

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
МІСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА імені О. М. БЕКЕТОВА

НАСОСИ 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,
освітня програма «Водопостачання та водовідведення»)*

Харків
ХНУМГ ім. О. М. Бекетова
2021

УДК 628.12:628.29

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, освітня програма «Водопостачання та водовідведення» / Т. О. Шевченко. – Харків. нац. ун-т міськ. госп-ва ім. О. М. Бекетова. – Харків : ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2021. – 220 с.

Автор: канд. техн. наук, доц. Т. О. Шевченко

Рецензент

М. В. Дегтяр, кандидат технічних наук, доцент кафедри водопостачання, водовідведення і очищення вод Харківського національного університету міського господарства імені О. М. Бекетова.

Рекомендовано кафедрою водопостачання, водовідведення і очищення вод, протокол № 1 від 29.08.2019.

© Т. О. Шевченко, 2021

© ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2021

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
ЗМІСТОВИЙ МОДУЛЬ 1.1 ВИДИ ГІДРАВЛІЧНИХ ТА АЕРОДИНАМІЧНИХ МАШИН.....	8
ТЕМА 1 ПРИЗНАЧЕННЯ, ПРИНЦИП ДІЇ ТА СФЕРИ ЗАСТОСУВАННЯ НАСОСІВ РІЗНИХ ТИПІВ.....	8
1.1 Визначення насосів та їхня класифікація.....	8
1.2 Головні параметри насосів.....	8
1.3 Відцентрові насоси.....	9
1.4 Класифікація відцентрових насосів.....	12
1.5 Арматура та вимірювальні прилади, якими обладнуються відцентрові насоси.....	13
1.6 Напір і тиск насоса за показами приладів.....	14
1.7 Визначення напору насоса під час проектування.....	17
ТЕМА 2 ОСНОВИ ТЕОРІЇ РУХУ РІДИНИ У ВІДЦЕНТРОВОМУ НАСОСІ.....	19
2.1 Рух рідини в робочому колесі відцентрового насоса.....	19
2.2 Подача насоса.....	21
2.3 Головне рівняння відцентрового насоса. Теоретичний напір.....	21
ТЕМА 3 ВИСОТА УСМОКТУВАННЯ. КАВІТАЦІЯ.....	23
3.1 Вплив дійсного характеру руху рідини в робочому колесі на теоретичний напір насоса.....	23
3.2 Профіль лопаток робочого колеса.....	25
3.3 Пристрої для відведення рідини від робочого колеса насоса.....	28
3.4 Висота усмоктування насоса.....	29
3.5 Кавітація в насосах.....	32
ТЕМА 4 ПОТУЖНІСТЬ І КОЕФІЦІЄНТ КОРИСНОЇ ДІЇ ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСА. НАПІР, ЯКИЙ СТВОРЮЄ НАСОС.....	33
4.1 Потужність насоса. Коефіцієнт корисної дії.....	33
4.2 Теоретичні характеристики відцентрового насоса.....	35
4.3 Робочі характеристики відцентрового насоса. Випробування насосів.....	37
ТЕМА 5 УНІВЕРСАЛЬНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЛОПАСНИХ НАСОСІВ. ЗАКОНИ ПОДІБНОСТІ.....	40
5.1 Подібність насосів. Формули перерахунку.....	40
5.2 Коефіцієнт швидкохідності насоса.....	43
5.3 Вплив частоти обертання робочого колеса на характеристики відцентрового насоса.....	45
5.4 Обточування робочого колеса відцентрового насоса.....	50
5.5 Сумісна робота насосів і трубопровідної мережі.....	52
ТЕМА 6 МЕТОДИ РЕГУЛЮВАННЯ РОБОТИ НАСОСІВ.....	53
ТЕМА 7 СПІЛЬНА РОБОТА НАСОСІВ ТА ТРУБОПРОВІДІВ.....	57
7.1 Вплив коливання рівня води в усмоктувальному резервуарі на режим роботи насоса.....	57

7.2 Паралельна робота насосів.....	57
7.2.1 Паралельна робота різнотипних насосів.....	59
7.2.2 Паралельна робота кількох однотипних насосів на два водоводи.....	60
7.2.3 Нестійка робота насосів.....	62
7.2.4 Паралельна робота насосів, які встановлені на різних насосних станціях.....	64
7.3 Послідовна робота насосів.....	65
ТЕМА 8 ДОБІР НАСОСІВ ДО ВІДПОВІДНИХ НАСОСНИХ СТАНЦІЙ.....	68
8.1 Консольні відцентрові насоси загального призначення.....	68
8.2 Горизонтальні насоси двобічного входу.....	71
8.3 Вертикальні відцентрові насоси для води.....	73
8.4 Багатоступеневі горизонтальні насоси.....	75
8.5 Насоси для стічних вод.....	79
8.6 Ґрунтові, піскові та шламкові насоси.....	82
8.7 Насоси для хімічно активних рідин.....	83
8.8 Свердловинні відцентрові насоси.....	84
ТЕМА 9 ВЕНТИЛЯТОРИ, ПОВІТРОДУВКИ І КОМПРЕСОРИ.....	87
9.1 Повітродувки.....	88
9.2 Компресори.....	90
ЗМІСТОВИЙ МОДУЛЬ 2. СТАНЦІЇ ВОДОПОСТАЧАННЯ ТА ВОДОВІДВЕДЕННЯ.....	94
ТЕМА 10 НАСОСНІ СТАНЦІЇ СИСТЕМ ВОДОПОСТАЧАННЯ.....	94
10.1 Класифікація водопровідних насосних станцій.....	94
10.2 Насосні станції першого підйому із забором води з поверхневих джерел.....	95
10.3 Насосні станції першого підйому із забором води з підземних джерел.....	110
10.4 Насосні станції другого підйому.....	117
ТЕМА 11 ПІДВИЩУВАЛЬНІ, ЦИРКУЛЯЦІЙНІ ТА ПЕРЕСУВНІ НАСОСНІ СТАНЦІЇ.....	134
11.1 Підвищувальні насосні станції.....	134
11.2 Циркуляційні насосні станції.....	137
11.3 Пересувні насосні станції.....	141
ТЕМА 12 ОБЛАДНАННЯ НАСОСНИХ СТАНЦІЙ ВОДОПОСТАЧАННЯ..	143
12.1 Компонування насосних станцій.....	144
12.2 Усмоктувальні та напірні трубопроводи.....	148
12.3 Механічне обладнання.....	152
12.4 Допоміжне устаткування.....	153
ТЕМА 13 КЛАСИФІКАЦІЯ НАСОСНИХ СТАНЦІЙ ВОДОВІДВЕДЕННЯ..	165
13.1 Класифікація насосних станцій водовідведення.....	165
13.2 Місця розташування насосних станцій водовідведення.....	166
13.3 Визначення місткості приймального резервуара.....	167
13.4 Вибір основних і резервних насосів.....	170
13.5 Розрахунки та конструювання усмоктувальних і	

напірних трубопроводів.....	172
13.6 Приймальні резервуари та їхнє обладнання.....	173
ТЕМА 14 НАСОСНІ СТАНЦІЇ З НАСОСАМИ ЗАНУРЕНОГО ТИПУ.....	178
14.1 Проектування насосних станцій з установленням занурених агрегатів.....	180
14.2 Насосні станції з «мокрим» установленням занурених насосів....	181
14.3 Проектування насосних станцій із зануреними насосами «сухого» установлення.....	184
ТЕМА 15 КАНАЛІЗАЦІЙНІ НАСОСНІ СТАНЦІЇ ЗІ СКЛОВОЛОКНА.....	186
ЗМІСТОВИЙ МОДУЛЬ З ПОВІТРОДУВНІ СТАНЦІЇ.....	192
ТЕМА 16 КЛАСИФІКАЦІЯ ТА ОБЛАДНАННЯ ПОВІТРОДУВНИХ СТАНЦІЙ.....	192
16.1 Класифікація повітродувних станцій.....	193
16.2 Обладнання повітродувних станцій.....	200
16.2.1 Поршневі компресори.....	201
16.2.2 Ротаційні компресори.....	206
16.2.3 Лопатеві компресори.....	208
ТЕМА 17 РЕГУЛЮВАННЯ РОБОТИ ПОВІТРОДУВНИХ СТАНЦІЙ.....	213
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	217

ВСТУП

Насосні та повітродувні станції – основні технічні елементи в системах водопостачання та каналізації, які забезпечують підйом та переміщення рідини в потрібній кількості та з необхідними напорами.

Насосними станціями називають будівлі або приміщення, у яких розташовані насосні агрегати, трубопроводи, що поєднують насоси, арматура, силове електрообладнання, контрольно-вимірювальні прилади, вантажопідйомне та допоміжне обладнання, що забезпечують роботу насосних агрегатів, їх ремонт або заміну [1]. Схеми насосних станцій варіюються в широкому діапазоні, залежно від цільового призначення і технологічних вимог, місцевих умов та інших особливостей конкретних систем.

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

Метою викладання навчальної дисципліни «Насосні та повітродувні станції» є формування у майбутніх фахівців знань і умінь з таких питань:

- машинні методи перекачування рідини й газу;
- проектування насосних і повітродувних станцій для систем водопостачання й водовідведення;
- проектування насосних і повітродувних станцій для промислових підприємств.

Головними *завданнями* вивчення дисципліни «Насосні та повітродувні станції» є теоретична та практична підготовка студентів з таких питань:

- підбір і експлуатація насосів для потреб водопостачання, водовідведення й гідромеліорації;
- завдання, що пов'язані із загальними питаннями подачі до водорозбірних споруд, а також перекачування стічних вод на очисні споруди.

Згідно з вимогами освітньо-професійної програми студенти повинні

знати:

- основи теорії відцентрових насосів;
- закономірності сумісної роботи насосів і трубопроводів;
- конструкцію, принципи роботи й обслуговування основних типів повітродувних машин, насосів і водопідйомників чистої та стічної води;
- основи проектування насосних станцій водопостачання та водовідведення для населених пунктів та промислових підприємств;
- основи експлуатації насосних станцій;
- засади економічного обґрунтування проектування та будівництва насосних і повітродувних станцій;

вміти:

- у складі групи фахівців проектного відділу в умовах спеціально обладнаного робочого місця, використовуючи результати пошукових робіт, обчислювальну техніку, діючі методики та нормативні документи, визначати висотне положення гідромеханічного обладнання;

– за допомогою автоматизованого робочого місця, використовуючи нормативну й довідкову літературу, проводити добір гідравлічних і аеродинамічних машин; аналізувати їхнє функціонування в системі, враховуючи сумісну роботу машин та водоводів;

– використовуючи типові проекти, паспорти виробів та іншу документацію, користуватися каталогами інженерного обладнання й арматури вітчизняного та зарубіжного виробництва;

– в умовах виробничої діяльності, керуючись відповідними інструкціями та правилами, за допомогою приладів, арматури, інструментів та інших пристроїв регулювати роботу гідравлічних і аеродинамічних машин та експлуатувати гідравлічні й аеродинамічні машини;

– використовуючи нормативну та довідкову літературу, сучасну обчислювальну техніку та автоматизоване робоче місце проектувальника, розраховувати та конструювати різноманітні насосні станції водопостачання та водовідведення, а також повітродувні станції;

– організувати технічно грамотну експлуатацію насосних і повітродувних станцій, аналізувати та знаходити вихід з аварійних ситуацій.

Конспект лекцій написано відповідно до програми курсу «Насосні та повітродувні станції», рекомендованої для студентів першого освітнього рівня спеціальності 192 – Будівництво та цивільна інженерія, освітньої програми «Водопостачання та водовідведення».

ЗМІСТОВИЙ МОДУЛЬ 1.1

ВИДИ ГІДРАВЛІЧНИХ ТА АЕРОДИНАМІЧНИХ МАШИН

ТЕМА 1 ПРИЗНАЧЕННЯ, ПРИНЦИП ДІЇ ТА СФЕРИ ЗАСТОСУВАННЯ НАСОСІВ РІЗНИХ ТИПІВ

1.1 Визначення насосів та їхня класифікація

Гідравлічною машиною або насосом називається машина, яка перетворює підведену до неї енергію в механічну енергію краплинної рідини, що перекачується.

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

В теплових насосах використовується явище теплового розширення самої рідини, що перекачується, або елементів насоса. Ці елементи можуть бути твердими, рідкими або газоподібними. До теплових належать термосифонні системи опалення, насоси Гемфрі та ін.

До електричних зараховують три види насосів:

1. Електрогідродинамічні (електромагнітні), які діють за принципом взаємодії струму, підведеного до електропровідної рідини, що перекачується, і магнітного поля, через яке ця рідина протікає.

2. Електроіскрові, в яких енергія передається рідині в результаті локального випаровування і різкого збільшення об'єму рідини в зоні електророзряду.

3. Магнітострикційні, в яких використовується властивість деяких рідин змінювати свій об'єм під дією електромагнітного поля (ця властивість називається магнітострикцією).

Механічні насоси перетворюють механічну енергію твердого, рідкого або газоподібного тіла в механічну енергію рідини. Це найбільш поширена група насосів. В системах водопостачання та каналізації використовуються виключно механічні насоси. Тому надалі в курсі лекцій будуть розглядатися насоси тільки цієї групи. Механічні насоси дуже різноманітні. До них належать відцентрові, осьові (пропелерні), поршневі, струминні, вібраційні та ін.

1.2 Головні параметри насосів

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

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

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

[метри]:

$$[H] = \frac{[енергія]}{[сила]} = \frac{H \cdot м}{Н} = метри. \quad (1.1)$$

Тиск насоса – це приріст питомої енергії, який насос передає одиниці об'єму рідини, яку перекачує. Тиск позначається буквою **P** і має таку розмірність [Па]:

$$[p] = \frac{[енергія]}{[об'єм]} = \frac{H \cdot м}{\frac{м^3}{м^2}} = \frac{H}{м} = Па; \quad (1.2)$$

$$p = \rho \cdot g \cdot H \quad (1.3)$$

де ρ – 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 мають місце в насосі під час перетворення підведеної до нього механічної енергії в енергію рідини. Потужність найчастіше позначається буквою **N** і вимірюється у ватах та кіловатах. Корисна потужність визначається за формулою:

$$N_{корисн} = Q \cdot P, \quad (1.4)$$

$$[N] = \frac{м^3}{с} \cdot \frac{H}{м^2} = \frac{H \cdot м}{с} = Вт. \quad (1.5)$$

Коефіцієнт корисної дії (ККД) враховує усі види втрат, які виникають при перетворенні механічної енергії двигуна в енергію рідини. Позначається буквою η і визначається як відношення корисної потужності до потужності на валу насоса:

$$\eta = \frac{N_{корисн}}{N_{валу}} < 1,0. \quad (1.6)$$

Вакууметричною 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 і тиском на вході в насос

$$H_{вак} = \frac{P_{атм} - P_{вхід}}{\rho \cdot g}, \quad (1.7)$$

де ρ – густина рідини, що перекачується;
 g – прискорення сили тяжіння.

1.3 Відцентрові насоси

Схема будови та принцип дії. Головним робочим органом насоса є *робоче колесо* (1) (рис. 1.1), яке насаджене на вал (9) так, щоб воно могло вільно обертатися всередині корпусу (3) насоса.

Робоче колесо складається з двох дисків (переднього та заднього), між якими розміщуються лопатки (лопаті) (2).

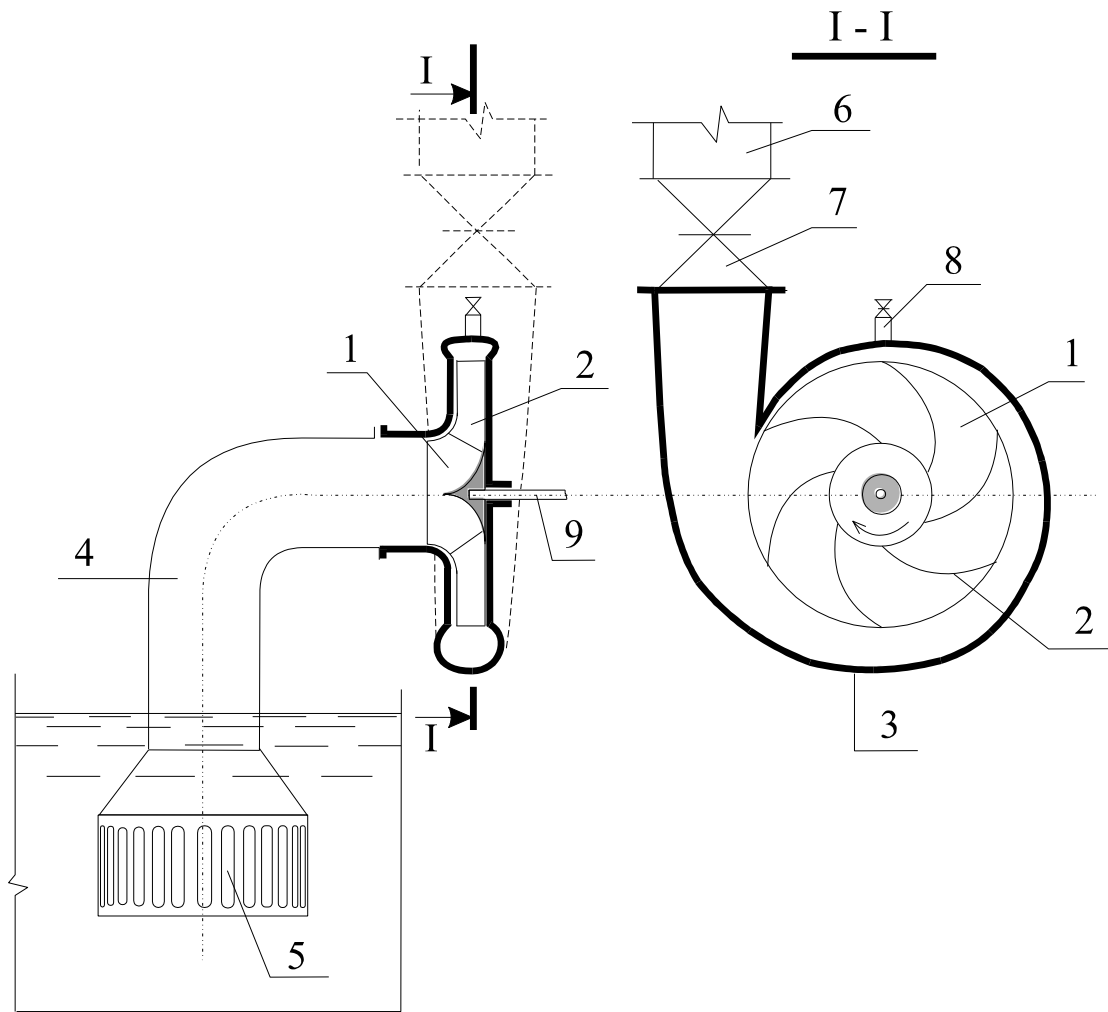


Рисунок 1.1 – Схема будови відцентрового насосу

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

Лопаті відцентрового насоса дуже часто мають циліндричну форму і загнуті назад по відношенню до напрямку обертання робочого колеса. В деяких конструкціях насосів лопатки мають складну кривизну. 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. Одночасно на кожний об'єм рідини масою m , який знаходиться всередині міжлопатєвого каналу на відстані r від осі обертання робочого колеса, буде діяти відцентрова сила величина якої описується виразом:

$$F = m \cdot \omega^2 \cdot r, \quad (1.8)$$

де ω – кутова швидкість обертання.

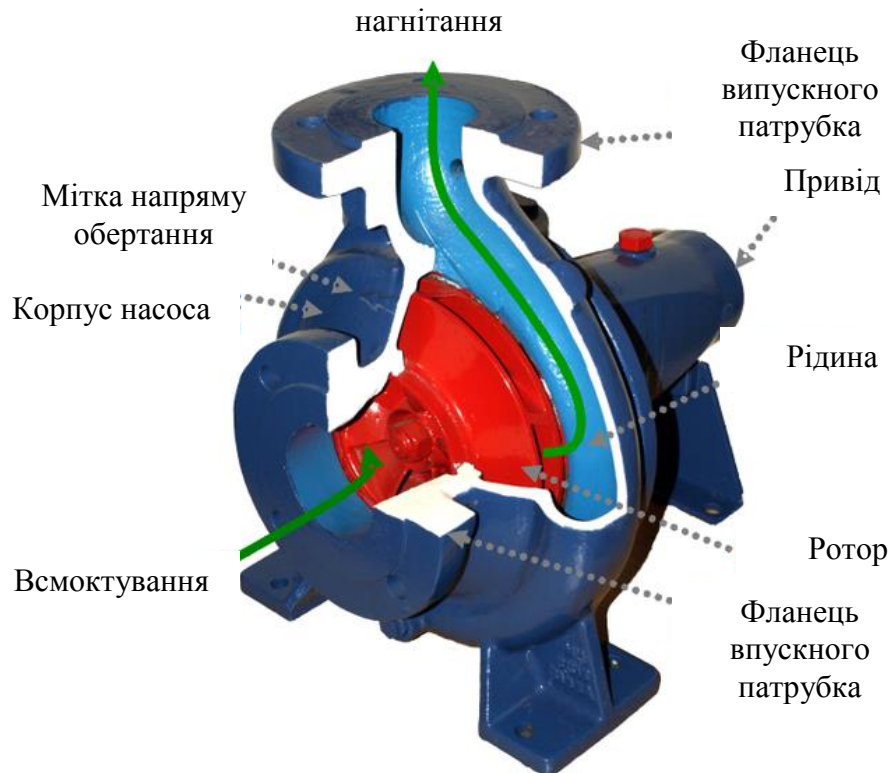


Рисунок 1.2 – Будова відцентрового насосу

На рисунку 1.2 показана будова відцентрового насосу. Під дією цієї сили рідина буде викидатися із міжлопатевих каналів в спіральний канал корпусу насоса. До того ж в периферійних зонах робочого колеса та в спіральному каналі буде створюватися підвищений тиск, а в центрі робочого колеса буде виникати розрідження. Для нормальної роботи відцентрового насоса необхідно забезпечити відведення рідини із спіральної камери насоса й 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 із робочого колеса в напірний трубопровід і для поступового зменшення швидкості руху рідини з метою перетворення кінетичної енергії рідини в потенційну енергію тиску.

Конструкція насоса повинна запобігати перетіканню рідини із спіральної камери в зону розрідження в центрі робочого колеса. Цього досягають зменшенням зазорів між дисками робочого колеса та корпусом насоса, а також установкою спеціальних ущільнюючих кілець. Слід, також, запобігати попаданню повітря із навколишньої атмосфери в зону вакууму в центрі робочого колеса. Цього досягають установкою сальникових ущільнень в місцях проходження рухомих деталей через корпус насоса.

З наведеної вище формули зрозуміло що, відцентрова сила, що діє на

рідину, а внаслідок і тиск, що створює насос, тим більша, чим більші швидкість обертання та діаметр робочого колеса. Тому для відцентрових насосів використовують швидкісні двигуни. Найчастіше це електродвигуни.

1.4 Класифікація відцентрових насосів

Розроблено багато різних конструкцій відцентрових насосів, які можна так класифікувати за головними ознаками:

1) *за кількістю робочих колес*, розміщених послідовно, розрізняють одноступеневі і багатоступеневі насоси. В багатоступеневих насосах рідина, що перекачується, проходить через ряд колес, насаджених на один вал. До того ж напір насоса дорівнює сумі напорів, які створюються кожним колесом. Багатоступеневі насоси є високонапірними (насосами високого тиску). В залежності від форми проточних каналів, по яких рідина перетікає від колеса до колеса, багатоступеневі насоси мають такі позначення: ЦНС – відцентровий насос секційний (в російській мові Ц – «центробежный»); ЦН – багатоступеневий насос, в якому робочі колеса згруповані попарно;

2) *за кількістю потоків* (за кількістю паралельно розміщених колес) насоси можуть бути однопотоковими і багатопотоковими;

3) *за величиною створюваного напору* відцентрові насоси розподіляються на такі:

– 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;

4) *за способом підводу рідини до робочого колеса* розрізняють насоси з однібічним та двобічним входом;

5) *за способом відведення рідини від робочого колеса* розрізняють такі відцентрові насоси:

– зі спіральним каналом;

– з кільцевим каналом;

– з направляючим апаратом (їх інколи називають турбінними насосами);

6) *за конструкцією робочого колеса* відцентрові насоси можуть бути такими:

– із закритим робочим колесом (з двома дисками);

– з напіввідкритим робочим колесом (з одним диском);

– з відкритим робочим колесом (зовсім без дисків);

7) *за розміщенням валу* розрізняють горизонтальні та вертикальні насоси;

8) *за способом з'єднання з двигуном* відцентрові насоси можуть бути:

– привідними (зі шківом або редуктором);

– насосами, що з'єднуються з двигуном за допомогою муфти;

– моноблочними – насоси, в яких робоче колесо встановлюється на спільному валу з двигуном;

9) *за різновидом рідини, яку перекачує насос*, відцентрові насоси можуть бути:

- водопровідними – насоси для умовно чистої води;
 - каналізаційними (фекальними) – призначені для перекачки фекальних стічних вод і других забруднених рідин з температурою до 100 °С;
 - теплофікаційними – для гарячої та перегрітої води;
 - ґрунтовими (землесосами), пісковими, шламовими для транспортування різноманітних пульп (пульпа – суміш води з твердими речовинами);
 - кислотними – для транспортування агресивних рідин;
 - насосами для транспортування нафти та нафтопродуктів;
 - насосами для рідин, що легко закипають (ефір, спирт тощо).
- Окрім названих, існують і інші насоси для специфічних рідин.

1.5 Арматура та вимірювальні прилади, якими обладнуються відцентрові насоси

Насосний агрегат відцентрового типу складається із таких частин (рис. 1.3):

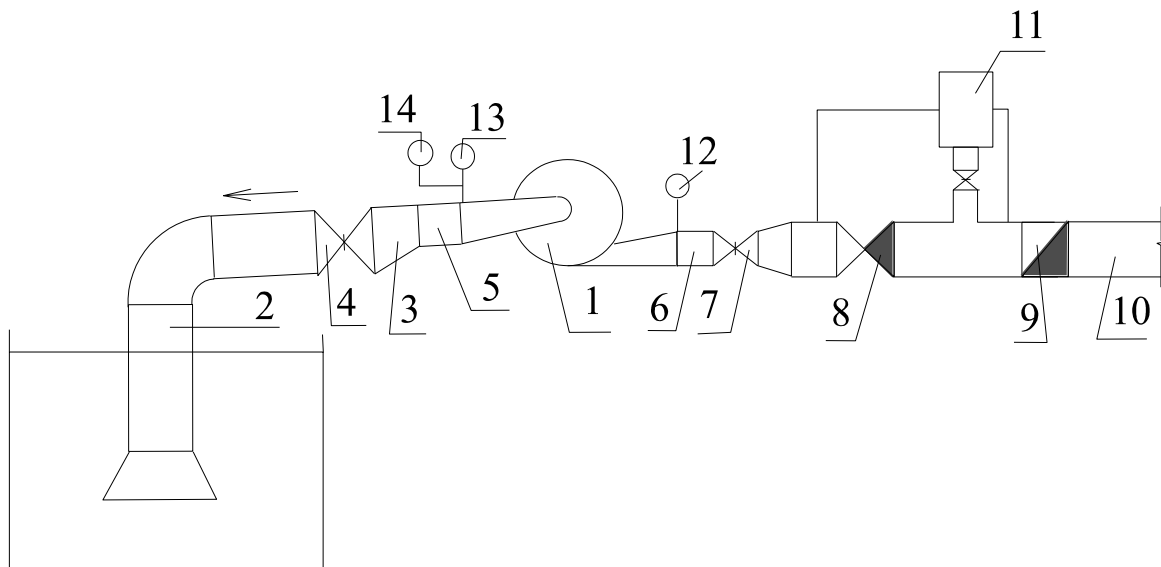


Рисунок 1.3 – Схема установки насосного агрегату відцентрового типу

1 – відцентровий насос;

2 – усмоктувальний трубопровід (він прокладається з підйомом до насоса, нахил усмоктувального трубопроводу має бути не менше 0,005);

3 – ексцентричний (косий) перехід (якщо замість ексцентричного переходу на горизонтальній ділянці усмоктувального трубопроводу поставити концентричний, то на верхній лінії трубопроводу може виникнути контрнахил, що не допускається);

4 – засувка на усмоктувальному трубопроводі (монтується тільки в тих випадках, коли насос може знаходитися під заливом, або якщо усмоктувальний

трубопровід з'єднаний з усмоктувальними трубами інших насосів);

5, 6 – циліндричні вставки (полегшують монтаж та демонтаж насоса, в них також вирівнюються епюри швидкостей руху рідини на вході в насос та на виході із нього);

7 – напірна засувка (використовується для відключення насоса від напірного трубопроводу, а інколи і для регулювання подачі та напору насоса);

8 – зворотний клапан (не допускає зворотного руху рідини із напірного трубопроводу в насос, або із одного насоса в другий під час їхньої паралельної роботи);

9 – витратомір для обліку кількості поданої води (він повинен монтуватися на деякій відстані від місцевих опорів);

10 – напірний трубопровід (транспортується рідина від насоса);

11 – гаситель гідравлічних ударів (захищає водоводи і арматуру від гідравлічних ударів, що виникають під час вимикання насоса на відкриту засувку; імпульсними трубками гаситель слід підключати до напірного трубопроводу з двох сторін зворотного клапану);

12 – манометр для вимірювання тиску, який створює насос;

13 – вакуумметр (встановлюється на усмоктувальному патрубку насоса для вимірювання вакууму; якщо тиск на вході в насос більший за атмосферний (наприклад при роботі насоса під заливом або при послідовній роботі насосів), то замість вакуумметра (13) слід ставити манометр або мановакуумметр (14)).

1.6 Напір і тиск насоса за показами приладів

Напір насоса – це приріст питомої енергії, яку насос передає рідині.

За рівнянням Бернуллі, загальна питома енергія (відносно одиниці ваги) рідини, що рухається, описується виразом:

$$E_{num} = Z + \frac{P}{\rho \cdot g} + \frac{V^2}{2g}, \quad (1.9)$$

де Z – висота центру ваги описуваного об'єму рідини над площиною порівняння;

P – тиск у центрі ваги;

V – швидкість руху рідини;

ρ – густина рідини;

g – прискорення сили ваги.

За цією формулою, повна питома енергія рідини на вході в насос (переріз 1–1, рис. 1.4) дорівнює

$$E_{num1} = Z_1 + \frac{P_1}{\rho \cdot g} + \frac{V_1^2}{2g}. \quad (1.10)$$

Повна питома енергія рідини на виході із насоса (переріз 2–2, рис. 1.3) буде дорівнювати

$$E_{num2} = Z_2 + \frac{P_2}{\rho \cdot g} + \frac{V_2^2}{2g}. \quad (1.11)$$

За площину порівняння прийнята площина 0–0.

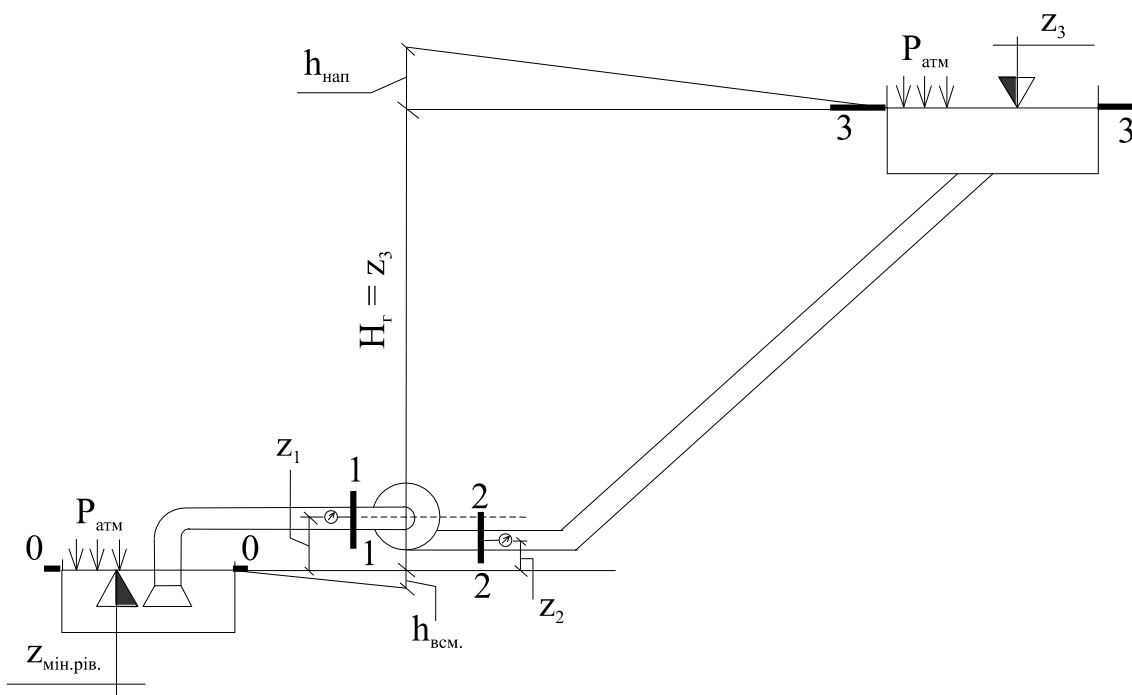


Рисунок 1.4 – Схема визначення напору насоса за показами приладів

У цих формулах позначено:

– 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 при вході та виході із насоса;

– V_1 та V_2 – швидкості руху рідини при вході та при виході із насоса.

Напір насоса (тобто різниця питомих енергій) буде дорівнювати

$$H = E_{num2} - E_{num1} = (Z_2 - Z_1) + \frac{P_2 - P_1}{\rho \cdot g} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g}. \quad (1.12)$$

Відомо, що манометри показують манометричний тиск (тобто тиск понад атмосферний), тому

$$P_2 = P_{атм} + P_{ман.2}, \quad (1.13)$$

де $P_{атм}$ – атмосферний тиск;

$P_{ман.2}$ – покази манометра в центрі ваги перерізу (2–2).

Відомо також, що покази манометра залежать від висоти, на якій його встановлено. Так, якщо манометр, підключений до трубопроводу і встановлений на відмітці Z_2 показує тиск $P_{ман.2}$, то після перенесення його на відмітку Z_3 він буде показувати тиск

$$P_{ман.3} = P_{ман.2} + (Z_2 - Z_3) \rho g. \quad (1.14)$$

Вакууметр показує, наскільки тиск в точці вимірювання менший за атмосферний тиск, тобто

$$P_1 = P_{атм} - P_{вак.1}, \quad (1.15)$$

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

Покази вакуумметра також залежать від висоти його встановлення.

Встановлений на відмітці Z_3 замість Z_1 , вакуумметр показуватиме величину

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

З врахуванням сказаного, формула (1.12) буде записана у вигляді:

$$H = \frac{P_{\text{ман.3}}}{\rho \cdot g} + \frac{P_{\text{вак.3}}}{\rho \cdot g} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2 \cdot g}. \quad (1.16)$$

Отже, напір насоса дорівнює сумі показів манометра на напірному патрубку і вакуумметра на усмоктувальному патрубку, приведених до однієї висотної відмітки, плюс різниця швидкісних напорів в напірному та усмоктувальному патрубках насоса. Найчастіше покази манометра та вакуумметра приводять до відмітки осі насоса.

З урахуванням взаємозв'язку тиску і напору, формула для визначення тиску насоса матиме такий вигляд:

$$P = P_{\text{ман.3}} + P_{\text{вак.3}} + \frac{\rho}{2}(V_2^2 - V_1^2). \quad (1.17)$$

Якщо насос працює з підпором, то на усмоктувальному патрубку замість вакуумметра ставиться манометр. В такому випадку напір насоса буде дорівнювати

$$H = \frac{P_{\text{ман.нап.}} - P_{\text{ман.всм.}}}{\rho \cdot g} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2 \cdot g}, \quad (1.18)$$

а тиск

$$P = P_{\text{ман.нап.}} + P_{\text{вак.всм.}} + \frac{\rho}{2}(V_2^2 - V_1^2). \quad (1.19)$$

Приклад 1. Визначити напір насоса за показами приладів, якщо відомо, що насос качає воду і розвиває подачу 1 500 л/с. Манометр, який підключено до напірного патрубка насоса, показує тиск 0,36 МПа (3,6 атм), а вакуумметр, який підключено до усмоктувального патрубка, показує вакуум 0,06 МПа (0,6 атм). Манометр розміщується на 4 метри вище осі насоса, а вакуумметр – на 2 метри вище цієї осі. Діаметр усмоктувального патрубка насоса – 800 мм, а діаметр напірного патрубка – 600 мм.

Розв'язання задачі. Спочатку приводимо показання манометра і вакуумметра до відмітки осі насоса:

$$P_{\text{ман.о.н.}} = P_{\text{ман}} + 4 \cdot \rho g = 360\,000 + 4 \cdot 1\,000 \cdot 10 = 400\,000 \text{ Па};$$

$$P_{\text{вак.о.н.}} = P_{\text{вак}} - 2 \cdot \rho g = 60\,000 - 2 \cdot 1\,000 \cdot 10 = 40\,000 \text{ Па}.$$

Визначаємо швидкість руху води в напірному та в усмоктувальному патрубках насоса:

$$V_{\text{нап.}} = \frac{Q \cdot 4}{\pi \cdot d_{\text{нап.}}^2} = \frac{1,5 \cdot 4}{3,14 \cdot 0,6^2} = 5,3 \text{ м/с}; \quad V_{\text{всм.}} = \frac{Q \cdot 4}{\pi \cdot d_{\text{всм.}}^2} = \frac{1,5 \cdot 4}{3,14 \cdot 0,8^2} = 2,99 \text{ м/с}.$$

За формулою (1.16) визначаємо напір насоса за показами приладів:

$$H = \frac{400000}{1000 \cdot 10} + \frac{40000}{1000 \cdot 10} + \frac{5,3^2 - 2,99^2}{2 \cdot 10} \cong 45 \text{ м вод. стовпа}.$$

Приклад 2. Визначити тиск, який створює насос, якщо відомо, що насос

транспортуює рідину густиною 920 кг/м^3 і розвиває при цьому подачу $3\,200 \text{ м}^3/\text{год}$. До напірного і усмоктувального патрубків насоса підключено манометри, які показують, відповідно, тиск $1,06 \text{ МПа}$ і $0,12 \text{ МПа}$ ($10,6$ та $1,2$ атм). Обидва манометри виведено на спільний стенд, і вони розміщені на одній відмітці – на 6 метрів вище за відмітку осі насоса. Діаметр усмоктувального патрубка насоса 700 мм , а напірного – 500 мм .

Розв'язання задачі. За умовою, обидва манометри розміщені на одній геодезичній відмітці, тому можна скористатися їхніми показами без додаткових коректив (при бажанні, можна привести показання цих манометрів до відмітки осі насоса і впевнитися, що результат буде тим самим). Вираховуємо тільки швидкості руху рідини в напірному та в усмоктувальному патрубках насоса:

$$V_{\text{нап}} = \frac{Q \cdot 4}{\pi \cdot d_{\text{нап}}^2} = \frac{3200 \cdot 4}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,5^2} = 4,53 \text{ м/с}; \quad V_{\text{всм}} = \frac{3200 \cdot 4}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,7^2} = 2,31 \text{ м/с}.$$

За формулою (1.19) визначаємо тиск насоса за показами приладів:

$$P = 1060000 - 120000 + \frac{920}{2} \cdot (4,53^2 - 2,31^2) = 946985 \text{ Па, або } \approx 9,47 \text{ атм}.$$

1.7 Визначення напору насоса під час проектування

Формулами попереднього параграфу можна скористатися тільки для визначення напору і тиску насоса на діючій установці. Якщо насосна станція тільки проектується, то покази манометрів і вакуумметрів не відомі і їх також треба визначити.

Застосуємо рівняння Бернуллі для потоку реальної рідини на ділянці між перерізами 0–0 та 1–1 (див. рис. 1.4):

$$\frac{P_{\text{атм}}}{\rho g} = Z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + h_{\text{всм}} \quad \text{або} \quad Z_1 + \frac{P_1}{\rho g} = \frac{P_{\text{атм}}}{\rho g} - \frac{V_1^2}{2g} - h_{\text{всм}}. \quad (1.20)$$

За площину порівняння прийнято площину 0–0, тиск на вільну поверхню прийнято $P_{\text{атм}}$, повні втрати напору між перерізами 0–0 та 1–1 – $h_{\text{всм}}$. Швидкістю руху рідини в перерізі 0–0 нехтуємо (тобто вважаємо, що рівень рідини в резервуарі залишається незмінним).

Скориставшись рівнянням Бернуллі для потоку рідини між перерізами 2–2 та 3–3 (див. рис. 1.4), отримаємо:

$$Z_2 + \frac{P_2}{\rho g} = Z_3 + \frac{P_{\text{атм}}}{\rho g} - \frac{V_2^2}{2g} + h_{\text{нап}}, \quad (1.21)$$

де $Z_3 = H_z$ – геодезична (геометрична) висота підйому води;

$h_{\text{нап}}$ – повні втрати напору в напірному трубопроводі. Решта позначень попередня.

Підставивши вирази (1.20) та (1.21) у формулу (1.18), отримаємо:

$$H = H_z + h_{\text{нап}} + h_{\text{всм}}. \quad (1.22)$$

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

При проектуванні геометрична висота підйому завжди відома. Вона дорівнює різниці відміток рівнів води в напірному та усмоктувальному резервуарах.

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

Втрати напору по довжині можна обчислити за однією з формул гідравліки:

$$h_{\text{довж}} = \lambda \frac{LV^2}{2dg} \quad (\text{формула Дарсі}), \quad (1.23)$$

або

$$h_{\text{довж}} = SQ^2 = A_0kLQ^2, \quad (1.24)$$

де λ – коефіцієнт тертя;
 L – довжина трубопроводу;
 V – швидкість руху рідини;
 d – діаметр трубопроводу;
 g – прискорення сили тяжіння;
 S – коефіцієнт опору трубопроводу;
 Q – витрата по трубопроводу;
 A_0 – коефіцієнт питомого опору трубопроводу;
 k – коефіцієнт, який коригує неквадратичність залежності.

У практиці розрахунків систем водопостачання широкого застосування набула формула:

$$h_{\text{довж}} = iL, \quad (1.25)$$

де i – гідравлічний ухил.

При розрахунках за формулою (1.25) необхідно користуватися спеціальними таблицями (наприклад, [6]).

Втрати напору в місцевих опорах найчастіше обчислюють за формулою Вейсбаха:

$$h_m = \sum \xi \frac{V^2}{2g} \quad (1.26)$$

де ξ – коефіцієнт місцевого опору.

При проектуванні насосних станцій в напірних трубопроводах за межами станції обчислюють втрати напору тільки по довжині. Втрати напору в місцевих опорах цих трубопроводів приймаються без розрахунку в розмірі 5–10 % від втрат напору по довжині.

Втрати напору в усмоктувальних трубопроводах насосних станцій обчислюються за наведеними вище формулами. Значення коефіцієнтів місцевих опорів обирають із довідкової літератури [3, 4].

Втрати напору в комунікаціях самої насосної станції (зокрема камеру переключень) найчастіше приймають без розрахунків (2–4 метри водяного стовпа).

КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

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

ТЕМА 2 ОСНОВИ ТЕОРІЇ РУХУ РІДИНИ У ВІДЦЕНТРОВОМУ НАСОСІ

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, значно впливають на енергетичні параметри насоса.

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 (до того ж рідина здійснює відносний рух). Відповідно розрізняють такі види швидкостей руху частинок рідини в робочому колесі відцентрового насоса:

- швидкість переносного руху (окільна швидкість), її позначають буквою \bar{u} ;
- швидкість відносного руху, позначається \bar{w} ;
- швидкість абсолютного руху \bar{v} , яка є сумою векторів переносної та відносної швидкостей:

$$(\bar{v} = \bar{u} + \bar{w}). \quad (2.1)$$

Схема розподілу швидкостей на робочому колесі відцентрового насоса наведена на рисунку 2.1.

В основу теоретичного уявлення про сталий рух потоку рідини через робоче колесо відцентрового насоса покладено гіпотезу про дійсний рух. Згідно з цією гіпотезою, кожна частинка рідини всередині міжлопатевого каналу рухається за траєкторією, форма якої співпадає з кривою обрису лопатки. Але такий рух можливий тільки в тому випадку, коли міжлопатеві канали будуть безкінечно тонкими, що відповідає безкінечно великій кількості безкінечно тонких лопаток. Зрозуміло, що практично це нездійсненно. Але, якщо міжлопатеві канали мають велику довжину в порівнянні з їх поперечними розмірами, то, в цілому, траєкторія руху частинок рідини в таких каналах буде приблизно відповідати формі цих каналів (тобто формі лопаток). Це і є

підставою для прийняття гіпотези про дійсний рух.

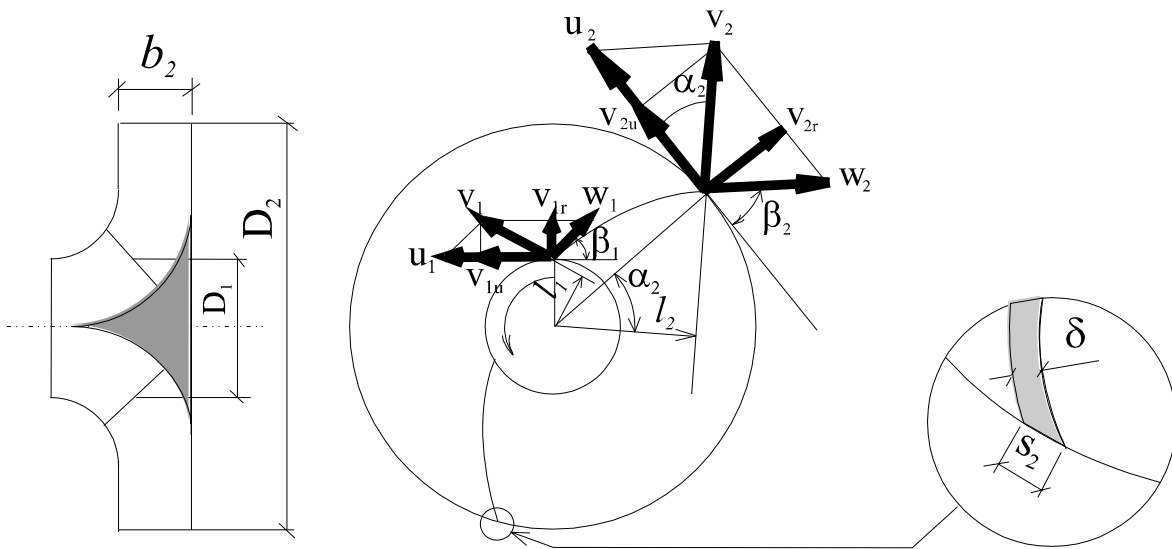


Рисунок 2.1 – Схема розподілу швидкостей на робочому колесі відцентрового насоса

Швидкість переносного руху \bar{u} завжди направлена по дотичній до кола, за яким обертається точка. Напрямок цієї швидкості співпадає з напрямком обертання. Для частинки рідини, що знаходиться в міжлопатевому каналі на відстані r від центра обертання, величина переносної (окільної) швидкості визначається за формулою:

$$u = \omega \cdot r = \frac{2\pi n}{60} \cdot r, \quad (2.2)$$

де ω – кутова швидкість колеса;
 n – кількість обертів колеса за хвилину.

За цією формулою, окільна швидкість руху частинки рідини буде зростати із її переміщенням від центра до периферії робочого колеса (тобто із збільшенням r). При вході в робоче колесо ця швидкість дорівнює

$$u_1 = \frac{2\pi n r_1}{60}, \text{ а при виході } - u_2 = \frac{2\pi n r_2}{60},$$

де r_1 і r_2 – радіуси робочого колеса відповідно на вході та на виході рідини.

Якщо прийняти гіпотезу про дійсний рух, то відносна швидкість руху рідини \bar{w} завжди буде направлена по дотичній до поверхні лопатки в сторону виходу із робочого колеса. Величина цієї швидкості буде зменшуватися із переміщенням частинки рідини від центра 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.

α – кут між напрямками абсолютної та відносної швидкостей.

β – робочий кут лопатки. Це кут між вектором відносної швидкості та

напрямок, протилежним переносній швидкості.

V_r – проекція абсолютної швидкості на напрямок радіусу:

$$V_r = V \sin \alpha. \quad (2.3)$$

V_u – проекція абсолютної швидкості на напрямок окільної швидкості:

$$V_u = V \cos \alpha. \quad (2.4)$$

Із паралелограма швидкостей (рис. 2.1), проекція відносної швидкості на напрямок радіуса W_r дорівнює відповідній проекції абсолютної швидкості:

$$W_r = V_r = V \sin \alpha. \quad (2.5)$$

2.2 Подача насоса

На основі рівняння суцільності потоку для циліндричного перерізу на виході із робочого колеса можна записати

$$Q_{теор.\infty} = 2\pi r_2 b_2 V_{2r} = 2\pi r_2 b_2 V_2 \sin \alpha_2, \quad (2.6)$$

де b_2 – ширина робочого колеса (відстань між дисками див. рис. 2.1) на виході.

Якщо врахувати, що деяку частину площі циліндричного перерізу на виході з колеса займають лопатки, то ця формула набуде такого вигляду:

$$Q'_{теор} = \psi_2 \pi d_2 b_2 V_{2r}, \quad (2.7)$$

де ψ_2 – коефіцієнт стиснення потоку лопатками на виході із робочого колеса;
 d_2 – зовнішній діаметр робочого колеса.

$$\psi_2 = \frac{\pi d_2 b_2 - z b_2 s_2}{\pi d_2 b_2} = 1 - \frac{z s_2}{\pi d_2} = 1 - \frac{z \delta_2}{\pi d_2 \sin \beta_2}. \quad (2.8)$$

де z – кількість лопаток;

δ_2 – товщина лопатки на виході із робочого колеса;

$s_2 = \frac{\delta_2}{\sin \beta_2}$ – товщина лопатки в циліндричному перерізі, що

розглядається;

β_2 – робочий кут лопатки на виході із колеса.

Для більшості насосів ψ_2 знаходиться в межах 0,90–0,95.

Фактична подача насоса завжди буде меншою за теоретичну через наявність перетікання рідини всередині насоса. Тому подача насоса визначається за виразом:

$$Q_{факт} = Q'_{теор} \cdot \eta_{об}, \quad (2.9)$$

де $\eta_{об}$ – об'ємний коефіцієнт корисної дії насоса.

2.3 Головне рівняння відцентрового насоса. Теоретичний напір

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

При виведенні рівняння припускається, що рух рідини відбувається без

гідрравлічних втрат (тобто рідина ідеальна) і що рух рідини – струменевий.

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 іншого, дорівнює моменту всіх зовнішніх сил, прикладених до потоку між цими перерізами. Застосуємо цю теорему щодо циліндричних перерізів на вході і виході із робочого колеса насоса.

Момент кількості руху маси рідини, яка проходить за одну секунду через циліндричний переріз на вході в робоче колесо, дорівнює

$$M_1 = \rho \cdot Q_{теор} \cdot V_1 \cdot l_1, \quad (2.10)$$

де V_1 – абсолютна швидкість руху рідини на вході в робоче колесо насоса;
 l_1 – плече вектору V_1 відносно осі обертання робочого колеса (рис. 2.1).

Момент кількості руху маси рідини, яка проходить за одну секунду через циліндричний переріз на виході із робочого колеса, дорівнює

$$M_2 = \rho \cdot Q_{теор} \cdot V_2 \cdot l_2, \quad (2.11)$$

де V_2 і l_2 – величини аналогічні величинам V_1 і l_1 , тільки взяті для рідини на виході із робочого колеса.

За теоремою, зміна моменту кількості руху маси рідини між цими двома перерізами дорівнює моменту зовнішніх сил, прикладених до потоку між цими перерізами:

$$M = M_2 - M_1 = \rho \cdot Q_{теор} \cdot (V_2 \cdot l_2 - V_1 \cdot l_1). \quad (2.12)$$

За рисунком 2.1,

$$l_2 = r_2 \cos \alpha_2, \quad a \quad l_1 = r_1 \cos \alpha_1. \quad (2.13)$$

Тоді

$$M = \rho \cdot Q_{теор} \cdot (V_2 \cdot r_2 \cos \alpha_2 - V_1 \cdot r_1 \cos \alpha_1) \quad (2.14)$$

Помноживши обидві частини цього рівняння на кутову швидкість ω , отримаємо

$$\begin{aligned} M \cdot \omega &= \rho \cdot Q_{теор} \cdot (V_2 \cdot r_2 \cdot \omega \cdot \cos \alpha_2 - V_1 \cdot r_1 \cdot \omega \cdot \cos \alpha_1) = \\ &= \rho \cdot Q_{теор} \cdot (u_2 V_{2u} - u_1 V_{1u}). \end{aligned} \quad (2.15)$$

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

$$M \omega = Q_{теор} H_{теор. \infty} \rho g. \quad (2.16)$$

Тоді

$$Q_{теор} H_{теор. \infty} \rho g = \rho Q'_{теор} (u_2 V_{2u} - u_1 V_{1u}), \quad (2.17)$$

або

$$H_{теор. \infty} = \frac{u_2 V_{2u} - u_1 V_{1u}}{g}. \quad (2.18)$$

Ця залежність була відкрита в середині XVIII століття Леонардом Ейлером і називається **рівнянням Ейлера**, або **головним рівнянням лопатевого насоса**.

Аналіз цього рівняння показує, що підвищити напір насоса можна різними способами:

– за допомогою збільшення окружної швидкості на виході із колеса, для цього потрібно збільшувати кількість обертів і зовнішній діаметр робочого колеса;

– за допомогою зменшення кута α_2 . Одночасно величина проекції абсолютної швидкості руху рідини на напрямок окружної $V_{2u} = V_2 \cos \alpha_2$ буде збільшуватися. Теоретично максимальним значення $V_{2u} = V_2$ буде при куті $\alpha_2 = 0$ ($\cos 0 = 1$), але при цьому подача насоса буде дорівнювати нулю (див. формулу для теоретичної подачі насоса: при $\alpha_2 = 0$, $\sin 0 = 0$). Тому під час конструювання відцентрових насосів найчастіше приймають $\alpha_2 = 8 - 12^\circ$;

– при незмінних параметрах потоку на виході із робочого колеса напір насоса можна підвищити шляхом зменшення добутку $u_1 V_{1u}$. Величину u_1 зменшувати немає сенсу, тому що одночасно ще більше зменшиться величина u_2 . Тому при конструюванні насосів намагаються зменшити величину $V_{1u} = V_1 \cos \alpha_1$. Якщо рідина входить в робоче колесо в радіальному напрямку (тобто кут $\alpha_1 = 90^\circ$), то $V_{1u} = 0$.

Конструкції відцентрових насосів і створюються так, щоб при розрахунковій подачі насоса забезпечувався радіальний вхід рідини в робоче колесо. У такому випадку рідина підводиться до робочого колеса без попереднього закручування. До того ж головне рівняння відцентрового насоса набуває такого вигляду:

$$H_{\text{теор.}\infty} = \frac{u_2 V_2 \cos \alpha_2}{g} = \frac{u_2 V_{2u}}{g}. \quad (2.19)$$

Під час конструювання відцентрових насосів намагаються також додержуватися рівності швидкостей $V_{1r} = V_{2r}$.

КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

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?

ТЕМА 3 ВИСОТА УСМОКТУВАННЯ. КАВІТАЦІЯ

3.1 Вплив дійсного характеру руху рідини в робочому колесі на теоретичний напір насоса

В дійсності рух реальної рідини в каналах робочого колеса значно відрізняється від ідеалізованої схеми, прийнятої при виведенні головного рівняння відцентрового насоса. Тому і дійсний напір насоса відрізняється від величини, визначеної за формулою Ейлера. Ця відміна викликана двома причинами:

- 1) впливом кінцевої кількості лопаток в робочому колесі (при цьому порушується струменевість руху);

2) впливом рідинного тертя (при цьому частина напору втрачається на подолання опорів).

За гіпотезою про струменевий рух рідини припускається, що потік всередині лопатевого каналу симетричний відносно осі.

Насправді розподіл відносних швидкостей в каналах робочого колеса кінцевих розмірів не може бути симетричним відносно осі через наявність силової дії лопатки на рідину. До того ж тиск на випуклій (передній) стороні лопатки (при лопатках загнутих назад) повинен бути більшим, ніж тиск на тильну сторону, а відносні швидкості руху рідини на передній стороні лопатки будуть менші, ніж на задній. Це зрозуміло із рівняння Бернуллі:

$$\frac{P}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} = const.$$

Схематично можна зобразити так:

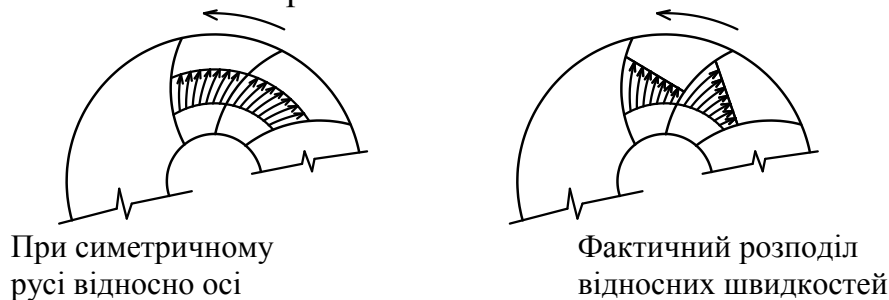


Рисунок 3.1 – Розподіл відносних швидкостей в каналах робочого колеса

Під час руху реальної (природної) рідини через робоче колесо неодмінно будуть виникати гідравлічні втрати напору, які складаються із втрат по довжині, втрат напору на подолання місцевих опорів та втрат, пов'язаних з виникненням кордонного шару.

Зважаючи на вище зазначене, формула для визначення напору насоса з урахуванням дійсного характеру течії реальної рідини в робочому колесі насоса при радіальному вході матиме вигляд:

$$H = k \cdot \eta_{гидр} \cdot \frac{u_2 V_{2u}}{g}, \quad (3.1)$$

де k – коефіцієнт, який враховує вплив кількості лопаток;

$\eta_{гидр}$ – гідравлічний коефіцієнт корисної дії насоса, який визначається дослідним шляхом. Для серійних насосів $\eta_{гидр} = 0,8-0,95$.

Величина коефіцієнта k для насосів з одностороннім входом рідини в робоче колесо може бути визначена за однією з емпіричних формул:

1) формула Проскури:

$$k = \frac{1}{1 + \frac{3,6 \sin \beta_2}{Z \left[1 - \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 \right]}}; \quad (3.2)$$

2) формула Пфлейдерера:

$$k = \frac{1}{1 + \frac{2\varphi}{Z \left[1 - \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 \right]}}, \quad (3.3)$$

де Z – кількість лопаток;

β_2 – робочий кут лопатки на виході із робочого колеса;

r_1 та r_2 – відповідно вхідний та вихідний радіуси робочого колеса;

$$\varphi = (0,55 - 0,65) + 0,6 \sin \beta_2. \quad (3.4)$$

За обома формулами, при $Z \rightarrow \infty$; $k \rightarrow 1$.

Точніше врахувати вплив кількості лопаток на напір насоса можна за методикою Стодола-Майзеля, або за теорією, розробленою С.С. Рудневим.

Для приблизного визначення напору насоса, при відомій швидкості u_2 , можна скористатися формулою:

$$H = \alpha \frac{u_2^2}{g}, \quad (3.5)$$

де α – коефіцієнт напору. На підставі дослідних даних встановлено, що при нормальному режимі роботи насоса величина коефіцієнта α знаходиться в інтервалі 0,4–0,55.

3.2 Профіль лопаток робочого колеса

За головним рівнянням відцентрового насоса, великий вплив на напір насоса мають параметри потоку на вході і виході із робочого колеса. Ці параметри, в свою чергу, залежать від профілю лопаток. Таким чином, профіль лопаток робочого колеса впливає на напір насоса.

Величина робочого кута лопатки на вході в колесо β_1 визначається в залежності від окружної швидкості u_1 і абсолютної швидкості руху рідини на вході в робоче колесо v_1 .

Знаючи кількість обертів n та внутрішній діаметр робочого колеса D_1 , визначають

$$u_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60}. \quad (3.6)$$

Знаючи розрахункову (оптимальну) подачу насоса Q_r , внутрішній діаметр робочого колеса D_1 та ширину робочого колеса на вході b_1 , визначають радіальну складову абсолютної швидкості рідини на вході в колесо:

$$V_{1r} = \frac{Q_r}{\psi_1 \pi D_1 b_1}. \quad (3.7)$$

Із паралелограма швидкостей, за умови радіального входу

$$V_{1r} = V_1 \sin 90^\circ = V_1.$$

Знаючи величини u_1 і V_1 , будують паралелограм швидкостей на вході в робоче колесо і, таким чином, отримують кут нахилу лопатки відносно

дотичної до внутрішнього кола робочого колеса.

Величина кута β_2 обирається. До того ж можливі три випадки: $\beta_2 < 90^\circ$; $\beta_2 = 90^\circ$; $\beta_2 > 90^\circ$.

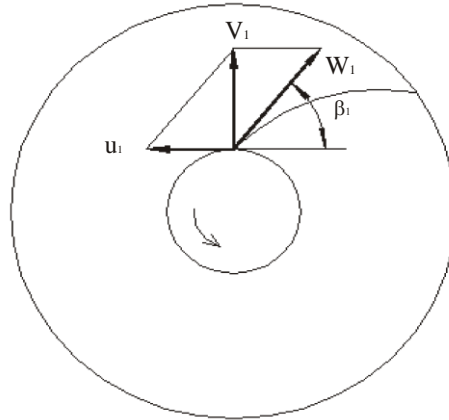


Рисунок 3.2 – Розподіл швидкостей при радіальному вході рідини на робоче колесо

Проаналізуємо усі ці випадки. Відомо, що повний напір, який створює робоче колесо насоса, складається із статичного та динамічного (швидкісного):

$$H = H_{\text{стат}} + H_{\text{дин}} = \frac{u_2 V_{2u}}{g} \quad (3.8)$$

До того ж, величина динамічного напору визначається за формулою як різниця швидкісних напорів на виході та вході в колесо:

$$H_{\text{дин}} = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} \quad (3.9)$$

Як зазначалося раніше, під час конструювання відцентрових насосів намагаються дотримуватися умови $V_1 = V_{1r} = V_{2r}$, тому

$$H_{\text{дин}} = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} = \frac{v_2^2 - v_{2r}^2}{2g} = \frac{v_{2u}^2}{2g} \quad .$$

Розглянемо три типи лопаток:

1. Лопатки загнуті назад ($\beta_2 < 90^\circ$) (рис. 3.3).

У цьому випадку $V_{2u} < u_2$, тому:

$$H_{\text{дин}} = \frac{v_{2u}^2}{2g} < H_{\text{нас}} = \frac{u_2 v_{2u}}{2g} \quad .$$

Отже, при лопатках, загнутих назад (відносно напрямку обертання), робоче колесо створює здебільшого статичний напір, тобто

$$H_{\text{дин}} < 0,5 H_{\text{нас}} \quad .$$

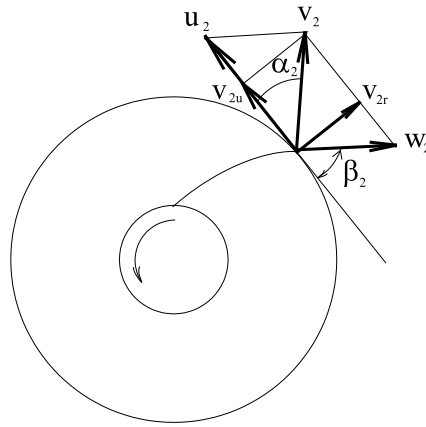


Рисунок 3.3 – Робоче колесо з загнутими назад лопатками

2. Лопатки з радіальним виходом ($\beta_2 = 90^\circ$) (рис. 3.4). У цьому випадку $V_{2u} = u_2$, тому

$$\frac{v_{2u}^2}{2g} = \frac{u_2 v_{2u}}{2g}, \text{ або } H_{\text{дин}} = 0,5 H_{\text{нас}}.$$

Тобто, при лопатках з радіальним виходом динамічний напір складає рівно половину від повного напору, який створює робоче колесо насоса.

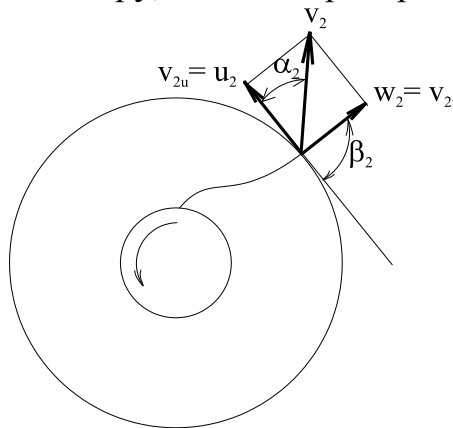


Рисунок 3.4 – Лопатки з радіальним виходом

3. Лопатки загнуті вперед ($\beta_2 > 90^\circ$) (рис. 3.5).

У такому випадку $V_{2u} > u_2$, тому

$$\frac{v_{2u}^2}{2g} > \frac{u_2 v_{2u}}{2g}, \text{ або } H_{\text{дин}} > 0,5 H_{\text{нас}}.$$

Таким чином, якщо лопатки, загнуті вперед (відносно напрямку обертання), робоче колесо створює, здебільшого, динамічний напір.

В усіх випадках динамічна складова напору, який створюється робочим колесом, повинна бути перетворена в статичний напір. Таке перетворення пов'язане з додатковими втратами енергії, що, врешті-решт, знижує коефіцієнт корисної дії насоса.

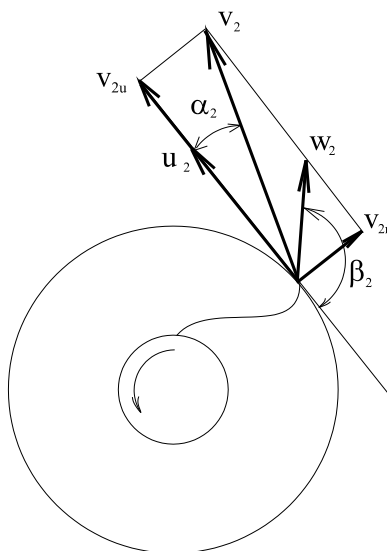


Рисунок 3.5 – Робоче колесо з загнутими вперед лопатками

Лопатки в робочому колесі відцентрового насоса найчастіше загинаються назад, для того щоб збільшити статичну складову повного напору.

Обрис лопаток в проміжних перерізах виконується або по дузі кола, або по евольвенті круга.

Лопатки подвійної кривизни окреслюються за результатами детального розрахунку профілю.

3.3 Пристрої для відведення рідини від робочого колеса насоса

Рідина від робочого колеса насоса надходить у відвідний пристрій. Відвідні пристрої виготовляються або у вигляді спрямовуючого апарату, або як відвідні камери.

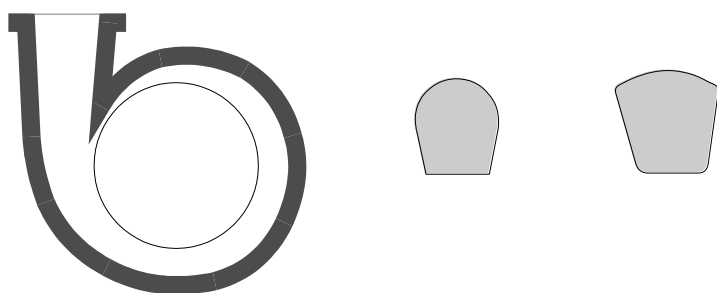


Рисунок 3.6 – Відвідна камера

Відвідні камери мають спіральну або кільцеву форму. Поперечний переріз відвідної камери виготовлюється в вигляді фігури, окресленої дугою кола та двома прямими, дотичними до цього кола, або у вигляді сектора круга із закругленими кутами (рис 3.6).

Спрямовуючий апарат – це нерухоме колесо з лопатками, яке розміщується ззовні робочого колеса насоса. Він може бути одним цілим з корпусом насоса або вставлятися в корпус. Спрямовуючі апарати часто влаштовуються в багатосекційних насосах.

3.4 Висота усмоктування насоса

Під час проектування насосних станцій висота розміщення насосів над рівнем води, а як наслідок, і глибина будівлі насосної станції, визначається в залежності від висоти усмоктування насосів. Розрізняють геометричну висоту усмоктування та вакууметричну висоту усмоктування. *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 усмоктувальним трубопроводом до насоса відбувається під дією різниці тисків на вільну поверхню в усмоктувальному резервуарі ($P_{атм}$) і на вході в робоче колесо (P_1). Різниця між цими тисками – це величина вакууму на вході в робоче колесо насоса або вакууметрична висота усмоктування:

$$H_{з.у.} = \frac{P_{атм} - P_1}{\rho g}. \quad (3.10)$$

Скористаємося рівнянням Бернуллі для потоку реальної рідини, яка рухається між перерізами 0–0 та 1–1 (рис. 3.7). За площину порівняння приймемо площину 0–0, а швидкість руху рідини в перерізі 0–0 приймемо рівною нулю:

$$\frac{P_{атм}}{\rho g} = H_{з.у.} + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + h_{всм.}. \quad (3.11)$$

Звідси

$$H_{з.у.} = H_{всм.} - h_{всм.} - \frac{V_1^2}{2g}, \quad (3.12)$$

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

$h_{всм.}$ – повні втрати напору між перерізами 0–0 та 1–1 (повні втрати напору в усмоктувальному трубопроводі).

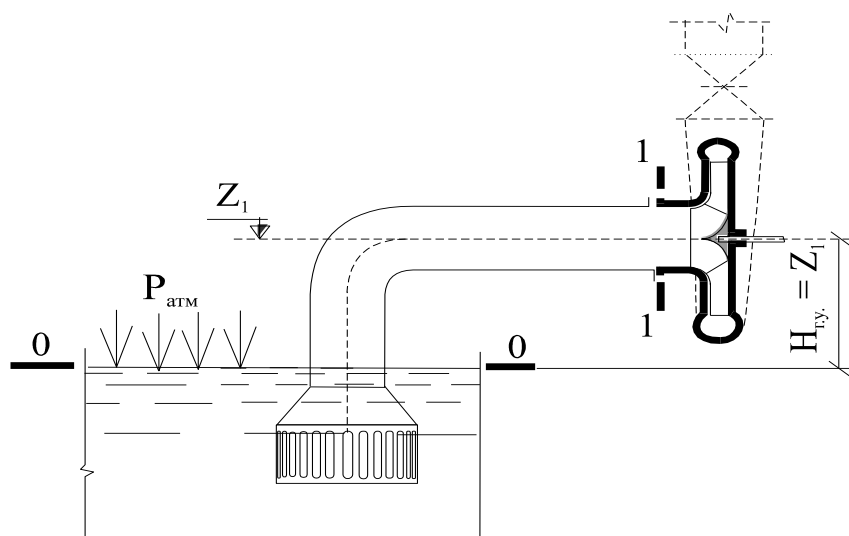


Рисунок 3.7 – Визначення геометричної висоти всмоктування

Отже, геометрична висота всмоктування насоса менша за вакууметричну на величину повних втрат напору в усмоктувальному

трубопроводі і на величину швидкісного напору в усмоктувальному патрубку насоса.

Найбільша геометрична висота усмоктування насоса обмежується допустимою вакууметричною висотою усмоктування ($H_{дон}^{вак}$).

Теоретично для роботи насоса необхідно, щоб абсолютний тиск рідини на вході в насос був більшим за тиск насиченого пару рідини за даної температури (в протилежному випадку рідина буде кипіти). Практично слід зберігати понаднормово деякий запас енергії, який називається кавітаційним запасом і позначається Δh .

В технічних паспортах насосів (а відповідно і в літературі) наводяться усмоктувальні характеристики насосів у вигляді графічних залежностей Δh , або ($H_{дон}^{вак}$)_{пасп} від подачі насоса.

Якщо відома величина Δh , то найбільшу геометричну висоту усмоктування можна визначити за формулою:

$$H_{зв}^{макс} = H_{атм} - h_t - \Delta h - h_{всм} - \frac{V_1^2}{2g}, \quad (3.13)$$

де h_t – тиск насиченого пару рідини за даної температури.

Допустима вакууметрична висота усмоктування $H_{вак}^{дон}$ залежить від атмосферного тиску та від температури рідини, яку перекачує насос. На заводах–виробниках спеціальними кавітаційними випробуваннями визначається величина ($H_{вак}^{дон}$)_{пасп} для атмосферного тиску 10 метрів водяного стовпа та при температурі води 20 °С.

Якщо насосна установка проектується для місцевості, де атмосферний тиск відрізняється від 10 м вод. ст., або для перекачування води з температурою більше 20 °С, то паспортну величину ($H_{вак}^{дон}$)_{пасп} слід уточнити за формулою:

$$(H_{вак}^{дон})_{роб} = (H_{вак}^{дон})_{пасп} - 10 + H_{атм} + 0,24 - h_t. \quad (3.14)$$

У цьому випадку найбільша геометрична висота всмоктування насоса буде

$$H_{з.в.}^{макс} = (H_{вак}^{дон})_{роб} - h_{всм} - \frac{V_1^2}{2g}. \quad (3.15)$$

Залежно від висоти над рівнем моря величину $H_{атм}$ можна використати із таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Залежність величини атмосферного тиску від висоти над рівнем моря

Висота над рівнем моря, м	-600	0	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1500	2000
Атмосферний тиск, $H_{атм}$, м вод. стовпа	11,3	10,3	10,2	10,1	10,0	9,8	9,7	9,6	9,5	9,4	9,3	9,2	8,6	8,4

Тиск насиченого пару води h_t в залежності від її температури можна використати із таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 – Величина тиску насиченого пару води h_t в залежності від її температури

Температура води, °С	5	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Тиск насиченого пару води, h_t , м вод. стовпа	0,09	0,12	0,24	0,43	0,75	1,25	2,02	3,17	4,82	7,14	10,33

Приклад 1. Визначити найбільшу можливу геометричну висоту всмоктування для насоса, якщо відомо, що насос планується встановлювати в місцевості, яка знаходиться на висоті 1 000 метрів над рівнем моря, і він буде перекачувати із відкритого резервуару воду температурою до 60 °С. Під час проектування визначено, що при розрахунковій подачі повні втрати напору в усмоктувальному трубопроводі складають 0,75 м вод. ст., а швидкість руху води в усмоктувальному патрубку насоса – 3 м/с. В технічному паспорті насоса наведено характеристику $Q - \Delta h$, згідно з якою при розрахунковій подачі $\Delta h = 6,5$ м вод. ст.

Розв'язання задачі. За таблицями 3.1 і 3.2 знаходимо, що атмосферний тиск на висоті 1 000 метрів над рівнем моря $H_{\text{атм}} = 9,2$ м вод. ст., а тиск насиченого пару води при температурі 60 °С – $h_t = 2,02$ м вод. ст. За формулою (3.13) знаходимо найбільшу можливу геометричну висоту всмоктування насоса:

$$H_{\text{з.в.}}^{\text{макс}} = 9,2 - 2,02 - 6,5 - 0,75 - \frac{3^2}{2 \cdot 9,81} \cong -0,53 \text{ м.}$$

Отриманий результат говорить про те, що насос (його вісь) слід розміщувати нижче (знак мінус) рівня води в усмоктувальному резервуарі не менше ніж на 0,53 м.

Приклад 2. Визначити найбільшу можливу геометричну висоту всмоктування для тих же умов і вихідних даних, що описані в прикладі 1, але для насоса, в технічному паспорті якого наведена характеристика $Q - H_{\text{вак}}^{\text{дон}}$, а не $Q - \Delta h$. Згідно з цією характеристикою, $H_{\text{вак}}^{\text{дон}} = 4,9$ м вод. ст. при розрахунковій подачі.

Розв'язання задачі. Через те, що насосна установка проектується для місцевості, де атмосферний тиск відрізняється від показу 10 м вод. ст. і для перекачування нагрітої води, то паспортну величину $H_{\text{вак}}^{\text{дон}}$ коригуємо за формулою (3.14):

$$(H_{\text{вак}}^{\text{дон}})_{\text{роб}} = 4,9 - 10 + 9,2 + 0,24 - 2,02 = 2,32 \text{ м вод. стовпа.}$$

За формулою (3.15) знаходимо найбільшу можливу геометричну висоту усмоктування насоса:

$$H_{\text{з.в.}}^{\text{макс}} = 2,32 - 0,75 - \frac{3^2}{2 \cdot 9,81} \cong 1,11 \text{ м.}$$

Отриманий результат свідчить про те, що для нормальної роботи насоса його можна розміщувати над рівнем води в усмоктувальному резервуарі не вище ніж на 1,11 метра.

3.5 Кавітація в насосах

Кавітація – це процес порушення суцільності потоку рідини в тих місцях, де тиск, знижуючись, сягає деякої критичної величини. Під час практичних розрахунків за цю критичну величину приймають тиск насиченого пару рідини за даної температури.

Якісна зміна структури потоку, яка викликана кавітацією, веде до зміни режиму роботи насоса. Ці зміни називають наслідками кавітації.

Під час виникнення кавітації відбуваються такі процеси:

- у тих місцях потоку, де тиск падає до критичного, виникає багато бульбашок, наповнених паром рідини і газами, що виділяються із розчину. Знаходячись у зоні пониженого тиску, бульбашки збільшуються і перетворюються на великі кавітаційні каверни;

- у тих місцях, де виникають каверни, змінюється ефективна форма проточної частини насоса, що викликає місцеве підвищення швидкості руху рідини і збільшення втрат напору. Це погіршує енергетичні параметри насоса і знижує його коефіцієнт корисної дії;

- нестійкість кавітаційної зони викликає пульсацію тиску в потоці. Під дією цієї пульсації може виникати вібрація насоса;

- кавітаційні бульбашки захоплюються потоком рідини і переносяться в зону підвищеного тиску. Там вони дуже швидко зникають. Це призводить до гідравлічних мікроударів в місцях зникнення бульбашок. При зникненні кожної бульбашки виникає негучний стукіт. Накладення цих стукотів призводить до появи характерного шипіння, яке майже завжди виникає під час кавітації;

- кавітація призводить до зруйнування поверхні, на якій вона виникає. Це руйнування – один із найнебезпечніших наслідків кавітації, і називається він *кавітаційною ерозією*. Різні матеріали по-різному піддаються кавітаційній ерозії. Дуже руйнуються чавун та вуглецева сталь.

Для попередження виникнення кавітації необхідно правильно визначати геометричну висоту всмоктування насоса і не допускати її завищення. До того ж величина Δh і є тим кавітаційним запасом енергії, який запобігає занадто глибокому падінню тиску і не дозволяє виникати кавітації. Для визначення Δh С. С. Рудневим запропонована емпірична формула

$$\Delta h \geq 10 \left(\frac{n\sqrt{Q}}{c} \right)^{\frac{4}{3}}, \quad (3.16)$$

де n – кількість обертів робочого колеса за хвилину;

Q – подача насоса в м³/с;

C – коефіцієнт, який залежить від конструктивних особливостей насоса ($C = 600 - 1\ 300$). Для насосів з двобічним входом рідини в робоче колесо в цю

формулу слід підставляти половину подачі насоса.

Якщо кавітація виникає на діючій насосній установці, де змінити геометричну висоту усмоктування неможливо, то шкідливі наслідки кавітації можна зменшити такими засобами:

- 1) покращенням якості матеріалів (тобто слід використовувати матеріали, які більш стійкі до кавітаційної ерозії);
- 2) нанесенням захисного покриття на поверхню, яка руйнується:
 - наплавка поверхні твердими сплавами,
 - металізація поверхні в холодному стані,
 - місцеве загартування поверхні та ін.;
- 3) впусканням невеликої кількості повітря в усмоктувальний патрубок насоса;
- 4) перепусканням невеликої кількості води із напірного трубопроводу в усмоктувальний патрубок насоса;
- 5) установкою водоструминного насоса на усмоктувальний трубопровід насоса.

КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

1. Як дійсний характер руху рідини в робочому колесі насоса впливає на його теоретичний напір?
2. Охарактеризуйте типи лопаток робочого колеса насоса та їх вплив на подачу та напір насоса.
3. За яким алгоритмом визначається максимально можлива геометрична висота всмоктування? Від чого вона залежить?
4. Дайте визначення кавітації та назвіть засоби боротьби з нею.

ТЕМА 4 ПОТУЖНІСТЬ І КОЕФІЦІЄНТ КОРИСНОЇ ДІЇ ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСА. НАПІР, ЯКИЙ СТВОРЮЄ НАСОС

4.1 Потужність насоса. Коефіцієнт корисної дії

Якщо насос за 1 секунду подає із нижнього резервуару у верхній на висоту H об'єм рідини масою m , то корисна робота, яку він при цьому виконує, – mgH .

При подачі насоса Q , м³/с маса рідини, яку перекачує насос за 1 секунду, дорівнює

$$m = \rho Q. \quad (4.1)$$

Тоді корисна потужність насоса (тобто корисна робота за 1 сек.)

$$N_{\text{корисн}} = \rho g Q H. \quad (4.2)$$

Внаслідок неминучих втрат енергії в самому насосі, потужність, яку він споживає, повинна бути більшою за корисну потужність. Відношення корисної

потужності до потужності на валу насоса називається коефіцієнтом корисної дії:

$$\eta = \frac{N_{\text{корисн}}}{N_{\text{вал}}} \quad (4.3)$$

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

Гідравлічні втрати оцінюються гідравлічним коефіцієнтом корисної дії

$$\eta_{\text{гідр}} = \frac{H}{H + h_{\text{нас}}} \quad (4.4)$$

де H – корисний напір насоса;

$h_{\text{нас}}$ – втрати напору на подолання гідравлічних опорів під час руху рідини у насосі. Вони складаються із втрат напору на тертя об поверхню проточної частини насоса і вихрових (місцевих) втрат.

Об'ємні втрати виникають у зв'язку з перетіканням частини рідини крізь зазори між рухомим робочим колесом і нерухомими деталями корпусу насоса із зони високого тиску у зону розрідження. Вони оцінюються об'ємним коефіцієнтом корисної дії:

$$\eta_{\text{об}} = \frac{Q}{Q + \Delta Q} \quad (4.5)$$

де Q – подача насоса у напірний трубопровід (корисна подача насоса);

ΔQ – витрата рідини, яка перетікає через зазори.

Механічні втрати енергії виникають через тертя рухомих деталей насоса (тертя в підшипниках, сальниках тощо). Вони оцінюються механічним коефіцієнтом корисної дії:

$$\eta_{\text{мех}} = \frac{N_{\text{вал}} - N_{\text{мех}}}{N_{\text{вал}}} \quad (4.6)$$

де $N_{\text{мех}}$ – механічні втрати потужності;

$(N_{\text{вал}} - N_{\text{мех}})$ – потужність, яку робоче колесо насоса передає рідині.

$$(N_{\text{вал}} - N_{\text{мех}}) = \rho g (Q + \Delta Q) (H + h_{\text{нас}}) \quad (4.7)$$

Взявши до уваги, що $N_{\text{вал}} = \frac{\rho g Q H}{\eta}$ і поділивши ліву частину останнього

рівняння на $N_{\text{вал}}$, а праву на $\frac{\rho g Q H}{\eta}$, отримаємо

$$\eta = \frac{H}{H + h_{\text{нас}}} \cdot \frac{Q}{Q + \Delta Q} \cdot \frac{N_{\text{вал}} - N_{\text{мех}}}{N_{\text{вал}}} = \eta_{\text{гідр}} \cdot \eta_{\text{об}} \cdot \eta_{\text{мех}} \quad (4.8)$$

Тобто, повний коефіцієнт корисної дії насоса дорівнює добутку гідравлічного, об'ємного та механічного ККД.

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

4.2 Теоретичні характеристики відцентрового насоса

Головна характеристична крива насоса – це графік, який виражає залежність напору насоса від подачі $H = f(Q)$ при постійному числі обертів робочого колеса.

Для побудови теоретичної характеристики $Q-H$ скористаємося головним рівнянням відцентрового насоса – $H_{теор.∞} = u_2 V_{2u} / g$.

Теоретична подача насоса з урахуванням стиснення потоку лопатками робочого колеса дорівнює – $Q_{теор} = \psi_2 \pi D_2 b_2 V_{2r}$.

Із паралелограма швидкостей, побудованого на виході із робочого колеса, випливає, що

$$V_{2u} = u_2 - V_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2, \quad (4.9)$$

але

$$V_{2r} = \frac{Q_{теор}}{\psi_2 \pi D_2 b_2}, \quad (4.10)$$

тоді

$$V_{2u} = u_2 - \frac{\operatorname{ctg} \beta_2}{\psi_2 \pi D_2 b_2} Q_{теор}. \quad (4.11)$$

Підставивши цей вираз у головне рівняння відцентрового насоса, отримаємо

$$H_{теор.∞} = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 \operatorname{ctg} \beta_2}{\psi_2 \pi D_2 b_2 g} Q_{теор}. \quad (4.12)$$

Для конкретного насоса при постійній швидкості обертання робочого колеса величини u_2 , b_2 , D_2 , ψ_2 , $\operatorname{ctg} \beta_2$ є постійними. Позначивши постійні коефіцієнти буквами А і Б,

$$A = \frac{u_2^2}{g}; \quad B = \frac{u_2 \operatorname{ctg} \beta_2}{g \psi_2 \pi D_2 b_2}, \quad (4.13)$$

отримаємо

$$H_{теор.∞} = A - B Q_{теор}. \quad (4.14)$$

Таким чином, залежність $H_{теор.∞}$ від $Q_{теор}$ виражається рівнянням першого ступеня, яке графічно в координатах $Q-H$ зображується прямою лінією. Нахил цієї прямої залежить від величини кутового коефіцієнта Б, який, в свою чергу, залежить від величини кута β_2 (рис. 4.1):

– При $\beta_2 < 90^\circ$, $\operatorname{ctg} \beta_2 > 0$ і $B > 0$. Отже, в цьому випадку із збільшенням $Q_{теор}$ величина $H_{теор.∞}$ буде зменшуватися. При $Q_{теор} = 0$, $H_{теор.∞} = A$, а при $H_{теор.∞} = 0$; $Q_{теор} = A/B$.

– При $\beta_2 = 0$, $\operatorname{ctg} \beta_2 = 0$ і $B = 0$. Отже, в цьому випадку графік залежності $H_{теор.∞}$ від $Q_{теор}$ буде мати вигляд прямої лінії, паралельної осі Q .

– При $\beta_2 > 0$, $\operatorname{ctg} \beta_2 < 0$ і $B < 0$. Водночас величина $H_{теор.∞}$ буде збільшуватися із збільшенням подачі $Q_{теор}$.

При $Q_{теор} = 0$; $H_{теор.∞} = A$.

Як зазначалося раніше головне рівняння відцентрового насоса виведено для ідеальних умов. Тому для переходу до дійсних характеристик насоса слід внести поправки щодо кінцевої кількості лопаток і урахувати втрати напору в насосі.

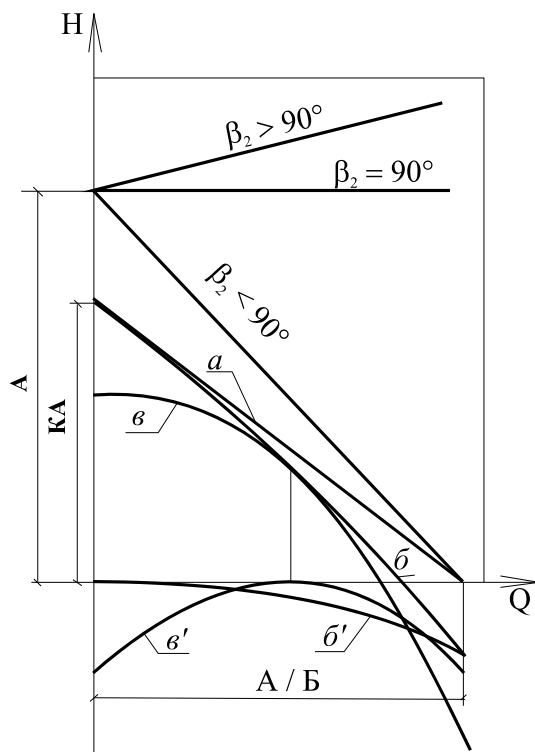


Рисунок 4.1 – Побудова характеристики Q–H відцентрового насоса

При кінцевій кількості лопаток теоретичний напір насоса зменшується і дорівнює

$$H_{теор} = K H_{теор. \infty} \quad (4.15)$$

Відповідно до цього, зменшиться і відрізок, який пряма теоретичного напору (пряма *a*) відсіче на осі *H* (рис. 4.1). Він стане дорівнювати *KA*. Відрізок, який ця пряма відсікає на осі *Q*, залишиться таким же через те, що у формулі для $Q_{теор}$ ми уже врахували вплив кінцевої кількості лопаток (коефіцієнт ψ_2).

Втрати напору в насосі можуть бути двох видів:

1. Втрати напору на подолання сил тертя рідини і на подолання місцевих опорів.

2. Втрати напору на удар

під час входу рідини на лопатки робочого колеса і спрямовуючого апарату.

Втрати першого виду при турбулентному режимі можна вважати пропорційними квадрату витрати (подачі). До того ж залежність їх від витрати (подачі) графічно зображується у вигляді параболи з вершиною в початку координат (крива *b'*, рис. 4.1). Віднімаючи ординати цієї кривої від ординат кривої *a*, отримуємо лінію *b*, яка враховує перший вид втрат напору.

Втрати на удар під час входу рідини на лопатки робочого колеса і спрямовуючого апарату виникають через розбіжність напрямку руху потоку на вході й виході робочого колеса із напрямом руху робочих деталей насоса. Робочі деталі насоса виготовляють так, щоб при розрахунковій подачі $Q_{опт}$ втрати на удар не виникали. При інших подачах Q_x , втрати на удар пропорційні квадрату відхилення цих подач від оптимальної, тобто пропорційні величині $(Q_x - Q_{опт})^2$. Залежність цих втрат від подачі графічно можна зобразити параболою (крива *v'*, рис. 4.1) з вершиною у точці безударного входу (тобто на осі абсцис при $Q = Q_{опт}$). Віднімаючи ординати кривої *v'* від ординат лінії *b*, отримуємо лінію *v*, яка враховує обидва види втрат напору в насосі.

Якщо врахувати перетікання рідини через зазори в самому насосі, то характеристика насоса ще переміститься трохи вліво стосовно кривої *v*.

Незважаючи на нібито просту побудову теоретичних характеристик

насоса, в дійсності цей процес зазнає великих труднощів через наявність багатьох факторів, які не піддаються точному теоретичному розрахунку і якими задаються.

В житті характеристики насосів отримують дослідним шляхом.

4.3 Робочі характеристики відцентрового насоса. Випробування насосів

Насоси, які виготовляє вітчизняна промисловість, випробовуються згідно з [2].

За результатами випробувань отримують криві (Q–H); (Q–N) та (Q–η), які називаються *робочими характеристиками насоса*. Ці три характеристики отримують шляхом енергетичних випробувань. Окрім того, існують і інші види випробувань, при яких отримують різні характеристики. Так, наприклад, характеристики (Q–Δh) та (Q–H_{вак}^{дон}) отримують під час кавітаційних випробувань.

Випробування проводять на спеціальних стендах. Схема стенда для енергетичних випробувань наведена на рисунку 4.2.

Випробування проводять при постійному числі обертів робочого колеса. Засувкою на напірному трубопроводі змінюють подачу насоса. При кожній подачі вимірюють відповідні напір та потужність. До того ж напір вираховують за показами манометра і вакуумметра:

$$H = M + B + \frac{V_{мп}^2 - V_{всм}^2}{2g}. \quad (4.16)$$

Подача визначається шляхом вимірювання часу t , за який наповнюється вимірювальний об'єм W :

$$Q = \frac{W}{t}. \quad (4.17)$$

Потужність на валу для невеликих насосів можна вимірювати за допомогою балансирних електродвигунів. Для середніх та великих насосів визначається електрична потужність, яку споживає електродвигун. Цю потужність можна виміряти ватметром або вирахувати за показами вольтметра та амперметра:

$$N_{\text{в.}} = \frac{\sqrt{3}UA \cos \varphi}{1000}, \text{ кВт.} \quad (4.18)$$

До того ж величина $\cos \varphi$ обирається із паспорта електродвигуна за характеристикою ($\cos \varphi - N_{\text{ел.}}$). Потужність на валу насоса дорівнює

$$N_{\text{вал}} = N_{\text{ел.}} \eta_{\text{ел.дв.}}, \quad (4.19)$$

де $\eta_{\text{ел.дв.}}$ – коефіцієнт корисної дії електродвигуна обирається із паспорта електродвигуна в залежності від $N_{\text{ел.}}$.

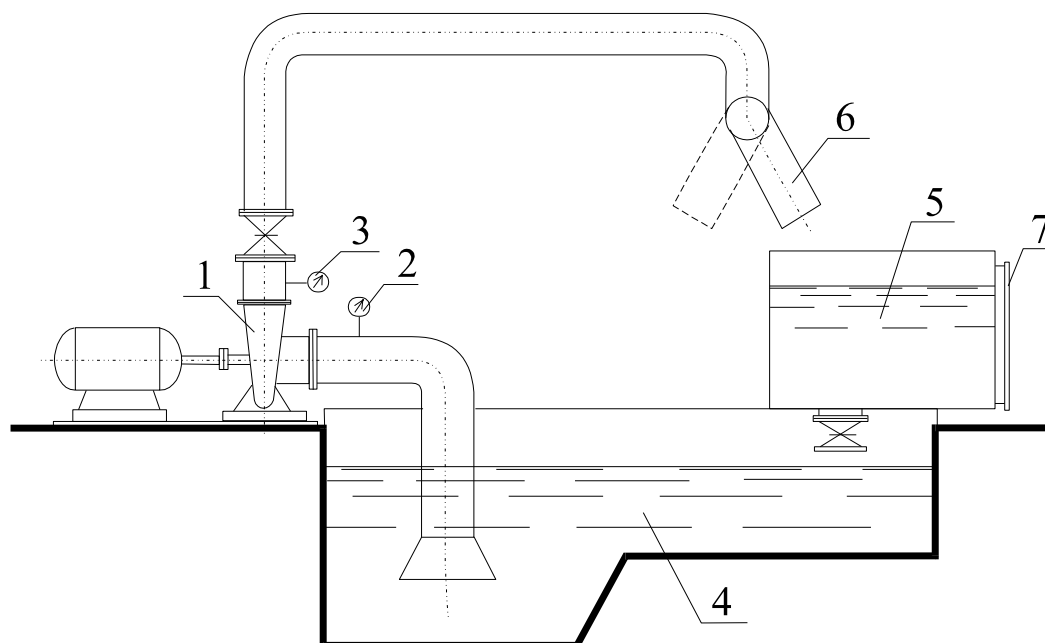


Рисунок 4.2 – Схема стенда для енергетичних випробувань
 1 – насос; 2 – вакууметр; 3 – манометр; 4 – резервуар; 5 – вимірювальний бак;
 6 – поворотний накінецьник; 7 – водомірне скло.

Коефіцієнт корисної дії насоса визначають як відношення корисної потужності насоса до потужності на валу:

$$\eta = \frac{N_{\text{корисн}}}{N_{\text{вал}}} = \frac{\rho g Q H}{102 N_{\text{вал}}}. \quad (4.20)$$

Випробування насоса проводять не менше ніж при 20 подачах. При цьому отримують ряд точок, за якими будують графічні характеристики насоса. Характеристики відцентрових насосів мають такий вигляд, як зображено на рисунку 4.3.

Характеристика ККД ($Q-\eta$) відцентрового насоса завжди має максимум при деякій подачі. Ця подача і є *оптимальною* для цього насоса.

Характеристики ($Q-H$) відцентрових насосів можуть бути стабільними і лабільними. Характеристику називають *стабільною*, якщо найбільший напір насоса відповідає нульовій подачі (крива 1, рис. 4.3) і *лабільною*, якщо вона має максимум при деякій позитивній подачі (крива 2, рис. 4.3).

Характеристики ($Q-H$) можуть бути положистими і крутими. Крутизна характеристики визначається за формулою:

$$K = \frac{(H_0 - H_{\text{опт}}) \cdot 100}{H_{\text{опт}}}. \quad (4.21)$$

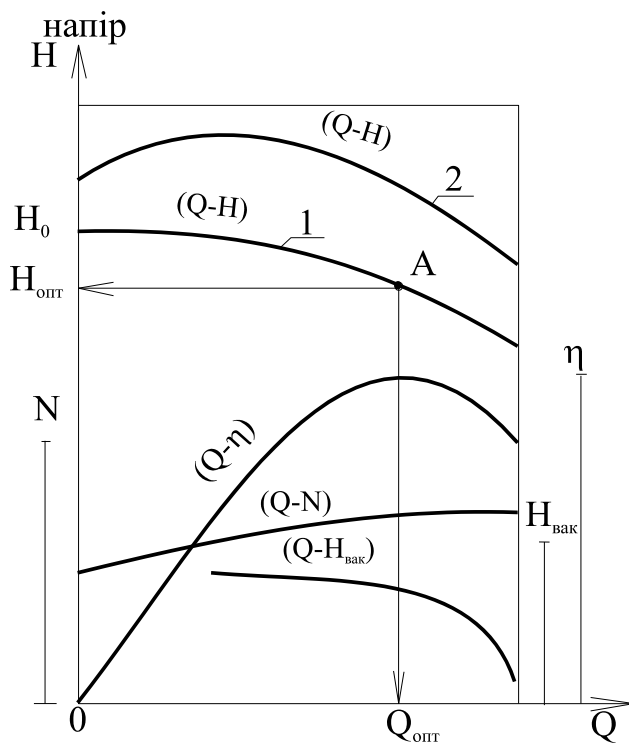


Рисунок 4.3 – Побудова характеристик насоса за результатами випробувань

Для положистих характеристик $K = 8-12 \%$, а для крутопадаючих $K = 25-30 \%$.

Насосами з положистими характеристиками доцільно користуватися в системах, де можливі значні коливання витрат води при невеликих коливаннях напору (наприклад, у безбаштових системах водопостачання).

Насоси із крутопадаючими характеристиками слід використовувати там, де можливі значні коливання напору при невеликих коливаннях подачі (наприклад, для насосних станцій першого підйому).

У випадках необхідності аналітичного відображення залежності між Q і H можна

скористатися рівняннями, які склав Є. А. Прегер:

$$H = \alpha_0 + \alpha_1 \cdot Q + \alpha \cdot Q^2. \quad (4.22)$$

Для робочої ділянки характеристики $(Q - H)$ це рівняння спрощується і приймає вигляд:

$$- \text{для водопровідних насосів } H = a - b Q^2; \quad (4.23)$$

$$- \text{для каналізаційних насосів } H = a - b Q. \quad (4.24)$$

Усі коефіцієнти у цих рівняннях знайдено емпіричним шляхом для більшості насосів, які випускає вітчизняна промисловість.

КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

1. Дайте визначення та принцип визначення потужності та коефіцієнту корисної дії насоса.
2. Наведіть алгоритм побудови теоретичної характеристики $Q-H$ відцентрового насоса.
3. Наведіть схему стенда для енергетичних випробувань насоса та дайте до неї пояснення.
4. Наведіть принцип побудови характеристик насоса за результатами випробувань.

ТЕМА 5 УНІВЕРСАЛЬНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЛОПАСНИХ НАСОСІВ. ЗАКОНИ ПОДІБНОСТІ

5.1 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 діючих станціях або під час випробувань моделей насосів у лабораторних умовах.

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) відповідних розмірів іншого насоса (натурного). Математично ці умови можна записати у вигляді постійності лінійного коефіцієнта подібності (масштабу моделювання):

$$M_{ли} = \frac{D_{натурн}}{D_{модель}} = \frac{b_{натурн}}{b_{модель}} = \dots = const. \quad (5.1)$$

Звідси постійність співвідношення будь-яких розмірів у моделі і натурн буде такою:

$$\frac{D_{модель}}{D_{натурн}} = \frac{b_{модель}}{b_{натурн}} = \dots = const. \quad (5.2)$$

При суворому дотриманні геометричної подібності необхідно також дотримуватись подібності всіх виступів шорсткості та зазорів. Однак ця вимога може бути виконана далеко не завжди. Наприклад, при масштабі моделювання 20 виступи шорсткості висотою 1 мм реального насоса на моделі повинні мати висоту 0,05 мм. Досить точно відтворити форму виступів при цьому неможливо.

Кінематична подібність вимагає, щоб співвідношення швидкостей усіх частинок рідини моделі й натурного насоса були рівними, а траєкторії їхнього руху були геометрично подібними. Математично ці умови можна записати у вигляді постійності ряду співвідношень:

$$\frac{V_{натурн}}{V_{модель}} = \frac{W_{натурн}}{W_{модель}} = \frac{u_{натурн}}{u_{модель}} = \dots = const. \quad (5.3)$$

Необхідно, також, дотримуватись постійності співвідношення швидкості протікання рідини щодо швидкості руху деталей насоса.

При дотриманні геометричної подібності можна отримати ще одну умову

кінематичної подібності:

$$\frac{Q_{\text{моделі}}}{n_{\text{моделі}} D_{\text{моделі}}^3} = \frac{Q_{\text{натури}}}{n_{\text{натури}} D_{\text{натури}}^3} = \text{const.} \quad (5.4)$$

Ця умова має важливе значення під час моделювання насосів.

Динамічна подібність, окрім геометричної та кінематичної, вимагає ще і пропорційності усіх сил, які діють у відповідних точках потоку (сили тиску, ваги, інерції, в'язкості). У загальному виді динамічна подібність обумовлюється рівністю чисел Ейлера $\left(Eu = \frac{P}{\rho V^2} \right)$, Фруда $\left(Fr = \frac{V^2}{gL} \right)$, Рейнольдса $\left(Re = \frac{VL}{\nu} \right)$,

Струхалія $\left(St = \frac{Vt}{L} \right)$ для моделі і для натурального потоку.

Під час розв'язання задач гідромеханіки часто користуються не усіма критеріями одночасно, а тільки окремими із них. Вибір цих критеріїв залежить від характеру сил, що переважають у потоці, який моделюється. Так 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. Стосовно цього випадку критерій подібності Ейлера може набути такого вигляду:

$$Eu = \frac{P}{\rho V^2} = \frac{gH}{V^2}. \quad (5.5)$$

Але швидкість V пропорційна відношенню Q / D^2 , тоді

$$Eu = \frac{gHD^4}{Q^2}, \quad (5.6)$$

а умову подібності можна записати так:

$$\frac{Q_{\text{натури}}}{D_{\text{натури}}^2 \sqrt{H_{\text{натури}}}} = \frac{Q_{\text{моделі}}}{D_{\text{моделі}}^2 \sqrt{H_{\text{моделі}}}}. \quad (5.7)$$

Це рівняння встановлює залежність між головними енергетичними параметрами (подача і напір) модельного і натурального насосів.

Для перерахування результатів, які отримано на моделі, у параметри натурального насоса користуються формулами перерахунку.

Припустимо, що геометрично й кінематично подібні один до одного робочі колеса одностипних насосів діаметрами $D_{\text{моделі}}$ і $D_{\text{натури}}$ обертаються з частотами $n_{\text{моделі}}$ і $n_{\text{натури}}$, створюючи при цьому напори $H_{\text{моделі}}$ і $H_{\text{натури}}$ та подачі $Q_{\text{моделі}}$ і $Q_{\text{натури}}$.

За умови радіального входу в робоче колесо із головного рівняння відцентрового насоса маємо

$$H_{\text{моделі}} = K_{\text{моделі}} \eta_{\text{гідр. моделі}} \frac{u_{2\text{моделі}} V_{2\text{моделі}} \cos \alpha_{2\text{моделі}}}{g}, \quad (5.8)$$

$$H_{\text{натури}} = K_{\text{натури}} \eta_{\text{гідр. натури}} \frac{u_{2\text{натури}} V_{2\text{натури}} \cos \alpha_{2\text{натури}}}{g}. \quad (5.9)$$

Тоді

$$\frac{H_{\text{натури}}}{H_{\text{моделі}}} = \frac{K_{\text{натури}}}{K_{\text{моделі}}} \cdot \frac{u_{2\text{натури}}}{u_{2\text{моделі}}} \cdot \frac{V_{2\text{натури}}}{V_{2\text{моделі}}} \cdot \frac{\cos \alpha_{2\text{натури}}}{\cos \alpha_{2\text{моделі}}} \cdot \frac{\eta_{\text{гідр.натури}}}{\eta_{\text{гідр.моделі}}}. \quad (5.10)$$

Із умови геометричної подібності випливає, що $K_{\text{натури}} = K_{\text{моделі}}$. Із кінематичної подібності – $\alpha_{2\text{натури}} = \alpha_{2\text{моделі}}$. Маючи на увазі, що швидкість u_2 пропорційна добутку nD_2 , отримуємо

$$\frac{H_{\text{натури}}}{H_{\text{моделі}}} = \left(\frac{n_{\text{натури}} D_{2\text{натури}}}{n_{\text{моделі}} D_{2\text{моделі}}} \right)^2 \cdot \frac{\eta_{\text{гідр.натури}}}{\eta_{\text{гідр.моделі}}}. \quad (5.11)$$

Відношення подач двох насосів буде дорівнювати

$$\frac{Q_{\text{натури}}}{Q_{\text{моделі}}} = \frac{\psi_{2\text{натури}}}{\psi_{2\text{моделі}}} \cdot \frac{\eta_{\text{об.натури}}}{\eta_{\text{об.моделі}}} \cdot \frac{(\pi D_2 b_2 V_2 \sin \alpha_2)_{\text{натури}}}{(\pi D_2 b_2 V_2 \sin \alpha_2)_{\text{моделі}}}. \quad (5.12)$$

При геометрично і кінематично подібних колесах маємо

$$\begin{aligned} \psi_{2\text{натури}} &= \psi_{2\text{моделі}}; \quad \alpha_{2\text{натури}} = \alpha_{2\text{моделі}}; \\ \frac{b_{2\text{натури}}}{b_{2\text{моделі}}} &= \frac{D_{2\text{натури}}}{D_{2\text{моделі}}}; \quad \frac{V_{2\text{натури}}}{V_{2\text{моделі}}} = \frac{n_{\text{натури}} D_{\text{натури}}}{n_{\text{моделі}} D_{\text{моделі}}}. \end{aligned}$$

З врахуванням цих залежностей

$$\frac{Q_{\text{натури}}}{Q_{\text{моделі}}} = \frac{n_{\text{натури}}}{n_{\text{моделі}}} \cdot \frac{D_{\text{натури}}^3}{D_{\text{моделі}}^3} \cdot \frac{\eta_{\text{об.натури}}}{\eta_{\text{об.моделі}}}. \quad (5.13)$$

Потужність насоса змінюється пропорційно добутку $Qn\eta$, або

$$\frac{N_{\text{натури}}}{N_{\text{моделі}}} = \left(\frac{n_{\text{натури}}}{n_{\text{моделі}}} \right)^3 \cdot \left(\frac{D_{\text{натури}}}{D_{\text{моделі}}} \right)^5 \cdot \frac{\eta_{\text{об.натури}} \eta_{\text{гідр.натури}} \eta_{\text{мех.натури}}}{\eta_{\text{об.моделі}} \eta_{\text{гідр.моделі}} \eta_{\text{мех.моделі}}}. \quad (5.14)$$

Формули співвідношень подач, напорів та потужностей насосів, які отримано на підставі подібності лопатевих насосів, називають **формулами перерахунку**. Вони дають можливість розрахувати головні параметри насоса, який проектується, якщо відомі параметри насоса геометрично і кінематично йому подібного.

Крім того, формули перерахунку дають можливість визначити параметри насоса при різних частотах обертання, випробувавши насос при одній частоті.

Для приблизних розрахунків величини коефіцієнтів корисної дії модельного і натурального насосів можна прийняти рівними. Одночасно формули перерахунку значно спрощуються:

$$\begin{aligned} \frac{H_{\text{натури}}}{H_{\text{моделі}}} &= \left(\frac{n_{\text{натури}}}{n_{\text{моделі}}} \right)^2 \left(\frac{D_{\text{натури}}}{D_{\text{моделі}}} \right)^2; \\ \frac{Q_{\text{натури}}}{Q_{\text{моделі}}} &= \frac{n_{\text{натури}}}{n_{\text{моделі}}} \left(\frac{D_{\text{натури}}}{D_{\text{моделі}}} \right)^3; \\ \frac{N_{\text{натури}}}{N_{\text{моделі}}} &= \left(\frac{n_{\text{натури}}}{n_{\text{моделі}}} \right)^3 \left(\frac{D_{\text{натури}}}{D_{\text{моделі}}} \right)^5. \end{aligned} \quad (5.15)$$

5.2 Коефіцієнт швидкохідності насоса

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

Коефіцієнтом швидкохідності насоса n_s називається кількість обертів другого насоса, який за всіма деталями геометрично подібний тому, що розглядається, але таких розмірів, що, працюючи в тому ж режимі, створює напір 1 метр водяного стовпа при подачі 75 л/с.

Числове значення n_s можна визначити із формул перерахунку:

$$\left. \begin{aligned} \frac{1}{n} &= \left(\frac{n_s}{n}\right)^2 \left(\frac{D_s}{D}\right)^2 \\ \frac{0,075}{Q} &= \frac{n_s}{n} \left(\frac{D_s}{D}\right)^3 \end{aligned} \right\} n_s = 3,65 \frac{n\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}}. \quad (5.16)$$

Для насосів із двобічним входом рідини в робоче колесо в цю формулу слід підставляти значення, що відповідає половині подачі насоса. Для багатоступеневих насосів в цю формулу підставляють значення напору, який створює одне колесо.

Під час визначення n_s в формулу підставляють значення подачі в м³/с і напору в м вод. ст., які відповідають оптимальному режимові роботи насоса (тобто роботі із найбільшим коефіцієнтом корисної дії).

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

Величина n_s в певній мірі визначає і форму робочого колеса лопатевого насоса (див. рис. 5.1).

Приклад 1. Визначити коефіцієнт швидкохідності одноступеневого насоса з однобічним підведенням рідини до робочого колеса, якщо відомо, що при швидкості обертання 1450 об./хв і роботі в оптимальному режимові він розвиває подачу 200 м³/год при напорі 20 м вод. ст.

Розв'язання задачі. Підставляючи в формулу (5.16) значення подачі насоса в м³/с і напору в м вод. ст., отримуємо

$$n_s = 3,65 \frac{1450\sqrt{200/3600}}{\sqrt[4]{20^3}} \cong 132.$$

Приклад 2. Визначити коефіцієнт швидкохідності семиступеневого секційного насоса з однобічним підведенням рідини до робочих колес, якщо відомо, що при швидкості обертання 3 000 об./хв і роботі в оптимальному режимові він розвиває подачу 60 м³/год при напорі 198 м вод. ст.

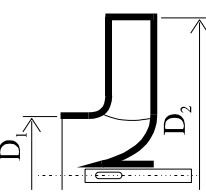
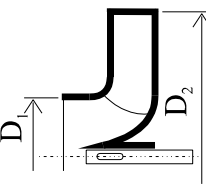
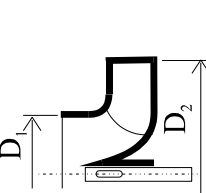
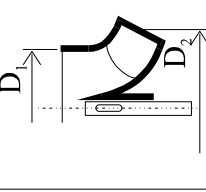
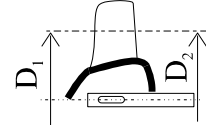
насос	n_s	ескіз робочо-го колеса	D_2/D_1	форма лопатки
відцентровий	тихохідний		2,5 - 3	Циліндрична
	нормальний		2,0	Просторова на вході і циліндрична на виході
	швидкохідний		1,4 - 1,8	Просторова
напівосьовий (діагональний)	350 - 500		1,1 - 1,2	Просторова
осьовий	500-1500		1,0	Просторова

Рисунок 5.1 – Вплив величини коефіцієнта швидкохідності на форму лопаток відцентрових насосів

Розв'язання задачі. Підставляючи в формулу (5.16) значення подачі насоса в м³/с і напору, який розвиває одне робоче колесо (один ступінь) насоса в м вод. ст., отримуємо

$$n_s = 3,65 \frac{3000\sqrt{60/3600}}{\sqrt[4]{(198/7)^3}} \cong 115.$$

Приклад 3. Визначити коефіцієнт швидкохідності одноступеневого насоса з двобічним підводом рідини до робочого колеса, якщо відомо, що при швидкості обертання 730 об./хв і роботі в оптимальному режимові він розвиває подачу 6 300 м³/год при напорі 80 м вод. ст.

Розв'язання задачі. Підставляючи в формулу (5.16) значення половини подачі насоса в м³/с і напір в м вод. ст., отримуємо

$$n_s = 3,65 \frac{730\sqrt{6300/3600}}{\sqrt[4]{80^3}} \cong 93.$$

5.3 Вплив частоти обертання робочого колеса на характеристики відцентрового насоса

В умовах виробництва часто виникає потреба у визначенні характеристик насосів при частотах обертання, які відрізняються від номінальної (в 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:

$$\begin{aligned}\frac{Q}{Q_1} &= \frac{n}{n_1}; \\ \frac{H}{H_1} &= \left(\frac{n}{n_1}\right)^2; \\ \frac{N}{N_1} &= \left(\frac{n}{n_1}\right)^3.\end{aligned}\quad (5.17)$$

Ці залежності називають **законом пропорційності**.

Вакуумметричну висоту усмоктування можна розрахувати за формулою:

$$(H_{\text{вак}}^{\text{дон}})_{n_1} = 10 - [10 - (H_{\text{вак}}^{\text{дон}})_n] \cdot \left(\frac{n_1}{n}\right)^2. \quad (5.18)$$

Закон пропорційності за однією характеристикою (Q–H) дозволяє побудувати ряд характеристик для різних частот обертання. Для цього із рівнянь пропорційності вилучають частоту обертання

$$H_1 = \frac{H_a}{Q_a^2} Q_1^2 = K Q_1^2. \quad (5.19)$$

Маємо рівняння параболи з вершиною у початку координат, яка проходить через точку a з координатами Q_a, H_a (рис. 5.2) Задавшись 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 при частотах 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 $(0; a; a_2; a_1; a)$ називається **параболою подібних режимів**.

Перерахунок будь-якої іншої точки характеристики Q–H (наприклад точки b або c) на частоти обертання $n_1; n_2; \dots; n_i$ дасть точки $b_1; b_2; \dots; b_i$ і $c_1; c_2; \dots; c_i$, які розмістяться на параболах, що проходять відповідно через точки b і c .

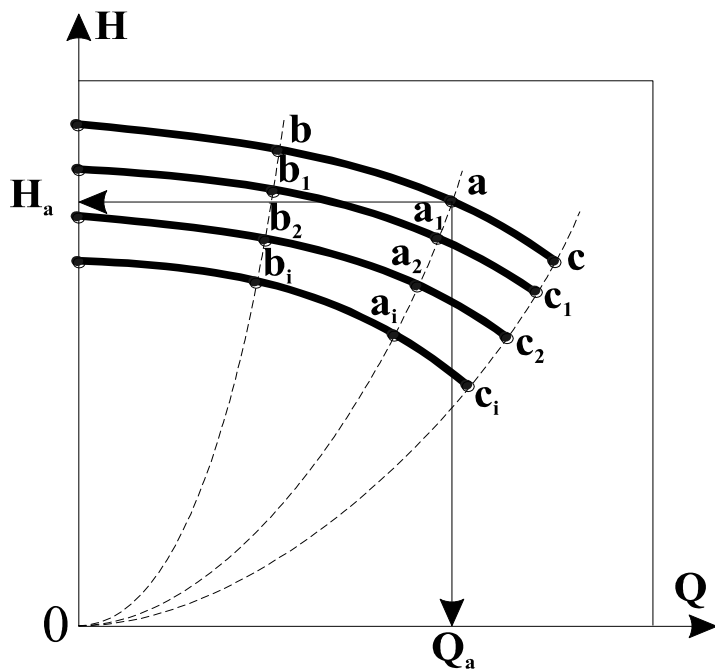


Рисунок 5.2 – Вплив частоти обертання робочого колеса на основні характеристики насоса

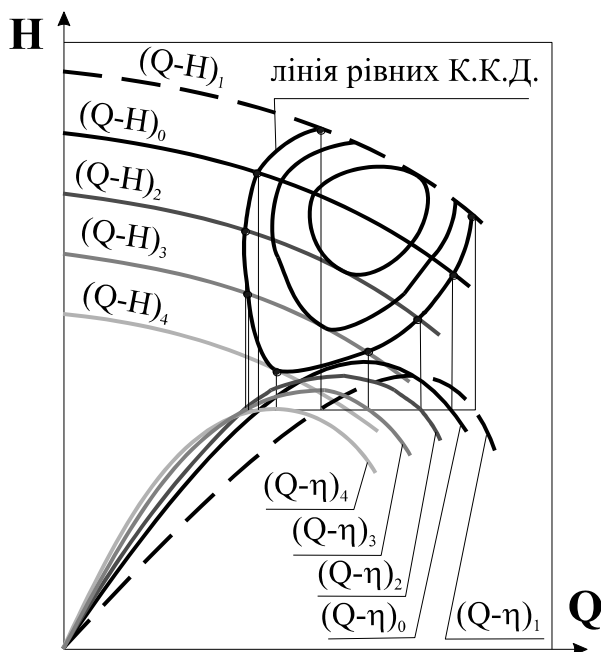


Рисунок 5.3 – Побудова універсальних кривих для відцентрового насоса

Проводячи через точки a_1 , b_1 , c_1 плавну криву, отримаємо характеристику Q_1-H_1 насоса при частоті обертання n_1 . Таким же чином отримують характеристики Q_i-H_i для будь-якої частоти обертання.

Теоретично параболи подібних режимів повинні бути і лініями постійних ККД. Але в дійсності це не так. Найбільшого значення коефіцієнт корисної дії насоса досягає при номінальній (розрахунковій) частоті обертання. При будь-якій іншій частоті він зменшується. Це викликано тим, що вплив гідравлічних і механічних втрат різний при різних частотах обертання.

Якщо у координатах $Q-H$ побудувати ряд характеристик насоса при різних частотах обертання Q_1-H_1 ; Q_2-H_2 ; ...; Q_i-H_i , а потім на цих характеристиках позначити точки з рівними ККД і з'єднати їх плавними кривими, то отримаємо **універсальну характеристику** (рис. 5.3). Ця характеристика дозволяє найбільш повно дослідити роботу насоса при перемінних частотах обертання.

Слід зазначити, що робота насоса з підвищеною щодо номінальної частотою обертання дозволяється тільки при

узгодженні з заводом-виробником.

Приклади розрахунків. Під час проектування і експлуатації насосних станцій зустрічаються два типи задач. У першому випадку за паспортними характеристиками необхідно побудувати характеристики насоса для частоти обертання, яка відрізняється від номінальної (паспортної). У другому випадку необхідно визначити, при якій частоті обертання характеристика $Q-H$ насоса

пройде через розрахункову точку. Розглянемо обидва випадки.

Приклад 1. За паспортними характеристиками для швидкості обертання 730 об./хв (рис. 5.4) необхідно побудувати відповідні характеристики для швидкості обертання 650 об./хв.

Розв'язання задачі

1. *Побудова характеристики (Q–H).* На паспортній характеристиці Q–H задаємося рядом довільних точок 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9 з координатами ($Q_1 = 6\,800 \text{ м}^3/\text{год.}; H_1 = 76 \text{ м вод. ст.}$); ($Q_2; H_2$).

За формулами закону пропорційності вираховуємо відповідні координати цих точок при швидкості обертання 650 об./хв. (див. рис. 5.4).

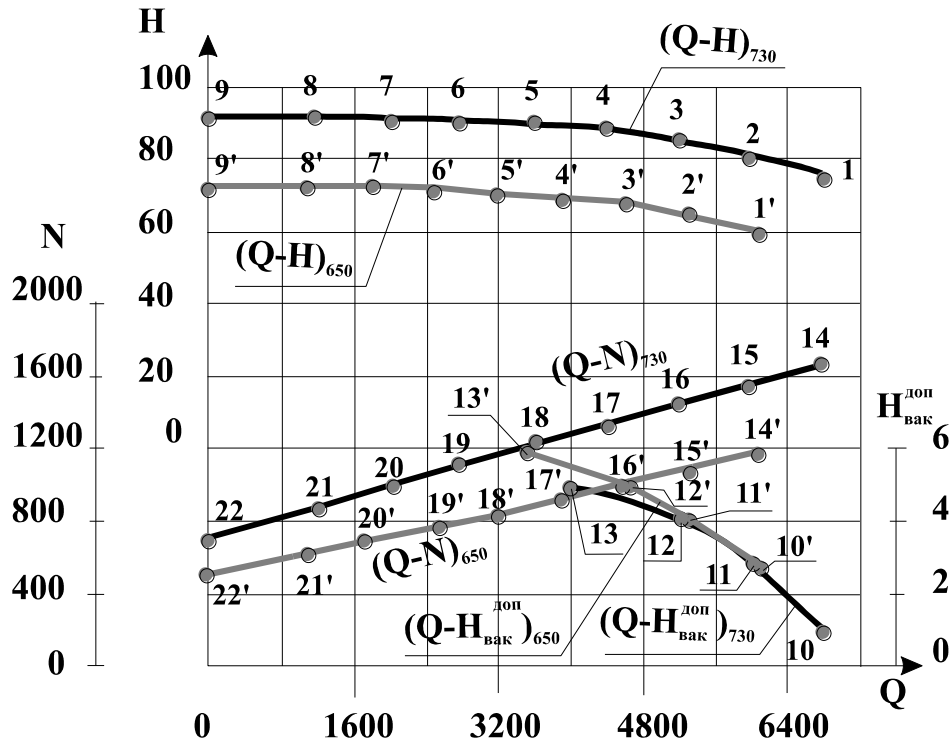


Рисунок 5.4 – Схема розв'язання задачі до прикладу 1

$$\frac{6800}{Q_1^1} = \frac{730}{650};$$

$$Q_1^1 = \frac{6800 \cdot 650}{730} \cong 6055 \text{ м}^3/\text{год.};$$

$$\frac{76}{H_1^1} = \frac{730^2}{650^2}; H_1^1 = \frac{76 \cdot 650^2}{730^2} \cong 60,3 \text{ м вод. ст.}$$

Розрахунки зведено в таблицю 5.1.

Таблиця 5.1 – Розрахунок основної характеристики насоса

Номери точок		1	2	3	4	5	6	7	8	9
Координати точок при n = 730 об./хв	Q	6 800	6 000	5 200	4 400	3 600	2 800	2 000	1 200	0
	H	76	80,5	84	87	89	90,5	91	91,5	91,5
Координати точок при n = 650 об./хв	Q'	6 055	5 342	4 630	3 918	3 205	2 493	1 781	1 068	0
	H'	60,3	63,8	66,6	69	70,6	71,8	72,1	72,5	72,5

Отримані координати наносимо на графік точки 1', 2', ..., 9' і з'єднуємо їх плавною кривою. Ця крива $(Q-H)_{650}$ і буде характеристикою $(Q-H)$ насоса при швидкості обертання 650 об./хв.

2. Побудова характеристики $Q-H_{вак}^{дон}$: На паспортній характеристиці $Q-H_{вак}^{дон}$ задаємо довільні точки 10, 11, 12, 13 з координатами $Q_{10} = 6\ 800\ м^3/год.$ $(H_{вак}^{дон})_{10} = 1\ м\ вод.\ ст.;$ $Q_{11} - H_{вак\ 11}^{дон};$ За формулою (5.18) вираховуємо відповідні значення $(H_{вак}^{дон})'$ при швидкості обертання 650 об./хв. Розрахунки зведено в таблицю 5.2.

За визначеними координатами наносимо точки 10', 11', 12', 13' і через них проводимо нову характеристику $(Q-H_{вак}^{дон})_{650}$. За рисунком 5.5 характеристика $H_{вак}^{дон}$ при швидкості обертання 650 об./хв не знизилась. Тому при розрахунках характеристику $(Q-H_{вак}^{дон})$ найчастіше не перебудовують.

Таблиця 5.2 – Розрахунок до прикладу 1.2

Номери точок		10	11	12	13
Координати точок при $n = 730\ об./хв$	Q	6 800	6 000	5 200	4 000
	$H_{вак}^{дон}$	1,0	2,5	4,0	4,8
Координати точок при $n = 650\ об./хв$	Q'	6 055	5 342	4 630	3 562
	$(H_{вак}^{дон})'$	2,86	4,05	5,24	5,87

3. Побудова характеристики $Q-N$: На паспортній характеристиці $Q-N$ задаємо ряд довільних точок 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22 з координатами $Q_{14} = 6\ 800\ м^3/год.$ $- N_{14} = 1\ 650\ кВт;$ $Q_{15} - N_{15};$ За формулами закону пропорційності вираховуємо відповідні значення Q' і N' для швидкості обертання 650 об./хв:

$$\frac{1650}{N_{14}^1} = \frac{730^3}{650^3}; \quad N_{14}^1 = \frac{1650 \cdot 650^3}{730^3} \cong 1165\ кВт.$$

Розрахунки зведено в таблицю 5.3.

Таблиця 5.3 – Розрахунок для прикладу 1.3

Номери точок		14	15	16	17	18	19	20	21	22
Координати точок при $n = 730\ об./хв.$	Q	6800	6000	5200	4400	3600	2800	2000	1200	0
	N	1650	1540	1430	1320	1210	1100	990	880	710
Координати точок при $n = 650\ об./хв.$	Q'	6055	5342	4630	3918	3205	2493	1781	1068	0
	N'	1165	1087	1010	932	854	777	699	621	501

За отриманими координатами наносимо точки 14', 15', ..., 22' і через них проводимо нову характеристику $(Q-N)_{650}$ для швидкості обертання 650 об./хв.

Приклад 2. В процесі проектування насосної станції встановлено, що для роботи в системі потрібен насос з подачею $5\,600\text{ м}^3/\text{год.}$ при напорі 68 м вод. ст. Насоса з такими характеристиками промисловість не виробляє. Тому до установки проектується найближчий більш потужний насос. Його характеристики при частоті обертання 730 об./хв зображено на рисунку 5.5. Щоб уникнути непродуктивних витрат енергії, вирішено зменшити швидкість обертання насоса. Необхідно визначити, при якій частоті обертання характеристика $Q-N$ насоса пройде через розрахункову точку А з координатами $Q_A = 5\,600\text{ м}^3/\text{год.}; H_A = 68\text{ м вод. ст.}$

Розв'язання задачі. Щоб скористатися формулами закону пропорційності, спочатку треба знайти ту єдину точку на паспортній характеристиці ($Q-N$), котра при зниженні частоти обертання переміститься в розрахункову точку А.

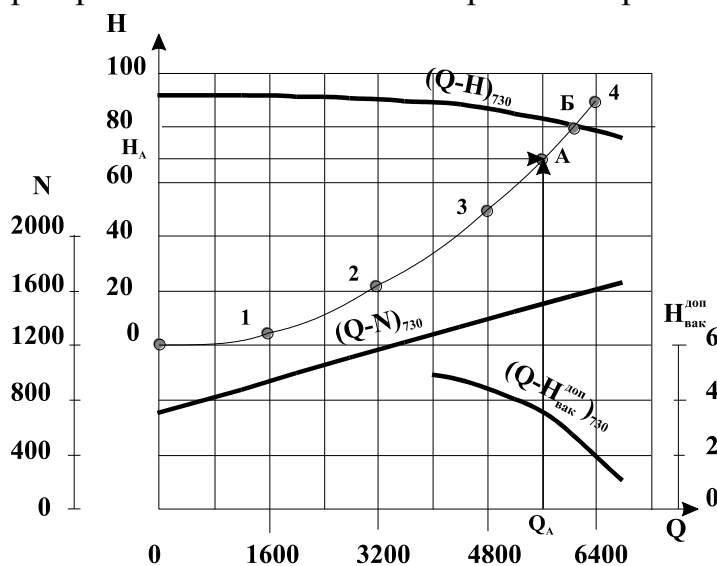


Рисунок 5.5 – Схема робочої характеристики для прикладу 2

Найпростіше цю точку можна знайти графічним способом. Для цього побудуємо параболу подібних режимів, яка буде проходити через точку А. Підставивши в формулу (5.19) координати точки А, отримаємо рівняння цієї параболі:

$$H = \frac{68}{5600^2} Q^2 = 0,00000216863 \cdot Q^2.$$

Задаючись довільними значеннями Q , розраховуємо за цим рівнянням координати ряду точок, через які проводимо параболу:

$$\begin{aligned} Q_0 &= 0; H_0 = 0, \\ Q_1 &= 1\,600; H_1 = 5,55, \\ Q_2 &= 3\,200; H_2 = 22,2, \\ Q_3 &= 4\,800; H_3 = 50, \\ Q_A &= 5\,600; H_A = 68, \\ Q_4 &= 6\,400; H_4 = 88,8. \end{aligned}$$

Перехрещення цієї параболі з паспортною характеристикою $Q-N$ насоса дає точку Б з координатами $Q_B = 6075\text{ м}^3/\text{год.}; H_B = 80\text{ м вод. ст.}$ Оскільки точка Б знаходиться на одній параболі подібних режимів з точкою А, саме вона переміститься в точку А при одній із швидкостей обертання. Знаходимо цю швидкість, підставляючи в формули пропорційності координати точок Б і А:

$$\frac{6075}{5600} = \frac{730}{n_A}; \quad n_A = \frac{5600 \cdot 730}{6075} = 672,9\text{ об./хв,}$$

$$\frac{80}{68} = \frac{730^2}{n_A^2}; \quad n_A = 730 \sqrt{\frac{68}{80}} = 673,0 \text{ об./хв.}$$

Близькі значення отриманих величин n_A свідчать, що координати точки Б знайдено досить точно (графічний спосіб завжди приблизний). Після знаходження розрахункової швидкості обертання слід перерахувати характеристики насоса, як це було зроблено у попередньому прикладі.

5.4 Обточування робочого колеса відцентрового насоса

Для розширення поля роботи насоса в практиці проектування і експлуатації часто використовують обточування робочого колеса насоса, тобто зменшують зовнішній діаметр колеса D_2 .

Подачу $Q_{обт}$ і напір $H_{обт}$ насоса із робочим колесом, яке обточене до діаметра $D_{обт}$, можна визначити за рівняннями закону подібності, якщо відомі подача Q і напір H насоса з номінальним (необточеним) колесом діаметром D . Із закону подібності при $n = const$ і $b_2 = const$ маємо таке рівняння:

$$\frac{H_{обт}}{H} = \left(\frac{D_{обт}}{D}\right)^2 \quad \text{і} \quad \frac{Q_{обт}}{Q} = \left(\frac{D_{обт}}{D}\right)^2. \quad (5.20)$$

Але практика показала, що для відцентрових насосів з коефіцієнтом швидкохідності $n_s < 150$ кращі результати дають формули:

$$\begin{aligned} \frac{Q_{обт}}{Q} &= \frac{D_{обт}}{D}; \\ \frac{H_{обт}}{H} &= \left(\frac{D_{обт}}{D}\right)^2; \\ \frac{N_{обт}}{N} &= \left(\frac{D_{обт}}{D}\right)^3. \end{aligned} \quad (5.21)$$

Це пояснюється тим, що під час обточування змінюється не тільки зовнішній діаметр робочого колеса, але і робочий кут лопатки β_2 .

Під час розрахунків обточування за останніми формулами режимні точки переміщуються квадратичними параболою з вершинами у початку координат, а характеристики $Q - H$ насоса із обточеним колесом будуються аналогічно до характеристик з іншою частотою обертання.

Коефіцієнт корисної дії відцентрового насоса під час обточування робочого колеса можна розрахувати за формулою Муді:

$$\eta_{обт} = 1 - (1 - \eta) \left(\frac{D}{D_{обт}}\right)^{0,25}. \quad (5.22)$$

Приблизно можна вважати, що під час обточування робочого колеса в межах допустимої величини, ККД насоса зменшується на 1 % на кожні 10 % обточки при $n_s < 200$, і на 1 % на кожні 4 % обточки при $n_s = 200-300$.

Залежно від коефіцієнта швидкохідності найбільша обточка робочого колеса не повинна перевищувати таких значень:

$$\text{При } n_s < 120 \quad \frac{D - D_{обт}}{D} 100 \leq 15 \div 20 \%;$$

При $120 < n_s < 200$

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

При $200 < n_s < 300$

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

Обточування робочих колес діагональних (напівосьових) та осьових насосів не рекомендується.

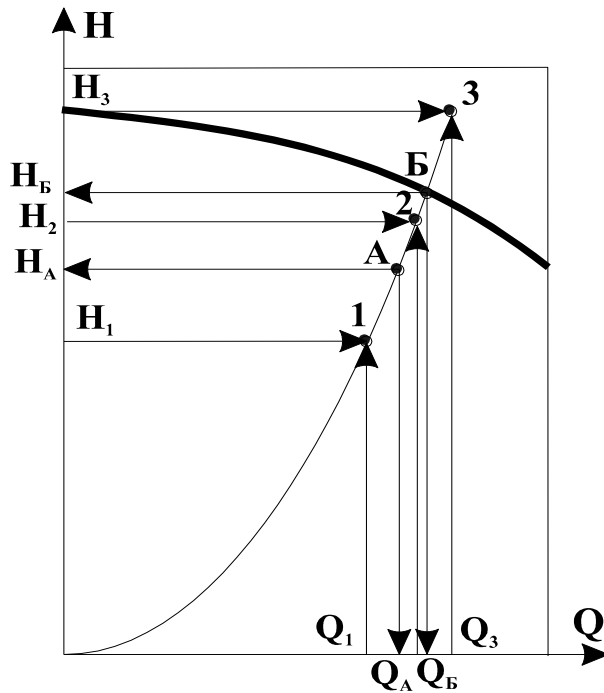


Рисунок 5.6 – Побудова характеристики насоса під час обточування робочого колеса

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 лежить нижче за неї (рис. 5.6). Необхідно визначити діаметр $D_{обт}$, до якого слід обточити робоче колесо, щоб характеристика $Q_{обт}$ – $H_{обт}$ пройшла через точку A .

Для розв'язання цієї задачі за допомогою формул перерахунку будують параболу подібних режимів, яка проходить через точку A (див. приклад 2 із попереднього параграфа). Рівняння цієї параболі має вигляд:

$$H = \frac{H_a}{Q_a^2} Q^2. \quad \text{Задаючись різними}$$

значеннями витрат Q_1, Q_2, Q_3 , розраховують відповідні значення напорів H_1, H_2, H_3 і будують параболу подібних режимів 1, А, 2, 3. Перехрещення цієї параболі з кривою Q – H дає точку B , яка після обточування переміститься у точку A . Після цього визначають діаметр обточеного колеса, прийнявши

$$Q_{обт} = Q_a: \quad D_{обт} = D \frac{Q_{обт}}{Q_a}.$$

Окрім того, перевіряють величину $D_{обт}$ за формулою:

$$D_{обт} = D \sqrt{\frac{H_{обт}}{H_a}}.$$

Вираховують процент обточування $(D - D_{обт}) 100/D$ і порівнюють його із допустимим для цього типу насосів. За величиною процента обточування, або за формулою (5.22), визначають величину зниження коефіцієнта корисної дії насоса.

Для побудови характеристики $Q_{обт}$ – $H_{обт}$ після того, як знайдено $D_{обт}$, на характеристиці Q – H обирають кілька довільних точок і вираховують координати, у які ці точки перемістяться після обточування (див. приклад 1 із

попереднього параграфу). Потім через отримані точки проводять плавну криву, яка і буде характеристикою $Q_{обт}-H_{обт}$ насоса із робочим колесом, обточеним до величини $D_{обт}$.

5.5 Сумісна робота насосів і трубопровідної мережі

Під час проектування, а також під час аналізу роботи діючих 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 легше розв'язати графічно, шляхом нанесення на єдине поле координат характеристик насоса і трубопроводу. Характеристика насоса при цьому береться із технічного паспорта або із каталогу насосів.

Для побудови графічної характеристики трубопроводу користуються формулою:

$$H_{труб} = H_{стат} + S_{прив} Q_{труб}^2, \quad (5.23)$$

де $S_{прив}$ – приведений коефіцієнт опору трубопроводу, який враховує втрати напору у водоводах, комунікаціях насосної станції і у водопровідній мережі;

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

Приймаючи різні значення $Q_{труб}$, вираховують відповідні значення $H_{труб}$ і отримані результати наносять у вигляді точок на графік, на який уже нанесено характеристику $Q-H$ насоса. Через отримані точки проводять плавну криву, яка і буде характеристикою трубопроводу. Вона має вигляд параболи з вершиною у точці $Q = 0; H = H_{стат}$ (див. рис. 5.7).

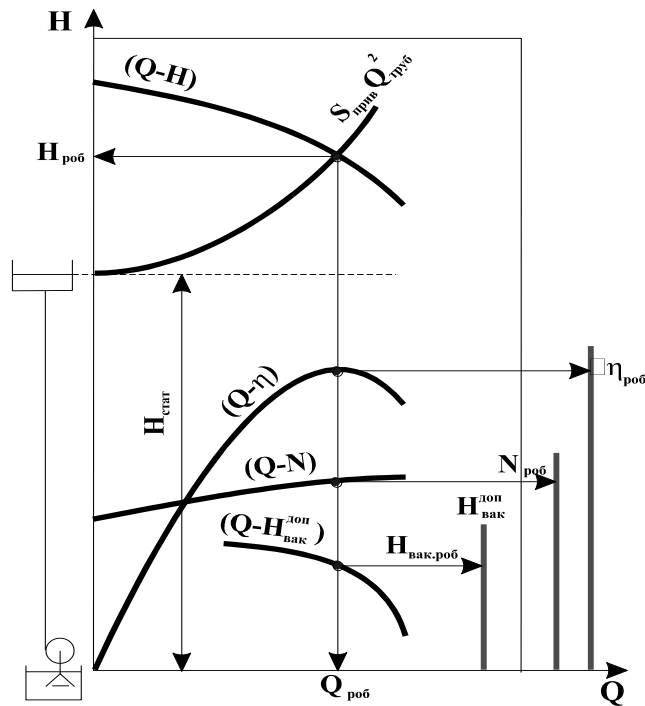


Рисунок 5.7 – Схема знаходження робочої точки системи «насос – трубопровід»

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

КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

1. Що таке подібність насосів? Чого вона вимагає?
2. Дайте визначення коефіцієнта швидкохідності та поясніть його значення.
3. Як зміна частоти обертання робочого колеса відцентрового насоса впливає на його головні характеристики?
4. Як зміна діаметра робочого колеса відцентрового насоса впливає на його головні характеристики?
5. Як визначити робочу точку системи «насос – трубопровід»?

ТЕМА 6 МЕТОДИ РЕГУЛЮВАННЯ РОБОТИ НАСОСІВ

Регулюванням роботи насосів називають процес штучного змінення характеристики насоса або трубопроводу для забезпечення роботи насоса у потрібному режимі при збереженні матеріального і енергетичного балансу системи.

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

Одним із найбільш поширених засобів регулювання роботи насосів є

регулювання напірною засувкою. При частковому закритті засувки втрати напору у ній збільшуються. Внаслідок цього збільшуються і загальні втрати напору в трубопроводі (збільшується $S_{\text{прив}}$). До того ж характеристика трубопроводу стане більш крутою і перехрещення її з характеристикою насоса відбудеться за меншої витрати (див. рис. 6.1).

Регулювання роботи насосів напірною засувкою неекономне, тому що додатковий опір, роль якого виконує прикрита засувка, викликає додаткову втрату енергії, що знижує коефіцієнт корисної дії насосної установки. Із графіка (рис. 6.1) зрозуміло, що під час роботи з прикритою засувкою насос розвиває подачу Q_6 при напорі H_6 . Напір на початку водоводу за засувкою при витраті Q_6 складає $H_{6в}$. Втрата напору на засувці при подачі Q_6 складає $h_{\text{засувки}} = H_6 - H_{6в}$, а відповідна їй втрачена на засувці потужність буде

$$N_{\text{засувки}} = \frac{\rho g Q_6 h_{\text{засувки}}}{102 \eta_{\text{насоса}}}, \text{ кВт.} \quad (6.1)$$

Через неекономність і можливість регулювання тільки в сторону зменшення подачі регулювання напірною засувкою (інколи його називають **дросельним регулюванням**) можна застосовувати тільки до невеликих насосів і на короткий час. Під час дросельного регулювання слід застосовувати насоси із пологою характеристикою.

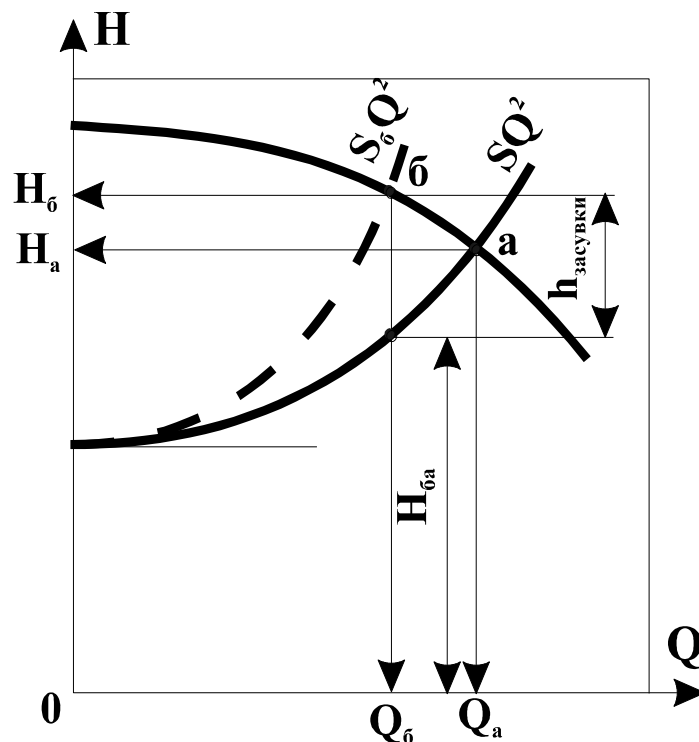


Рисунок 6.1 – Схема методу дросельного регулювання роботи насоса

Окрім дроселювання регулювати подачу насоса можна **перепусканням частини рідини із напірного трубопроводу в усмоктувальний або впускном невеликої кількості повітря в усмоктувальний трубопровід.**

Перепусканням рідини із напірного трубопроводу в усмоктувальний часто регулюють роботу осьових насосів, у яких характеристика потужності

знижується зі збільшенням подачі. Таке регулювання також знижує ККД насосної установки.

Регулювання впуском повітря в системах водопостачання майже не використовується.

Найбільш економним є регулювання режиму роботи насоса за рахунок **змінення частоти обертання** робочого колеса. Цього можна досягнути зміненням частоти обертання двигуна, який крутить робоче колесо, або установкою спеціальних муфт чи редукторів, які при постійній швидкості обертання двигуна дозволяють змінювати швидкість обертання робочого колеса насоса.

Частоту обертання електродвигуна найпростіше змінювати у електродвигунах постійного струму. Але в системах водопостачання та каналізації такі двигуни майже не використовуються.

Частоту обертання асинхронного електродвигуна змінного струму з фазовим ротором можна змінювати введенням додаткового опору в електричний ланцюг ротора. Недоліком такого регулювання є неекономність і ускладнення конструкції електродвигуна через необхідність влаштування додаткових кілець і щіток.

Останнім часом наша промисловість стала виробляти електродвигуни змінного струму з переключенням обмотки статора на різну кількість пар полюсів. Двигуни цього типу виробляються двох- і трьохшвидкісними.

Найпростіше змінювати швидкість обертання електродвигуна перемінного струму зміною частоти струму. Поширення цього засобу регулювання довго стримувалося низьким коефіцієнтом корисної дії перетворювачів частоти струму. Але з появою досить потужних тиристорних перетворювачів частоти струму з високим ККД, таке регулювання все більше поширюється.

Регулювати швидкість обертання ротора асинхронного електродвигуна можна також за допомогою його каскадного підключення.

Регулювати швидкість обертання робочого колеса насоса при постійній частоті обертання електродвигуна можна за допомогою **гідромуфти**, або **електромагнітної муфти ковзання (ЕМК)**.

Робочими елементами гідромуфти є колесо відцентрового насоса і колесо турбіни, які розміщені в одному корпусі (рис. 6.2). Колесо відцентрового насоса насаджено на ведучий вал (вал електродвигуна), а колесо турбіни закріплено на валу насоса. Корпус гідромуфти заповнюється робочою рідиною (найчастіше це машинне масло). Під час обертання валу електродвигуна з ним обертається і насосне колесо гідромуфти. Воно викидає робочу рідину на турбінне колесо гідромуфти. Під дією цієї рідини турбінне колесо також починає обертатися і, таким чином, обертає робоче колесо насоса.

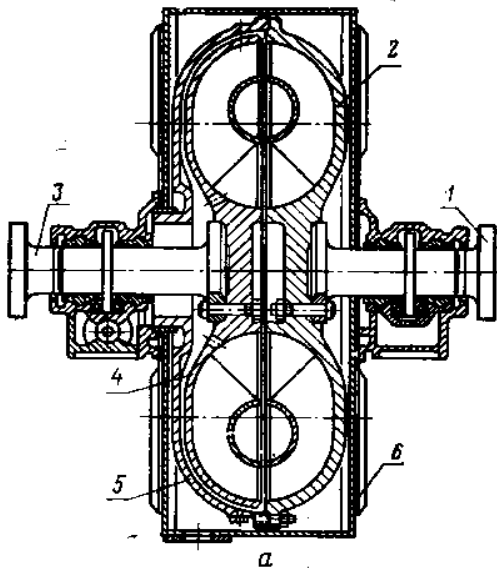


Рисунок 6.2 – Схема будови гідромуфти.

- 1 – ведучий вал; 2 – насосне колесо гідромуфти; 3 – вал насоса; 4 – турбінне колесо гідромуфти; 5 – рухомий кожух; 6 – корпус гідромуфти

належить зниження їх ККД при збільшенні глибини регулювання, а також їхню конструктивну складність і великі габарити (гідромуфти складніші за насоси і мають майже такі розміри, як і основні насоси).

Електромагнітна муфта ковзання (рис. 6.3) складається із двох частин, які обертаються, – індуктора і якоря. Якір з'єднується із ведучим валом (валом електродвигуна), а індуктор – із валом насоса. Якір і індуктор максимально наближені один до одного, але обов'язково мають повітряний зазор. Якір обертається разом з електродвигуном і створює при цьому магнітне поле, яке також обертається. За відсутності електричного струму в обмотці індуктора крутільний момент від електродвигуна не передається на вал насоса.

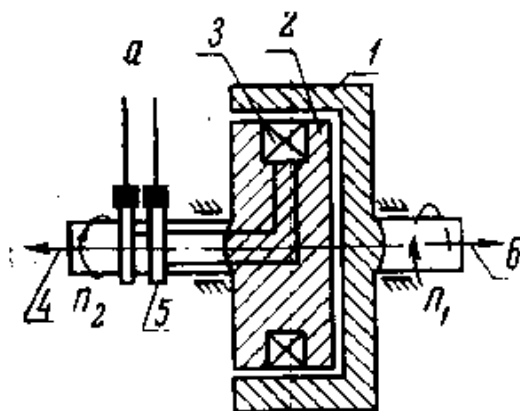


Рисунок 6.3 – Схема будови ЕМК
1 – якір; 2 – індуктор; 3 – обмотка збудження; 4 – вал насоса; 5 – контактні кільця; 6 – ведучий вал

В системах водопостачання і каналізації знаходять застосування гідродинамічні муфти змінного заповнення типу ГМР. Регулювання швидкості обертання ввідного валу в цих муфтах проводять за допомогою зміни величини наповнення маслом робочого простору колес гідромуфти.

Перевагою гідромуфт є плавне, автоматичне і швидке регулювання частоти обертання ввідного валу, а також захист електродвигуна від надмірного перенавантаження.

До недоліків гідромуфт належить зниження їх ККД при збільшенні глибини регулювання, а також їхню конструктивну складність і великі габарити (гідромуфти складніші за насоси і мають майже такі розміри, як і основні насоси).

Якщо через обмотку індуктора пропускати електричний струм, то під дією магнітного поля, яке створене якорем, індуктор також почне обертатися (під впливом сили, яка діє на провідник із струмом у магнітному полі). Частота обертання індуктора (передаткове число муфти) залежить від сили струму збудження (сили струму в обмотці індуктора).

КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

1. Який процес називають регулюванням роботи насоса? Назвіть основні методи регулювання роботи насосних установок.
2. Поясніть принцип регулювання роботи насосної установки шляхом дроселювання та перепускання частини рідини з напірного трубопроводу у всмоктувальний.
3. У чому полягає метод зміни характеристик насоса за допомогою зміни частоти обертання робочого колеса? Якими засобами його можна відтворити?

ТЕМА 7 СПІЛЬНА РОБОТА НАСОСІВ ТА ТРУБОПРОВОДІВ

7.1 Вплив коливання рівня води в усмоктувальному резервуарі на режим роботи насоса

Якщо насос підібрано таким чином, що оптимальним режимом для нього є режим при низькому рівні води у джерелі, то може статися, що в разі підвищення рівня води насос (електродвигун) буде перенавантаженим.

За низького рівня води насос розвиває подачу Q_1 при напорі H_1 , споживаючи потужність N_1 (див. рис. 7.1).

У разі підвищення рівня води подача насоса зростає до Q_2 , напір зменшиться до H_2 , а 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, слід регулювати подачу рідини насосом.

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

7.2 Паралельна робота насосів

Паралельною роботою насосів називається одночасна подача рідини кількома насосами в один напірний трубопровід. Паралельну роботу насосів використовують 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 води такою станцією, змінюючи кількість одночасно працюючих насосів.

Під час застосування паралельної роботи відцентрових насосів їх слід підбирати з урахуванням характеристик трубопроводів і самих насосів.

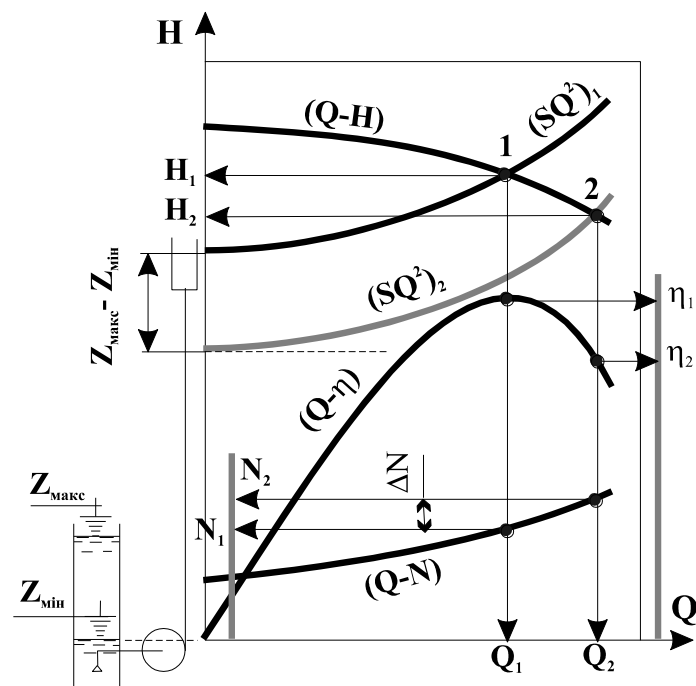


Рисунок 7.1 – Схема впливу рівня води у резервуарі на характеристики насоса

Відцентрові насоси можуть працювати паралельно тільки за умови, що їхні напори будуть однаковими. Якщо напір одного із насосів буде більшим, ніж у інших, то цей насос буде притискати зворотні клапани інших насосів, і вони будуть працювати ніби із закритою засувкою (якщо кожен із 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 обирати однотипні насоси, або, у крайньому випадку, насоси, напори яких не дуже відрізняються один від одного. Окрім того, для паралельної роботи краще обирати насоси із стабільними (без проміжних максимумів) характеристиками.

Найчастіше під час проектування зустрічаються такі варіанти паралельної роботи насосів:

- в системі працює кілька насосів з однаковими характеристиками;
- в системі працює кілька насосів з різними характеристиками;
- паралельно працюють насоси з лабільними характеристиками;
- в усіх попередніх випадках насоси можуть бути підключені до спільного напірного трубопроводу на невеликій відстані один від одного (наприклад, в одній насосній станції). До того ж втрати напору від кожного насоса до спільного трубопроводу можна вважати однаковими для всіх насосів;
- насоси можуть також знаходитися на значній відстані один від одного. Одночасно необхідно враховувати різні втрати напору від кожного із насосів до точки підключення у спільний напірний трубопровід. Така схема часто зустрічається під час паралельної роботи кількох насосних станцій.

Розрахунки режимів роботи насосів за усіма цими схемами можна робити

аналітично або графічно. При аналітичному методі усі характеристики насосів і трубопроводів записуються у вигляді рівнянь. Потім системи цих рівнянь розв'язують. Найчастіше це роблять за допомогою комп'ютерних програм, які спеціально для цього розробляють.

У практиці проектування насосних станцій більше поширений графічний метод розрахунку.

7.2.1 Паралельна робота різнотипних насосів

Робота насосів з різними характеристиками є більш загальним випадком у порівнянні із роботою однотипних насосів. Тому розглянемо його більш детально.

Припустимо, що нам необхідно розрахувати режим паралельної роботи двох різних насосів на один водовід.

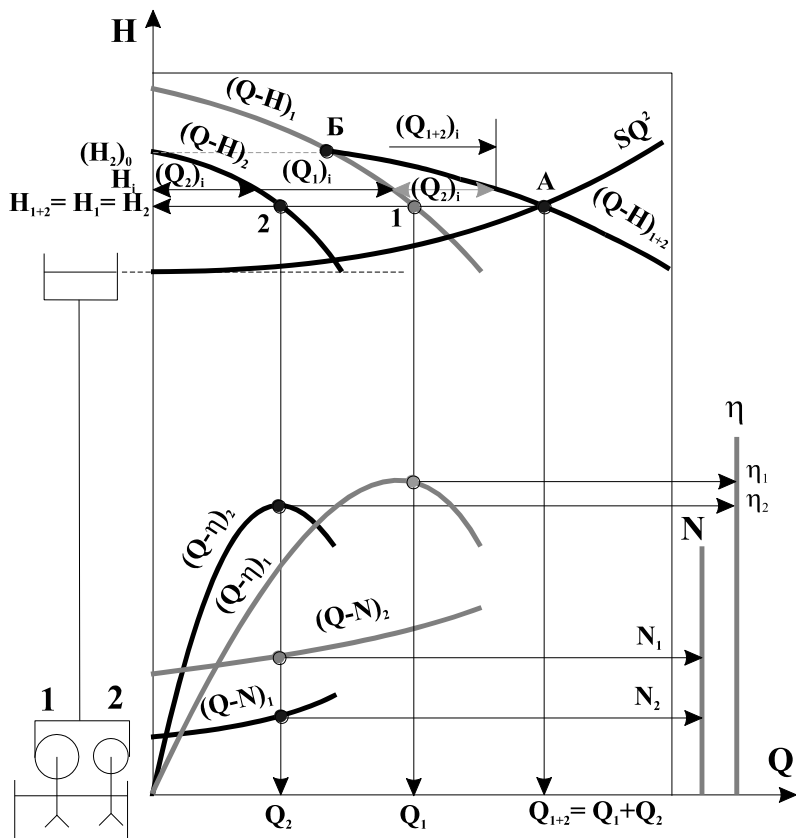


Рисунок 7.2 – Схема паралельної роботи двох різнотипних насосів

Як вихідні дані маємо характеристики кожного із насосів $(Q-H)_1$; $(Q-H)_2$; $(Q-\eta)_1$; $(Q-\eta)_2$; $(Q-N)_1$; $(Q-N)_2$ і характеристику трубопроводу SQ^2 .

Необхідно визначити, яку подачу і напір будуть створювати два цих насоси, працюючи паралельно на цей трубопровід. Крім того, слід визначити, в якому режимі буде працювати кожен із насосів, тобто визначити Q , H , η , N кожного із насосів при паралельній роботі.

Для розв'язання задачі в першу чергу потрібно 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 $(H_2)_0$.

Із рисунку 7.2, напір, що створює насос № 1, зменшується із збільшенням подачі. Випадку, коли напір насоса № 1 дорівнює величині $(H_2)_0$ (напору, який створює насос № 2 на закриту засувку), відповідає точка Б на характеристиці $(Q-H)_1$. Саме з цієї точки і необхідно починати побудову сумарної

характеристики. Сумарна характеристика будується шляхом додавання значень подач, які створюються кожним із насосів за однакових напорів. Графічно це зображується так. При напорі H_i проводиться пряма, паралельна осі абсцис (лінія рівних напорів). Визначається, яку подачу розвиває кожен із насосів при цьому напорі (точки перехрещення проведеної прямої з характеристиками (Q–H) насосів). Ці дві подачі $(Q_1)_i$ і $(Q_2)_i$ додаються, і отримана сума означає величину спільної подачі двох насосів при цьому напорі $(Q_{1+2})_i$. Отриману точку з координатами $(Q_{1+2})_i$, H_i наносять на графік. Таким чином отримують ряд точок при різних значеннях напору H_i . Через ці точки проводять плавну криву $(Q–H)_{1+2}$, яка і буде сумарною характеристикою двох насосів під час паралельної роботи. Перехрещення цієї кривої з характеристикою трубопроводу дає робочу точку системи (точка А). Опускаючи із 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.

Для визначення режиму роботи кожного із 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 із насосів (точки 1 і 2), а ці точки, в свою чергу, визначають усі параметри роботи насосів. Опускаючи із точки 1 перпендикуляр на вісь абсцис, отримуємо подачу насоса № 1 Q_1 . Перехрещення цього перпендикуляра з кривими $(Q–\eta)_1$ і $(Q–N)_1$ дає значення коефіцієнта корисної дії η_1 і потужності N_1 насоса №1. Опустивши такий же перпендикуляр із точки 2, отримуємо величини Q_2 , η_2 і N_2 .

За рисунком 7.2, напори обох насосів однакові:

$$H_1 = H_2 = H_{1+2}.$$

Крім того

$$Q_{1+2} = Q_1 + Q_2.$$

7.2.2 Паралельна робота кількох однотипних насосів на два водоводи

Необхідно визначити режим роботи системи, яка складається із трьох однотипних насосів, що працюють на два паралельні водоводи. Відомо характеристики насосів. Якщо насоси однотипні, то характеристики усіх трьох насосів співпадають. Відомо характеристики кожного із водоводів $S_a Q^2$ і $S_b Q^2$. На рисунку 7.3 зображено характеристики двох водоводів, які подають воду від насосної станції в спільний резервуар і мають різні коефіцієнти опору (наприклад, різні діаметри). Необхідно визначити режим роботи усієї системи в цілому, а також кожного із насосів і водоводів окремо. Крім того, потрібно проаналізувати різні варіанти роботи цієї системи (роботу одного, двох і трьох насосів на один і два водоводи).

Для аналізу різних варіантів роботи системи слід побудувати сумарні характеристики паралельної роботи двох і трьох насосів, а також, сумарну характеристику паралельної роботи двох водоводів.

Сумарні характеристики паралельної роботи 2–ох $(Q–H)_{1+2}$ і трьох $(Q–H)_{1+2+3}$ насосів будуємо так, як і в попередньому параграфі. Подвоюючи та потроюючи абсциси характеристики $(Q–H)_{1,2,3}$ за рівних напорів отримуємо дві

сумарні характеристики насосів.

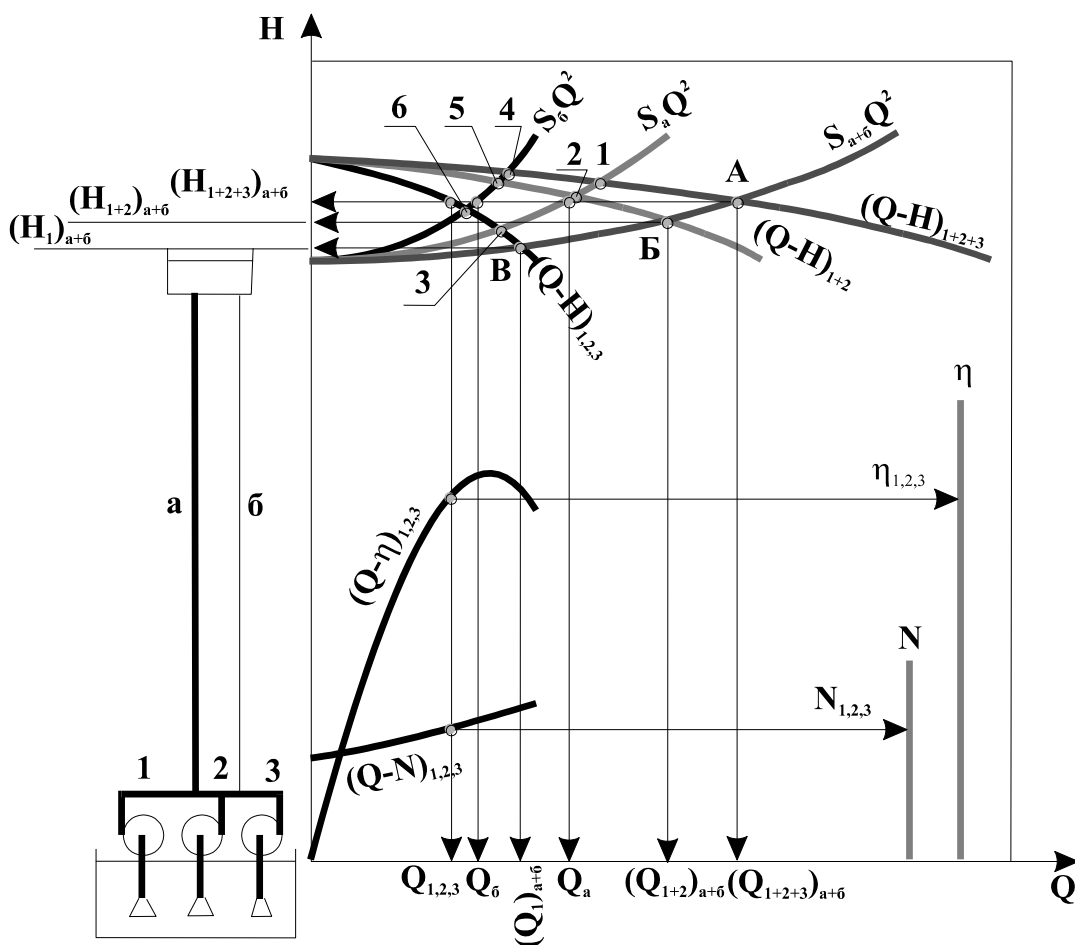


Рисунок 7.3 – Схема роботи трьох однотипних насосів на два різні водоводи

Принцип побудови сумарної характеристики паралельної роботи двох водоводів той же, що і при побудові сумарної характеристики насосів. За рівних напорів сумуються витрати з кожного із водоводів. Фізична сутність цієї побудови така. Характеристика трубопроводу показує, який напір потрібно створити на початку трубопроводу, щоб у ньому підтримувалася необхідна витрата. За допомогою характеристики трубопроводу можна розв'язати і зворотну задачу. Якщо відомо напір на початку трубопроводу, то за характеристикою цього трубопроводу можна визначити, яка витрата буде в трубопроводі при цьому напорі. Під час побудови сумарної характеристики використовується ця зворотна задача. Ми задаємося довільними значеннями напору на початку трубопроводів і визначаємо, яка витрата за цього напору буде на кожному із водоводів. За одночасної паралельної роботи водоводів сумарна витрата на двох водоводах за цього напору буде дорівнювати сумі витрат на кожному із водоводів. Задаючись різними величинами напорів, отримуємо ряд точок сумарної характеристики водоводів. Проводячи через ці точки плавну криву, отримуємо сумарну характеристику $S_{a+b}Q^2$ двох водоводів, які працюють паралельно.

Точка перехрещення сумарної характеристики водоводів і сумарної

характеристики трьох насосів (точка А) є робочою точкою системи, вона визначає усі параметри роботи системи:

- $(Q_{1+2+3})_{a+b}$ – подача трьох насосів при роботі на два водоводи;
- $(H_{1+2+3})_{a+b}$ – створюваний при цьому напір;
- Q_a і Q_b – витрати відповідно на водоводі a і на водоводі b ,
 $Q_a + Q_b = (Q_{1+2+3})_{a+b}$;
- $Q_{1,2,3}$ – подача кожного із насосів за їхньої паралельної роботи на два водоводи $Q_1 + Q_2 + Q_3 = (Q_{1+2+3})_{a+b}$;
- $N_{1,2,3}$ – потужність кожного із насосів;
- $\eta_{1,2,3}$ – коефіцієнт корисної дії кожного із насосів.

У випадку роботи двох насосів на два водоводи робочою точкою буде точка Б. Одночасно витрата в системі буде $(Q_{1+2})_{a+b}$, а напір – $(H_{1+2})_{a+b}$.

Під час роботи одного насоса на два водоводи робочою точкою буде точка В, а витрата і напір, відповідно $(Q_1)_{a+b}$ і $(H_1)_{a+b}$.

Якщо відключити водовод b і працювати трьома насосами тільки на водовод a , то робочою точкою буде точка 1. Під час роботи двох і одного насоса на водовод a робочими точками будуть, відповідно, точки 2 і 3.

Якщо відключити водовод a і працювати тільки на водовод b , то під час роботи трьох, двох і одного насоса робочими точками будуть, відповідно, точки 4, 5 і 6. Усі параметри роботи системи в цих випадках визначаються робочими точками і на рисунку не вказані, щоб не захаращувати креслення.

Якщо із роботи будуть виключатися тільки окремі ділянки водоводів, а не водоводи повністю (наприклад при наявності перемичок між водоводами), то сумарна характеристика водоводів у цих випадках буде займати проміжне положення між лініями $S_{a+b}Q^2$ і S_bQ^2 .

7.2.3 Нестійка робота насосів

Нестійка робота можлива в 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. 7.4, а). Спочатку, при $H_{\text{геом}} < H_0$ насос працює стабільно (наприклад, в точці 1). Якщо водночас витрата рідини, яку відбирає споживач із системи менша, ніж подає насос ($Q_{\text{спожив}} < Q_{\text{нас}} = Q_1$), то рівень води в напірній колоні почне підвищуватися, а подача насоса зменшуватися. Підвищення рівня води триватиме доти, доки 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 рости. Але це неможливо, тому що в насосі неможливо створити 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 висотою H_2 , і рідина починає рухатися у зворотному напрямі (якщо на напірному трубопроводі не

змонтовано зворотний клапан).

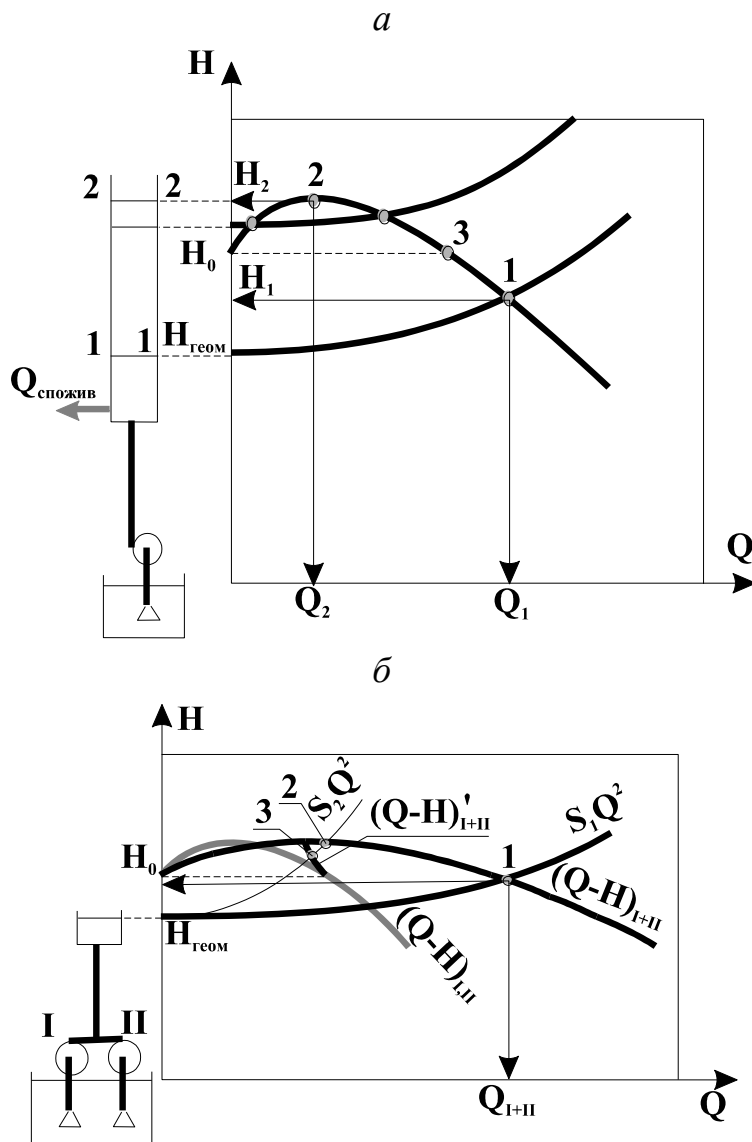


Рисунок 7.4 – Нестійка робота насосів
a – одного насоса; *б* – двох насосів при
 паралельній роботі

робочої точки до іншої.

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

Нестійка робота може виникати і під час паралельної роботи кількох насосів з нестабільними характеристиками (рис. 7.4, *б*). До того ж сумарна характеристика паралельної роботи насосів розгалужується і в нестабільній зоні має кілька гілок $(Q-H)_{I+II}$ та $(Q-H)_{I+II}'$.

На відміну від випадку роботи одного насоса з нестабільною характеристикою, коливальні процеси (помпаж) під час паралельної роботи можуть виникати і при $H_{\text{геом}} < H_0$, якщо характеристика трубопроводу (мережі) перетинає кілька гілок сумарної характеристики насосів (наприклад, в точках 2 і 3).

За наявності зворотного клапана він закривається, і насос буде працювати так, як при закритій засувці, не подаючи воду у систему. В обох випадках рівень води в напірній колоні почне знижуватися (відбір води споживачем із бака продовжується). Як тільки рівень знизиться до величини H_0 , насос знову почне подавати воду в систему. Одночасно його подача буде відповідати точці 3. Якщо режим роботи системи до цього часу не зміниться, то це явище повториться знову. Слід зазначити, що при рівнях води вищих за H_0 , характеристика трубопроводу буде перетинати характеристику насоса в двох точках (тобто система матиме дві можливі робочі точки). Це також призводить до нестійкої роботи насоса під час переходу з однієї

Під час аналізу сумісної паралельної роботи насосів з нестабільними характеристиками слід враховувати можливі зміни характеристики системи внаслідок зміни режиму споживання або інших причин, наприклад, дроселювання окремих ділянок мережі. Із рисунку 7.4, б зрозуміло, що за більш крутої характеристики трубопроводу S_2Q^2 нестійка робота насосів може виникати і при постійній висоті підйому води. Під час проектування і експлуатації насосів з нестабільними характеристиками необхідно забезпечити їх стійку роботу в системі.

7.2.4 Паралельна робота насосів, які встановлені на різних насосних станціях

Зустрічаються випадки паралельної роботи насосів, які встановлені на різних насосних станціях, або паралельної роботи цілих насосних станцій.

Принципи побудови сумарних характеристик паралельної роботи насосних станцій ті ж самі, що були вже розглянуті. Додають лише деякі деталі. По-перше, якщо на насосній станції працює кілька насосів, то доцільно спочатку побудувати сумарну характеристику роботи усієї насосної станції, а потім оперувати вже цією характеристикою. По-друге, слід враховувати втрати напору в 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 розташовуються у двох різних створах річки. В кожен водозабірний комплекс входить насосна станція першого підйому. Можна вважати, що рівень води біля обох насосних станцій однаковий. В першу чергу 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 наведена на рисунку 7.5.

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

До того як починати будувати сумарну характеристику двох насосних станцій, слід звести характеристики обох насосних станцій до спільної точки, де їх подачі зливаються (у даному випадку точка a). Для цього із напорів, створених насосною станцією, віднімають втрати напору у трубопроводі від насосної станції до спільної точки. У цьому випадку приводимо характеристику насосної станції № 2 до точки a . Для цього від 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 a .

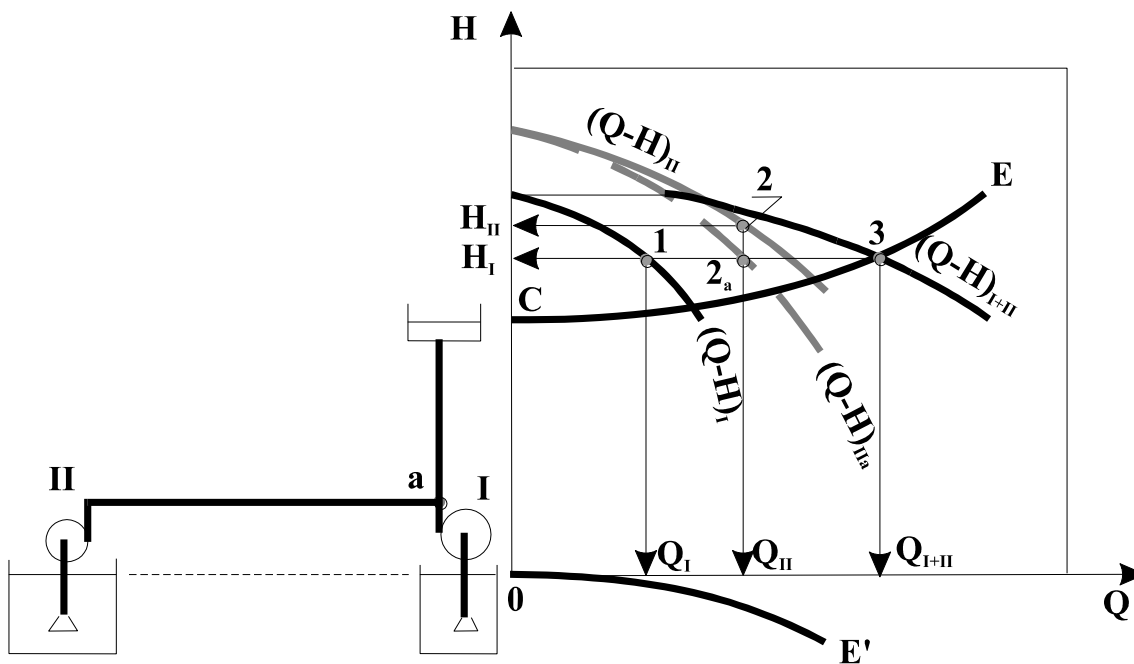


Рисунок 7.5 – Схема роботи насосних станцій, які працюють у паралельному режимі

Сумарну характеристику $(Q-H)_{I+II}$ отримуємо, складаючи абсциси кривих $(Q-H)_I$ і $(Q-H)_{IIa}$ за рівних напорів. Перехрещення сумарної характеристики із характеристикою трубопроводу С–Е дає робочу точку системи (точка 3). Абсциса точки 3 дає найбільшу можливу подачу Q_{I+II} під час 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} .

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

7.3 Послідовна робота насосів

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

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

Для побудови сумарної характеристики насосів, які працюють послідовно, необхідно додати ординати характеристик $Q-H$ цих насосів при однакових подачах. Тобто спільний напір, який створюють насоси під час послідовної роботи, дорівнює сумі напорів, які створюють окремі насоси. У

випадку послідовної роботи двох однакових насосів ординати характеристики $Q-H$ подвоюються.

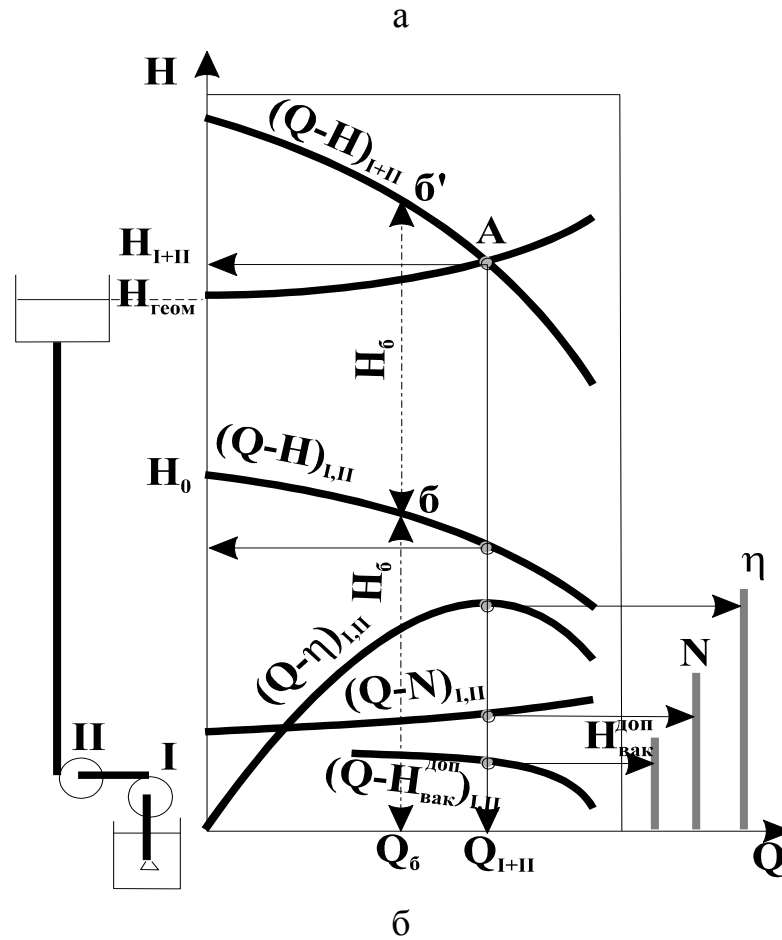


Рисунок 7.6 – Послідовна робота насосів:
а – при $H_{\text{геом}} > H_0$; б – при $H_{\text{геом}} < H_0$

На рисунку 7.6, а зображена сумарна характеристика послідовної роботи двох однакових насосів для випадку, коли кожен із них окремо не може підняти воду на потрібну висоту ($H_{\text{геом}} > H_0$).

Характеристику сумісної роботи двох насосів $(Q-H)_{I+II}$ отримано

подвоєнням ординат характеристики кожного із насосів (крива $(Q-H)_{I,II}$), наприклад, ординати H_b в точці b при подачі Q_b . Робоча точка системи (точка А) лежить на перехрещенні сумарної характеристики двох насосів з характеристикою трубопроводу.

Насоси вмикають послідовно і в тих випадках, коли один насос може подати воду в систему ($H_{геом} < H_0$), але не може забезпечити необхідну подачу. Побудова сумарної характеристики двох однакових насосів для такого випадку зображена на рисунку 7.6, б. За цим рисунком, послідовне включення насосів дозволяє збільшити не тільки напір, але і подачу води.

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

У практиці транспортування рідини на великі відстані при значних геометричних висотах підйому буває необхідно розміщувати насоси, які працюють послідовно, на значних відстанях один від одного (тобто влаштовувати станції підкачки).

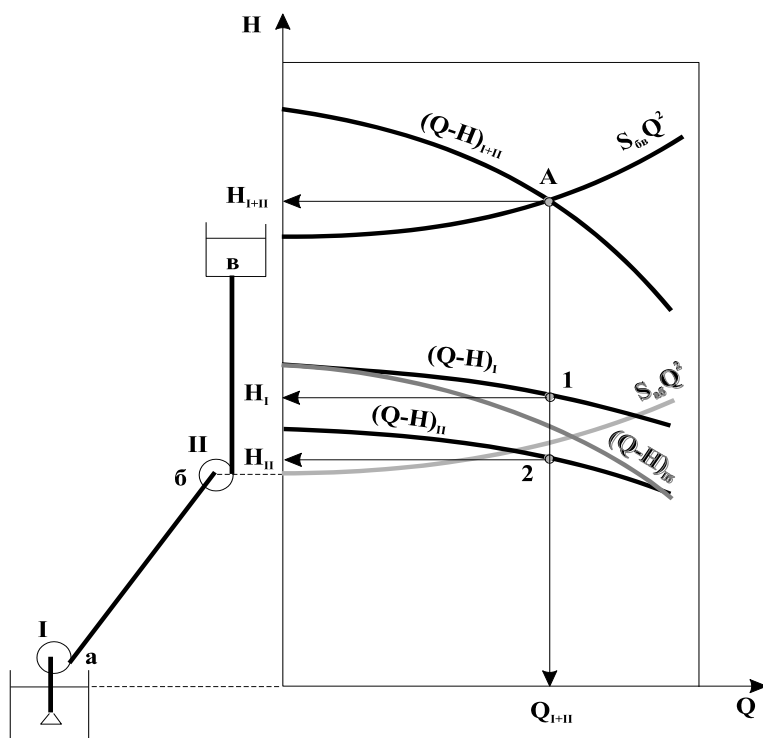


Рисунок 7.7 – Послідовна робота двох насосних станцій

Характеристику сумісної роботи у цьому випадку будують так, як зображено на рисунку 7.7. За заданих характеристик насосів $(Q-H)_I$ та $(Q-H)_{II}$ спочатку будують характеристику насоса I, приведену до точки b (точки, де трубопровід від насоса I підключений до насоса II). Для цього від ординат кривої $(Q-H)_I$ віднімають втрати напору в трубопроводі на ділянці ab , користуючись характеристикою цього трубопроводу (крива $S_{ab}Q^2$). Таким чином отримують характеристику насоса I, приведену до точки b $(Q-H)_{Ib}$. Потім ординати цієї кривої додають до ординат

характеристики насоса II і отримують сумарну характеристику сумісної 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 (точка А), яка визначить усі параметри роботи системи і окремих її елементів.

Якщо в точках I і II знаходяться не окремі насоси, а насосні станції з

кількома насосами, то замість характеристик одиночних насосів наносять сумарні характеристики цих насосних станцій, побудувавши їх окремо. Далі діють так, як щойно було розглянуто.

КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

1. Як коливання рівня води в усмоктувальному резервуарі впливає на режим роботи насоса?
2. Дайте 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 викликають такий процес?
5. Наведіть схему паралельної роботи насосів, які встановлені на різних насосних станціях.
6. Дайте визначення послідовної роботи насосів. Охарактеризуйте можливі випадки послідовної роботи насосів та насосних станцій.

ТЕМА 8 ДОБІР НАСОСІВ ДО ВІДПОВІДНИХ НАСОСНИХ СТАНЦІЙ

Конструкцій відцентрових насосів дуже багато, і не всі вони застосовуються у системах водопостачання та каналізації. Тому розглянемо тільки декілька конструкцій, які знайшли найширше застосування у цій галузі.

Заводи – виробники і конструкторські установи ведуть постійну роботу з удосконалення конструкцій насосів, підвищення їхнього ККД, надійності, збільшення терміну експлуатації. Тому деякі вузли і деталі щойно випущених насосів можуть відрізнятися від попередніх. Під час проектування, експлуатації і ремонту насосних установок слід користуватися новітніми каталогами насосів, а краще – технічною документацією заводів – виробників.

8.1 Консольні відцентрові насоси загального призначення

Консольні одноступеневі насоси – це найбільш поширений тип відцентрових насосів для подач 5–350 м³/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). Насоси на окремій опорі можна застосовувати для рідин з температурою до 105 °С. Вони можуть працювати як з розрідженням, так і з підпором у вхідному патрубку насоса (підпір не повинен перевищувати 0,2 МПа). Насоси типу К випускаються у двох виконаннях: уніфікованої серії (рис. 8.1) і насоси так званого старого типу (рис. 8.2).

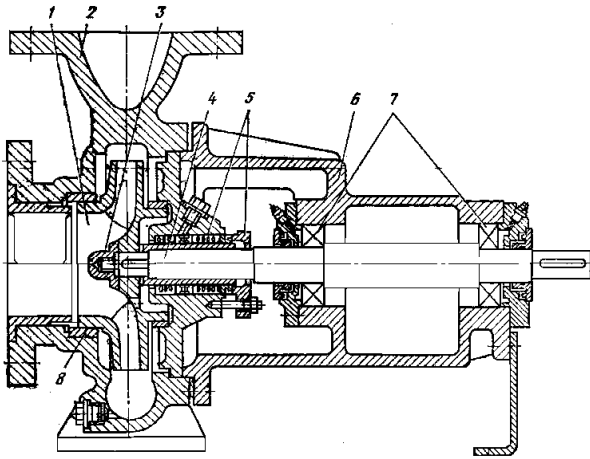


Рисунок 8.1 – Конструкція насоса типу К уніфікованої серії:

1 – робоче колесо; 2 – корпус; 3 – гайка;
4 – вал; 5 – сальник; 6 – опорний кронштейн; 7 – підшипники;
8 – ущільнююче кільце

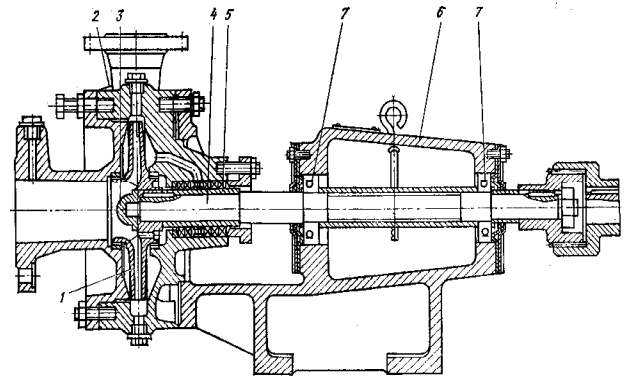


Рисунок 8.2 – Конструкція насоса К «старого типу»

1 – робоче колесо; 2 – корпус;
3 – гайка; 4 – вал; 5 – сальник;
6 – опорний кронштейн;
7 – підшипники

В насосах уніфікованої серії рідина підводиться горизонтально по осі насоса, відводиться вертикально вгору. Напірний патрубок виведено на вісь насоса. У насосів старого типу напірний патрубок виведено на край корпусу, і він може бути направленим не тільки вгору, але і горизонтально, і вниз.

Робоче колесо у насосів К – закритого типу і закріплене на валу за допомогою шпонки і гайки. Робочі колеса насосів потужністю до 10 кВт нерозвантажені, більше 10 кВт – розвантажені від осьових зусиль за допомогою спеціальних отворів у задньому диску робочого колеса і пояса на робочому колесі зі сторони вузла ущільнення.

У залежності від різновиду ущільнень валу насоси виробляють із сальниковим ущільненням і з торцевим ущільненням. Підшипники насосів типу К – шарикові, з масляним змащуванням.

Консольні насоси поставляються виробником, як правило, у виді агрегату, змонтованого на фундаментній плиті. Виняток становлять насоси з подачею більше 150 м³/год, які поставляються без фундаментної плити.

Насоси типу КМ виробляються також кількох модифікацій. На рисунку 8.3 зображено насос КМ уніфікованої серії. Робоче колесо насоса насаджене на подовжений вал електродвигуна. Корпус насоса кріпиться до фланця електродвигуна.

Великі насоси мають опорну плиту (рис. 8.3), 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 їх перевага.

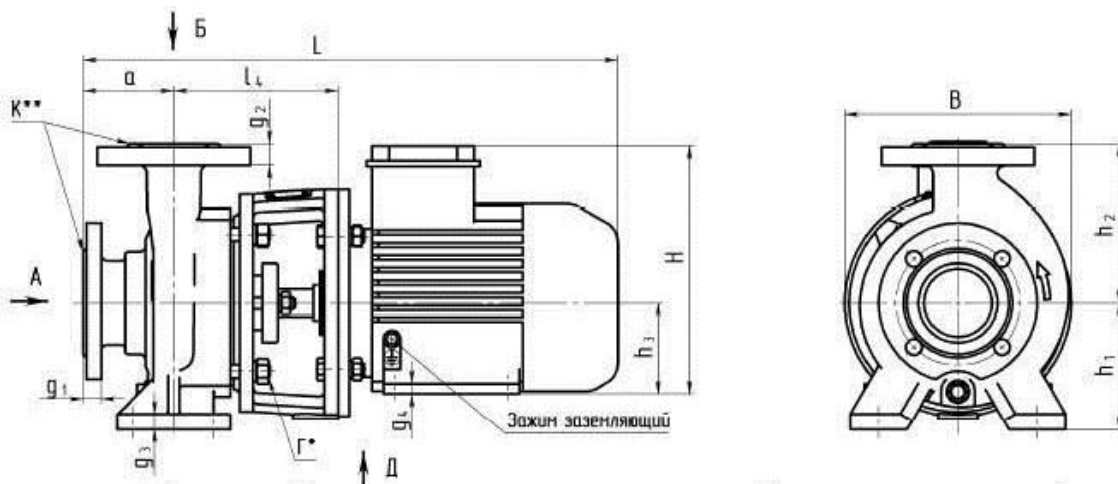


Рисунок 8.3 – Моноблочний насос типу КМ

Умовні позначення консольних насосів складаються із букв К або КМ (консольні або консольні моноблочні насоси), двох чисел (перше із них – це величина подачі насоса в $\text{м}^3/\text{год}$, а друге – напір насоса в метрах; і подача, і напір відповідають найбільшому ККД насоса). Якщо після напору стоїть маленька буква *a*, *b*, *v*, *z*, то це означає, що такий насос має обточене робоче колесо. Після напору можуть позначатися допоміжні позначення, які характеризують кліматичне виконання насоса та вимоги до місця його встановлення. Наприклад, марка насоса КМ 45/55 розшифровується так: консольний моноблочний насос має подачу $45 \text{ м}^3/\text{год}$ при напорі 55 м вод. ст. Якби у насоса було обточене робоче колесо, то після числа 55 у марці насоса стояла б додаткова буква.

Раніше марка консольних насосів складалася із трьох елементів: числа, букв та ще одного числа (наприклад 3К–6). За такого маркування перше число дорівнює діаметру усмоктувального патрубку насоса, вираженому в дюймах (щоб знайти діаметр в міліметрах, це число потрібно помножити на 25). Буква К підтверджує, що насос консольний. Друге число дорівнює коефіцієнту швидкохідності насоса, зменшеному в 10 разів і округленому. Одним із різновидів моноблочних насосів є, так звані, безопорні насоси. Вони монтується в трубопроводі на фланцях або на різьбових з'єднаннях, як трубопровідна арматура. На рисунку 8.4 зображена одна із конструкцій безопорного насоса. Такі насоси виробляє, наприклад, німецька фірма «Грундфос Віло».

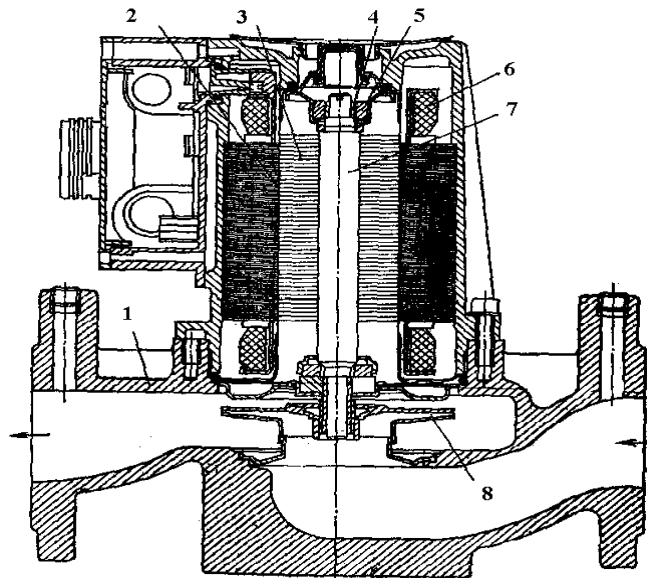


Рисунок 8.4 – Безопорний насос фірми «Грундфос Віло»:
 1 – корпус; 2 – герметизуючий екран; 3 – ротор; 4 – втулка валу; 5 – підшипник;
 6 – статор; 7 – вал; 8 – робоче колесо

За рисунком 8.4 ми можемо зробити висновок, що зображено моноблочний насос, корпус якого виконано так, що осі усмоктувального і напірного патрубків співпадають. Діаметри патрубків також однакові. Насоси з умовним проходом до 32 мм виробляють із різьбовими з'єднаннями (на накидних гайках). В нашій країні безопорні насоси застосовуються для систем водяного опалення.

8.2 Горизонтальні насоси двобічного входу

Насоси цього типу широко застосовуються в системах водопостачання і тепlopостачання. Вони одноступеневі і мають робочі колеса з двобічним входом: одна половина робочого колеса є дзеркальним відображенням другої. Конструкція цих насосів подана на рисунку 8.5.

Корпус, кришка корпусу і робоче колесо виготовлені із чавуну. Корпус розбирається в горизонтальній площині за віссю насоса. В нижній частині корпусу розміщені усмоктувальний та напірний патрубки, які направлені в протилежні сторони перпендикулярно осі насоса. Робоче колесо закріплене на сталевому валу захисними втулками і гайками. Для ущільнення і захисту корпусу, кришки і колеса від зношування на вході в робоче колесо встановлені захисні ущільнюючі кільця. В місцях проходу валу через корпус насоса з обох сторін робочого колеса вбудовано сальники з бавовняною набивкою, яка промочена масляно – графітною сумішшю. Кожен сальник має гідравлічне ущільнення, яке досягається підведенням води до сальника через трубку. Вал з робочим колесом обертається в шарикових підшипниках, які розміщено на виносних опорах. Ці опори відлиті як одне ціле з корпусом насоса. Підшипники радіальні, з масляним змащуванням.

Осьові зусилля, в основному урівноважуються двобічним входом рідини

на робоче колесо. Невеликі залишкові зусилля сприймаються опорними шариковими підшипниками.

Вал насоса обертається проти годинникової стрілки, якщо визначати з боку двигуна. До того ж усмоктувальний патрубок знаходиться зліва. За спеціальним замовленням насоси можуть виготовлятися і з протилежним напрямком обертання.

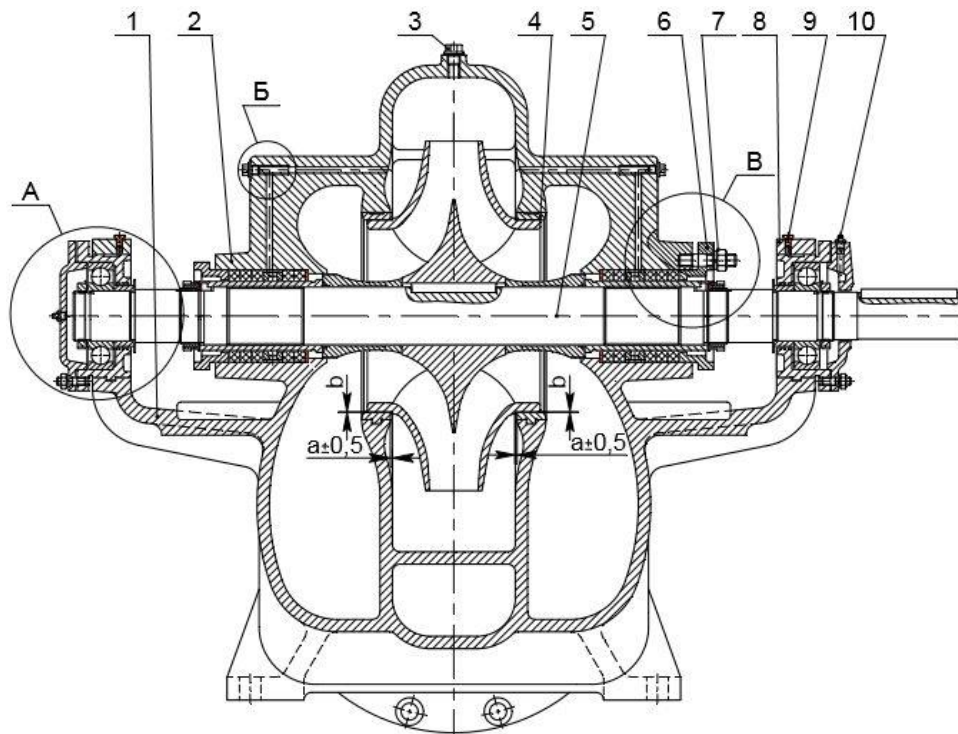


Рисунок 8.5 – Насос типу Д з двобічним підведенням води до робочого колеса

- 1 – корпус; 2 – кришка корпусу; 3 – пробка;
 4 – ущільнюоче кільце; 5 – вал насосу; 6 – кришка сальника;
 7 – гайка; 8 – скоба підшипникового вузла; 9 – пробки отворів для контролю нагрівання підшипників вузлів; 10 – кришка підшипника

Промисловість випускає одноступеневі відцентрові насоси двобічного входу типу Д з подачами 200–12 500 м³/год і напорами 12 – 130 м вод. ст.

Переваги насосів марки Д насосів марки К такі: двобічний підвід 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 Д 6 300/80 – УЗ розшифровується так: насос двобічного підводу рідини до робочого колеса з подачею 6 300 м³/год і напором 80 м, призначений для експлуатації в помірного кліматі і для установки в приміщенні. Якщо після числа, яке означає напір насоса, стоїть буква а або б, то це означає, що у цього насоса робоче колесо обточене. Якщо після напору стоїть буква о, то це означає, що частота обертання робочого

Насоси такого типу позначають буквою В, а марка насоса включає в себе діаметр напірного патрубку в мм, подачу і напір насоса, а також відомості про робоче колесо, кліматичне виконання та вимоги до розміщення. Наприклад, марка насоса 1 000В–4/40–УЗ розшифровується так: вертикальний відцентровий насос для умовно чистої води, має діаметр напірного патрубку 1 000 мм, розвиває подачу 4 м³/с при напорі 40 м вод. ст. з базовим робочим колесом за номінальної частоти обертання. Кліматичне виконання – для помірного клімату. Насос слід розміщувати в приміщенні. Якщо після числа, яке означає напір насоса, стоїть цифра I, II, III, або буква А, то це означає, що у цього насоса робоче колесо відрізняється від базового (наприклад, обточене)

Якщо після напору стоїть буква О, то це означає, що частота обертання робочого колеса відрізняється від номінальної, а якщо М – то насос обладнано двохшвидкісним двигуном.

Корпус вертикального насоса сталевий спіральний з верхньою кришкою. У насосів 1 200 В і 1 600 В корпус із двозавитковим спіральним відводом, а у решти – з тризавитковим. Корпус насоса кріпиться лапами на дві фундаментні плити і закріплюється анкерними болтами.

Насоси, починаючи із 1 200 В і більші, після встановлення заливаються бетоном до горизонтальної осі або до кришки корпусу.

На верхній кришці корпусу кріпиться спрямовуючий підшипник та вузол сальникового ущільнення валу.

Для приводу насосів типу В застосовуються вертикальні електродвигуни. З'єднання валу насоса з валом двигуна жорстке, фланцеве, через трансмісійний вал. Якщо довжина трансмісійного валу перевищує 3 метри, то встановлюють проміжні спрямовуючі підшипники, які кріплять на вертикальній фермі. Осьові зусилля і вага ротора сприймаються п'ятою електродвигуна.

Кавітаційний запас насосів типу В складає 8–14 метрів. Тому найчастіше ці насоси слід ставити під залив. До таких насосів воду підводять знизу. Тому підземна частина будівлі насосної станції з насосами В найчастіше має одне із двох конструктивних вирішень. На одному із них воду до насоса подають металічною колінчатою трубою, насос встановлюють на стовпчатих фундаментах, а усмоктувальні та напірні труби знаходяться в сухому приміщенні і доступні для догляду. Така схема будівлі застосовується на насосах до 1 000 В. На більших насосах колінчата труба, яка підводить воду до насоса, розміщується в бетонному блоці, що є основою усієї будівлі, а в приміщенні знаходяться тільки напірні труби.

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

Насоси типу В виготовляються багатьох типорозмірів з подачами 1,0–25 м³/с і напорами 22–110 м вод. ст. Насоси 600 В – 1,6/100 і 800 В – 2,5/40 виготовляються серійно, а більші – за індивідуальним замовленням.

8.4 Багатоступеневі горизонтальні насоси

Багатоступеневі насоси розвивають високі напори при відносно невеликих подачах. Промисловість випускає два типи таких насосів. Перший тип – відцентрові багатоступеневі секційні насоси з робочими колесами однобічного входу з вертикальними торцевими роз’ємами корпусу. Ці насоси позначаються буквами ЦНС. Другий тип – відцентрові багатоступеневі насоси спірального типу з робочими колесами однобічного входу, які згруповано попарно назустріч один одному. Ці насоси мають горизонтальний роз’єм корпусу і позначаються буквами ЦН. Різновидом насосів другого типу є відцентрові багатоступеневі насоси з горизонтальним роз’ємом корпусу і з першим робочим колесом двобічного входу. Решта робочих колес – одностороннього входу, які згруповано попарно назустріч один одному. Якщо воду примусити проходити послідовно через кілька колес, які змонтовано в одному корпусі насоса, то напір насоса буде дорівнювати сумі напорів послідовно розміщених колес, які пропускають одну і ту ж подачу. На рисунку 8.7 подано схеми руху рідини через робочі колеса багатоступеневих насосів різного типу.

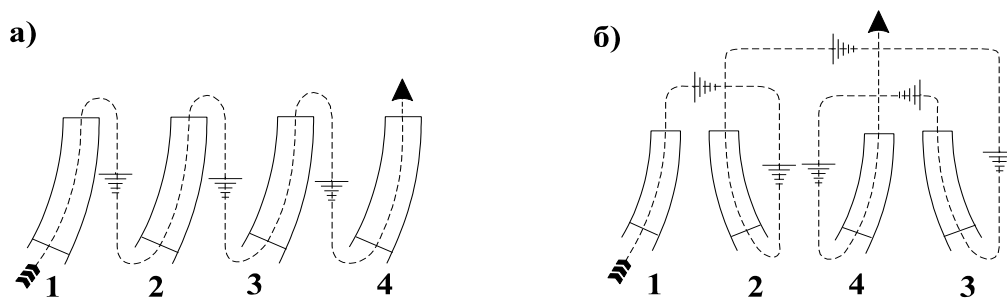


Рисунок 8.7 – Схеми руху рідини в багатоступеневих насосах:
а – в насосах типу ЦНС; б – в насосах типу ЦН

На рисунку 8.8 зображено розріз чотирьохступеневого (чотирьохколесного) секційного насоса.

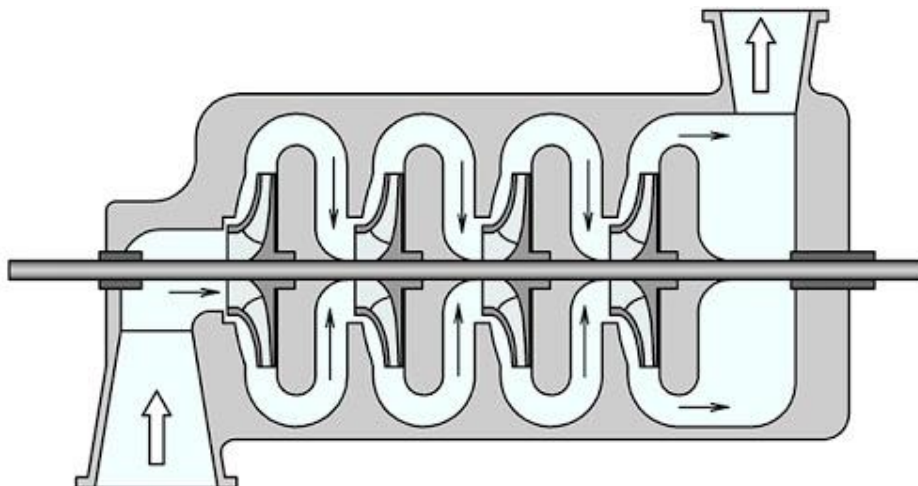


Рисунок 8.8 – Розріз багатоступеневого насоса

Секційні насоси мають вертикальний торцевий роз'єм корпусу і складаються із окремих секцій, які стягуються шпильками. Демонтаж таких насосів під час профілактичних оглядів та під час ремонту дуже незручний. Він вимагає більших затрат часу, ніж демонтаж насосів К, тому що, крім роз'єднання з трубопроводами доводиться розбирати підшипники і сальники.

Вода з одного робочого колеса на друге відводиться за допомогою лопаток спрямовуючого апарата. Напрямок початку цих лопаток співпадає з напрямком абсолютної швидкості рідини на виході із робочого колеса. Потім по спеціальному каналу вода підводиться до вхідного отвору наступного робочого колеса. Від останнього робочого колеса вода відводиться в напірний патрубок насоса.

Секційність насоса дозволяє за однієї і тієї ж подачі змінювати напір насоса, міняючи кількість секцій. До того ж будуть змінюватися довжини вала, шпильок і трубки відводу води від гідравлічної п'яти.

На рисунку 8.9 зображено багатоступеневий відцентровий насос марки ЦНС.

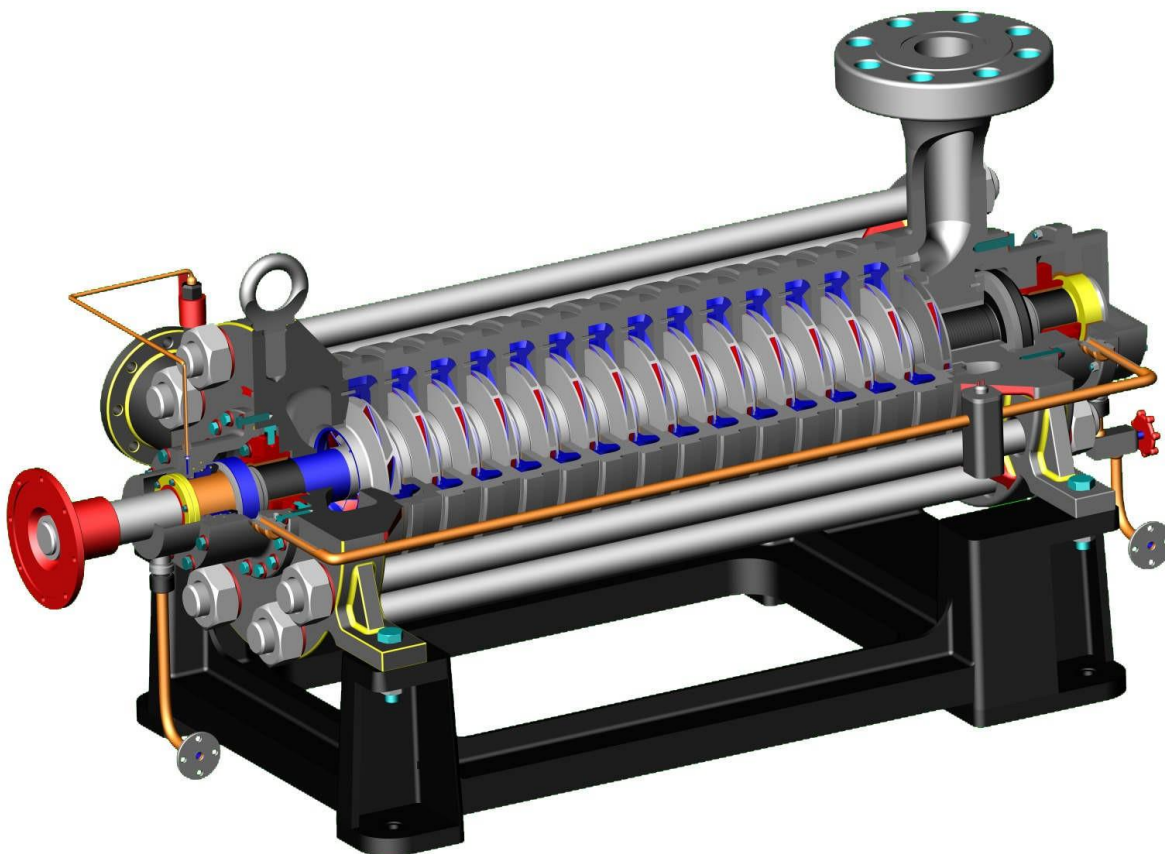


Рисунок 8.9 – Відцентровий насос марки ЦНС

Нерівні площі бокових поверхонь робочих колес (переднього і заднього дисків) є причиною виникнення осьових зусиль, які направлені в сторону усмоктування. Ці зусилля сприймаються спеціальною гідравлічною п'ятою. Вода від останнього робочого колеса подається через щілину (19) в гідравлічну

п'яту, і створюється протитиск осьовим зусиллям. Від п'яти в одних насосах вода відводиться для ущільнення сальників, а потім попадає в усмоктувальну трубу, в інших насосах, де є спеціальний підвід води для ущільнення сальників, вода від гідравлічної п'яти одразу виходить в усмоктувальний трубопровід або назовні.

Гідравлічна п'ята – важливий пристрій, який вимагає старанного догляду. Неполадки в його роботі можуть вивести із ладу весь насос.

Обертаюче зусилля електродвигуна передається насосу через пружну дискову втулочно-пальцеву муфту, яка складається із двох напівмуфт. Обидві напівмуфти з'єднуються між собою циліндричними сталевими пальцями з надітими на них гумовими втулками. Ці пальці жорстко закріплюються в напівмуфті електродвигуна і вставляються в отвори напівмуфти насоса.

Насоси типу ЦНС призначені для умовно чистої неагресивної води із вмістом механічних домішок до 0,1 % маси і з розмірами твердих часток до 0,1 мм або рідин, які подібні до води за в'язкістю та хімічною активністю.

Секційні насоси мають подачу 8–850 м³/год, а за створюваним напором поділяються на нормальні і високонапірні. Насоси нормальної групи створюють напір від 50 до 144,0 метрів, а високонапірної – від 600 до 1 900 м вод. ст.

В позначення марки насоса, крім букв, входять два числа, які характеризують подачу і напір насоса при максимальному ККД. Наприклад, марка насоса ЦНС180-212 (6МС-7×5) розшифровується так: відцентровий (в російській мові «центробежный») насос секційний з подачею 180 м³/год при напорі 212 м вод. ст. Якщо після букви С в позначенні марки насоса розміщена буква Г, то це означає, що насос для гарячої води (в деяких марках буква Г означає, що насос призначений для брудної (грязної) води). Якщо після букви С стоїть буква К, то такий насос призначений для кислої води, а якщо буква М – це насос для роботи на маслі. В дужках наведена марка того ж насоса за попереднім стандартом. В ній 6 – діаметр вхідного патрубку в дюймах (6 дюймів ≈ 150 мм), МС – багатосекційний («многосекционный») насос, 7 – коефіцієнт швидкохідності, зменшений у 10 разів і округлений, 5 – кількість секцій.

До недоліків багатосекційних насосів, крім названих раніше, відносять такі: наявність великих осьових зусиль, відносно низький ККД (0,6–0,75) і неможливість обточування робочих колес (це викликано наявністю спрямовуючих апаратів). До переваг – їх малі габарити при високих напорах.

Багатоступеневі насоси спірального типу марки ЦН конструктивно більш досконалі і мають більш високий ККД, ніж секційні насоси. Вони мають горизонтальний (осьовий) роз'єм корпуса і робочі колеса, які розміщені попарно назустріч один одному (дивися рис. 8.7, б).

На рисунку 8.10 зображена конструкція насоса марки ЦН, який має 4 робочих колеса. Кришка (12) знімається, як у насосів типу Д, і ротор насоса можна витягати. Вода від першого робочого колеса (9) по внутрішньому каналу (10) переходить на друге робоче колесо (11), з нього по каналу (18) – на третє робоче колесо (14), а потім, через інший внутрішній канал (10) – на четверте

робоче колесо (13). Далі по спіральному каналу вода надходить в напірний патрубок (19). Підвід води до робочих колес спіральний, як у насосів з двобічним входом.

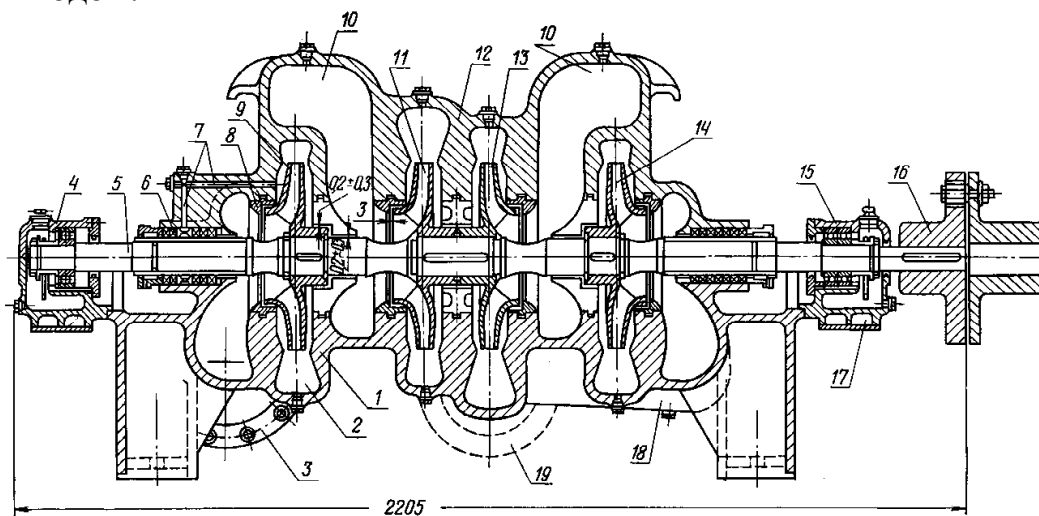


Рисунок 8.10 – Розріз чотирьохступеневого насоса типу ЦН:

1 – корпус; 2 – спіральний відвід; 3 – вхідний патрубок; 4 – підшипник; 5 – вал; 6 – сальник; 7 – канали для підведення води на гідравлічне ущільнення; 8 – захисне ущільнююче кільце; 9, 11, 13, 14 – робочі колеса; 10 – перетічні канали; 12 – кришка насоса; 15 – підшипник; 16 – муфта; 17 – канали для охолодження підшипників; 18 – канал в корпусі насоса для перетікання води від другого (11) до третього колеса (14); 19 – вихідний патрубок

Гідравлічне ущільнення (вода підводиться трубкою (7)) влаштовується тільки у першому робочому колесі, щоб не порушувався вакуум. На вході в третє робоче колесо гідравлічне ущільнення не потрібне, тому що там уже створено значний тиск.

Урівноваження осьових зусиль, в основному, досягається взаємно протилежним розміщенням робочих колес, а залишкові та випадкові осьові зусилля сприймаються радіально-опорним підшипником (15). Вхідний і вихідний патрубки направлені в різні сторони (як у насосів типу Д) і розміщені в корпусі нижче валу, що полегшує монтаж та демонтаж насоса.

Нарівні з перевагами (високий ККД, осьовий роз'єм корпусу, можливість обточування робочих колес, урівноваження осьових зусиль), насоси цього типу мають і недоліки: вони громіздкі, мають складну форму корпусу, великі габарити, високу вартість.

Позначення марки насосів ЦН аналогічне позначенню насосів ЦНС. Наприклад, марка насоса ЦН 400–210–У3 розшифровується так: відцентровий («центробежный») насос має подачу 400 м³/год при напорі 210 м вод. ст. Буква У позначає кліматичне виконання, а цифра 3 – вимоги до розміщення. Якщо після числа, яке позначає напір, додається буква а або б, то це свідчить про обточку робочих колес.

Насоси типу ЦН часто застосовуються як конденсатні на теплових електростанціях.

8.5 Насоси для стічних вод

Каналізаційні насоси призначені для транспортування побутових і виробничих стічних вод, а також інших забруднених рідин з рН = 6–8,5 та густиною до 1 050 кг/м³ і вмістом твердих абразивних часток розміром до 5 мм не більше 1 % за об'ємом. 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 (занурені);
- ЭЦК – електронасоси відцентрові каналізаційні (занурені);
- ЦМФ – відцентрові моноблочні фекальні (занурені);
- ГНОМ – для брудної води, насоси одноступеневі моноблочні (занурені).

Виробляються також насоси для специфічних рідин. Деякі з них будуть розглянуті в наступних параграфах.

Насоси для стічних вод мають більші прохідні канали, вони гарантують безперебійну роботу під час подачі забруднених рідин. З цією метою робочі колеса таких насосів виготовляють з невеликою кількістю (2–4) лопаток заокругленої форми. Крім того, в корпусі насоса роблять спеціальні отвори з кришками (люками) для огляду і прочистки насосів.

На рисунку 8.11 показано розріз горизонтального одноступеневого насоса типу СД. Насос консольного типу з однобічним осьовим підводом рідини. Опора насоса зроблена у вигляді кронштейна (9), до фланця якого прикріплено корпус (4) із кришкою (1). В корпусі розміщено робоче колесо (3), яке насаджене на вал (8) і закріплене гайкою (5). Вал обертається в підшипниках (7) і (10). Для ущільнення вала в місті проходу через корпус передбачено сальник (6). Для ущільнення зазору між корпусом і робочим колесом встановлено з'ємне ущільнююче кільце (2). Для охолодження, промивки і гідравлічного ущільнення сальника до нього із стороннього джерела підводиться чиста вода. Цю воду слід подавати під тиском на 0,03–0,05 МПа (0,3–0,5 атм) більше, ніж тиск в напірному патрубку насоса.

Горизонтальні насоси СД випускають з подачами до 2 500 м³/год. В позначеннях марки насосів типу СД, СМ і СМС після букв, які розшифровано раніше, наводяться подача (в м³/год) і напір (в метрах) насоса при максимальному ККД. Якщо після напору в марці насоса стоїть буква а або б, то це значить, що робоче колесо обточене.

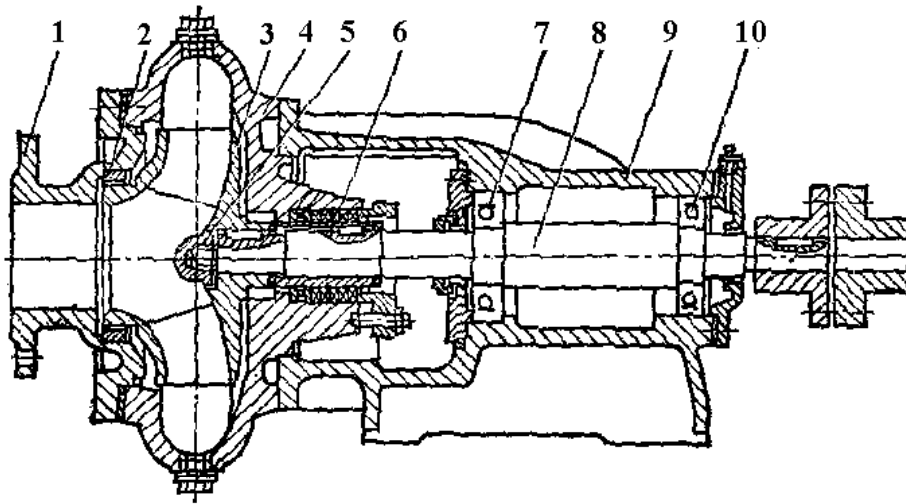


Рисунок 8.11 – Розріз каналізаційного насоса типу СД:

- 1 – вхідний патрубок; 2 – захисне ущільнююче кільце; 3 – робоче колесо;
 4 – корпус; 5 – гайка; 6 – сальник; 7, 10 – підшипники; 8 – вал;
 9 – опорний кронштейн

Вертикальні насоси СДВ випускають для подач більше 2 500 м³/год. За конструкцією вони подібні до вже розглянутих водопровідних вертикальних насосів. Корпус насоса виготовлюється з роз'ємом в горизонтальній площині. Рідина до насоса підводиться в осьовому напрямі знизу. Насоси СДВ, подібно до насосів СД, мають розширені проточні канали. Чиста вода для ущільнення сальників також подається із стороннього джерела. Насос і двигун встановлюються на окремих фундаментах. Осьові зусилля і вага рухомих частин насоса і двигуна сприймається п'ятою електродвигуна, яку розміщено в масляній ванні.

Великі вертикальні насоси для стічних вод мають подачу до 9 000 м³/год.

Останнім часом усе більше використовуються *занурені насоси для забруднених рідин*, у тому числі і для стічних вод. Це насоси типів ЦМК, ЭЦК, ЦМФ і ГНОМ.

На рисунку 8.12 зображено насос типу ЦМК. Це занурений моноблочний агрегат із вбудованим електродвигуном, який загерметизовано від попадання в нього стічної рідини. Насосна частина агрегату – це одноступеневий відцентровий насос з двохлопасним робочим колесом, яке закріплено на консольно виступаючому валу електродвигуна.

Робоче колесо закритого типу. Між зоною усмоктування та зоною нагнітання передбачено лабіринтне ущільнення.

Насоси ЦМК комплектуються спеціальним пристроєм для автоматичного його стикування з напірним трубопроводом. Це дозволяє демонтувати насос у разі 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 перекачування забрудненої води (в тому числі і стічної) останнім часом найчастіше застосовують насоси типу ГНОМ (рис. 8.13).

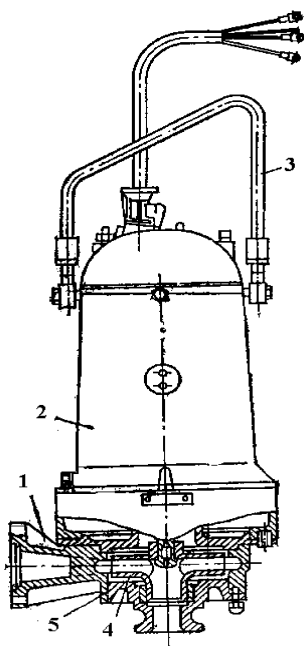


Рисунок 8.12 – Занурений насос ЦМК:
1 – напірний патрубок; 2 – електродвигун;
3 – ручка; 4 – робоче колесо; 5 – корпус

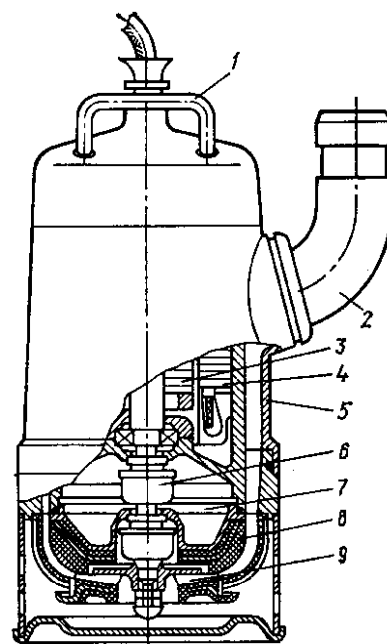


Рисунок 8.13 – Занурений насос
ГНОМ:
1 – ручка; 2 – напірний патрубок; 3 – ротор; 4 – статор електродвигуна; 5 – корпус насоса; 6 – торцьове ущільнення; 7 – камера розділення; 8 – прогумований відвід; 9 – робоче колесо.

Робоче колесо насоса типу ГНОМ напіввідкрите (без переднього диску), консольно закріплене на валу електродвигуна. Електродвигун спеціального виконання асинхронний з короткозамкненим ротором. Ротор обертається в двох шарикопідшипниках, які встановлено в верхній і нижній кришках. Між робочим колесом і нижнім підшипником розташована масляна камера з вузлом ущільнення. Масло в камері призначено для змащування і охолодження пар тертя торцьових ущільнень. Воно ж запобігає проникненню брудної рідини, що перекачується, в електродвигун. Наявність масляної камери дещо ускладнює експлуатацію насоса типу ГНОМ у порівнянні з експлуатацією насосів типу ЦМК.

Рідина, яку перекачує насос, засмоктується робочим колесом і подається в кільцеву щілину між електродвигуном і корпусом. Далі рідина потрапляє в напірний патрубок і нагнітається через гумовий рукав. Насоси типу ГНОМ можуть транспортувати рідину густиною до 1250 кг/м^3 при вмісті твердих механічних домішок розміром до 5 мм не більше 10 % за масою. Стандартом передбачено випуск насосів типу ГНОМ з подачею до $400 \text{ м}^3/\text{год}$, але на

сьогодні промисловість виробляє їх тільки до 100 м³/год.

Занурені насоси можна установлювати безпосередньо в приймальних камерах, резервуарах стічних вод тощо без спеціальних приміщень насосних станцій.

За кордоном занурені насоси для стічних вод набули розповсюдження. Наприклад, німецька фірма «Флюгт» випускає цілий ряд типорозмірів занурених насосів для стічних вод (з подачами до 4 000 м³/год). Застосування занурених насосів для транспортування стічних вод дозволяє суттєво зменшити розміри насосних станцій і, як наслідок, зменшити їхню вартість.

8.6 Ґрунтові, піскові та шламкові насоси

Ґрунтові насоси (землесоси) призначені для транспортування гравійних, пісочно-гравійних, шлакових, попелешлакових та інших абразивних гідросумішей. Вони випускаються з подачами до 8 000 м³/год.

Ґрунтові насоси випускаються однокорпусними – типів ГрК і ГрАК (рис. 8.14), або двокорпусними – типів ГрТ і ГрАТ (рис. 8.15).

У однокорпусних ґрунтових насосах деталі проточної частини футеровані абразивно стійким матеріалом на органічній основі. У двокорпусних насосах виготовляється внутрішній захисний корпус із стійкого матеріалу з метою протидії зношуванню металу. Цей корпус можна замінити.

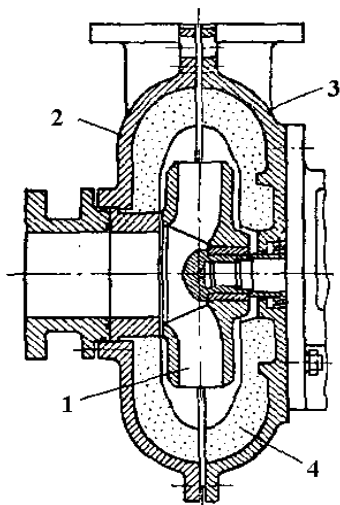


Рисунок 8.14 – Однокорпусний ґрунтовий насос:

1 – робоче колесо; 2 – передня половина корпусу; 3 – задня половина корпусу; 4 – корундова футеровка корпусу;

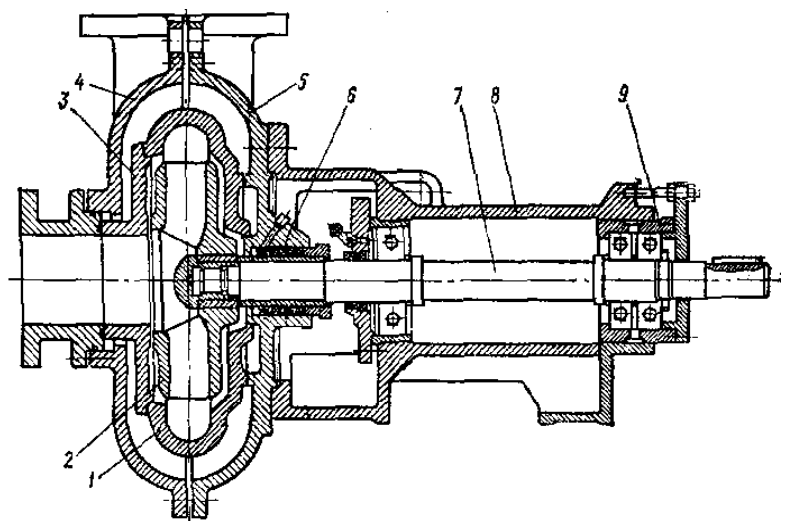


Рисунок 8.15 – Двокорпусний ґрунтовий насос:

1 – внутрішній корпус; 2 – робоче колесо; 3 – захисний диск; 4 – передня половина корпусу; 5 – задня половина корпусу; 6 – сальник; 7 – вал; 8 – опорний кронштейн; 9 – стакан для регулювання осьового переміщення

Грунтові насоси – це горизонтальні насоси консольного типу з роз’ємним корпусом (роз’єм – у площині, перпендикулярній осі ротора). У ґрунтових насосах можливе регулювання зазору між корпусом і робочим колесом.

У насосів типу ГрУ збільшені на 25 % розміри каналів проточної частини у порівнянні з номінальними.

Піскові насоси призначені для транспортування продуктів збагачення руд і глиноземного виробництва, піскових та інших абразивних гідросумішей.

Випускають горизонтальні й вертикальні піскові насоси. До горизонтальних відносяться насоси таких типів: П – з осьовим входом; ПБ – з бічним входом; ПК – з осьовим входом. Деталі проточної частини цих насосів вкриті абразивно стійким матеріалом на органічній основі; ПР – з осьовим входом. Деталі проточної частини цих насосів вкриті гумою, поліуретаном або стійким щодо зношування металом. За конструкцією горизонтальні піскові насоси аналогічні ґрунтовим насосам. Серійно виробляються горизонтальні піскові насоси з подачею до 400 м³/год.

До вертикальних належать насоси таких типів:

– ПВП – пісковий, вертикальний, занурений («погружной») з осьовим входом;

– ПКВП – пісковий, вертикальний, занурений. У цих насосах деталі проточної частини футеровані стійким матеріалом на органічній основі;

– ПРВП – насос, аналогічний попередньому, тільки деталі проточної частини вкриті гумою, поліуретаном або стійким металом.

Серійно виробляються вертикальні піскові насоси з подачею до 265 м³/год. Вони призначені для роботи у зануреному стані. До того ж електродвигун повинен знаходитися над водою. Глибина занурення не повинна перевищувати 0,6 м (до горизонтального роз’єму корпусу).

Електродвигун насоса встановлюється на верхньому фланці опори насоса і з’єднується з валом пружною муфтою. Такі насоси зручні, наприклад, під час заміни піскового завантаження фільтрів на водопровідних станціях.

Шламкові насоси призначені для транспортування шламів (шлам – це гідросуміш, яка містить окалину, дрібні частки металів тощо) здебільшого на металургійних виробництвах. Вони мають такі позначення: Ш – шламовий горизонтального типу і ВШ – вертикальний шламовий. Шламкові насоси виробляють з подачами 150–560 м³/год.

8.7 Насоси для хімічно активних рідин

Насоси цієї групи призначені, в основному, для хімічної промисловості. В системах водопостачання і каналізації такі насоси застосовують для транспортування розчинів різних реагентів. Застосовують їх і для транспортування виробничих стічних вод, які агресивні до чорних металів.

Відцентрові насоси для хімічно активних рідин за конструкцією можуть бути горизонтальними і вертикальними, з однобічним і двобічним підведенням рідини, одноступеневими і багатоступеневими. Ці конструктивні ознаки не є головними для таких насосів. Головною є характеристика рідини, для якої

призначено насос. Наведемо основні типи хімічних насосів, які виробляє промисловість країн СНД (абразивно-хімічні насоси):

- АХ – відцентрові абразивно-хімічні консольні;
- АХО – абразивно-хімічні з підігрівом («обогреваемые»);
- АХП – абразивно-хімічні занурені («погружные»);
- АХПО – абразивно-хімічні занурені з підігрівом;
- ДХ і ХД – відцентрові насоси, хімічні, горизонтальні з двобічним входом у робоче колесо;
- ТХ – відцентрові насоси хімічні, горизонтальні, консольні;
- ТХИ – відцентрові хімічні занурені насоси;
- Х – відцентрові хімічні консольні насоси;
- ХБ – відцентрові хімічні багатоступеневі насоси;
- ХВС – відцентрові хімічні вертикальні консольні самоусмоктувальні насоси;
- ХИ – відцентрові хімічні вертикальні занурені насоси;
- ХМ – відцентрові хімічні моноблочні насоси;
- ХО – відцентрові хімічні консольні насоси з підігрівом;
- ХП – відцентрові хімічні занурені насоси;
- ХРО – відцентрові хімічні насоси з підвищеним тиском на вході і з охолодженням;
- ЦГ – відцентрові герметичні вибухозахищені насоси;
- АСВН – агрегат самоусмоктувальний вихровий одноступеневий горизонтальний;
- АСЦД – агрегат самоусмоктувальний відцентрово-вихровий двоступеневий горизонтальний.

Додаткові букви А, К, Е, И, Л, Д, Т – характеризують виготовлення насоса за матеріалом проточної частини. Додаткові позначки С, СД, 2Г, Щ – характеризують виготовлення насоса за видом ущільнення валу. Букви а, б означають обточене робоче колесо.

8.8 Свердловинні відцентрові насоси

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

Занурені насосні агрегати ЕЦВ. Сьогодні це найбільш поширений тип водяних насосів для свердловин. Такі насоси випускаються для свердловин діаметром 100–400 мм.

Свердловинна насосна установка (рис. 8.16) складається із відцентрового насоса, зануреного електродвигуна, електрокабеля, водопідіймального трубопроводу, обладнання оголовка свердловини і системи автоматичного управління.

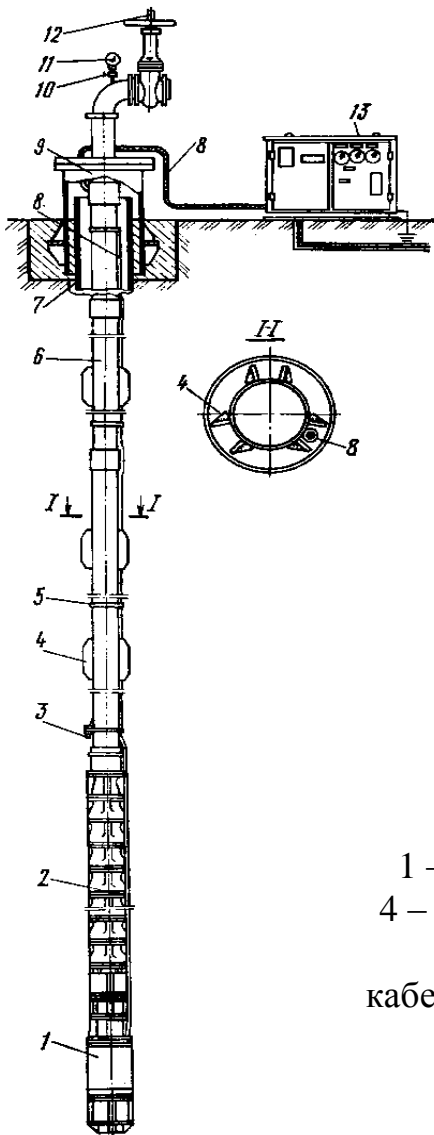


Рисунок 8.16 – Схема установки насоса ЕСВ:
 1 – електродвигун; 2 – насос; 3 – датчик сухого ходу;
 4 – центруюча втулка; 5 – хомут для кріплення кабелю;
 6 – водопідйомна труба; 7 – обсадна труба;
 кабель; 9 – оголовок свердловини; 10 – триходовий кран;
 11 – манометр; 12 – засувка; 13 – шафа системи
 управління та автоматики

Насоси типу ЕСВ майже завжди багатоступеневі, з робочими колесами відцентрового або діагонального типу. Для нормальної роботи цих насосів їх необхідно занурювати так, щоб при найменшому рівні води в свердловині забезпечувався необхідний підпір. Величина цього підпору, починаючи від напірного патрубку насоса, для малих насосів повинна бути не менше 1 метра, а для великих – 2–6 метрів. Категорично забороняється робота насоса в незануреному стані. Це пояснюється тим, що підшипники насоса і весь електродвигун охолоджуються водою. Насоси обладнано зворотними клапанами тарілчастого або кулькового типу.

Насоси типу ЕСВ випускають у трьох конструктивних виконаннях:

1 – з робочими колесами закритого типу, які зафіксовано на валу. Осьові зусилля сприймаються опорним пристроєм в електродвигуні;

2 – з циліндричними обоймами із труб з дисками для фіксування спрямовуючих апаратів в осьовому напрямі і розділення між ступенями;

3 – з відлитими лопатевими спрямовуючими апаратами. Робочі колеса у них діагонального (напівосьового) типу. Осьові зусилля сприймаються опорним пристроєм електродвигуна.

Занурені електродвигуни, якими комплектуються насоси ЕЦВ, – асинхронні, з короткозамкненим ротором, водонаповнені. Обмотки цих двигунів виготовлені з мідного дроту з міцною поліетиленовою ізоляцією, яка може довго працювати у воді. Важливим елементом занурених двигунів є пристрій, який сприймає осьове навантаження від ваги ротора і осьове зусилля від насоса. Опорні підшипники виробляють здебільшого із текстоліту або лігнофолію. З метою запобігання швидкому зношуванню підшипника вода, яка поступає для змащування, проходить через спеціальний фільтр. Передбачені й інші засоби запобігання швидкому зношуванню підшипників

Головні переваги занурених насосів такі: відсутність довгого трансмісійного валу; можливість установки у викривлених свердловинах; простота монтажу і демонтажу насосної установки; можливість установки насоса безпосередньо в колодязі.

До недоліків більшості конструкцій занурених насосних агрегатів належать підвищені 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.

Розробляються занурені електродвигуни, які здатні довгий час працювати в забрудненій воді. Це дозволить ще більше розширити сферу застосування занурених свердловинних насосних агрегатів.

Позначення марки занурених свердловинних насосів уміщує букви і цифри. Наприклад, марка 1ЕЦВ8–50–60–У5 розшифровується так: електронасос відцентровий водяний. Цифра 8 позначає мінімальний діаметр свердловини у дюймах. Цифра 50 позначає подачу в м³/год, цифра 60 – напір у метрах, У5 – кліматичне виконання для помірного клімату і розміщення під водою. Цифра перед буквами позначає номер моделі.

Свердловинні насоси з трансмісійним валом. Свердловинні насосні агрегати з трансмісійним валом – це агрегати із зануреними насосами, двигуни яких розміщені на поверхні землі або в підземних камерах. Вони мають три головні вузли: насос, який розміщують нижче динамічного рівня води в свердловині, електродвигун, який розміщують над свердловиною, і трансмісійний вал, який з'єднує двигун з насосом.

Для води найчастіше використовують насоси типу АТН (артезіанський турбінний насос) і А (артезіанський). Вони призначені для підйому із свердловин неагресивної води із вмістом твердих домішок до 0,5 %.

Трансмісійний вал (довжиною до 100 метрів) розміщують в напірній водопідйомній трубі з необхідною кількістю спрямовуючих підшипників. Вертикальні осьові навантаження від валу сприймають опорні підшипники, які розміщені в насосах типу А під електродвигуном, а в насосах типу АТН – в електродвигуні.

Підшипники трансмісійного валу змащуються або очищеною водою під тиском 0,1 МПа (1 атмосфера), або тією водою, яку качає насос.

Артезіанські насоси із трансмісійним валом випускають із закритими і з відкритими робочими колесами. Насоси із закритими колесами мають більш високий ККД, але вони не пристосовані для роботи у воді із значною домішкою

піску. У разі зупинки насоса пісок, який буде випадати із води в напірному трубопроводі, може заклинити робочі колеса в спрямовуючих апаратах.

Насоси з відкритими робочими колесами можуть працювати і при високому вмісті піску у воді. Подачу таких насосів можна регулювати, змінюючи зазор між робочими колесами і спрямовуючими апаратами.

Напірний трубопровід, по якому вода піднімається від насоса, складається із окремих секцій стандартної довжини. Трансмісійний вал, який проходить всередині труби, обертається в гумових підшипниках, які закріплено в чавунних опорних хрестовинах. Окремі секції валу з'єднуються між собою муфтами. Перевагою свердловинних насосних агрегатів з трансмісійним валом є можливість догляду за роботою електродвигуна і заміни двигуна без демонтажу усієї установки.

До недоліків цих агрегатів належать, насамперед, необхідність довгого трансмісійного валу, складність монтажу і демонтажу агрегату, неможливість його розміщення у викривлених свердловинах, а також велика металоємкість. З цих причин свердловинні насоси з трансмісійним валом застосовують усе менше й менше. Їх замінюють більш прогресивні занурені агрегати.

КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

1. Які види консольних насосів ви знаєте? Наведіть схеми консольних відцентрових насосів, дайте пояснення до них.
2. Наведіть схему горизонтального насосу двобічного входу, дайте пояснення не неї.
3. Які види вертикальних насосів ви знаєте? Наведіть схему вертикального відцентрового насосу, дайте пояснення до неї.
4. З якою метою використовують багатоступеневі горизонтальні насоси? Наведіть їх конструкції.
5. Назвіть основні типи насосів для стічних вод. Наведіть конструкцію каналізаційного насосу типу СД.
6. Наведіть конструкції занурених насосів типу ЦМК та ГНОМ.
7. Для чого призначені ґрунтові, піскові та шламові насоси?
8. Охарактеризуйте насоси для хімічно активних рідин, галузь їх застосування.
9. Назвіть галузь застосування свердловинних насосів, їх типи. Наведіть схему насосного агрегату ЕЦВ. Для чого він призначений?

ТЕМА 9 ВЕНТИЛЯТОРИ, ПОВІТРОДУВКИ І КОМПРЕСОРИ

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. З цією метою використовують повітродувки або компресори. До *повітродувок* належать апарати, які створюють тиск до 0,3 МПа (до 3 атмосфер) і не мають спеціальної системи охолодження, а до *компресорів* – апарати, які створюють тиск більше 0,3 МПа і

здебільшого мають спеціальну систему водяного охолодження. Подачу повітродувок і компресорів виражають в $\text{нм}^3/\text{год.}$, або в $\text{нм}^3/\text{хв.}$, тобто в нормальних кубічних метрах повітря при абсолютному тиску 0,1 МПа (1 атмосфера) і при температурі 20 °С.

9.1 Повітродувки

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

Турбоповітродувки – це відцентрові апарати, принцип дії яких такий же, як і у відцентрових насосах. Головними вузлами таких турбоповітродувок є корпус і ротор з одним або кількома робочими колесами. Одноступеневі повітродувки створюють напір до 200–300 мм вод. ст. Багатоступеневі повітродувки можуть створювати тиск до 0,3 МПа (3 атмосфер). В залежності від величини подачі повітродувки поділяють на малі, середні і великі. До малих належать такі: ТВ–42–1,4; ТВ–50–1,6; ТВ–50–1,9; ТВ–60–1,8; ТВ–80–1,4; ТВ–80–1,6; ТВ–80–1,8; ТВ–175–1,6; ТВ–200–1,25 і ТВ–200–1,4. В позначенні марки повітродувок букви означають – турбоповітродувка (в російській мові «турбовоздуходувка»), перше число – подача в $\text{нм}^3/\text{хв.}$, друге число – тиск, який створює повітродувка в $\text{кгс}/\text{см}^2$ (тобто в атмосферах).

На рисунку 9.1 показано розріз турбінної повітродувки. Корпус повітродувки чавунний, литий, з горизонтальним роз'ємом. Робочі колеса зварені зі сталі. Вал ротора обертається в підшипниках. Номінальна потужність 55–250 кВт, коефіцієнт корисної дії 0,7–0,75.

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 ставлять редуктор.

Через високі швидкості руху повітря, повітродувки, а особливо компресори, дуже чутливі до домішок в повітрі (вони діють на проточну частину апарата як абразив). Тому на повітрозабірних трубах компресорних станцій ставлять спеціальні фільтри для уловлювання пилу.

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

Здебільшого характеристики Q – ΔP 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 при підвищенні тиску понад критичний.

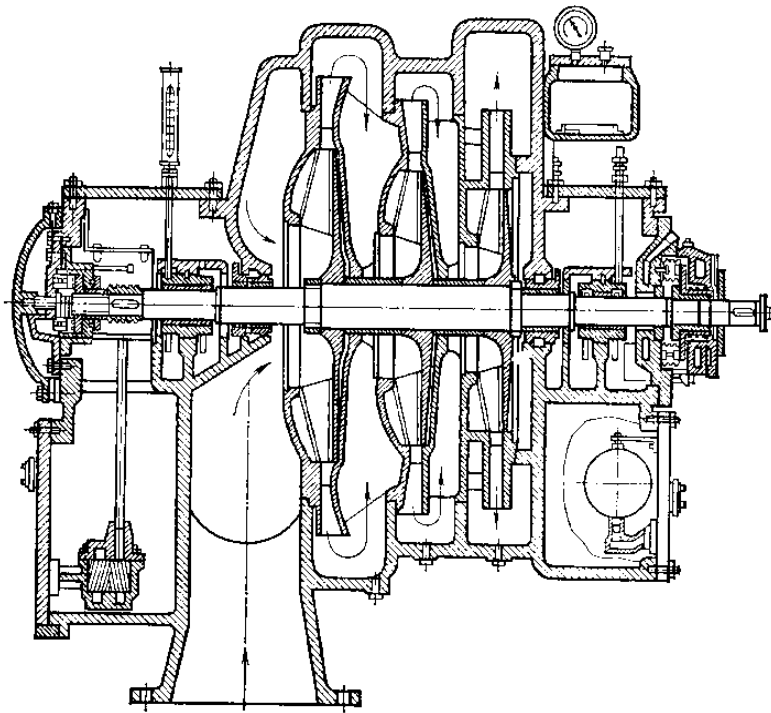


Рисунок 9.1 – Розріз триступеневої турбінної повітродувки

В системах очищення стічних вод аеротенки працюють в стабільному режимі і небезпека виникнення помпажу невелика. Тому в 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 формулою:

$$N = \frac{L_{ад} Q}{102 \eta_m \eta_{ад} \eta_{об}} \text{ кВт}, \quad (9.1)$$

де Q – подача повітродувки в $\text{м}^3/\text{с}$;

$L_{ад}$ – робота адіабатичного стиснення 1 м^3 повітря в кГм ;

η_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 і дорівнює 0,95–0,98.

Роботу адіабатичного стиснення 1 м^3 повітря в $\text{кГм}/\text{м}^3$ можна визначити за формулою:

$$L_{ад} = 35000 \cdot P_1 \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{0,29} - 1 \right] \text{ кВт}, \quad (9.2)$$

де P_1 і P_2 – початковий і кінцевий абсолютний тиск повітря в $\text{кГ}/\text{см}^2$ (в атмосферах). При розрахунках за цією формулою користуються номограмами.

На потужність повітродувки і компресорів великий вплив має температура повітря. Тому місце, звідки забирається повітря, обирають таким чином, щоб повітря було якомога холоднішим.

9.2 Компресори

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

Ротаційні компресори. Головним робочим органом ротаційного компресора є ротор 1, в якому вільно ковзають пластини 2 (рис. 9.2). Ротор розміщено ексцентрично всередині циліндричного корпусу (3). Тому між внутрішньою поверхнею корпусу і зовнішньою поверхнею ступиці ротора створюється серповидний простір. Під час обертання ротора пластини, які розміщені в пазах, під дією відцентрових сил (а інколи і під дією пружин) щільно притискаються до стінок циліндра. До того ж серповидний простір між ротором і стінками циліндра розділяється на ряд окремих камер різного об'єму. Із обертанням ротора об'єм кожної камери змінюється. За принципом дії це подібно до водокільцевого вакуумнасоса, тільки з використанням іншого способу створення камер перемінного об'єму.

Якщо ротор обертається за годинниковою стрілкою, то повітря з усмоктуючого патрубка (4) заповнює камери, які потім відокремлюються від цього патрубка і поступово зменшуються в об'ємі. Внаслідок цього повітря в камерах стискається, а потім під підвищеним тиском поступає в напірний патрубок (5). Для охолодження циліндр компресора оточують водяним контуром (6), за яким циркулює вода.

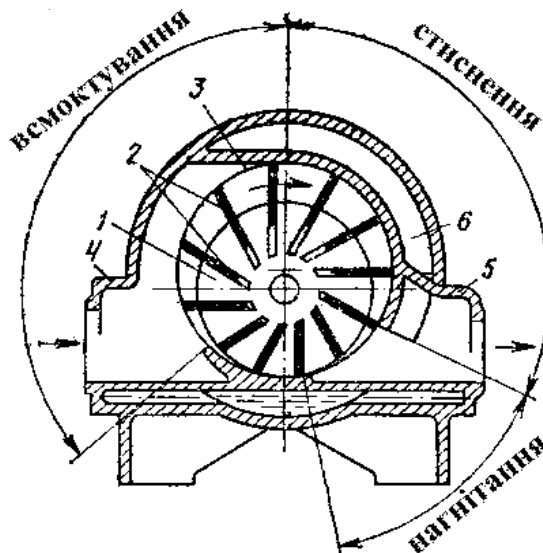


Рисунок 9.2 – Схема ротаційно–пластинчатого компресора:
1 – ротор; 2 – пластини; 3 – корпус; 4 – усмоктуючий патрубок;
5 – напірний патрубок; 6 – контур охолодження

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 за формулою (12.1) так, як і для турбоповітродувки.

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 викликані особливостями властивостей газу в порівнянні 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.

Для зменшення температури стисненого повітря процес стиснення розбивають на ряд 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 коефіцієнту стиснення), за кількох ступенів з установкою холодильників між ними і за помірного коефіцієнта стиснення в кожному ступені можна створити компресор з досить високим кінцевим тиском.

Охолодження циліндрів поршневого компресора може бути повітряним або водяним. Повітряне охолодження здійснюється шляхом примусового обдування повітряним потоком циліндрів, які в цьому випадку обладнуються спеціальними ребрами і виступами.

Для водяного охолодження навколо циліндрів створюються порожнини, через які пропускається проточна холодна вода.

На рисунку 9.3 подано розріз одноступеневого вертикального поршневого компресора одинарної дії з водяним охолодженням.

Повітря очищується від механічних домішок у фільтрі (1) і по усмоктувальному патрубку (2), через усмоктувальний клапан (3) подається в циліндр (4). Стиснене поршнем (5) повітря через напірний клапан (6) проходить в клапанну коробку, а з неї в повітрозбірник. У верхній кришці клапанної коробки розміщено регулятор тиску (7), який трубою (8) з'єднаний з віджимним пристроєм (9) усмоктувального клапана.

Регулятор (7) спрацьовує в тому випадку, якщо тиск в повітрозбірнику збільшується і подачу компресора треба призупинити. При цьому через трубку (8) тиск із повітрозбірника передається до віджимного пристрою і усмоктувальний клапан залишається відкритим незалежно від напрямку руху поршня.

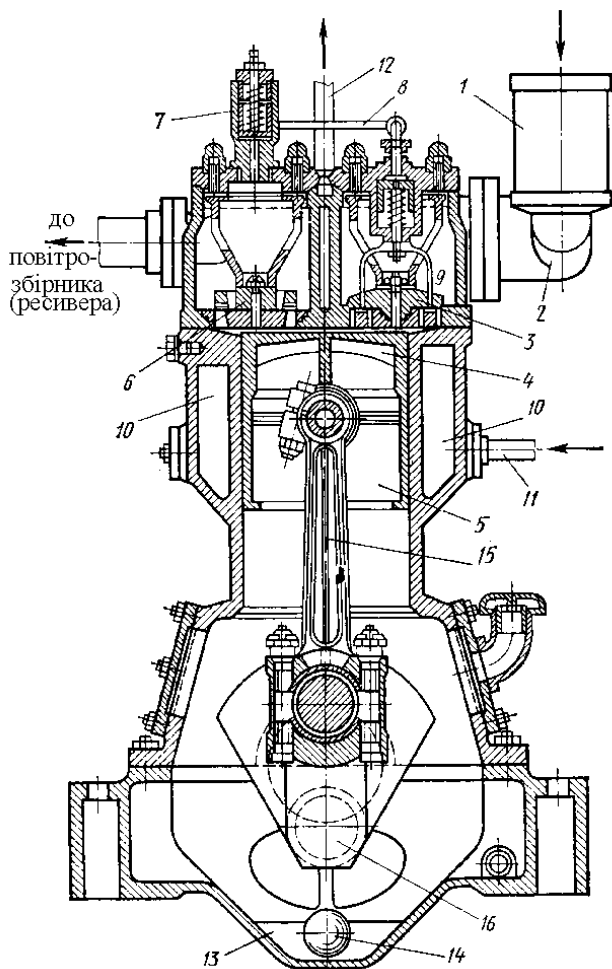


Рисунок 9.3 – Розріз поршневого компресора

Вода для охолодження циліндра поступає в порожнини (10) патрубком (11) і виходить із них через патрубок (12). Масло для змащування збирається в картері (13), засмоктується через фільтр (14) і подається до окремих деталей компресора шестирневим насосом (на рис. 9.3 не зображено). Поршню (5) надається зворотно-поступальний рух шатуном (15), який з'єднаний з колінчатим валом (16).

Конструктивно усі частини компресора об'єднуються станиною. Для вертикальних компресорів малої і середньої потужностей роль станини, здебільшого, виконує картер. Циліндри

відливають із чавуну. В циліндри можуть вставлятися гільзи із матеріалу підвищеної міцності. Внутрішню поверхню циліндрів шліфують. У кришках циліндрів розміщують клапани. Ущільнення між поршнем і внутрішньою поверхнею циліндра створюють за допомогою металевих кілець (подібно до того, як це відбувається у двигунах внутрішнього згорання).

На рисунку 9.4 зображена схема установки великого поршневого компресора.

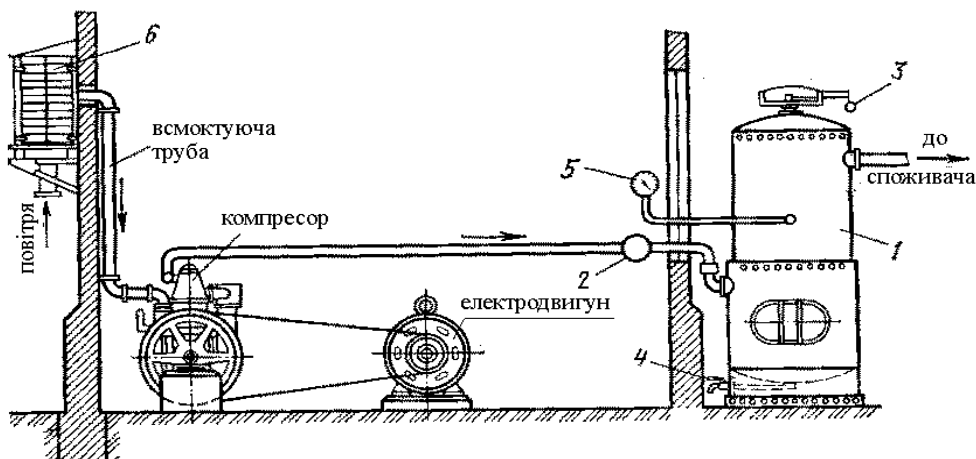


Рисунок 9.4 – Схема установки великого компресора

Для вирівнювання тиску повітря, яке від компресора подається поштовхами, а також для уловлювання часток масла і водяного конденсату, на напірній лінії розміщується ресивер 1 (повітрозбірник). Ресивер – це міцний резервуар об'ємом не менше 20-тикратного об'єму циліндра компресора. Ресивери належать до об'єктів підвищеної небезпеки (у випадку розриву ресивера виникає ефект вибуху), тому їх будівництво і експлуатація повинні проводитися за правилами котлонагляду.

Між ресивером і компресором ставиться зворотній клапан (2), щоб запобігти зворотній течії повітря при розриві 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).

Перед поршневым 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 (викликати нещільність або заклинювання клапана) або шліфовку внутрішньої поверхні циліндра, що призведе до виходу компресора із ладу.

Регулювання продуктивності поршневих компресорів доцільно проводити шляхом зміни частоти обертання колінчатого валу.

Потужність поршневого компресора, як і для інших компресорів, можна визначити за формулою (9.1).

КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

1. Назвіть галузь застосування повітродувки та компресорів. Яка різниця між ними?
2. Назвіть типи повітродувки та наведіть схему турбінної повітродувки.
3. Назвіть типи повітродувки. За якою формулою визначається потужність повітродувки?
4. Назвіть типи компресорів та наведіть схему ротаційного компресора.
5. Наведіть схему поршневого компресора, дайте пояснення до неї.

ЗМІСТОВИЙ МОДУЛЬ 2

СТАНЦІЇ ВОДОПОСТАЧАННЯ ТА ВОДОВІДВЕДЕННЯ

ТЕМА 10 НАСОСНІ СТАНЦІЇ СИСТЕМ ВОДОПОСТАЧАННЯ

10.1 Класифікація водопровідних насосних станцій

Насосна станція є ланкою системи водопостачання і становить собою досить складний енергетичний вузол, що забезпечує подачу води споживачам у необхідному обсязі, з необхідним напором. На насосній станції розміщуються головні насосні агрегати, для забезпечення нормальної роботи яких є цілий ряд допоміжних систем: система усмоктувальних і напірних трубопроводів з необхідною арматурою; системи запуску насосів, змащення, електропостачання, автоматики, керування, контролю тощо. На сучасних насосних станціях використовуються системи автоматики, телемеханіки й електроніки.

Всі водопровідні насосні станції поділяються на групи за низкою ознак [1–3]: за розташуванням у загальній схемі системи водопостачання і призначенням вони поділяються на:

а) *станції першого підйому*: подають воду із джерела на очисні споруди, а якщо вода не потребує очистки, – у регулюючі ємності або безпосередньо в мережу споживача;

б) *станції другого підйому*: перекачують воду з резервуарів чистої води в мережу споживача. В окремих випадках насоси першого й другого підйомів можуть розташовуватися в одному будинку;

в) *підвищувальні станції*: призначені для підвищення напору в мережі (окремі багатоповерхові будинки, райони із забудовою підвищеної поверховості, зонні водопроводи, водопроводи промислових підприємств);

г) *циркуляційні станції*: входять до складу системи технічного водопостачання (пром підприємства, теплоелектростанції).

Насосні станції систем комунального водопостачання за ступенем забезпечення подачі води поділяють на три категорії [17]:

1) допускається зниження подачі на господарсько-питні потреби не більше ніж на 30 %, а на виробничі – до межі, встановленої аварійним графіком. Тривалість зниження подачі – не більше 3 діб. Перерва в подачі води або зниження подачі за встановлену межу – не більше 10 хв;

2) зниження подачі води таке ж, що і для станцій I категорії, але тривалість не повинна перевищувати 10 діб. Перерва в подачі або зниження її за встановлену межу допускається не більше ніж на 6 год;

3) зниження подачі води таке ж, що і для станцій I категорії, але тривалість не повинна перевищувати 15 діб, а перерва в роботі – 24 год.

За типом будівлі насосні станції поділяються на *наземні, заглиблені та глибокі (шахтні)*.

За характером керування існують такі станції:

- з ручним керуванням;
- напівавтоматичні, коли автоматизована система вмикається оператором з пульта керування;
- автоматичні, на яких система автоматики станції вмикається і вимикається від первинних сигналів, що отримують від датчиків (тиску, рівня тощо);
- з керуванням на відстані, коли вмикання / вимикання агрегатів, контроль за їхньою роботою проводяться з центрального диспетчерського пункту, розташованого на значній відстані від насосної станції.

10.2 Насосні станції першого підйому із забором води з поверхневих джерел

Схеми насосних станцій першого підйому. Принципове компонування і конструктивне виконання насосних станцій першого підйому різноманітні та залежать від виду джерела водопостачання, топографічних, геологічних умов обраного місця водозабору. Конструктивне виконання станції визначається також типом насосного устаткування (відцентрові, осьові, горизонтальні, вертикальні насоси тощо) [2].

На рисунку 10.1, *а* зображена схема насосної станції першого підйому, яка розміщується окремо від руслового водозабору. Станція прямокутна в плані, напівзаглиблена, обладнана чотирма горизонтальними відцентровими насосами.

На рисунку 10.1, *б* наведена схема берегової станції, яка сполучена з береговим водозабором. У плані станція має круглу форму, вона глибока й обладнана чотирма вертикальними насосами.

Станція 1-го підйому, яка зображена на рисунку 10.1, *в*, знаходиться окремо від берегового водозабору. Вона напівзаглиблена, має прямокутну форму в плані й обладнана чотирма горизонтальними насосами.

На рисунку 10.1, *г* подана схема насосної станції руслового типу, яка сполучена з водозабором.

Насосні станції за схемами на рисунку 10.1, *б – в* споруджують у тому випадку, якщо за сприятливих геологічних і топографічних умов поблизу від берега забезпечується достатня глибина, необхідна для водозабору. За несприятливих умов станція споруджується на деякій відстані від берега, і воду до неї підводять каналом.

Остаточне рішення щодо вибору схеми насосної станції першого підйому приймають на підставі техніко-економічних розрахунків з порівнянням різних варіантів.

Режим роботи і подача насосних станцій першого підйому. Вода в поверхневих джерелах завжди вимагає відповідної очистки. Із огляду на це режим роботи насосної станції системи господарсько-питного водопостачання пов'язаний з режимом роботи очисних споруд. З метою скорочення розмірів споруд і стабілізації процесу очистки води режим роботи насосної станції призначають рівномірним протягом доби. подача її визначається середньою

годинною витратою за добу максимального споживання з урахуванням власних потреб (промивання водоприймальних споруд, технічне водопостачання насосної станції тощо). За відносно невеликого обсягу водоспоживання і наявності відповідних очисних установок, що допускають перерви в роботі, режим роботи станції першого підйому може відрізнятися від рівномірного.

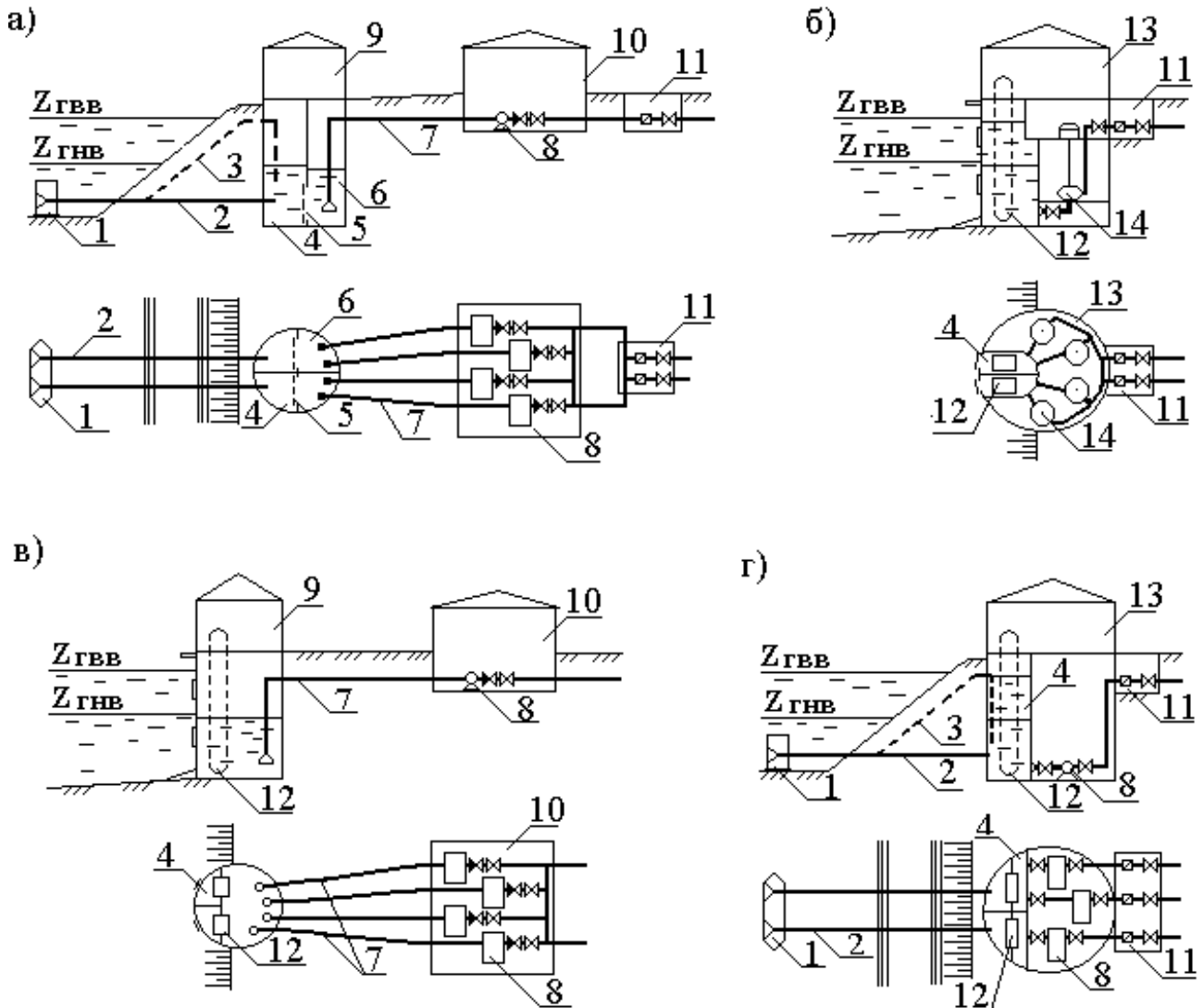


Рисунок 10.1 – Схеми насосних станцій першого підйому у разі поверхневих водозаборів

а – окрема від руслового водозабору; б – сполучена з береговим водозабором; в – окрема від берегового водозабору; г – сполучена з русловим водозабором;

- | | |
|----------------------------|---|
| 1 – оголовок; | 8 – горизонтальний насос; |
| 2 – самопливний водовід; | 9 – береговий прийомно-сітчастий колодязь; |
| 3 – сифонний водовід; | 10 – насосна станція; |
| 4 – водоприймальна камера; | 11 – камера переключень; |
| 5 – пласка сітка; | 12 – обертова сітка; |
| 6 – усмоктуюче відділення; | 13 – павільйон сполученої насосної станції; |
| 7 – усмоктуючий водовід; | 14 – вертикальний насос |

Від режиму роботи насосної станції першого підйому залежить обсяг резервуарів чистої води [1, 4, 21].

Подачу насосної станції першого підйому визначають за формулою:

$$Q = \frac{\alpha Q_{\max \text{ доб}}}{T}, \quad (10.1)$$

де α – коефіцієнт, що враховує власні потреби: $\alpha = 1,04\text{--}1,1$;

$Q_{\max \text{ доб}}$ – максимальний добовий обсяг водоспоживання, м³;

T – тривалість роботи насосної станції за добу, год. (у разі рівномірного режиму $T = 24$ год).

Якщо в системі водопостачання немає споруд для обробки води (наприклад, у разі використання джерел підземних вод), а насоси першого підйому подають воду в збірний резервуар, то загальну подачу насосів першого підйому $Q_{\text{год}}$, м³/год., визначають за формулою

$$Q_{\text{год}} = a' Q_{\text{макс. доб}} / 24, \quad (10.2)$$

де a' – коефіцієнт, який враховує витрату води на власні потреби водопроводу і дорівнює $1,01\text{--}1,03$.

Для остаточного вирішення питання про вибір режиму роботи, а отже, і подачі насосної станції першого підйому необхідне техніко-економічне обґрунтування прийнятого варіанта з урахуванням технологічного процесу очистки води.

Режим роботи і подача насосних станцій першого підйому в системах технічного водопостачання, що перекачують воду без її очищення, залежать від типу системи. У прямоточних системах обсяг води, що перекачується, повинен відповідати її споживанню на технологічні потреби виробничих цехів. За наявності рівномірного графіка водоспоживання подача насосної станції розраховується за середнім водоспоживанням за годину. Якщо ж водоспоживання протягом доби нерівномірне, подача насосної станції повинна призначатися за максимальним годинним водоспоживанням (за відсутності регулюючої ємності) або за середнім водоспоживанням за годину (за наявності регулюючої ємності).

У системах оборотного водопостачання (системи охолодження теплових електростанцій тощо) насосні станції першого підйому подають воду в басейни споруд, що охолоджують (градирні, бризкальні басейни) в обсязі, необхідному для відновлення безповоротних втрат. Подача насосної станції призначається рівною середньогодинній витраті на відновлення втрат.

Напір насосних станцій першого підйому. Розрахунковий напір насосів станції першого підйому в кожному окремому випадку визначається за схемою вертикального планування з урахуванням втрат напору в усмоктувальних і напірній лініях.

Наприклад, напір станції, що перекачує воду на очисні споруди (рис. 10.2):

$$H = H_{\Gamma} + \Sigma h_{\text{вс}} + \Sigma h_{\text{н}} + H_{\text{р}}, \quad (10.3)$$

де H_{Γ} – геометрична висота підйому, дорівнює різниці позначок максимального рівня води в змішувачі та мінімальному розрахунковому рівню у водозабірній споруді, м;

Σh_{bc} – втрати напору в усмоктувальній лінії, м;

Σh_n – втрати напору в напірній лінії, зокрема втрати у водомірі (h_{bm}), м;

H_{cv} – вільний напір на виливання; $H_p = 1 \dots 1,5$ м.

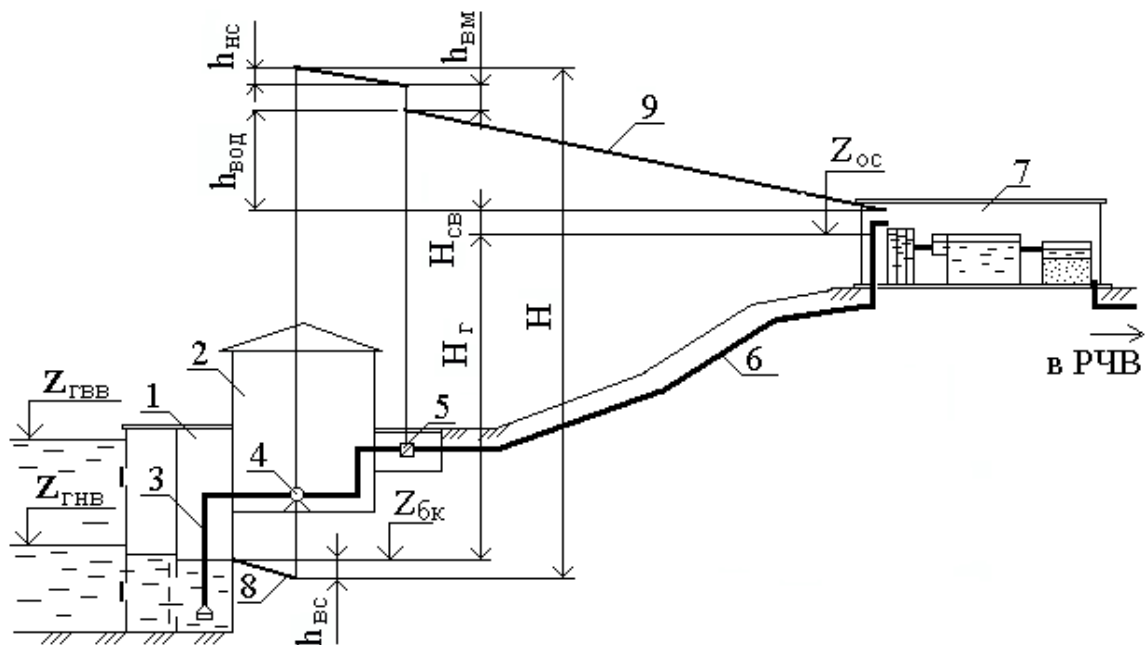


Рисунок 10.2 – Схема для визначення напору насосів першого підйому: 1 – береговий колодязь; 2 – насосна станція; 3 – усмоктуючий трубопровід; 4 – насос; 5 – водомір; 6 – напірний водовід; 7 – очисні споруди; 8 – графік втрат напору у всмоктуючому трубопроводі; 9 – графік п'єзометричних позначок: h_{bm} – втрати напору в водомірі; $Z_{ГНВ}$, $Z_{ГВВ}$ – позначки горизонтів низьких та високих вод у джерелі

Основне і резервне устаткування насосних станцій першого підйому.

Основні робочі насоси підбирають за розрахунковим значенням Q і H з урахуванням спільної роботи насосів і водоводів. Розрахункова подача насосів залежить від їхньої кількості. Під час підбору насосів необхідно керуватися вимогами, зазначеними в [17], а під час вибору їхньої кількості – враховувати таке:

- 1) збільшення кількості насосів спричиняє збільшення площі насосної станції, що ускладнює умови її експлуатації;
- 2) під час спільної роботи насосів у загальний водовід подача одного насоса, в порівнянні з подачею за індивідуальної його роботи зменшується, і чим більше насосів працюють разом, тим більше зменшення їхньої подачі;
- 3) чим менший насос, тим нижчий його ККД.

Отже, на станціях першого підйому має бути якнайменше робочих насосів (але не менше двох), за умов їхньої більшої потужності. На насосних

станціях II та III категорій, за наявності відповідних причин, встановлюють один робочий насос.

Тип насоса обирають залежно від загальної потужності насосної станції. На великих станціях доцільніше використовувати вертикальні відцентрові або осьові насоси, тому що вони вимагають меншої площі машинного залу. На середніх і малих станціях використовуються насоси типу Д або К. В окремих випадках на станціях з великим заглибленням доцільно застосовувати свердловинні насоси. Робочі насоси на станції повинні бути однотипними.

Під час проектування насосних станцій першого підйому, враховуючи, що їх розширення (у зв'язку з перспективою розвитку водопостачання) пов'язане з великими технічними труднощами, передбачають місце для установки додаткових агрегатів або збільшують розміри фундаментів, щоб можна було встановити насос більшої потужності [1, 3, 18].

Резерв насосного устаткування обирають відповідно до таблиці 10.1.

Таблиця 10.1 – Визначення кількості резервного насосного устаткування на насосній станції

Кількість робочих агрегатів однієї групи	Кількість резервних агрегатів у насосних станціях категорії		
	I	II	III
До 6	1	1	1
Від 6 до 9	1	1	–
Більше 9	2	2	–

Примітка. До кількості робочих агрегатів зараховуються протипожежні насоси.

На станціях першого підйому, які подають воду в системи оборотного водопостачання, допускається встановлення одного резервного агрегату. Резервні агрегати обирають такого ж типу, як і основні.

Протипожежні насоси на станціях першого підйому. Насосні станції першого підйому об'єднаних систем господарсько-питних і протипожежних водопроводів виконують функцію поповнення витраченого недоторканого запасу, що зберігається в резервуарах чистої води насосних станцій другого підйому.

Можливість відновлення протипожежного запасу води за розрахунковий період враховується під час визначення повної подачі насосної станції. Витрачений протипожежний запас може бути відновлений шляхом форсування роботи основних насосів; включення господарських насосів, якщо вони працюють не цілодобово; увімкнення резервних насосів; основних насосів внаслідок скорочення водоспоживання. На період відновлення протипожежного запасу води [17] допускається зниження господарсько-питного водоспоживання до 70 % і виробничого – за графіком. У випадку, якщо перерахованими способами відновити протипожежний запас неможливо, необхідно встановлювати спеціальний протипожежний насос. Під час

відновлення протипожежного запасу за допомогою основних господарських насосів повна подача насосної станції визначається за формулою:

$$Q = Q_I + \frac{3Q_{\Pi} + \Sigma Q_{\max} - 3Q_I}{T}, \quad (10.4)$$

де Q_I – середньогодинна подача насосної станції першого підйому, м³/год;
 $3Q_n$ – повний обсяг води за 3 години гасіння пожежі, м³ (3 год – розрахункова тривалість гасіння пожежі);

ΣQ_{\max} – сумарний обсяг води, що витрачається на господарсько–питні потреби за 3 години найбільшого водоспоживання, м³ (за графіком водоспоживання);

$3Q_I$ – обсяг води, що надходить за 3 години від насосної станції першого підйому, м³ (приймається в розрахунок, якщо гарантовано безперебійну подачу води насосною станцією першого підйому);

T – максимальна тривалість відновлення протипожежного запасу, год.

Державними будівельними нормами [17] встановлено такі максимальні норми часу відновлення протипожежного запасу води:

- 24 години – у населених пунктах і на промислових підприємствах з виробництвами, віднесеними за пожежною небезпекою до категорій А, Б, В;
- 36 години – на промислових підприємствах з виробництвами, віднесеними за пожежною небезпекою до категорій Г і Д;
- 72 години – у сільських населених пунктах і на сільськогосподарських підприємствах.

Для промислових підприємств із пожежною витратою води на зовнішнє пожежогасіння 20 л/с і менше допускається збільшення часу поповнення запасу води для виробництв категорій Г, Д і Є до 48 год, категорій В – 36 год.

Подача спеціальних протипожежних насосів визначається за формулою:

$$Q_{n.n} = \frac{3Q_{\Pi} + \Sigma Q_{\max} - 3Q_I}{T}. \quad (10.5)$$

Розміщення насосних агрегатів на станціях першого підйому.

Розміщення насосних агрегатів визначається за формою машинного залу в плані, за типом насосів і способом підведення до них води.

Насосні станції першого підйому на поверхневих джерелах найчастіше бувають заглибленими, і їхнє будівництво здійснюється в складних геологічних і гідрогеологічних умовах. Із огляду на це компонування устаткування повинне сприяти зменшенню розмірів споруди станції з урахуванням можливості збільшення її потужності у майбутньому. Розміщення насосного устаткування і трубопроводів також повинне забезпечувати зручність, безпеку, оперативність їхнього обслуговування та ремонту.

Розміщення насосів у вертикальній площині на станціях першого підйому насамперед залежить від типу насосів. Вертикальні відцентрові та осьові насоси монтують так, щоб їхні корпуси знаходилися нижче мінімального рівня води в джерелі. Горизонтальні відцентрові насоси типу Д та К також переважно встановлюють на таких позначках, щоб корпуси насосів заливалися водою самопливом за мінімальних розрахункових рівнів води в джерелі. Їх можна

монтувати вище мінімального рівня води в джерелі на позначках, що не перевищують припустиму висоту всмоктування. У цьому випадку необхідно передбачати пристрій для заливання насосів перед запуском [1–4, 8, 19].

На рисунку 10.3 подані найбільш характерні схеми розташування насосних агрегатів [21].

Відстані між агрегатами приймають не менше 1 м; між агрегатами й стінами у наземних станціях – не менше 1 м, у заглиблених – не менше 0,7 м; між нерухомими виступаючими частинами устаткування – 0,7 м.

Проектування усмоктувальних і напірних трубопроводів насосних станцій першого підйому. Усмоктувальні трубопроводи є найбільш важливими елементами насосних установок, тому що від правильності їх розрахунку, конструкції та експлуатації залежить економічність роботи насосів. Найчастіше усмоктувальні труби працюють в умовах вакуумметричного тиску [1–3].

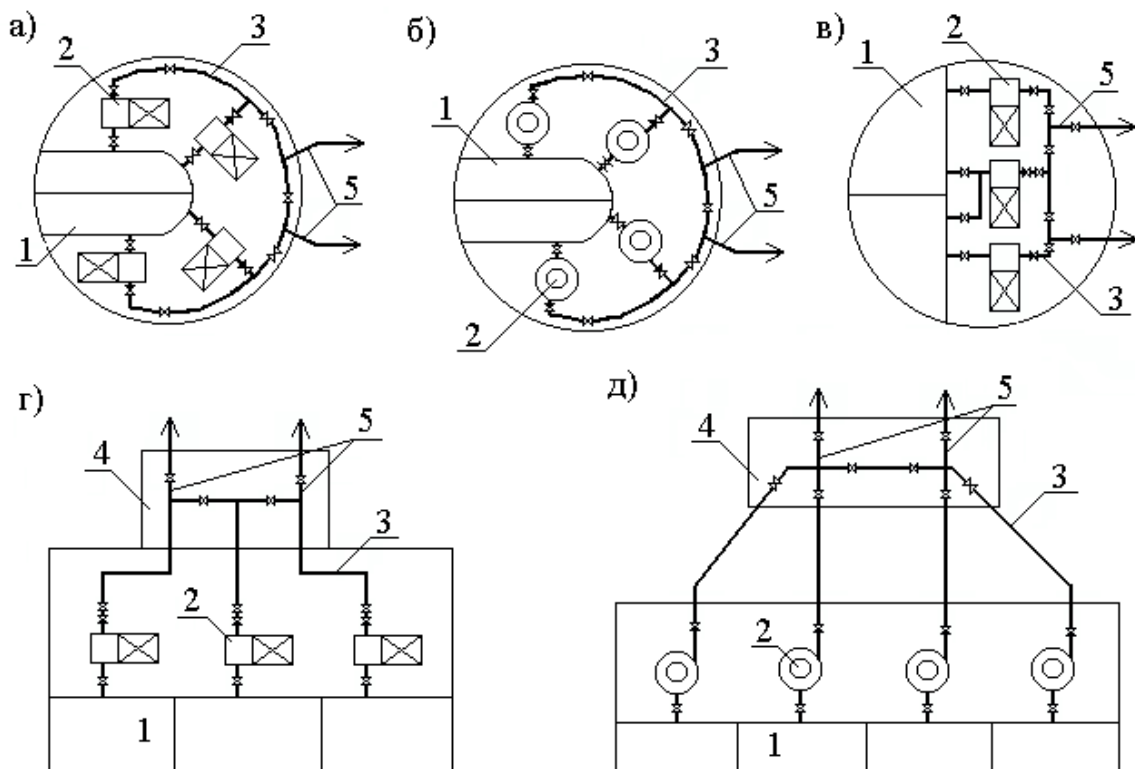


Рисунок 10.3 – Схеми розміщення насосного обладнання, трубопроводів і арматури в сполучених насосних станціях:

а, в – круглі у плані з горизонтальними насосами; б – кругла в плані з вертикальними насосами; г – прямокутна з горизонтальними насосами;

д – прямокутна з вертикальними насосами;

1 – водоприймальна камера; 2 – насос; 3 – напірний трубопровід; 4 – камера переключень; 5 – напірний водовід

Найкращою умовою для нормальної роботи насосів є забезпечення кожного насоса індивідуальною усмоктувальною трубою. Однак це можливо тільки під час використання осьових, вертикальних відцентрових та невеликої кількості (до чотирьох) горизонтальних насосів. Якщо кількість горизонтальних

відцентрових насосів більше чотирьох, то на станціях роздільного типу значно збільшуються габарити водозабірної споруди, ускладнюється пристрій усмоктувальних трубопроводних комунікацій, що спричиняє здорожчання будівництва гідровузла загалом. У цьому випадку кількість усмоктувальних труб поза спорудою має бути меншою, ніж кількість насосів, за умови облаштування загального колектору, до якого підключають ці насоси. Кількість зовнішніх усмоктувальних ліній на насосних станціях першої та другої категорії надійності не повинна бути менше двох. До того ж кожна з ліній повинна бути розрахована на випадок аварії на повну розрахункову витрату для станцій першої та другої категорії і 70 % розрахункової витрати – для станцій третьої категорії.

Вхідні отвори всмоктуючих трубопроводів насосів повинні бути заглиблені під мінімальний рівень води в приймальному відділенні колодезя у разі аварійного режиму (рис. 10.4). Якщо заглиблення буде недостатнім, то біля вхідних отворів утворюються коловороти, через які в усмоктуючі труби потрапить повітря, що спричинить зрив роботи насосів.

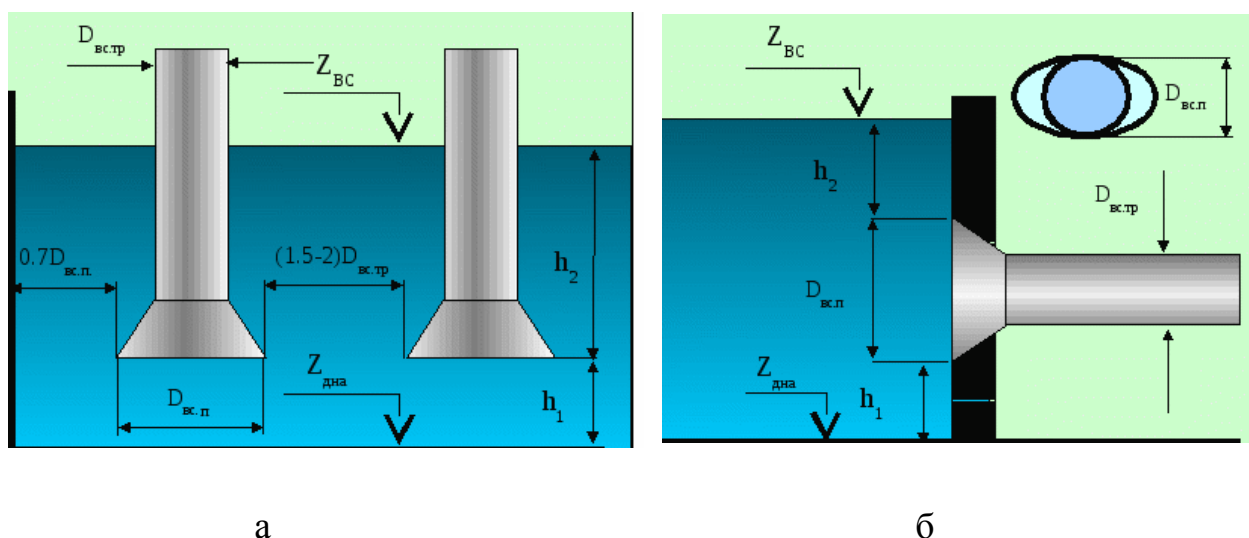


Рисунок 10.4. – Схеми розміщення усмоктувальних труб у камері:
 а – у разі двох вертикальних труб;
 б – у разі однієї горизонтальної усмоктувальної труби

Приймаючі кінці усмоктувальних труб у камерах водоприймальних споруд повинні розміщуватися таким чином, щоб було забезпечене вільне й рівномірне підведення води (рис. 10.4, а). Для зниження опору під час входу потоку до усмоктувальних трубопроводів приварюються приймаючі конуси, діаметр вхідного отвору яких $D_{вх} = (1,25...1,5) d$, де d – діаметр усмоктувальної труби. Центральний кут конічності воронки $\varphi = 8...16^\circ$. Щоб уникнути утворення коловороту і засмоктування повітря обріз приймального конуса поринає на мінімальну глибину $h_{min} = (0,6...1,2)$ м. У випадку, якщо цю глибину занурення забезпечити не можна, на кінцях приймальних конусів розміщують екрани, які мають вигляд металевих пластин розміром не менше $2D_{вх}$. Відстань від вхідного отвору до підлоги камери повинна бути не менше $0,8D_{вх}$. Приймальні клапани встановлюють на усмоктувальних трубопроводах

діаметром не більше 200 мм. За більших діаметрів занадто велика вага клапана спричиняє підвищення втрат напору.

У разі горизонтального розміщення всмоктуючих трубопроводів (рис. 10.4, б) для зменшення рівня води у колодязі воронку можна виготовити у вигляді еліпса.

Під час конструювання усмоктувальних трубопроводів необхідно враховувати такі вимоги:

1) усмоктувальна лінія повинна бути герметичною, щоб унеможливити проникнення повітря в середину труби, тому що не розчинене у воді повітря дуже впливає на подачу насоса. Підсмоктування 1 % повітря на 1 м³ води, що перекачується, знижує подачу на 5–10 %, до того ж знижується напір;

2) конструкція усмоктувальної лінії повинна унеможлилювати скупчення в ній повітря (утворення повітряних «мішків»). Верхня утворююча довгих трубопроводів має бути нахиленою у бік від насоса не менше ніж на 0,005. Якщо усмоктувальні труби декількох насосів об'єднані загальним колектором, то усмоктувальна лінія повинна складатися із труб різних діаметрів. Щоб уникнути скупчування повітря, труби різних діаметрів з'єднують за допомогою косих вставок;

3) для зменшення втрат напору усмоктувальні трубопроводи повинні мати як можна меншу довжину та найменшу кількість арматур і фасонних частин.

На рисунку 10.5 наведені приклади неправильного та правильного розташування всмоктуючих труб [20].

Усмоктувальні трубопроводи як у межах насосної станції, так і поза нею виконуються зі сталевих труб на зварюванні із застосуванням фланцевих з'єднань для приєднання до арматури та насосів.

Діаметри трубопроводів визначаються за економічними швидкостями [1–4]: за $V_{ec} = 0,6–1$ м/с – діаметр до 250 мм; за $V_{ec} = 0,8–1,5$ м/с – $d = 300–800$ мм і за $V_{ec} = 1,2–2,0$ м/с – $d > 800$ мм.

Запірну арматуру на усмоктувальних трубах встановлюють у випадках, коли насоси розміщені нижче рівня води в джерелі або коли вони підключені до загального колектору.

Усмоктувальні 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 усмоктувальних труб повинен забезпечуватися вільний доступ для їхнього огляду та періодичного підтягнення болтових з'єднань.

Основні геометричні розміри камер усмоктувальних труб визначають за кратністю водообміну:

$$L = \frac{W}{BH} = \frac{kQ}{BH}, \quad (10.6)$$

де W – обсяг води в камері, м³;
 Q – середня подача насоса, м³/с;

k – кратність водообміну: $k = W/Q = 15-20$.

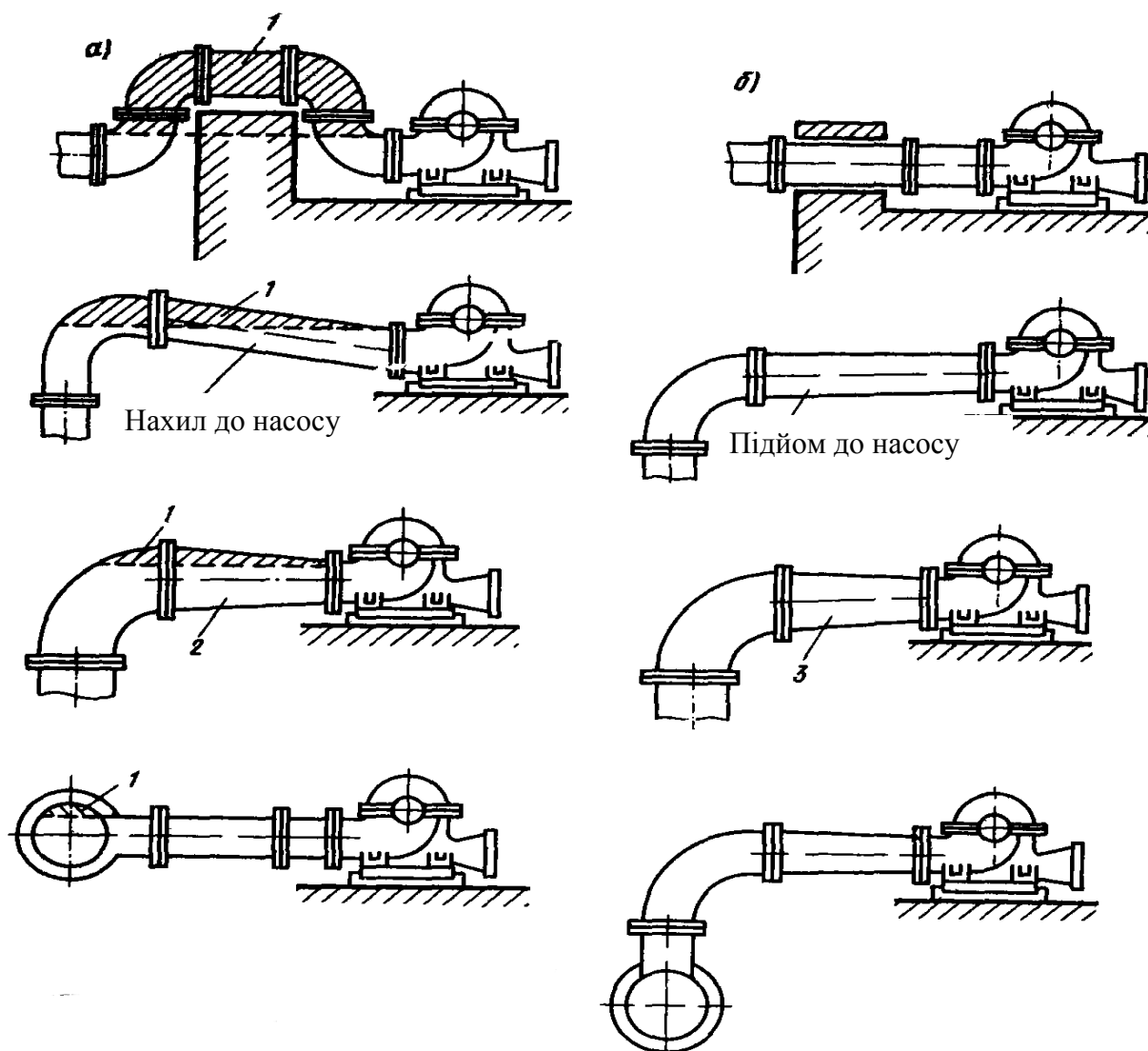


Рисунок 10.5 – Неправильне (а) та правильне (б) розташування усмоктуючих труб:

1 – повітряний мішок; 2 – прямий перехід; 3 – косий перехід

Усмоктувальні труби осьових і вертикальних відцентрових насосів мають складну форму (рис. 10.6). Вони виготовлюються з металу і постачаються разом із насосами або – з бетону під час спорудження підводного блоку будівлі насосної станції.

Напірні трубопроводи насосних станцій призначені для подачі рідкого середовища, що перекачується, від насосів до водоводів. Найчастіше кількість водоводів, що відходять від станції, буває меншою за кількість насосів, тому напірні трубопроводи поєднують у загальний колектор. Всі напірні трубопроводи і колектори всередині насосної станції виконуються зі сталевих труб на зварюванні з використанням фланцевих з'єднань для кріплення їх до насосів і арматури.

Труби різних діаметрів з'єднують прямими переходами. Діаметри напірних трубопроводів визначають за розрахунковою витратою води та

економічними швидкостями: $V_n = 0,8-2,0$ м/с (для труб діаметром до 250 мм); $V_n = 1,0-3,0$ м/с (за $d = 300-800$ мм); $V_n = 1,5-4,0$ м/с (за $d > 800$ мм).

На напірній стороні кожного насоса встановлюється зворотний клапан, який перешкоджає зворотному руху води, що перекачується, у випадку припинення подачі енергії до електродвигуна насоса (аварійний випадок), а також під час вимикання насоса, якщо система розрахована на запуск і зупинку насоса на відкриту засувку. На напірних трубопроводах є необхідна кількість засувок, водоміри (індивідуальний на кожен насос або сумарний на початку водовода), гасителі енергії гідравлічного удару (за необхідності) і контрольно-вимірювальна апаратура.

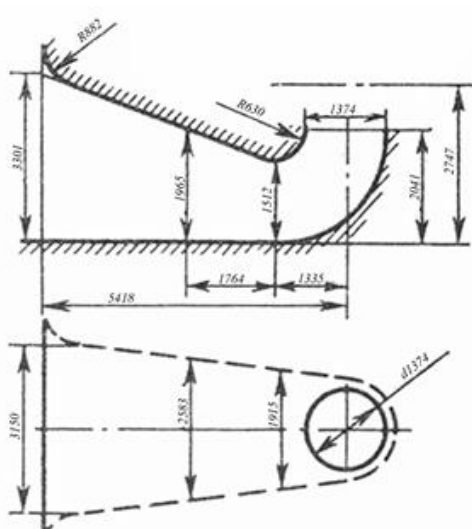


Рисунок 10.6 – Принципова схема усмоктуючої труби осьового насоса

Укладання напірних трубопроводів на станціях першого підйому робиться по підлозі машинного залу на опорах з бетону з перехідними містками. У шахтних станціях напірний колектор можна підвищувати до перекриттів або закріплювати на консолях до стін. Це дає змогу зменшити габарити машинного залу. Відстань від підлоги до колектору підвісної конструкції повинна бути не менше 2 м. Засувки та іншу арматуру встановлюють на бетонні подушки таким чином, щоб їхня вага не передавалася на патрубки насосів.

На ділянках напірних трубопроводів від колектору до камери підключення до водоводів безпосередньо біля споруди станції або на невеликій відстані від неї необхідно споруджувати камери для встановлення водомірів, запобіжних клапанів або гасителів енергії гідравлічного удару, в окремих випадках – зворотних клапанів. Розміщення запобіжних і зворотних клапанів поза будинком заглиблених станцій зменшує можливість їхнього затоплення під час аварії на трубопроводах усередині станції.

Схеми перемикачів усмоктувальних і напірних трубопроводів насосних станцій першого підйому. Безперебійність подачі води насосною станцією першого підйому у великій мірі залежить від наявності на усмоктувальних і напірних трубопроводах необхідної кількості запірної арматури. Її розміщення має забезпечувати заміну або ремонт будь-якого

насоса й основної арматури трубопроводів, з урахуванням можливого зниження подачі води відповідно до категорії споруди.

Залежно від конкретних умов, схеми перемикання трубопроводів можуть бути різноманітними. На рисунку 10.7 зображені схеми перемикань на насосних станціях сполученого типу, обладнаних горизонтальними (схеми *а* і *в*) та вертикальними (схеми *б* і *г*) насосами [21].

Влаштування спареної усмоктувальної труби (схеми *а* і *б*) для одного (середнього) з насосів дає змогу забезпечити постійну роботу двох насосів у разі відключення на ремонт кожної з водоприймальних камер.

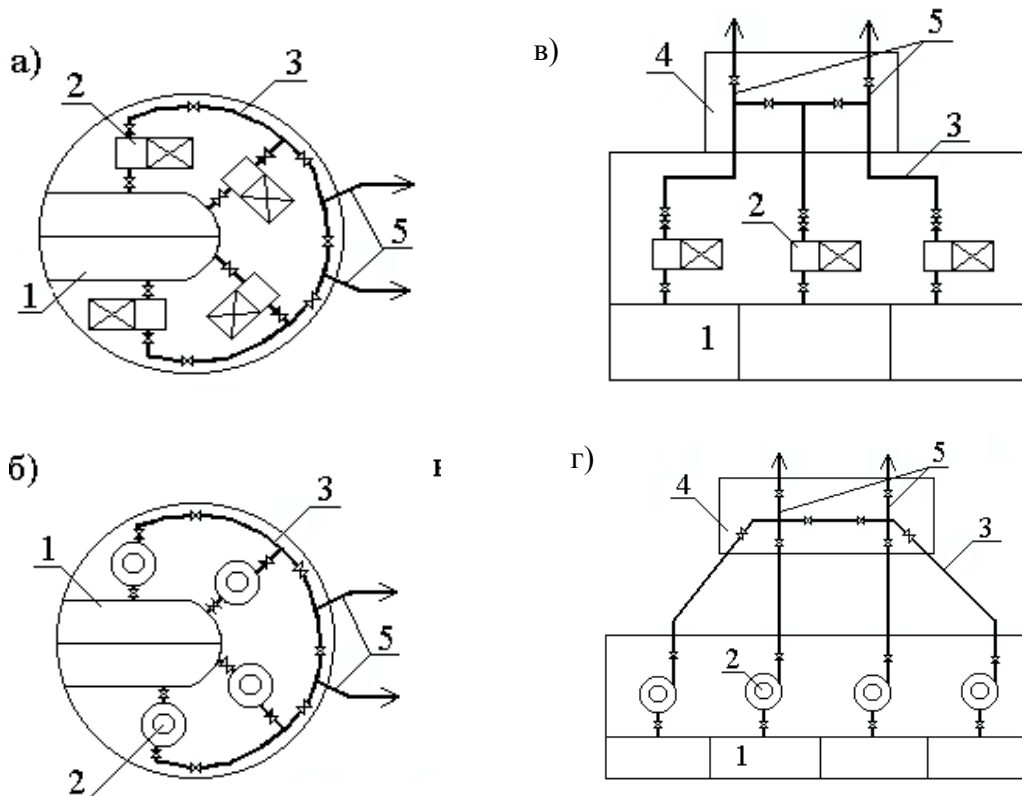


Рисунок 10.7 – Схеми перемикань усмоктувальних і напірних трубопроводів станцій першого підйому:

- 1 – приймальне відділення; 2 – насос; 3 – напірний колектор;
 4 – камера перемикань; 5 – напірні водоводи

Споруди насосних станцій першого підйому. У будівлі насосної станції, крім службових і побутових приміщень, розміщується все гідромеханічне, електричне та допоміжне устаткування. Споруди насосних станцій першого підйому (рис. 10.8: а) – сполучені, б) – роздільні) найчастіше бувають заглибленого типу. Вони складаються з підземної частини і верхньої будівлі. Споруди станцій поділяються на блокові (рис. 10.9, б) і камерні (рис. 10.9, в). До того ж, залежно від використовуваного насосного устаткування, камерні будівлі можуть бути із сухою і мокрою камерами [21].

У будівлях, виконаних за схемою, що наведена на рисунку 10.8, а, можуть бути використані як горизонтальні, так і вертикальні відцентрові насоси; у будівлях, виконаних за схемою рисунку 10.9, б, – тільки вертикальні осьові

насоси, а за схемою рисунку 10.9, а,в – тільки горизонтальні відцентрові насоси.

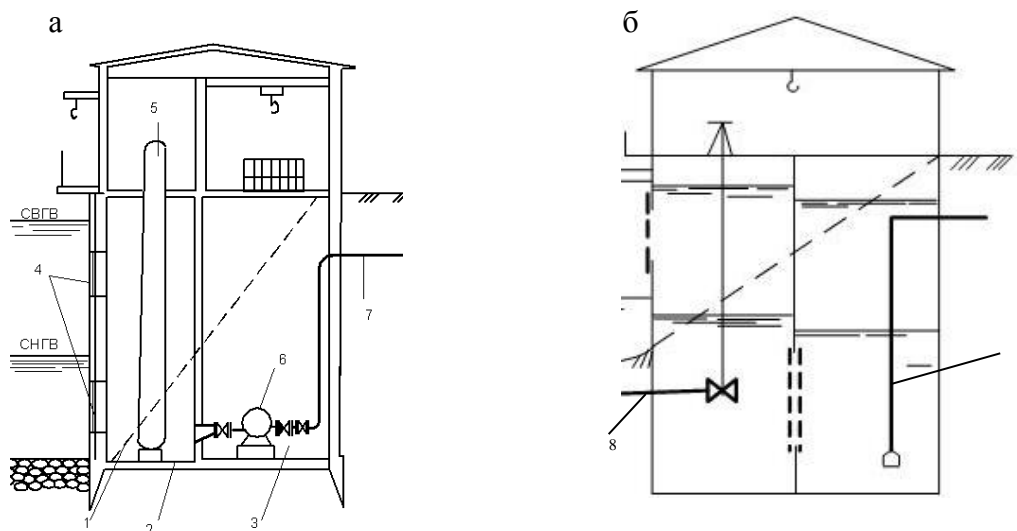


Рисунок 10.8 – Типи підземної та наземної частини насосних станцій першого підйому:

а – НС сполученого типу; б – НС роздільного типу;

1 – приймальне відділення; 2 – фундамент приймального відділення;
3 – машинний зал; 4 – приймальні вікна; 5 – обертова сітка; 6 – насос;
7 – напірний трубопровід; 8 – самопливний трубопровід; 9 – всмоктувальний трубопровід

Вода із джерела через водоприймальні вікна надходить у водоприймальну камеру, де проходить первинну очистку від великих механічних включень і водоростей, а далі через усмоктувальні труби перекачується насосами за призначенням. У всіх приміщеннях насосних станцій, у яких встановлене устаткування, є вантажопідйомні механізми.

Враховуючи, що підземна частина будівлі перебуває в складних гідрогеологічних умовах, за яких важко забезпечити її водонепроникність, камери виконують із монолітних бетонних і залізобетонних стінових конструкцій з посиленою гідроізоляцією. В окремих випадках (частіше для станцій роздільного типу) підземна частина камерних будівель може споруджуватися зі збірних залізобетонних конструкцій.

Підземну частину будови блокового типу роблять у вигляді монолітного бетонного блоку, під час спорудження якого одночасно виконують усмоктувальні труби насосів. Будови такого типу споруджують для великих водопровідних станцій.

Розміри підземної частини будівлі в плані визначаються, насамперед, типом і компонованням насосного устаткування й трубопровідних комунікацій, з урахуванням встановлених державними будівельними нормами відстаней між ними. Заглиблення залежить від максимальної амплітуди коливання рівня води в джерелі, а також від розташування осі насосів щодо мінімального рівня води.

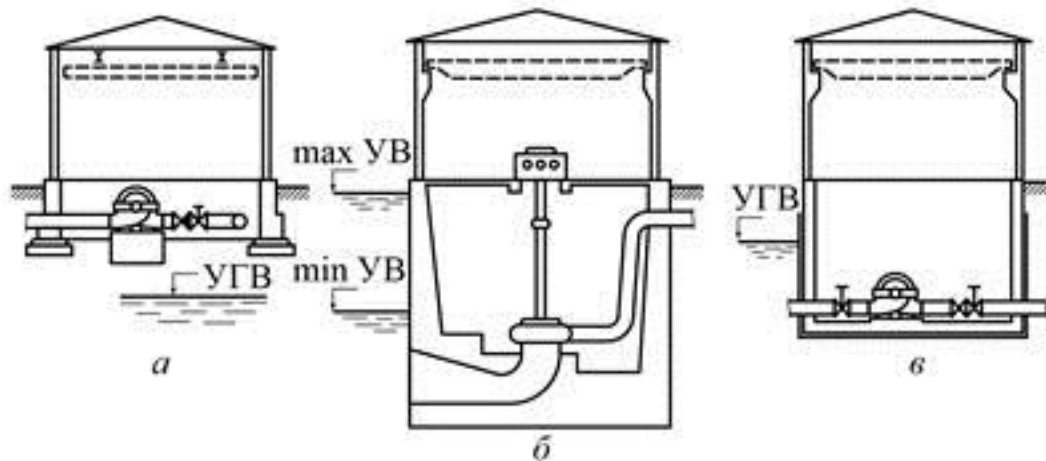


Рисунок 10.9 – Типи фундаментів підземної частини насосних станцій:
 а – з роздільними фундаментами під обладнання і будівельні конструкції,
 б – блочна, в – камерна

Верхня будівля споруди насосної станції є будівлею промислово-цехового типу. У більшості випадків вона виконується із цегли або збірних залізобетонних конструкцій. У наземній частині будівлі розміщуються всі службові та побутові приміщення, трансформаторна підстанція, а на станціях, обладнаних вертикальними насосами, розміщується також зал електродвигунів. За сприятливих кліматичних умов насосні станції першого підйому можуть споруджуватися без верхньої будівлі на відкритих майданчиках.

Вертикальні розміри приміщень насосних станцій, обладнаних стаціонарними вантажопідйомними механізмами для підйому й транспортування вантажів, обирають із урахуванням розміщення платформи транспортних засобів, довжини строп (0,5–1 м), найбільших габаритів деталі або вузла, що транспортується, та умов транспортування з таким розрахунком, щоб відстань між вузлом, що транспортується, і встановленим устаткуванням була не менше 0,5 м. Висота машинних приміщень без кранового устаткування приймається не менше 3 м. Остаточні розміри будинків (у плані та вертикальні) уточнюються за ДБН.

Приклади насосних станцій першого підйому на поверхневих джерелах. Будівля насосної станції першого підйому берегового типу подана на рисунку 10.10, становить собою заглиблену, круглу в плані споруду камерного типу із сухою камерою. Проектом передбачена можливість встановлення чотирьох насосів двох марок Д 5000–50 або Д 4000–22, під час роботи яких повна подача станції становить 4,5–6 м³/с [21].

Вода із джерела через водоприймальні вікна, розміщені у два яруси, попадає в прийомну камеру і, пройшовши через обертові сітки, надходить у камери усмоктувальних труб. За необхідності воду до водоприймача можна підводити самопливними лініями. Спорудою допускається амплітуда коливання рівня води до 8 м. Обертові сітки промиваються водою з напірних трубопроводів станції. Напірний колектор прокладений по підлозі машинного залу.

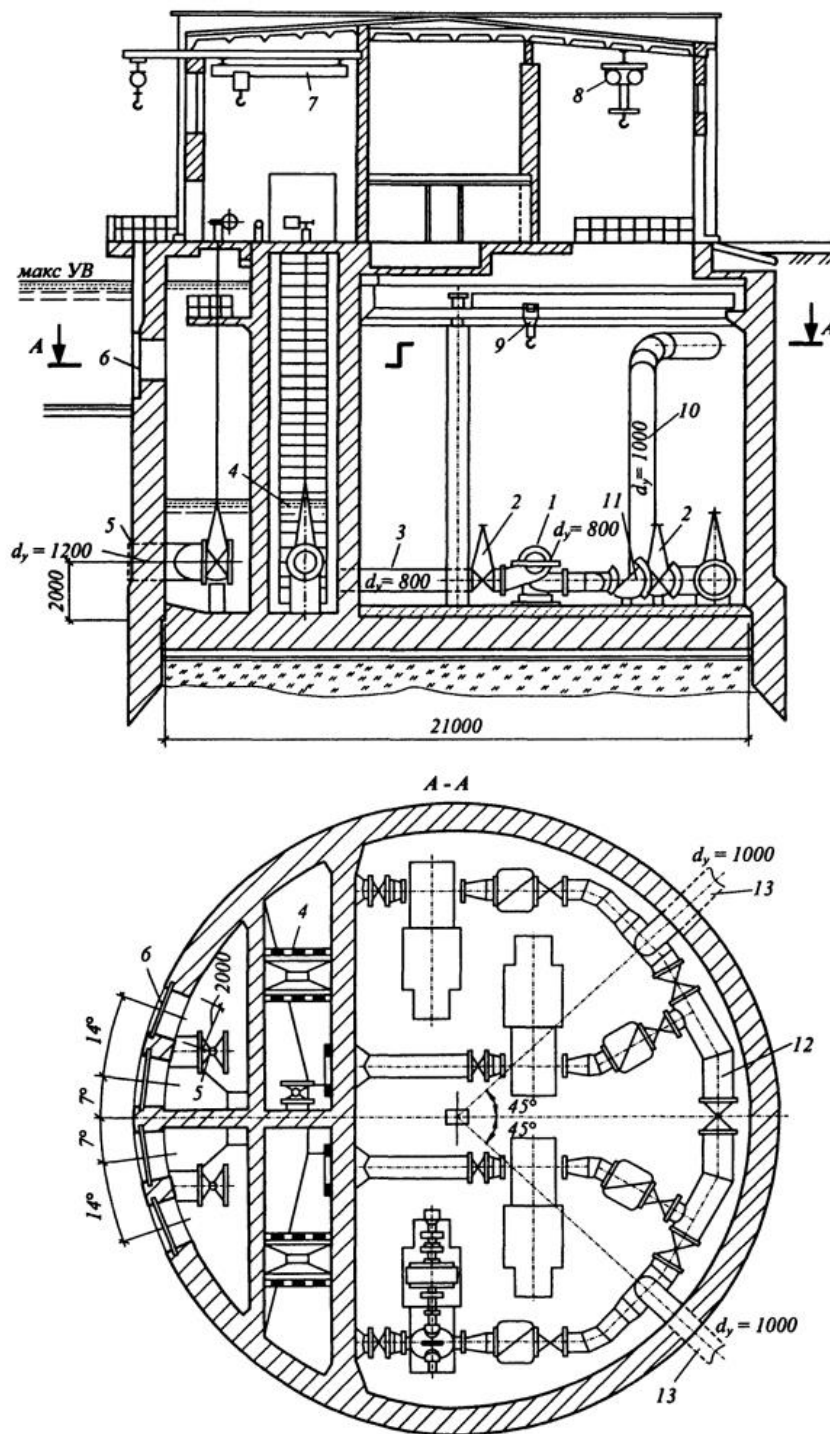


Рисунок 10.10 – Насосна станція з комбінованим водозабором:

- | | |
|--------------------------|------------------------------------|
| 1 – насоси, | 7 – підвісна кран-балка, |
| 2 – засувки, | 8 – тельфер, |
| 3 – усмоктуюча труба, | 9 – радіальна кран-балка, |
| 4 – каркасні сітки, | 10 – вертикальні стояки, |
| 5 – самопливні водоводи, | 11 – зворотні клапани, |
| 6 – вхідні вікна, | 12 – напірний колектор, |
| | 13 – зовнішні напірні трубопроводи |

Машинне приміщення обладнується радіальною кран-балкою вантажопідйомністю 10 т. У верхньому приміщенні над машинним залом передбачена монорейка з електроталію вантажопідйомністю 10 т. Верхнє приміщення водоприймача обладнується ручною підвісною кран-балкою з ручною кішкою вантажопідйомністю 5 т. Для підйому ремонтних затворів водоприймальних вікон поза будівлею передбачена монорейка з ручною кішкою вантажопідйомністю 2 т.

Типова насосна станція першого підйому зображена на рисунку 10.11, вона обладнана чотирма вертикальними осьовими насосами марки ОПВ 2–87 з подачею 3 м³/с кожний та напором 13,6 м.

Водоприймач розділений на чотири секції за кількістю насосів. Вода до насосів підводиться через прямокутні вікна із ґратами. Усередині камер встановлені обертові сітки з лобовим підведенням води. Амплітуда коливання рівня води – 5,5 м.

Підземна частина станції виконується з монолітного залізобетону, а верхня споруда – із цегли. Будова насосної станції прямокутна в плані. Її підземна частина – блокового типу з монолітного залізобетону, з використанням збірних елементів. Це значно зменшує вартість будівництва. Підведення у вигляді усмоктувальної труби становить одне ціле з підземним блоком.

Наземна частина споруди станції каркасної конструкції також вибудовується зі збірних елементів. У ній розміщені вертикальні електродвигуни насосів і механізми приводу обертових сіток. У машинному залі передбачене підйомно-транспортне устаткування у вигляді мостового крана з електроприводом вантажопідйомністю 10 т. Монтаж насосного устаткування виконується цим же краном через монтажні люки. Для обслуговування щитового господарства поза будівлею насосної станції передбачений напівкозловий кран, привід якого також електрифікований.

10.3 Насосні станції першого підйому із забором води з підземних джерел

Загальна схема водозабірної споруди першого підйому із підземного джерела. Для забору води з підземного джерела кожен водозабірну споруду (свердловина, шахтний колодезь) обладнують індивідуальною насосною установкою. Всі насоси підключають до загального колектору або водоводу, за яким вода транспортується на очисні споруди, а якщо очистка не потрібна – у резервуари чистої води. Кількість установок, що входять у загальну систему водозабору першого підйому, залежить від обсягу водоспоживання і потужності водоносних шарів [1–4].

В окремих випадках за відносно невеликого обсягу водоспоживання й за наявності шарів, багатих на воду, можна обійтися однією – двома установками.

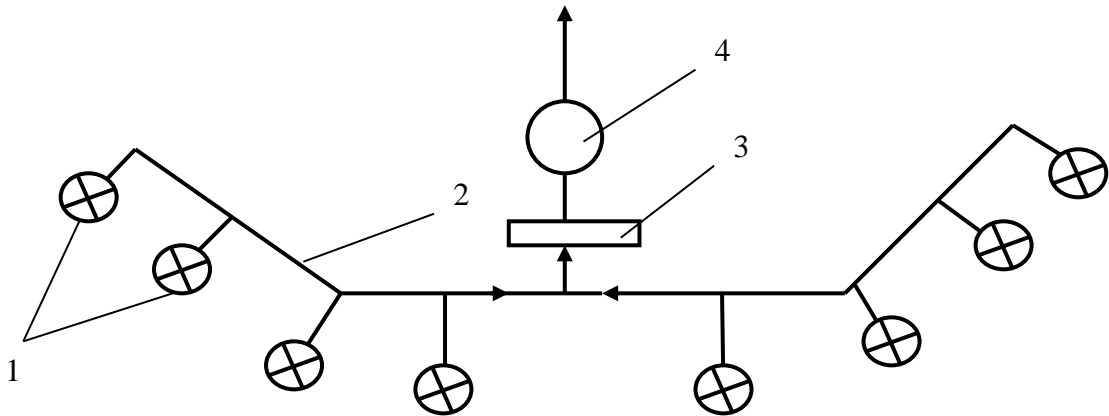


Рисунок 10.12 – Схема водозабірної споруди першого підйому на підземному джерелі

Розрахунковий напір кожної насосної установки визначають як різницю максимальної позначки горизонту води в резервуарі, куди вона подається, і мінімальної позначки динамічного рівня води в свердловині, з урахуванням втрат напору на всій ділянці руху води, яку перекачує насос.

Під час розрахунку режиму роботи насосних установок на свердловинах необхідно враховувати таке. Заводи-виготовлювачі в паспортах свердловинних насосів наводять характеристики без урахування втрат напору у водопідйомній трубі в межах свердловини, тому що довжина цієї труби в кожному конкретному випадку буває різною, тобто подають залежності Q , N , η від напору H , який розвиває насос, до перетину на виході з насоса. Отже, щоб отримати залежність подачі насоса від напору H на вихідному патрубку водопідйомної труби, необхідно побудувати дросельну характеристику насоса.

Характеристика водопідйомної труби може бути виражена залежністю:

$$n_{\text{т}} = n \cdot l \cdot S \cdot Q^2, \quad (10.7)$$

де n – кількість секцій водопідйомної труби;

l – довжина секції, м;

S – питомий опір водопідйомної труби.

Для занурених насосів опір водопідйомної труби S (м³/год) залежить тільки від її діаметра:

d , мм	50	75	100	125	150
S (на 10 м труби)	0,01	0,0015	0,00025	0,000075	0,000028

Під час розрахунку подачі насосних установок першого підйому необхідно також враховувати можливість їхнього використання для поповнення витраченого протипожежного запасу води. Останній може бути поповнений внаслідок форсування роботи насосних установок, що подають воду для господарських потреб. Якщо форсований режим неможливий, необхідно передбачити спеціальні протипожежні свердловини з повним комплектом

устаткування. Подача насосів з урахуванням поповнення недоторканного протипожежного запасу підраховується за формулами (10.2) і (10.3).

Приклади насосних станцій (установок) першого підйому на підземних джерелах. Насосні установки першого підйому споруджують над устям водозабірних свердловин. Приміщення для установок, залежно від гідрогеологічних умов, виконують у вигляді заглибленої камери або наземного павільйону. У ньому розміщуються устя свердловини, електродвигун (якщо свердловина обладнана насосом із трансмісійним валом), запірно-регулююча і запобіжна арматура, контрольно-вимірювальні прилади (рис. 10.13). Розміри приміщення в плані залежать від розміщення устаткування (зазвичай 3×3 м), висота повинна бути не менше 2,5 м [22].

На рисунку 10.13 наведена насосна установка першого підйому на свердловині, обладнана насосом із трансмісійним валом. Приміщення для установки виконано у вигляді заглибленої підземної камери. Захисні конструкції таких камер виготовляються з монолітного або збірного залізобетону.

Крім електродвигуна, у камері є запірні і запобіжні арматури, а також вимірювальні прилади. Для видалення води, яка просочується через стіни й нещільності з'єднань, передбачений дренажний самоусмоктуючий насос. Живлення електричною енергією групи таких установок звичайно здійснюється від загальної силової трансформаторної понижуючої підстанції.

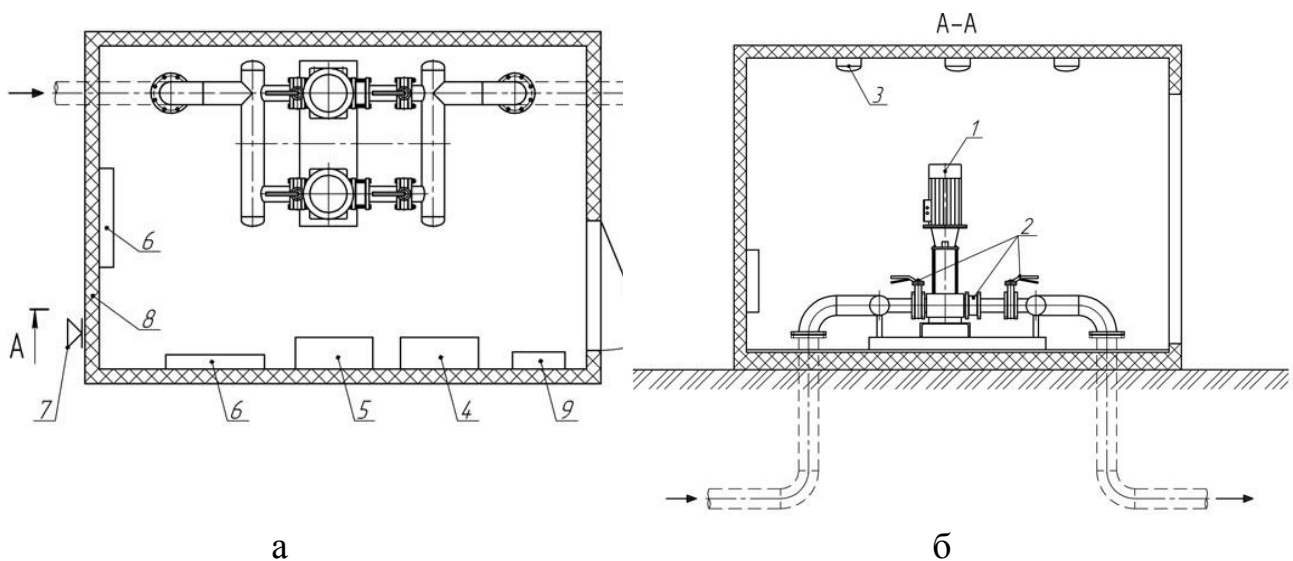


Рисунок 10.13 – Насосна станція першого підйому над свердловиною:

а – вид зверху; б – переріз А–А;

1 – насос (1 робочий, 1 резервний); 2 – запірні арматури, трубопроводи, контрольно-вимірювальні прилади; 3 – освітлення; 4 – шафа АВР (автоматичне введення резервного живлення); 5 – шафа управління насосами;

6 – електричний нагрівач; 7 – вентиляційна решітка; 8 – павільйон;

9 – шафа для власних потреб

Електроенергія до кожної установки підводиться повітряною або кабельною лінією.

Монтаж і демонтаж устаткування виконують автокраном або за допомогою триноги з поліспастом через монтажний люк. Керування роботою агрегату здійснюється з диспетчерського пункту.

Насосна станція на свердловині із приміщенням у вигляді камери колодезного типу, обладнана зануреним насосом, подана на рисунку 10.14 [23]. Насосні установки над свердловинами у вигляді наземних павільйонів у порівнянні з підземними зручніші для експлуатації, в них надійніше зберігається устаткування та апаратура, однак необхідність їхнього обігріву в зимовий період спричиняє ускладнення експлуатації і збільшення витрат електричної енергії.

У районі зі сприятливими кліматичними умовами устаткування устя свердловини може бути розміщене на відкритому майданчику без захисних конструкцій. Устаткування до того ж накривається металевим ковпаком, що захищає його від пилу та атмосферних осадів.

На рисунку 10.15 подані насосні установки з вертикальними відцентровими насосами для устаткування свердловин [24].

Насосні установки типу ЕЦВ використовують для обладнання свердловин глибиною від 10 до 700 і більше метрів. Вони можуть працювати у викривлених свердловинах за різноманітних гідрогеологічних умов. Насосні установки з трансмісійним валом застосовують для свердловин глибиною до 120 м; вони можуть працювати тільки у вертикальних свердловинах.

У сільськогосподарському водопостачанні для підйому води із свердловин застосовують водоструминні установки – сполучення струминних насосів з відцентровими (рис. 10.16) [25]. Струминний насос (гідроелеватор) занурюють у свердловину під динамічний рівень. Його нагнітальний патрубок з'єднується водопідйомною трубою з усмоктувальним патрубком відцентрового насоса, змонтованого на поверхні землі. Під час роботи установки частина води напірним трубопроводом надходить від відцентрового насоса, а інша частина – від гідроелеватора.

Водоструминна установка проста за конструкцією та надійна в експлуатації. Всі механізми, що вимагають технічного догляду, перебувають на поверхні землі. Установка може піднімати воду із свердловин глибиною до 100 м, розвиваючи напір над віссю відцентрового насоса до 50 м. Подача її залежить від висоти підняття води і у середньому становить 15...20 м³/год.

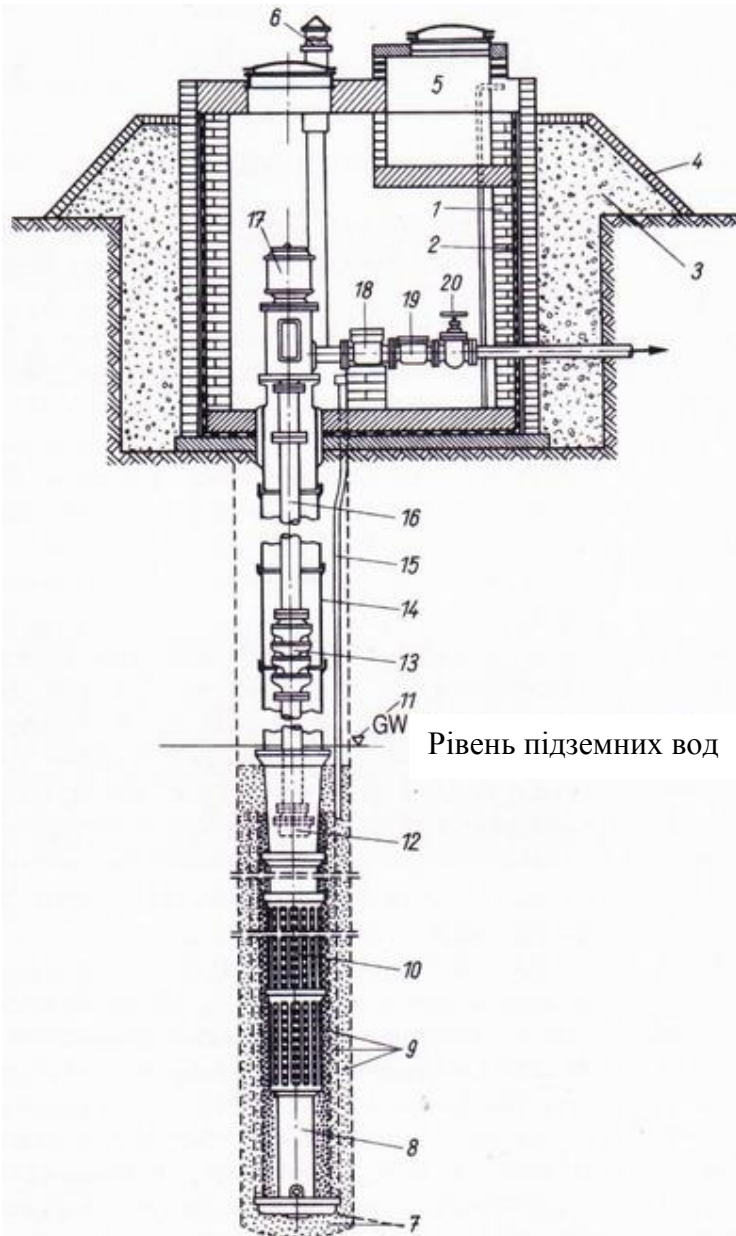


Рисунок 10.14 – Насосна установка першого підйому на свердловині в заглибленій камері:

- | | |
|----------------------------------|---------------------------------------|
| 1 – приміщення насосної станції; | 11 – рівень (дзеркало) підземних вод; |
| 2 – ізоляція; | 12 – усмоктуючий патрубок; |
| 3 – дренажна підсипка ґрунту; | 13 – насос; |
| 4 – дернове покриття; | 14 – обсадна труба; |
| 5 – електрощитова; | 15 – напрямна труба; |
| 6 – вентиляційна труба; | 16 – підйомна труба; |
| 7 – дно свердловини; | 17 – електродвигун; |
| 8 – керамічна труба; | 18 – водомір; |
| 9 – гравійна засипка фільтра; | 19 – зворотний клапан; |
| 10 – керамічна труба фільтра; | 20 – заслонка (шибер) |

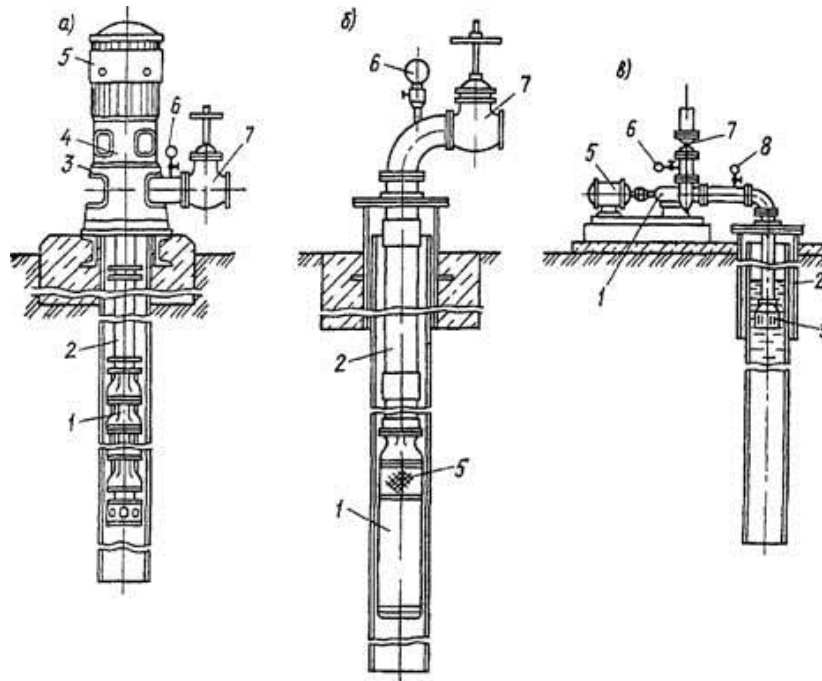


Рисунок 10.15 – Схеми обладнання свердловин насосами

а, б – насосна установка з трансмісійним валом та зануреним електродвигуном відповідно; в – схема обладнання свердловини горизонтальним відцентровим насосом;

1 – насос, 2 – водопідйомний трубопровід; 3 – опорне коліно; 4 – п'ята приводу; 5 – електродвигун; 6 – манометр; 7 – засувка; 8 – вакуумметр; 9 – приймальний клапан

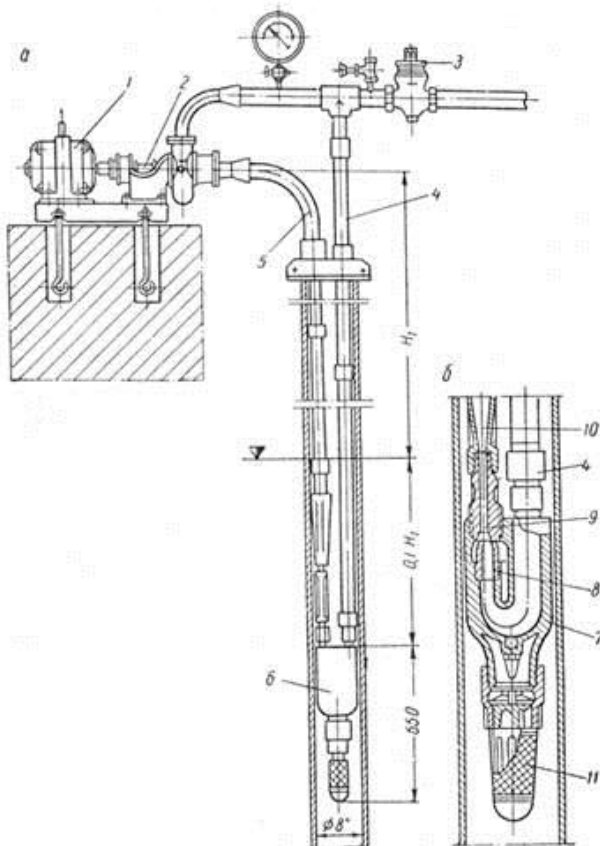


Рисунок 10.16 – Водоструминна установка на свердловині:

а – загальний вигляд;

б – водоструминний насос;

1 – двигун; 2 – насос; 3 – засувка;

4 і 5 – трубопроводи;

6 – водоструминний насос; 7 – корпус;

8 – сопло; 9 – змішувач; 10 – дифузор;

11 – сітка

10.4 Насосні станції другого підйому

Режими роботи і подача насосних станцій другого підйому.

Економічність роботи станції другого підйому багато в чому залежить від правильності вибору режиму її роботи. Оскільки станція другого підйому подає воду безпосередньо в мережу споживача, режим її роботи буде визначатися режимом водоспоживання і наявністю напірно-регулюючих споруд системи водопостачання [1–4].

На рисунку 10.17 поданий ступінчастий графік водоспоживання, який залежить від коефіцієнта годинної нерівномірності $K_{год}$, та графік роботи насосної станції другого підйому. Якщо в мережі водокористувача немає напірно-регулюючої споруди (вежі), то для забезпечення споживачів водою в години максимального споживання годинну подачу станції необхідно приймати за максимумом. Такий варіант буде неекономічним, тому що тривалість максимального водоспоживання невелика. Подача насосної станції за максимальним значенням годинного водоспоживання розрахункового графіка приймається в тому випадку, якщо максимум споживання має тривалий період і амплітуда його коливання невелика. Такі графіки характерні для великих міст з великим обсягом добового водоспоживання.

Загальну подачу, а отже, і потужність насосної станції можна зменшити, якщо в мережу споживачів під'єднавши водонапірну вежу з регулюючою ємністю.

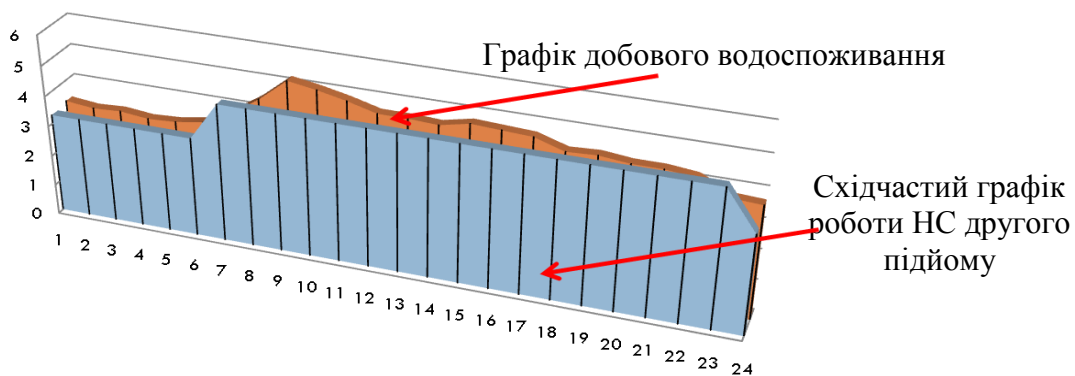


Рисунок 10.17 – Сумісні графіки добового водоспоживання та роботи насосної станції другого підйому

Годинна подача насосів складатиме $Q = 100/24 = 4,17\%$ обсягу добового водоспоживання.

У таблиці 10.2 наведено приблизний розподіл витрат води за годинами доби в населених пунктах [26].

Порівняння графіків подачі насосів і водоспоживання доводить, що за період, коли водоспоживання менше подачі, надлишковий обсяг води надходить у бак водонапірної вежі. За час, коли водоспоживання перевищує подачу насосної станції, на додаток до подачі насосів споживач отримує воду від водонапірної вежі. У такий спосіб здійснюється добове регулювання подачі води споживачеві.

Під час рівномірної подачі регулюючий обсяг визначається площею, обмеженою графіком водоспоживання, розташованою під лінією, що характеризує подачу насосів, – заштрихована площа (рис. 10.18). Однак за наявності у системі регулюючої ємності подачу насосної станції не завжди можна призначити рівною середньодобовому водоспоживанню. За наявності великого коефіцієнта нерівномірності або значних обсягів добового водоспоживання регулююча ємність водонапірної вежі може бути надмірно великою. Її будівництво виявиться економічно недоцільним.

Таблиця 10.2 – Приблизний розподіл витрат води за годинами доби в населених пунктах

Години доби	Розподіл витрат за годинами доби, %				
	$K_{\text{год}} = 1,25$	$K_{\text{год}} = 1,35$	$K_{\text{год}} = 1,50$	$K_{\text{год}} = 1,70$	$K_{\text{год}} = 2,0$
0–1	3,35	3,00	1,50	1,00	0,75
1–2	3,25	3,20	1,50	1,00	0,75
2–3	3,30	2,50	1,50	1,00	1,00
3–4	3,20	2,60	1,50	1,00	1,00
4–5	3,25	3,50	2,50	2,00	3,00
5–6	3,40	4,10	3,50	3,00	5,50
6–7	3,85	4,50	4,50	5,00	5,50
7–8	4,45	4,90	5,50	6,50	5,50
8–9	5,20	4,90	6,25	6,50	3,50
9–10	5,05	5,60	6,25	5,50	3,50
10–11	4,85	4,90	6,25	4,50	6,00
11–12	4,60	4,70	6,25	5,50	8,50
12–13	4,60	4,40	5,00	7,00	8,50
13–14	4,55	4,10	5,00	7,00	6,00
14–15	4,75	4,10	5,50	5,50	5,00
15–16	4,70	4,40	6,00	4,50	5,00
16–17	4,65	4,30	6,00	5,00	3,50
17–18	4,35	4,10	5,50	6,50	3,50
18–19	4,40	4,50	5,00	6,50	6,00
19–20	4,30	4,50	4,50	5,00	6,00
20–21	4,30	4,50	4,00	4,50	6,00
21–22	4,20	4,80	3,00	3,00	3,00
22–23	3,75	4,60	2,00	2,00	2,00
23–0	3,70	3,30	1,50	1,00	1,00
Усього	100 %	100 %	100 %	100 %	100 %

Регулюючий об’єм башти визначається найбільшою з окремих площ a або b , які утворені лінією 1 режиму роботи НС першого підйому та східною лінією 2 режиму роботи НС другого підйому.

Для зменшення регулюючої ємності приймають ступінчастий графік подачі насосної станції, таким чином наближаючи його до графіка водоспоживання. Звичайне число ступенів графіка подачі призначають не більше трьох, тому що його збільшення спричиняє збільшення кількості насосів, що знижує економічні показники насосної станції.

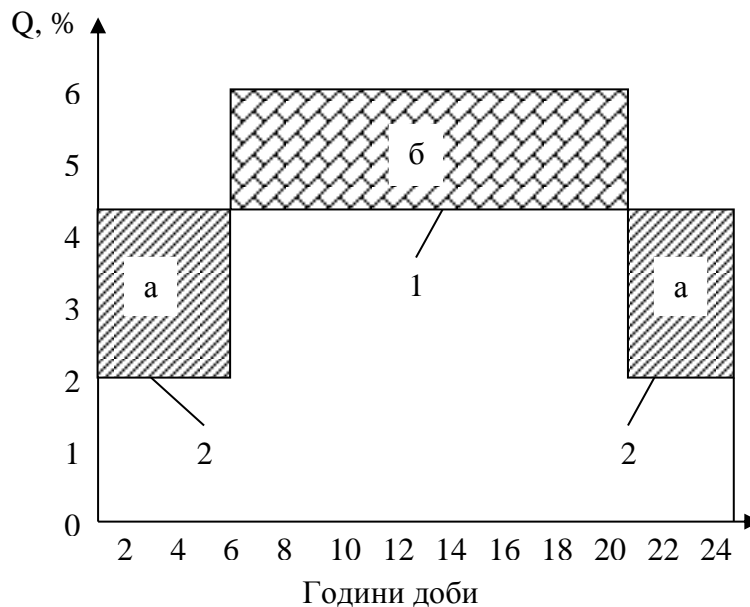


Рисунок 10.18 – Сумісний графік роботи насосних станції першого та другого підйому

Розрахунок регулюючої місткості водонапірної вежі під час рівномірної і східчастої роботи насосної станції другого підйому для коефіцієнта годинної нерівномірності водоспоживання 1,35 наведений у таблиці 10.3.

Більш точно регулюючий обсяг підраховується табличним способом. У таблиці 10.3 наведений розрахунок двох варіантів роботи насосної станції другого підйому. Отримання внаслідок порівняння даних граф 2, 3, 4 значення заносять у відповідні графи 5, 6 або 8, 9.

Шляхом додавання (під час надходження води в бак) або вирахування (під час витрати води з бака) значень граф 5, 6 і 8, 9 заповнюються графи 7 і 10, що характеризує наростання або убування регулюючого обсягу води в баці.

Регулюючий обсяг (W_p) визначається як сума абсолютних значень найбільших позитивних і негативних чисел:

а) під час рівномірної подачі насосів

$$W_p = 6,12 + |-0,86| = 6,98 \%$$

б) під час східчастої роботи насосів

$$W_p = 0,1 + |-2,4| = 2,5 \%$$

Регулюючий обсяг під час рівномірної роботи насосної станції становить 8...15 %, а під час східчастої – 2,5...6 % обсягу добового водоспоживання.

Таблиця 10.3 – Розрахунок регулюючої місткості водонапірної вежі

Час доби	Витрата водоспоживання, %	Подача води насосами, %		Рівномірна подача, %			Східчаста подача, %		
		Рівномірна	Східчаста	Находження в бак	Витрата з бака	Залишок води в баці	Находження в бак	Витрата з бака	Залишок води в баці
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
0–1	3	4,17	2,5	1,17	–	1,17	–	0,5	–0,5
1–2	3,2	4,17	2,5	0,97	–	2,14	–	0,7	–1,2
2–3	2,5	4,17	2,5	1,67	–	3,81	–	–	–1,2
3–4	2,6	4,17	2,5	1,57	–	5,38	–	0,1	–1,3
4–5	3,5	4,17	4,5	0,67	–	6,05	1,0	–	–0,3
5–6	4,1	4,17	4,5	0,07	–	6,12	0,4	–	0,1
6–7	4,5	4,17	4,5	–	0,33	5,79	–	–	0,1
7–8	4,9	4,17	4,5	–	0,73	5,06	–	0,4	–0,3
8–9	4,9	4,17	4,5	–	0,73	4,33	–	0,4	–0,7
9–10	5,6	4,17	4,5	–	1,43	2,9	–	1,1	–1,8
10–11	4,9	4,17	4,5	–	0,73	2,17	–	0,4	–2,2
11–12	4,7	4,17	4,5	–	0,53	1,64	–	0,2	–2,4
12–13	4,7	4,17	4,5	–	0,23	1,41	0,1	–	–2,3
13–14	4,1	4,17	4,5	0,07	–	1,48	0,4	–	–1,9
14–15	4,1	4,17	4,5	0,07	–	1,55	0,4	–	–1,5
15–16	4,4	4,17	4,5	–	0,23	1,32	0,1	–	–1,4
16–17	4,3	4,16	4,5	–	0,14	1,18	0,2	–	–1,2
17–18	4,1	4,16	4,5	0,06	–	1,24	0,4	–	–0,8
18–19	4,5	4,16	4,5	–	0,34	0,90	–	–	–0,8
19–20	4,5	4,16	4,5	–	0,34	0,56	–	–	–0,8
20–21	4,5	4,16	4,5	–	0,34	0,22	–	–	–0,8
21–22	4,8	4,16	4,5	–	0,64	–0,42	–	0,3	–1,1
22–23	4,6	4,16	4,5	–	0,44	–0,86	–	0,1	–1,2
23–24	3,3	4,16	4,5	0,86	–	0,00	1,2	–	0,00
Разом	100	100	100	7,18	7,18		4,2	4,2	

Іноді для визначення регулюючого обсягу користуються інтегральними (сумарними) графіками подачі і водоспоживання (рис. 10.19). Вони становлять собою залежності наростання подачі або водоспоживання за добу. Таким чином, остання ордината, що відповідає 24 год, у масштабі графіка буде визначати добовий обсяг водоспоживання (дорівнює добовій подачі насосної станції).

Регулюючий обсяг визначається відрізком по вертикалі між дотичними, проведеними до кривої водоспоживання паралельно лінії подачі насосів, і самою лінією подачі.

Графічний спосіб визначення обсягу регулюючої ємності не забезпечує високої точності і може бути рекомендований для випадків водоспоживання з відносно великим коефіцієнтом годинної нерівномірності [2, 3].

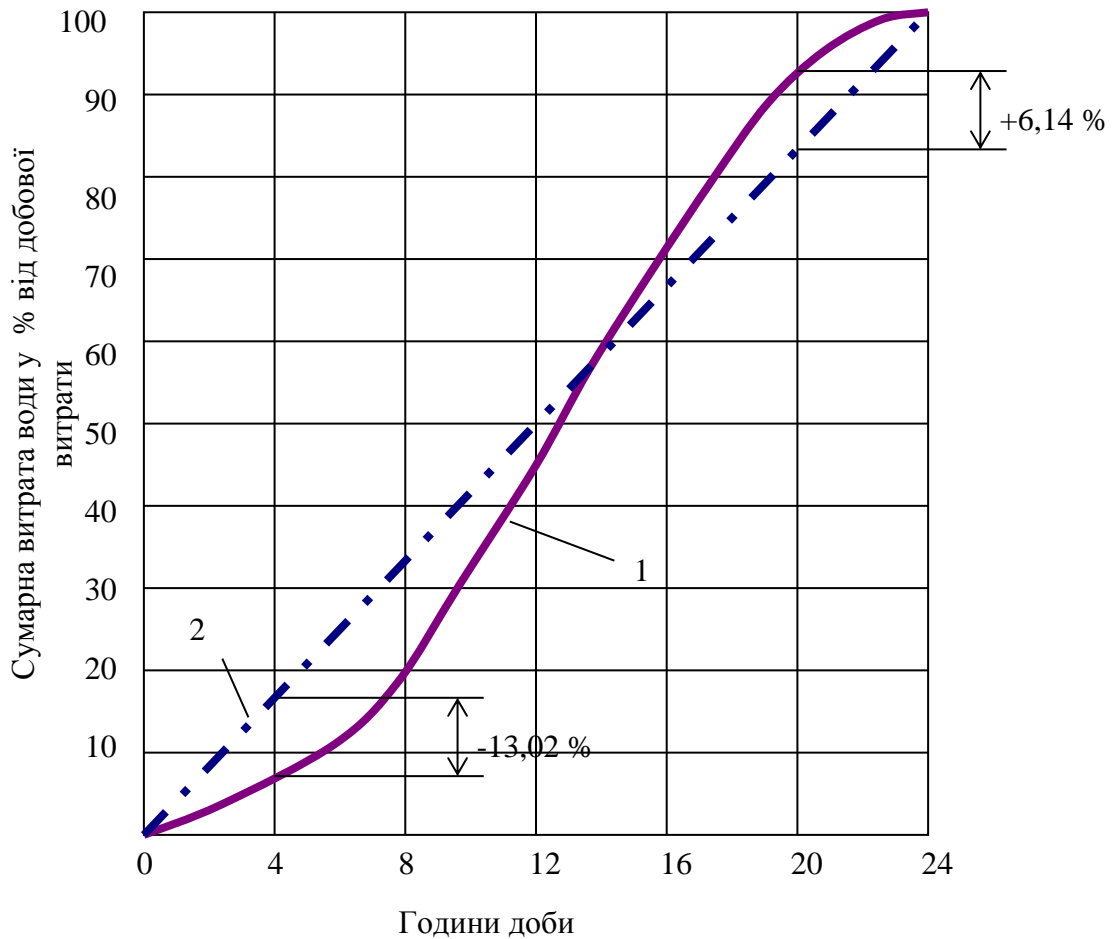


Рисунок 10.19 – Інтегральний графік водоспоживання (лінія 1) та роботи насосів НС другого підйому (лінія 2)

За відсутності графіків водоспоживання й подачі насосної станції регулюючий обсяг визначають за формулою:

$$W_p = Q_{\max}^{\text{доб}} \cdot \left[(1 - K_{\text{год}}) + (K_{\text{год}} - 1) \cdot \left(\frac{K_n}{K_{\text{год}}} \right)^{\frac{K_{\text{год}}}{K_{\text{год}} - 1}} \right], \quad (2.8)$$

де $Q_{\max}^{\text{доб}}$ – витрата води за добу максимального споживання, м³/добу;
 $K_{\text{год}}$ – коефіцієнт годинної нерівномірності водоспоживання або відбору води з регулюючої ємності:

$$K_{\text{год}} = q_{\text{год max}} / q_{\text{год. ср}},$$

де $q_{\text{год max}}$ – максимальна годинна витрата води за добу максимального водоспоживання, м³/год.;

$q_{\text{год ср}}$ – середня годинна витрата води за добу максимального водоспоживання, м³/год.;

K_n – коефіцієнт годинної нерівномірності подачі води насосною станцією у регулюючу ємність:

$$K_n = q_{n \max} / q_{\text{год ср}}$$

де $q_{n \max}$ – максимальна годинна подача насосної станції в розрахункову добу, $\text{м}^3/\text{год}$.

Обладнання насосних станцій відцентровими насосами, що мають властивість саморегулюватися, дає змогу використовувати системи водопостачання без регулюючих ємностей за будь-якого значення коефіцієнта годинної нерівномірності. Але застосування систем без вежі економічно доцільне тільки за наявності відносно невеликих коефіцієнтів годинної нерівномірності водоспоживання, інакше внаслідок необхідності подавати воду в години малих витрат за напорів, що значно перевищують необхідні, витрати електроенергії зростають.

Остаточно вибір варіанта подачі насосної станції другого підйому, а також необхідність під'єднання до системи регулюючої ємності встановлюють на підставі порівняння техніко-економічних показників різних варіантів.

Визначення напору насосних станцій другого підйому. Напір насосної станції другого підйому визначають за ситуаційним планом і схемою вертикального планування споруд системи (від резервуарів чистої води до точки, що диктує). Він залежить від розрахункового вільного напору точки, що диктує, від наявності й місця розташування водонапірної вежі в системі та від режиму роботи системи. Напір станції другого підйому може бути визначений тільки після розрахунку водогінної мережі, визначення висоти водонапірної вежі й місця її розташування [1].

На рисунку 10.20 подано загальний ситуаційний план розміщення водопровідних споруд другого підйому. Для визначення необхідного напору насосної станції визначають найдовший з можливих шляхів руху води від резервуарів чистої води (точка P) до точки B , що диктує (на плані він позначений жирною лінією.) Весь шлях P – B розбивають на характерні ділянки для визначення втрат напору на них.

Потрібний напір насосів у загальному випадку для відкритих систем підраховують за формулою

$$H = H^c + \Sigma h = H_z + h_{y.g} + h_{n.c} + h_{в.м} + h_{н.в} + h_m, \quad (10.9)$$

де H_z – геометрична висота підйому води, м;

$h_{y.g}$ – втрати напору в усмоктувальному водоводі (на ділянці P – K_6), м;

$h_{n.c}$ – втрати напору в усмоктувальних і напірних комунікаціях усередині насосної станції, м;

$h_{в.м}$ – втрати напору у водомірі, м;

$h_{н.в}$ – втрати напору у нагнітальному водоводі (на ділянці B – K), м;

h_m – втрати напору на одному з напрямків (з найбільшими втратами) мережі, м.

Геометричну висоту підйому води визначають за схемою висотного планування споруд. Втрати напору в усмоктувальному й нагнітальному

водоводах з достатнім ступенем точності можна визначити, користуючись таблицями Ф. А. Шевельова [6], за формулами:

$$h_{y.г} = (1,1...1,15) 1000 i \cdot l_{y.г};$$

$$h_{н.г} = (1,05...1,1) 1000 i \cdot l_{н.г}.$$

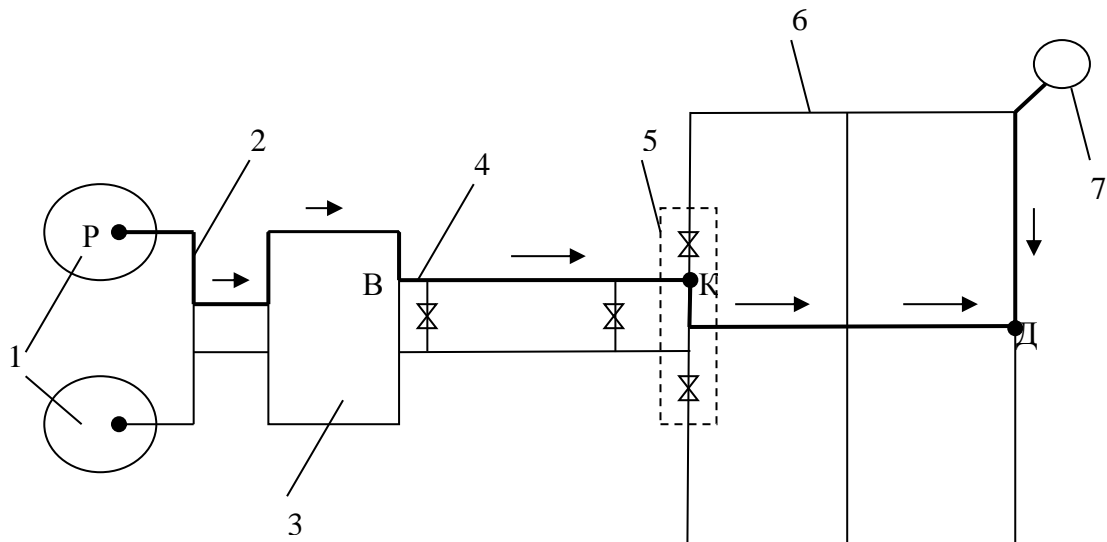


Рисунок 10.20 – План розміщення споруд другого підйому:

- 1 – резервуари чистої води; 2 – усмоктувальний водовід (зовнішній);
- 3 – насосна станція другого підйому; 4 – нагнітальний водовід;
- 5 – камера підключення водовода до мережі; 6 – мережа магістральних трубопроводів; 7 – водонапірна вежа

У круглих дужках зазначені поправочні коефіцієнти, що враховують місцеві втрати на розрахункових ділянках. Втрати напору в комунікаціях насосної станції ($h_{нс}$) складаються здебільшого із втрат у місцевих опорах, які для обраного розрахункового напрямку визначають окремо, а потім підсумовують. Цей розрахунок зводиться в таблицю (табл. 10.4).

Таблиця 10.4 – Розрахунок втрат напору в комунікаціях насосної станції

Найменування вузла місцевого опору	Кількість однотипних вузлів	d_y , мм	Q , л/с	ξ	v , м/с	$\frac{v^2}{2g}$, м	$h_m = \xi \frac{v^2}{2g}$, м
Усмоктувальні комунікації							
Нагнітальні комунікації							

Варто мати на увазі, що втрати в комунікаціях насосних станцій можуть бути розраховані в тому випадку, коли відома кількість підібраних насосів і спроектована схема перемикання усмоктувальних і нагнітальних трубопроводів. Тому розрахунок втрат h_{nc} за розглянутою методикою може бути використаний як перевіірочний. У попередніх розрахунках напору насосних станцій другого підйому втрати у внутрішніх комунікаціях приймають орієнтовно на усмоктувальній ділянці $h_g = (0,5...1)$ м, на нагнітальній – $h_{нар} = 2...3$ м.

Втрати напору на ділянці мережі (h_m) враховують у тому випадку, якщо водонапірно-регулюючі споруди (вежа, РЧВ тощо) виконують роль контррезервуарів або в системі взагалі відсутні напірно-регулюючі споруди. Ці втрати приймають рівними втратам на головному напрямку від точки К до точки Д, що диктує, (рис. 10.20) (під час режиму максимального водоспоживання) або до водонапірної башти (під час режиму подачі максимального транзиту води у вежу).

На рисунку 10.21 подана схема висотного планування споруд системи з вежею, розташованою до споживача. У цьому випадку для визначення напору господарських насосів розглядається режим, під час якого частина води, що подається насосами, надходить у вежу [27, 28].

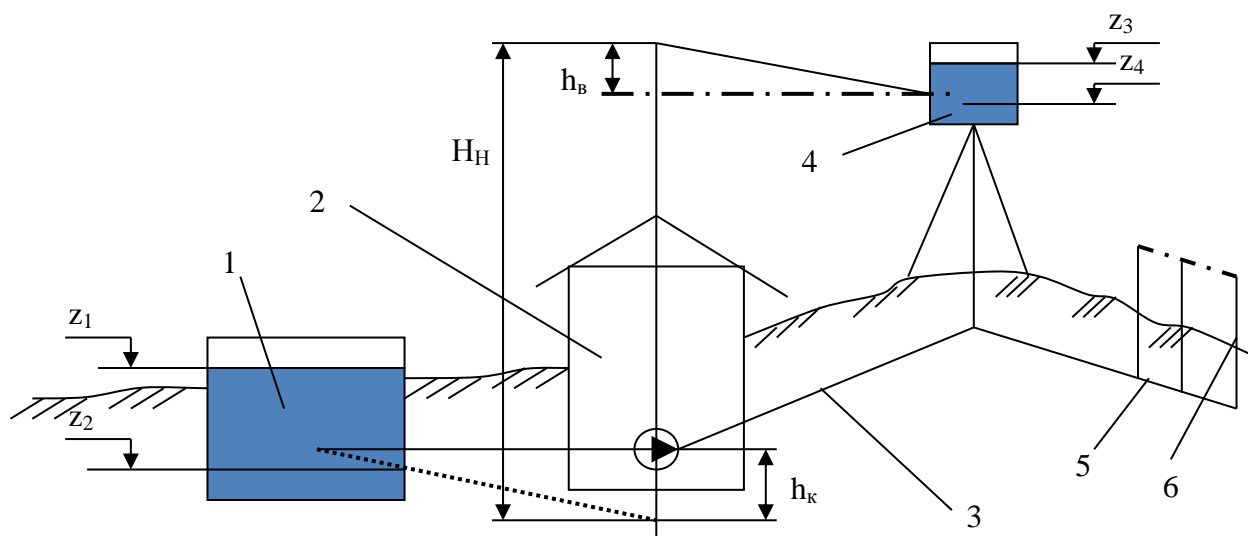


Рисунок 10.21 – Схема висотного планування споруд другого підйому з вежею на початку мережі:

- 1 – резервуар чистої води; 2 – насосна станція другого підйому;
- 3 – нагнітальний водовід; 4 – водонапірна вежа; 5 – водогінна мережа;
- 6 – вільні напори

Необхідний напір у цьому випадку визначається за формулою:

$$H = H_{\Gamma} + \Sigma h = H_{\Gamma_{yc}} + z_{\delta} + H_g + H_p + \Sigma h_y + \Sigma h_{нар}, \quad (10.10)$$

де $H_{\Gamma_{yc}}$ – розрахункова геометрична висота усмоктування, м;

z_6 – різниця геодезичних позначок землі біля вежі та осі насоса, м;

H_6 – висота вежі, м;

H_p – висота резервуара (різниця позначок максимального рівня води і дна резервуара), м;

Σh_y – сумарні втрати напору в зовнішній і внутрішній усмоктувальній комунікаціях, м;

$\Sigma h_{\text{наг}}$ – сумарні втрати напору в нагнітальних комунікаціях (від насоса до вежі), м.

Якщо вежа розташована в протилежному від насосної станції кінці мережі (за споживачем), для визначення розрахункового напору необхідно розглядати два режими: максимального водоспоживання й максимального транзиту води у вежу. П'єзометричні лінії за цих режимів подані на схемі висотного планування (рис. 10.22).

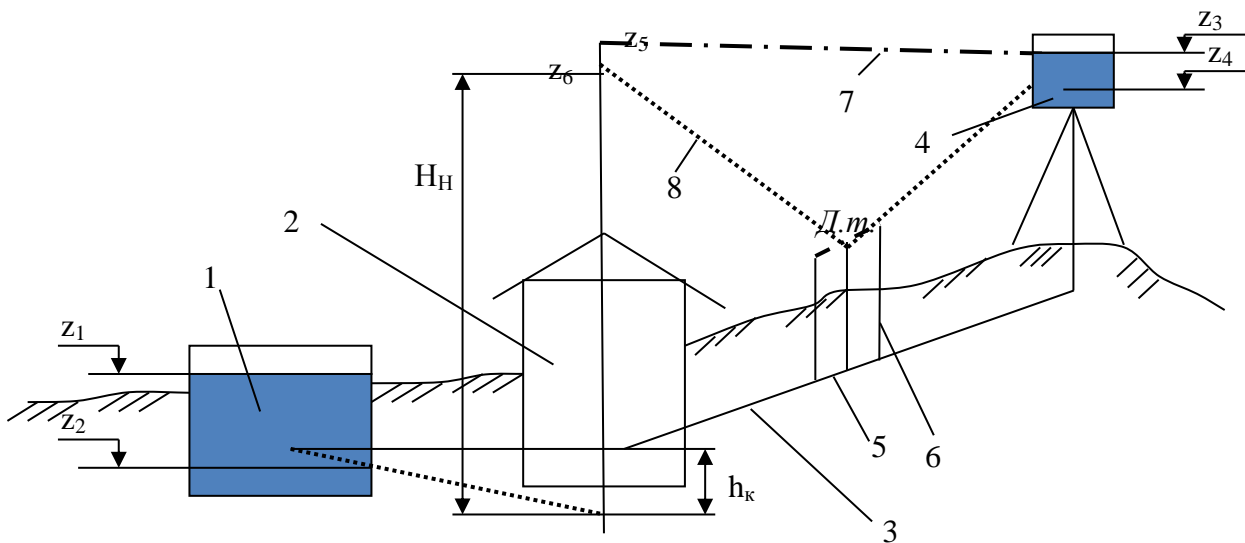


Рисунок 10.22 – Схема висотного планування споруд другого підйому системи з контррезервуаром:

- 1 – резервуар чистої води; 2 – насосна станція другого підйому; 3 – водовід;
- 4 – водонапірна вежа; 5 – мережа; 6 – вільні напори у мережі;
- 7 – п'єзометрична лінія на випадок максимального транзиту у вежу;
- 8 – п'єзометрична лінія на випадок максимального водоспоживання

Напір насосів у першому випадку буде визначатися таким виразом:

$$H = H_{\Gamma} + \Sigma h = H_{\Gamma. \text{yc}} + z_{\text{д}} + H_6 + \Sigma h_y + \Sigma h_{\text{наг}}, \quad (10.11)$$

де $z_{\text{д}}$ – різниця геодезичних позначок точки, що диктує, і осі насоса, м;

$H_{\text{в}}$ – вільний господарський напір у точці, що диктує (визначають за поверховістю забудови), м.

У другому випадку напір насосів буде таким:

$$H_{\text{тр}} = H_{\Gamma. \text{тр}} + \Sigma h = H_{\Gamma. \text{yc}} + z_6 + H_6 + H_p + \Sigma h_{\text{yc}} + \Sigma h_{\text{наг.тр}}. \quad (10.12)$$

Залежно від конкретних умов найбільший з напорів H або $H_{тр}$ приймається в якості розрахункового для підбору господарських насосів другого підйому.

Вибір кількості основних агрегатів і резервного устаткування. Під час вибору кількості основних агрегатів другого підйому необхідно, як і на станціях першого підйому, прагнути до збільшення їхньої одиничної потужності, тому що це підвищує економічність будівництва й експлуатації насосних станцій. Однак якщо станція другого підйому працює за графіком, кількість агрегатів має відповідати умові можливості відключення одного або декількох насосів у періоди невеликого водоспоживання. Кожен насос повинен працювати з максимальним ККД, що уточнюється на підставі аналізу спільної роботи насосів і водогінної мережі під час роботи у різних режимах водоспоживання.

Під час підбору насосного устаткування керуються такими головними вимогами:

- обрані насоси мають забезпечувати розрахункові напір і подачу, працювати в області значень максимального ККД;
- обрані насоси мають бути однотипними (бажано), однак, якщо більш економічна робота має місце під час роботи різнотипних насосів, доцільно встановлювати різнотипні агрегати; їхнє виробництво повинне бути серійним;
- насоси повинні мати найбільший коефіцієнт швидкохідності, тому що одночасно зменшуються габарити насосів, а отже, і обсяг будівлі станції.

На станціях другого підйому резерв насосного устаткування приймається залежно від кількості основних насосів і категорії надійності (табл. 10.1). Якщо на станції в одній групі агрегатів установлені насоси з різними характеристиками, кількість резервних агрегатів приймають для насосів з більшою подачею, як зазначено в таблиці 10.1, а резервний насос меншої подачі необхідно зберігати на складі. Резервні насоси повинні бути такої ж марки, як і основні.

Протипожежні та спеціальні насоси станцій другого підйому. Насосні станції другого підйому повинні забезпечувати в будь-якій точці водогінної мережі розрахункову протипожежну витрату води в момент максимального водоспоживання. Витрату води на пожежогасіння підраховують за нормою витрати на одну пожежу й розрахункову кількість одночасних пожеж. Тривалість гасіння пожежі приймається рівною 3 год. Напір протипожежних насосів залежить від типу протипожежних мереж. Останні за способом гасіння пожежі поділяються на мережі низького й високого тиску [2].

Протипожежна мережа *низького тиску* повинна забезпечувати в розрахункових точках гасіння пожежі необхідну протипожежну витрату води з напором не менше 10 м. Такий напір приймається для того, щоб уникнути можливості утворення в мережі вакуумметричного тиску під час підключення до гідрантів мобільних пожежних насосів, які створюють напір для утворення струменів необхідної висоти.

Мережа протипожежного водопроводу *високого тиску* повинна забезпечувати в розрахунковій точці гасіння пожежі як необхідну витрату води,

так і напір для отримання з гідрантів струменів з компактною ділянкою висотою не менше 10 м.

Методика визначення напору для пожежних насосів така ж, як і для господарських: для розрахункової точки гасіння пожежі призначають необхідний протипожежний напір, що визначає геометричну висоту підйому води ($H_{г.п}$).

Додаючи до $H_{г.п}$ відповідного протипожежного режиму роботи втрати, визначають необхідний напір ($H_{п}$). Якщо протипожежний напір (в об'єднаній мережі господарсько-питного й протипожежного водопроводу) менший або дорівнює господарському напору, то, з урахуванням можливості зниження під час пожежі геометричної висоти підйому води, на підставі аналізу роботи господарських насосів при $H_{г.п}$ встановлюють можливість забезпечення ними розрахункової витрати води. Якщо витрата води не забезпечується, підбирають додаткові пожежні насоси (один або кілька) з напором, який дорівнює господарському.

У випадку, коли протипожежний напір більший за напір господарських насосів, необхідно встановлювати додатково окремий пожежний насос або групу насосів, що забезпечують протипожежний напір з протипожежною і максимальною господарською витратами води.

Часто на станціях другого підйому використовують спеціальні насоси, призначені для промивання фільтрів очисної станції. Подачу промивних насосів визначають залежно від розмірів і інтенсивності промивання фільтрів, а напір – за схемою вертикального планування споруд із урахуванням опору фільтра під час промивання.

В окремих випадках у заглиблених і наполовину заглиблених насосних станціях передбачають установку спеціальних насосів для відкачування води під час можливих аварій. Подачу таких насосів визначають із умови відкачування з машинного залу води за її шару 0,5 м на час не більше 2 год. До того ж передбачають один резервний агрегат.

Розміщення насосного устаткування на станціях другого підйому. Насосні станції другого підйому в більшості випадків виконуються прямокутними у плані й обладнуються горизонтальними насосами типу Д або К. Виняток становлять досить великі станції, на яких встановлюються насоси типу В. Тому в практиці проектування цих станцій здебільшого зустрічається таке розміщення насосних агрегатів: однорядне із фронтальним підведенням і відведенням води (рис. 10.23, а); однорядне з бічним і фронтальним відведенням води (рис. 10.23, б); однорядне з однобічним розташуванням усмоктувального й нагнітального колекторів (рис. 10.23, в); дворядне шахове із фронтальним підведенням і відведенням води (рис. 10.23, г); дворядне симетричне з бічним підведенням і відведенням води (рис. 10.23, д) [1–3].

Вид розміщення визначається за типом насосів, розташуванням насосної станції щодо резервуарів чистої води та інших споруд, зручністю компоновання усмоктувальних і нагнітальних трубопроводів з найменшою кількістю їхніх поворотів.

За невеликої кількості насосів типу Д (4–5) доцільно приймати однорядне їхнє розміщення, тому що в цьому разі ширина будівлі виходить найменшою. За відносно великої кількості агрегатів (більше 5) приймається дворядне, шахове або симетричне розміщення насосів, що дає змогу скоротити довжину споруди. Під час використання насосів консольного типу більш доцільно розміщувати агрегати в один ряд, перпендикулярно до поздовжньої осі споруди, довжина якої при цьому також скорочується. Однорядне розміщення перпендикулярно до поздовжньої осі станції використовують і для насосів типу Д за відносно великої їх кількості, у випадку однобічного розміщення усмоктувальних і напірного колекторів (рис. 10.23, в).

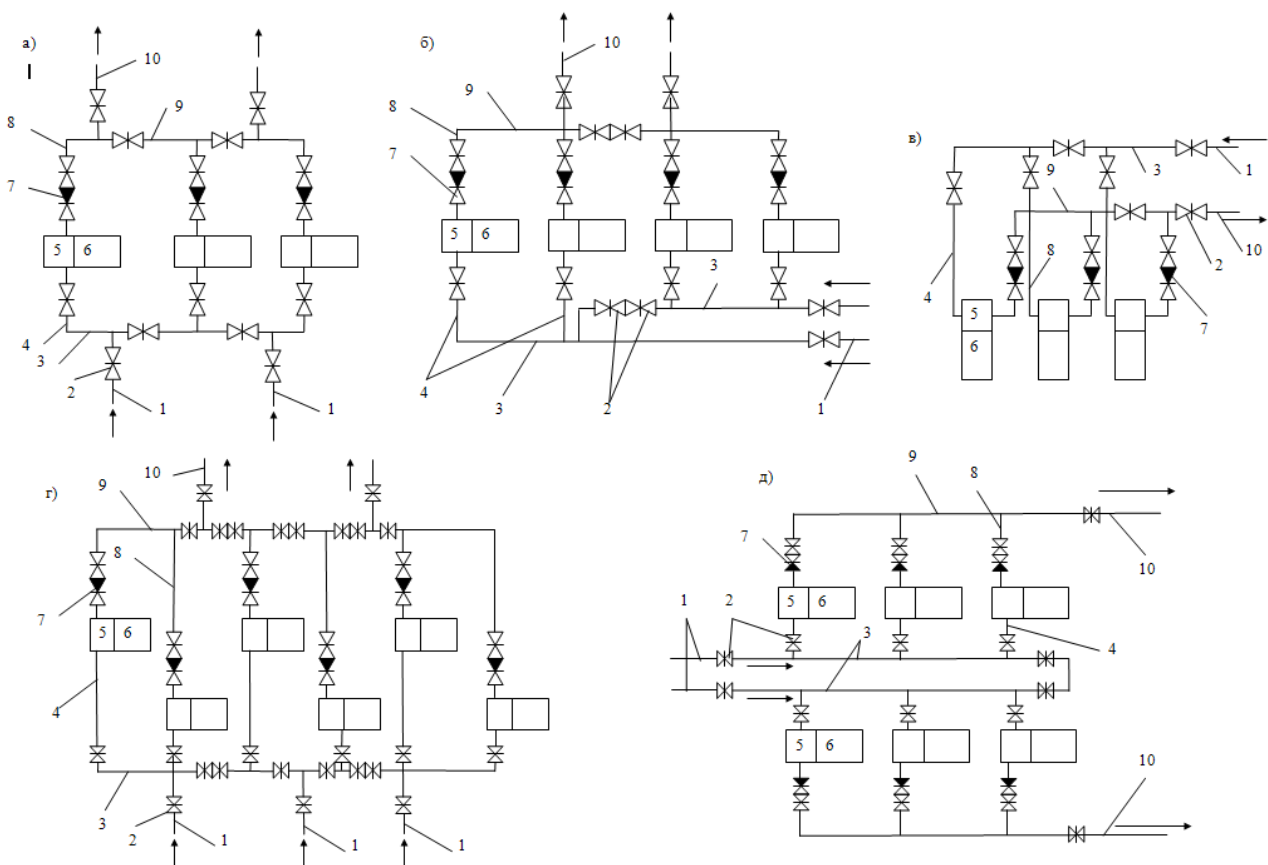


Рисунок 10.23 – Схеми розміщення насосних агрегатів на станціях другого підйому і перемикання трубопроводів:

- а) однорядне із фронтальним підведенням і відведенням води;
 - б) однорядне з бічним і фронтальним відведенням води;
 - в) однорядне з однобічним розташуванням усмоктувального й нагнітального колекторів;
 - г) дворядне шахове із фронтальним підведенням і відведенням води; д) дворядне симетричне з бічним підведенням і відведенням води;
- | | |
|------------------------------|----------------------------|
| 1 – усмоктувальна труба; | 6 – електродвигун; |
| 2 – засувка; | 7 – зворотний клапан; |
| 3 – усмоктувальний колектор; | 8 – нагнітальна підводка; |
| 4 – усмоктувальна підводка; | 9 – нагнітальний колектор; |
| 5 – насос; | 10 – нагнітальний водовід |

Під час проектування насосних станцій другого підйому можуть зустрічатися й інші види розміщення агрегатів різних груп (дворядне, паралельне поздовжнє або поперечне щодо осі будівлі; осі агрегатів можуть бути розміщені під кутом до поздовжньої осі будівлі; комбіноване).

У схемі вертикального планування споруд насоси повинні розміщуватися під заливом від розрахункового рівня води в ємності: пожежного запасу на одну пожежу; середнього рівня пожежного запасу на дві й більше пожежі; середнього рівня за відсутності пожежного запасу [17].

Якщо насоси розміщені не під заливом, необхідно передбачити систему заливу насосів перед їхнім запуском.

Проектування усмоктувальних і напірних труб та схем їхніх перемикачів на станціях другого підйому. Усмоктувальні та напірні труби станцій другого підйому виконують ті ж функції, що й на станціях першого підйому, і під час проектування щодо них висуваються такі ж вимоги. Головними вимогами щодо усмоктувальних труб, що забезпечують нормальний запуск і роботу насосів, є повна їхня повітронепрониклість і виключення можливості утворення повітряних «мішків». Останнє досягається за рахунок монтажу усмоктувальної лінії таким чином, щоб верхня утворююча труби за всією довжиною мала ухил від насоса не менше $i = 0,005$. Під час з'єднання усмоктувальних труб різних діаметрів необхідно використовувати косі (ексцентричні) переходи [1–3].

Усмоктувальні та напірні труби в межах насосної станції виконують сталевими і з'єднують зварюванням. Фланцеві з'єднання використовують тільки для підключення до насосів і арматури. Діаметри напірних трубопроводів визначають за розрахунковими витратами води й економічними швидкостями потоку:

$$d = \sqrt{4Q / (\pi v_e)}, \quad (10.13)$$

де v_e – економічна швидкість, м/с.

Діаметри колекторів приймають рівними діаметрам відповідних усмоктувальних і нагнітальних водоводів. Якщо до колекторів під'єднується відносно багато насосів, їх доцільно виконувати зі змінним діаметром, зменшуючи його до кінцевих ділянок.

Укладання усмоктувальних і напірних трубопроводів усередині станції проводиться по підлозі на підставках із перехідними містками над ними. В окремих випадках за сприятливих гідрогеологічних умов і якщо це не спричиняє значного подорожчання будівництва, допускається укладання труб в каналах. Габарити каналу встановлюються залежно від діаметра труб (табл. 10.5).

У місцях установлення арматури розміри каналу відповідно збільшуються.

Іноді на станціях другого підйому для розміщення усмоктувальних і напірних трубопроводів великого діаметра (800 мм і більше) влаштовуються спеціальні підвальні приміщення.

Таблиця 10.5 – Розміри каналів під труби

Діаметр труби, d , мм	Глибина каналу, мм	Ширина каналу, мм	Висота підставки, мм
До 400	$d + 400$	$d + 600$	150
500 і більше	$d + 600$	$d + 800$	250

На напірній лінії кожного насоса у всіх випадках встановлюють запірну арматуру й зворотні клапани (між насосом і засувкою). За необхідності використовують монтажні вставки, які розміщують між зворотними клапанами та запірною арматурою. На усмоктувальних лініях запірну арматуру встановлюють у тому випадку, якщо насоси перебувають під заливом або підключені до загального усмоктувального колектору.

На напірних трубопроводах також встановлюють вимірювальну (водоміри) та запобіжну (гасителі енергії гідравлічного удару, клапани) арматуру.

Для забезпечення надійності роботи насосної станції на усмоктувальних і напірних трубопроводах встановлюють таку кількість запірної арматури, щоб можна було здійснювати ремонт або заміну будь-якого насоса, зворотного клапана або основної засувки.

Під час проектування схем перемикання усмоктувальних і напірних трубопроводів, крім зазначених вище умов, необхідно керуватися такими вимогами:

- 1) забезпечувати подачу води будь-яким насосом у будь-який трубопровід;
- 2) передбачати можливість швидкого оперування засувками під час аварії;
- 3) забезпечувати вільний доступ до всіх засувок для їхнього огляду й ремонту.

Будівлі насосних станцій другого підйому. Будівлі насосних станцій другого підйому найчастіше бувають наземного або напівзаглибленого (до 5 м) типу, рідше глибокого (шахтні).

Будівлі наземних станцій становлять собою споруди промислово-цехового типу. Фундаменти будівель стрічкового типу виконують зі збірних залізобетонних елементів. Фундаменти під насоси роблять незалежними (вільними) та монолітними. Будівлі виконують переважно каркасного типу, зі збірних залізобетонних конструкцій, рідше, за відповідного обґрунтування, – цегельні. Прогони будинку мають розміри 6, 9, 12, 15, 18, 21, 24 м за кроку колон 6, 12 м. Довжину безкаркасних будівель приймають кратною 1,5 м. Покриття збірної конструкції роблять із залізобетонних плит з наступним утепленням й укладанням декількох шарів (2–3 шари) руберойду на бітумній мастиці.

Споруди заглибленого типу складаються із двох частин: підземної та верхньої будівлі. Захисні конструкції підземної частини одночасно є

фундаментом для верхньої будівлі. Підземну частину виконують зі збірних залізобетонних блоків, рідше – у вигляді монолітної конструкції. Позначку верху підземної частини виводять над рівнем поверхні землі на 0,3–0,5 м. За довжини підземної частини до 9 м розміри в плані прямокутних споруд приймають кратними 1,5 м, а для великих насосних станцій – 3 м. За наявності ґрунтових вод, із зовнішньої сторони підземних конструкцій проводять гідроізоляцію. У випадку, якщо рівень ґрунтових вод вище підлоги машинного залу, дно підземної частини виконують у вигляді суцільної залізобетонної монолітної плити. Фундаменти під насоси становлять собою одне ціле з плитою.

Розміри споруд у плані залежать від розмірів основного й допоміжного обладнання, з урахуванням прийнятого компонування устаткування та трубопроводних комунікацій. До того ж необхідно дотримуватися вимог [17], що регламентують відстані між окремими елементами. Розміри арматур і всіх монтажних елементів наводяться в довідковій літературі [19]. Під час проектування плану насосної станції необхідно передбачити ремонтний майданчик, який розміщують на рівні поверхні землі в торці будівлі на підлозі машинного залу або на конструкціях балконного типу. Розміри ремонтного майданчика визначають за умовою розміщення найбільшого з агрегатів, за наявності вільного проходу біля нього шириною не менше 1 м. Необхідно також враховувати максимальне наближення така вантажопідйомного механізму. Підлогу машинного залу виконують із ухилом у бік колодязя для збору дренажних вод.

Розміри верхньої будівлі споруд визначаються з умов експлуатації насосної станції; безпечного виробництва монтажних і ремонтних робіт, з використанням передбачених на станції вантажопідйомних механізмів. Будівельна висота споруд визначається як сума розмірів частин будівлі, устаткування й механізмів, що забезпечують демонтаж встановленого обладнання.

Рівень підлоги машинного залу встановлюється залежно від розрахункової позначки рівня води в резервуарах чистої води (РЧВ), від розташування осі насоса щодо розрахункового рівня в РЧВ і від конструкції усмоктувальної лінії. Будівельну висоту верхньої наземної частини будинку визначають за формулою:

$$H_{\text{буд}} = h + h_1 + h_2 + h_c + h_{\text{вант}} + h_{\delta} + h_{\text{тр}}, \quad (10.14)$$

де h – монтажний запас, приймають 0,1–0,2 м;

h_1 – висота кранового устаткування (від верхньої його точки до голівки підкранової рейки);

h_2 – мінімальна довжина повністю утягненого вантажного троса;

h_c – висота строп (0,5–1 м);

$h_{\text{вант}}$ – висота вантажу, що транспортується;

h_{δ} – розмір, що залежить від типу будівлі, приймається конструктивно, але не може бути менше 0,5 м;

$h_{\text{тр}}$ – висота вантажної платформи транспорту.

Визначений за формулою (10.14) розмір $H_{\text{буд}}$ округляють до стандартного значення (м): 3,0; 3,6; 4,2; 4,8; 5,4; 6,0; 7,2; 8,4; 9,6; 10,8; 12,6; 14,4; 16,2; 18,0.

Висота верхньої будівлі та приміщень, не обладнаних стаціонарними підйомно-транспортними механізмами, повинна бути не менше 3 м.

Машинне приміщення повинне мати гарне природне освітлення. У зв'язку з цим загальна площа віконних прорізів повинна становити не менше 12,5 % від площі підлоги. Розміри вікон такі: ширина – 300 см у разі висоти кожної секції 120 або 180 см. У високих будинках вікна розміщують у два ряди – вище й нижче підкранових балок. Ширина вікон у допоміжних приміщеннях може бути 90, 120, 150 см. У машинному залі необхідно передбачити ворота для підвезення обладнання на монтажний майданчик. Розміри воріт залежать від максимальних габаритів устаткування й транспортних засобів, що доставляють це обладнання: 3×3 м; $3,6 \times 3,6$; 4×3 ; $4 \times 4,2$; $4,8 \times 5,4$; $4,7 \times 5,6$ м. Ворота повинні бути утеплені. У машинному залі, як і в інших приміщеннях, передбачається необхідна кількість дверей таких розмірів: висота – 240 см, у разі ширини 100, 150, 200 см.

У спорудах насосної станції, крім машинного залу, передбачається ряд допоміжних приміщень: майстерні, диспетчерська, адміністративні кімнати, лабораторії, трансформаторна підстанція тощо. Розміри цих приміщень визначають залежно від потужності насосної станції. Тип споруди насосної станції остаточно обирають на підставі порівняння показників техніко-економічних варіантів.

Приклади насосних станцій другого підйому. Водопровідна насосна станція другого підйому (рис. 10.24) обладнана насосами: для господарсько-питних цілей – Д 630–90 (3 шт. (2 робочих + 1 резервний) для першого ступеня та 3 шт. (2 робочих + 1 резервний) для другого ступеня), насосами для протипожежних цілей Д 1600–90. Прийняте дворядне шахове розміщення агрегатів.

Насоси встановлюються під заливом і їхній пуск проводять на закриті засувки з напірної сторони. Кожна група насосів обладнана індивідуальною усмоктувальною трубою: для господарсько-питних насосів дві всмоктуючі лінії та одна – для протипожежних насосів. Напірні трубопроводи об'єднані загальним колектором.

Станція призначена для господарсько-питного, протипожежного та виробничого водопостачання за I і II класами надійності дії.

Водопровідні насосні станції другого підйому можуть бути виконані як за типовими, так і за індивідуальними проектами. Приймають однорядне розміщення двох груп насосів – господарських та насосів для промивання фільтрів очисної станції. Для заливання насосів перед запуском передбачають вакуумну систему з насосами типу ВВН. Машинний зал обладнують мостовим електрифікованим краном вантажопідйомністю до 10 т.

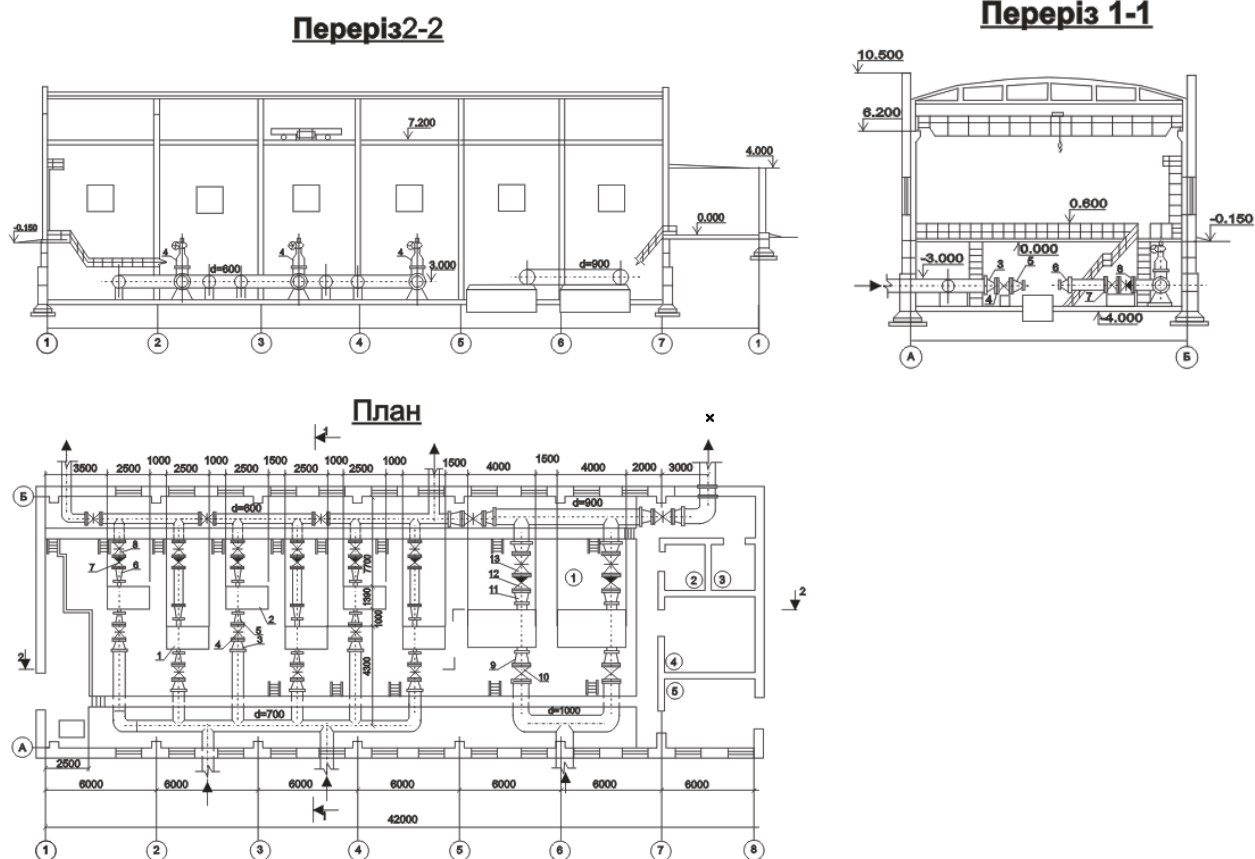


Рисунок 10.24 – Насосна станція другого підйому (індивідуальний проект):
 1 – насос для господарсько-питних цілей; 2 – електродвигун; 3 – перехід;
 4, 8, 10, 13 – засувка; 5, 9 – перехід для підключення усмоктуючої лінії до насоса;
 6, 11 – перехід для підключення напірної лінії до насоса;
 7, 12 – зворотний клапан

Споруда станції зазвичай заглибленого типу, підземна частина виконана з бетонних плит, а верхня будова – збірно-каркасної конструкції.

КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

1. Наведіть класифікацію насосних станцій водопостачання.
2. Наведіть основні схеми насосних станцій першого підйому з забором води з поверхневого джерела.
3. Як визначити подачу і напір насосної станції першого підйому?
4. За яким принципом обирається основне та резервне обладнання на НС I і визначається розміщення й подача протипожежних насосів?
5. Наведіть основні схеми розміщення насосного обладнання на НС I.
6. На чому базуються основні принципи проектування всмоктуючих та напірних ліній НС I?
7. Наведіть основні типи підземної та наземної частини насосних станцій НС I.
8. Наведіть основні схеми насосних станцій першого підйому із забором води з підземного джерела, охарактеризуйте їхній режим роботи.

9. Наведіть схеми конструкцій НС I із забором води зі свердловин.
10. Як визначити продуктивність НС II?
11. Наведіть основні методи визначення напору НС II під час роботи станції в різних режимах та з урахуванням регулюючих споруд.

ТЕМА 11 ПІДВИЩУВАЛЬНІ, ЦИРКУЛЯЦІЙНІ ТА ПЕРЕСУВНІ НАСОСНІ СТАНЦІЇ

11.1 Підвищувальні насосні станції

Підвищувальні насосні станції призначені для підвищення напору у водогінній мережі. Необхідність підвищення напору може виникнути для окремих будинків або цілого мікрорайону із забудовою підвищеної поверховості. Вода насосами таких станцій забирається безпосередньо з мережі й, отримавши в насосі відповідне збільшення напору, подається в мережу. Підвищувальні насосні станції для окремих будинків у переважній більшості випадків обладнують відцентровими консольними насосами та розміщують у підвальному або в спеціальному приміщеннях першого поверху будинку. Підвищувальні станції для мікрорайонів влаштовуються в окремих будинках [2].

Напір підвищувальної станції:

$$H = H_{\text{необх}} - H_{\text{м}} \quad (11.1)$$

де $H_{\text{необх}}$ – необхідний напір для будинку або розрахунковий вільний напір мікрорайону;

$H_{\text{м}}$ – напір мережі у місці підключення насосів, м.

Керування підвищувальними насосними станціями найчастіше автоматизоване.

Конструкція, устаткування та схема компонування підвищувальної насосної станції цілком і повністю залежать від типу водоводів, якими вода підводиться до станції та відводиться від неї.

Насосні станції, які використовують для підвищення тиску в системі напірних трубопроводів (станції підкачування), дуже схожі на невеликі водопровідні насосні станції II підйому. Насоси забирають воду з мережі водопроводу низького тиску та подають її в мережу високого тиску.

На рисунку 11.1 зображена підвищувальна насосна станція, призначена для подачі води на господарсько-питні та протипожежні потреби міського мікрорайону з будинками підвищеної поверховості [29].

У будівлі станції незаглибленого типу встановлені чотири відцентрових насоси консольного типу. Для господарсько-питних потреб звичайно працюють два насоси, два інших – резервні. Робота насосних агрегатів автоматизована.

Вода забирається з мережі водопроводу низького напору й подається в мережу високого напору двома трубопроводами, діаметр яких 150 мм.



Рисунок 11.1 – Підвищувальна водопровідна насосна станція

У сучасному проектуванні часто використовують блочно-модульні підвищувальні насосні станції. Типовий проект насосної станції ТП 945-2-12.2010 (Q до 1 000 м³/год, H до 145 м) зображений на рисунку 11.2 [30]. Блочно-модульна насосна станція складається з підземної та наземної частини. Обидві частини станції поставляються на будівельний об'єкт у повній готовності до монтажу. За ступенем забезпечення подачі води підвищувальна станція може належати до I, II або III категорії надійності дії.

Робота насосів повністю автоматизована, залежно від рівня води у резервуарі, у водонапірній башті або тиску у мережі.

У блочно-модульній насосній станції встановлюється від 2 до 6 занурених насосів з кожухами охолодження. Станція може працювати навіть під час аварійного затоплення машинного залу, тому що насоси здатні працювати під водою.

Пуск насосів здійснюється на відкриті засувки на напірних водоводах. Обслуговування насосів та засувок відбувається з підлоги.

Для забезпечення незатопленості підвищувальної насосної станції передбачені такі заходи:

- для відкачування аварійних вод у приямках встановлені 2 занурені дренажні насоси (1 робочий + 1 резервний);
- шафа управління насосами розташована вище можливого рівня затоплення;
- передбачено дистанційне закриття засувок (встановлюються у колодязях поряд з насосною станцією) на всмоктуючих і напірних трубопроводах.

Передбачається припливно-витяжна, з природним спонуканням вентиляція блочно-модульної насосної станції.

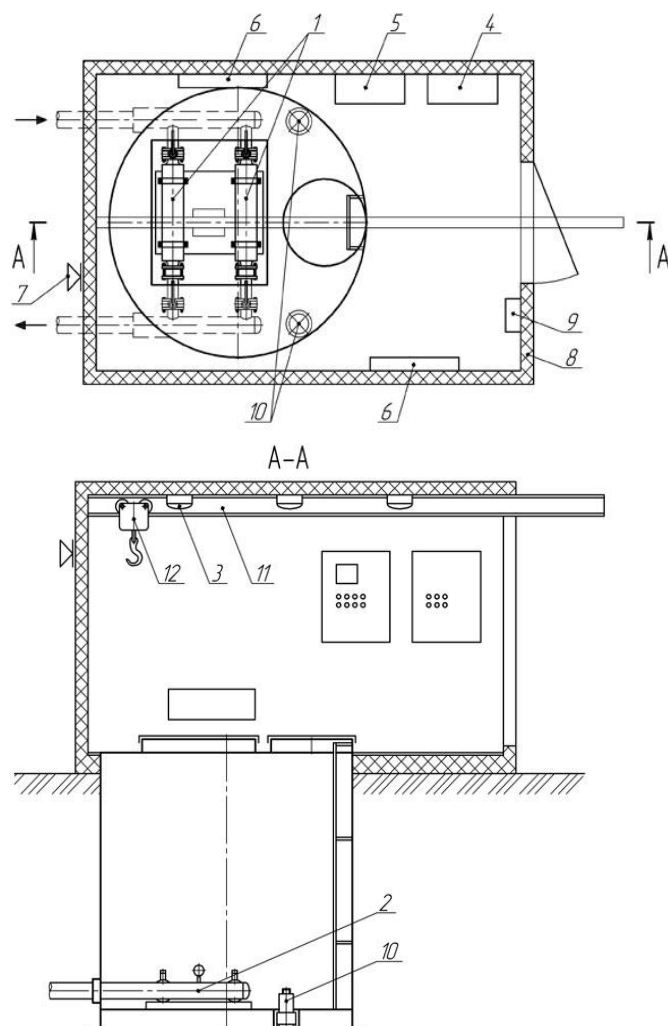


Рисунок 11.2 – Підвищувальна насосна станція ТП 945-2-12.2010:

1 – насос занурений з кожухом охолодження (1 робочий + 1 резервний) (максимально 6 насосів); 2 – запірні арматури, трубопроводи, контрольно-вимірювальні прилади; 3 – освітлення; 4 – шафа АВР (автоматичне введення резервного живлення); 5 – шафа управління підвищувальними насосами; 6 – електричний обігрівач (кількість залежить від габаритів блочно-модульної насосної станції); 7 – вентиляційна решітка; 8 – павільйон; 9 – шафа власних потреб; 10 – дренажний насос, поплавкові вимикачі; 11 – монорельс; 12 – таль

Загальне освітлення прийнято здійснювати світильниками, обладнаними енергозберігаючими лампами з високою світловою віддачею і напругою 220 В. Для ремонтного освітлення використовується переносний світильник.

У підвищувальній насосній станції передбачене опалення електричними обігрівачами з електронним термостатом.

Для станцій I і II категорій надійності передбачена можливість підключення двох введень електроживлення. Кожне введення розраховане на повне навантаження. Для насосної станції I категорії надійності передбачений АВР. Станція III категорії має одне введення електроживлення.

Однією з головних причин перевитрати електричної енергії на блочно-модульній насосній станції є надлишковий напір, який створюється

підвищувальним насосом. До того ж регулювання напору у водопровідній мережі в більшості випадків здійснюється шляхом закриття / відкриття засувки на напірному колекторі. Унаслідок цього потужність, необхідна для створення надлишкового напору, витрачається на подолання опору не повністю відкритої засувки.

Під час управління насосом за допомогою перетворювача частоти насос створює саме той напір, який необхідний у цій точці водопровідної мережі. Засувка на напірному колекторі повністю відкрита і не створює додаткового опору у трубопроводі.

Окрім відсутності необхідності витрачати електроенергію на створення надлишкового напору, необхідно також враховувати те, що дуже багато водопровідних мереж в нашій країні застаріли. Із огляду на це навіть невелике збільшення напору багаторазово збільшує вірогідність аварії трубопроводу, що спричиняє значні фінансові витрати. Застосування перетворювача частоти дає змогу не тільки стабілізувати напір в мережі, але й домогтися необхідної плавності його зміни під час увімкнення та вимкнення підвищувального насоса.

Підвищувальні насосні станції використовують на відкритих каналах, які транспортують воду на далекі відстані. До складу такого гідротехнічного вузла, крім ділянок каналу, що підводять і відводять, входять будівля насосної станції, зовнішні напірні трубопроводи, випуск води зі сполученими пристроями і відкрита знижувальна підстанція. Насосна станція розрахована на установку трьох – чотирьох агрегатів, що складаються з вертикального осьового поворотно-лопатевого насоса типу ОП 10–185 або ОП 11–185 і безпосередньо з'єданого з ним синхронного вертикального електродвигуна ВДС–325/44–18 потужністю 5 000 кВт та напругою 6 000 В.

Для полегшення будівлі станції її конструкція може бути вирішена у вигляді вільно стоячого у воді тонкостінного циліндра, розділеного міжповерховим перекриттям з несучим стояком у центрі. Отвори усмоктувальних труб насосів перекриваються зйомними ґратами.

Напірні трубопроводи, індивідуальні для кожного насоса, виконують з металевих обичайок з посиленою антикорозійною ізоляцією. Випуск води – сифонного типу із клапанами зриву вакууму. Кількість сифонів дорівнює кількості насосів.

11.2 Циркуляційні насосні станції

Циркуляційні насосні станції входять до складу систем оборотного водопостачання енергетичних і промислових підприємств. Вони призначені для створення циркуляції води в системах охолодження робочих машин і агрегатів. Група циркуляційних насосних станцій найбільш різноманітна, тому що тип, кількість насосів, компонування устаткування й трубопроводів залежать від системи водопостачання, її призначення, від виду охолоджуючих споруд [31].

Станції циркуляційних систем охолодження теплових і атомних електростанцій, металургійних комбінатів за ступенем надійності роботи належать до I категорії. Навіть короточасні перерви в їхній роботі не повинні

допускатися, тому що це може спричинити важкі наслідки. Надійність роботи насосних станцій систем охолодження атомних електростанцій забезпечується за шляхом триразового дублювання енергоживлення, кількості агрегатів і надійних схем перемикання трубопроводів.

Параметри для підбору насосів визначають за тими ж методиками, що й для насосних станцій систем комунального водопостачання. Однак під час визначення подачі в окремих випадках необхідно враховувати температуру охолоджуваного робочого тіла, а також сезонне коливання температури води в джерелі. Режим роботи циркуляційних насосних станцій у більшості випадків постійний. Розглянемо особливості деяких з них.

Джерелом води для систем охолодження теплових електростанцій часто слугують водоймища-охолоджувачі. У таких системах подача охолодженої води з водоймища на електростанцію здійснюється блоковими або центральними насосними станціями.

На центральних станціях (рис. 11.3, *а*) встановлюють не менше чотирьох насосів із сумарною подачею, що дорівнює максимальній розрахунковій витраті охолодженої води. Резерв насосів не передбачають.

Вода від насосів через камеру перемикач надходить у два або більше напірних магістральних водовода, до яких підключають конденсатори турбін. Така схема компонування, за наявності запірно-регулюючої арматури, забезпечує надійність роботи станції. Регулювання подачі води здійснюється не тільки поворотом лопатей насосів, але й кількістю їхніх вмикань. Центральні насосні станції обладнують насосами типу ОП, а в разі підвищених напорів використовують насоси типу Д.

Загальний напірний водовод дає змогу розміщувати насосну станцію в деякому віддаленні від споруди електростанції. Насосні станції, зазвичай, сполучають із водозабірними спорудами.

У блокових насосних станціях (рис. 11.3, *б*) для кожного блока (турбіна-генератор) встановлюють по два циркуляційних насоса. Від кожного насоса до конденсаторів турбін підводять окремі напірні водоводи. Охолоджена вода з конденсаторів зливальними трубами надходить у канал і відводиться у водоймище. Особливістю таких станцій є відсутність запірно-регулюючої арматури і зворотних клапанів на трубопроводах. Засувки встановлюють лише на зливальних трубах конденсаторів. Це знижує загальні енерговитрати й вартість експлуатації. З метою регулювання подачі води станцію обладнують осьовими поворотно-лопатевими насосами. Блокові насосні станції розміщують фронтально до машинного залу електростанції.

Під час проектування будинків і водозабірних споруд циркуляційних насосних станцій керуються [17].

Недоліком системи охолодження із центральною насосною станцією є відносно велика кількість арматури, що спричиняє збільшення гідравлічних втрат, а отже, і експлуатаційних витрат.

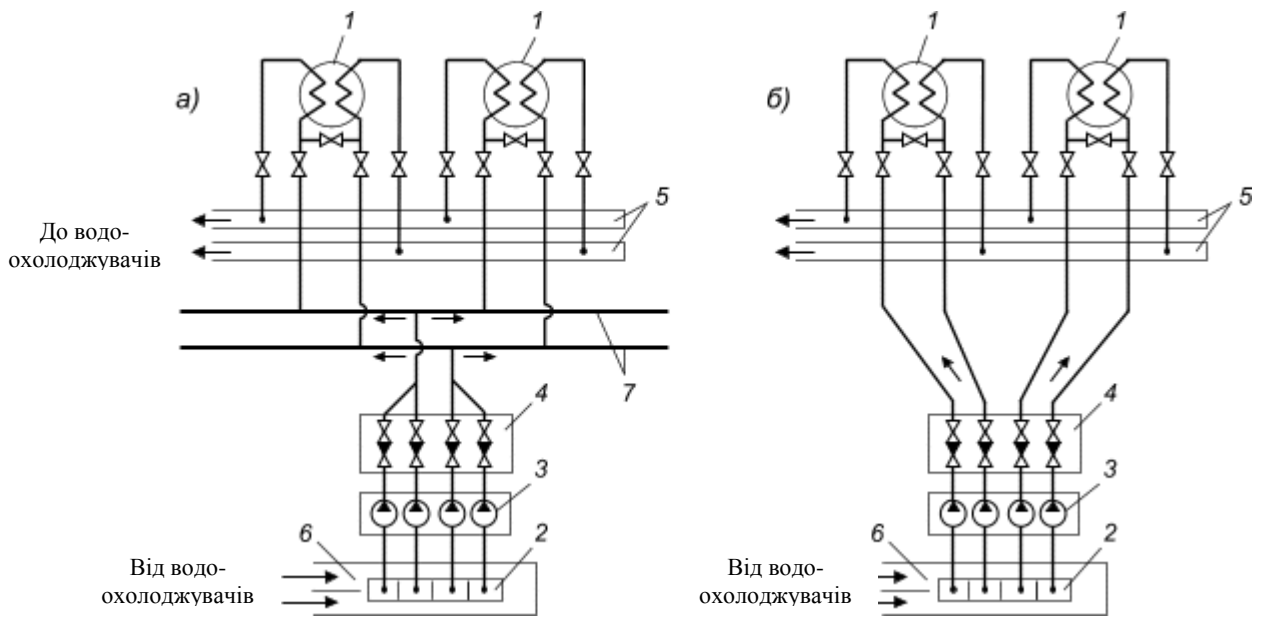


Рисунок 11.3 – Схеми оборотного водопостачання ТЕС:

а – централізована; б – блочна;

- 1 – конденсатори парових турбін; 2 – приймальні колодязі; 3 – будівля циркуляційної станції; 4 – приміщення зворотних клапанів та засувок; 5 – закриті самопливні відвідні канали (до басейнів) або зливні напірні трубопроводи (до градирень); 6 – приймальні самопливні канали (з приймальними колодязями); 7 – напірні трубопроводи

На промислових підприємствах циркуляційні насосні станції систем охолодження із градирнями й бризкальними басейнами трохи відрізняються від розглянутих вище.

Відмінною рисою таких станцій є установка двох груп насосів. Перша група насосів призначена для подачі охолодженої води в технологічні цехи, а насоси другої групи перекачують гарячу воду, що надходить із цехів, в охолоджуючі споруди. Для запобігання утворення карбонатних відкладень і біологічних обростань трубопроводів і технологічних апаратів охолоджена вода обробляється сірчаною кислотою, гексаметафосфатом, хлором і мідним купоросом, для чого на станції передбачається спеціальне приміщення реагентного господарства.

Циркуляційні насосні станції схем водопостачання промислових підприємств призначені головним чином для подачі води в охолоджуючі пристрої різних технологічних установок (конденсатори парових турбін, холодильники доменних і мартенівських печей, прокатних станів тощо). Тип і кількість насосів, компонування трубопроводів циркуляційної насосної станції залежать, у першу чергу, від прийнятої схеми водопостачання (прямоточна (рис. 11.4) або оборотна) і виду водоохолоджуючих споруд [31].

Всі циркуляційні насосні станції, що подають воду на технологічні потреби, належать до станцій I класу надійності дії. Перерви в їхній роботі, навіть найкоротші, ні за яких умов не можуть бути допущені. Безперервна

робота станцій досягається відповідним резервом устаткування, дублюванням системи енергопостачання, усмоктуючих і напірних комунікацій, а також установкою насосів під заливом. У зв'язку з цим, циркуляційні насосні станції в більшості випадків будують заглибленими, з підземним розміщенням насосного приміщення.

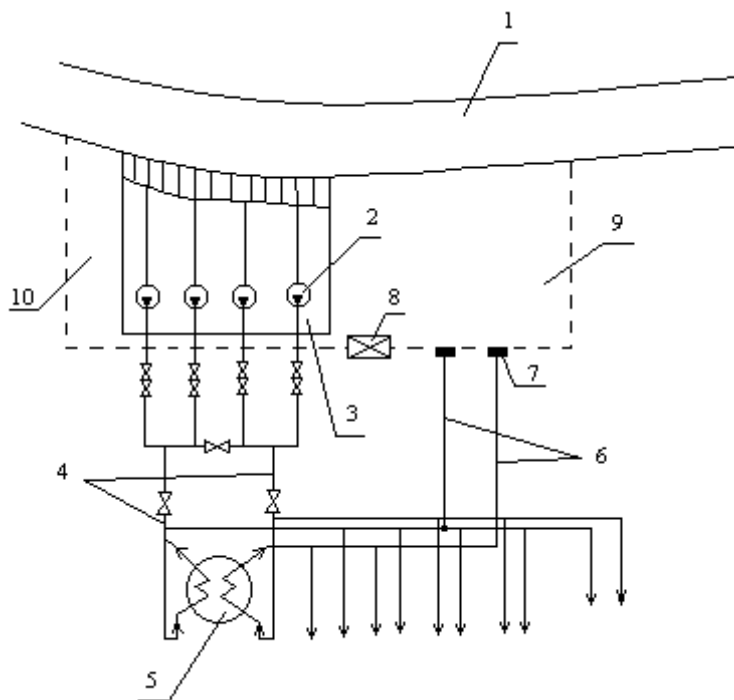


Рис. 11.4 – Прямоточна схема водопостачання промислового підприємства:
 1 – джерело водопостачання; 2 – циркуляційні насоси; 3 – берегова насосна станція; 4 – напірні циркуляційні водоводи; 5 – конденсатор; 6 – зливні циркуляційні водоводи; 7 – сифонні колодязі; 8 – колодязі перемикаць;
 9 – зливний канал; 10 – перепускний канал

Кількість води, необхідна для охолодження технологічного устаткування, перебуває в прямій залежності від її первісної температури. Чим вища температура води, тим більше її потрібно, і навпаки. З огляду на це кількість агрегатів, їхню подачу, тип насосів і приводних електродвигунів варто вибирати з урахуванням зміни температури води в межах річного циклу. Під час коливання температури води необхідно змінювати сумарну подачу станції шляхом увімкнення різної кількості насосів і переходити на іншу частоту обертання або на інший кут установки лопатей робочого колеса (в осьових насосах).

Іноді конструкцію підводної частини будівлі циркуляційної насосної станції системи оборотного водопостачання розбивають за висотою на два яруси, на кожному з яких розташовані насосні агрегати. Таке компонування устаткування дає змогу забирати насосами необхідну кількість охолодженої води з різних глибин залежно від температури повітря. Крім того, двоярусне розміщення насосів скорочує розміри підводної частини станції в плані на 40 % (у порівнянні зі звичайним одноярусним розташуванням насосів) без

збільшення розмірів споруди за висотою, значно зменшує будівельний обсяг, а отже, і вартість станції.

11.3 Пересувні насосні станції

Для водопостачання тимчасових споруд, господарств і будівельних майданчиків широко застосовують пересувні насосні установки і станції невеликої подачі. Досвід будівництва й експлуатації систем водопостачання вказує на очевидну економічну доцільність великих насосних станцій, у яких собівартість води, що подається, зазвичай у 2–4 (і більше) рази нижче, ніж у станцій малої подачі. Проте існування невеликих насосних установок, зокрема пересувних, є цілком закономірним і виправданим, незважаючи на їхню порівняно малу економічність. Варто мати на увазі, що серійне виготовлення пересувних насосних станцій на заводах знижує їхню вартість, дає змогу швидко вводити в дію й зводить до мінімуму потребу щодо будівельних матеріалів.

У зв'язку з особливостями роботи пересувних насосних станцій, що полягають у значній зміні дійсних висот усмоктування, частих переміщеннях, монтажах і демонтажах, для установки на цих станціях найбільш придатні відцентрові насоси. На сьогодні майже всі пересувні насосні станції обладнані одноступеневими відцентровими насосами консольного типу або двостороннього усмоктування [32].

Існує багато різних типів і конструкцій пересувних насосних станцій. Залежно від системи привода й способу пересування розрізняють сухопутні насосні станції із зовнішнім приводом, сухопутні насосні станції із власним двигуном і плавучі насосні станції.

Пересувна насосна станція СНП-120/30 (рис. 11.5) призначена для подачі води у зрошувальну мережу з природних водойм або річок. Насос станції – відцентровий. Усмоктуючий трубопровід має забірник з фільтром, що виконаний у вигляді сітки коробчастої форми. Напірний трубопровід обладнано засувкою, яка призначена для пуску насоса та регулювання витрати води. Газовий ежектор слугує для заповнення водою всмоктуючого трубопроводу та насоса.

Станцію попередньо встановлюють біля водойми та опускають в неї всмоктуючий трубопровід із забірником. Насос повинен розташовуватися над рівнем води не вище 3,5 м. Запускають двигун і вмикають газовий ежектор. У момент закінчення заповнення з ежектора викидається водяний пил і вода. Після закінчення заповнення всмоктуючого трубопроводу і насоса водою вмикають насос для подачі води в мережу.

Насосну станцію встановлюють повздовжньою віссю перпендикулярно до берега водойми або річки та регулюванням опор досягають її горизонтального положення. Подача насосної станції 80...175 л/с, тиск у мережі 0,39...0,23 МПа. Агрегатується вона з трактором класу тяги 30 кН. Пересувні насосні станції із власним двигуном виконують у вигляді причепа.

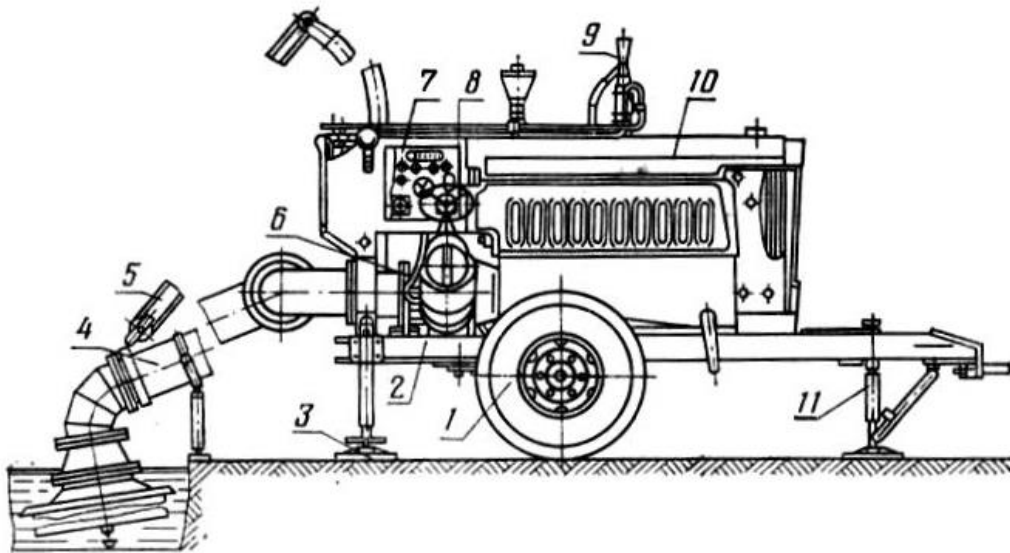


Рисунок 11.4 – Пересувна насосна станція СНП–120/30:
 1 – причіп, 2 – вісь; 3 і 11 – опори; 4 – всмоктуючий трубопровід;
 5 – механізм підйому всмоктуючого трубопроводу; 6 – насос;
 7 – пульт керування; 8 – напірний трубопровід із засувкою;
 9 – газовий ежектор на випускній трубі двигуна; 10 – дизельний двигун

Як приводні двигуни використовують двигуни внутрішнього згоряння або електродвигуни.

Плавучі насосні станції належать до найбільш потужних пересувних станцій (рис. 11.5).

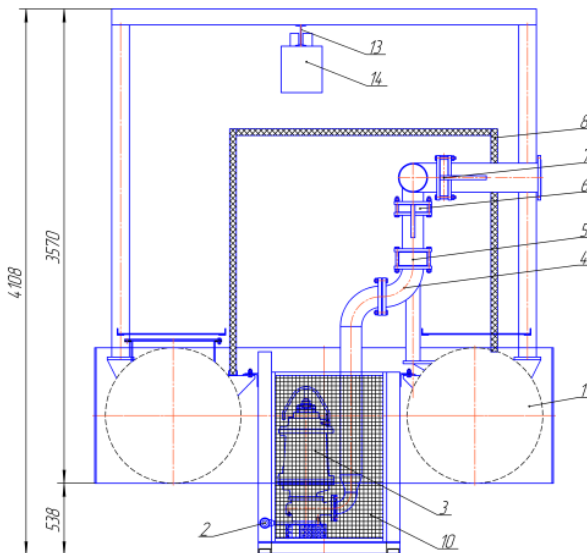


Рисунок 11.5 – Плавуча насосна станція «Іртиш»:
 1 – сталеві поплавки; 2 – опускний пристрій; 3 – занурений насос;
 4 – трубна обв'язка з фланцями; 5 – зворотний клапан; 6, 7 – поворотний
 дисковий затвор; 8 – павільйон; 9 – обігрів павільйону; 10 – рибозахисний
 пристрій; 11 – шафа управління з частотним регулюванням (не зображено);
 12 – клемна коробка (не зображено); 13 – монорельс на опорах; 14 – таль ручна

Все устаткування плаваючих насосних станцій розміщується на понтоні – металевому або залізобетонному. Для привода насосів використовують двигуни внутрішнього згоряння або електродвигуни.

Пересувні плаваючі насосні станції застосовують за умови нестійких берегів джерел та коливання рівнів води в них більше 5 м. Воду подають до берега через рухомі напірні трубопроводи [32].

Подачі плаваючих насосних станцій досягають 20 м³/с, однак більшість плаваючих насосних станцій мають подачі до 1 м³/с. Після закінчення поливального сезону їх можна евакуювати у місця зимового зберігання.

КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

1. Назвіть основне призначення підвищувальних насосних станцій та особливості їхнього влаштування.

2. Назвіть основне призначення циркуляційних насосних станцій та особливості їхнього влаштування.

3. Назвіть основне призначення пересувних насосних станцій та особливості їхнього влаштування.

ТЕМА 12 ОБЛАДНАННЯ НАСОСНИХ СТАНЦІЙ ВОДОПОСТАЧАННЯ

Вибір основного устаткування насосних станцій, конструкції й типу насосів і двигунів може бути здійснений після вирішення таких питань:

- призначення й розташування насосної станції в системі;
- режим водоспоживання й відповідний йому режим роботи насосної станції (рівномірний або східчастий);
- продуктивність системи водопостачання;
- тип і розташування джерела водопостачання;
- розрахункові значення основних параметрів станції: подачі Q і напору H ;
- кількість робочих і резервних насосів;
- режим роботи станції під час пожежі.

В насосних станціях систем водопостачання застосовуються лопатеві насоси (відцентрові та осьові).

Вибір потрібної марки насоса виконується за розрахунковими параметрами Q і H та за допомогою зведеного графіка полів $Q-H$ необхідного типу насосів.

Вивчаються характеристики обраного насоса ($Q-H$; $Q-N$; $Q-\eta$), зокрема під час спільної роботи з водогінною мережею (трубопроводом) і визначаються заходи щодо забезпечення роботи насосів в області оптимальних значень ККД (обточування робочого колеса, зміна кількості обертів).

Обточуванням або зміною кількості обертів робочого колеса в припустимих межах можна розширити сферу застосування насосів.

У сучасних насосних установках застосовують асинхронні електродвигуни змінного струму. Кількість обертів асинхронних електродвигунів (об./хв) така: 2 900, 1 450, 975, 730, 580, 480, 360, 290. Один насос, залежно від приводного електродвигуна, може працювати з різною кількістю обертів й, відповідно до законів теорії подоби, змінювати свої характеристики [1–3].

12.1 Компонування насосних станцій

Після вибору за розрахунковими параметрами Q і H основного устаткування (насосів і двигунів) виконується комплектування будівлі насосної станції.

Компонування станції, склад елементів і їх тип визначаються за видом джерела водопостачання.

До складу елементів насосних станцій першого підйому під час забору води з поверхневих джерел (річки, водоймища) належать:

- водозабірні споруди;
- проміжні елементи від водозабору до водоприймальних споруд;
- водоприймальні споруди;
- усмоктувальні труби;
- основне (насоси, двигуни), механічне й допоміжне устаткування станції;
- напірні трубопроводи.

Конструктивне вирішення місцезнаходження станції визначається розміщенням водозабору стосовно джерела (береговий або русловий водозбір) і щодо самої станції (сполучений або роздільний тип споруди).

До складу елементів водозаборів насосних станцій під час забору підземної води належать такі елементи:

- водоприймальні споруди (свердловини, колодязі, горизонтальні водозбори тощо);
- свердловинні насоси;
- напірні трубопроводи.

До складу елементів насосних станцій другого підйому належать:

- усмоктувальні труби;
- основне (насоси, двигуни), механічне й допоміжне устаткування;
- напірні трубопроводи;
- колектори усмоктувальних і напірних трубопроводів.

Поділ насосних станцій за розташуванням щодо поверхні землі на наземні, заглиблені й підземні визначається видом джерела водопостачання та рівнем води в ньому.

Наземні будівлі станцій використовуються під час забору води з поверхневих джерел з невеликими коливаннями рівня води – насоси встановлюються з позитивною висотою усмоктування. Будівлі проектуються прямокутними в плані.

Заглиблені станції влаштовують під час забору поверхневих вод зі значним коливанням рівнів води в джерелі, що перевищує припустиму висоту усмоктування насосів.

Будівлі заглиблених насосних станцій складаються з підземної частини й верхньої надбудови; підземна частина станції звичайно кругла в плані, верхня надбудова – прямокутної форми.

Глибина підземної частини заглиблених станцій визначається за розташуванням насосів щодо рівня води в джерелі (резервуарі) – висотою усмоктування насосів або висотою підпору. Будівлі станцій проектуються таким чином, щоб насоси розташовувалися «під заливом» щодо рівня низьких вод у джерелі [1–3].

У заглиблених насосних станціях першого підйому у разі встановлення насосів «під заливом» величина заглиблення станції визначається за формулою:

$$h_{\text{загл}} = Z_{\text{знс}} - Z_{\text{пмз}}, \quad (12.1)$$

де $Z_{\text{знс}}$ – позначка поверхні землі біля насосної станції, м;

$Z_{\text{пмз}}$ – позначка підлоги машинного залу станції, м.

Позначка підлоги машинного залу, $Z_{\text{пмз}}$, м, визначається за формулою:

$$Z_{\text{пмз}} = Z_{\text{рнв}} - h_{\text{нас}} - h_{\text{рами}} - h_{\text{фунд}} - h_n - 0,5, \quad (12.2)$$

де $Z_{\text{рнв}}$ – позначка рівня низьких вод у джерелі, м;

$h_{\text{нас}}$ – висота насоса (з каталогу), м;

$h_{\text{рами}}$ – висота рами насоса, м ($h_{\text{рами}} = 0,2$ м);

$h_{\text{фунд}}$ – висота фундаменту насоса, м ($h_{\text{фунд}} = 0,5$ м);

h_n – товщина підлоги машинного залу ($h_n = 0,4$ м);

0,5 – запас на зниження рівня води в джерелі, м.

Під час улаштування руслового водозабору та в разі великої довжини самопливних труб необхідно під час обчислення $Z_{\text{пмз}}$ врахувати зниження рівня води у водоприймальній камері (стосовно $Z_{\text{рнв}}$) внаслідок втрат напору в самопливних трубах ($h_{\text{всам.тр}}$)

Насосні станції другого підйому (НС II), залежно від висотної схеми РЧВ, можуть бути наземними або частково заглибленими.

Під час проектування НС II важко домогтися того, щоб насоси перебували «під заливом» через широкий діапазон рівнів води в РЧВ. Так, за максимального рівня води в РЧВ насоси зазвичай працюють «під заливом», а за мінімального рівня – з позитивною висотою усмоктування.

У разі змінного рівня води в резервуарі (РЧВ) необхідно забезпечити припустиму висоту усмоктування насосів $h_{\text{усм}}^{\text{нрпн}}$ і передбачити засувки на усмоктувальних лініях насосів та заливання насосів перед їхнім пуском (за допомогою вакуум-насосів або ежекторів).

Позначка рівня підлоги машинного залу станції $Z_{\text{пмз}}$ (м) (рис. 12.1) визначається за формулою:

$$Z_{\text{пмз}} = Z_{\text{знс}} - h_n, \quad (12.3)$$

де $Z_{\text{знс}}$ – позначка поверхні землі біля насосної станції, м;

h_n – розташування рівня підлоги машинного залу стосовно поверхні землі біля станції $Z_{знс}$, м, визначається за формулою:

$$h_n = h_{он} + E + T + H_{\phi}, \quad (12.4)$$

де $h_{он} = Z_{знс} - Z_{н.мз}$ – розташування осі насоса, м;

$Z_{он}$ – позначка осі насоса, м;

E – відстань від осі до рами, визначається за каталогом для цього насоса, м;

T – висота рами під насосом, приймається конструктивно, $T = 0,2$ м;

H_{ϕ} – висота фундаменту над рівнем підлоги машинного залу, $H_{\phi} = 0,5$ м.

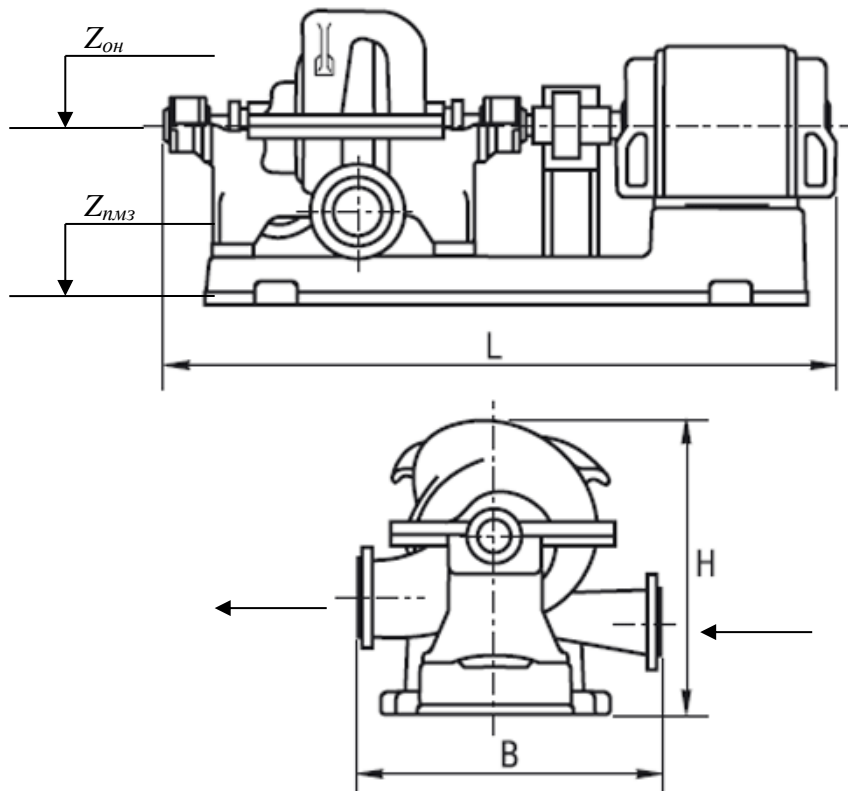


Рисунок 12.1 – Схема для визначення габаритних розмірів насосного агрегату та основних позначок у машинному залі насосної станції

Позначка осі насосів НС II (м) визначається за формулою:

$$Z_{он} = Z_{рчв}^{мін} + h_{усм}^{прин}, \quad (12.5)$$

де $Z_{рчв}^{мін}$ – позначка мінімального рівня води в РЧВ, м;

$h_{усм}^{прин}$ – припустима висота усмоктування насоса, м.

Висота усмоктування насоса $h_{усм}^{прин}$ (м) з коректуванням $h_{вак}^{прин}$ на місцеві значення P_a, t °С розраховується за формулами першого розділу.

Висота верхньої надбудови станцій, які не обладнані підйомними механізмами, приймається не менше 3 м.

Висота приміщення станції з підвісною кран-балкою така:

$$H_{\text{в.б.юд.}} \geq h_1 + h_2 + h_3 + h_4 + 0,5, \quad (12.6)$$

де h_1 – висота монорейки кран-балки, м ($h_1 = 0,2$);
 h_2 – висота від гака до низу монорейки, м ($h_2 = 1,0$ м);
 h_3 – висота стропування вантажу, м ($h_3 = 0,5 - 1,0$ м);
 h_4 – висота вантажу, м;
 $0,5$ – висота від вантажу до підлоги, м.

Висота приміщення станції з мостовим краном визначається за формулою:

$$H_{\text{в.б.юд}} = h_1 + h_2 + h_3 + h_4 + 0,5 + h_{\text{об}} + 0,1, \quad (12.7)$$

де h_1 – висота над голівкою підкранової рейки, м;
 h_2 – висота від гака до голівки рейки, м;
 h_3 – висота стропування, м;
 h_4 – висота вантажу, м;
 $0,1$ – відстань від низу перекриття до верху балки, м.

Розташування насосних агрегатів і внутрішньостанційних трубопроводів у будинку насосної станції визначається за типом, розмірами й кількістю основного й допоміжного устаткування, а також за формою будівлі в плані. Так, наприклад, розташування агрегатів з відцентровими насосами та з горизонтальним валом у будинках прямокутної форми може бути виконане за однією зі схем так:

- однорядне, паралельно поздовжньої осі будинку;
- однорядне, перпендикулярно поздовжньої осі будинку;
- однорядне, під кутом до поздовжньої осі будинку;
- дворядне;
- дворядне в шаховому порядку й тощо.

Одним із критеріїв розташування агрегатів у спорудах насосних станцій є забезпечення безпеки обслуговування й зручності монтажу (демонтажу). Компонування агрегатів повинне бути таким, щоб був вільний доступ до кожного агрегату з усіх боків.

Проходи й відстані між агрегатами мають бути такими:

- між виступаючими частинами насосних агрегатів потрібно залишати прохід шириною не менше 1 м – у разі застосування низьковольтних (до 1 000 В) електродвигунів і 1,2 м – у разі застосування високовольтних (більше 1 000 В);
- відстань між агрегатами та стінкою має бути не менше 0,7 м, за умови їхнього розташування в шаховому порядку і дорівнює 1 м під час їх розташування за іншими описаними вище схемами;
- між фундаментами агрегатів і розподільчим щитом необхідно дотримуватися дистанції 1,5 м, а між нерухомими виступаючими частинами іншого обладнання – не менше 0,7 м. В насосних станціях, зазвичай усередині будівлі, влаштовують майданчики для монтажу та ремонту агрегатів (монтажні майданчики);

– допоміжне обладнання (дренажні насоси, вакуум-насоси тощо) розташовують таким чином, щоб не збільшувати розміри будівлі, тобто на вільних місцях машинного залу.

12.2 Усмоктувальні та напірні трубопроводи

Усмоктувальні трубопроводи призначені для надійного, безперебійного підведення води до насосів з найменшими втратами енергії. Вони є одним з найбільш важливих елементів насосної станції. Головною вимогою щодо усмоктувальних трубопроводів відцентрових насосів, з погляду забезпечення ними надійного та безперебійного підведення води, є їхня повітронепроникність, тому що потрапляння повітря в міжлопатеві канали робочого колеса насоса негативно позначається на його характеристиках. Навіть невелика (до 1 % на 1 м³ води) наявність нерозчиненого повітря може зменшити подачу насоса на 5–10 %, а в разі збільшення змісту повітря до 10–15 % насос втрачає усмоктувальну здатність і відбувається зрив його роботи [1–3].

У зв'язку з цим, усі стики деталей трубопроводів виконують герметичними. Найкращими є зварені з'єднання. У випадку застосування болтових з'єднань до всіх фланців усмоктувального трубопроводу, до них має бути забезпечений доступ для того, щоб можна було контролювати їхній стан і систематично підтягувати болти.

Щоб уникнути потрапляння повітря в усмоктувальний трубопровід через вільну поверхню води у водоприймальній споруді, вхідний отвір трубопроводу заглиблюють на 0,5–1,5 м нижче найнижчого рівня. Якщо не можна забезпечити необхідне заглиблення, варто встановити на кінцях усмоктувальних труб екрани, що запобігають утворенню вирв навколо труб й, отже, потраплянню в них повітря.

Для запобігання утворення в усмоктувальному трубопроводі повітряних мішків трубопровід прокладають із підйомом у бік насоса (ухил не менше 0,005), щоб повітря, що виділилося з води у зонах зі зниженим тиском, могло вільно рухатися разом з водою до насоса. З цієї ж причини під час переходу з одного діаметра на інший на горизонтальних ділянках трубопроводу застосовують тільки «косі» переходи з горизонтальною верхньою утворюючою.

Втрати енергії в усмоктувальному трубопроводі не тільки призводять до необхідності збільшення напору й потужності насоса, але й спричиняють зменшення тиску на вході в насос, сприяючи виникненню й розвитку кавітації.

Для зменшення втрат енергії усмоктувальний трубопровід повинен бути найменшої довжини й мати мінімальну кількість фасонних частин (колін, відводів, трійників тощо).

Діаметри усмоктувальних труб, фасонних частин і арматури визначають шляхом розрахунків. Для попереднього вибору можна керуватися значеннями припустимих швидкостей: якщо діаметр усмоктувальних труб до 250 мм – 0,7–1 м/с; 300–800 мм – 1–1,5 м/с; понад 800 мм – 1,5–2 м/с.

Для зменшення місцевих втрат під час входу потоку в усмоктувальну трубу діаметр вхідного перетину $D_{вх}$ збільшують у порівнянні з діаметром

труби $d_{тр}$. Звичайно приймають $D_{вх} = (1,25...1,5) d_{тр}$. У разі центрального кута конічності вхідної частини $8-16^\circ$ довжина її становить $l_k = (3,5...7) (D_{вх} - d_{мп})$. Прийомні клапани через значні гідравлічні опори, які створюються ними, встановлюють лише на невеликих й, зазвичай, тимчасових насосних установках, що мають діаметр усмоктувальної труби не більше 300 мм.

За наявності у водоприймальній камері двох і більше усмоктувальних труб відстань між ними повинна бути не менше $(1,5...2)D_{вх}$. Взаємне розташування труб у цьому разі має виключати можливість впливу працюючих насосів один на одного. Деякі приклади неправильного й правильного розміщення усмоктувальних труб у прийомній камері подані на рис. 2.33 [34].

За відносно великої довжини усмоктувальних ліній і складних конструкцій водоприймальних споруд, що характерно для великих насосних станцій першого підйому роздільного типу, а також для насосних станцій другого підйому, обладнаних великою кількістю робочих і резервних агрегатів, допускається менша кількість усмоктувальних труб, ніж кількість насосів. Кількість усмоктувальних ліній у цьому разі на насосних станціях I та II категорій надійності дії, незалежно від кількості груп насосів, зокрема пожежних, має бути не менше двох.

Під час вимикання однієї лінії інші повинні бути розраховані на пропуск повної витрати для насосних станцій I та II категорії надійності дії і 0,7 розрахункової витрати для станцій III категорії.

Улаштування однієї усмоктувальної лінії допускається на насосних станціях III категорії надійності дії або на протипожежних насосних станціях за умови установки одного робочого пожежного насоса.

В окремих випадках, за необхідного економічного обґрунтування, насосні станції систем водопостачання можуть мати таку кількість усмоктувальних ліній, що перевищує кількість встановлених насосів.

У разі, якщо кількість усмоктувальних трубопроводів менша за кількість встановлених насосів для забезпечення забору води будь-яким насосом, трубопроводи поєднують колектором з перемикаючими засувками.

Усмоктувальні трубопроводи як усередині будівлі насосної станції, так і поза нею звичайно виконують зі сталевих труб на зварюванні, із застосуванням фланцевих з'єднань лише для приєднання до арматури і насосів.

Над поверхнею землі усмоктувальні трубопроводи вкладають на опори, під час установлення яких необхідно враховувати товщину шару порушеної структури ґрунту та глибину промерзання. Відстань між опорами визначається шляхом статичного розрахунку труби як нерозрізної багатопрогонової балки.

Усмоктувальні трубопроводи, що проходять у траншеях, вкладають на підготовлений грубозернистий пісок товщиною 5–10 см, шар щебеню або дрібного гравію. Зовнішню поверхню трубопроводів вкривають бітумною гідроізоляцією. Потім трубопроводи засипають ґрунтом.

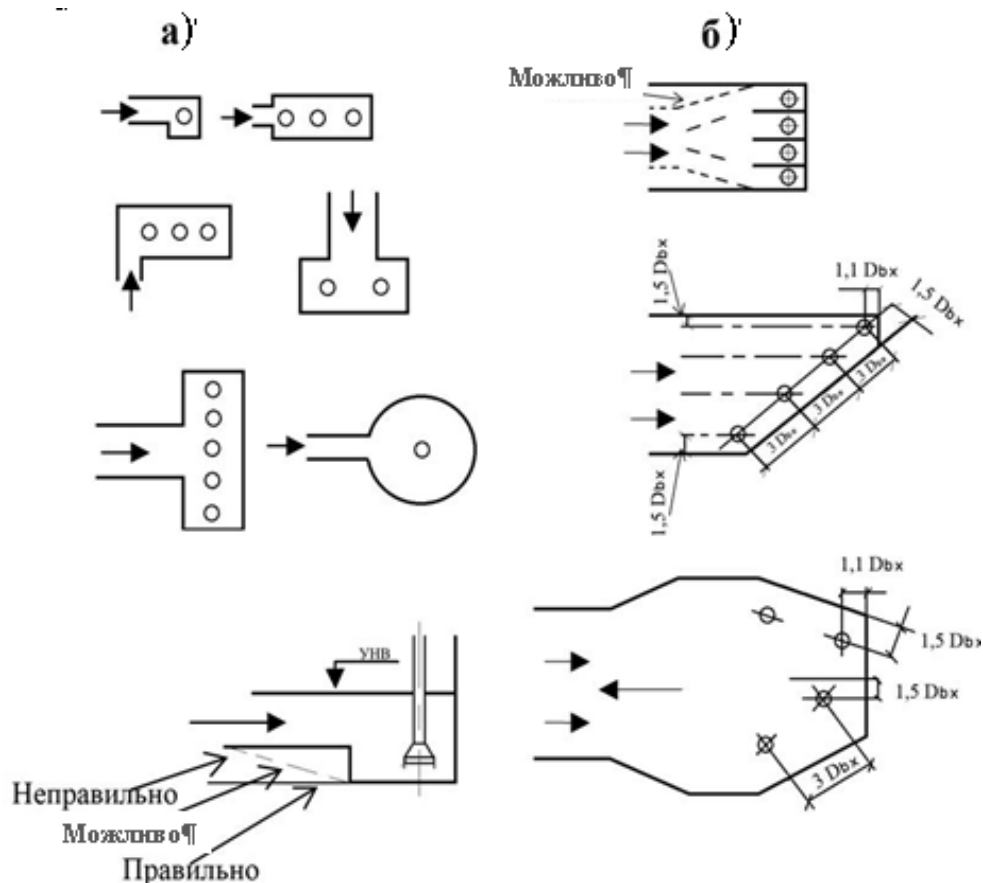


Рисунок 12.2 – Неправильне (а) та правильне (б) розташування всмоктуючих патрубків в приймальній камері

У складних геологічних умовах або у разі розміщення усмоктувального трубопроводу в тілі греблі з місцевих матеріалів усмоктувальні трубопроводи вкладають у спеціальній галереї.

Під час використання на насосних станціях як основних потужних агрегатів ($Q > 2 \text{ м}^3/\text{с}$) відцентрових й осьових насосів (типів В, О і ОП) підведення води до них для зменшення втрат напору здійснюється за допомогою вигнутих усмоктувальних труб відносно складної форми, які влаштовують у бетонному блоці підводної частини будівлі. Кількість усмоктувальних труб у цьому випадку дорівнює кількості встановлених насосів. Форма й розміри труб встановлюються заводом – виготовлювачем насосів.

Напірні трубопроводи є гідротехнічними спорудами, які транспортують воду, що перебуває під тиском (напором), від насосів до очисних споруд, технологічних установок або безпосередньо до споживача. У сучасній практиці будівництва водопровідних насосних станцій застосовують трубопроводи будь-яких діаметрів – від 0,1 до 8 м, які розраховані на напір води від декількох метрів до сотень метрів водяного стовпа. Схема компонування, конструктивне рішення й матеріал напірних трубопроводів, крім їхнього призначення, розмірів і довжини, в значній мірі залежать від розташування – усередині або поза будинком насосної станції.

Вартість *зовнішніх* напірних трубопроводів внаслідок їхньої великої довжини (що сягає в ряді випадків 100 км і більше), складності прокладання траси та допоміжних споруд й устаткування може значно перевищувати вартість насосної станції.

Внутрішньостанційні напірні трубопроводи зазвичай обладнані зворотним клапаном, засувкою й витратоміром, призначені для подачі води від насосів до зовнішніх напірних трубопроводів [1–3].

У системах водопостачання зазвичай влаштовують два напірних трубопроводи і тільки зрідка три й більше. Кількість встановлених на станції насосів, таким чином, перевищує кількість ниток трубопроводів, і тому виникає необхідність у влаштуванні збірного колектору. Розміщення засувок на колекторі й напірних трубопроводах (внутрішньостанційних і зовнішніх) повинне забезпечувати можливість заміни або ремонту кожного з насосів, зовнішнього напірного трубопроводу, зворотних клапанів та основних засувок під час безперервної подачі води на господарсько-питні потреби в розмірі, передбаченому категорією надійності дії насосної станції.

На практиці застосовується багато різних способів колекторного перемикавання напірних трубопроводів усередині великих водопровідних насосних станцій. Залежно від числа агрегатів, типу основних насосів і класу надійності дії станції можлива велика кількість варіантів.

Практично безперебійності в подачі води можна домогтися шляхом установа двох колекторів або застосування кільцевої системи з'єднання насосів.

Схеми внутрішньостанційних комунікацій напірних трубопроводів з колекторами та великою кількістю засувок вимагають значного збільшення розмірів будівлі насосної станції й, отже, призводять до подорожчання її будівельної вартості. Істотного зменшення ширини будівлі можна домогтися розміщенням арматури насоса на вертикальній ділянці напірного трубопроводу, внаслідок чого збірний колектор розташовується значно вище насосів (рис. 12.3). Збільшення висоти будинку станції у цьому разі неминуче і дає змогу застосовувати це компонування лише для заглиблених насосних станцій шахтного типу.

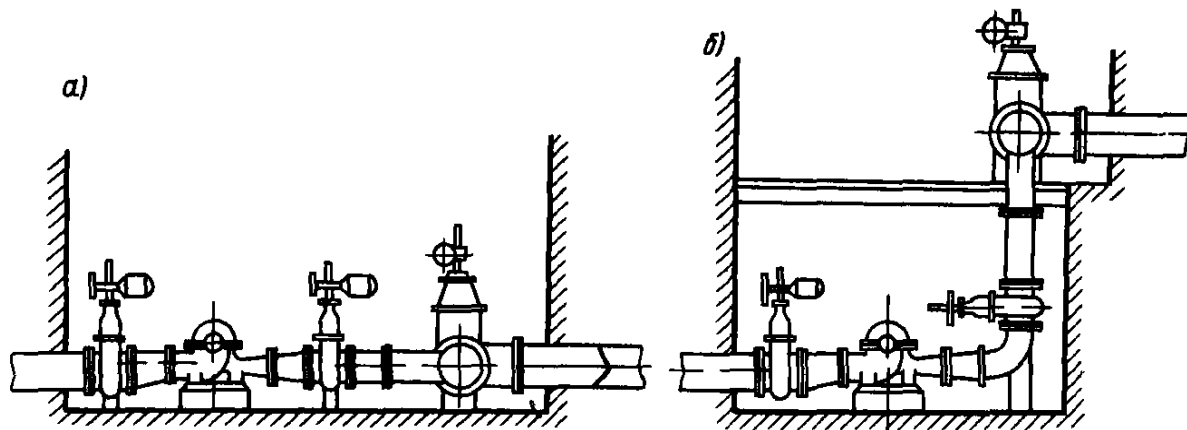


Рисунок 12.3 – Горизонтальне й вертикальне компонування напірних внутрішньостанційних трубопроводів

Для наземних і частково заглиблених насосних станцій більш прийнятним є розміщення напірного колектору із засувками в окремому приміщенні, що прилягає до стіни будинку насосної станції.

Остаточний вибір схеми компонування й розміщення внутрішньостанційних напірних трубопроводів повинен виконуватися на базі техніко-економічного співставлення всіх можливих варіантів.

Швидкість руху води в напірних внутрішньостанційних трубопроводах приймають такою: 1–1,5 м/с – для труб діаметром до 250 мм; 1,2–2 м/с – для труб діаметром від 300 до 800 мм; 1,8–3 м/с – для труб діаметром більше 800 мм.

Щоб уникнути великих гідравлічних втрат, швидкість руху в напірних трубопроводах повинна бути не більше 1,5 м/с. Однак для зменшення діаметра засувок, що за їх великої кількості сприятливо позначається на вартості внутрішньостанційних комунікацій, діаметр трубопроводів зменшують, збільшуючи швидкість до 3 м/с.

Під час вибору розрахункових швидкостей, які належать до діапазону, необхідно враховувати, що в ряді випадків, наприклад у разі вмісту у воді зважених наносів, економічно доцільно збільшити діаметр трубопроводів. Загальне правило, якого потрібно в цьому разі дотримуватися, полягає в плавному зменшенні швидкості течії води від напірного патрубка насоса до зовнішнього напірного трубопроводу.

Трубопроводи усередині будівлі насосної станції звичайно прокладають зі стандартних сталевих труб з навареними фланцями для з'єднання з фасонними частинами і арматурою. Зовнішню поверхню труб після відповідної підготовки фарбують. Кольори фарби для напірних і всмоктувальних ліній повинні бути різними.

12.3 Механічне обладнання

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 триноги, козли, балки з талями, кран-балки, крани (мостові, козлові) і автокрани.

Триноги і козли з талями встановлюють для підняття деталей невеликої маси, ними можна транспортувати вантаж тільки у вертикальному напрямку. Балки з талями дають змогу транспортувати вантаж уздовж монорейки. Кран-балки, підвісні й мостові крани найбільш маневрені, ними можна піднімати вантаж і транспортувати його в усі зони приміщення. Козлові крани і автокрани використовуються поза приміщеннями.

Вантажопідйомний засіб для стаціонарної установки обирають за максимальною масою деталі, що піднімають. Якщо маса найбільшої деталі невідома, у попередніх розрахунках за розрахункову приймають загальну масу

машини. Тип кранового обладнання залежить від конструкції будинку насосної станції. В будівлях без каркасу насосних і повітродувних станцій використовуються підвісні кран-балки. Вони дають змогу виконувати операції, аналогічні операціям, які виконані мостовим краном, але для них не потрібно пристроювати підкранові колії, що спрощує конструкцію будівлі. Для мостових кранів будівлю уздовж стін обладнують підкрановими коліями, які опираються на консолі залізобетонних колон або на цегельні пілястри. Для орієнтовного вибору підйомно-транспортних засобів для насосних і повітродувних станцій можна користуватися таблицею 12.1.

Таблиця 12.1 – Підйомно-транспортне обладнання насосних станцій

Максимальна маса вузла, т	Тип підйомного механізму або крана	Довжина прогону, м	Примітка
до 0,5	Триноги, козли, балки з таями	–	За кількості насосів до 3
0,5...5	Підвісні кран-балки	3...12	У спорудах без каркаса
0,5...10	Мостові однобалкові	5...11	За кількості насосів більше 4
5...20	Мостові двобалкові	8...17	Те ж
5...50	Мостові загального призначення	11...32	–

Якщо маса деталі, яку піднімають, більше 3...5 т і транспортують її на більші відстані, кранове обладнання повинне бути з електрифікованим приводом. Більш докладні характеристики підйомно-транспортного устаткування наведені в [19].

12.4 Допоміжне устаткування

Арматура трубопроводів. На насосних і повітродувних станціях використовується така арматура: запірно-регулююча (засувки, вентилі, затвори); запобіжна (клапани, гасителі енергії гідравлічного удару, компенсатори тощо); контрольно-вимірвальна (водоміри, манометри, вакуумметри, термометри).

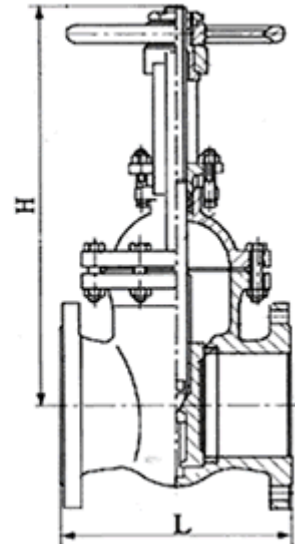
Засувки застосовуються для повного або часткового перекриття трубопроводів з метою регулювання подачі. Залежно від конструкції запірного пристрою вони можуть бути двох типів: клинові й паралельні (рис. 12.4–12.5).



Рисунок 12.4 – Клинова фланцева засувка з гладким прохідним каналом



Рисунок 12.5 – Засувка паралельна дводискова чавунна



У клинових засувках (рис. 12.4) запірня деталь – диск – має форму клину, внаслідок чого, у разі зусилля з боку шпинделя, щільно притискається до гнізд корпусу. На диску й гніздах є ущільнюючі кільця. У паралельних засувках (рис. 12.5) прохідний перетин корпусу перекривається двома рухливо з'єднаними між собою дисками, які розсовуються одним або двома розташованими між ними клинами. Ущільнюючі кільця дисків і гнізд корпусу паралельні між собою [35, 36].

Засувки можуть бути з висувними і невисувними шпинделями. У перших – нерухома гайка, у якій обертається шпindel, розташована в кришці засувки, і під час відкриття шпindel виходить назовні, захоплюючи запірний диск. У других – гайка шпинделя перебуває в запірному диску, і шпindel, обертаючись у нерухомих напрямних підшипниках, переміщує гайку й запірний диск. Засувки з висувним шпинделем менш зручні, тому що для їхнього розміщення потрібні приміщення великої висоти, а під час використання не задовольняються гігієнічні умови. З огляду на це використовувати їх на водопровідних станціях не бажано.

Вітчизняною промисловістю випускаються засувки з діаметром умовного проходу 50... 1 650 мм.

Засувки можуть бути із ручним і механізованим приводом. Ручні приводяться в дію від маховика, а механізовані мають електричний (рис. 12.6) або гідравлічний привод. Для полегшення керування засувки діаметром 400 мм і більше повинні бути забезпечені механічним приводом, а на автоматизованих станціях – незалежно від діаметра.

У момент відкриття засувок великого розміру, а також малих засувок, за наявності великих тисків на запірний диск (з напірної сторони), діють більші сили тиску, що спричиняє значні зусилля, необхідні для їхнього відкриття. Щоб розвантажити привод, який перекриває порожнини таких засувок, їх

з'єднують обвідною трубою (байпас) із засувкою малого розміру, яку відкривають перед відкриванням основної.

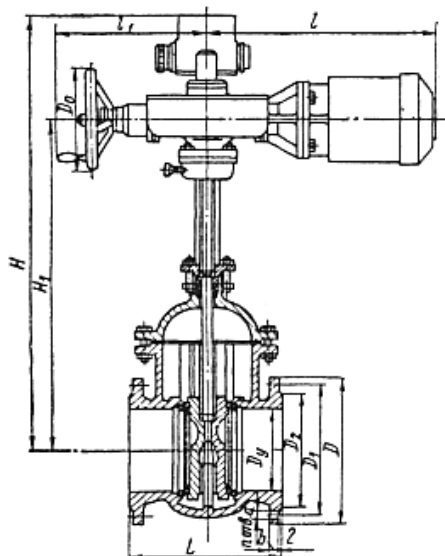


Рисунок 12.6 – Паралельна засувка з електричним приводом

У порівнянні з іншими видами запірних пристроїв, засувки використовуються частіше. Однак вони мають істотні недоліки – великі габарити й масу. Так, наприклад, для засувки з $D_y = 1\ 200$ мм, розрахованої на $p=1$ МПа, висота (від осі до верхньої точки) становить 3 295 мм, а маса – 8 130 кг.

Дискові поворотні затвори (рис. 12.7) мають низку позитивних властивостей, головними з яких є малі габарити й значно менша, ніж у засувок, маса. Дисковий затвор з $D_y = 1\ 200$ мм, розрахований на $p = 1$ МПа, має висоту 1 900 мм і масу 3 220 кг.

Принцип роботи дискового поворотного затвора полягає в тому, що диск, притиснутий до ущільнюючої поверхні сідла усередині корпусу, перекриває шлях потоку середовища; у разі повороту диска на 90° рідке середовище вільно проходить через затвор. У порівнянні зі звичайними засувками, дискові поворотні затвори мають великий опір. Затвори, що випускаються вітчизняною промисловістю, мають ручний, електричний, гідравлічний або комбінований привод. Дискові поворотні затвори виготовляють із ручним приводом ($D_y = 100\dots 600$ мм) і з електроприводом ($D_y = 300\dots 2\ 400$ мм).

Найбільш доцільно використовувати дискові затвори для водоводів і повітроводів великих діаметрів, а також – як запірно-регулюючу арматуру на повітродувних станціях.

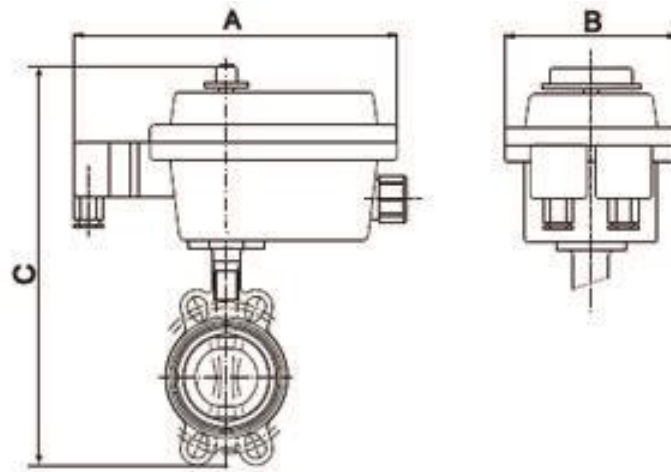


Рисунок 12.7 – Дісковий поворотний затвор з електроприводом

Зворотні дискові поворотні клапани на насосних станціях встановлюються між насосом і першою засувкою на напірній стороні. Вони призначені для запобігання зворотного струму середовища, що перекачують, через напірний трубопровід.

В однодисковому зворотному поворотному клапані (рис. 12.8) запірний диск на важелі вільно підвішений до корпусу. Під час прямого струму рідкого середовища він вільно відкривається і підтримується потоком у такому положенні. У момент відключення машини диск під власною вагою опускається, а внаслідок сили тиску з напірної сторони притискається до опорної поверхні сідла клапана, перешкоджаючи зворотному струму середовища.

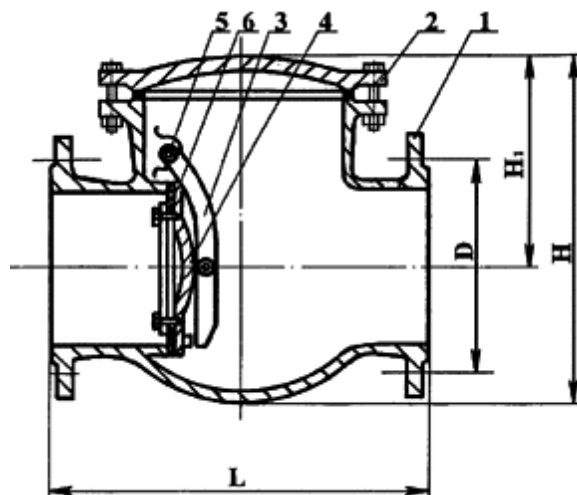


Рисунок 12.8 – Клапан зворотний поворотний:

- 1 – корпус; 2 – кришка для закриття горловини корпусу; 3 – важіль;
4 – диск; 5 – вісь важеля; 6 – гумове кільце

Зі збільшенням розмірів зворотного клапана маса поворотного диска значно зростає, що спричиняє різке збільшення опору клапана. У такому

випадку використовують багатодискові зворотні поворотні клапани (рис. 12.9). Вітчизняною промисловістю випускаються зворотні поворотні клапани однодискові ($D_v = 50...600$ мм на $p = 1...4$ МПа), багатодискові ($D_v = 800... 1\ 000$ мм на $p = 1...2,5$ МПа). За індивідуальним замовленням клапани можуть бути виготовлені й для більших діаметрів.

Недолік однодискових і багатодискових зворотних клапанів у тому, що їхнє закривання на насосних станціях під час раптової зупинки насоса спричиняє гідравлічні удари, тому під час їхнього використання варто здійснювати перевірочний розрахунок на гідравлічний удар й оцінювати можливі його наслідки.

Останнім часом найчастіше застосовуються *безударні зворотні клапани* (рис. 12.10). Диск-захлопка цих клапанів закріплений усередині корпусу на осях, трохи зміщених щодо центральної осі. Внаслідок цього його посадка під час закривання пом'якшується й не спричиняє гідравлічного удару. Клапан відкривається під час подачі води під тиском й утримується в такому положенні в потоці за допомогою піднімальної сили.

Промисловістю випускаються безударні клапани чотирьох типів діаметром від 50 до 2 200 мм [37].

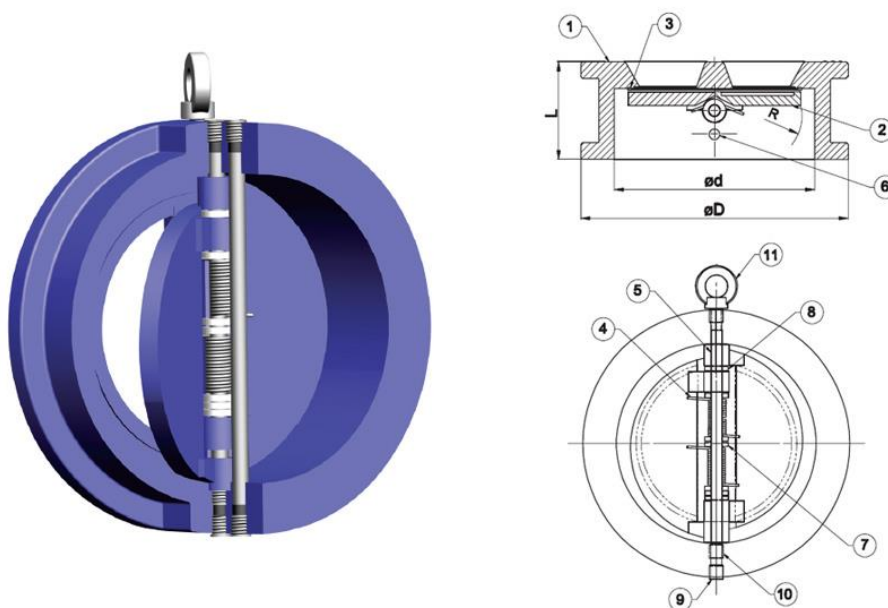


Рисунок 12.9 – Дводисковий зворотний клапан:

- 1 – корпус; 2 – заслонка; 3 – сідло; 4 – пружина; 5 – штир петлі;
- 6 – штир-фіксатор; 7 – опора диску; 8 – опора корпусу; 9 – пробка;
- 10 – обмежувач; 11 – рим-болт

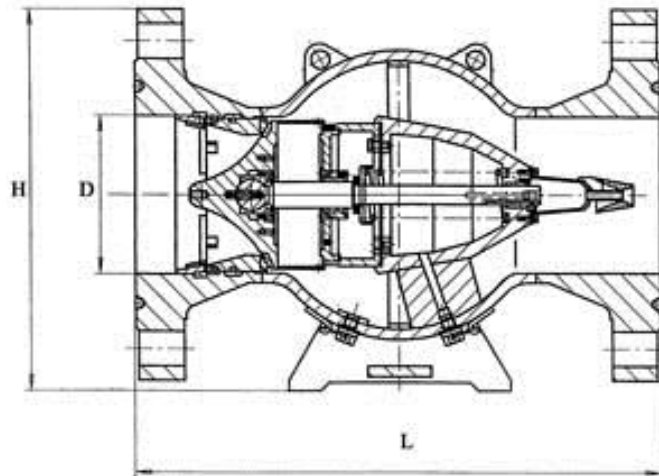


Рисунок 12.10 – Клапан зворотний безударний К41122-150 під приварювання

Зворотні прийомні клапани (рис. 12.11) встановлюють на прийомних кінцях усмоктувальних труб насосних станцій для утримання середовища, що перекачують, на період зупинки насоса. Якщо усмоктувальні труби й насоси перед запуском заповнюються середовищем, що перекачують за допомогою вакуумної системи, на місце зворотного прийомного клапана встановлюють відкритий прийомний конус.

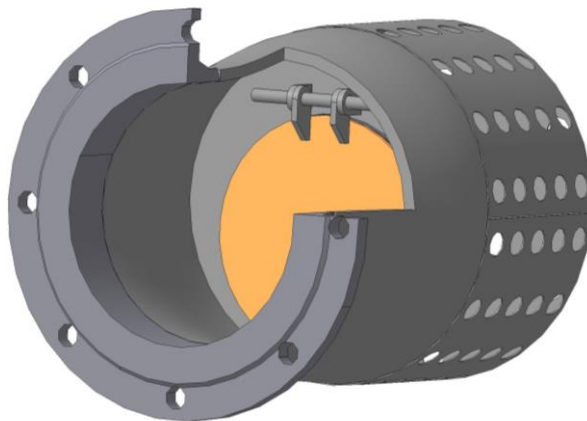


Рисунок 12.11 – Клапан зворотний приймальний 16ч42р

Зворотні прийомні клапани виготовляються з діаметром умовного проходу до 200 мм. За більших діаметрів зворотні прийомні клапани мають великий опір і установка їх небажана [38].

Запобіжні клапани застосовуються на напірних трубопроводах для запобігання їх розриву у разі можливого гідравлічного удару.

На компресорно-повітродувних станціях запобіжні клапани встановлюють на проміжних і кінцевих холодильниках, на лініях скидання повітря тощо. До таких клапанів належать пружинні, важільні, а також спеціальні гасителі удару тощо. Необхідність їхнього використання повинна бути підтверджена розрахунком.

Водоміри на станціях використовують для обліку обсягу середовища, що перекачують. Для виміру обсягу рідкого середовища, що не має механічних включень, за відносно невеликих її витрат застосовують турбінні

водолічильники (рис. 12.12) або витратоміри змінного перепаду тиску. В якості звужуючих пристроїв таких водомірів використовуються діафрагми (рис. 12.13), сопла Вентурі (рис. 12.14) та нормальні сопла (рис. 12.15). Звужуючий пристрій спричиняє місцевий перепад тиску, що залежить від середньої швидкості потоку, а отже, і від витрати [39].

Звужуючі пристрої характеризуються коефіцієнтом відносного звуження потоку:

$$m = (d/D)^2, \quad (12.8)$$

де d – діаметр звужуючого пристрою, м;

D – діаметр труби, що підводить, м.

Усі звужуючі пристрої нормалізовані. Для діафрагм стандартні значення $m = 0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5$; для сопел і труб Вентурі – $0,2; 0,4$.

Втрати напору в звужуючому пристрої визначають за формулами:

– для діафрагм:

$$h_{\text{вт}} = \frac{V^2}{2g} \left(\frac{1}{m^2} - 1 \right) (1 - m); \quad (12.9)$$

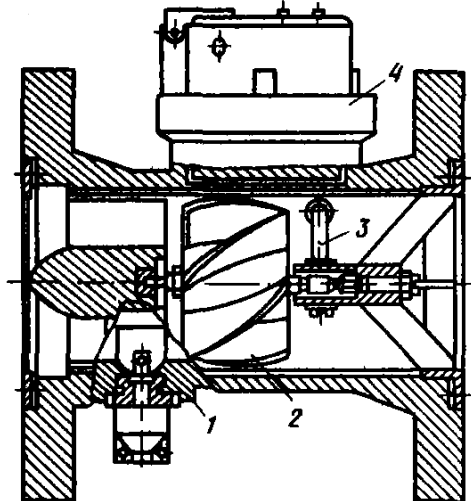


Рисунок 12.12 – Швидкісний турбінний водолічильник типу ВВ
1 – корпус; 2 – вертушка; 3 – передача; 4 – лічильний механізм

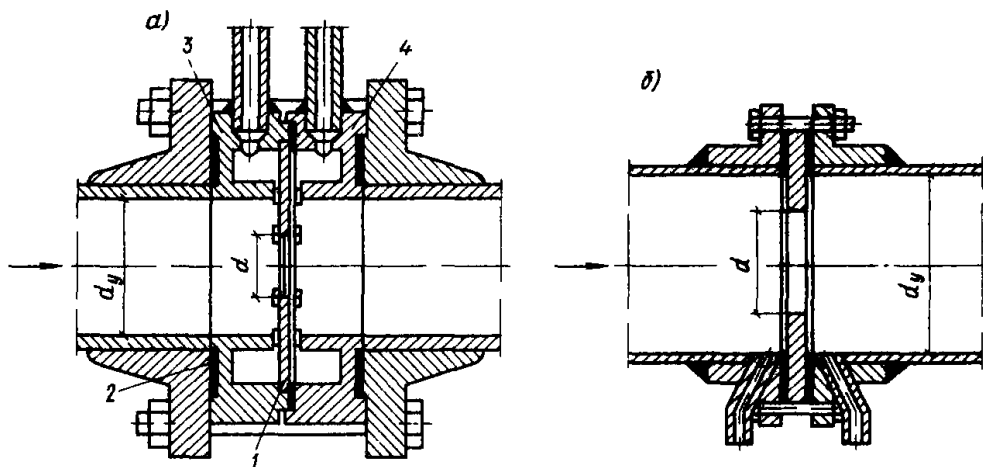


Рисунок 12.13 – Діафрагми нормальні, змонтовані в трубопроводах
а – камерні; б – дисккові;
1 – діафрагма; 2 – прокладка; 3 – камера «+»; 4 – камера «-»

– для сопел:

$$h_{\text{вм}} = \frac{V^2}{2g} \left(\frac{1}{m^2} - 1 \right) (1 - 1,4m); \quad (12.10)$$

– для водомірів Вентурі:

$$h_{\text{вм}} = 0,14 \frac{V^2}{2g} \left(\frac{1}{m^2} - 1 \right) (1 - m), \quad (12.11)$$

де V – середня швидкість потоку на підході до водовимірювача, м/с.

Звужуючий пристрій підбирають за припустимими втратами напору, які приймають у діафрагмах – 1...2 м, у соплах і трубах Вентурі – 0,7...1,5 м. За стандартних значень m , за формулами (12.9) – (12.11) підраховують втрати напору й підбирають тип звужуючого пристрою. Чим менше m , тим більший діапазон виміру витрати.

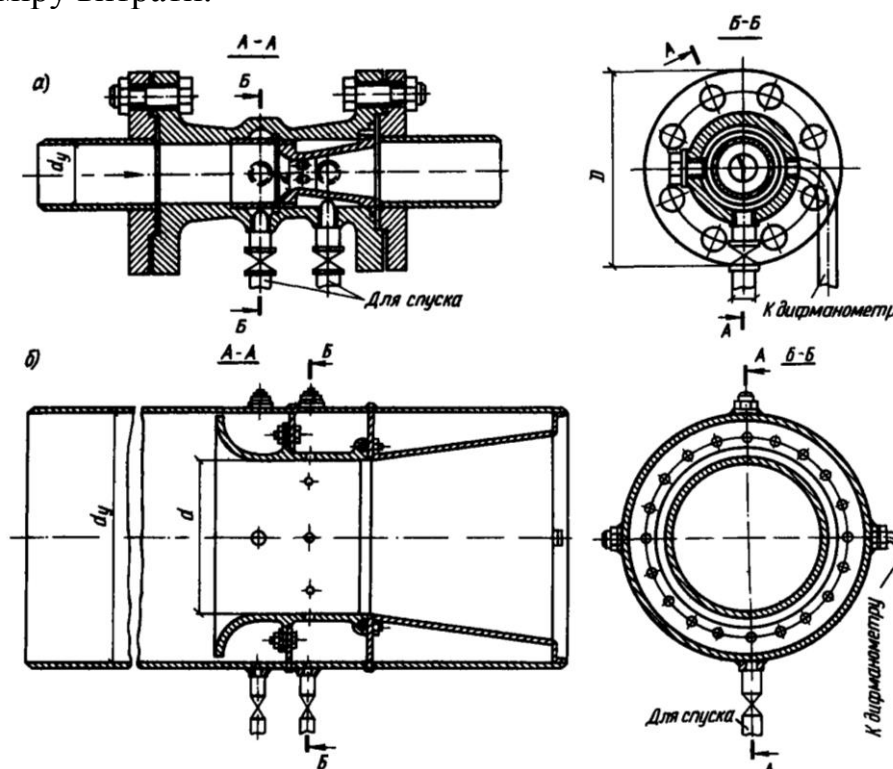


Рисунок 12.14 – Сопла Вентурі

а) діаметром до 500 мм; б) діаметром вище 500 мм

Приладобудівними заводами випускаються звужуючі пристрої з розмірами діафрагми $d = 50...3\,000$ мм, сопла $d = 50...1\,400$ мм, труби Вентурі $d = 200...1\,400$ мм.

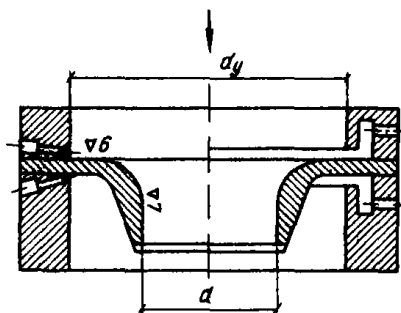


Рисунок 12.15 – Сопло нормальне

Витратомір встановлюється на прямій ділянці трубопроводу, довжина якого залежить від виду водоміра, коефіцієнта звуження, виду місцевих опорів. Довжина ділянки за водоміром повинна бути не менше $5D$.

На насосних станціях витратоміри встановлюють на нагнітальних трубопроводах; на повітродувних станціях звужуючі пристрої кріплять до вхідних фланців усмоктувальних труб.

Для безперервного виміру витрати середовища застосовують самописні вторинні прилади.

Манометри і вакуумметри призначені для виміру тиску середовища. На напірній стороні кожного насоса монтується механічний манометр, а на усмоктувальній стороні – вакуумметр. Якщо робота насоса характеризується змінною висотою усмоктування, яка змінюється від негативних до позитивних значень, на усмоктувальній стороні варто встановлювати механічний мановакуумметр. Манометри розміщуються або безпосередньо в місцях відбору тиску, або дистанційно, з виносом приладу на загальний пульт керування.

На каналізаційних насосних станціях манометри підключаються через спеціальну розділову камеру, що запобігає потраплянню стічної рідини в прилад.

Обладнання для заливання насосів перед їхнім запуском. Якщо робота насоса характеризується позитивною геометричною висотою усмоктування, пристрій, що усмоктує, відсутній, перед запуском його корпус і усмоктувальна труба повинні бути залиті середовищем, що перекачується. Для цього є кілька способів [39].

Заливання насосів з напірного трубопроводу (рис. 12.16, *а*) відбувається у випадку, якщо в напірному трубопроводі постійним є надлишковий тиск. До того ж існує необхідність установа зворотного прийомного клапана, що знижує висоту усмоктування насоса. Такий спосіб заливання простий і може бути використаний для насосів з діаметром усмоктувальних труб не більше 200–250 мм.

Заливання насосів з резервного напірного бака (рис. 12.16, *б*) застосовується тоді, коли під час зупинки насоса в напірному трубопроводі немає надлишкового тиску. Резервний бак заповнюється середовищем, що перекачується, через поплавковий клапан у період роботи насоса. У разі такого способу заливання необхідно встановити зворотний прийомний клапан.

Заливання спеціальним насосом (рис. 12.16, *в*) використовується за відсутності на насосній станції джерела середовища, що заливається з позитивним надлишковим тиском. Для цього встановлюється насос невеликих розмірів таким чином, щоб він увесь час мав негативну висоту усмоктування. Спосіб надійний, процес керування насосом легко автоматизується. У цьому випадку потрібно встановити зворотний прийомний клапан.

Усі розглянуті вище способи заливання насосів можуть бути використані на водопровідних насосних станціях або на каналізаційних станціях, що перекачують стоки без механічних забруднень.

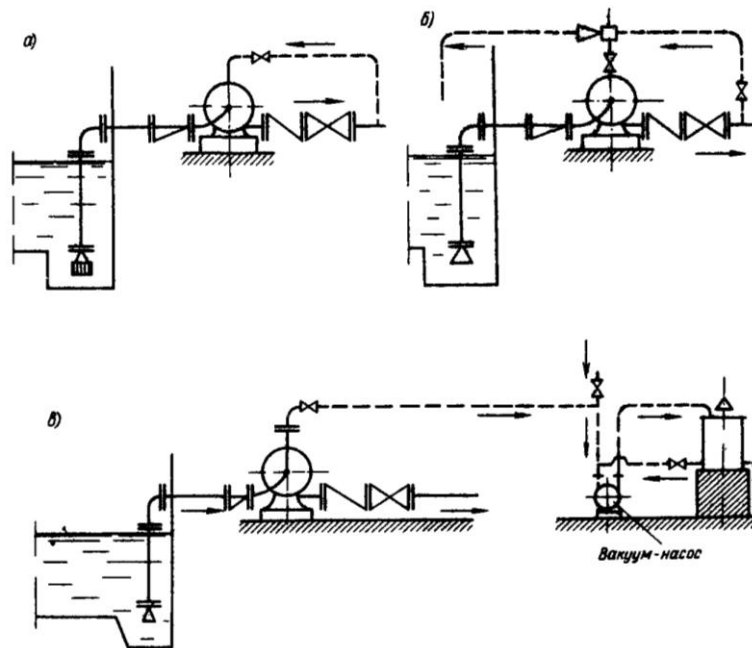


Рисунок 12.16 – Схеми заливання відцентрових насосів

Заливання за допомогою струминного насоса здійснюється в такий спосіб. Усмоктувальна лінія струминного насоса підключається у верхній точці до корпусу насоса, що заливається. Робоче рідке середовище до струминного насоса підводять від напірного трубопроводу або від спеціального насоса (в окремих випадках робочим тілом може бути пара або стиснене повітря). У разі, якщо засувка закрита, вакуумметричний тиск, що створюється струминним насосом на напірній стороні, поширюється на корпус і усмоктувальну трубу насоса, що заливається. Заповнення їх рідким середовищем відбувається через усмоктувальну трубу насоса. Цей спосіб використовують для заливання середніх і великих насосів. Зворотний прийомний клапан не потрібний.

Для заливання вакуумним насосом на насосній станції монтують загальну вакуумну установку, до якої підключають усі насоси, що вимагають заливання перед пуском. Вакуумметричний тиск у системі створюється вакуумними насосами, серед яких поширені водокільцеві.

Вакуумні насоси для установки підбирають за подачею [39]:

$$Q_v = \frac{(W_{TP} + W_H) H_{атм}}{t(H_{атм} - H_{Г.УС})} k, \quad (12.12)$$

де W_{TP} і W_H – відповідно обсяг усмоктувального трубопроводу і корпусу насоса, м³;

$H_{атм}$ – атмосферний напір, який дорівнює 10 м;

$H_{Г.УС}$ – геометрична висота усмоктування, м;

t – час, необхідний для створення розрахункового розрідження, хв (відповідно до інструктивних вказівок приймається не більше 2 хв для протипожежних насосів і до 3...5 хв при заповненні насосів іншого призначення);

k – коефіцієнт запасу, що враховує можливість підсмоктування повітря, $k = 1,05...1,1$.

На насосних станціях встановлюють два насоси з одним циркуляційним бачком. Один з них 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, вакуумпривід розділяють проміжним баком.

Насосні установки господарсько-питного і технічного водопостачання на власні потреби. *Господарсько-питний водопровід* на насосних станціях передбачають у випадку, якщо на них постійно перебуває черговий обслуговуючий персонал. Обсяг господарсько-питного водопостачання насосних станцій невеликий, а пристрій водопроводу залежить від місцевих умов. Якщо насосна станція розміщується в межах населеного пункту, неподалік від водогінної мережі, вода від цієї мережі підводиться до насосної станції. Якщо ж станція розміщується далеко від загальної системи водопроводу, питання організації водопостачання вирішується з урахуванням місцевих умов: на водопровідних насосних станціях другого підйому місцевий господарсько-питний водопровід підключається до напірних трубопроводів основних насосів через клапани або діафрагми, які знижують напір; на станціях першого підйому й на каналізаційних насосних станціях влаштовують місцевий водопровід з індивідуальним джерелом (свердловина або шахтний колодезь).

Технічне водопостачання насосних станцій необхідне для того, щоб забезпечити змащення й охолодження підшипників, охолодження електродвигунів, силових трансформаторів (з водяним охолодженням), а також для підтримки приміщень у належному санітарному стані. На каналізаційних насосних станціях технічна вода, крім того, використовується для промивання прийомного резервуара та мулопроводу. Вода для технічного водопостачання повинна бути хімічно чистою, без механічних домішок. Якщо взяти воду з напірних трубопроводів основної системи для пристрою технічного водопроводу неможливо (або якщо вода в ній не задовольняє вимоги), передбачається система місцевого технічного водопроводу на базі поверхневого або підземного джерела. Для цієї мети найчастіше використовують відцентрові насоси типу К, їх, з урахуванням резерву, повинно бути не менше двох.

Дренажні й маслонапірні установки. *Дренажна система* з насосною установкою використовується на заглиблених і шахтних насосних станціях для відливу води, що фільтрується через захисні конструкції і витікає на підлогу машинного залу через нещільності сальників насосів і арматури. Підлога машинного залу або найнижчого підвального приміщення, а також всі канали для трубопроводів, робляться з ухилом $i \geq 0,005$ у бік зовнішніх стін. За периметром приміщення влаштовують водовідвідний лоток з ухилом до дренажного колодезя, звідки вода, накопичуючись, відводиться за межі насосної станції (у каналізацію, нижній б'єф і тощо). Обсяг дренажного колодезя має дорівнювати 10–15-хвилинній подачі насоса дренажної установки.

Для дренажної насосної установки використовують вихрові насоси, що самі усмоктують (один робочий і один резервний). Через те, що не можливо

точно визначити фільтраційні й краплинні витрати води, насоси для дренажних установок обирають за практичними даними: для невеликих станцій – $Q_{др} = 1$ л/с; для середніх – $Q_{др} = 3,5...5$ л/с; для великих – $Q_{др} = 10$ л/с. Дренажна насосна установка повинна бути автоматизованою.

Маслонапірні установки на насосних і повітрорудних станціях забезпечують роботу системи змащення основних агрегатів і автоматики керування допоміжним обладнанням. Маслонапірна система передбачає насосну установку, мастилопроводи різного призначення, маслобаки, охолоджувачі масла та контрольно-вимірну апаратуру. Для системи змащення й автоматики використовують рідкі мінеральні масла, марка яких встановлюється заводом-виготовлювачем обладнання. У процесі експлуатації мінеральні масла втрачають необхідні властивості, що відповідають ДСТ, тому для них встановлюються такі строки роботи: у системах змащення – 500...800 год, у системах автоматики – 1 200...1 500 год. Крім експлуатаційного масла, тобто масла, що перебуває в оберті системи, на станції одночасно може перебувати масло свіже (яке не було в роботі), регеноване (властивості якого відновлені до вимог ДСТ) і відпрацьоване. Для кожного з масел необхідно передбачити окрему ємність. Для маслонапірної установки найчастіше використовують шестеренні насоси.

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Наведіть основні схеми розміщення насосного устаткування на НС II.
2. За яким принципом обирається основне та резервне обладнання на НС II та визначається розміщення й подача протипожежних насосів?
3. У чому полягають основні принципи проектування усмоктувальних, напірних труб і схем їхніх перемикачів на НС II?
4. Дайте характеристику основних схем компонування насосних станцій водопостачання.
5. Наведіть приклади неправильного та правильного розміщення усмоктувальних труб у прийомній камері насосної станції.
6. Яке обладнання насосних станцій належить до механічного? Дайте його коротку характеристику.
7. Яке допоміжне обладнання обов'язково має бути передбачене на насосних станціях? У чому полягає його призначення?
8. Які існують системи заливання насосів?
9. У чому полягає призначення технічного водопостачання насосних станцій?

ТЕМА 13 КЛАСИФІКАЦІЯ НАСОСНИХ СТАНЦІЙ ВОДОВІДВЕДЕННЯ

13.1 Класифікація насосних станцій водовідведення

Каналізаційні насосні станції (КНС) класифікуються за такими ознаками [1–3, 39]:

а) за надійністю дії КНС поділяються на три категорії:

- 1) не допускають перерв або зниження розрахункової подачі стічних вод;
- 2) допускають перерву подачі стічних вод не більше 6 год;
- 3) допускають перерву подачі стічних вод не більше 1 доби.

б) за розташуванням в загальній системі водовідведення КНС можуть бути:

- 1) головні, які розміщують на головних колекторах систем водовідведення для перекачування з них стічних вод на очисні споруди;
- 2) районні – стічні води перекачуються в головний або в розташований поблизу колектор із частини території, яку каналізують (району);
- 3) 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;
- 4) місцеві – стічні води перекачуються від окремих об'єктів (будинку, споруди, підприємства тощо);

в) за видом стічної рідини, що перекачується, станції поділяють на чотири групи:

- 1) для господарсько-побутових стоків (входять до складу загальної системи водовідведення міста, селища тощо);
- 2) для виробничих стоків (входять до складу систем водовідведення промислових стоків);
- 3) для зливових стоків (входять до складу систем водовідведення атмосферних опадів);
- 4) для перекачування мулу (входять до складу очисних споруд);

г) за характером керування станції поділяються на:

- 1) автоматичні (керовані за допомогою приладів і засобів автоматизації);
- 2) з ручним керуванням (вмикання і вимикання агрегатів здійснюється обслуговуючим персоналом);

д) за конструкцією КНС найчастіше бувають:

- 1) заглибленого й шахтного типу;
- 2) сполучені із прийомним резервуаром або роздільні.

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

У більшості випадків зливі 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. Високого напору в цьому разі не потрібно.

Мережна каналізаційна станція обладнується шнековими насосами, що значно спрощує конструкцію будівлі. У цьому випадку не потрібно споруджувати приміщення решіток. Стічні води з нижнього колектора надходять у камеру, що виконує роль регулюючої ємності. В 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 подачі активного мулу в аеротенки) насосами.

13.2 Місця розташування насосних станцій водовідведення

У системах водовідведення з нормальним (5–8 м) закладенням колекторів головну каналізаційну насосну станцію розміщують наприкінці головного самопливного колектора, 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 закладенням колекторів головну насосну станцію доцільно розміщувати безпосередньо на майданчику очисних споруд. До того ж зникає необхідність улаштування напірних водоводів значної довжини, що спричиняє зниження потужності та вартості станції [1–3, 39, 40].

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 дюкеру).

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 колектора 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 [3, 39, 40].

13.3 Визначення місткості приймального резервуара

Регулюючу місткість приймального резервуара розраховують відповідно до режиму роботи та загальної подачі насосної станції.

Якщо регулююча місткість буде мала, то не буде забезпечена рівномірність роботи станції. Якщо ж вона виявиться занадто великою, з'явиться небезпека випадання великого обсягу зважених речовин зі стічного рідкого середовища, що спричинить швидке замулення приймального резервуара й можливого загнивання стічної рідини. Необхідну регулюючу місткість зручно визначати графічним способом під час сполучення графіків припливу стічних вод і роботи насосів [1–3, 39, 40].

Під час проектування КНС подача насосів приймається рівною максимальному годинному притоку, м³/год:

$$Q_H = q_{год}^{max} \cdot \quad (13.1)$$

Враховуючи циклічний режим роботи КНС (часті вмикання й вимикання насосів), для визначення регулюючої місткості використовують сумарний погодинний графік припливу й відкачування стічних вод. На рисунку 13.1 наведено графік припливу стічних вод для $K_{год} = 1,8$.

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 прийняти, що значення припливу (витрат) стічних вод до насосної станції протягом години залишається незмінним, то, відповідно до рисунку 13.1, графіки, що характеризують годинні припливи, будуть мати вигляд прямих ліній. Для визначення регулюючої місткості лінії графіків припливу стічних вод необхідно сполучити з лініями графіків їхнього відкачування. Як було зазначено вище, сумарна подача КНС призначається рівною максимальному годинному припливу. Отже, у години максимального припливу регулюючої ємності не потрібно ($q_{год max} = Q_{н.с}$). В усі інші години доби із припливом, меншим за максимальний, сумарне значення подачі насосів виявиться більшим за значення припливу і їхня нормальна робота порушиться. Щоб забезпечити

рівномірну роботу насосів, практикують періодичне наповнення й відкачування прийомного резервуара.

Відповідно до графіка притоку та відкачування стічних вод, який подано на рисунку 13.1, протягом кожного циклу стоки надходять до резервуара (насос не працює) у такі періоди:

- від 0 до 10 хв;
- від 20 до 30 хв;
- від 40 до 50 хв.

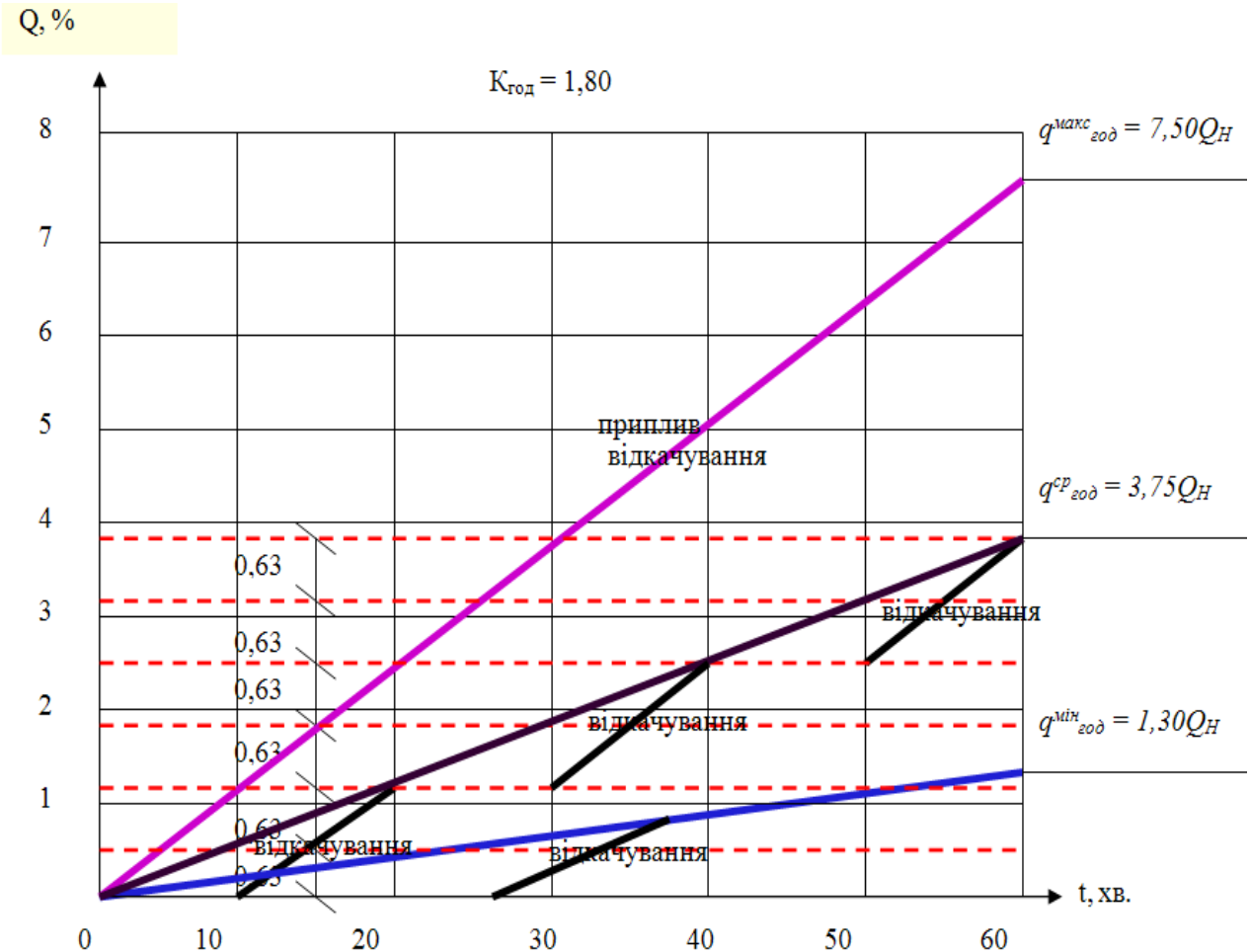


Рисунок 13.1 – Погодинні графіки припливу і відкачування стічних вод для $K_{\text{год}} = 1,8$

Тривалість роботи насоса настає у такі періоди:

- від 10 до 20 хв;
- від 30 до 40 хв;
- від 50 до 60 хв.

Згідно з графіком на рисунку 13.1 об'єм приймального резервуара буде дорівнювати 0,63 % від Q .

Після узагальнення та аналізу відомих графіків притоку стічних вод можна зробити такий висновок: *мінімальна місткість приймального резервуара має бути не менше 5-хвилинної подачі одного (найбільш потужного) насоса.*

Враховуючи це, графік відкачування стічних вод для розрахункової години із припливом, рівним 50 % $q_{год\ max}$, можна побудувати так.

У разі відомої кількості вмикань насосів за 1 год, мінімальна місткість приймального резервуара може розраховуватися за формулою:

$$W_{\min} = \frac{W_{год\min}}{n} \left(1 - \frac{q_{год\min}}{Q_{нс}} \right), \quad (13.2)$$

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, $M^3/год$.

Регулюючі місткості насосних станцій, що працюють незалежно, визначають із умов їхньої спільної роботи. В окремих випадках ці місткості можуть бути визначені з умов прийому стічних вод під час спорожнювання напірного трубопроводу з метою його ремонту. Для населених пунктів з невеликою кількістю мешканців місткість приймального резервуара каналізаційної насосної станції може бути визначена з умов прийому нічних стоків без увімкнення насосів.

Регулюючі 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. Регулююча місткість приймального резервуара мулової станції, що перекачує осад за межі станції очистки, повинна бути не більше 15-хвилинної подачі найбільшого з установлених насосів.

Регулюючими ємностями зливових насосних станцій для прийому залпових дощових вод слугують ставки-регулятори, в якості яких зручніше за все використовувати природні западини. Місткість регулюючої призми ставка може бути визначена з аналізу сполучених графіків припливу й відкачування або розрахована за формулою:

$$W = k \cdot Q_p \cdot t_p, \quad (13.3)$$

де Q_p – розрахункова витрата дощових вод у місці приєднання водовідвідної споруди до ставка, $M^3/с$ (визначається за даними гідравлічного розрахунку дощової водовідвідної мережі);

t_p – розрахунковий період стоку дощових вод із усього басейну до місця приєднання до ставка, с (визначається за даними гідравлічного розрахунку дощової мережі);

k – коефіцієнт, що залежить від значення a , прийнятого за таблиці 13.1.

Таблиця 13.1 – Значення коефіцієнта a

a	k за		a	k за		a	k за будь- якого n
	$n \geq 0,6$	$n < 0,6$		$n \geq 0,6$	$n < 0,6$		
0,10	1,5	–	0,40	0,42	0,47	0,70	0,13
0,15	1,1	1,5	0,45	0,36	0,38	0,75	0,10
0,20	0,85	1,13	0,50	0,30	0,32	0,80	0,07
0,25	0,69	0,87	0,55	0,25	0,27	0,85	0,04
0,30	0,58	0,69	0,60	0,21	0,22	0,90	0,02
0,35	0,5	0,57	0,65	0,16	0,17	–	–

13.4 Вибір основних і резервних насосів

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 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 великі 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 [2, 3, 39].

Кількість робочих насосних агрегатів для конкретних умов визначають на підставі техніко-економічних розрахунків варіантів з урахуванням перелічених вище умов.

Практика проектування й експлуатації КНС дає змогу надати такі рекомендації щодо вибору кількості насосних агрегатів. Малі станції з невеликою подачею обладнуються одним робочим агрегатом. Два – три робочих 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 (табл. 13.2). Робочі й резервні насоси повинні бути однієї марки, тому що це значно знижує експлуатаційні витрати, спрощує умови й можливість автоматизації процесів керування агрегатами.

Таблиця 13.2 – 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 менш 50 %

Для каналізаційних насосних станцій (незалежно від форми споруди в плані) у більшості випадків приймається однорядне розташування насосних агрегатів. До того ж насоси встановлюються уздовж стіни, що відокремлює машинне відділення від прийомного резервуара. В окремих випадках у будівлях круглої форми насосні агрегати розміщуються концентрично.

Для полегшення запуску насосів їх розташовують нижче розрахункового рівня рідкого середовища, що перекачується, у прийомному резервуарі (самозаливання). Для станцій з регулюючими ємностями за розрахунковий приймають середній рівень води в прийомному резервуарі, що розташовують на 1 м нижче лотка колектору, що підводить. На станціях без регулюючих ємностей за розрахунковий рівень приймають позначку рівня води в лотку, що підводить, за мінімального її припливу. Якщо насос розміщується вище розрахункового рівня води в прийомному 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 розташований вище колектор, економічно не виправдано. По-перше, напір каналізаційних відцентрових насосів вищий, ніж потрібно в зазначеному випадку. По-друге, їхнє використання вимагає досить складної конструкції будівлі із пристроєм приміщення ґрат. Для обладнання таких насосних станцій найчастіше використовуються шнекові насоси, що мають ряд переваг у порівнянні з відцентровими.

На каналізаційних насосних станціях, що перекачують промислові стічні води без великих механічних домішок, за необхідності можна використати водопровідні насоси.

13.5 Розрахунки та конструювання усмоктувальних і напірних трубопроводів

Щодо усмоктувальних і напірних трубопроводів каналізаційних насосних станцій ставляться такі ж вимоги, як і до водопровідних станцій. Однак під час їхнього конструювання необхідно враховувати деякі особливості, обумовлені складом стічних вод, що перекачують.

У насосних станціях, призначених для перекачування побутових стічних вод, для кожного насоса повинна бути передбачена окрема усмоктувальна труба з ухилом від насоса не менш 0,003...0,005. У бічній частині кожної труби влаштовуються люки, через які здійснюється очищення труб, якщо вони засмічуються. На усмоктувальних трубах заводського виготовлення (для вертикальних насосів) люки роблять на заводах-виготовлювачах. Для зливу рідкого середовища з насоса під час його ремонту або ревізії в нижній частині усмоктувальної труби між засувкою і насосом передбачається випуск діаметром 50...100 мм. Приймальні клапани й підставки під прийомні отвори, щоб уникнути їхнього засмічування, на усмоктувальних трубах не ставляться.

Приймальні отвори вирв усмоктувальних труб діаметром до 500 мм розміщуються в горизонтальній площині, а труб діаметром більше 500 мм – у вертикальній площині паралельно до стіни, що розділяє машинний зал і приймальний резервуар. У цьому випадку з боку приймального резервуара влаштовуються щитові затвори для перекриття приймальних отворів під час ремонту засувок на усмоктувальних трубах.

Розрахункові швидкості руху стічних вод в усмоктувальних трубопроводах приймаються такими ж, як і для водопровідної станції.

Засувки на усмоктувальних трубопроводах каналізаційних насосних станцій передбачаються в кожному разі, якщо насоси працюють із негативною висотою усмоктування (з підпором). Як усмоктувальні, так і напірні трубопроводи усередині насосної станції виготовляються зі сталевих труб на зварюванні. Фланцеві з'єднання використовуються тільки для приєднання труб до арматури й насосів.

Напірні трубопроводи всередині станції можна розміщувати в спеціальних каналах (у будівлях наземних і з малим заглибленням) або безпосередньо по підлозі машинного залу (у будівлях заглиблених і шахтних) на бетонних підкладках висотою 150...200 мм із кроком до 3 м. В останньому випадку, для того щоб забезпечити вільне переміщення обслуговуючого персоналу, влаштовують містки й переходи.

Трубопроводи невеликих діаметрів можна розміщувати уздовж стін на кронштейнах або підвісках на висоті не менше 2 м. Для трубопроводів більших діаметрів на станціях передбачається спеціальне приміщення.

Нагнітальні трубопроводи, що відходять від насосів, до загального колектору підключаються шелига у шелигу. Це сприяє поліпшенню гідравлічного режиму вузлів з'єднань під час перекачування стічних вод. До нагнітального колектору підключаються напірні водоводи, що відходять (не менше двох). Їхні діаметри визначають, виходячи з умови забезпечення (у

випадку аварії на одному з них) пропуску води, не менш 70 % розрахункової подачі насосної станції за наявності аварійного випуску і 100 % – за відсутності аварійних випусків.

На нагнітальних трубопроводах, за напорів 30 м і більше, між насосами й засувками передбачаються одностарілчасті зворотні клапани. Водоміри встановлюються в спеціальних камерах поза спорудою насосної станції.

13.6 Приймальні резервуари та їхнє обладнання

Приймальний резервуар (рис. 13.2) є головною спорудою КНС і призначений для прийому стічної рідини, що перекачується, із самопливних (безнапірних) колекторів. Таким чином забезпечується рівномірна робота насосів у найбільш економічному режимі за нерівномірного припливу стічних вод [41].

Робочий об'єм приймального резервуара визначається регулюючою місткістю (п. 3.3). Глибина в середній його частині повинна бути не менше 1,5...2 м, а найвищий розрахунковий рівень води в резервуарі приймається рівним позначці лотка колектору, що підводить, до того ж виключається можливість підпору потоку, що може призвести до відкладення осаду в колекторі. Дно резервуара влаштовують із ухилом не менш 0,1 % у бік приямків усмоктувальних труб. Приймальний резервуар роблять загальним для всіх насосних установок станції. На станціях з подачею 100 тис. м³/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 виконаний окремо від приміщення насосної станції. Цей варіант найбільш сприятливий щодо санітарного стану, але в такому разі значно погіршуються експлуатаційні умови та збільшується довжина усмоктувальних труб. У практиці будівництва КНС поширені варіанти сполученого типу. У цьому разі приймальний резервуар відокремлюється від машинного залу глухою непроникною стіною.

На відстані 0,5 м від максимальної поверхні води в розподільних каналах резервуар перекривають залізобетонними плитами. У перекритті передбачаються експлуатаційні люки, а на стінах проти люків – скоби для спускання води в резервуар.

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 являють собою набір пластин (зі штабової сталі перетином 10×60 мм) із прозорами 16...20 мм, скріплених круглими (8...10 мм) стрижнями. Ґрати встановлюються під кутом 60...70 ° до горизонту. Очищення немеханізованих ґрат здійснюється ручними граблями. Їхня установка допускається на малих каналізаційних станціях у виняткових випадках за добового обсягу знятого з ґрат сміття не більше 0,1 м³.

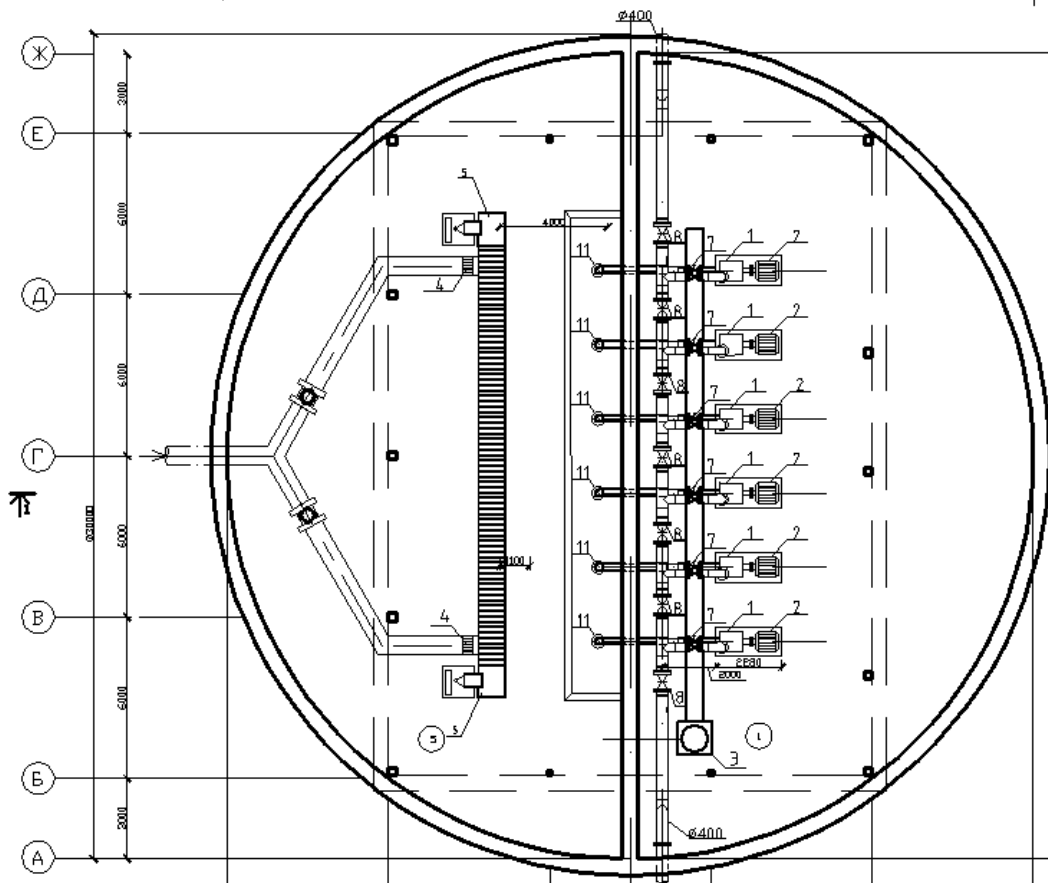


Рисунок 13.2 – План приймального резервуара КНС:

- 1 – насос відцентровий горизонтальний; 2 – електродвигун;
 3 – дренажний насос; 4 – решітки механізовані; 5 – дробарка;
 6 – кран підвісний; 7, 8, 9 – засувки; 10 – зворотний клапан;
 11 – всмоктуючий трубопровід

У практиці будівництва КНС найчастіше використовуються механізовані ґрати, у яких ґрабельний механізм для видалення затриманого сміття приводиться в рух від електродвигуна через механічний редуктор. На загальній рамі механізованих решіток (рис. 13.3), які встановлено на шарнірних опорах, у нижній частині закріплені нерухомі ґрати зі сталевих пластин. У верхній частині є електродвигун і редуктор із приводними ланцюгами. Останні обертають верхні провідні зірочки, які, у свою чергу, рухають нескінченні тягові ланцюги із закріпленими на них ґраблями. Залежно від забруднення стічної рідини кількість закріплених на ланцюзі ґраблів може бути від 1 до 4. Для ремонту й ревізії механічні ґрати на шарнірних опорах можуть підніматися нагору. Виготовляються механізовані ґрати двох модифікацій: вертикальні (РМВ) та похилі (МГТ), які встановлюються під кутом $60...80^\circ$ до горизонту.

Ширину прозорів ґрат приймають на 10...20 мм менше діаметрів прохідних перетинів насосів, що встановлені на КНС.

Якщо насосна станція перекачує стічну воду безпосередньо на очисні споруди, приймальний резервуар обладнується ґратами із прозорами 16 мм. У приймальних камерах очисних споруд у такому разі ґрати не встановлюються.

Для вибору типу й кількості ґрат визначають сумарну площу живого перетину робочої частини ґрат:

$$\Sigma F_p = Q_{max} / v, \quad (13.4)$$

де Q_{max} – максимальний приплив рідкого середовища, м³/с;

v – швидкість руху рідкого середовища в прозорах ґрати: $v = 0,8 \dots 1$ м/с.

Призначивши кількість робочих ґрат n , визначають площу живого перетину прозорів робочої частини одних ґрат:

$$F_p = \Sigma F_p / n. \quad (13.5)$$

За каталогами з механічної очистки стічних вод, які надають виробники, обирають тип ґрат.

Кількість ґрат варто приймати мінімальною. Надійність роботи насосної станції до того ж забезпечується шляхом установа резервних ґрат, кількість яких приймають у такий спосіб: якщо встановлено одні й більше механізованих робочих ґрат із прозорами понад 20 мм і до трьох ґрат із прозорами 16...20 мм – передбачають одні механізовані ґрати; понад три робочі механізовані ґрати із прозорами 16...20 мм – дві механізовані ґрати.

Гребельний механізм скидає затримане сміття із ґрат на стрічковий транспортер, встановлений за ґратами. За допомогою транспортера сміття подається в спеціальні дробарки, звідки після дроблення скидається в канал перед ґратами.

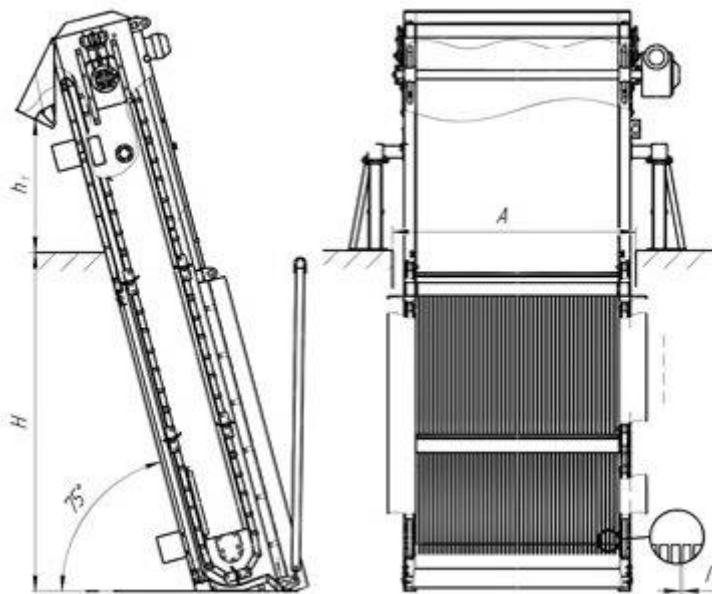


Рисунок 13.3 – Механізовані решітки гребельного типу

Для дроблення сміття використовуються дробарки молоткового типу (рис. 13.4). [42]. У їхньому чавунному корпусі встановлюється ротор, що становить собою ряд дисків, до яких на сталевих пальцях вільно підвішені молотки (сталеві пластини прямокутної форми).

Змінні зубчасті сегменти встановлюються в корпусі проти напрямку обертання ротора. У нижній його частині закріплюється напівциліндричний піддон з отворами. До верхньої частини горловини дробарки підводиться вода з технічного водопроводу. Таким чином, сміття, що потрапило між рухливі молотки й нерухомі зубчасті сегменти, дробиться до стану кашоподібної маси, що через отвори піддона вимивається в канал водою (6...8 л води на 1 кг відходів). На КНС застосовуються дробарки різних типів.

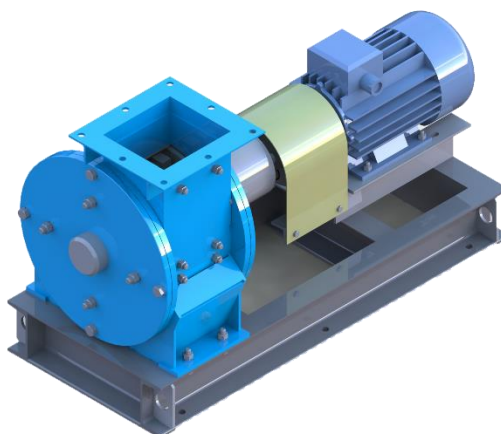


Рисунок 13.4 – Дробарка молоткова

Більш прогресивними і сучасними механізмами для попереднього очищення стічної води перед надходженням у насоси є решітки-дробарки (рис. 13.5).

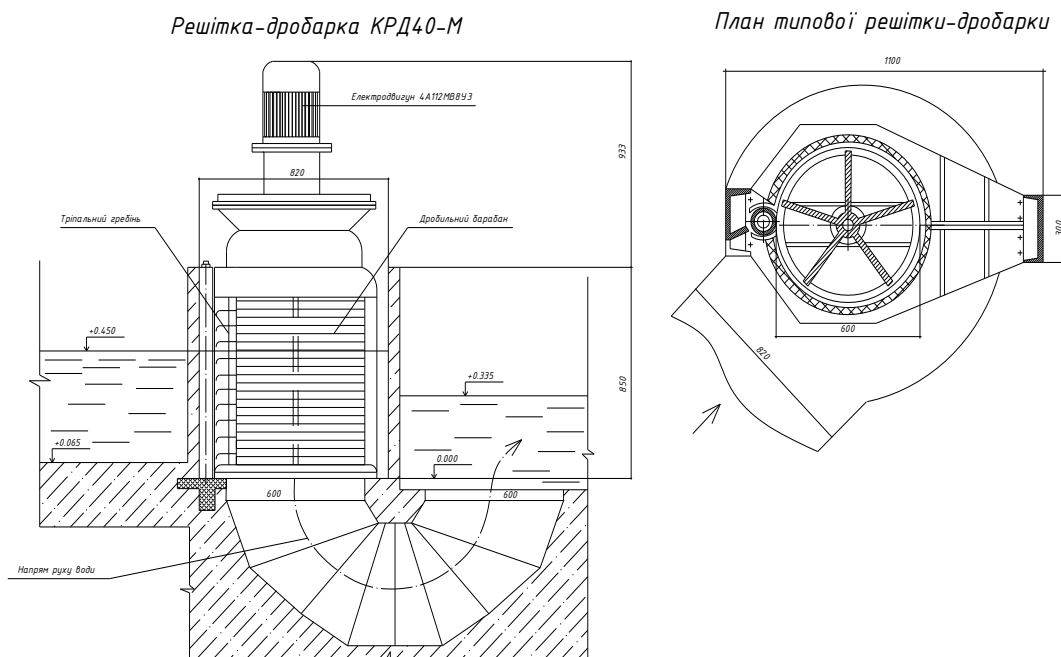


Рисунок 13.5 – Решітка-дробарка типу КРД40-М

Решітки-дробарки – це апарати, що сполучають дві операції: затримання значних домішок, що перебувають у стічній рідині, і їхнє роздрібнення до певних розмірів (подрібнення). Конструктивно вони становлять відкритий барабан, що обертається на вертикальній осі в нерухомому корпусі. У барабані зроблені 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 смикальних гребенів, закріплених на корпусі з мінімальним зазором. Тверді домішки, що не пройшли крізь прозори барабана, подрібнюються та з потоком виносяться в приймальний резервуар. Рідке середовище з барабана в прийомний резервуар може надходити безпосередньо або через дюкерний пристрій.

Решітки-дробарки, у порівнянні з роздільними механізованими ґратами й дробарками, мають ряд істотних переваг:

а) через те що процес подрібнення сміття здійснюється під шаром води, значно поліпшуються санітарно-гігієнічні умови експлуатації приймальних резервуарів;

б) у 18...20 разів скорочується потужність привода та споживання електроенергії на затримання й подрібнення великих фракцій забруднень;

в) через щілини малих розмірів зі стічною водою проходять механічні забруднення, для перекачування яких можуть використовуватися водопровідні насоси загального призначення з більш високим ККД і напором;

г) установка відрізняється компактністю.

Підбір решіток-дробарок, що випускають вітчизняною та іноземною промисловостями, здійснюють за спеціальними каталогами.

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

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 встановлюються вантажопідйомні механізми.

КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

1. Наведіть класифікацію насосних станцій водовідведення?
2. Наведіть схеми окремих та сполучених КНС. У чому полягають

відмінності у їхньому влаштуванні?

3. Як визначити місце розташування КНС?
4. Наведіть алгоритм визначення місткості приймального резервуара на підставі аналізу графіка добового надходження стічних вод та роботи КНС.
5. Яким чином призначається основне та резервне устаткування на КНС?
6. Назвіть особливості розрахунку та конструювання усмоктувальних та напірних трубопроводів на КНС.
7. Наведіть основні види конструкцій приймального резервуара КНС. Чим він обов'язково має бути обладнаний?
8. Яким є головне призначення обладнання для видалення механічних домішок зі стічних вод, які надходять у КНС?

ТЕМА 14 НАСОСНІ СТАНЦІЇ З НАСОСАМИ ЗАНУРЕНОГО 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. У порівнянні 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 в будівлях. Максимальна продуктивність насосів складає 3 600 л/хв, максимальна висота подачі – 30 м.

Найбільш повно вимогам забезпечення надійної та безперебійної роботи систем водовідведення відповідають відцентрові занурені електронасоси. Застосування занурених насосів дає змогу скоротити обсяги будівництва, тому що приймальне та машинне відділення суміщаються. За мокрого установа насосів виключаються витрати на системи опалення, вентиляції, подачу технічної води. Цим забезпечується економія 30–60 % інвестиційних коштів. Занурений насос суміщений 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, гамір, дія на підшипники та механічне ущільнення також мінімізовані [14].

Ще однією перевагою занурених насосів є використання води в якості охолоджуючого агента. Висока температура – головний ворог електродвигуна, тому необхідне постійне охолодження. За допомогою більш високої теплоємності води охолодження відбувається більш інтенсивно, даючи змогу використовувати насоси для великих навантажень. Значний діапазон подач – від 900 до 4 500 м³/год.

Конструкцію зануреного насоса розглянемо на прикладі японських насосів Tsurumi [43].

Перевагами таких насосів є:

А) Абсолютна водонепроникність.

Ємність для входу проводів в насос та самі проводи часто залишаються незахищеними від капілярного просочування вологи через низький негативний

тиск, який створюється всередині насоса. Це може спричинити вихід насосу з ладу. Входи електричних проводів і кожен провід окремо в насосах Tsurumi захищені спеціальними епоксидними прокладками, які повністю виключають навіть капілярне просочування вологи.

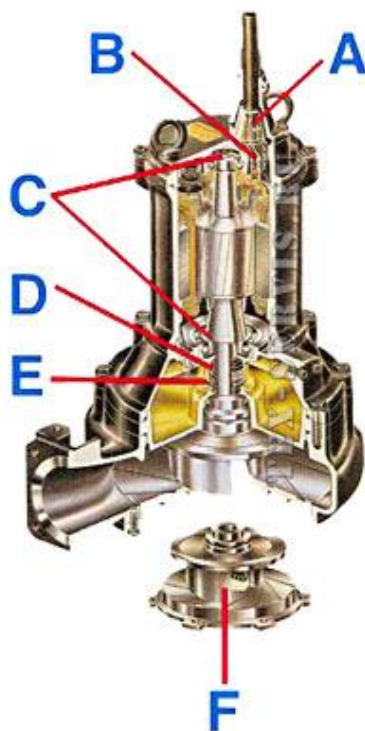


Рисунок 14.1 – Конструкція зануреного насоса Tsurumi

В) Безперерійна робота в сухих умовах. За допомогою бі-металічного датчика, який розташований над електродвигуном, електропостачання насоса переривається, якщо підвищується напруга або відбувається перегрівання.

С) Подвійний механічний сальник. З карбиду кремнію з пристроєм підйому масла, що забезпечує надійне змащення навіть в умовах низького рівня масла.

Е) Масляний підйомник. Спеціальна напрямна лопатка прикріплена всередині резервуара для масла. Масло піднімається під час обертання двигуна, тому навіть за низького рівня масла забезпечується змащення й охолодження механічного ущільнення.

Д) Висока якість і надійність підшипників. Висока якість підшипників дає змогу насосам Tsurumi працювати навіть у горизонтальному зануреному положенні.

Ф) Перевірені й надійні матеріали та крильчатки. В насосах Tsurumi широко застосовується литий чавун та інші матеріали, які забезпечують стійкість до зношення у високоабразивних середовищах. Конструкція крильчаток підвищує ефективність роботи моторів та перекачування рідин.

Фекальний занурений насос призначений для відкачування нефільтрованої води з різних резервуарів. Оснащення спеціальною системою самоочищення спричиняє збільшення строку служби насосів.

Дренажні та фекальні занурені насоси подаються в широкому асортименті різними виробниками, що дає змогу обирати оптимальні робочі

параметри. Занурені насоси оснащені торцевими ущільненнями вала з трьохфазним або однофазним двигуном, з поплавковим вимикачем та вбудованим пристроєм теплового захисту.

Для керування насосами у автоматичному режимі можуть застосовуватися однорівневі або дворівневі поплавкові вимикачі (рис. 14.2).

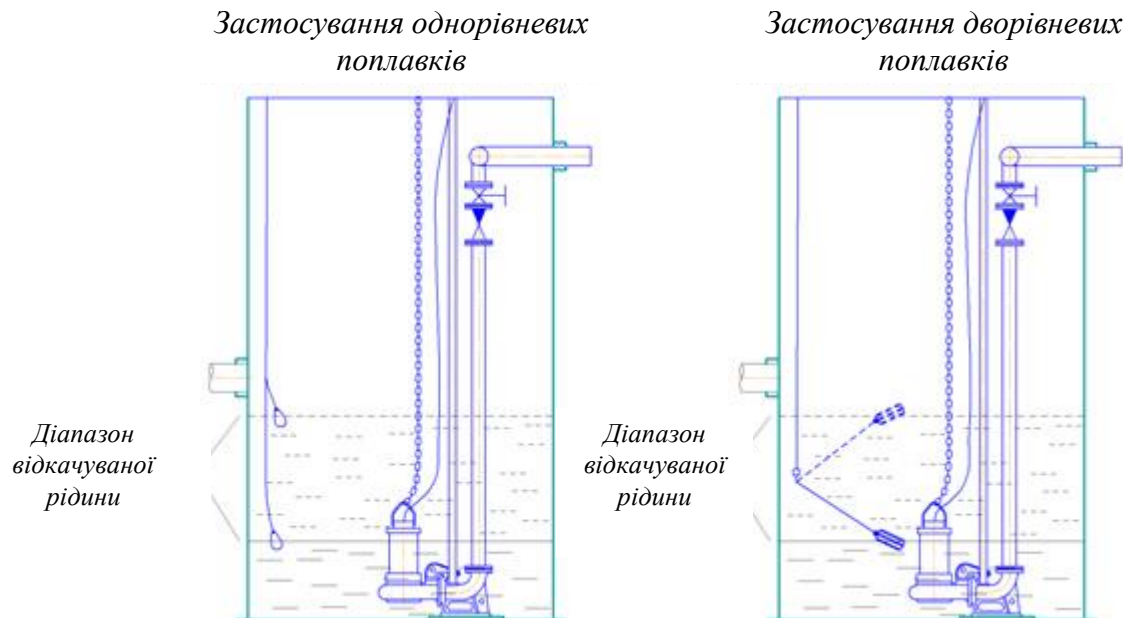


Рисунок 14.2 – Розміщення поплавків у насосних станціях із зануреними агрегатами

Зміна положення однорівневого поплавкового вимикача відбувається у момент перевищення (пониження) рівня рідини – висоти підвісу поплавка.

Дворівневий поплавок має гістерезис, який регулюється. Зміна стану поплавка відбувається у момент зміни положення осі поплавка відносно поверхні приблизно на кут 45° . Висота відкачуваної рідини регулюється шляхом зміни положення вантажу, який розташований на проводі поплавкового вимикача.

14.1 Проектування насосних станцій з установленням занурених агрегатів

Насосні станції із зануреними осьовими насосами. Моноблок осьового насоса з електродвигуном зануреного типу вимагає мінімальних капітальних витрат на будівництво насосної станції через її простоту. Під час проектування такої насосної станції необхідно враховувати низку особливостей, які обумовлені високою продуктивністю цих агрегатів (до $20\,000\text{ м}^3/\text{год}$). Занурені електронасоси з осьовим або діагональним робочими колесами зазвичай встановлюються у вертикальній напірної колоні на виступ (фланець), закріплений знизу.

Об'ємні завихрення на вході в насос можуть небажаним чином змінювати напір, продуктивність і потужність насоса.

Локальні завихрення спричиняють порушення суцільності потоку і, отже, вібрацію, шум, кавітацію, а також здатні захоплювати з поверхні в насос плаваюче сміття, через що насос може зламатися. На багатонасосних станціях, які характеризуються різноманітними робочими умовами, необхідно застосовувати перегородки, які розділяють та скеровують потік. Вони згладжують вплив асиметрій у вхідному потоці.

На насосних станціях зазвичай встановлюють два і більше агрегати. Багатонасосні системи мають велику продуктивність, є більш пристосованими до роботи та більш надійними. Такі станції проектуються на базі індивідуальних водоприймальних модулів. Оскільки вхідний потік повинен бути максимально рівномірним, конфігурація приймальної камери, звідки потік надходить в окремі модулі, має велике значення.

Існують дві основні конструкції багатонасосних станцій – з фронтальним і бічним впуском води в приймальний резервуар. Якщо впуск фронтальний і ширина його менша загальної ширини водоприймачів, то підвідну камеру потрібно симетрично розширити. Сумарний кут розширення від підвідної труби не повинен перевищувати 40° . Для відкритих вхідних лотків загальний кут розширення не повинен перевищувати 20° . Нахил дна в приймальному резервуарі влаштовується в межах 10° . Якщо ці параметри не дотримуються, то для поліпшення розподілу підвідного потоку необхідні розділові або водовідбійні стінки.

Під час проектування особливо великих насосних станцій загальною продуктивністю понад $22\ 000\ \text{м}^3/\text{год}$ або одиначною подачею насоса понад $9\ 000\ \text{м}^3/\text{год}$ рекомендується обов'язкове випробування її гідравлічної моделі лабораторією чи проведення комп'ютерного аналізу гідродинаміки.

Відстань між перегородкою і водоприймальним модулем має бути достатньою для того, щоб видалити завихрення і залучене повітря до надходження води в насос. Потік води, що транспортується через водопідйомну колону, дуже потужний. Обтікаючи кабельні жили насосного агрегату, він примушує їх сильно коливатися і переплітає між собою. Пошкоджень кабелів можна уникнути, використовуючи пристосування, що забезпечують їхній натяг, а також герметичний і одночасно еластичний перетин з конструкцією колони.

Занурені насоси з осьовим або діагональним робочими колесами дають змогу істотно спростити і скоротити витрати на перекачування великих об'ємів води на малу висоту. Для їхньої надійної роботи особливо важливо забезпечити рівномірність, стабільність потоку на введенні без вихрів воронки, а також без залучення повітря.

14.2 Насосні станції з «мокрим» установленням занурених насосів

Класична каналізаційна насосна станція складається з приймального і машинного резервуарів, розділених глухою перегородкою. Приймальний резервуар виконує функцію буферної зони, в якій відбувається поглинання коливань припливу і відкачування, а також вирівнювання потоку.

Надійна й економічна робота насосної станції можлива за умови виконання як мінімум двох обставин щодо її приймального резервуара: по-перше, потік рідини в ньому має бути стабільним і рівномірним, щоб не створювати умов для потрапляння повітря в насоси; по-друге, він має бути одночасно швидким, щоб уникнути скупчення осаду та плаваючих речовин.

Отже, розміри приймального резервуара повинні бути досить великими, забезпечувати хорошу гідравліку насосів, але одночасно і малі, щоб виключити затримку і засмічення.

Рекомендації для забезпечення стабільної роботи мають бути такими:

- необхідно зберігати швидкість на вході в межах 0,6 м/с;
- необхідно витримувати швидкість потоку в приймальній камері не вище 0,3 м/с;
- необхідно уникати зміни напрямку потоку на вході в насос, а якщо потрібно його змінити, то роботи це плавно, рівномірно, незалежно [14, 34].

Занурені насоси, внаслідок рідинного охолодження електродвигуна, компактності, конструктивних особливостей, можна вмикати частіше класичних, у зв'язку з чим насосні станції із зануреними насосами проектують значно менших розмірів.

Під час проектування насосної станції найважливіше закласти сприятливі гідравлічні умови для роботи агрегатів. Потік води у будь-який насос повинен бути однорідним і сталим, без завихрень і залучення повітря в рідину. Порушення однорідності потоку може призвести до порушення оптимальних умов роботи робочого колеса і до зниження гідравлічного ККД, появи шуму, вібрацій, проблем з підшипниками.

Завихрення на вході в насос можуть спричинити локальне падіння тиску, утворення і надходження ядра повітряного вихору в насос. Це ядро повітря, залучене рідиною, спричиняє зниження подачі, нерівномірне навантаження на робоче колесо і місцеве ударне навантаження на різні частини насоса, що стає причиною шуму та вібрацій.

Під час перекачування забруднених вод конструкція приймального резервуара повинна забезпечувати не тільки відповідне підведення потоку до насосів, а також перешкоджати утворенню осаду й поверхневої піни в колодязі.

На підставі перерахованого вище, розроблена принципова конструкція насосно-приймального резервуара (рис. 14.3) [14].

У такій конструкції потрапляння повітря в рідину внаслідок падіння рівня води зведено до мінімуму за рахунок використання перегородки спеціальної конструкції. Потік води з підвідного трубопроводу стикається з перегородкою і потім стікає нею вниз у приймальний лоток. У дні приймального лотка є отвори, які певною мірою обмежують рух потоку, забезпечуючи час для видалення повітря. Якщо деяка частина повітря потрапляє в насосну камеру, то це повітря піднімається вздовж нижньої сторони похилого дна приймального лотка й потім на поверхню.

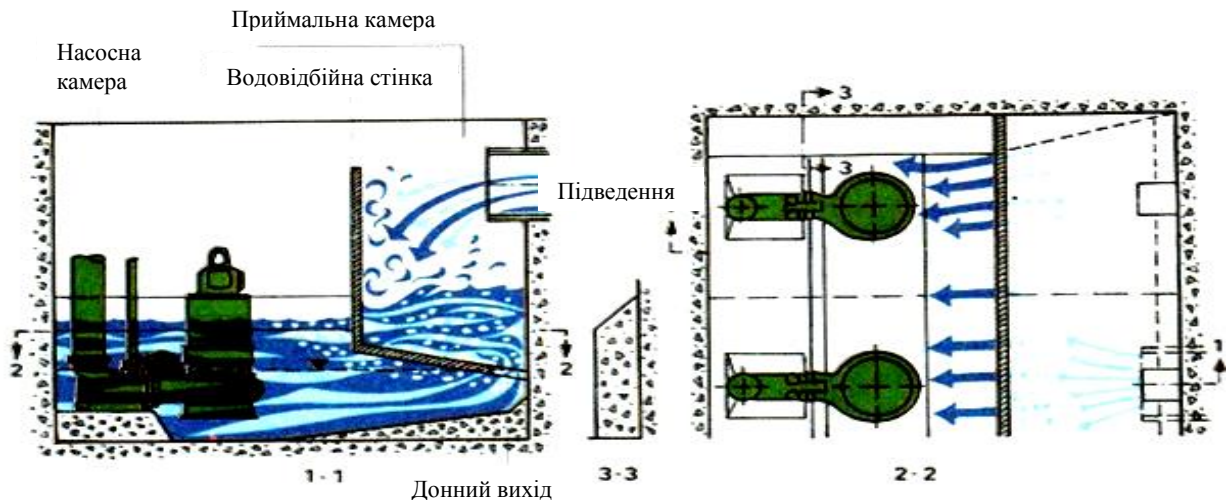


Рисунок 14.3 – Принципова конструкція насосно-приймального резервуара

Вторинне залучення повітря у воду на вході в насосну камеру не відбувається, тому що донні виходи завжди знаходяться нижче мінімального рівня води в насосній камері. Водовідбійна стінка, розміщена навпроти підвідного трубопроводу, повинна бути достатньо високою, щоб запобігти переливанню потоку через неї. Потік у приймальній лотку турбулентний, тут можуть зібратися різні, зокрема плаваючі речовини. Для їхнього відводу можна використовувати бічні водозливи.

Підвідна труба повинна виступати за межі отворів в похилій перегородці і заходити всередину резервуара, щоб запобігти зливу води безпосередньо в отвори приймального лотка під час незначного надходження.

Вертикальна перегородка повинна розміщуватися трохи вище осьової лінії підвідної труби. Водозливи запобігають створенню підпору в підвідному колекторі, а також забезпечують надходження плавучих матеріалів в насосну камеру та їхнє відкачування.

Дотримання розмірів забезпечує надходження до насосів рівномірного потоку води без завихрень і турбулентних течій. Оскільки уся вода постійно перебуває в русі, ймовірність випадання осаду є дуже невеликою. Якщо необхідно збільшити обсяг резервуара, то краще всього це зробити шляхом збільшення відстані від місця входу потоку в приймальну камеру до насосів.

Мінімальний рівень води в насосно-приймальному резервуарі повинен бути достатньо високим, щоб квадратні отвори в похилій перегородці приймальної камери завжди були заповнені водою для уникнення повторного залучення повітря через лоток під час відкачування. Мінімальний рівень може бути збільшений, якщо кавітаційний запас насосів вимагає забезпечення відповідного підпору.

Насос встановлений на вихідному патрубку, прикріпленому до плити підставки. Підставка створює стінку за всмоктувачем насоса, руйнуючи завихрення води під насосом, які можуть виникнути внаслідок несиметричного руху потоку. Вертикальна напірна труба встановлюється поблизу базової

задньої стінки колодязя, щоб зменшити ймовірність обертання маси рідини. Ще більше шкодить вихороутворенню позаду насоса. Видаленню осаду сприяє пристрій навколо напірної труби похилої перегородки або бетонної призми, що спирається на днище резервуара.

Циліндричні станції проектуються таким чином, щоб спочатку розрахувати стандартний прямокутний модуль з необхідною кількістю насосів, а потім цей модуль вписати в коло відповідного діаметра.

Крім власне насосів, на станціях використовують запірно-регулюючу арматуру, електроштити автоматики, датчики, кабелі.

Під час розстановки цього обладнання необхідно дотримуватися таких загальних рекомендацій, що стосуються насосів зануреного установа:

- щоб уникнути кавітації, арматура на напірній трубі повинна розташовуватися не вище 8 метрів щодо верху корпусу насоса;

- щоб полегшити обслуговування і захистити кабель, під час прокладання кабелю рекомендується виконати в підлозі жолоб;

- опорний кронштейн для кабелю й армований кожух повинні бути встановлені таким чином, щоб забезпечити доступ до них, тобто в межах досяжності, під люком;

- датчики рівня, за допомогою яких здійснюється пуск/зупинка агрегатів, повинні розташовуватися в зонах між напірними трубами насосів і задньою стінкою колодязя;

- в багатонасосних приймальних резервуарах з агрегатами, що мають одиничну подачу 315 л/с і більше, необхідно встановлювати придонні розділові перегородки потоку між усмоктувачами насосів.

Для спрощення розрахунків і побудови насосних станцій розроблені відповідні програми проектування. Деякі з них дають змогу, поряд з технічними, оптимізувати й економічні складові, зокрема із застосуванням регулюючого приводу [14].

14.3 Проектування насосних станцій із зануреними насосами «сухого» установа

Під час проектування насосних станцій часто виникає питання, яке установа занурених насосів краще – «мокре» чи «сухе».

На рисунку 14.4 подані види монтажу агрегатів [33]. Аналіз варіантів їхнього встановлення дає змогу визначити такі технічні відмінності.

1. Під час «мокрого» установа електродвигун насоса, перебуваючи у воді, охолоджується інтенсивніше, ніж двигуни агрегатів «сухого» установа.

2. Підпір H (потенційна енергія) розташовується перед насосом під час «мокрого» установа вище, ніж перед встановленими «сухо».

3. Вода в корпус насоса уразі «мокрого» встановлення потрапляє безпосередньо, а у разі «сухого» установа – через усмоктувальну лінію з сусіднього приймального відділення, яке збільшує собівартість станції.

4. Усмоктувальна лінія завжди спричиняє втрати і збурення в потоці рідини.

5. Монтаж/демонтаж агрегатів з «сухим» установленням передбачає задіювання персоналу станції для закріплення великої кількості болтів.

Незважаючи на технічні переваги «мокрого» установлення, монтаж агрегатів у машинному відділенні є виправданим у низці випадків, зокрема під час модернізації існуючих станцій.

У порівнянні з класичними, занурені насоси «сухого» установлення мають такі відмінності:

- більш компактні, а отже, конструктивно більш збалансовані й займають менші площі;

- герметичні і, отже, продовжують працювати в разі затоплення станції;

- мають вбудовану рідинну систему охолодження, яка ефективніша за повітряну, це дає змогу істотно збільшити кількість їхніх пусків/зупинок за одиницю часу.

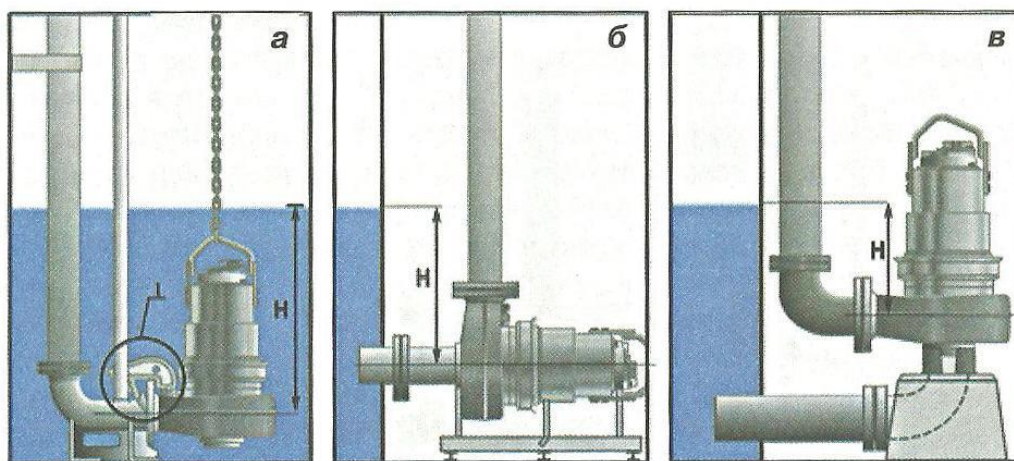


Рисунок 14.4 – Види монтажу агрегатів:

а – «мокрый»; б – «сухий» горизонтальний; в – «сухий» вертикальний

«Сухе» установлення насоса відрізняється від «мокрого» наявністю всмоктувальної лінії, яка є тим елементом системи, де приховано близько половини всіх причин поломок агрегатів. З огляду на це проектувати всмоктувальні лінії необхідно, дотримуючись таких правил:

- передбачати для кожного насоса окрему усмоктувальну трубу й мінімізувати на ній кількість відводів і засувок;

- використовуючи відводи, необхідно обирати такі, що мають великий радіус вигину і зорієнтовані в одній площині;

- прокладати трубу з ухилом не менше 0,005 від насоса в бік приймальної камери без підвищень, щоб уникнути потрапляння в них повітря;

- використовувати під час з'єднання труб різних діаметрів на горизонтальних ділянках тільки косі переходи;

– довжина лінії повинна бути найкоротшою, але мати пряму ділянку труби від фланця всмоктуючого патрубка насоса до найближчого елемента.

Одним з варіантів поліпшення гідравлічних умов усмоктування існуючого компонування є пристрій екрану та профільної вставки перед усмоктуючим патрубком.

Приймальний резервуар повинен забезпечувати надходження до всмоктуючих ліній насосів рівномірного потоку води без завихрень і турбулентних течій, а також виключати утворення зон застою.

В приймальних резервуарах багатонасосних станцій з агрегатами необхідно встановлювати придонні розподільні перегородки потоку між усмоктувальними патрубками насосів.

Насоси «мокрого» установлення з погляду гідравліки вигідніші за агрегати «сухого» установлення. Занурені насоси «мокрого» установлення мають у світі значно більший попит, ніж занурені насоси «сухого» установлення. І все ж у ряді випадків, особливо під час реконструкції існуючих станцій, «сухе» установлення вигідніше за «мокре». Для надійної роботи насосів «сухого» установлення потрібно дотримуватися правил їхнього проектування та монтажу.

КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

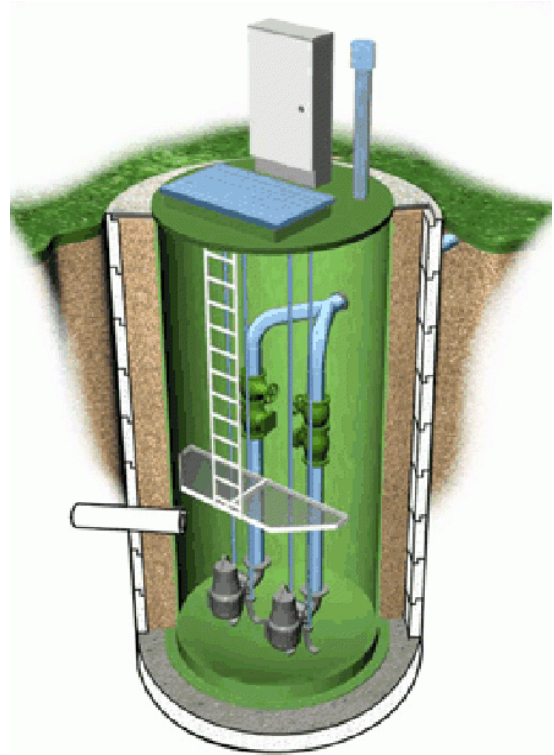
1. Наведіть конструкцію та головні переваги насосів зануреного типу.
2. У чому полягають особливості проектування насосних станцій з установленням занурених агрегатів?
3. Наведіть основні особливості проектування КНС із зануреними агрегатами «мокрого» установлення.
4. Наведіть основні особливості проектування КНС із зануреними агрегатами «сухого» установлення.

ТЕМА 15 КАНАЛІЗАЦІЙНІ НАСОСНІ СТАНЦІЇ ЗІ СКЛОВОЛОКНА

На сучасному етапі проектування каналізаційних насосних станцій має ряд відмінностей у порівнянні з минулими роками. Поряд з традиційними конструкціями КНС (рис. 15.1, *а*) розповсюджені КНС зі скловолокна та інших полімерних матеріалів (рис. 15.1, *б*). Головною їхньою відмінністю є те, що корпус традиційної КНС виконують з бетону або залізобетону та розділяють на два окремих відділення. У наш час багато виробників виконують корпус КНС з полімерних матеріалів у вигляді колодязя, який має тільки одне відділення. На традиційних КНС найчастіше застосовують горизонтальні та вертикальні відцентрові насоси, на сучасних КНС – використовують відцентрові насоси зануреного типу.



а



б

Рисунок 15.1 – Схеми компонування традиційних КНС (а) та КНС, виконаних з полімерних матеріалів (б)

Каналізаційна насосна станція зі скловолокна (рис. 15.2) становить собою ємність у вигляді вертикального циліндра, виконаного з армованого склопластику [44]. Усередині ємності КНС монтуються насосні агрегати, напірні труби, поплавкові датчики рівня, запірні арматури, майданчики для зручності обслуговування та інше обладнання. КНС призначена для перекачування господарсько-побутових, зливних і виробничих стічних вод.

Корпус каналізаційної насосної станції виготовляється методом радіально-перехресного намотування скловолокна, ровингових склотканей, скломату, просочених поліефірною сполучною. Внутрішні деталі корпусу – драбини, напрямні для підйому – опускання насосів, майданчики обслуговування, поручні – виготовляються з нержавіючої або оцинкованої сталі.

Днище корпусу насосної станції виконано у вигляді конуса для виключення злежування осаду. У випадку дуже забруднених стоків на насосі встановлюється промивний клапан, який скаламучує шлам перед відкачуванням.

Технологічні ребра жорсткості збільшують міцність конструкції склопластикового корпусу. Крім того, можливе виготовлення додатково посиленого корпусу. Посилення необхідне під час розміщення обладнання на великій глибині або під проїзною частиною.

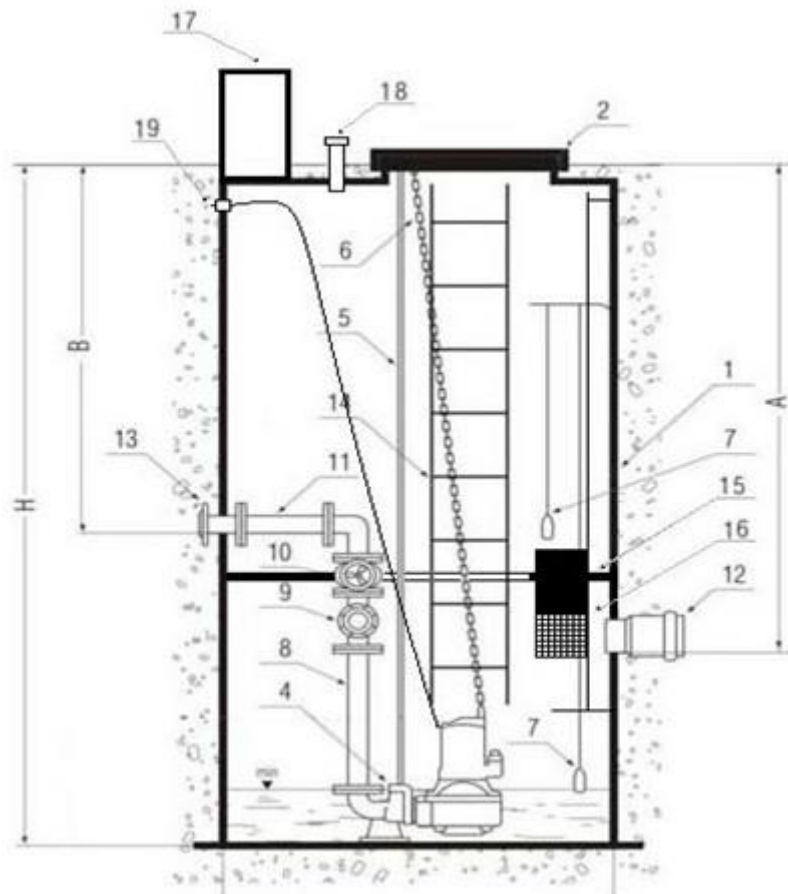


Рисунок 15.2 – КНС зі скловолокна

A і B – відповідно, висота вхідний і вихідний труб; D і H – відповідно, діаметр і висота станції;

1 – корпус КНС; 2 – кришка відкидного типу; 3 – насосні установки;
 4 – підстава; 5 – штанга напрямна; 6 – підйомний ланцюг; 7 – датчики рівня;
 8 – труба з нержавіючої сталі; 9 – зворотний клапан; 10 – засувка;
 11 – трійник; 12 – труба вхідна; 13 – труба вихідна; 14 – сходи;
 15 – майданчик для обслуговування; 16 – корзина для затримання сміття;
 17 – шафа управління; 18 – вентиляція; 19 – електричне живлення насосу

У насосних станціях використовується насосне обладнання різних виробників. Усі насоси зануреного типу. Насос опускається в корпус за напрямними і з'єднується з напірними трубами через патрубок, встановлений на дні корпусу.

Перевагами занурених насосів є такі:

- можливість вертикального переміщення їх напрямними і безболтове з'єднання з напірної трубою, що полегшує їхній монтаж і демонтаж;
 - підйом / опускання насосів може здійснюватися електричною таллю.
- Ця перевага дозволяє не монтувати третій насос, як наказує ДБН для станцій першої категорії;
- час заміни насоса, який вийшов з ладу, на резервний насос зі складу займає не більше години без перерви в роботі самої насосної станції. Резервний насос може зберігатися всередині павільйону станції.

Насоси працюють в автоматичному режимі. Управління здійснюється через панель управління, обладнану лічильниками мото-годин, амперметрами, вольтметрами, лічильниками стартів, системою моніторингу агрегатів.

За схемою роботи насосної станції «1 робочий + 1 резервний», обидва насоса монтуються в КНС і кожен з них розрахований на повну продуктивність насосної станції. До того ж насосна станція працює в трьох режимах:

- розрахункове навантаження: насоси, вмикаючись поперемінно, відкачують стоки, що надходять;

- пікове навантаження: настає в тому разі, коли кількість стоків, що надходять, перевищує продуктивність одного насоса; під час наповнення станції до критичної позначки додатково вмикається другий насос;

- аварійна ситуація: під час наповнення станції до аварійного рівня, спрацьовує світлова та звукова сигналізація. Переповнення може бути спричинене відімкненням насосів, збільшенням обсягу стоків, які надходять, або іншими причинами.

Монтаж КНС зі скловолокна відбувається таким чином (рис. 15.3): систему заводять в яму, задалегідь вириту за відповідними розмірами, на поверхні землі залишається тільки оглядовий люк.

За необхідності розміщення системи КНС над об'єктом, поверхню підсилюють бетонною плитою, а люки зі склопластику замінюються на чавунні.

За функціональними елементами КНС поділяються на приймальну ємність, спеціальний контейнер для уловлювання великого побутового сміття, каналізаційні насоси, систему трубопроводів. Сучасні КНС комплектуються системою управління насосного агрегату. Зазвичай подібна система управління розташовується у вологозахищеному приміщенні. Це може бути гараж або підсобне приміщення, якщо справа стосується заміського будинку.

Для виконання проекту 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; склад води.

Під час проектування сучасних насосних станцій необхідно мати на увазі таке:

1. Насосна станція повинна розташовуватися на такій глибині, щоб з усієї каналізаційної мережі стоки самопливом потрапляли в приймальний резервуар, до того ж максимальний рівень води в шахті має бути завжди нижче крайки підвідного трубопроводу.

2. Об'єм резервуара повинен бути розрахований таким чином, щоб відбувалася припустима кількість вмикань і вимикань насоса під час його автоматичної роботи.

3. Необхідно уникати прямого потрапляння на насос потоків води з підвідного трубопроводу. Для зниження турбулентності потоку і запобігання можливості утворення бульбашок повітря в резервуарі поруч з всмоктувальним патрубком і на вході в шахту встановлюється відбійний щиток. Нижній край щитка завжди повинен бути занурений у воду, він повинен бути розташований нижче мінімального рівня води у збірному резервуарі.

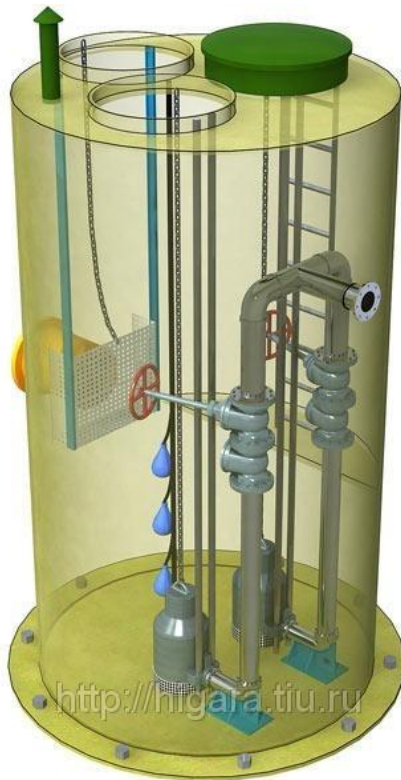


Рисунок 3.13 – Конструкція КНС зі скловолокна

4. Дно приймального резервуара повинно мати ухил щодо вхідного патрубку насоса, щоб уникнути відкладень, які можуть перешкоджати роботі насоса. Бічні стінки в нижній частині шахти повинні мати скоси з кутом нахилу, який дорівнює 60° .

В приймальному резервуарі і машинному залі необхідно передбачити достатню вентиляцію.

5. Діаметр напірного трубопроводу має бути не менше 100 мм.

6. Для насосів з витратою до 100 л/с для того щоб уникнути усмоктування повітря, висота дзеркала води над усмоктувальним патрубком повинна бути не менше 0,5 м. Для «сухого» монтажу всмоктуючий трубопровід повинен бути з постійним підвищенням до входу насоса.

У деяких випадках під час проектування КНС з полімерних матеріалів виконують її розділення за вертикаллю [45] (наприклад, коли використовують насоси, вісь яких розташована вище рівня води у приймальному резервуарі).

У такому разі КНС проектують з вертикальним корпусом та самовсмоктуючими насосами (рис. 15.4, а). Така конструкція каналізаційної насосної станції зумовлена не тільки використанням самовсмоктуючих насосів. Корпус КНС розділений на приймальну камеру і насосне відділення, у якому монтується шафа керування, система приводів та самі насоси, що спрощує проведення технічних та ремонтних робіт.



а)



б)

Рисунок 15.4 – Встановлення самовсмоктуючих насосів у КНС з полімерних матеріалів (а) та горизонтальне розміщення КНС (б)

Каналізаційна насосна станція з горизонтальним корпусом (рис. 15.4, б) встановлюється на об'єктах з нерівномірним надходженням стоків у КНС або на очисні споруди. Резервуар станції акумулює залповий скид дощових стоків, і насоси в штатному режимі перекачують воду. Потім відбувається вирівнювання енергії, яка споживається. КНС з горизонтальним корпусом не просто акумулює стоки: насоси перекачують накопичений об'єм в години найменшого споживання електроенергії.

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Наведіть основні особливості проектування КНС, корпус якої виконано з полімерного матеріалу.
2. Назвіть основні причини виконання сучасних КНС з вертикальним розділенням приймального резервуара та з горизонтальним його розміщенням.
3. У якій послідовності виконується монтаж КНС зі скловолокна?
4. У чому полягають основне призначення та особливості влаштування насосних станцій для перекачування мулу й осадів стічних вод.

ЗМІСТОВИЙ МОДУЛЬ 3 ПОВІТРОДУВНІ СТАНЦІЇ

ТЕМА16 КЛАСИФІКАЦІЯ ТА ОБЛАДНАННЯ ПОВІТРОДУВНИХ СТАНЦІЙ

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 виконують 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 й інших споруд.

До складу великих повітродувних станцій входять:

- головна будівля станції з основним і допоміжним устаткуванням;
- споруди для охолодження води (градирні, басейни).

Повітродувні станції можуть поєднуватися в один блок з насосними станціями. Робота повітродувних станцій забезпечується роботою компресорних установок, у складі яких основними елементами є повітродувні машини (компресори) [1–4, 46].

Поза залежністю від принципу дії й конструктивного виконання **компресором** називають гідравлічну машину, що перетворює енергію двигуна в енергію стиснення та переміщення газу.

Повітродувні машини (компресори) розрізняють за способом створення напору:

- за допомогою вентиляторів – гідромашин, що переміщують газ з напором до 1,5 м вод. ст. (1 500 мм вод. ст.);
- за допомогою повітродувок (турбоповітродувок, нагнітачів) – гідромашин, що транспортують газ з напором до 0,3 МПа та працюють без штучного охолодження; як повітродувки використовують ротаційні нагнітачі, що розвивають тиск до 0,3 МПа (3 кг/см²);
- за допомогою турбокомпресорів – гідромашин, що подають газ під тиском більше 0,3 МПа та працюють зі штучним охолодженням.

Класифікація повітродувок. Усі моделі повітродувок можна поділити на три групи залежно від принципу дії та технічних особливостей:

1. **Лопатеві повітродувки**, основною деталлю яких є лопать, що закріплена на втулці під визначеним кутом. Починаючи рухатись, вона переміщує повітряні маси або інше робоче середовище, скеровуючи його за віссю пристрою. Застосовують лопатеві повітродувки у тому разі, якщо

необхідно подати великий об'єм повітря під невеликим тиском. Моделі лопатевих повітродувок поділяють на відцентрові та осьові.

2. Для *поршневих повітродувок* основним елементом конструкції є поршень. Здійснюючи зворотно-поступальний рух, він всмоктує значні об'єми повітря або іншого робочого середовища, потім подає його у потрібному напрямку під великим тиском. Поршневі моделі повітродувок повністю автоматизовані.

3. *Об'ємні або роторні повітродувки* – окрема група, до якої належать моделі шестерних, пластинчатих та зубчатих повітродувок, а також пристрої Лисхольма та Рутса. У їх конструкціях спостерігаються деякі непринципові відмінності, але головною об'єднуючою ознакою є наявність ротора, який розміщений в середині корпусу. Роторні повітродувки відрізняються високими показниками роботи.

Компресор виконує такі операції:

- усмоктування 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:

$$H = \int_{p_1}^{p_2} \frac{dp}{\gamma} + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g}, \quad (16.1)$$

де $\int_{p_1}^{p_2} \frac{dp}{\gamma} = H$ – статичний (п'єзометричний) напір, м;
 $\frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} = H_p$ – швидкісний (динамічний) напір.

Після перетворення повний напір H , мм вод. ст., дорівнює:

$$H = p_2 - p_1 + \frac{\gamma(C_2^2 - C_1^2)}{2g}. \quad (16.2)$$

16.1 Класифікація повітродувних станцій

Повітродувні станції класифікують як за призначенням, так і за рядом ознак, які визначаються типом і конструктивними особливостями основного устаткування.

Розрізняють такі види повітродувних станцій:

- а) за створюваним тиском стисненого повітря в системі:
 - високого тиску,
 - низького тиску;
- б) за типом основного устаткування:
 - з об'ємними гідромашинами (компресорами),
 - з відцентровими повітродувками;
- в) за кількістю ступенів компресорів:
 - з одноступеневими компресорами,

- з багатоступеневими повітродувками (компресорами);
- г) за видом охолодження компресорів:
 - з нагнітачами без штучного охолодження,
 - з компресорами зі штучним охолодженням;
- д) за типом приводних двигунів:
 - з електродвигунами,
 - з двигунами інших типів.

Вибір того чи іншого типу повітродувної станції для конкретного виробництва визначається за значеннями розрахункових параметрів станції: за кількістю стисненого повітря (газу), споживаного в системі, і за необхідним тиском нагнітання.

Потужність повітродувної станції N , кВт:

$$N = \frac{0,0273 \cdot Q \cdot p}{\eta_a}, \quad (16.3)$$

де Q – подача повітродувної станції, м³/год;

p – тиск стисненого повітря, атм.;

η_a – ККД агрегату, %.

Робота повітродувних станцій і компресорних установок забезпечується роботою повітродувних машин (компресорів).

Класифікація повітродувних машин за конструктивними особливостями та принципом дії наведена на рисунку 16.1. 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.

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: $T_1 = T_2 = const$);
- адіабатичні (відсутній теплообмін: $Q = 0$);
- 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.

Адiabатичний 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 приймають різницю температури вхідної й вихідної води 5–10 °С; за більшої різниці температур – збільшують приплив води, що охолоджує.

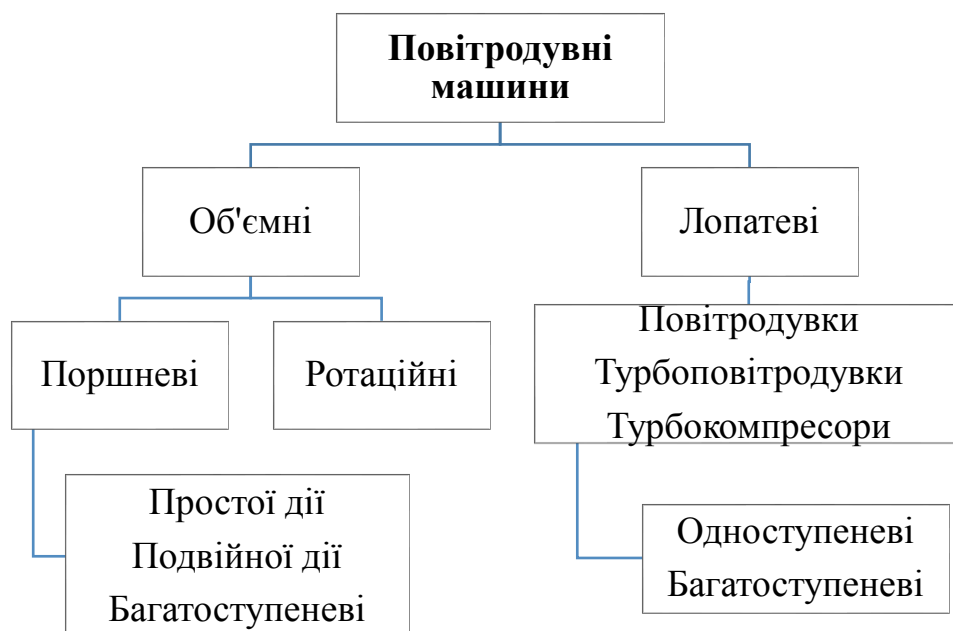


Рисунок 16.1 – Класифікація повітродувних машин за конструктивними особливостями та принципом дії

Основні елементи *компресорної установки* подані на схемі (рис. 16.2). Для забезпечення надійності та безпечної експлуатації компресорна установка має необхідну арматуру та контрольно-вимірювальні прилади та пристрої [47].

Приміщення для встановлення компресорів мають бути просторими, сухими, світлими і добре вентильованими. Компресори з продуктивністю вище 15 м³/хв встановлюються в окремих одноповерхових будівлях. Забір повітря для стиснення зазвичай беруть ззовні будинку, з північної сторони, тому що в цьому разі повітря, що засмоктується, більш прохолодне. Під час вибору місця забору повітря необхідно перевірити, чи немає поблизу цехів, які випускають велику кількість газів і пилу, а також напрямок пануючих вітрів. Приймальний

отвір усмоктуючого повітропроводу розташовують на висоті 1,25–1,5 м від рівня землі і затягують мідною сіткою, а зверху влаштовують захисний дашок від можливих ударів, атмосферних опадів і сторонніх предметів.

Неправильне обладнання компресорних установок і їхня незадовільна експлуатація може спричинити вибухи та аварії з можливими тяжкими наслідками на окремих її ділянках.

Безпосередніми причинами аварій та вибухів компресорних установок, як свідчить практика, можуть бути такі:

- надмірне підвищення температури стисненого повітря і перегрівання частин компресорної установки;
- запиленість і вологість засмоктуваного повітря;
- розряди статичної електрики;
- швидке підвищення тиску повітря в компресорній установці вище допустимого;
- неправильний монтаж компресорної установки;
- неправильна експлуатація установки і незадовільний догляд за нею.

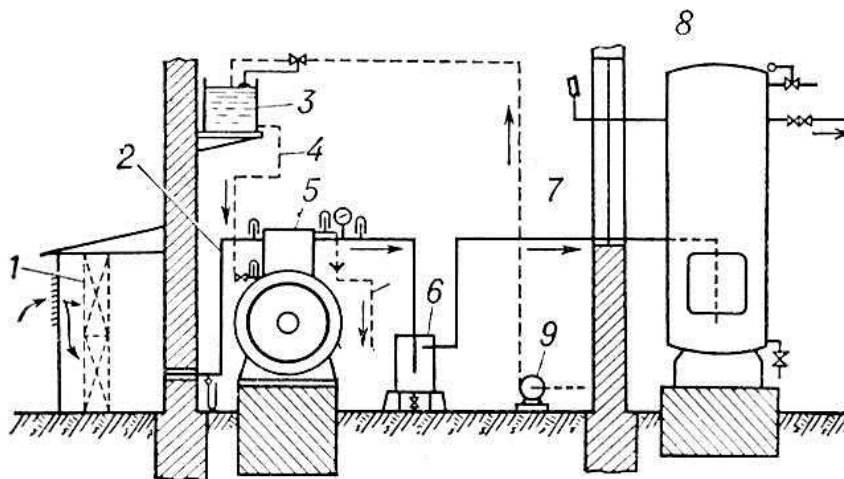


Рисунок 16.2. – Схема компресорної установки:

- 1 – повітряний фільтр; 2 – усмоктуючий трубопровід; 3 – резервуар з водою для охолодження компресору; 4 – трубопровід подачі води для охолодження; 5 – компресор; 6 – проміжний накопичувач; 7 – подавання стисненого повітря; 8 – повітрязбірник; 9 – циркуляційний насос

Стиснення повітря в компресорі без застосування охолодження супроводжується підвищенням температури стисненого повітря, що призводить до нагрівання частин компресора. За високих температур можливе перегрівання стінок циліндра компресора і втрата ними механічної міцності, що може спричинити вибух компресора. Крім того, у разі рясного змащення циліндра компресора і високої температури стисненого повітря масло прикипає до внутрішніх стінок циліндра і потрапляє в димарі й акумулятори компресорної установки. Під дією високої температури стисненого повітря мастило розкладається з виділенням газів і парів (зокрема ацетилену), які в суміші з повітрям можуть згоряти з вибухом. На внутрішніх поверхнях повітропроводів

може також утворитися окісна плівка масла. Утворення окисних сполук загрожує вибухом під час нагрівання, удару або струсу.

Основним попереджувальним заходом проти перегрівання є охолодження компресора, яке може бути повітряним і водяним. Повітряне охолодження застосовується в тому разі, коли тиск стисненого повітря не перевищує 2 кгс/см^2 ; водяне – за більш високих тисків стиснення.

Водяне охолодження полягає в безперервній примусовій циркуляції холодної води в сорочці циліндра компресора – від системи водопроводу або спеціального охолоджувального пристрою. До того ж температура води, що виходить з компресора, повинна бути не більше ніж на $25\text{--}30 \text{ }^\circ\text{C}$ вище температури води, що надходить у компресор. Водяне охолодження має відбуватися безперервно. Для спостереження за дією водяного охолодження воду з водяної сорочки компресора необхідно випускати в каналізацію відкритим струменем на видному місці.

Водяне охолодження під час безперервної циркуляції води в сорочках циліндрів компресорної установки уможливорює доведення стиснення повітря до 7 кгс/см^2 без підвищення температури повітря. Для компресорів з двома і більше ступенями стиснення передбачається охолодження повітря на кожному ступені за допомогою аналогічних охолоджуючих пристроїв. Вода, що застосовується для охолоджувальної системи, повинна бути чистою і нежорсткою. Забруднена і жорстка вода може залишати на стінках водопровідних труб і водяної сорочки охолоджуваних циліндрів осади, які ускладнюють тепловіддачу і циркуляцію води.

Сухе і чисте повітря, яке засмоктується компресором для стиснення, є однією з важливих умов безпечної його роботи. Наявність пилу і вологості в стиснутому повітрі може мати низку небезпечних наслідків для компресорної установки; осаджуючись разом з вологою та парами мастильного масла на стінках циліндрів і повітроводів, пил роз'їдає їх і погіршує умови охолодження, до того ж утворюється нагар на поршнях, поршневих кільцях, клапанах та інших частинах компресорної установки. Нагар і пил можуть займатися з вибухом від високої температури стиснутого повітря або від розряду статичної електрики. Волога, накопичуючись у циліндрах компресорної установки, може спричинити гідравлічні удари під час руху поршнів і призвести до поломки частин компресорної установки. Наявність у стиснутому повітрі сухого пилу призводить до виникнення зарядів статичної електрики, розряди якого спричиняють займання залишків мастила.

Разом з правильним вибором місця забору повітря і оснащенням забірної труби необхідно встановити фільтр для очищення повітря від пилу. З цією метою найчастіше застосовують сухі фільтри, які легше очищувати від затриманого ними пилу. Для видалення вологи з повітря на магістральному повітропроводі встановлюють вологовідокремлювач.

Компресорний агрегат – це компресор, якій агрегатують із приводним двигуном. Як приводні двигуни застосовують електродвигуни, двигуни внутрішнього згорання тощо.

Поршневі компресори створюють високий ступінь стиснення $E = p_2/p_1$ за відносно невеликої подачі повітря або газу, мають високі коефіцієнти корисної дії; їхнє доцільно застосовувати за тисків у системі більше 10 кг/см^2 (1 МПа) та подачах не більше $100\text{--}150 \text{ м}^3/\text{хв}$.

Розходження в роботі поршневого насоса та поршневого компресора полягає в тому, що поршень насоса подає рідину протягом усього нагнітального циклу, а компресор виштовхує газ у нагнітальну трубу після того, як тиск у циліндрі компресора перевищить тиск у напірному трубопроводі.

Поршневі компресори класифікуються так:

- за способом дії – простої та подвійної дії;
- за розташуванням циліндрів – горизонтальні, вертикальні, з похилими циліндрами;
- за кількістю ступенів стиснення – одно-, дво-, багатоступеневими;
- за способом охолодження – з повітряним, з водяним охолодженням;
- за призначенням – повітряні, кисневі, аміачні, вуглекислотні тощо.

Робота поршневого компресора описується індикаторною pV -діаграмою, зміна якої, у порівнянні з нормальною, вказує на неправильну роботу компресора [46].

Якщо потрібно отримати газ під високим тиском, застосовують багатоступеневе стиснення (багатоступеневі компресори).

Для створення економічності процесу та наближення процесу стиснення до ізотермічного, застосовують дво- і багатоступеневе стиснення газу із проміжним охолодженням між ступенями.

Турбокомпресори – відцентрові гідромашини, що працюють за принципом відцентрових насосів; за відносно великих подач газу вони створюють невеликий тиск ($0,15\text{--}1,0$ МПа). Для збільшення ступеня стиснення повітря застосовують багатоступеневі гідромашини – на одному валу розташовано декілька послідовно працюючих коліс.

Турбоповітродувки – відцентрові машини, що стискають газ до $0,3$ МПа. Кількість ступенів $z = 3\text{--}4$. Охолодження не застосовують.

Турбокомпресори створюють більш високий тиск. Кількість ступенів – до 10 і більше. Охолодження не застосовується. Процес стиснення в повітродувках відбувається за адіабатою.

Основне рівняння турбоповітродувки та турбокомпресорів для теоретичного напору H_m , м таке:

$$H_m = \frac{c_2 \cdot u_2 \cdot \cos a_2}{g}, \quad (16.4)$$

де c_2 – абсолютна швидкість на виході з лопатки робочого колеса, м/с;
 u_2 – окільна швидкість, м/с.

Повітрозбірник (ресивер) здійснює регулюючі функції, згладжує короткочасне розходження між подачею компресора й витратами повітря в системі. Ресивер під час зростання тиску в системі приймає надлишок газу, а під час зниження – віддає в мережу.

Разом з тим, зі зменшенням витрати газу споживачами тиск у ресивері (збирачі газів) збільшується й може перевищити припустимі значення. У такому разі необхідно привести подачу компресора у відповідність із витратами газу в системі, що вимагає зниження подачі нижче розрахункової величини.

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 повітрорудувних станцій.

Обсяг ресивера залежить від ступеня нерівномірності подачі стисненого повітря й ступеня стиснення.

У компресорних установках невеликої продуктивності охолоджувачі газу (вертикальні або горизонтальні теплообмінники) розташовуються безпосередньо на блоці циліндрів компресора, а для потужніших установок – поблизу компресорів як окремо розташовані апарати.

Розрахунок повітроводів (газопроводів) складається з підбору діаметрів труб і визначення втрат напору. Швидкість руху повітря в головному й розподільних повітроводах приймають близько $V = 10-15$ м/с, у повітроводах малих діаметрів $V = 4-5$ м/с. Розрахунок діаметрів, втрат напору виконують за формулами гідравліки.

З метою очищення газу (повітря) від пилу, інших домішків на усмоктувальній трубі повітряного компресора встановлюють газові фільтри (масляні).

Запобіжні клапани встановлюються між ступенями компресора на проміжних охолоджувачах і ресивері для запобігання надмірного підвищення тиску в установці.

До складу допоміжного устаткування повітрорудувних станцій належать такі контрольні-вимірні апарати: 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 із сорочок циліндрів і всіх охолоджувачів.

Реєструються показники електричних приладів, що контролюють потужність, яка споживається електродвигунами, а також показники витратомірів компресорів.

У системах газопостачання витрати стисненого газу можуть змінюватися в широкому діапазоні залежно від роду споживача і його режиму роботи.

Подача стисненого газу повітродувними станціями й витрата його споживачами повинні бути збалансовані.

Відомі такі способи регулювання подачі компресорів:

- зміна частоти обертання приводного валу компресора;
- примусове відкриття всмоктувальних клапанів;
- перепуск газу з нагнітальної труби в усмоктувальну;
- дроселювання в усмоктувальних трубах;
- підключення додаткового «шкідливого» простору.

Зміна кількості обертів валу компресора застосовується у агрегатах із двигунами, що дають змогу оперативно змінити частоту обертання. Використовувати цей прийом у розповсюджених типах електродвигунів не можна. Регулювання за цим способом можливе лише під час застосування двигунів, які можуть змінювати кількість обертів.

Примусове відкриття усмоктувальних клапанів знижує подачу компресора, призводить до його переходу, залежно від ступеня відкриття, на частковий або повний холостий хід. Приймають повне відкриття усмоктувальних клапанів на частині ходу поршня.

Перепуск газу з нагнітальної труби в усмоктувальну може бути вільним або дросельним за байпасною лінією. Регулювання здійснюється за допомогою байпасного вентиля.

Дроселювання в усмоктувальному трубопроводі спричиняє падіння тиску під час усмоктування. Ступінь стиснення збільшується, об'ємний ККД зменшується, зменшується й подача. Застосування зазначеного способу регулювання неекономне, тому що збільшується витрата енергії на кожен кілограм стисненого газу.

Підключення додаткового «шкідливого» простору передбачає конструктивні зміни кришки циліндра, створення в ній порожнини, що підключає до шкідливого простору. Зміна обсягу шкідливого простору спричиняє зміну подачі компресора.

16.2 Обладнання повітродувних станцій

Повітродувна станція – це комплекс компресорних агрегатів, призначений для централізованого повітропостачання систем водопостачання й каналізації [1–3, 46].

Розрахункова максимальна об'ємна продуктивність станції $V_{\text{макс}}$:

$$V_{\text{макс}} = 1,3 \cdot V_{\text{ср}}, \quad (16.5)$$

де $V_{\text{ср}}$ – середня витрата стисненого повітря.

Середня витрата стисненого повітря $V_{\text{ср}}$ залежить від:

- кількості споживачів;
- середньої потреби споживачів щодо повітря;
- коефіцієнтів одночасності роботи.

Тип і кількість робочих компресорів обирають залежно від $V_{\text{макс}}$ і робочого тиску стисненого повітря. Встановлюється також резерв.

До складу обладнання станції входять:

- основне устаткування (компресори – двигуни);
- допоміжне та механічне устаткування (фільтри, повітрязбірники, система охолодження, система постачання масла, КВП і А тощо);
- система повітроводів.

Кожен компресор має ресивер (сталевий резервуар-повітрязбірник), що встановлюється на виході з повітродувки.

Функції ресивера:

- ємність – акумулятор, який вирівнює коливання тиску під час нерівномірного відбору стисненого повітря;
- звільнення стисненого повітря від парів масла й вологи, що конденсуються під час охолодження повітря в резервуарі, за допомогою сепаратора.

Ємність резервуара $V_{рез}$, м³ визначається за емпіричними формулами, залежно від продуктивності компресора V , м³/хв.

Труба, що підводить (нагнітальна), опускається у ресивері до дна, а випускна труба знаходиться вгорі резервуара. Для спускання вологи й масла внизу резервуара розташований спускний кран. Для надійної сепарації масла до ресивера можуть бути встановлені водо- і масловідокремлювачі.

Резервуар забезпечується запобіжним клапаном і манометром.

На нагнітальній трубі до ресивера не можна встановлювати запірний клапан (засувку), тому що пуск компресора, за наявності такої закритої засувки, призведе до поломки й вибуху компресора.

У цьому місці встановлюється тільки зворотний клапан, що не допускає зворотного руху газу під час зупинки компресора. На виході магістрального повітроводу з ресивера встановлюють засувку.

Повітря підводиться до компресора усмоктувальною трубою через жалюзі й масляний фільтр, вони забезпечують забір чистого повітря без пилу й сторонніх включень.

Усмоктувальна труба не повинна нагріватися, тому що підвищення температури усмоктуваного повітря знижує продуктивність компресора.

Для підвищення надійності подачі холодної води на станції може бути встановлений резервний бак.

16.2.1 Поршневі компресори

На рисунку 16.3 подана індикаторна діаграма теоретичного робочого процесу поршневого компресора.

Під час розгляду ідеального циклу поршневого компресора приймають такі припущення:

1. Відсутні опори рухові потоку газу (зокрема й у клапанах).
2. Тиск і температура газу у всмоктуючій та нагнітальній лініях постійні.
3. Тиск і температура газу в період усмоктування, як і в період виштовхування газу з циліндра, не змінюються.
4. Мертвий (шкідливий) простір у циліндрі компресора відсутній.
5. Немає втрат потужності на тертя та витоків газу.

Відповідно до індикаторної діаграми ідеального циклу, поданий на рисунку 16.3, процес стиснення газу поршнем характеризують криві 1–2. Під час ізотермічного процесу – крива 1–2''', під час адіабатичного – 1–2'', а під час політропічного – 1–2 або 1–2'. Розглядаючи політропічний процес 1–2, усвідомлюємо, що за цей період циклу об'єм газу зменшиться з V_1 до V_2 , тиск зміниться від p_1 до p_2 , а температура – від T_1 до T_2 . Далі відбувається нагнітання газу в трубопровід 2–3. Тиск і температура газу залишаються в цей період незмінними (p_2 та T_2). Весь об'єм газу V_2 переходить в нагнітальний трубопровід. За період 3–4 у циліндрі знижується тиск до тиску в усмоктувальному трубопроводі (p_1), закривається нагнітальний клапан і з початком руху поршня вправо відкривається усмоктувальний клапан. Період усмоктування характеризується лінією 4–1. Тиск і температура газу дорівнюють p_1 та T_1 , в циліндр надходить об'єм газу, який дорівнює V_1 .

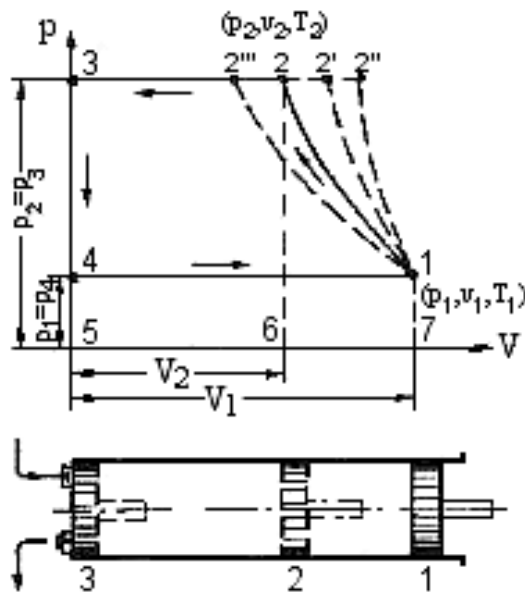


Рисунок 16.3 – Індикаторна діаграма теоретичного робочого процесу поршневого компресора

Робота стиснення газу від тиску всмоктування p_1 до тиску нагнітання p_2 у циліндрі компресора за час одного циклу характеризується площею індикаторної діаграми, яка обмежена лініями, що поєднують точки 1–2–3–4. У разі ідеального процесу, коли виключені всі непродуктивні втрати енергії, енергія, що витрачається, дорівнює корисній. Таким чином, індикаторна діаграма в цьому разі дає загальну величину роботи, що витрачається, і корисної роботи.

Під час ізотермічного процесу газ стискається без нагрівання і виходить з меншою температурою, ніж під час адіабатичного або політропічного процесів.

Оскільки компресор призначений тільки для стиснення та переміщення газу, то підвищення його температури не є корисною частиною роботи. З огляду на це ізотермічний процес (без нагрівання газу) більш вигідний. Під час

цього процесу на стиснення газу від тиску p_1 до тиску p_2 витрачається менше енергії (рис. 16.3, площа 1–2'''–3–4 найменша).

Однак ізотермічний процес важко здійснити на практиці, і компресори працюють у разі політропічного або адіабатичного процесу.

На рисунку 16.4 подана індикаторна діаграма дійсного робочого процесу в компресорі.

Перекручування дійсної індикаторної діаграми, у порівнянні з теоретичною, пояснюють реальними процесами, а саме:

- наявністю обсягу шкідливого простору, V_0 ;
- подоланням гідравлічних опорів у прохідних каналах;
- витоками й нагріванням газу під час його руху через клапани тощо.

Не весь газ витісняється із циліндра під час нагнітання лінією 3–4; частина газу залишається в циліндрі в обсязі шкідливого простору V_0 з 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 .

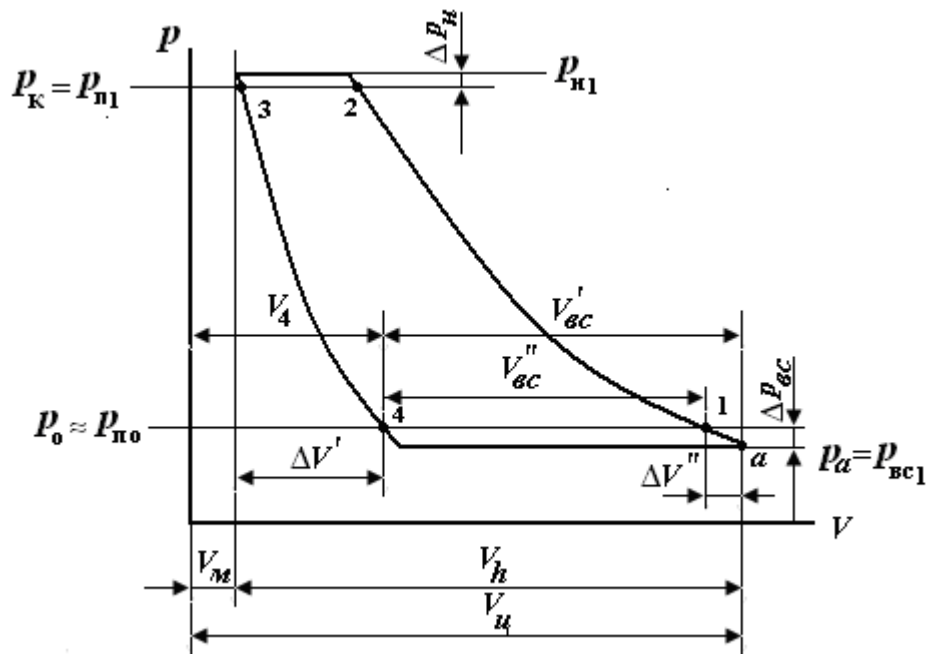


Рисунок 16.4 – Індикаторна діаграма дійсного робочого процесу в компресорі

Тільки після цього почнеться усмоктування лінією 1–2. До того ж фактичний усмоктуваний обсяг газу ($V'_{вс}$) завжди менший за обсяг циліндра (V_l).

Об'ємний ККД компресора визначається за формулою:

$$\lambda_0 = \frac{V'_1}{V_1}. \quad (16.6)$$

Під час ізотермічного процесу об'ємний ККД буде визначатися за формулою:

$$\lambda_0 = 1 - E \cdot \left(\frac{P_2}{P_1} - 1 \right), \quad (16.7)$$

де E – шкідливий простір; приймають $E^{min} = 0,05$.

Дійсний ступінь наповнення циліндра компресора λ (внаслідок дії гідравлічних опорів й інших реальних факторів) менший за його об'ємний ККД λ_0 . Приймають $\lambda = \lambda_0 - 0,04$.

Для отримання газу під високим тиском застосовують багатоступеневі компресори. Необхідність багатоступеневого стиснення у порівнянні з одноступеневим знаходить таке обґрунтування: з одного боку, під час збільшення ступеня стиснення p_2/p_1 об'ємний ККД компресора λ_0 зменшується.

За $\lambda_0 = 0$ граничний ступінь стиснення для ізотермічного процесу визначається за формулою (4.7).

$$1 - 0,05 \left(\frac{p_2}{p_1} - 1 \right) = 0, \text{ звідки } \frac{p_2}{p_1} = 21.$$

Реально припустимий ступінь стиснення визначається з умови $\lambda_0 = 0,7$:

$$1 - 0,05 \left(\frac{p_2}{p_1} - 1 \right) = 0,7, \text{ звідки } \frac{p_2}{p_1} = 7.$$

З іншого боку, стиснення газу супроводжується підвищенням температури (табл. 16.1).

Таблиця 16.1 – Кінцева температура газу за різного ступеня стиснення

Ступінь стиснення повітря, p_2/p_1	Початкова температура $T_1, ^\circ\text{C}$	Кінцева температура $T_2, ^\circ\text{C}$
2	20	85
4	20	165
6	20	220
7	20	239
8	20	263

Гранична температура спалаху мастил $T_{\text{гран}} = 220\text{--}240 ^\circ\text{C}$. Отже, виходячи з необхідності 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 λ_0 може бути досягнута використанням багатоступеневого стиснення газу з проміжним охолодженням ступенів (рис. 16.5).

Під час вибору кількості ступенів z ступінь стиснення в кожному ступені великих компресорів приймають до $E = P$; для малих – трохи більше.

Залежно від стиснення газу кількість ступенів приймають:

- під час стиснення газу до $5\text{--}7 \text{ кг/см}^2$ ($0,5\text{--}0,7 \text{ МПа}$) – I ступінь;
- під час стиснення до $2,5 \text{ кг/см}^2$ ($2,5 \text{ МПа}$) – II ступеня;
- під час стиснення до 125 кг/см^2 ($12,5 \text{ МПа}$) – III ступеня;

– понад 125 кг/см^2 (12,5 МПа) – IV і більше ступенів.

Можливі схеми багатоступінчастих поршневих компресорів:

1. Із ступенями стиснення в окремих циліндрах:

- з послідовним з'єднанням циліндрів;
- з паралельно з'єднаними циліндрами.

2. Із диференційними поршнями та декількома ступенями стиснення в одному циліндрі.

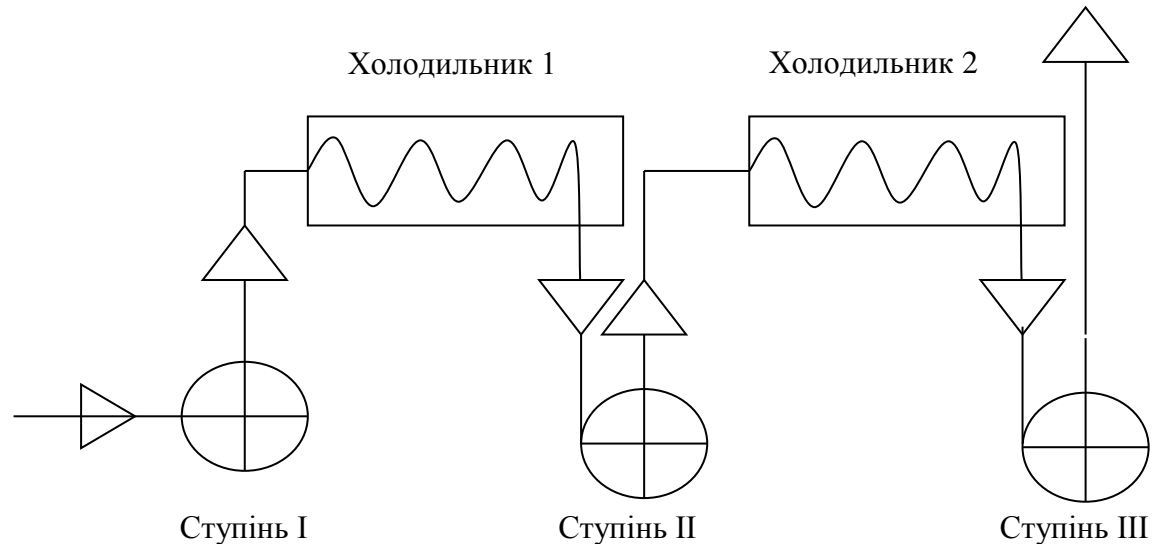


Рисунок 16.5 – Триступенева компресорна установка з охолодженням кожного ступеня

Визначення розрахункових параметрів роботи компресора на заданий повітродовід виконується залежно від кількості обертів графічним методом, розрахункові параметри визначаються точкою перетину двох характеристик – компресора і повітродовіду.

Регулювання продуктивності поршневих компресорів. Залежно від споживання повітря продуктивність може змінюватися в широких межах.

Регулювання подачі компресора здійснюється за постійної кількості обертів такими методами:

- вплив на усмоктувальні клапани;
- зміна величини «шкідливого» простору;
- зміна початку стиснення повітря;
- дроселювання усмоктувального трубопроводу;
- перепуск газу з нагнітальної труби в усмоктувальну.

Під час роботи приводу компресора від двигунів внутрішнього згоряння або парової машини регулювання продуктивності виконують шляхом зміни кількості обертів.

Оскільки компресори підбирають з урахуванням розрахункової подачі стисненого газу, яка трохи перевищує максимальну витрату газу споживачами, регулювання продуктивності найчастіше спрямоване на зниження подачі й відновлення балансу енергій після зниження витрати стисненого газу.

Регулювання подачі шляхом відкриття усмоктувальних клапанів (у період циклу нагнітання) призводить до переходу компресора на холостий хід, засмоктуваний газ виштовхується в усмоктувальну трубу.

У практиці застосовують повне відкриття усмоктувальних клапанів на частині ходу поршня.

Регулювання подачі можна робити пристроєм змінного «шкідливого» простору компресора, що дає змогу від'єднати або приєднати, за необхідності, частину цього простору до робочого процесу. Збільшення «шкідливого» простору призводить до зменшення подачі компресора.

Регулювання подачі зміною початку стиснення здійснюють за допомогою спеціального крану, що забезпечує перетікання газу із циліндра в усмоктувальну трубу під час зворотного ходу поршня, до того ж подача зменшується залежно від ступеня відкриття крана.

Регулювання подачі дроселюванням на усмоктуванні виконують шляхом введення регулюючого опору, що знижує тиск під час усмоктування від p_1 до $p_{1рег}$. Одночасно зменшується усмоктуваний обсяг газу й зменшується подача компресора.

Регулювання подачі шляхом перепускання частини газу з напірної труби в усмоктувальну здійснюють обвідним трубопроводом за допомогою байпасного вентиля. У цьому разі подача зменшується.

16.2.2 Ротаційні компресори

Ротаційні компресори, як і поршневі, працюють за принципом витиснення. Під час обертання ротора таких машин усередині корпусу утворюються дві камери (порожнини), обсяг яких змінюється [46, 47].

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

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

Широко застосовуються як компресори, повітродувки й вакуум-насоси два типи ротаційних машин (рис. 16.6.):

- пластинчасті;
- з обертовими поршнями.

Подача пластинчастого компресора Q , м³/с:

$$Q = l \cdot (\pi D - S \cdot z) \cdot 2E \cdot \frac{n}{60} \cdot \lambda, \quad (16.8)$$

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⁻¹;

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

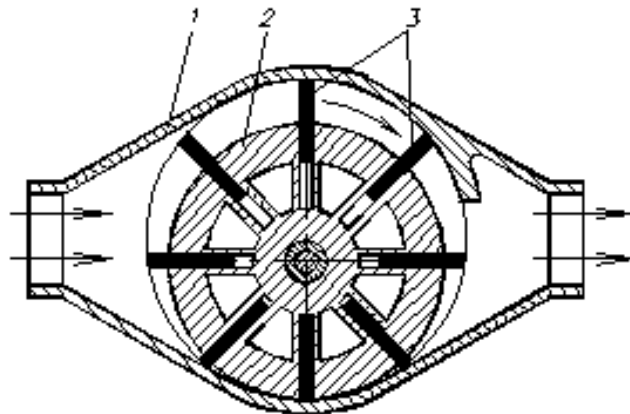


Рисунок 4.6 – Схема шиберного (пластинчатого) компресора:
1 – корпус; 2 – ротор; 3 – пластини

Регулювання продуктивності ротаційних компресорів відбувається за допомогою таких методів:

- змінювання кількості обертів ротора, n ;
- дроселювання на вході в компресор;
- перепуск стисненого газу в усмоктувальний трубопровід.

Водокільцеві насоси застосовуються для створення вакууму й відсмоктування повітря та технічних газів (рис. 16.7).

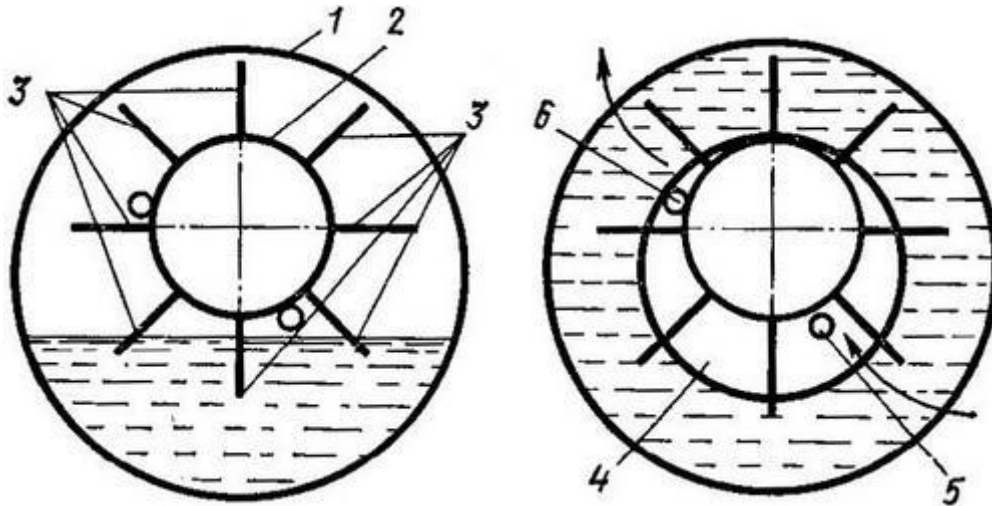


Рисунок 4.7 – Схема водокільцевого компресора:
1 – корпус; 2 – ротор; 3 – ребра, які виступають;
4 – серповидний повітряний простір; 5, 6 – отвори

Всередині циліндричного корпусу (1) ексцентрично розміщений ротор (2), який має ребра, що виступають (3). Перед пуском в 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 серповидного простору, і переноситься до іншого отвору (6), який розташований у найвужчій частині, внаслідок чого відбувається стиснення. Вода, що нагрівається під час обертання кільця, поступово замінюється. Якщо води не вистачає, компресор перестає працювати.

Ці машини прості за конструкцією, можуть створювати значний вакуум, але ККД їх 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 вакуум-систем насосних станцій для заповнення відцентрових та осьових насосів водою перед пуском.

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

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

$$p_{\text{вак}} = \frac{p_a - p_n}{p_a} \cdot 100, \quad (16.9)$$

де p_a – атмосферний тиск, кг/см², $p_a = f_1(H_0)$;
 p_n – тиск паротворення, кг/см², $p_n = f_2(t_e \text{ } ^\circ\text{C})$.

Практично максимальний вакуум становить до 92 %.

Продуктивність водокільцевого вакуум-насоса Q , м³/с:

$$Q = \left\{ \pi \left[\left(\frac{D_2}{2} - a \right)^2 - \left(\frac{D_1}{2} \right)^2 \right] - z(l - a)S \right\} \frac{v n}{60} \eta_0, \quad (16.10)$$

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;

v – ширина лопаті, м;

n – кількість обертів ротора за хвилину, хв⁻¹;

η_0 – об'ємний ККД, $\eta_0 \approx 0,96$.

16.2.3 Лопатеві компресори

У відцентрових 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 атм. Турбокомпресори розвивають тиск понад 3 атм (до 10 атм).

Напір у повітродувках визначають за формулою (16.1). У турбоповітродувках зміна кінетичної енергії мала у порівнянні зі зміною енергії тиску, тому

$$H = \int_{p_1}^{p_2} \frac{dp}{\gamma} = \frac{P_2 - P_1}{\gamma}. \quad (16.11)$$

Турбоповітродувки під час стиснення газу працюють без охолодження. Турбокомпресори розраховані на охолодження газу після кожного ступеня.

Охолодження газу під час стиснення дає змогу:

- збільшити кінцевий тиск стиснення (внаслідок збільшення щільності газу);
- зменшити витрату енергії за допомогою наближення процесу стиснення до ізотермічного.

Охолодження є ефективним, якщо $E = \frac{P}{P_0} > 4,5$.

Охолодження можливо здійснити:

- за допомогою водяної сорочки (машини малої продуктивності);
- з проміжним охолодженням, яке може бути:
- зовнішнім (холодильники розміщені поза корпусом);
- внутрішнім (трубчасті холодильники усередині корпусу).

Характеристиками турбоповітродувок називають графічний зв'язок між кінцевим тиском p та об'ємною продуктивністю $p = f(V)$, потужністю N і продуктивністю $N = f(V)$; ККД η_{nib} і продуктивністю $\eta_{nib} = f(V)$ при $n = const.$ (рис. 16.8). Характеристики турбоповітродувок отримують шляхом випробувань на заводському стенді або безпосередньо на установці.

Визначається напірна характеристика під час повністю відкритої дросельної заслінки на усмоктувальному патрубку, а також за різних її положень.

Регулювання продуктивності повітродувок виконують за допомогою засувки на нагнітальній трубці.

Заміряють:

- продуктивність V , м³/хв;
- тиск p_0 ;
- температуру t у нагнітальному патрубку;
- кількість обертів вала n .

Потужність N , яка споживається турбоповітродувкою, визначається підрахунком.

Робочий режим турбоповітродувки визначається сполученням її характеристики з характеристикою мережі. Характеристика мережі залежить від опору трубопроводів, арматури та апаратів, через які переміщується газ.

Характеристики мережі бувають декількох типів (рис. 4.9):

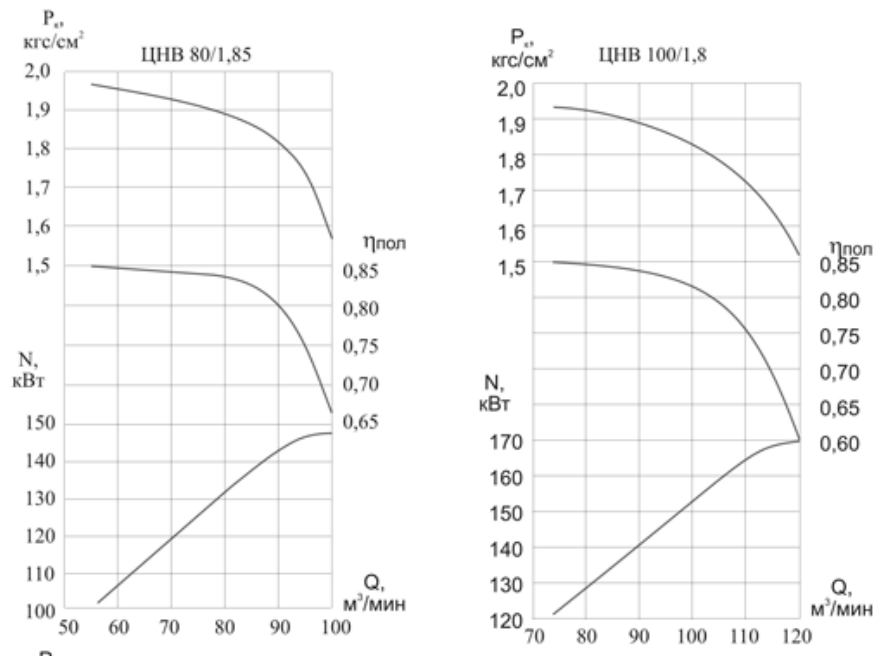


Рисунок 4.8 – Основні характеристики відцентрових повітродувок ЦНВ 80/1,85 та ЦНВ 100/1,8

1. Опір мережі залежить тільки від гідравлічних опорів. Подоланий тиск у мережі визначається за формулою:

$$\Delta p = K \cdot \gamma_c \cdot V^m, \quad (16.12)$$

де m – показник ступеня, який дорівнює 2 (квадратичний закон опору);
 K – коефіцієнт, постійний для цієї мережі;
 γ_c – середня питома вага газу в мережі, кг/м^3 ;
 V – подача, $\text{м}^3/\text{с}$.

Характеристикою мережі є крива, що проходить через початок координат.

2. Якщо в мережі є протитиск, опір мережі залишається постійним:

$$\Delta p = h = \text{const}. \quad (16.13)$$

Характеристика мережі – горизонтальна лінія, паралельна до осі абсцис.

3. Обидва види опорів додаються, враховується як протитиск, так і подоланий тиск:

$$\Delta p = h + K \cdot \gamma_c \cdot V^m. \quad (16.14)$$

Характеристика мережі може змінюватися залежно від протитиску h , опору трубопроводу та зміни питомої ваги газу в мережі.

Перетин характеристик турбоповітродувки й мережі є робочою точкою установки A (рис. 16.10). Тут тиск, який створюється повітродувкою, дорівнює опору мережі. На рисунку 16.10 подана методика визначення основних

параметрів (V, p, N, η) для трьох можливих характеристик повітроводів (мережі) – точки A_1, A_2, A_3 .

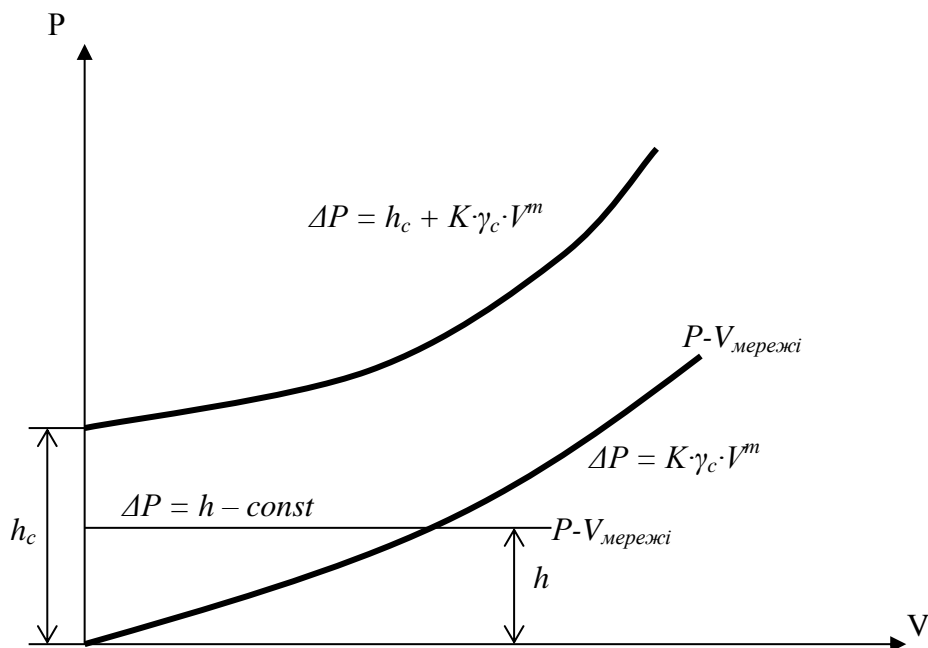


Рисунок 16.9 – Характеристика роботи мережі (повітропроводу)

Область нестійкої роботи повітрорудвки. Зі зростанням протитиску ($p-V$ мережі) подача повітрорудвки зменшується (рис. 16.11).

У точці K повітрорудвка розвиває максимальний тиск. Після подальшого збільшення протитиску ($p-V$ мережі) – подача припиняється.

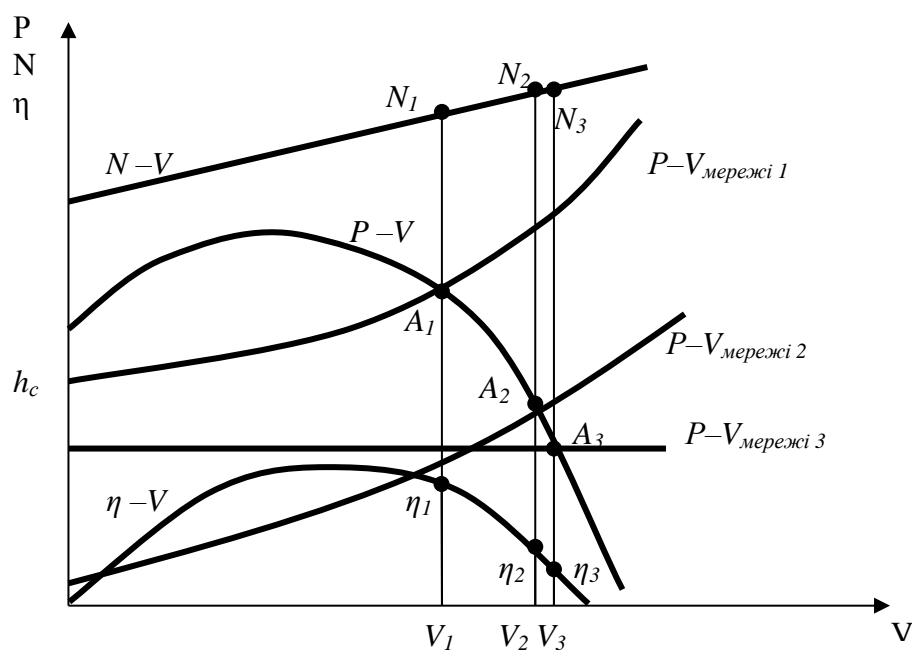


Рисунок 16.10 – Схема визначення основних параметрів (V, p, N, η) для трьох можливих характеристик повітроводів (мережі)

Робота повітродувки нестійка, якщо точка A перебуває на висхідній гілці $p-V$. Якщо протитиск однаковий ($p-V$ мережі), подача різна, причому $V_{A'} > V_A$ – можливе коливання подачі.

У гілці характеристики, що спадає (справа від т. K), робота повітродувки стійка – подача змінюється відповідно до зміни споживання й далі залишається стабільною.

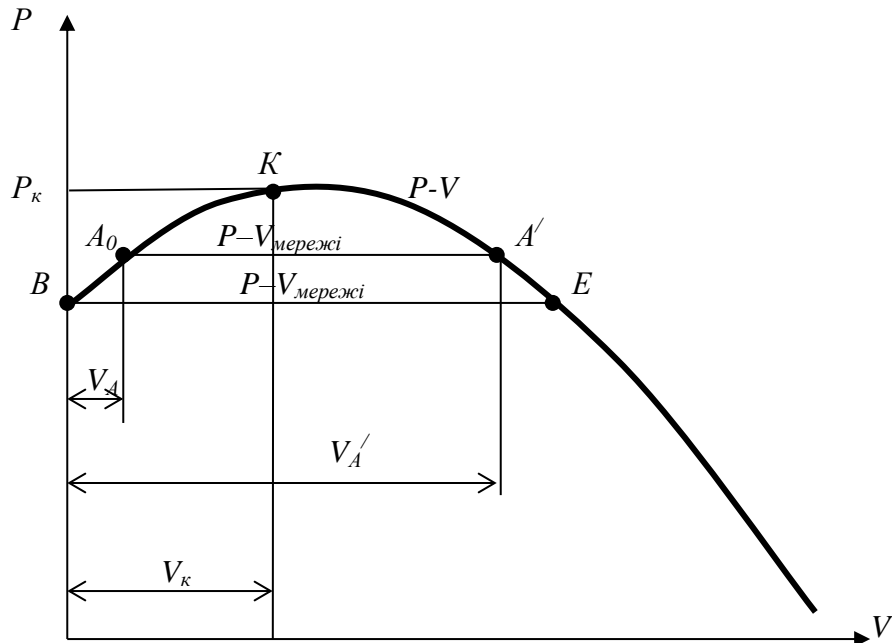


Рисунок 4.11 – Схема нестійкої роботи повітродувки

На ділянці BK під час зниження споживання газу протитиск максимальний – p_K ; під час подальшого зниження споживання газу повітродувка не може давати тиск більше p_K , і подача падає до нуля. Тиск у мережі продовжує падати (споживання газу не припиняється) і стає менше $p_{\text{хх}}$ – тиску холостого ходу. Повітродувка стрибкоподібно дає більшу подачу, що відповідає т. E . Ємність мережі швидко наповнюється, протитиск зростає до т. K , подача знову падає і явище повторюється.

Зона нестійкої роботи повітродувки спостерігається, коли подача менше критичної $V < V_{\text{кр}}$.

Попередження нестійкого режиму роботи повітродувки, за необхідності малих подач газу споживачеві полягає у випуску надлишкової кількості газу байпасною лінією або в атмосферу.

КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

1. Подайте визначення поняття «повітродувна станція». Назвіть функції, які виконують основні елементи повітродувних станцій.
2. Наведіть класифікацію повітродувних машин, проаналізуйте її.
3. Наведіть основні положення класифікацій повітродувних станцій.
4. Які процеси стиснення газу відбуваються в компресорі?

5. Наведіть схему компресорної установки, подайте пояснення до її основних елементів.

6. Яке основне та допоміжне устаткування має бути на повітродувній станції і для чого?

7. Наведіть схеми ротаційного та водокільцевого компресорів. Поясніть їх.

8. У чому полягають переваги відцентрових повітродувок у порівнянні з іншими видами компресорів?

ТЕМА 17 РЕГУЛЮВАННЯ РОБОТИ ПОВІТРОДУВНИХ СТАНЦІЙ

Найчастіше відповідно до класифікації застосовується повітродувне обладнання відцентрового та поршневого типів. Відцентрові машини мають деякі переваги у порівнянні з поршневими, а саме:

- у відцентрових машин відсутні деталі, 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 [48, 49].

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.

Сутність методу полягає в наявності спеціального клапана, який відкривають, як тільки 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 розтраченим даремно.

3. Підключення додаткового об'єму.

Метод застосовується тільки для компресорів поршневого типу та базується на використанні зазору, 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 енергозатрат.

4. Робота «на холостому ході».

Застосовується в машинах роторного типу (гвинтових, спіральних або пластинчато-роторних); після досягнення максимальних показників тиску в системі спрацьовує реле, яке закриває засувку всмоктуючого клапана.

Переваги методу: робота компресора не припиняється, він продовжує споживати біля 20 % звичайної кількості енергоресурсів, але тиск у системі не нагнітається.

5. Дроселювання здійснюється за допомогою пропорційного всмоктуючого клапана, який не дає тискові в системі підвищуватися понад міру, перекриваючи шлях повітря, що всмоктується, через газодинамічні опори.

Переваги методу: система регулює продуктивність практично самостійно – засувка всмоктуючого клапана відкривається під тиском повітря в 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 з 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 валу 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 повітрорудовок відповідно до технологічних потреб спричиняє передчасне зношення повітрорудовок.

9. Комбінований метод передбачає використання почергово дискретної зміни положення дисків затворів, встановлених на всмоктуючих лініях повітрорудовок. Засувка прикривається 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 затрат, оскільки для почергового плавного пуску 8–10 агрегатів повітрорудовної установки достатньо мати один ППП.

Дослідження [48], проведені на Люберецькій станції аерації м. Москва, яка оснащена 10 повітрорудовками 750-23-4, свідчать про таке:

- затвор на всмоктуючій лінії може бути прикритий на кут 45 ° без загрози виникнення помпажу;
- прикриття затвору на кут 45 ° зменшує подачу на 4 000 м³/год та знижує потужність, що споживається, на 140 кВт;
- почерговим 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 повітрорудовок.

Каскадне регулювання – це метод почергового ввімкнення повітрорудовок, якщо загальна кількість робочих агрегатів складає понад 3 шт. (рис. 17.1).

Згідно з каскадним регулюванням роботи повітрорудовного обладнання (рис. 17.1), 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 %-ої 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 %).

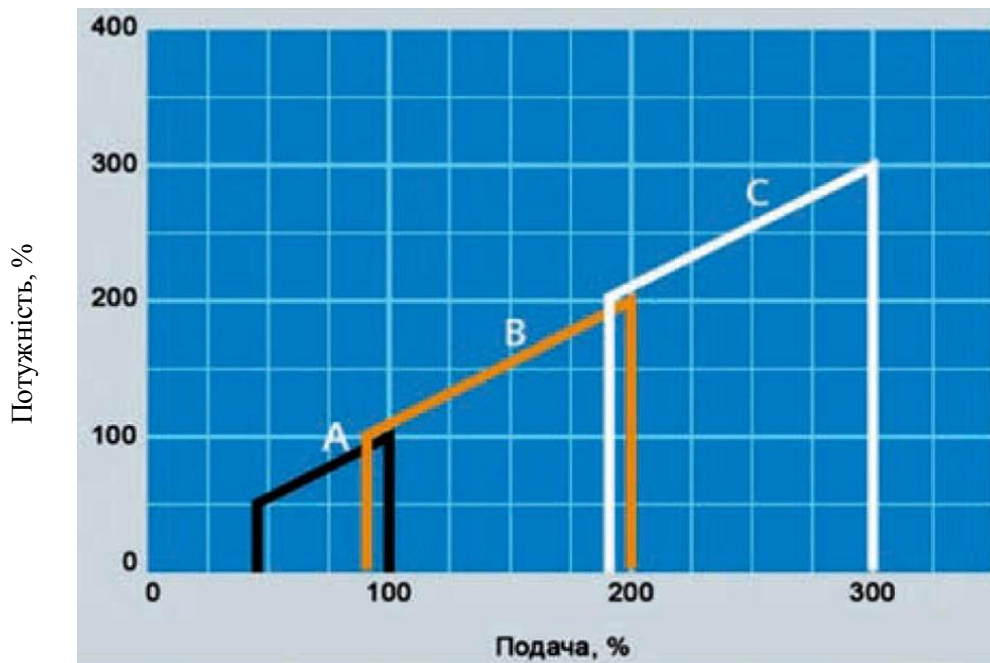


Рисунок 17.1 – Каскадне регулювання роботи повітродувки

Сучасні повітродувки поставляються разом з шафою управління, яка дає змогу підключати 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 підставі зазначеного вище можна зробити такий висновок: на сьогодні економічно доцільно замінити турбоповітродувки серії ТВ на сучасні повітродувки, які більш економічні внаслідок можливості в автоматичному режимі регулювати кількість повітря, що подається в аеротенки.

КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

1. Які способи регулювання подачі компресорів ви знаєте? Поясніть кожен з них.
2. У чому полягають переваги відцентрових повітродувки у порівнянні з іншими видами компресорів?
3. Які методи регулювання роботи повітродувного обладнання використовуються найчастіше?

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Лобачёв П. В. Насосы и насосные станции / П. В. Лобачёв. – [2-е изд., перераб. и доп.]. – М. : Стройиздат, 1983. – 191 с.
2. ДСТУ 4132–2002 Насоси відцентрові загальнопромислового застосування. Вимоги до проектування, виготовлення, постачання, монтажування та експлуатування. Звід правил. – Київ, Держспоживстандарт України. – 2002. – 30 с.
3. Шевченко Т. О. Конспект лекцій з дисципліни «Гідравлічні та аеродинамічні машини» («Насосні та повітродувні станції»). Модуль 1. «Гідравлічні та аеродинамічні машини» / Т. О. Шевченко ; Харк. нац. ун-т міськ. госп-ва ім. О. М. Бекетова. – Харків: ХНУМГ, 2013. – 118 с.
4. Гідравлічні і аеродинамічні машини / [М. І. Колотило, О. М. Романюк, Г. П. Вербицький, та інш.] – Кіровоград, 1997. – 176 с.
5. Насосні та повітродувні станції : навч. посібник / 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, 2014. – 195 с.
6. Шевелев Ф. А. Таблицы для гидравлического расчёта водопроводных труб / Ф. А. Шевелев, А. Ф. Шевелев – М. : Стройиздат, 1984. – 116 с.
7. Насосное оборудование. Водоснабжение. Водоотведение : [каталог 2008–2009 гг.], 4-ая ред. – Омск : Насосный завод «ВЗЛЕТ», 2009. – 232 с.
8. Grundfos System Guide Commercial Services : [каталог насосного оборудования 2004 г.], 2004. – 229 с.
9. Calpeda Creative Technology : [каталог насосного оборудования 01/2006], 2006. – 221 с.
10. Николаев Д. В. Фекальные насосы Иртыш – Погружные и наружные фекальные и дренажные канализационные насосы Иртыш. [Электронный ресурс]. – Режим доступа : <http://www.1nasos.ru/pages/irtysh.html>.
- 11 Частотно – регулируемый привод. [Электронный ресурс]. – Режим доступа : http://www.paper.consys.ru/projects/articles/adj_drives_articles//.
12. Седлухо Ю. П. Анализ режимов работы однопоточных насосов, оборудованных регулируемым приводом / Ю. П. Седлухо, В. Л. Еловик // Вода и экология: проблемы и решения. – СПб.– 2006. – № 2 (27). – С. 68–75.
13. Лезнов Б. С. Энергосбережение и регулируемый привод в насосных установках / Б. С. Лезнов. – М. : Энергоатомиздат, 1998. – 265 с.
14. Березин, С. Е. Насосные станции с погружными насосами. Расчет и конструирование / С. Е. Березин. – М. : ОАО «Изд-во «Стройиздат», 2008. – 160 с.
15. ООО «Интертехнология». Регулируемые гидромурфты компании Transfluid. [Электронный ресурс]. – Режим доступа : www.i-technolog.ru.
16. Карасёв Б. В. Насосные и воздуходувные станции / Б. В. Карасёв – М. : Вища школа, 1990. – 368 с.
17. ДБН В.2.5–74:2013 Водопостачання. Зовнішні мережі та споруди. Основні положення проектування : «УкрНДІводоканалпроект», розробники :

О. Оглобля, Г. Пархомович, О. Буланий та інш. – Київ: Мінрегіон України, 2013. – 280 с.

18. Залуцкий Э. В. Насосные станции. Курсовое проектирование : [учеб. пособ. для вузов] / Э. В. Залуцкий, А. И. Петрухно – Київ : Вища школа, 1987. – 167 с.

19. Монтаж систем внешнего водоснабжения и канализации / Под ред. А. К. Перешивкина. – [4-е изд., перераб. и доп.]. – М. : Стройиздат, 1988. – 563 с.

20. Насосные и воздухоудувные станции. [Электронный ресурс]. – Режим доступа : <http://magak.ru/vodosnabgenie/vodootvod-system/17-nasosnie-i-vozduhoduivnie-stancii>.

21. Водоснабжение. Проектирование систем и сооружений. т. 3. [Электронный ресурс]. – Режим доступа : <http://bskltd.ru/book/base/V1881/V1881Part27-112.php>.

22. Комплектные водопроводные насосные станции 1-го и 2-го подъема производительностью до 1 000 м³/ч и напором до 145 м. [Электронный ресурс] – Режим доступа : http://ukeentlet.ucoz.ru/news/vodoprovodnyye_nasosnyye_stancii/2012-12-03-80.

23. Забор подземных вод. [Электронный ресурс]. – Режим доступа : http://wolfgangkunze.narod.ru/01_3.html.

24. Оборудование насосами. [Электронный ресурс]. – Режим доступа : http://wounce.clan.su/news/oborudovanie_nasosami/2013-04-06-125.

25. Конструктивные особенности водоподъемников. Часть 1. Животноводство. [Электронный ресурс]. – Режим доступа : <http://globalunichip.ru/oborudovanie-ferm/117-konstruktivnyye-osobennosti-vodopodemnikov-chast-1.html>.

26. Абрамов Н. Н. Водоснабжение : [учеб. для ВУЗов]. / Н. Н. Абрамов – [3-е изд., перераб. и доп.]. – М. : Стройиздат, 1982. – 440 с.

27. Тугай А. М. Водопостачання : підручник / А. М. Тугай, В. О. Орлов. – Київ : Знання, 2009. – 735 с.

28. Водоснабжение : уч. пособие / [А. Я. Найманов, С. Б. Никишина, Н. Г. Насонкина и др.]. – Макеевка : ООО «Норд компьютер», 2006. – 654 с.

29. Промышленное оборудование. Примеры работ : Повысительные насосные станции. [Электронный ресурс]. – Режим доступа : http://element.spb.ru/Objects/007_001.html.

30. Типовые проекты насосных станций. [Электронный ресурс]. – Режим доступа : <http://www.hosttron.ru/?do=nasosnaya-stantsiya-tipovoy-proekt>.

31. Кумиров Б. А. Технологические энергоносители промпредприятий: учеб. пособие. [Электронный ресурс]. / Б. А. Кумиров. – Казань : Казан. гос. энерг. ун-т, 2005. – Режим доступа : <http://ms.znate.ru/docs/609/index-3493-2.html>.

32. Передвижная насосная станция СНП-120/30. [Электронный ресурс]. – Режим доступа : <http://hoztehnikka.ru/oposhenie/33-nasosnue-stancii/166-peredvijay-nasosnaya-stancia-cnp-12030.html>.

33. Плаву́ча насосна станція. [Електронний ресурс]. – Режим доступа : http://www.metenergo.ru/nasosnaya_stanciya/mnogonasosnye_ustanovki/plavuchaya_nasosnaya_stanciya/.
34. Березин С. Е. Погружные насосы для природных и сточных вод / С. Е. Березин // Водоснабжение и санитарная техника. – М., 2009. – № 11. – С. 69–75.
35. Задвижки. [Електронний ресурс]. – Режим доступа : <http://zaporizhia.boxmarket.com.ua/zadvizhki-shibernye/45459-zadvizhki.html>.
36. Задвижка параллельная двухдисковая с выдвигным шпинделем фланцевая. [Электронний ресурс]. – Режим доступа : http://rostov.pulscen.ru/products/zadvizhka_chugunnaya_d300_7952785.
37. Клапаны обратные осесимметричные безударные. [Электронний ресурс]. – Режим доступа : http://energoarm.narod.ru/NEW/klap_obr.htm.
38. Клапан обратный приемный 16ч42р. [Электронний ресурс]. – Режим доступа : <http://www.e-s74.ru/productsiya?category=297>.
39. Насосные и воздуходувные станции. Лекции. [Электронний ресурс]. – Режим доступа : <http://lib.rushkolnik.ru/text/33176/index-1.html?page=2>.
40. ДБН В.2.5–75:2013 Каналізація. Зовнішні мережі та споруди. Основні положення проектування : «УкрНДІводоканалпроект», розробники: О. Оглобля, Г. Пархомович, О. Буланій та інші. – Київ : Мінрегіон України, 2013. – 128 с.
41. Курсовой проект на тему «Канализационная насосная станция» [Электронний ресурс]. – Режим доступа : <http://zif-kgasu.ru/tags/%C2%E8%C2/>.
42. Монтаж систем водоснабжения. [Электронний ресурс]. – Режим доступа : <http://www.akran.ru/bt/part-2-199/59/>.
43. Канализационные насосы. Насосы Tsurumi Япония. [Электронний ресурс]. – Режим доступа : <http://www.tex-servis.ru/kanalizacionnye-nasosy/>.
44. ООО «НПП «Технопласт» Канализационные насосные станции. [Электронний ресурс]. – Режим доступа : <http://npptechnoplast.ru/kns/>.
45. Компания «Росэкопласт». Общие сведения о канализационных насосных станциях КНС. [Электронний ресурс]. – Режим доступа : <http://ecoplast-russia.ru/index.php?cat=35>.
46. Черкасский, В. М. Насосы, вентиляторы, компрессоры : [учеб. для теплоэнергетических специальностей вузов] / В. М. Черкасский – [2-е изд., перераб. и доп.]. – М. : Энергоатомиздат, 1984. – 416 с.
47. Компрессорные машины. [Электронний ресурс]. – Режим доступа : <http://kurs.znate.ru/docs/index-106886.html>.
48. Березин С. Е. Выбор способа регулирования воздуходувок для аэрации сточных вод / С. Е. Березин // Водоснабжение и санитарная техника. – М. : «Изд-во ВСТ», 2012. – № 11. – С. 59–64.
49. Лезнов Б. С. Энергосбережение и регулируемый привод в насосных и воздуходувных установках / Б. С. Лезнов – М. : Энергоатомиздат, 2006. – 360 с.

Навчальне видання

ШЕВЧЕНКО Тамара Олександрівна

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,
освітня програма «Водопостачання та водовідведення»)*

Відповідальний за випуск *Г. І. Благодарна*
За авторською редакцією
Комп'ютерне верстання *Т. О. Шевченко*

План 2020, поз. 43Л

Підп. до друку 08.10.2020. Формат 60 × 84/16.
Друк на ризографі. Ум. друк. арк. 12,8.
Тираж 50 пр. Зам. №

Видавець і виготовлювач:
Харківський національний університет
міського господарства імені О. М. Бекетова,
вул. Маршала Бажанова, 17, Харків, 61002.
Електронна адреса: rectorat@kname.edu.ua.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи:
ДК № 5328 від 11.04.2017.