і потужність насоса); витрату води, яку здатний перекачати насос за одиницю часу; якісний склад води.

Сучасні КНС комплектуються системою автоматизованого управління насосами, що розташовується у вологозахищеному приміщенні.

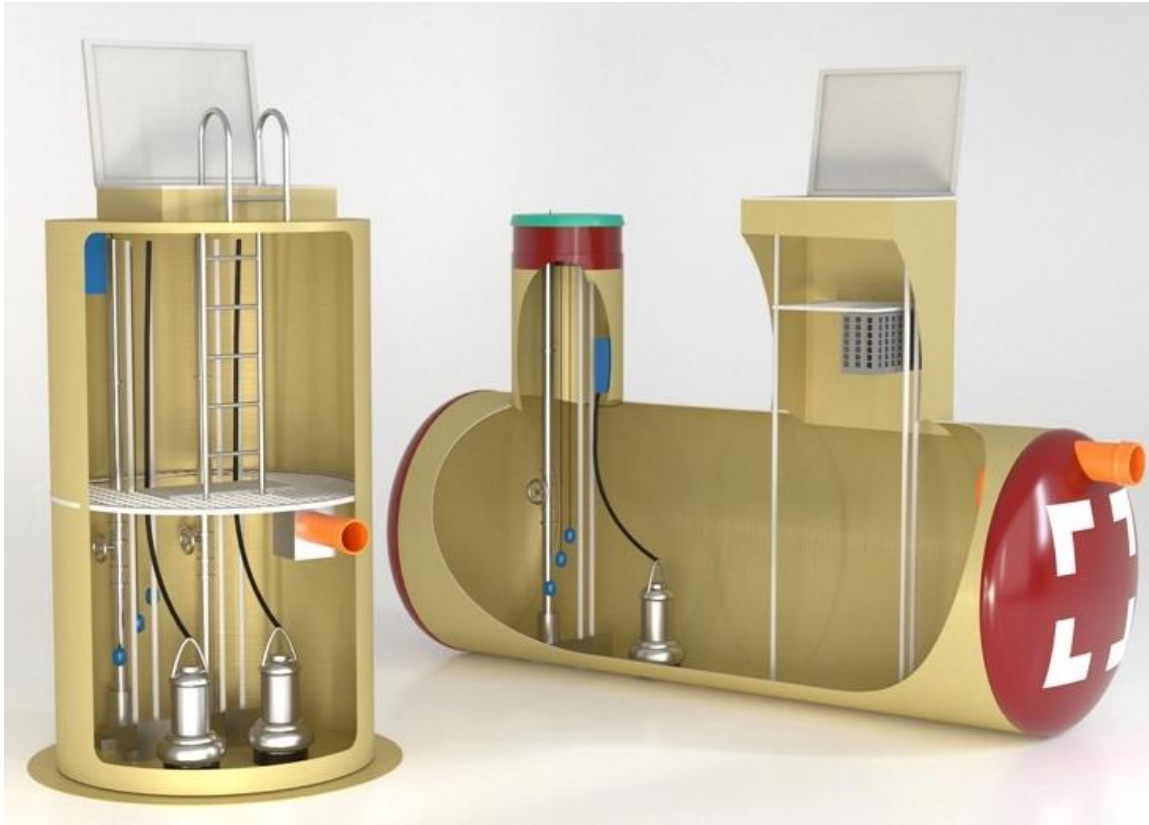


Рисунок 10.5 – Склопластикова КНС з вертикальним (зліва) і горизонтальним (справа) компонуванням

### Контрольні запитання

1. Назвіть основні вимоги щодо надійності дії каналізаційної насосної станції залежно від категорії.
2. За якими критеріями обирається місце будівництва каналізаційної насосної станції?
3. Як визначається необхідна місткість приймального резервуара?
4. Яке обладнання входить до складу приймальних резервуарів станції водовідведення?
5. У чому полягає особливість конструкції станції з занурювальними насосами?

## Тема 11 Проектування насосних станцій

### 11.1 Вибір насосів

Вибір типу насосів для встановлення в машинному залі станції, по-перше, залежить від виду перекачуваної рідини або середовища (насоси для чистої води, насоси для стічних вод, для хімічно активних речовин, ґрунтові, піскові, шламкові насоси тощо).

Залежно від типу конструкції будівлі насосної станції, що проектується, обирається тип конструкції насоса. Для наземних і напівзаглиблених насосних

станцій, а також у разі відносно невеликих заглиблень машинного залу передбачають встановлення насосів горизонтального типу (з двобічним входом, консольні). У разі значних заглиблень машинного залу (більше ніж 10 метрів) доцільно використовувати насоси вертикального типу (В, СДВ).

Вибір типу насосів для конкретного проекту визначається після розрахунку необхідної продуктивності та напору насосної станції.

Для водопровідних насосних станцій найбільшого розповсюдження набули відцентрові насоси типів: Д (горизонтальний з двобічним входом рідини в робоче колесо), В (вертикальний), К (консольний) і КМ (консольний моноблочний).

Мінімальна кількість робочих і резервних насосних агрегатів у машинному залі станції, що проектується залежить від категорії надійності станції (табл. 11.1). На станціях I категорії надійності дії кількість робочих агрегатів однієї групи має бути не менше 2-х, на станціях II і III категорії допускається установка 1-го робочого агрегата.

Таблиця 11.1 – Резерв насосного обладнання

Кількість робочих агрегатів однієї групи	Кількість резервних агрегатів у насосних станціях для категорії		
	I	II	III
до 6	2	1	–
7–9	2	1	–
більше 9	2	2	–

Визначивши необхідні розрахункові напір та подачу  $H_{nc}$  та  $Q_{nc}$ , звертаються до зведених графіків робочих полів насосів відповідного типу (рис. 11.1), поданих у каталогах заводів-виробників або в іншій довідковій літературі.

Робочі зони кожного типорозміру насосів подані на цих графіках у вигляді криволінійних паралелограмів.

Робоче поле насоса – сфера його роботи, яка обмежена зверху номінальною характеристикою (Q–H), знизу характеристикою (Q–H) того ж насоса з максимально можливим обточеним серійно виготовленим робочим колесом, а справа і зліва лініями, які відповідають зоні максимальних ККД (ця зона називається робочою, або робочим інтервалом). Тому під час вибору насоса потрібно намагатися, щоб очікувана проектна режимна (робоча) точка знаходилась всередині верхньої частини робочого поля.

Насоси у системах водопостачання і водовідведення найчастіше працюють за паралельною схемою, тому витрату, що перекачує один робочий насос можна визначити за такою формулою,  $m^3/год$ :

$$Q_n = \frac{Q_{nc}}{n_{рн}}, \quad (11.1)$$

де  $Q_{nc}$  – продуктивність насосної станції,  $m^3/год$ ;

$n_{рн}$  – кількість робочих насосів на станції, шт.

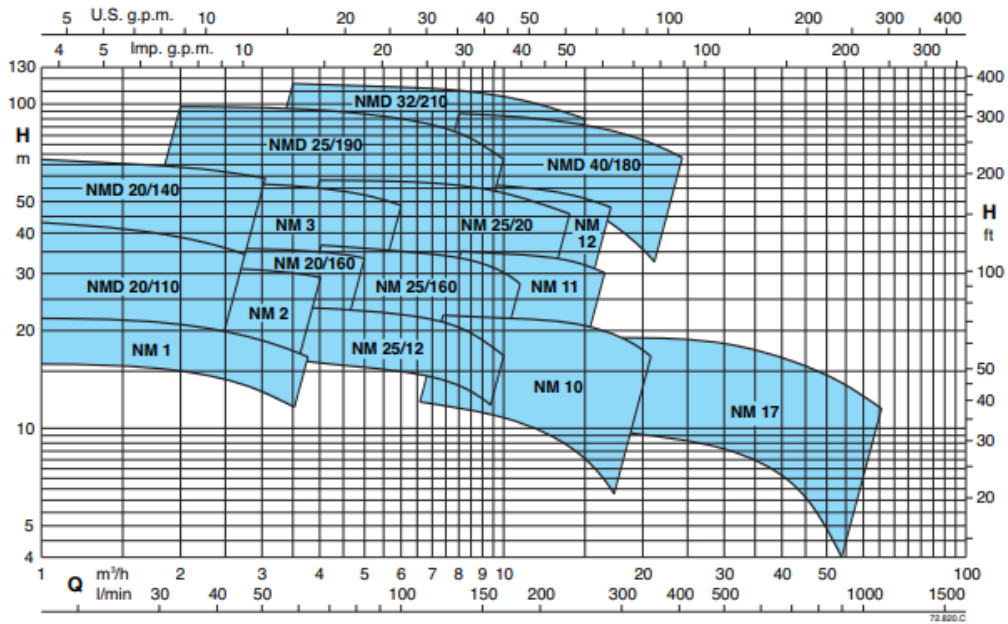


Рисунок 11.1 – Зведені поля горизонтальних насосів фірми «Calpeda»

На графіку зведених робочих полів за координатами ( $Q_H$ ;  $H_{nc}$ ) відмічають можливі варіанти складу насосного обладнання на станції, змінюючи кількість робочих насосів. Резервні насоси обирають того ж типорозміру і тієї ж марки, що і робочі агрегати.

Після визначення марки насоса, або декількох її можливих варіантів, звертаються до більш докладних характеристик, що подані у каталогах, довідковій літературі або у відкритих джерелах. Ці характеристики подаються у вигляді графіків залежності  $Q-N$ ,  $Q-\eta$ , або  $Q-\Delta h$ , що нанесені на єдине поле (рис. 11.2).

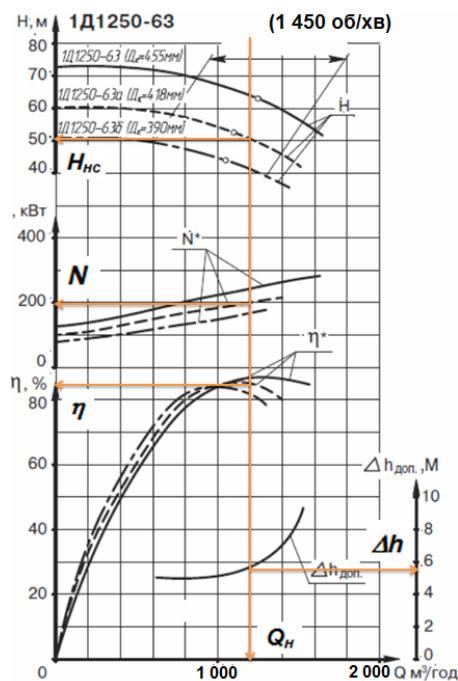


Рисунок 11.2 – Робочі характеристики насоса 1Д1250-63

Напір підбраного насоса з поданням  $Q_{nc}$  має бути рівним необхідному розрахунковому напору  $H_{nc}$  або перевищувати його не більше, ніж на 10 %. Якщо ця умова не забезпечується, то з метою запобігання непродуктивних втрат енергії, проводять регулювання роботи насоса (обточуванням робочого колеса, зміненням частоти обертання тощо).

Після збору інформації про всі можливі варіанти складу насосного обладнання ухвалюють рішення щодо вибору найкращого з них.

*Головні критерії вибору найкращого варіанта складу насосної станції:*

- загальна кількість насосів на станції повинна бути найменшою;
- ККД насоса повинно бути найбільшим;
- брак необхідності регулювання роботи насоса;
- встановлена потужність насосів на станції повинна бути найменшою;
- числове значення кавітаційного запасу  $\Delta h$  повинно бути найменшим (у разі використання позитивної висоти всмоктування).

### 11.2 Розміщення обладнання всередині станцій

Розташування насосних агрегатів та трубопроводів у будівлі насосної станції повинна забезпечувати надійність дії основного та допоміжного обладнання, а також зручність, простоту і безпеку його обслуговування. Схема розташування агрегатів у будівлі насосних станцій цілком і повністю визначається типом, розмірами та кількістю основних насосів, а також обраною формою машинної зали в плані. Найбільш розповсюджені схеми розміщення насосів всередині станцій показані на рисунку 11.3.

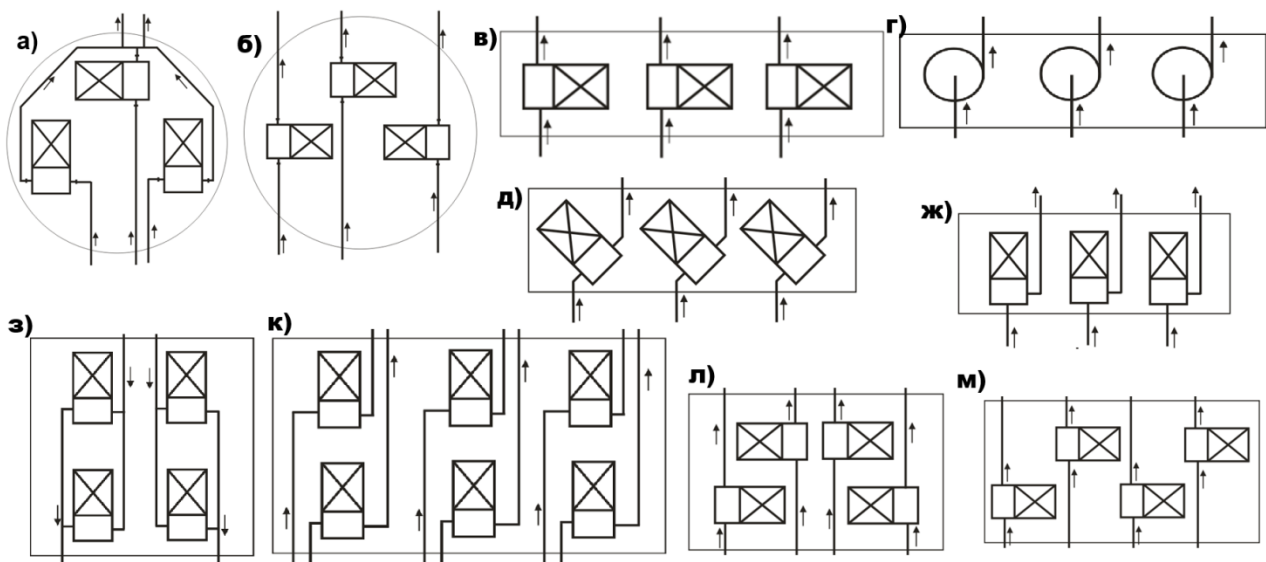


Рисунок 11.3 – Схеми розміщення насосів у машинному залі:

- а – радіальне в круглій будівлі; б – дворядне в круглій будівлі; в – однорядне повздовж будівлі; г – однорядне з вертикальними насосами; д – розміщення під кутом; ж – однорядне поперек будівлі з консольними насосами; з, к – дворядне розміщення; л, м – розміщення в шаховому порядку

Круглі в плані будівлі насосних станцій зручно будувати опускним способом, тому станції такої форми влаштовують у разі значного заглиблення. Оскільки розміщувати в них насосне обладнання менш зручно, ніж у прямокутних станціях, круглі в плані будівлі зводять лише за невеликої кількості насосних агрегатів (3–5). За більшої кількості агрегатів будують прямокутні будівлі.

Схема розміщення визначається типом насоса та зручністю улаштування всмоктувальних і напірних трубопроводів із найменшою кількістю їхніх поворотів.

Однорядне розташування агрегатів вздовж будівлі забезпечує компактність розміщення обладнання та, крім того, будівля насосної станції в цьому випадку більш вузька, а компоновання системи трубопроводів забезпечує найменші втрати напору. Недоліком такої схеми розташування агрегатів є значне збільшення довжини насосної станції. Тому цю схему застосовують для компоновання станцій з невеликою кількістю великих агрегатів (наприклад, насосів типу Д). Схема однорядного розташування насосних агрегатів вздовж приміщення також забезпечує компактність розміщення обладнання за невеликої ширини будівлі. Особливо зручна така схема під час установки насосів консольного типу. За великої кількості агрегатів (більше ніж 5) різного призначення (виробничі, протипожежні, для подачі господарсько-питної води тощо) застосовують дворядне розташування агрегатів. Таке розташування вимагає збільшення ширини будівлі, а схема комунікацій трубопроводів при цьому ускладнюється.

У разі розташування насосів у два ряди, але в шаховому порядку, вдається скоротити ширину будівлі та спростити схему комунікації трубопроводів. Насосна станція найбільш компактна, коли двигуни в одному ряду розташовані проти насосів в іншому, але в таких випадках зазвичай доводиться застосовувати насосні агрегати правого та лівого обертання, що не завжди можливо.

Для забезпечення безпеки обслуговування та зручності монтажу і демонтажу агрегатів останні повинні мати вільний доступ з усіх боків. Допустимі відстані всередині машинного залу станції зазначені на рисунку 11.4.

Між виступаючими частинами насосних агрегатів потрібно залишати прохід шириною не менше 1 м – за низьковольтних (до 1 000 В) електродвигунах та 1,2 м – за високовольтних (більше 1 000 В). Відстань між агрегатами і стіною повинна бути не менше 0,7 м у разі їхнього розташування в шаховому порядку та має дорівнює 1 м у разі їхнього розташування за іншими описаними схемами. Між нерухомими виступаючими

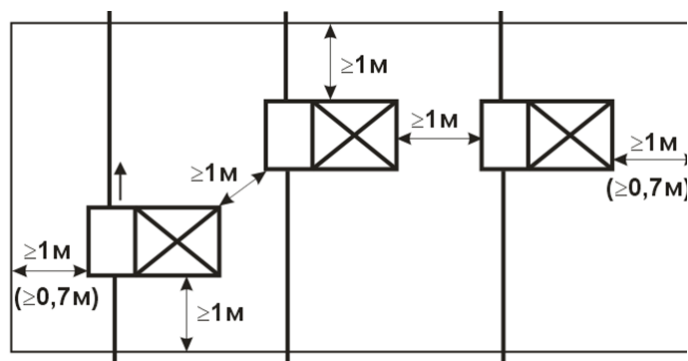


Рисунок 11.4 – Нормативні відстані в машинному залі станції

частинами іншого обладнання має бути не менше 0,7 м. Насосні агрегати з діаметром напірного патрубку менше за 100 мм та з електродвигунами напругою до 1 000 В, а також допоміжне обладнання можна встановлювати безпосередньо біля стіни без проходу або розміщувати два агрегати на одному фундаменті також без проходу між ними. В останньому випадку навколо об'єднаної установки необхідно залишати прохід шириною не менше 0,7 м.

### **11.3 Трубопровідні комунікації насосних станцій**

Трубопроводи насосної станції поділяються на всмоктувальні та напірні, внутрішньостанційні та зовнішні.

Всмоктувальні трубопроводи і комунікації з'єднують всмоктувальний резервуар, тобто ємкість, з якої насос бере воду або іншу рідину безпосередньо з насосом. Для насосних станцій 1-го підйому роль такого резервуара виконує всмоктувальна камера водозабірних споруд, для станцій 2-го підйому – резервуар чистої води на майданчику очисних споруд, для станцій всередині населеного пункту – регулювальні й акумулювальні резервуари, для каналізаційних насосних станцій – приймальні резервуари.

Зазвичай вода по всмоктувальному трубопроводу рухається під дією різниці тисків на вільну поверхню у всмоктувальному резервуарі й вакуумі, який створюється на вході в робоче колесо відцентрового насоса. На відміну від інших трубопровідних комунікацій, де спостерігається манометричний тиск, у всмоктувальних трубах у більшості випадків маємо тиск нижче за атмосферний. Винятком з цього є послідовне ввімкнення насосів або коли насос бере воду з резервуара, розташованого значно вище самого насоса, тобто насос працює з підпертям.

Найкращою умовою для нормальної роботи насосів є забезпечення кожного насоса індивідуальною трубою. Кількість всмоктувальних труб на насосних станціях 1-го підйому, які поєднані з водозабірними спорудами або розташовані на невеликих відстанях від них (до 50 м), найчастіше обирається рівною кількості встановлених насосів. Також індивідуальні всмоктувальні лінії передбачаються у разі виготовлення вертикальних відцентрових, осьових та невеликої кількості (до чотирьох) горизонтальних насосів. Така схема забезпечує простоту, зручність і надійність роботи станції.

Якщо на станції роздільного типу встановлюється значна кількість (5 і більше) горизонтальних насосів, то під час обладнання кожного з них індивідуальною всмоктувальною лінією, значно збільшуються габарити водозабірних споруд, ускладнюється улаштування всмоктувальних комунікацій, що призводить до подорожчання гідровузла в цілому.

Тому за відносно великої довжини (50 м і більше) всмоктувальних ліній і у разі складних конструкцій водоприймальних споруд, а також для насосних станцій 2-го підйому, які обладнуються значною кількістю насосів, допускається менша кількість всмоктувальних труб, ніж кількість насосів, тобто використовують спільний колектор із засувками, до якого під'єднуються робочі та резервні насоси.

Використання всмоктувального колектору значно ускладнює комунікації і збільшує розміри будівлі насосної станції, але зменшує розміри в плані всмоктувального резервуара, тому відбувається певна економія на матеріалі труб. Вибір схеми з колектором або без нього відбувається в результаті техніко-економічного розрахунку з урахуванням місцевих умов.

Загальна кількість зовнішніх всмоктувальних ліній на насосних станціях першої та другої категорії надійності має бути не менше двох. У разі вимкнення однієї всмоктувальної лінії, останні повинні бути розраховані на пропускання 100 % витрати для станцій I та II категорій надійності і 70 % для III категорії.

Розрахунок всмоктувальних трубопроводів, як, власне, і всіх трубопроводів, полягає у визначенні необхідного діаметра труби і втрат напору в ній під час транспортування рідини. Для цього необхідно знати витрату води, яка буде транспортуватись по трубі, швидкість руху води у трубі і матеріал, з якого має бути виготовлена труба.

Розрахункова витрата одного зовнішнього всмоктувального трубопроводу визначається за такою формулою для I та II категорій:

$$Q_{\text{всм}} = \frac{Q_{\text{НС}}}{n - 1}, \quad (11.2)$$

а для насосних станцій третьої категорії – за такою формулою:

$$Q_{\text{всм}} = 0,7 \frac{Q_{\text{НС}}}{n - 1}, \quad (11.3)$$

де  $Q_{\text{НС}}$  – максимальна подача НС;  $n$  – кількість всмоктувальних водоводів.

Швидкість руху води як у всмоктувальних, так і в напірних трубопроводах нормується ДБН (табл. 11.2).

Як видно з даних таблиці, ця рекомендована швидкість для всмоктувальних труб значно менше, ніж для напірних. Тому і діаметри всмоктувальних трубопроводів зазвичай будуть більші, ніж напірних. Внаслідок цього, питомі втрати напору у всмоктувальних трубах також будуть меншими, ніж в напірних.

Таблиця 11.2 – Швидкість руху води в трубопроводах насосних станцій

Умовний діаметр, мм	Швидкість руху води в трубопроводі, м/с	
	Всмоктувальному	Напірному
До 250 увімкнень	0,6–1,0	0,8–2,0
250 – 800	0,8–1,5	1,0–3,0
Понад 800	1,2–2,0	1,5–4,0

Замикальну арматуру на всмоктувальних трубах встановлюють у випадках, коли насоси розміщені нижче рівня води у джерелі або коли вони під'єднані до загального колектору. Якщо насос обладнаний індивідуальною всмоктувальною лінією і гарантовано завжди розташовується вище рівня води у всмоктувальному резервуарі, то засувки на всмоктувальній трубі можна не передбачати.

Всмоктувальні трубопроводи і колектори на станціях першого підйому (заглиблених і шахтних) найчастіше укладають по підлозі машинного залу на

бетонних підставках, із перехідними містками над трубами. В окремих випадках, за відповідного техніко-економічного обґрунтування, допускається укладання в каналах. У кожному разі до всмоктувальних труб повинен забезпечуватися вільний доступ для їхнього огляду та періодичного підтягнення болтових з'єднань.

Головною вимогою, що висувається до всмоктувальних трубопроводів відцентрових насосів із точки зору забезпечення ними надійного підведення води є їхня повітронепроникність (рис. 11.5). Навіть невелика кількість нерозчиненого

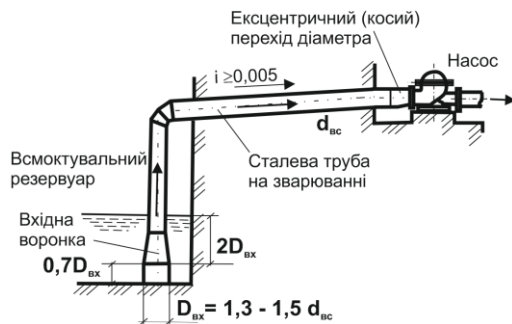


Рисунок 11.5 – Правила проєктування всмоктувальних труб

повітря у всмоктувальному трубопроводі може створити певні проблеми під час експлуатації насоса.

У зв'язку з цим майже всі з'єднання всмоктувальних трубопроводів виконують на зварюванні, а самі трубопроводи передбачають зі сталевих електрозварних труб. Фланцеві, тобто розведені з'єднання на

всмоктувальних комунікаціях, передбачають лише у виключних випадках, наприклад, у місцях, де встановлюють замикальну арматуру (засувки, крани або вентиля) і самі насоси. До таких з'єднань повинен бути забезпечений доступ для контролю і періодичного ущільнення.

Для запобігання попадання повітря у всмоктувальний трубопровід через вільну поверхню води у водоприймачі вхідний отвір трубопроводу заглиблюють нижче самого низького рівня води на певну відстань, яка залежить від діаметра всмоктувального трубопроводу.

Приймальні кінці всмоктувальних труб у камерах водоприймальних споруд повинні розміщуватися таким чином, щоб забезпечувати вільне і рівномірне підведення води. Для зниження опору під час входу потоку до всмоктувальної труби, вирівнювання швидкості і стабілізації гідравліки потоку передбачаються приймальні воронки (конуси), діаметр яких обирається на 30–50 % більше діаметра всмоктувальної труби. Центральний кут конуса воронки при цьому складає  $8-16^\circ$ . Щоб уникнути воронкоутворення і засмоктування повітря низ приймальної воронки розташовується на відстані від дна резервуара не менше  $0,7$  діаметра воронки і не менше  $1,2-2$  діаметрів воронки від рівня води в резервуарі.

Для запобігання утворенню у всмоктувальному трубопроводі повітряних мішків його прокладають з ухилом у бік насоса не менше ніж  $i = 0,005$ , щоб повітря, яке виділяється з води в зонах зі зниженим тиском, могло вільно рухатися разом з водою до насоса (рис. 11.5). З цієї ж причини під час переходу з одного діаметра на інший на горизонтальних ділянках трубопроводу використовують виключно ексцентричні (косі) переходи.

Втрати енергії у всмоктувальному трубопроводі не тільки приводять до необхідності збільшення напору і потужності насоса, але й спричиняють зменшення тиску, що сприяє виникненню і розвитку кавітації. Для зменшення втрат напору всмоктувальний трубопровід повинен бути якомога меншої протяжності, що зменшує втрати напору по довжині, і мати мінімальну кількість фасонних частин і арматури, що, зі свого боку, зменшує втрати напору на місцеві опори.

Напірні трубопроводи є гідротехнічними спорудами, що транспортують воду, яка знаходиться під тиском (напором), від насосів до очисних споруд, резервуарів або споживачів. Схема компонування, конструктивні рішення і матеріал напірних трубопроводів, крім призначення, розмірів і довжини, значно залежить від їхнього розташування: у насосній станції або зовні її.

Вартість зовнішніх напірних трубопроводів внаслідок їхньої значної довжини (іноді десятки км і більше), складності прокладання траси та допоміжних споруд й устаткування часто перевищує вартість самої насосної станції.

Зовнішні напірні водоводи переважно прокладаються, як було зазначено раніше, щонайменше в дві нитки. Через їх значну довжину вони виготовляються із неметалевих матеріалів (напірний залізобетон, поліетилен). Іноді за відповідного обґрунтування використовують сталь або чавун. Зовнішні напірні трубопроводи розраховують з умови дотримання в них так званих економічних швидкостей. Для підвищення ступеня надійності дії системи зовнішніх напірних трубопроводів між ними передбачають спеціальні перемички з засувками. У разі застосування двох перемичок, які ділять трасу на 3 рівні частини, система гарантовано пропустить необхідні 70 % розрахункової витрати.

Напірні трубопроводи всередині машинного залу станції призначені для подачі рідкого середовища, що перекачується, від насосів до водоводів і обладнуються у більшості випадків зворотнім клапаном (коли паралельно працює декілька насосів) і засувкою. Зворотний клапан встановлюють між насосом і засувкою.

Як було сказано раніше, в системах водопостачання передбачають два напірні трубопроводи і тільки в рідких випадках – три та більше. Кількість установлених на станції насосів, таким

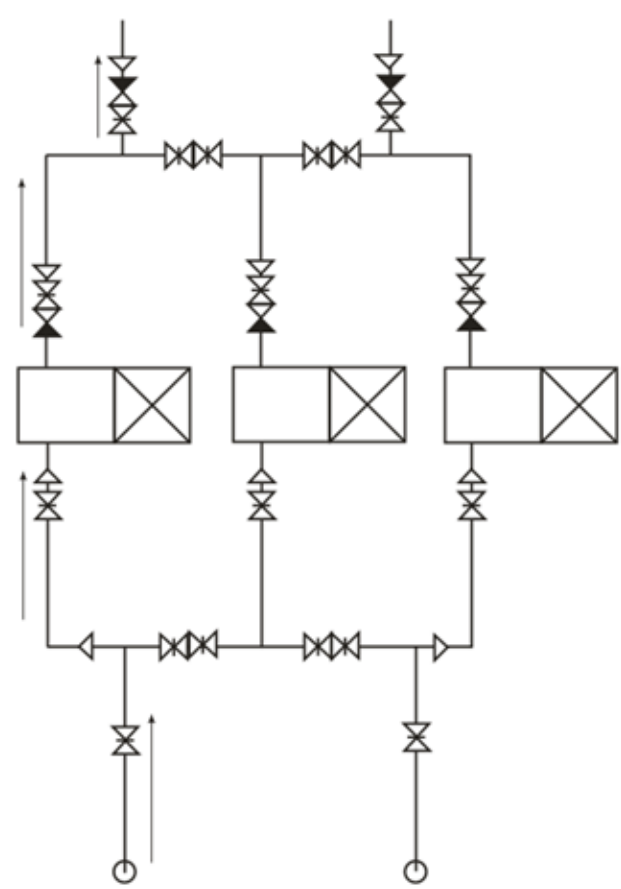


Рисунок 11.6 – Схема комунікацій станції з колекторами

чином, зазвичай перевищує кількість ниток трубопроводів, і тому виникає необхідність у використанні збірного колектору (рис. 11.6). Розміщення засувок на колекторі та напірних трубопроводах (внутрішньостанційних і зовнішніх) повинно забезпечувати можливість заміни або ремонту будь-якого з насосів, зовнішнього напірного трубопроводу, зворотних клапанів і засувок за безперервної подачі води в розмірі, передбаченому класом надійності дії насосної станції.

Всі внутрішньостанційні трубопроводи виготовляються зі сталевих труб на зварюванні.

Найчастіше розрахункові діаметри всмоктувальних і напірних трубопроводів насосних станцій більші за діаметри відповідних патрубків насоса. Тому на всмоктувальному боці насоса встановлюють ексцентричний перехід, а на напірному – прямий перехід.

Трубопроводи всередині насосної станції можуть розташовуватися над поверхнею підлоги з улаштуванням містків (переходів) над трубопроводами (рис. 11.7, а); у неглибоких каналах, коли маховик засувки здіймається над підлогою (рис. 11.7, б); у глибоких каналах (рис. 11.7, в); на кронштейнах біля стін (рис. 11.7, г); у підвалах. Також можливе комбіноване розміщення труб: частина над підлогою, частина у каналі. У шахтних станціях напірний колектор можна підвішувати до перекриттів або закріплювати на консолях до стін. Це дає змогу зменшити габарити машинного залу. Нормативні відстані наведені в таблиці 11.3.

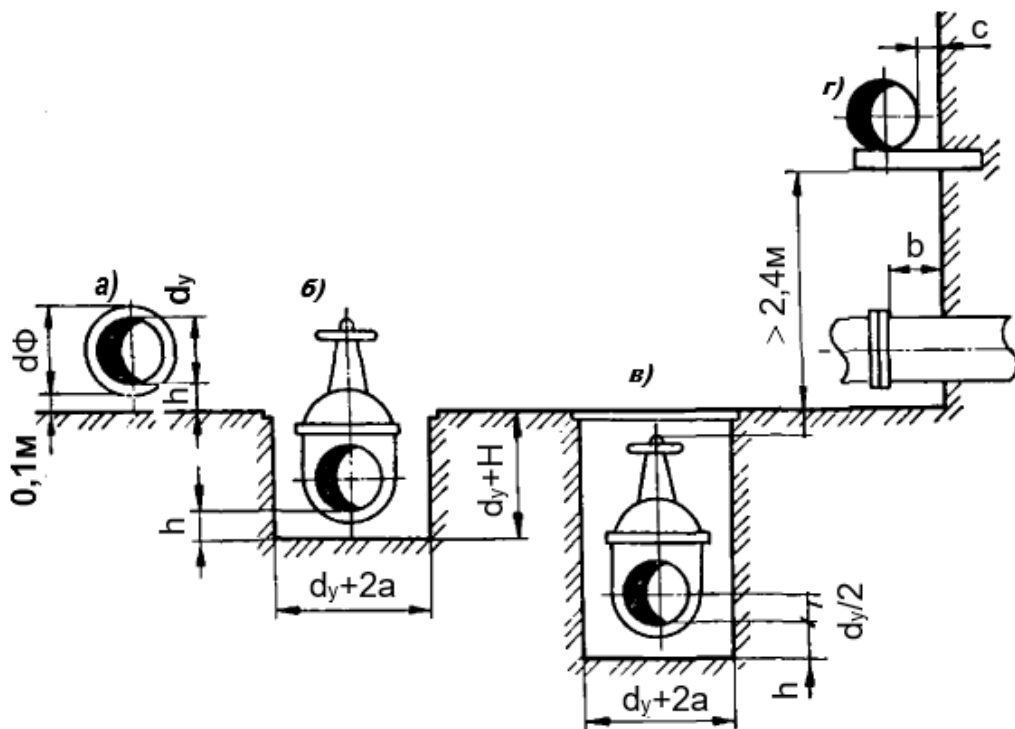


Рисунок 11.7 – Нормативні відстані у машинному залі станції

На практиці використовують багато різних засобів колекторного перемикання напірних трубопроводів на великих насосних станціях. Схеми внутрішньостанційних комунікацій напірних трубопроводів з колекторами і з великою кількістю засувок вимагають значного збільшення розмірів будівлі

насосної станції і приводять до підвищення вартості будівництва. Суттєвого зменшення ширини будівлі можна домогтися розміщенням арматури насоса на вертикальній ділянці напірного трубопроводу, в результаті чого напірний колектор розташовується значно вище насосів. Збільшення при цьому висоти будівлі насосної станції дозволяє використовувати це компоновання лише для заглиблених насосних станцій (рис. 11.8).

Таблиця 11.3 – Нормативні відстані за рисунком 11.7

Розмір, мм	$d_y \leq 400$	$d_y = 400-600$	$d_y > 600$
А	300	400	400
В	300	500	500
Н	250	300	350
С	300	500	700
Н	400	600	600

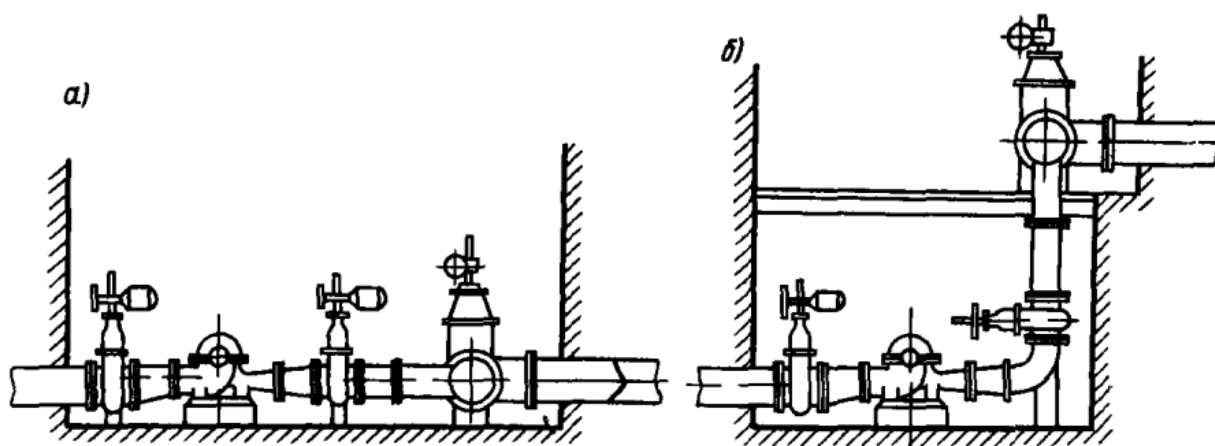


Рисунок 11.8 – Компоновання комунікацій: а – горизонтальне, б – вертикальне

Остаточний вибір схеми компоновання й розміщення внутрішньостанційних напірних трубопроводів повинен здійснюватися на базі техніко-економічного порівняння всіх можливих варіантів.

#### 11.4 Конструювання машинного залу насосних станцій

У разі визначення необхідних розмірів машинного залу станції головним критерієм є його найменша площа в плані. Основними чинниками, які впливають на розміри машинного залу є габаритні розміри самого насосного агрегата, розміри замикальної та запобіжної арматури, фасонних частин трубопроводів, а також нормативні відстані, що регламентовані нормативними документами. Також на розміри машинного залу впливає спосіб розміщення насосних агрегатів всередині станції.

Розміри «монтажної плями», тобто розміри насосного агрегата і його фундаменту в плані, визначаються за габаритними розмірами насосного агрегата, наведеними у каталозі (рис. 11.9).

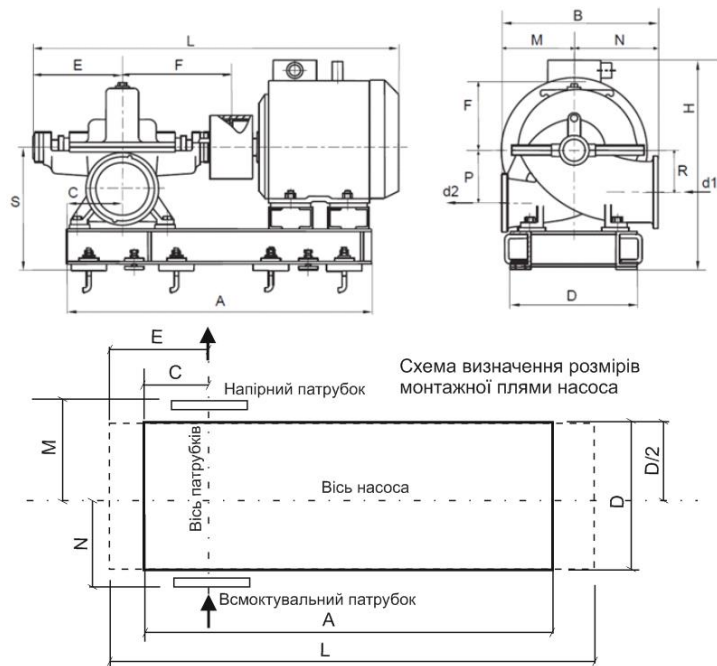


Рисунок 11.9 – Розміри насоса і «монтажна пляма»

Габаритні розміри арматури (висота, довжина) обираються під час її вибору за даними виробника або за довідковою літературою. Також за складеною схемою комунікацій станції по каталогах виробників або за довідковою літературою визначають кількість і розміри необхідних стандартних фасонних частин трубопроводів.

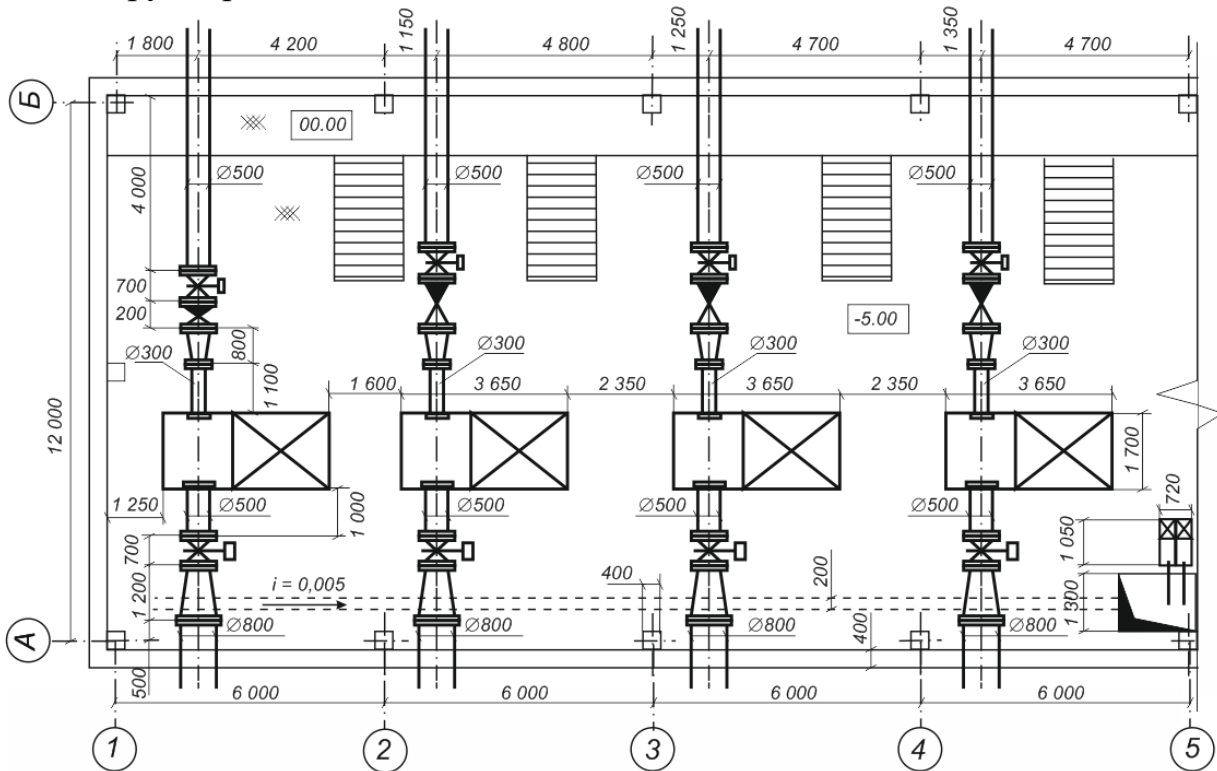


Рисунок 11.10 – Приклад визначення розмірів машинного залу

Приклад визначення розмірів машинного залу водопровідної насосної станції з відцентровими насосами типу Д наведений на рисунку 11.10.

### **Контрольні запитання**

1. Наведіть алгоритм дій під час вибору насоса?
2. Які головні критерії беруться до уваги під час вибору насоса з декількох варіантів?
3. Які існують основні схеми розміщення насосів всередині машинного залу? У чому їхні переваги і недоліки?
4. В яких випадках на насосних станціях передбачають всмоктувальний колектор?
5. Як обираються діаметри трубопроводних комунікацій всередині станції?
6. У чому особливості улаштування всмоктувальних трубопроводів?

## **Тема 12 Допоміжне обладнання насосних станцій**

### **12.1 Арматура та вимірювальні прилади в насосних станціях**

Замикальною арматурою на насосних станціях переважно виступають засувки та поворотні дискові затвори. Засувки та затвори вибираються за діаметром трубопроводу, на який встановлюються, та за максимально можливого робочого тиску. Робочим тиском називають найбільш можливий надлишковий тиск, який може спостерігатись у трубопроводі.

Засувки використовують для повного або часткового (з метою регулювання подачі насосів) перекриття трубопроводів. Залежно від конструкції замикального пристрою засувки розділяють на клинові та паралельні.

Головною перевагою паралельних засувок є їхній невеликий гідравлічний опір, що надає їм певної переваги під час транспортування потоків з великою швидкістю. Також вони більше підходять для установки на трубопроводах, що транспортують середовища з високою температурою. Паралельні засувки можуть використовуватись у разі значних величин робочого тиску.

До переваг клинових засувок належать плавність перекриття потоку, що зменшує вірогідність виникнення гідравлічного удару, а також захист клину через його розміщення вище потоку, який перекривається у положенні «відкрито». Недоліком клинових засувок є швидке зношування ущільнюючих кілець, тому вони потребують відносно частої заміни. У системах водопостачання і водовідведення використовуються засувки обох типів, але все ж частіше перевагу надають саме клиновим засувкам.

На насосних станціях найчастіше використовують засувки з електричним або ручним приводом. Для полегшення управління в насосних станціях всі засувки мають діаметр 400 мм і більше, а на автоматизованих станціях незалежно від діаметра необхідно проєктувати засувки з електродвигуном.

Розміри, маса і вартість засувки залежать від того тиску, на який вони розраховані. На всмоктувальних лініях зазвичай встановлюються засувки на тиск 0,25 МПа або 0,6 МПа (виключенням є послідовна робота насосів), а на напірних – 0,6–2,5 МПа. Тиск у напірних трубопроводах визначають за максимально можливим напором насосів (робота на закриті засувку).

Під час вибору засувки також враховуються її габарити (висота, довжина, умовний діаметр), маса, необхідність улаштування байпасної лінії або колонки управління, розміри електропривода.

Поворотні дискові затвори як замикально-регулюючі пристрої набувають все більшого розповсюдження через низку їхніх переваг: їхні габарити, маса і вартість значно менша, ніж у засувки. Порівняно з засувками, поворотні дискові затвори мають більший гідравлічний опір, що є одним з головних їхніх недоліків. Для зменшення опору і для запобігання кавітації перед затвором необхідно мати пряму ділянку трубопроводу не менше  $1,5d_y$ , а після затвору –  $2d_y$ .

Аналогічно засувкам затвори вибираються за величиною робочого тиску і за розрахунковим діаметром труби, на якій вони встановлюються. Також беруться до уваги їхні розміри і маса.

Зворотні клапани використовуються на насосних станціях для того, щоб у разі аварійної зупинки насоса запобігти зворотному через насос потоку води з напірного трубопроводу. Зворотний потік може привести до випорожнення напірних трубопроводів і небезпечного зворотного обертання робочого колеса насоса і вала електродвигуна. Наявність зворотного клапана забезпечує практично миттєве відключення напірного водовода, тому рекомендується їхня установка на напірних водоводах (у камері перемикачів) незалежно від кількості встановлених насосів. Крім того, зворотні клапани певним чином захищають водоводи і обладнання від наслідків гідравлічного удару.

Розміщення за кожним з насосів зворотного клапана суттєво спрощує автоматизацію ввімкнення та вимкнення насосів. Тому під час впровадження паралельної роботи насосів на станції, установка зворотного клапана є обов'язковою на кожному з насосів.

Витягти, а тим більше встановити арматуру в обмежений простір між фланцями змонтованого трубопроводу досить складно. Ця операція полегшується використанням монтажних вставок, які дозволяють збільшити або зменшити проміжок між фланцями арматури і трубопроводу.

Водоміри на станціях використовують для обліку обсягів середовища, що перекачують. Для вимірювання обсягу рідкого середовища, що не має механічних домішок, за відносно невеликих її витрат застосовують турбінні водолічильники або витратоміри змінного перепаду тиску. Зазвичай лічильник встановлюють на прямій ділянці на відстані не менше ніж  $20D$  від найближчого місцевого опору (засувки, клапана, трійника, переходу тощо). Довжина ділянки за водоміром повинна бути не менше  $5D$ .

Манометри і вакуумметри призначені для виміру тиску середовища, що перекачується. На напірному боці кожного насоса монтується манометр, а на усмоктувальному боці – вакуумметр.

## 12.2 Вантажопідйомні пристрої

Щоб забезпечити монтаж і демонтаж насосних агрегатів, арматури, трубопроводів та іншого устаткування, а також для технологічних операцій із затворами на станціях застосовуються стаціонарні й мобільні підйомно-транспортні засоби. В якості підйомно-транспортних засобів використовуються тринози, козли, балки з талями, кран-балки, крани (мостові, козлові) і автокрани.

Кількість комплектів підйомно-транспортного обладнання і схема його роботи під час монтажу або демонтажу насосних агрегатів і арматури залежать від розташування машинного залу відносно поверхні землі, від виду транспорту, на якому насоси і арматура подаються до насосної станції, від розмірів монтажного майданчика і пройм воріт.

Під час проектуванні насосної станції бажано передбачити в'їзд транспорту (автомобіля) з вантажем безпосередньо на монтажний майданчик всередині насосної станції. Навколо транспорту повинен бути забезпечений прохід шириною не менше ніж 0,7 м з усіх боків.

У наземних і напівзаглиблених насосних станціях вантаж, що монтується або демонтується забирають підйомно-транспортним обладнанням з вантажної платформи кузова автомобіля і подають до місця монтажу або на проміжний монтажний майданчик. У заглиблених насосних станціях підйомно-транспортним обладнанням верхнього приміщення вантаж подається до монтажної пройма (люку) і через неї опускається на монтажний майданчик заглибленого машинного залу. Із цього майданчика транспортним обладнанням машинного залу вантаж подається безпосередньо до місця монтажу.

За невеликої маси і розмірів монтажного майданчика обладнання насосних станцій можна передбачити перевезення його на монтажний майданчик всередині будівлі на візку з низько розташованою вантажною платформою. Це дозволить зменшити висоту верхньої будівлі і воріт. Вантаж з автомобіля на монтажний візок переноситься поза межами будівлі за допомогою монорейки.

Вантажопідйомність підйомно-транспортного устаткування необхідно вибрати за масою найбільшої монтажної одиниці з урахуванням 10 % надлишку. За монтажну одиницю можна взяти двигун насоса, сам насос, насосний агрегат (насос із двигуном на одній плиті), засувку, клапан тощо.

Вид підйомно-транспортного обладнання обирають залежно від маси вантажу і габаритів будівлі станції з урахуванням зручності експлуатації: монорейки (нерухомі балки) з талями (з масою вантажу до 1-ї т), крани підвісні (кран-балки) з масою до 5-ти т, крани мостові – з масою вантажу більше ніж 5 т.

Підйомно-транспортне обладнання може бути як з ручним, так і з електричним приводом. Електроприводне обладнання рекомендовано застосовувати за висоти підйому більше ніж 6 м, довжини підкранового шляху більше ніж 18 м, із масою вантажу більше ніж 5 т, а також у великих насосних станціях з великою кількістю насосних агрегатів.

Розміри висоти наземної частини будівель насосних станцій (відстань від рівня підлоги до низу балок перекриття) можна визначити за такою формулою:

$$H_{н.ч.} = h_{тр} + 0,3 + h_{в} + h_{с} + h_{кр}, \quad (12.1)$$

де  $h_{\text{тр}}$  – висота платформи транспортного засобу, м;

$h_{\text{в}}$  – висота найвищого вантажу, м;

$h_{\text{с}}$  – довжина строп, м,  $h_{\text{с}} = 0,5-1,0$  м;

$h_{\text{кр}}$  – висота крана (відстань від низу крюка в стягнутому вигляді до низу балок перекриття), м.

### 12.3 Системи заливу насосів

Зазвичай у насосних станціях систем водопостачання або водовідведення корпус насоса розташовується під залив від розрахункового рівня води у водоймі або ємності. У НС другої і третьої категорій надійності допускається встановлення насосів не під залив. При цьому зменшується заглиблення машинного залу станції і зменшується вартість будівництва. У цьому випадку перед запуском насоса його корпус та всмоктувальна труба повинні бути заповнені рідиною, що перекачується.

Найбільш прості способи заливки насосів – заливка насосів із напірного трубопроводу, від резервного напірного бака та заливка спеціальним насосом. Всі наведені способи заливки насосів можуть бути використані на водопровідних та каналізаційних насосних станціях, які перекачують стоки без крупних механічних забруднень. До того ж на всмоктувальному трубопроводі обов'язково встановлюється зворотний приймальний клапан. Клапан має значний гідравлічний опір, що знижує висоту всмоктування, тому ці способи заливки рекомендується використовувати для насосів із діаметром всмоктувальних труб не більше 200–250 мм.

*Заливка насосів за допомогою струминного насоса.* Робоче рідке середовище до струминного насоса підводиться від напірного трубопроводу або від спеціального насоса. Цей спосіб використовується для заливки середніх та великих насосів. Установка зворотного приймального клапана не потрібна.

*Заливка насосів за допомогою вакуум-насоса.* Під час заливки вакуумним насосом на насосній станції передбачають загальну вакуумну установку, до якої під'єднують всі основні насоси, що вимагають заливу перед пуском.

Необхідну подачу вакуум-насоса визначають з огляду на час, необхідного для заливки насоса, за такою формулою, м<sup>3</sup>/хв:

$$Q_{\text{вак}} = \frac{10(W_{\text{н}} + W_{\text{тр}})}{t_3 \times (10 - H_{\text{г.в.}})} K_3, \quad (12.2)$$

де  $W_{\text{тр}}$  – об'єм повітря у всмоктувальному трубопроводі, м<sup>3</sup>.

$W_{\text{н}}$  – об'єм повітря в корпусі насоса, що заливається, м<sup>3</sup> (для попередніх розрахунків можна обрати  $W_{\text{н}} = 0,1-0,5$  м<sup>3</sup>);

$H_{\text{г.в.}}$  – геометрична висота всмоктування, м;

$K_3$  – коефіцієнт запасу, що враховує можливість проникнення повітря через нещільності (сальники, фланцеві з'єднання), обирається рівним 1,05–1,1;

$t_3$  – час, необхідний для створення необхідного для заливки розрядження, хв,  $t_3 = 3-5$  хв.

У якості вакуум-насосів системи заливки рекомендуються водокільцеві насоси: КВН – консольний вакуум-насос, ВВН – водокільцевий вакуум-насос, РМК – ротаційна машина-компресор.

На насосних станціях встановлюють два насоси з одним циркуляційним бачком. Один зі встановлених насосів є резервним. Вода, що надходить у циркуляційний бачок, не повинна містити механічних домішок. На каналізаційних насосних станціях (щоб виключити можливе потрапляння забрудненої рідини у вакуумні насоси) вакуум-провід поділяють проміжним баком.

#### 12.4 Дренажні системи насосних станцій

Ці установки застосовують для видалення з приміщень заглиблених, напівзаглиблених і шахтних насосних станцій води, яка просочується через нещільності підземної частини будівлі, сальникові пристрої та води, що виливається під час ремонту обладнання.

Підлога машинного залу, а також всі канали для трубопроводів робляться з ухилом не менше ніж 0,005 у бік дренажних лотків. Із дренажних лотків вода збирається у дренажний приямок, звідки вода в міру накопичення видаляється дренажним насосом. Об'єм приямка обирають рівним подачі дренажного насоса протягом 5–15 хв. У насосних станціях першого підйому з забором з відкритого джерела дренажна вода відкачується назад у водойму, в насосних станціях водовідведення – в приймальний резервуар, у насосних станціях другого підйому – в зовнішню каналізацію.

Для дренажної насосної установки використовуються вихрові консольні насоси, самовсмоктувальні ВКС або заглибні відцентрові моноблочні каналізаційні насоси ГНОМ, ЦМК. Дренажних насосів встановлюють не менше двох (один робочий і один резервний). Запуск та вимкнення насосів відбувається автоматично від поплавкових реле рівнів у дренажному колодязі.

Подача дренажних насосів визначається за такою формулою:

$$Q_{др} = (1,5 \div 2,0) \times (\sum q_1 + q_2), \quad (12.3)$$

де  $\sum q_1$  – сумарні витoki через сальники, л/с (можна обирати по 0,05–0,1 л/с на кожне сальникове ущільнення);

$\sum q_2$  – фільтраційний витрата через стіни та підлогу будівлі, л/с.

Орієнтовно  $q_2$  визначають за такою формулою:

$$q_2 = 1,5 + 0,001W, \quad (12.4)$$

де  $W$  – об'єм частини машинного залу, що розташована нижче за максимальний рівень ґрунтових вод, м<sup>3</sup>.

У малих неавтоматизованих насосних станціях водовідведення дренажні води можна відкачувати основними насосами. Для цього до всмоктувального патрубку насоса під'єднують трубу з вентилем, яка вільним кінцем опускається в дренажний приямок.

## 12.5 Гасники гідравлічного удару

Гідравлічний удар – різка зміна тиску в системі водопостачання. Якщо пояснити простими словами, то рідина, що має певну масу, в момент руху накопичує кінетичну енергію. Енергія збільшується з підвищенням швидкості переміщення води. У разі перекриття потоку гідроапаратурою, рух води триває ще деякий час з тією ж швидкістю, що і раніше. Під час зіткнення з затулкою перші шари води починають рухатися у зворотний бік і стикаються з потоком, що йде назустріч. У результаті виникає надлишок тиску, що має руйнівний характер для труб і водопостачання. Надмірно сильний перепад тиску здатний привести до пошкодження і руйнації комунікацій і обладнання, може порушитись арматура, відбутися розтріскування труби.

Якщо напір в трубопроводах, який виникає внаслідок гідравлічного удару (ударний напір) виявляється набагато більшим, ніж напір, що створює насос, то є небезпека виникнення негативних наслідків гідравлічного удару (руйнації трубопроводів, насосів, обладнання, арматури).

Величину ударного напору можна розрахувати за такою формулою, м:

$$H_y = (Z_{зм} - Z_{зк}) + \frac{aV_H}{g} - \sum h_n, \quad (12.5)$$

де  $Z_{зм}$  – геодезична позначка рівня води в напірному резервуарі;

$Z_{зк}$  – геодезична позначка осі зворотного клапана в камері переключення;

$a$  – швидкість розповсюдження ударної хвилі, м/с, для сталевих труб  $a = 1\,100$  м/с, чавунних і залізобетонних –  $a = 1\,000$  м/с, поліетиленових –  $a = 450$  м/с;

$V_H$  – швидкість руху води до виникнення гідравлічного удару, м/с;

$\sum h_n$  – втрати напору в напірному водоводі, м.

Якщо  $H_y \gg H_{нс}$ , то необхідно вживати заходів для захисту напірних водоводів і комунікацій насосної станції від шкідливих наслідків гідравлічного удару. Одним з таких заходів є установка на напірних трубопроводах автоматичних гасників гідравлічного удару. Вони виготовлюються промисловістю діаметром 200 мм і 350 мм і встановлюються на напірних водоводах у камерах переключення (рис. 12.1).

Гасник установлюється після зворотного клапана за рухом рідини і імпульсними трубками під'єднується до водоводу з обох боків клапана. На трубопроводах 300–900 мм встановлюють гасники діаметром 200 мм. Для трубопроводів діаметром 1 000 мм і більше рекомендується установка гасників 350 мм.

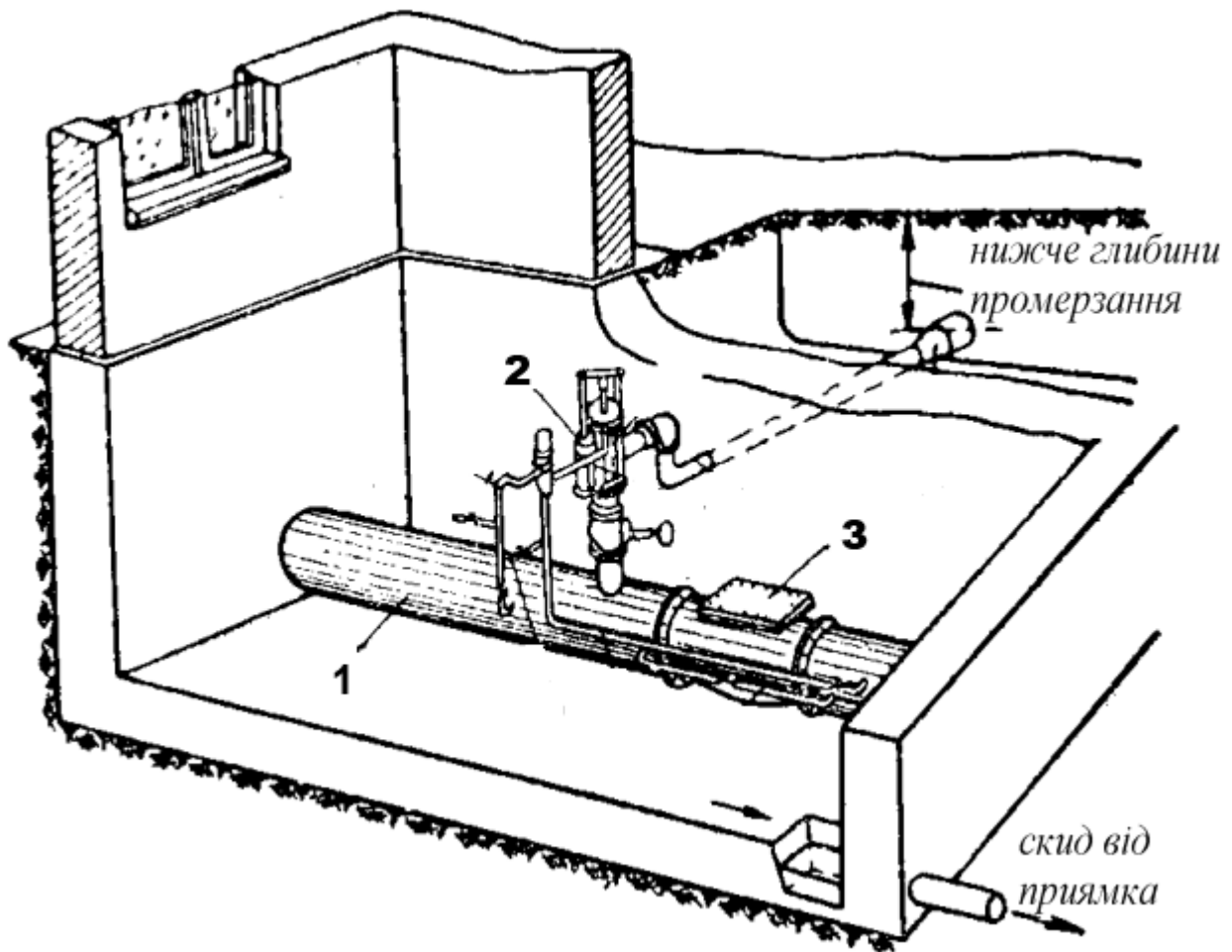


Рисунок 12.1 – Автоматичний гасник гідравлічного удару:  
 1 – напірний водовід; 2 – гасник; 3 – зворотний клапан

### Контрольні запитання

1. Які типи замикальної арматури використовують на насосних станціях? У чому їхні недоліки і переваги?
2. Як розраховується висота наземної частини будівлі насосної станції?
3. Яким чином може здійснюється залив великих насосів?
4. Для чого потрібні дренажні насосні установки на станціях?
5. Наведіть методику розрахунку напірних водоводів на гідравлічний удар.

# ЗМІСТОВИЙ МОДУЛЬ 3 ПОВІТРОДУВНІ СТАНЦІЇ

## Тема 13 Вентилятори, повітродувки

### 13.1 Класифікація повітродувних машин

Класифікація повітродувних машин наведена на рисунку 13.1.

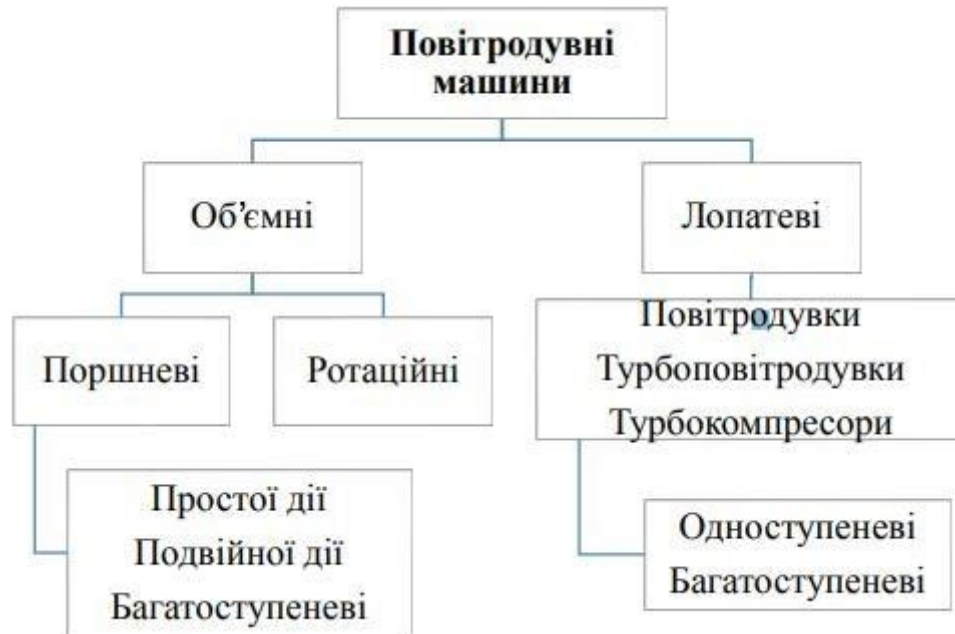


Рисунок 13.1 – Класифікація повітродувних машин

Об'ємні гідромашини працюють за принципом витиснення; лопатеві – за принципом використання відцентрових сил. Принцип дії об'ємних і лопатевих компресорів ідентичний до роботи насосів, що перекачують краплинні рідини. Головна відмінність між ними полягає в тому, що компресори переміщують повітря, гази, які легко змінюють свій обсяг під впливом температури й тиску, під час їхньої роботи відбуваються теплові процеси.

На відміну від краплинної рідини, фізичні властивості газів функціонально залежать від температури й тиску. Гази мають здатність розширюватися й стискуватися в широких межах. Процес руху газів пов'язаний із внутрішніми термодинамічними процесами.

### 13.2 Вентилятори. Галузі їхнього використання і принцип дії

Відцентрові вентилятори широко застосовують у промисловості й комунальному господарстві для вентиляції будинків, робочих місць, відсмоктування шкідливих речовин у технологічних процесах.

У теплоенергетичних установках відцентрові вентилятори використовують для подання повітря до топкових камер парогенераторів, переміщення паливних сумішей у системах пилоприготування, відсмоктування димових газів і транспортування їх до атмосфери.

Відцентрові вентилятори – машини для переміщення чистих газів і сумішей газів із дрібними твердими матеріалами, що мають ступінь підвищення

тиску не більше за  $1,15 \text{ кг/м}^3$  із густиною потоку  $1,2 \text{ кг/м}^3$ . Характерною ознакою відцентрового вентилятора є підвищення тиску за рахунок роботи відцентрової сили газу, що рухається в робочому колесі від центра до периферії. За незначного підвищення тиску газу зміною його термодинамічного стану можна знехтувати. Тому до відцентрових вентиляторів застосовано теорію машин для переміщення нестисненого середовища. Конструктивну будову відцентрового вентилятора найпростішого типу показано на рисунку 13.2.

Робоче колесо вентилятора складається з литої маточини (1), жорстко з'єднаної з основним диском (2). Робочі лопатки (3) кріплять до основного диска (2) і до переднього диска (4), що забезпечує необхідну жорсткість лопатевих ґрат (5). Корпус (6) вентилятора кріпиться до литої або зварної

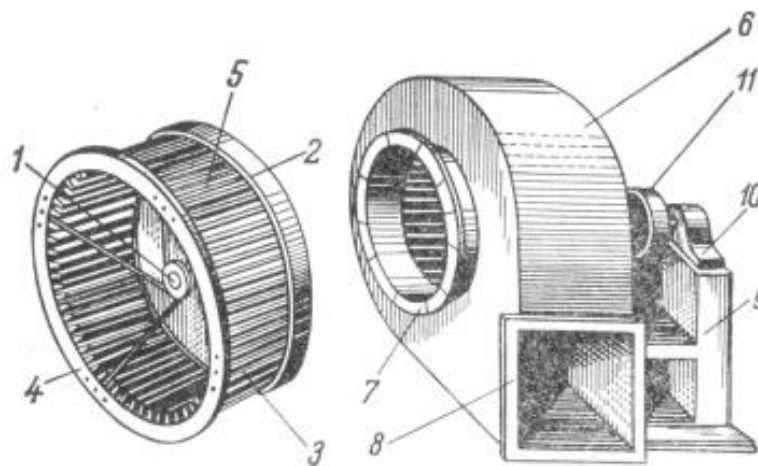


Рисунок 13.2 – Відцентровий вентилятор

станини (9), на якій розташовують підшипники (10), що несуть вал вентилятора з посадженим на нього робочим колесом; (7) і (8) – фланці кріплення всмоктувальної й напірної труб, (11) – шків привода вентилятора.

Відцентрові вентилятори випускають заводи в певних геометричних серіях. Кожна серія характеризується сталістю відношення подібних розмірів; розміри окремих машин та їхні робочі параметри в серії різні.

### 13.3 Технічні показники та характеристики вентиляторів

Крім напору, вентилятор характеризується об'ємною подачею  $Q$ , повним  $\eta$  та статичним ККД  $\eta_{ст}$  і потужністю  $N$ . Зі зміною частоти обертання вала вентилятора й температури поданого газу всі ці величини змінюються.

Подача потужних відцентрових вентиляторів, які використовуються для провітрювання шахт, досягає  $1,8 \cdot 10^6 \text{ м}^3/\text{год}$ , у теплоенергетиці –  $900 \cdot 10^6 \text{ м}^3/\text{год}$ .

Призначення вентиляторів – подача газу й одночасно підвищення його потенційної енергії (статичного напору). У повній корисній енергії, яку надає вентилятор газовому потоку, істотну частку становить кінетична енергія. Тому оцінка ефективності вентилятора повним ККД є недостатньою. Для оцінювання вентиляторів з боку створюваного ними статичного напору впроваджено статичний ККД  $\eta_{ст}$ .

Таким чином, вентилятори характеризуються:

– повним ККД:

$$\eta = \frac{\rho g Q H}{1\ 000 N} \quad (13.1)$$

– статичним ККД:

$$\eta_{ст} = \frac{\rho g Q H_{ст}}{1\,000 N}. \quad (13.2)$$

Звісно, що  $\eta_{ст} < \eta$ . Для різних типів вентиляторів, залежно від вихідного кута робочих лопатей  $\beta_2$ , різне й співвідношення між  $\eta_{ст}$  і  $\eta$ . Орієнтовно  $\eta_{ст}$  менше за  $\eta$  на 20–30 %.

Основою для вибору вентилятора є найбільші подача  $Q$  і напір  $H$ , які він повинен створювати, працюючи у заданій системі повітро- або газопроводів.

За вищевказаними формулами може бути розрахована необхідна потужність на валу вентилятора за оптимального режиму (якщо  $\eta_{макс}$ ).

Потужність приводного двигуна вентилятора беремо з запасом, що враховує можливе відхилення режиму від розрахункового, зменшення ККД вентилятора й старіння ізоляції двигуна у процесі тривалої експлуатації:

$$N_{дв} = \frac{m \rho g Q H}{1\,000 \eta \eta_{п}}, \quad (13.3)$$

де  $m = 1,05–1,2$  – коефіцієнт запасу потужності (беремо тим більший, чим менша потужність на валу вентилятора);

$\eta_{п}$  – ККД передачі (за безпосереднього з'єднання валів вентилятора й двигуна  $\eta_{п} = 1$ ; у разі клинопасової передачі –  $\eta_{п} = 0,92$ ).

Характеристиками вентиляторів називають графіки залежностей напору, потужності на валу й ККД від об'ємної подачі. Характеристики утворюються безпосереднім випробуванням вентиляторів у разі постійної частоти обертання й будуються для повітря  $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$ . На рисунку 13.3 наведено типову характеристику вентиляторів. Обрані такі позначення:  $H-Q$ ,  $H_{ст}-Q$  – залежність повного та статичного напору вентилятора від продуктивності, відповідно;  $N-Q$  – залежність споживаної потужності від витрати вентилятора;

$\eta-Q$ ,  $\eta_{ст}-Q$  – залежність повного та статичного ККД вентилятора від продуктивності, відповідно.

Забороняється експлуатація вентиляторів, якщо  $\eta < 0,9\eta_{макс}$ . Ця вимога виключає з експлуатації початкову ділянку сідлоподібної характеристики у разі малих подач.

Робота вентиляторів зі сідлоподібною формою

характеристики тиску на мережу зі значним статичним напором у низці випадків є нестійкою. Ця обставина вказує на небажаність застосування вентиляторів із

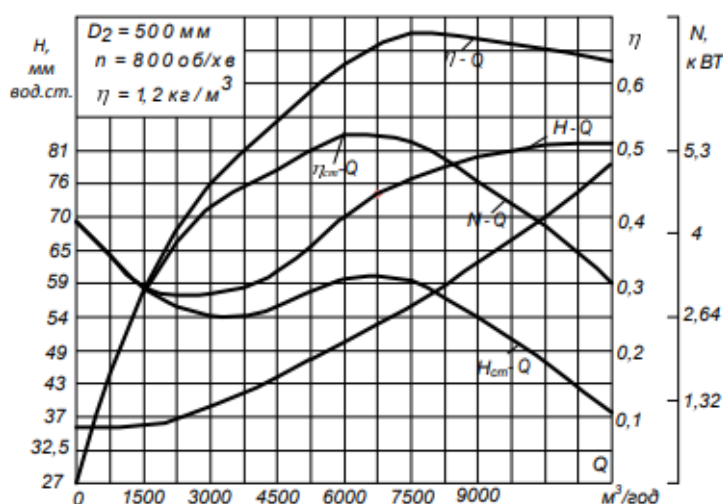


Рисунок 13.3 – Графічні характеристики вентиляторів

сідлоподібною формою характеристики. Також, у промисловості і комунальному господарстві разом із відцентровими використовують і осьові вентилятори.

### 13.4 Повітродувки

На спорудах для очищення стічних вод, до складу яких входять аеротенки або подібні до них споруди для біологічного очищення, необхідно подавати багато повітря під відносно невеликим тиском. Із цією метою використовують повітродувки або компресори. До повітродувок належать апарати, які створюють тиск до 0,3 МПа (до 3-х атмосфер) і не мають спеціальної системи охолодження, а до компресорів – апарати, які створюють тиск більше ніж 0,3 МПа і здебільшого мають спеціальну систему водяного охолодження. Подачу повітродувок і компресорів виражають у м<sup>3</sup>/год, або в м<sup>3</sup>/хв, тобто у нормальних кубічних метрах повітря за абсолютного тиску 0,1 МПа (1 атмосфера) і за температури 20 °С.

У системах водопостачання та каналізації найчастіше застосовуються турбоповітродувки та водокільцеві повітродувки.

Турбоповітродувки – це відцентрові апарати, принцип дії яких такий же, як і у відцентрових насосах (рис. 13.4). Головними вузлами таких турбоповітродувок є корпус і ротор з одним або кількома робочими колесами. Одноступеневі повітродувки створюють напір до 200–300 мм водяного стовпа. Багатоступеневі повітродувки можуть створювати тиск до 0,3 МПа (3-х атмосфер).

Швидкість обертання ротора в турбоповітродувках значно більша, ніж у відцентрових насосах. Тому для охолодження підшипників потрібно підводити воду. Для створення високої швидкості обертання ротора між електродвигуном і повітродувкою часто розташовують редуктор.

Характеристики турбінних повітродувок аналогічні характеристикам лопатевих насосів. Тільки по осі ординат відкладають не напір, а різницю тисків  $\Delta P$  на виході і вході повітродувки.

Здебільшого характеристики  $Q$ – $\Delta P$  повітродувок лабільні, тобто мають очевидно виражений максимум в зоні малих або середніх подач. Враховуючи те, що повітря легко стискається, такі характеристики призводять до нестабільної роботи повітродувок (до помпажу) під час підвищення тиску в системі понад допустимий. Явище помпажу найбільш небезпечне під час паралельної роботи кількох повітродувок в одній системі. Заводи-виробники постачають разом з повітродувками так звані протипомпажні пристрої, що є спеціальними клапанами, які автоматично відкриваються у разі підвищення тиску понад критичний.



Рисунок 13.4 – Повітродувка

У системах очищення стічних вод аеротенки працюють у стабільному режимі, тому небезпека виникнення помпажу невелика. У таких випадках влаштовують єдиний спільний пристрій для захисту усієї системи від виникнення помпажу. Такий пристрій складається зі швидкодіючої засувки на скидному патрубку.

Потужність повітродувки можна визначити за такою формулою, кВт:

$$N = \frac{L_{ад} Q}{102 \eta_m \eta_{об} \eta_{ад}}, \quad (13.4)$$

де  $Q$  – подача повітродувки у м<sup>3</sup>/с;

$L_{ад}$  – робота адіабатичного стиснення 1 м<sup>3</sup> повітря у кГм;

$\eta_m$  – механічний ККД (0,97–0,99);

$\eta_{ад}$  – адіабатичний ККД, який виражає величину співвідношення роботи адіабатичного стиснення до повної роботи і дорівнює 0,6–0,75;

$\eta_{об}$  – об'ємний ККД, який враховує втрати і перетікання повітря та дорівнює 0,95–0,98.

Роботу адіабатичного стиснення 1 м<sup>3</sup> повітря у кГм/м<sup>3</sup> можна визначити за такою формулою, кВт:

$$L_{ад} = 35\,000 P_1 \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{0,29} - 1 \right], \quad (13.5)$$

де  $P_1$  і  $P_2$  – початковий і кінцевий абсолютний тиск повітря в кг/см<sup>2</sup> (в атмосферах).

Під час розрахунків за цією формулою користуються номограмами. На потужність повітродувок і компресорів дуже впливає температура повітря. Тому місце, звідки забирається повітря, обирають таким чином, щоб повітря було якомога холоднішим.

### Контрольні запитання

1. Назвіть галузь застосування повітродувок та вентиляторів. Яка різниця між ними?
2. Які основні технологічні характеристики відцентрових вентиляторів? У чому їхня особливість?
3. Назвіть типи повітродувок та наведіть схему турбінної повітродувки.
4. За якою формулою визначається потужність повітродувки?

### Тема 14 Компресори

У системах водопостачання і каналізації найбільш розповсюджені турбінні, ротаційні та поршневі компресори. Турбінні компресори за принципом дії нічим не відрізняються від розглянутих у попередній темі турбоповітродувок. Вони мають тільки більшу кількість робочих коліс (щоб створювати більший тиск) і мають спеціальну систему охолодження, за якою циркулює вода.

Ротаційні компресори можуть бути одноступеневими (з одним ротором) і двоступеневими (з двома роторами, які насаджені на один вал). Одноступеневі компресори створюють тиск до 0,3–0,5 МПа (3–5 атмосфер), а двоступеневі – до 1,5 МПа (до 15 атмосфер). Потужність ротаційного компресора визначають так, як і для турбоповітродувки.

Ротаційні компресори, як і поршневі, працюють за принципом витиснення. Під час обертання ротора таких машин усередині корпусу утворюються дві камери (порожнини), обсяг яких змінюється.

З одного боку машини обсяг порожнини збільшується (тиск падає), відбувається всмоктування газу; з іншого боку – зменшується (тиск росте), відбувається нагнітання.

Ротаційні компресори й повітродувки (внаслідок браку зворотно-поступального руху поршня), порівняно з поршневими машинами, мають урівноважений хід, рівномірну подачу, вони не мають клапанів.

Схема ротаційно-пластинчастого компресора показана на рисунку 14.1.

Подача пластинчастого компресора  $Q$ , м<sup>3</sup>/с:

$$Q = l(\pi D - Sz)2E \frac{n}{60} \lambda, \quad (14.1)$$

де  $l$  – довжина ротора, м;  $l = 1,2-2D$ ;

$D$  – діаметр циліндра, м;

$S$  – товщина пластини, м,  $S = 0,001-0,004$  м;

$z$  – кількість пластин;

$E$  – ексцентриситет, м,  $E = 0,05-0,1D$ ;

$n$  – частота обертання ротора, хв<sup>-1</sup>;

$\lambda$  – коефіцієнт подачі,  $\lambda = 0,6-0,8$ .

Регулювання продуктивності ротаційних компресорів відбувається за допомогою таких методів:

– змінювання кількості обертів ротора,  $n$ ;

– дроселювання на вході в компресор;

– перепускання стисненого газу у всмоктувальний трубопровід.

Поршневі компресори застосовують у тих випадках, коли треба створювати великий тиск за невеликої подачі газу (повітря). Принцип дії поршневих компресорів аналогічний принципу дії поршневих насосів, а конструктивні відмінності спричинені особливостями властивостей газу порівняно з властивостями краплинної рідини. Під час стиснення газу його температура підвищується. З підвищенням температури падає ККД компресора, а за занадто високих температур порушується і система змащування, що може вивести з ладу весь механізм.

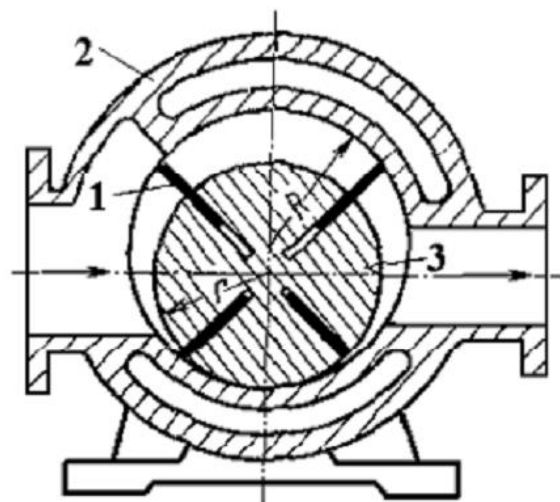


Рисунок 14.1 – Ротаційно-пластинчастий компресор

Для зменшення температури стисненого повітря процес стиснення розбивають на низку послідовних ступенів і між окремими ступенями ставлять холодильники для охолодження газу. Внаслідок того, що підвищення температури газу залежить не від кінцевого тиску, а від співвідношення кінцевого і початкового тиску (від коефіцієнта стиснення), за кількох ступенів з установкою холодильників між ними і за помірного коефіцієнта стиснення у кожному ступені можна створити компресор із досить високим кінцевим тиском. Схема принципу дії поршневого компресора показана на рисунку 14.2.

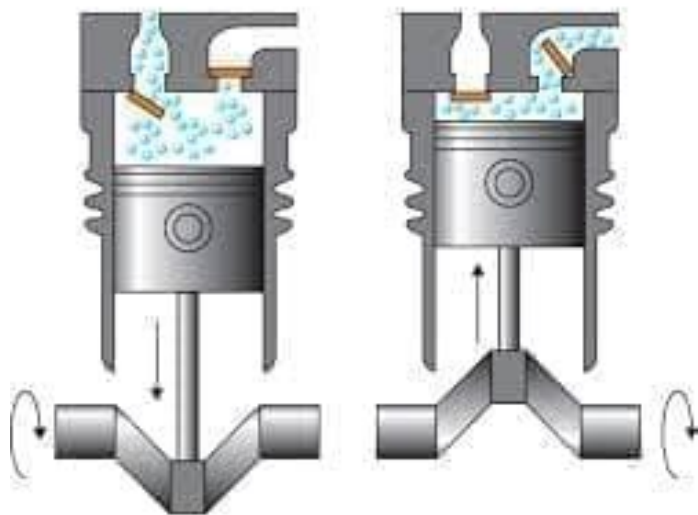


Рисунок 14.2 – Принцип дії поршневого компресора

Водокільцеві насоси застосовуються для створення вакууму й відсмоктування повітря та технічних газів (рис. 14.3).

Всередині циліндричного корпусу (1) ексцентрично розміщений ротор (2), який має ребра, що виступають (3). Перед пусканням у корпус заливається вода, яка під час обертання ротора рівномірно відтискається до внутрішньої поверхні корпусу, утворюючи кільце. Вода заливається в такій кількості, щоб між ротором та

внутрішньою поверхнею водяного кільця утворився серповидний повітряний простір (4), який перегороджується ребрами (3). Повітря засмоктується через отвір (5), який розташований у найширшій частині цього серпоподібного простору, і переноситься до іншого отвору (6), який розташований у найвужчій частині, внаслідок чого відбувається стиснення.

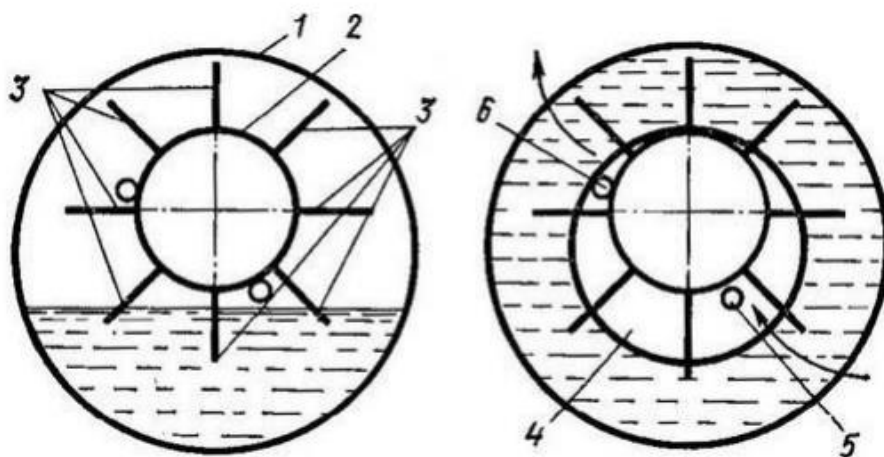


Рисунок 14.3 – Схема водокільцевого насоса

Вода, що нагрівається під час обертання кільця, поступово замінюється. Якщо води не вистачає, компресор перестав працювати.

Ці машини прості за конструкцією, можуть створювати значний вакуум, але їхній ККД низький через витрати енергії на обертання водяного кільця.

Водокільцеві вакуумні гідромашини можуть усмоктувати й переміщувати як гази, так і краплинні рідини, вони застосовуються для створення вакууму й відсмоктування газів у технологічних процесах, входять до складу вакуумних систем насосних станцій для заповнення відцентрових та осьових насосів водою перед пусканням.

Теоретично під час повного закриття дроселя на всмоктувальній трубі водокільцевий насос здатний створити у всмоктувальній порожнині тиск, який дорівнює тиску паротворення  $p_n$ .

Вакуум, що розвивається насосом  $p_{\text{вак}}$ , %:

$$P_{\text{вак}} = \frac{P_a - P_n}{P_a} 100, \quad (14.2)$$

де  $P_a$  – атмосферний тиск,  $\text{кг/см}^2$ ,  $P_a = f_1(H_6)$ ;

$P_n$  – тиск паротворення,  $\text{кг/см}^2$ ,  $P_n = f_2(t_e^\circ\text{C})$ .

Практично максимальний вакуум становить до 92 %.

Продуктивність водокільцевого вакуум-насоса  $Q$ ,  $\text{м}^3/\text{с}$ , визначається за такою формулою:

$$Q = \left\{ \pi \left[ \left( \frac{D_2}{2} - a \right)^2 - \left( \frac{D_1}{2} \right)^2 \right] - Z(l - a)S \right\} \frac{bn}{60} \eta_0, \quad (14.3)$$

де  $D_2$  і  $D_1$  – зовнішній і внутрішній діаметр ротора, м;

$a$  – мінімальне занурення лопаті у водяне кільце, м;

$Z$  – кількість лопатей;

$l$  – радіальна довжина лопаті, м,  $l = \frac{D_2 - D_1}{2}$ ;

$S$  – товщина лопаті, м;

$b$  – ширина лопаті, м;

$n$  – кількість обертів ротора за хвилину,  $\text{хв}^{-1}$ ;

$\eta_0$  – об'ємний ККД,  $\eta_0 \approx 0,96$ .

У відцентрових (лопатевих) повітрорудках та компресорах, принцип дії яких подібний до роботи відцентрових насосів, стиснення повітря (газу) виконується під дією відцентрових сил, що розвиваються під час обертання робочих коліс.

Існують одноступінчасті й багатоступінчасті відцентрові повітрорудки. Багатоступінчасті турбоповітрорудки розраховані на тиск до 3-х атмосфер. Турбокомпресори розвивають тиск понад 3 атмосфери (до 10-ти атмосфер).

### Контрольні запитання

1. Назвіть типи компресорів та наведіть схему ротаційного компресора.
2. Наведіть схему поршневого компресора, дайте пояснення до неї.
3. Опишіть принцип дії водокільцевого вакуум-насоса.
4. Як визначається продуктивність вакуум-насоса?

## Тема 15 Теорія повітродувних установок

Компресор під час експлуатації здійснює такі операції:

- всмоктування повітря (газу) за постійного тиску  $P_1$ ;
- стиснення газу від тиску  $p_1$  до тиску  $p_2$  (ступінь стиснення  $E = \frac{P_2}{P_1}$ );
- нагнітання стисненого повітря за постійного тиску  $P_2$ .

Повний напір компресора,  $H$ , м, визначається за такою формулою:

$$H = \int_{P_1}^{P_2} \frac{dP}{\gamma} + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g}, \quad (15.1)$$

де  $H = \int_{P_1}^{P_2} \frac{dP}{\gamma}$  – статичний (п'єзометричний) напір, м;

$H_p = \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g}$  – швидкісний (динамічний) напір.

Після перетворення повний напір  $H$ , мм водяного стовпа, дорівнює:

$$H = P_2 - P_1 + \frac{\gamma(C_2^2 - C_1^2)}{2g}. \quad (15.2)$$

Зміна тиску в циліндрі під час стиснення газу відбувається залежно від термодинамічних умов стиснення. Процеси стиснення газу в компресорі можуть бути такими:

- ізотермічні (незмінна температура:  $T_1 = T_2 = \text{const}$ );
- адіабатичні (немає теплообміну:  $Q = 0$ );
- політропічні, з підведенням або відведенням тепла.

У разі ізотермічного стиснення тепло відводиться максимально. Процес ізотермічного стиснення вимагає мінімальної роботи. Практично за допомогою охолодження вдається відводити від компресора тільки частину тепла. В охолоджуваному компресорі на початку стиснення політропічна лінія наближається до адіабати, а наприкінці стиснення – до ізотерми.

Адіабатичний процес стиснення відбувається без теплообміну із зовнішнім середовищем, без охолодження температура газу підвищується.

Ізотермічний процес стиснення відбувається за умови повного відведення тепла. Тепло, яке виділяється під час стиснення газу, повністю відокремлюється від компресора системою охолодження, температура газу під час стиснення не підвищується.

Політропічний процес стиснення, що наближається до ізотермічного, має місце в реальних умовах стиснення газу під час відведення тепла від компресора за допомогою холодної води, що циркулює у водяній сорочці циліндра.

Витрати потужності компресора з відведенням тепла під час політропічного процесу стиснення газу практично наближається до витрат потужності, що відповідає ізотермічному процесу. Максимальне наближення політропічного процесу стиснення до ізотермічного обмежується доцільністю витрати холодної води й конструктивною особливістю робочого циліндра. Звичайно обирають різницю температури вхідної й вихідної води 5–10 °С; за більшої різниці температур – збільшують приплив води, що охолоджує.





Не весь газ витісняється із циліндра під час нагнітання лінією 3–4; частина газу залишається в циліндрі в обсязі шкідливого простору  $V_0$  із тиском  $p_2$ . Під час зміни циклу нагнітання на цикл усмоктування обсяг  $V_0$  розширюється до  $V'_0$ , а тиск газу знижується від  $p_2$  до  $p_1$ .

Тільки після цього почнеться усмоктування лінією 1–2. До того ж фактичний всмоктуваний обсяг газу ( $V'_{вс}$ ) завжди менший за обсяг циліндра ( $V_1$ ).

Об'ємний ККД компресора визначається за такою формулою:

$$\lambda_0 = \frac{V'_1}{V_1}. \quad (15.3)$$

Під час ізотермічного процесу об'ємний ККД буде визначатися за такою формулою:

$$\lambda_0 = 1 - E \left( \frac{P_2}{P_1} - 1 \right), \quad (15.4)$$

де  $E$  – шкідливий простір; обирають  $E_{\min} = 0,05$ .

Дійсний ступінь наповнення циліндра компресора  $\lambda$  (внаслідок дії гідравлічних опорів й інших реальних факторів) менший за його об'ємний ККД  $\lambda_0$ . Обирають  $\lambda = \lambda_0 - 0,04$ .

Для отримання газу під високим тиском застосовують багатоступеневі компресори. Необхідність багатоступеневого стиснення порівняно з одноступеневим знаходить таке обґрунтування: з одного боку, під час збільшення ступеня стиснення  $p_2/p_1$  об'ємний ККД компресора  $\lambda_0$  зменшується.

За  $\lambda_0 = 0$  граничний ступінь стиснення для ізотермічного процесу визначається за такою формулою:

$$1 - 0,05 \left( \frac{P_2}{P_1} - 1 \right) = 0; \quad \frac{P_2}{P_1} = 21. \quad (15.5)$$

Реально припустимий ступінь стиснення визначається за умови  $\lambda_0 = 0,7$ :

$$1 - 0,05 \left( \frac{P_2}{P_1} - 1 \right) = 0,7; \quad \frac{P_2}{P_1} = 7. \quad (15.6)$$

Гранична температура спалаху мастил  $T_{\text{гран}} = 220\text{--}240$  °С. Отже, з огляду на необхідність забезпечення нормальних умов роботи компресора, запобігання спалаху масла й утворення вибухонебезпечної суміші в циліндрі, максимальним ступенем стиснення вважають  $p_2/p_1 = 6\text{--}7$ .

Під час одноступеневого стиснення газу зі збільшенням ступеня стиснення  $p_2/p_1$ , навіть у разі охолодження циліндра, процес стиснення за адіабатою не наближається до ізотермічного. З огляду на це економічність роботи компресора з високими значеннями об'ємного ККД  $\lambda_0$  може бути досягнута використанням багатоступеневого стиснення газу з проміжним охолодженням ступенів.

Під час вибору кількості ступенів  $z$  ступінь стиснення у кожному ступені великих компресорів обирають до  $E = P$ ; для малих – дещо більше.

Залежно від стиснення газу кількість ступенів обирають:

- під час стиснення газу до  $5\text{--}7$  кг/см<sup>2</sup> (0,5–0,7 МПа) – I ступінь;
- під час стиснення до  $2,5$  кг/см<sup>2</sup> (2,5 МПа) – 2 ступеня;
- під час стиснення до  $125$  кг/см<sup>2</sup> (12,5 МПа) – 3 ступеня;

– понад  $125 \text{ кг/см}^2$  ( $12,5 \text{ МПа}$ ) – 4 і більше ступенів.

Можливі схеми багатоступінчастих поршневих компресорів:

1. Зі ступеннями стиснення в окремих циліндрах:

– з послідовним з'єднаними циліндрами;

– з паралельно з'єднаними циліндрами.

2. Із диференційними поршнями та декількома ступеннями стиснення в одному циліндрі.

Визначення розрахункових параметрів роботи компресора на заданий повітровід здійснюється залежно від кількості обертів графічним методом, розрахункові параметри визначаються точкою перетину двох характеристик – компресора і повітроводу.

### Контрольні запитання

1. Які операції здійснює компресор під час експлуатації?

2. У чому особливості стиснення газу в компресорі під час ізотермічного, адіабатичного і політропічного процесів?

3. У яких випадках використовують багатоступеневе стиснення газу в компресорі?

4. Як розраховується об'ємний ККД компресора?

### Тема 16 Повітродувні станції

Повітродувна станція – комплекс елементів та устаткування, що забезпечує технологічні процеси систем водопостачання і водовідведення стисненим повітрям (газом).

У системах водопостачання компресорні установки і повітродувні станції забезпечують подачу стисненого повітря для роботи ерліфтів, інших видів піднімальних пристроїв та апаратів. У реагентному господарстві очисних споруд водопроводу для інтенсифікації процесів розчинення коагулянту й розведення його концентрованих розчинів здійснюють перемішування в розчинних баках стисненим повітрям (барботаж). У системах водовідведення повітродувні станції забезпечують стисненим повітрям роботу аеротенків, преаераторів, змішувачів, стабілізаторів мулу, реагентного господарства, вакуум-фільтрів та інших споруд.

До складу великих повітродувних станцій входять:

– головна будівля станції з основним і допоміжним устаткуванням;

– споруди для охолодження води (градирні, басейни).

Повітродувні машини розрізняють за способом створення напору:

– за допомогою вентиляторів – гідромашин, що переміщують газ із напором до  $1,5 \text{ м}$  водяного стовпа ( $1 \text{ 500 мм}$  водяного стовпа);

– за допомогою повітродувок (турбоповітродувок, нагнітачів) – гідромашин, що транспортують газ з напором до  $0,3 \text{ МПа}$  та працюють без штучного охолодження; як повітродувки використовують ротаційні нагнітачі, що розвивають тиск до  $0,3 \text{ МПа}$  ( $3 \text{ кг/см}^2$ );

– за допомогою турбокомпресорів – гідромашин, що подають газ під тиском більше 0,3 МПа та працюють зі штучним охолодженням.

Повітродувні станції класифікують як за призначенням, так і за низкою ознак, які визначаються типом і конструктивними особливостями основного устаткування.

Розрізняють такі види повітродувних станцій:

1) за створюваним тиском стисненого повітря в системі:

– високого тиску,

– низького тиску;

2) за типом основного устаткування:

– з об'ємними гідромашинами (компресорами),

– з відцентровими повітродувками;

3) за кількістю ступенів компресорів:

– з одноступеневими компресорами,

– з багатоступеневими повітродувками (компресорами);

4) за видом охолодження компресорів:

– з нагнітачами без штучного охолодження,

– з компресорами зі штучним охолодженням;

5) за типом приводних двигунів:

– з електродвигунами,

– з двигунами інших типів.

На рисунку 16.1 зображена схема установки великого поршневого компресора. Для вирівнювання тиску повітря, яке від компресора подається поштовхами, а також для вловлювання часток масла і водяного конденсату, на напірній лінії розміщується ресивер (1) (повітрязбірник) – міцний резервуар об'ємом не менше 20-тикратного об'єму циліндра компресора.

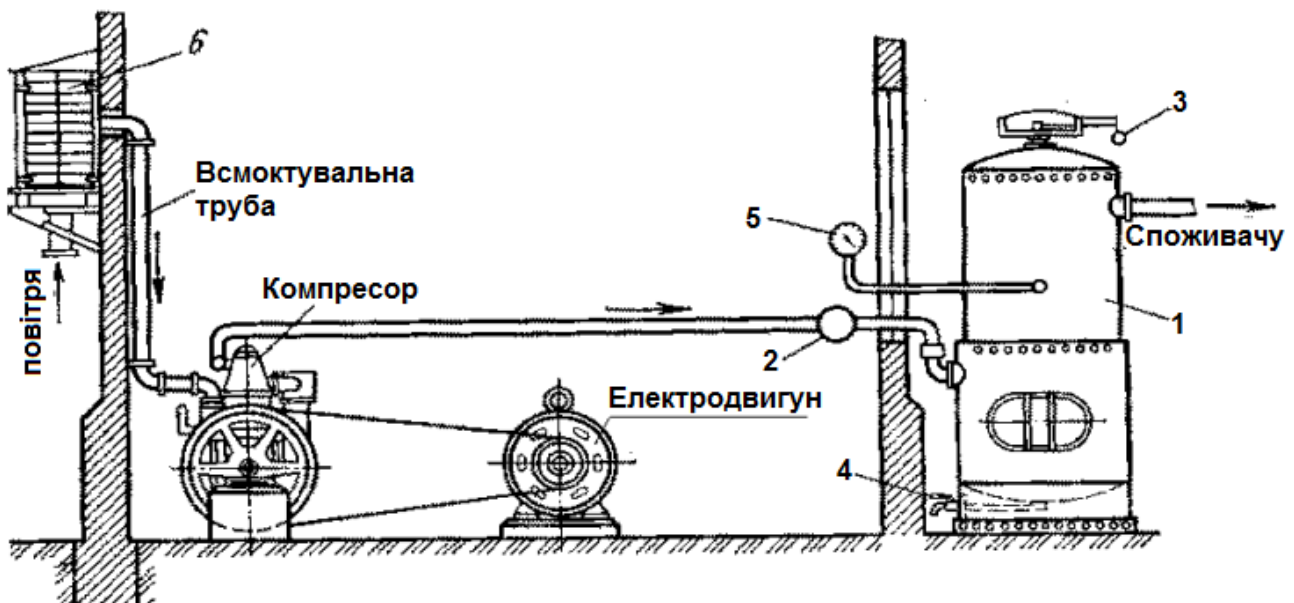


Рисунок 16.1 – Схема установки з поршневим компресором

Повітрозбірник (ресивер) здійснює регулювальні функції, згладжує короткочасне розходження між подачею компресора й витратами повітря в системі. Ресивер під час зростання тиску в системі забирає надлишок газу, а під час зниження – віддає в мережу.

Водночас, зі зменшенням витрати газу споживачами тиск у ресивері (збирачі газів) збільшується й може перевищити припустимі значення. У такому разі необхідно скоригувати подачу компресора відповідно до витрат газу в системі, що вимагає зниження подачі нижче за розрахункову величину.

Ресивер обладнується пристроями для вловлювання масла, сепарації сконденсованої вологи, запобіжними клапанами, спускним краном і манометром. Задля безпеки роботи працівників збирачі газів повинні встановлюватися поза приміщеннями повітродувних станцій.

Між ресивером і компресором ставиться зворотній клапан (2), щоб запобігти зворотній течії повітря у разі розриву трубопроводу. Ресивер розміщується за межами приміщення компресорної станції на відкритому місці, щоб забезпечити його краще охолодження. Повітрозбірник обладнується запобіжним клапаном (3), спускним краном (4) і манометром (5). Запобіжні клапани встановлюються між ступенями компресора на проміжних охолоджувачах і ресивері для запобігання надмірного підвищення тиску в установці.

Перед поршнеvim компресором обов'язково потрібно ставити фільтр тонкої очистки повітря (6) (здебільшого масляного типу), щоб запобігти потраплянню в компресор разом з повітрям механічних домішок. Навіть дрібні домішки можуть порушити роботу клапанів (спричинити нещільність або заклинювання клапана) або шліфовку внутрішньої поверхні циліндра, що призведе до виходу компресора із ладу. Для видалення вологи з повітря на магістральному повітропроводі встановлюють вологовідокремлювач.

До допоміжного устаткування повітродувних станцій належать такі контрольно-вимірні апарати, як манометри та термометри.

Манометри встановлюються:

- на проміжних охолоджувачах і ресивері для спостереження за тиском газу в системі;
- на напірному патрубку масляного насоса для контролю за тиском масла в системі змащення;
- на напірному колекторі холодної води для контролю за тиском холодної води системи охолодження компресора.

Термометри контролюють температуру:

- повітря перед кожним охолоджувачем і за ним;
- повітря на виході з компресора;
- холодної води в колекторі й на виході з циліндрів і всіх охолоджувачів.

Приклад розміщення приладів і устаткування повітродувної станції показаний на рисунку 16.2.

Розрахунок повітроводів (газопроводів) складається з підбору діаметрів труб і визначення втрат напору. Швидкість руху повітря у головному й розподільних повітроводах обирають близько  $V = 10\text{--}15$  м/с, у повітроводах

малих діаметрів  $V = 4\text{--}5$  м/с. Розрахунок діаметрів, втрат напору здійснюють за формулами гідравліки.

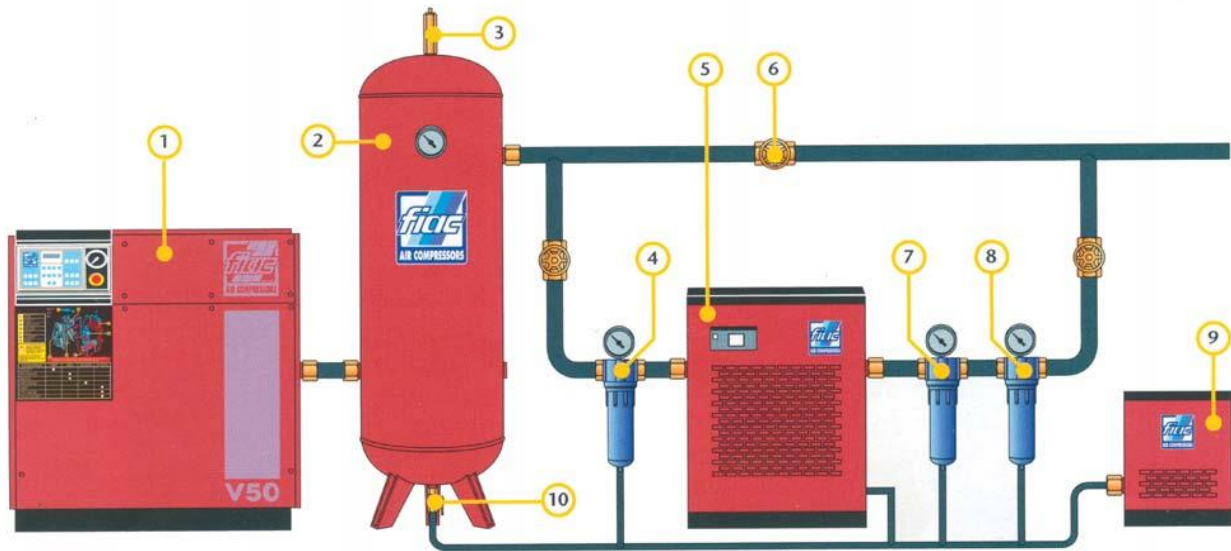


Рисунок 16.2 – Прилади й устаткування повітродувної установки:

1 – повітродувка (компресор); 2 – ресивер; 3 – запобіжний клапан; 4 – фільтр попередньої очистки; 5 – охолоджувач; 6 – байпас; 7 – фільтр тонкої очистки; 8 – мікрофільтр; 9 – відокремлювач конденсату; 10 – клапан конденсату

Регулювання продуктивності поршневих компресорів доцільно проводити шляхом зміни частоти обертання колінчастого вала.

Регулювання подачі компресора здійснюється за постійної кількості обертів такими методами:

- впливом на всмоктувальні клапани;
- зміною величини «шкідливого» простору;
- зміною початку стиснення повітря;
- дроселюванням усмоктувального трубопроводу;
- перепусканням газу з нагнітальної труби в усмоктувальну.

Під час роботи приводу компресора від двигунів внутрішнього згорання або парової машини регулювання продуктивності здійснюють шляхом зміни кількості обертів.

Відцентрові машини мають деякі переваги порівняно з поршневими, а саме:

- у відцентрових машин немає деталей, які швидко зношуються;
- поршні, клапани тощо;
- вони не потребують внутрішнього змащування, тому не забруднюють стиснене повітря або газ;
- завдяки великій частоті вони безпосередньо з'єднуються з електродвигуном або паровими турбінами;
- установки з турбокомпресорами компактніші: вони мають меншу вагу, займають меншу виробничу площу;

– через те, що повітря або газ проходять через компресор в одному напрямку, відпадає необхідність встановлення ресиверів між окремими ступенями.

Для регулювання роботи повітродувного обладнання найчастіше використовуються такі методи.

1. Увімкнення – вимкнення компресорної установки. Метод, який передбачає вимкнення електродвигуна у разі підвищення тиску до максимального рівня та увімкнення його після досягнення мінімально допустимого рівня тиску.

Переваги методу: під час простою компресора він не споживає електроенергію.

Недоліки методу: постійне вмикання й вимикання електродвигуна загалом негативно відображається на роботі системи та може спричинити перегрівання обмотки електродвигуна.

2. Скидання зайвого повітря в атмосферу. Суть методу полягає в наявності спеціального клапана, який відкривають, щойно тиск у системі досягає максимальних показників.

Переваги методу: спосіб доцільно застосовувати тільки в дуже потужних компресорних установках, у яких рідше досягається максимальний рівень тиску.

Недоліки методу: найбільш неекономічний спосіб регулювання продуктивності; нераціональний метод, тому що зрештою весь енергоресурс, витрачений на стиснення цього повітря, виявляється витраченим даремно.

3. Залучення додаткового об'єму. Метод застосовується тільки для компресорів поршневого типу та базується на використанні проміжку, який завжди залишають між поршнем і кришкою циліндра для того, щоб компенсувати теплові деформації.

Переваги методу: якщо штучно збільшувати цей так званий «мертвий об'єм», продуктивність компресора буде зменшуватися.

Недоліки методу: стиснення повітря, яке знаходиться в «мертвому об'ємі», також потребує енерговитрат.

4. Робота «на холостому ході». Застосовується в машинах роторного типу (гвинтових, спіральних або пластинчасто-роторних); після досягнення максимальних показників тиску в системі спрацьовує реле, яке закриває засувку всмоктувального клапана.

Переваги методу: робота компресора не припиняється, він продовжує споживати близько 20 % звичайної кількості енергоресурсів, але тиск у системі не нагнітається.

5. Дроселювання здійснюється за допомогою пропорційного всмоктувального клапана, який не дає тискові в системі підвищуватися понад міру, перекриваючи шлях повітрю, що всмоктується, через газодинамічні опори.

Переваги методу: система регулює продуктивність практично самостійно – засувка всмоктувального клапана відкривається під тиском повітря у системі; він більш ефективний, ніж метод «холостого ходу».

Недоліки методу: коштує дорожче, ніж метод «холостого ходу»; спосіб пов'язаний з безперервною зміною положення диска затвора відповідно до зміни

притоку стоків та їхнього складу, і, відповідно, до підвищення зношення рухомих деталей затворів та пришвидшення виходу їх з ладу.

6. Використання частотного перетворювача для регулювання частоти обертання електричного двигуна. Переваги методу: втрати енергії під час використання цього методу мінімізуються, а межі регулювання продуктивності розширюються та складають 20–100 %; метод застосовують для всіх компресорних установок об'ємного типу.

Недоліки методу: цей спосіб є найбільш дорогим; його використання в установках динамічного типу (осьових, відцентрових тощо) спричиняє проблеми: може виникнути резонанс із власними частотами коливань турбокомпресора установки.

7. Дискретний метод регулювання частоти обертання електричного двигуна. Переваги методу: головна відмінність щодо попереднього методу полягає в тому, що замість плавної зміни швидкості обертання вала використовується дискретна зміна, що базується на застосуванні спеціальних багатошвидкісних двигунів; це коштує значно дешевше, ніж використання частотного перетворювача, а ефективність майже рівнозначна.

8. Зміна кількості працюючих агрегатів (на станціях з кількістю робочих агрегатів 6–10). Недоліки методу: регулювання неекономне, втрачається 15–20 % енергії, яка витрачається на подачу повітря; значна кількість увімкнень – вимкнень повітродувок відповідно до технологічних потреб спричиняє передчасне зношення повітродувок.

9. Комбінований метод передбачає використання по чергово дискретної зміни положення дисків затворів, встановлених на всмоктувальних лініях повітродувок. Засувка зачиняється на деякий постійний кут 35–40°. Дроселювання доповнюється зміною кількості працюючих агрегатів, що здійснюється за допомогою пристрою плавного пуску (ППП).

Переваги методу: застосування ППП не потребує значних капітальних витрат, оскільки для по чергового плавного пуску 8–10 агрегатів повітродувної установки достатньо мати один ППП.

Дослідження, проведені на дійсній станції, яка оснащена 10-ма повітродувками 750-23-4, свідчать про таке:

– затвор на всмоктувальній лінії може бути прикритий на кут 45° без загрози виникнення помпажу;

– прикриття затвору на кут 45° зменшує подачу на 4 000 м<sup>3</sup>/год та знижує потужність, що споживається, на 140 кВт;

– по черговим прикриттям затвору на 40° можна практично плавно зменшувати подачу повітря в аеротенки на 20–23 % та знизити потужність, що споживається, на 15–16 %.

10. Каскадне регулювання роботи повітродувок. Каскадне регулювання – це метод по чергового ввімкнення повітродувок, якщо загальна кількість робочих агрегатів складає понад 3 штуки.

Згідно з каскадним регулюванням роботи повітродувного обладнання, пуск першого компресора відбувається за мінімальної подачі – 45 %, за

необхідності подачі більшого об'єму повітря компресор підвищує подачу до 100 %.

Потім відбувається запуск другого компресора – за мінімальної подачі 45 %, перший компресор, під час запуску другого, також знижує подачу до 45 %. Усього загальна подача становитиме 90 %. Другий компресор продовжує працювати за мінімальної подачі, а подача першого зростає до 100 % (загальна подача – 145 %).

Якщо необхідний більший об'єм повітря, обидва компресори працюють за 100-відсоткової подачі, а третій починає свою роботу від 45 %, робота другого також автоматично знижується до 45 % (загальна подача – 190 %). Далі подача другого зростає до 100 %. Загальна подача дорівнює 245 %. Потім і подача третього компресора зростає до 100 % (загальна подача трьох компресорів – 300 %).

Сучасні повітродувки постачаються разом з шафою управління, яка дає змогу під'єднати обладнання до автоматизованих систем управління (АСУ). Використання керуючих засобів автоматики підвищує ефективність систем до 10 %. Крім того, автоматизація знижує трудові ресурси та оптимізує процес. На рисунку 16.3 показана повітродувна станція аеротенків с регульованим приводом.



Рисунок 16.3 – Повітродувна станція аеротенків

На підставі зазначеного можна зробити такий висновок: на сьогодні економічно доцільно замінити турбоповітрودувки серії ТВ на сучасні повітрودувки, які більш економічні внаслідок можливості в автоматичному режимі регулювати кількість повітря, що подається в аеротенки.

### **Контрольні запитання**

1. Де використовують повітрودувні станції?
2. Наведіть класифікацію повітрودувних станцій за різними ознаками.
3. Які прилади та пристрої входять до складу компресорних і повітрودувних установок?
4. Що таке ресивери та які їхні головні функції?
5. У який спосіб відбувається регулювання повітрودувок? У чому полягають переваги і недоліки відомих способів регулювання?

## СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Водозабірні споруди і насосна станція першого підйому : навч. посіб. / С. М. Епоян, О. Г. Друшляк, В. А. Сташук [та ін.] ; Харківський національний університет будівництва та архітектури. – Харків : ХНУБА, 2012. – 67 с.
2. Герасимов Г. Г. Гідравлічні та аеродинамічні машини : підручник / Г. Г. Герасимов. – Рівне : НУВГП, 2008. – 241 с.
3. Гурин В. А. Гідроаеродинамічні машини та насосні станції. Конструкції, експлуатація, надійність : словник-підручник / В. А. Гурин, Ю. П. Євсєнко ; НУВГП. – Рівне: НУВГП, 2008. – 186 с.
4. ДБН В.2.5–64:2012 Внутрішній водопровід та каналізація. Частина І. Проектування. Частина ІІ. Будівництво. – Київ : Мінрегіон України, 2013. – 113 с.
5. ДБН В.2.5–74:2013. Водопостачання. Зовнішні мережі та споруди. Основні положення проектування. – Київ : Мінрегіон України, 2013.– 168 с.
6. ДБН В.2.5–74:2013. Каналізація. Зовнішні мережі та споруди. Основні положення проектування. – Київ : Мінрегіон України, 2013. – 134 с.
7. Коренькова Т. В. Режими роботи насосних та вентиляторних установок із автоматизованим електроприводом: навч. посіб. / Т. В. Коренькова, О. О. Сердюк, В. Г. Ковальчук ; Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського. – Кременчук : ПП Щербатих О. В., 2013. – 200 с.
8. Кравченко В. С. Водопостачання та каналізація : підручник / В. С. Кравченко. – Київ : Кондор, 2011.– 288 с.
9. Насосні та повітродувні станції : навч. посіб. / Т. О. Шевченко, Ю. В. Ярошенко, М. М. Яковенко, В. М. Беляєва ; Харк. нац. ун-т міськ. госп-ва ім. О. М. Бекетова. – Харків : ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2014. – 195 с.
10. Омельченко О. В. Гідравлічні машини : навч. посіб. / О. В. Омельченко, Л. О. Цвіркун ; Донецький нац. ун-т економіки і торгівлі ім. Михайла Туган-Барановського. – Кривий Ріг : ДонНУЕТ, 2020. – 100 с.
11. Підконтрольна експлуатація обладнання насосних станцій : навч. посіб. / В. О. Панченко, В. Ф. Герман, О. В. Івченко [та ін.]. – Суми : Сумський державний університет, 2020. – 270 с.
12. Срібнюк С. М. Гідравлічні та аеродинамічні машини. Основи теорії застосування / С. М. Срібнюк. – Київ : ЦНЛ, 2022. – 328 с.
13. Срібнюк С. М. Насоси і насосні установки. Розрахунки, застосування і випробування / С. М. Срібнюк. – Київ : ЦНЛ, 2022. – 312 с.
14. Шевченко Т. О. Насосні та повітродувні станції : конспект лекцій для студентів 3, 4 курсів денної та заочної форм навчання першого (бакалаврського) рівня вищої освіти спеціальності 192 – Будівництво та цивільна інженерія / Т. О. Шевченко ; Харків. нац. ун-т міськ. госп-ва ім. О. М. Бекетова. – Харків : ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2021. – 220 с.

*Електронне навчальне видання*

**СИРОВАТСЬКИЙ** Олександр Анатолійович,  
**КАРАГЯУР** Андрій Степанович,  
**ШЕВЧЕНКО** Тамара Олександрівна

## **ГІДРАВЛІЧНІ ТА АЕРОДИНАМІЧНІ МАШИНИ**

### **КОНСПЕКТ ЛЕКЦІЙ**

*(для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти  
денної та заочної форм навчання  
зі спеціальності 192 – Будівництво та цивільна інженерія,  
освітня програма «Цивільна інженерія»)*

Відповідальний за випуск *Г. І. Благодарна*

Редактор *Б. О. Хільська*

Комп'ютерне верстання *О. А. Сироватський, І. В. Волосожарова*

План 2023, поз. 185Л

---

Підп. до друку 14.01.2026. Формат 60 × 84/16.

Ум. друк. арк. 7,1.

Видавець і виготовлювач:

Харківський національний університет  
міського господарства імені О. М. Бекетова,  
вул. Чорноглазівська, 17, Харків, 61002.

Електронна адреса: office@kname.edu.ua

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи:

ДК № 8386 від 14.07.2025.