

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

Т. О. Шевченко

ГІДРАВЛІЧНІ ТА АЕРОДИНАМІЧНІ МАШИНИ

КОНСПЕКТ ЛЕКЦІЙ

(для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти всіх форм навчання спеціальності 194 – Гідротехнічне будівництво, водна інженерія та водні технології)

Харків
ХНУМГ ім. О. М. Бекетова
2021

УДК 628.12:628.29

Шевченко Т. О. Гідравлічні та аеродинамічні машини : конспект лекцій для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти всіх форм навчання спеціальності 194 – Гідротехнічне будівництво, водна інженерія та водні технології всіх форм навчання / Т. О. Шевченко. – Харків. нац. ун-т міськ. госп-ва ім. О. М. Бекетова. – Харків : ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2021. – 95 с.

Автор

канд. техн. наук, доц. Т. О. Шевченко

Рецензент

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

Рекомендовано кафедрою водопостачання, водовідведення і очищення вод, протокол № 1 від 27.08.2020.

© Т. О. Шевченко, 2021

© ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2021

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
ЗМІСТОВИЙ МОДУЛЬ 1 ВИДИ ГІДРАВЛІЧНИХ ТА АЕРОДИНАМІЧНИХ МАШИН.....	7
ТЕМА 1 ПРИЗНАЧЕННЯ, ПРИНЦИП ДІЇ ТА СФЕРИ ЗАСТОСУВАННЯ НАСОСІВ РІЗНИХ ТИПІВ.....	7
1.1 Визначення насосів та їхня класифікація.....	7
1.2 Головні параметри насосів.....	7
1.3 Відцентрові насоси.....	8
1.4 Класифікація відцентрових насосів.....	11
1.5 Армура та вимірювальні прилади, якими обладнуються відцентрові насоси.....	12
1.6 Напір і тиск насоса за показами приладів.....	13
1.7 Визначення напору насоса під час проектування.....	16
ТЕМА 2 ОСНОВИ ТЕОРІЇ РУХУ РІДИНИ У ВІДЦЕНТРОВОМУ НАСОСІ.....	18
2.1 Рух рідини в робочому колесі відцентрового насоса.....	18
2.2 Подача насоса.....	20
2.3 Головне рівняння відцентрового насоса. Теоретичний напір.....	20
ТЕМА 3 ВИСОТА УСМОКТУВАННЯ. КАВІТАЦІЯ.....	22
3.1 Вплив дійсного характеру руху рідини в робочому колесі на теоретичний напір насоса.....	22
3.2 Профіль лопатей робочого колеса.....	24
3.3 Пристрої для відведення рідини від робочого колеса насоса.....	27
3.4 Висота усмоктування насоса.....	28
3.5 Кавітація в насосах.....	31
ТЕМА 4 ПОТУЖНІСТЬ І КОЕФІЦІЄНТ КОРИСНОЇ ДІЇ ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСА. НАПІР, ЯКИЙ СТВОРЮЄ НАСОС.....	32
4.1 Потужність насоса. Коефіцієнт корисної дії.....	32
4.2 Теоретичні характеристики відцентрового насоса.....	34
4.3 Робочі характеристики відцентрового насоса. Випробування насосів.....	36
ТЕМА 5 УНІВЕРСАЛЬНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЛОПАСНИХ НАСОСІВ. ЗАКОНИ ПОДІБНОСТІ.....	39
5.1 Подібність насосів. Формули перерахунку.....	39
5.2 Коефіцієнт швидкохідності насоса.....	42
5.3 Вплив частоти обертання робочого колеса на характеристики відцентрового насоса.....	44
5.4 Обточування робочого колеса відцентрового насоса.....	49
5.5 Сумісна робота насосів і трубопроводної мережі.....	51
ТЕМА 6 МЕТОДИ РЕГУЛЮВАННЯ РОБОТИ НАСОСІВ.....	52
ЗМІСТОВИЙ МОДУЛЬ 2 ЕКСПЛУАТАЦІЯ ГІДРАВЛІЧНИХ І АЕРОДИНАМІЧНИХ МАШИН.....	57
ТЕМА 7 СПІЛЬНА РОБОТА НАСОСІВ І 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
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	94

ВСТУП

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

Насоси та водопідіймачі належать до одних із перших механізмів, якими людство користувалося ще задовго до нашої ери. Їх конструкції змінювалися від найпростіших, таких як: ворота, «журавлі», водопідіймальні колеса, до сучасних конструкцій різноманітних насосів.

Поршневі насоси використовувалися ще стародавніми греками та римлянами для викачування води із трюмів кораблів.

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

Ідея відцентрового насоса виникла ще в XVII столітті. За деякими даними, перший насос, що працював за рахунок дії відцентрової сили, побудував у 1703 році інженер Дені Папен.

Розповсюдження відцентрових насосів довго стримувалося відсутністю швидкісних двигунів. З винайденням наприкінці XIX ст. електродвигунів почалося дійсно широке розповсюдження відцентрових, а трохи згодом, і осьових (пропелерних) насосів. Зараз ці насоси зайняли провідне місце в усіх галузях техніки, де виникла потреба у перекачуванні великих кількостей рідини.

Вперше теорія відцентрового насоса була розроблена видатним математиком, членом Петербурзької академії наук Леонардом Ейлером (1707–1783 рр.).

Теорія пропелерних насосів базується на теорії крила літака, яка була розроблена професором Миколою Єгоровичем Жуковським (1847–1921 рр.).

Надалі значний внесок у розвиток теорії насосів та практики їхнього використання зробили такі вчені, як Г. Ф. Проскура, І. І. Куколевський, А. Г. Шухов, М. Г. Малішевський, С. С. Руднєв, А. Є. Караваєв, В. Я. Карелін та ін.

Виробництво насосів у колишньому СРСР було розподілено між багатьма заводами різних республік і, в цілому, охоплювало всю необхідну номенклатуру. Зараз в Україні насоси виробляються на кількох заводах, найбільшим з яких є Сумський насособудівельний. Але багатьох марок насосів в Україні зараз не виробляють. Тому особливо актуальним завданням є підготовка фахівців, які були б спроможні вирішити проблему виробництва насосів необхідної номенклатури (зокрема, і розробити цю номенклатуру), а також найкращим чином використовувати під час проектування насосних станцій існуючу номенклатуру насосів.

Дисципліна «Гідравлічні та аеродинамічні машини» повинна дати майбутньому фахівцеві необхідні знання у таких сферах: побудови та конструкцій насосів, повітродувок та компресорів; проектування насосних установок для систем водопостачання, каналізації і промислових підприємств; експлуатації насосів та насосних станцій.

Конспект лекцій написано згідно з програмою дисципліни «Гідравлічні та аеродинамічні машини». Особливу увагу приділено відцентровим насосам. Детально розглянуто сумісну роботу цих насосів з трубопроводами, а також різні варіанти їхньої паралельної та послідовної роботи.

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]:

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

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

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 (лопати) (2).

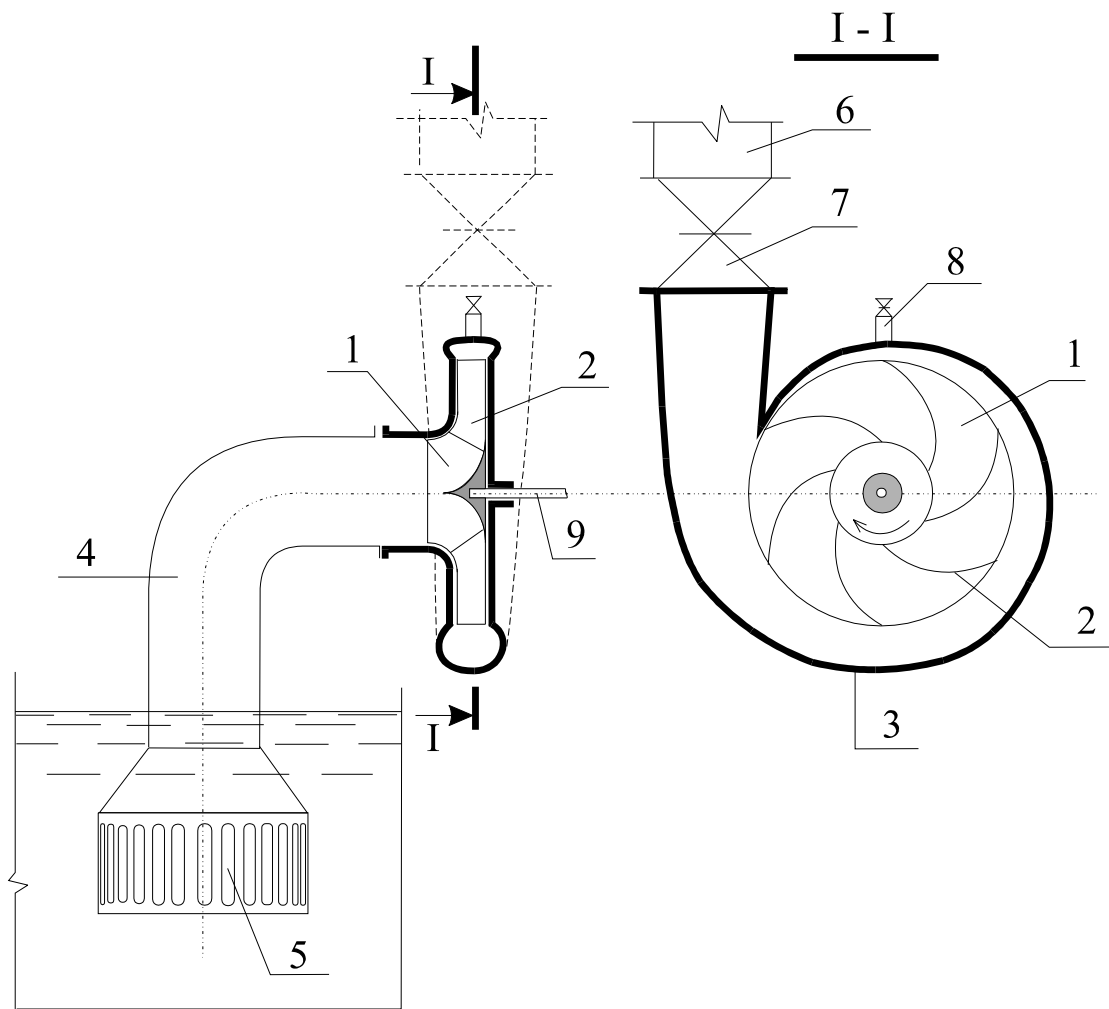


Рисунок 1.1 – Схема будови відцентрового насоса:

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.

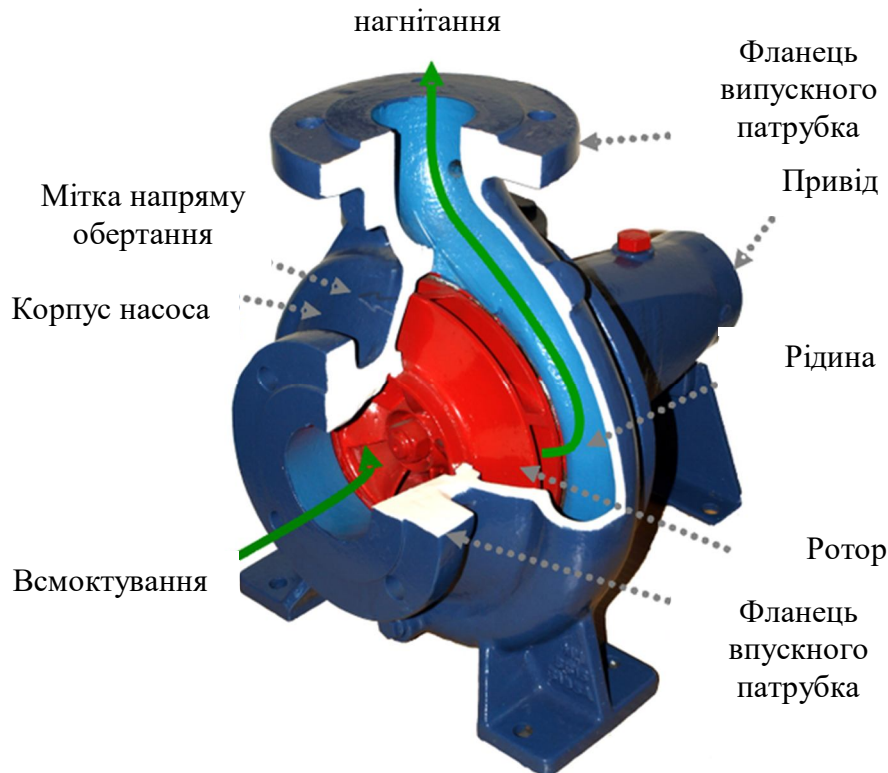


Рисунок 1.2 – Будова відцентрового насосу

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 монтується 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 більша 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):

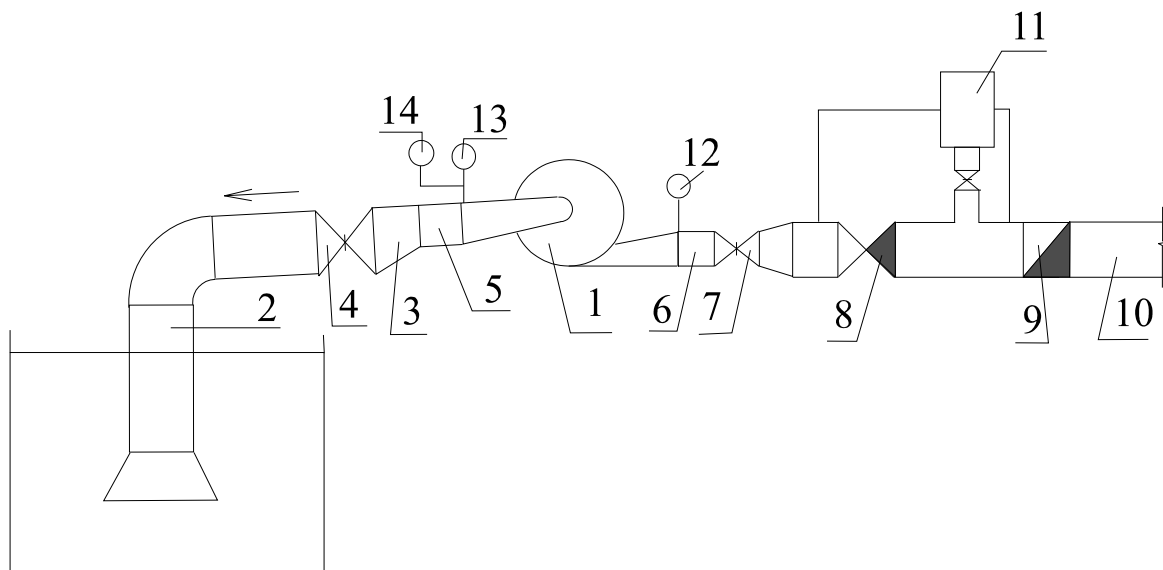


Рисунок 1.3 – Схема установки насосного агрегату відцентрового типу:

- 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 (транспортуються 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)

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

За площину порівняння прийнято площину 0–0.

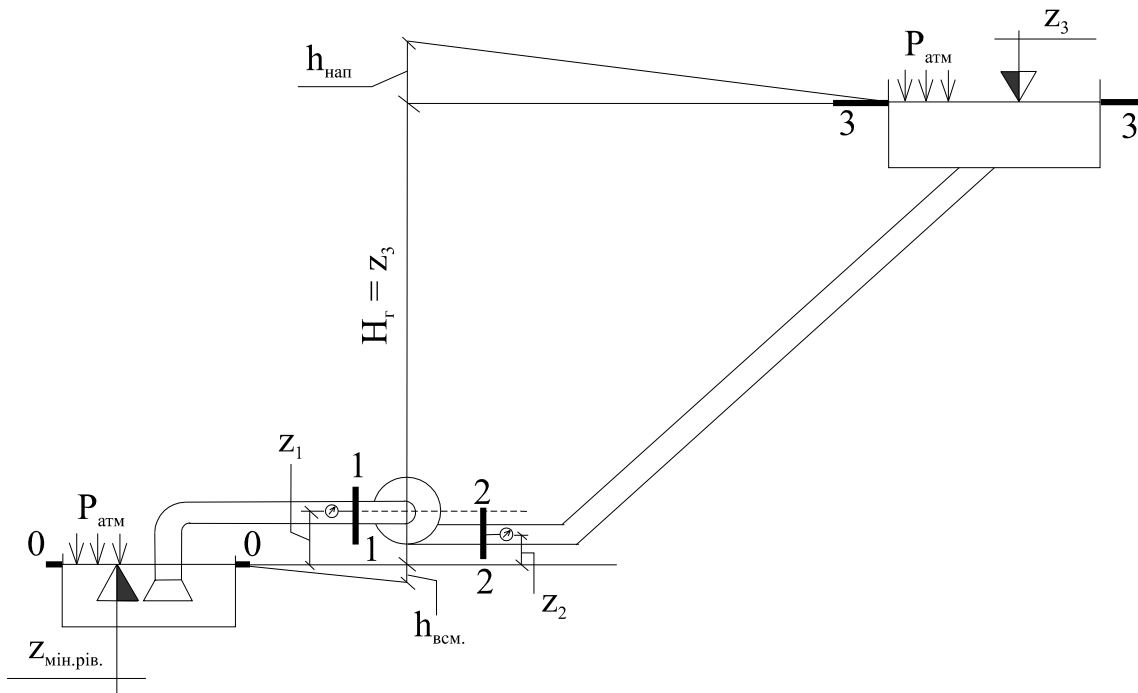


Рисунок 1.4 – Схема визначення напору насоса за показами приладів

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

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

З урахуванням зазначеного, формулу (1.12) можна записати так:

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

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:

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

Якщо насос працює з підпором, то на усмоктувальному патрубку замість вакуумметра ставиться манометр. У такому разі напір насоса буде

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

а тиск

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

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 вакууметр, який підключено до усмоктувального патрубка, показує вакуум 0,06 МПа (0,6 атм). Манометр розміщується на 4 метри вище осі насоса, а вакууметр – 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:

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

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

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

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

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

$$H = \frac{400\,000}{1000 \cdot 10} + \frac{40\,000}{1000 \cdot 10} + \frac{5,3^2 - 2,99^2}{2 \cdot 10} \cong 45 \text{ м вод. стовпа}.$$

Приклад 2. Визначити тиск, який створює насос, якщо відомо, що насос транспортує рідину густиною 920 кг/м³ і розвиває при цьому подачу 3 200 м³/год. До напірного і усмоктувального патрубків насоса підключено манометри, які показують, відповідно, тиск 1,06 МПа і 0,12 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 патрубку 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). Вирахуємо 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 проєктування

Формулами попереднього параграфу можна скористатися тільки для визначення напору і тиску насоса на діючій установці. Якщо насосна станція тільки проєктується, 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 $Z_3 = H_2$ – 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:

$$H = H_2 + h_{\text{нап.}} + h_{\text{всм.}} \quad (1.22)$$

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 проєктуванні 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.

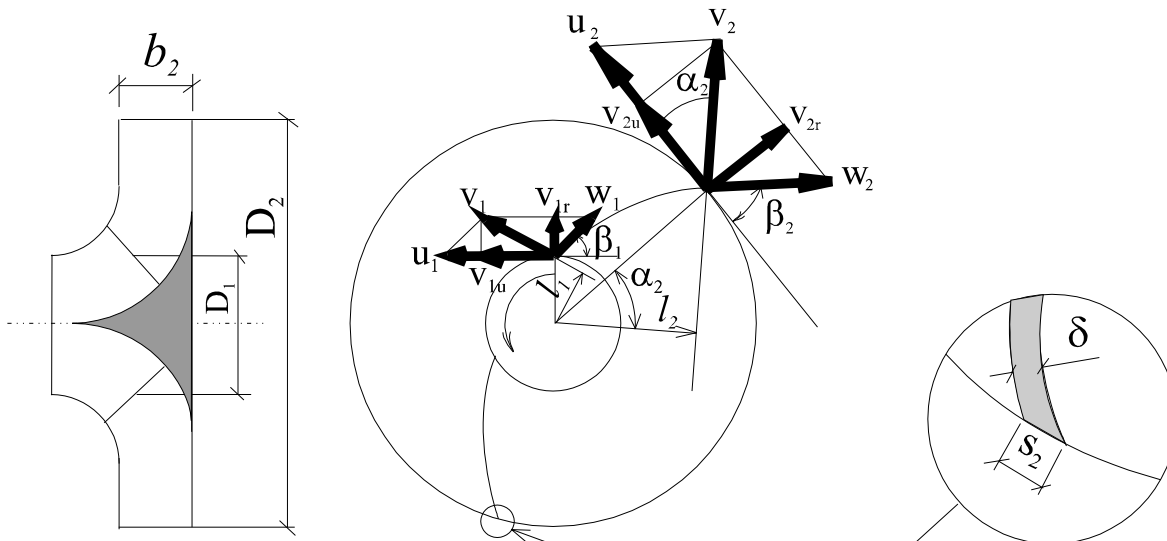


Рисунок 2.1 – Схема розподілу швидкостей на робочому колесі відцентрового насоса

Швидкість переносного руху \bar{w} 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:

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

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{v} 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 напрямком, протилежним переносній швидкості.

V_r – проєкція абсолютної швидкості на напрям радіуса:

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

V_u – проєкція абсолютної швидкості на напрямок окільної швидкості:

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

Із паралелограма швидкостей (рис. 2.1), проєкція відносної швидкості на напрямок радіуса W_r дорівнює відповідній проєкції 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

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

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 гідравлічних 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

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

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

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

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 це можна зобразити так:

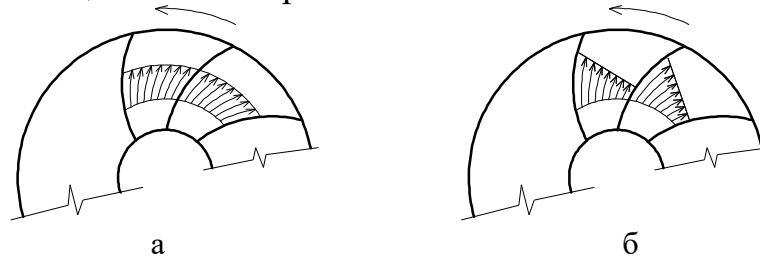


Рисунок 3.1 – Розподіл відносних швидкостей в каналах робочого колеса
а – При симетричному русі відносно осі; б – фактичний розподіл відносних швидкостей

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 зазначене вище, 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 лопатей 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 лопатей. Таким чином, профіль лопатей робочого колеса впливає на напір насоса.

Величина робочого кута лопаті 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

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

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:

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

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 лопаті відносно дотичної

до внутрішнього кола робочого колеса.

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

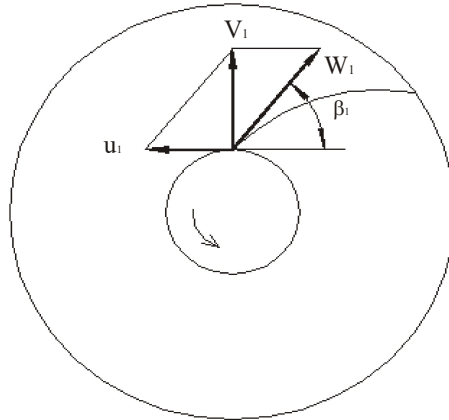


Рисунок 3.2 – Розподіл швидкостей при радіальному вході рідини на робоче колесо

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

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

Розглянемо три типи лопатей:

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

У цьому випадку $V_{2u} < u_2$, тому:

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

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

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

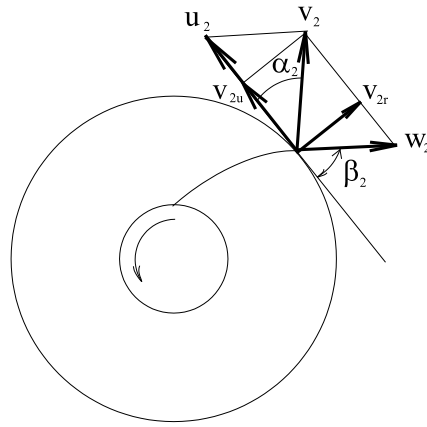


Рисунок 3.3 – Робоче колесо з загнутими назад лопатями

2. Лопаті 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 лопатях з радіальним виходом динамічний напір складає рівно половину від повного напору, який створює робоче колесо насоса.

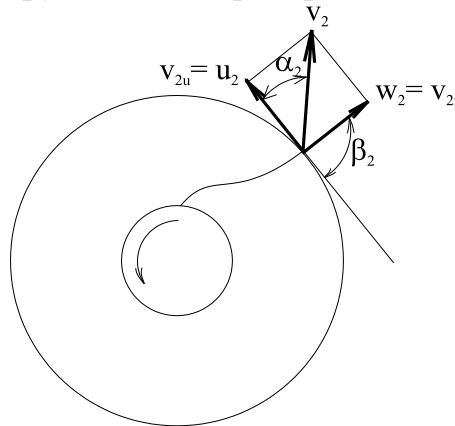


Рисунок 3.4 – Лопаті з радіальним виходом

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 лопаті, 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.

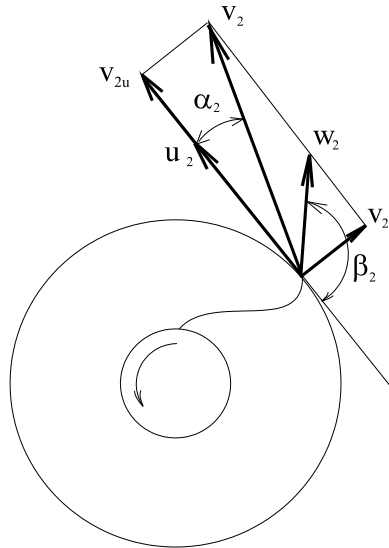


Рисунок 3.5 – Робоче колесо з загнутими вперед лопатями

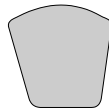
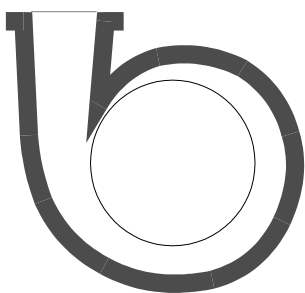
Лопаті в робочому колесі відцентрового насоса найчастіше загинаються назад, для того щоб збільшити статичну складову повного напору.

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

Лопаті 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 відповідний пристрій. Відвідні пристрої виготовлюються або у вигляді спрямовуючого апарату, або як відвідні камери.



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).

Рисунок 3.6 – Відвідна камера

Спрямовуючий апарат – це нерухоме колесо з лопатями, 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).

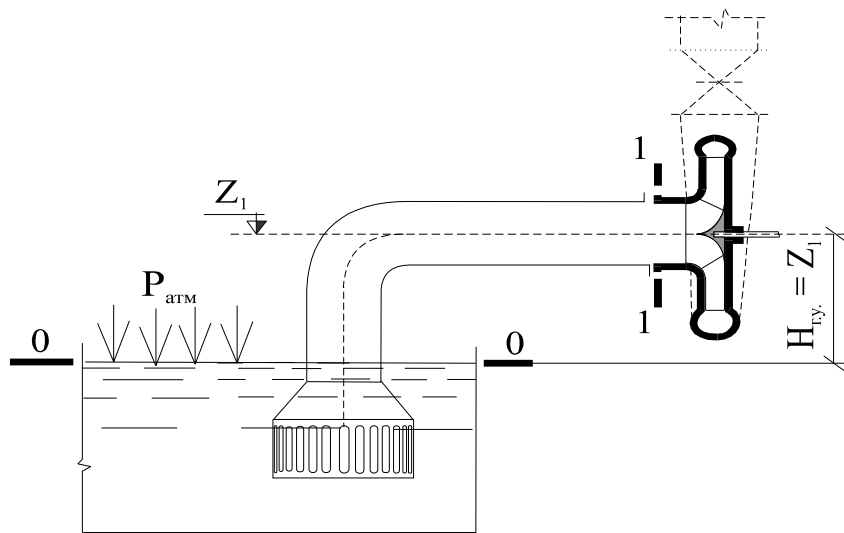


Рисунок 3.7 – Визначення геометричної висоти всмоктування

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 $(H_{дон}^{вак})_{насп}$ 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 $(H_{вак}^{дон})_{насп}$ 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 $(H_{вак}^{дон})_{насп}$ слід уточнити за формулою:

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

У цьому разі найбільша геометрична висота всмоктування насоса

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

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 свідчить про те, що насос (його вісь) варто 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 $\text{м}^3/\text{с}$;

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

формулу необхідно 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 одну секунду

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

Тоді корисна потужність насоса (тобто корисна робота за 1 с)

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

Унаслідок 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:

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

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 – $H_{теор.\infty} = u_2 V_{2u} / g$.

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

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

Однак

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

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

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

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:

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

Таким чином, залежність $H_{теор.\infty}$ 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 $H_{теор.\infty}$ буде зменшуватися. При $Q_{теор} = 0$, $H_{теор.\infty} = A$, а при $H_{теор.\infty} = 0$; $Q_{теор} = A/B$;

– при $\beta_2 = 0$, $\operatorname{ctg} \beta_2 = 0$ і $B = 0$. Отже, в цьому випадку графік залежності $H_{теор.\infty}$ 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 $H_{теор.\infty}$ буде збільшуватися із збільшенням подачі $Q_{теор}$.

При $Q_{теор} = 0$; $H_{теор.\infty} = A$.

Як зазначалося вище 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.

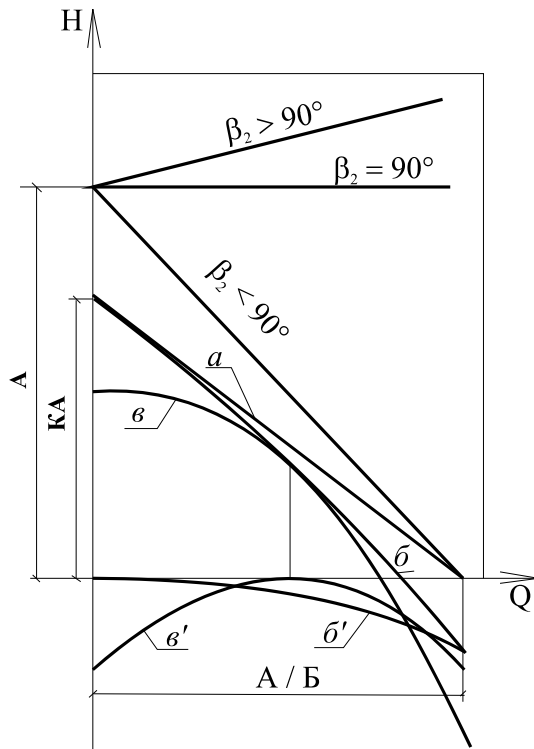


Рисунок 4.1 – Побудова характеристики Q–H відцентрового насоса

При кінцевій кількості лопаток теоретичний напір насоса зменшується:

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

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 $Q = Q_{опт}$). Віднявши 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 $(Q–H_{\text{вас}}^{\text{дон}})$ 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:

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

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

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

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

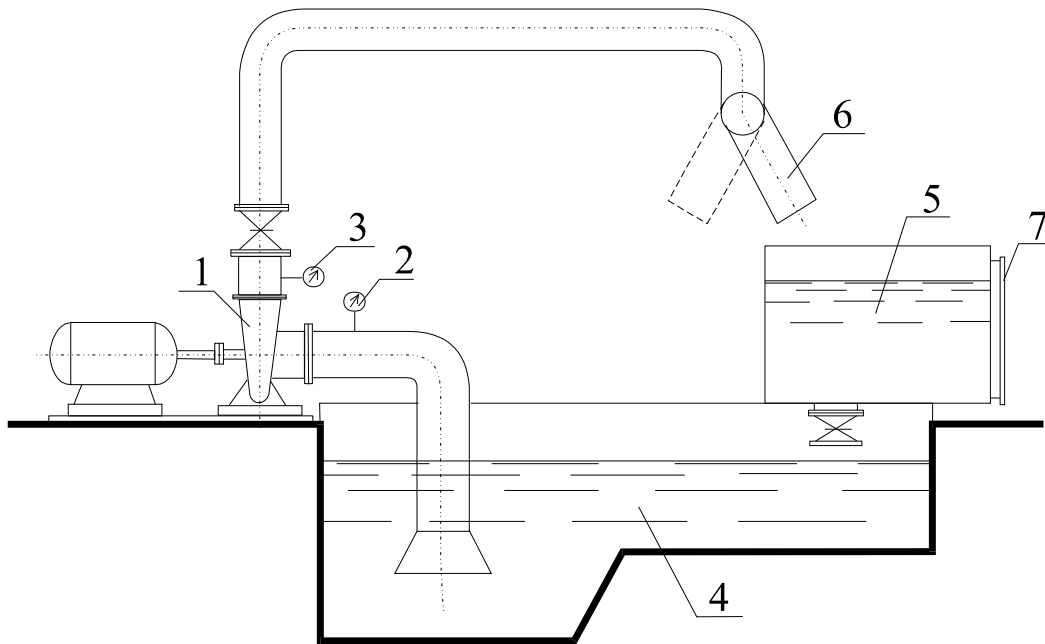


Рисунок 4.2 – Схема стенда для енергетичних випробувань:
 1 – насос; 2 – вакууметр; 3 – манометр; 4 – резервуар; 5 – вимірювальний бак;
 6 – поворотний накінецьник; 7 – водомірне скло

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:

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

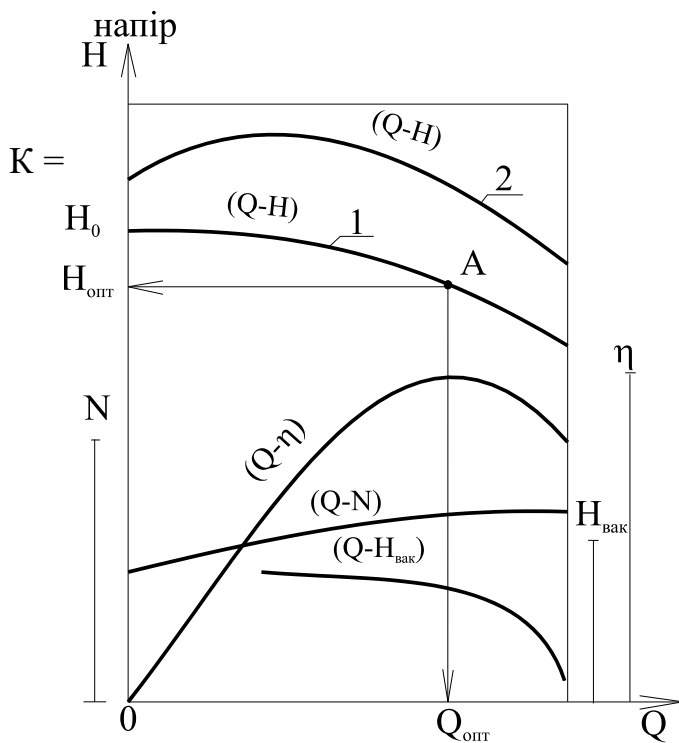


Рисунок 4.3 – Побудова характеристик насоса за результатами випробувань

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

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 насосу.
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):

$$M_{\text{лін}} = \frac{D_{\text{натури}}}{D_{\text{моделі}}} = \frac{b_{\text{натури}}}{b_{\text{моделі}}} = \dots = \text{const.} \quad (5.1)$$

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

$$\frac{D_{\text{моделі}}}{D_{\text{натури}}} = \frac{b_{\text{моделі}}}{b_{\text{натури}}} = \dots = \text{const.} \quad (5.2)$$

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:

$$\frac{V_{\text{натури}}}{V_{\text{моделі}}} = \frac{W_{\text{натури}}}{W_{\text{моделі}}} = \frac{u_{\text{натури}}}{u_{\text{моделі}}} = \dots = \text{const.} \quad (5.3)$$

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

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

Отже, 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 однотипних 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 отримаємо:

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

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

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

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

При геометрично і кінематично подібних колесах

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

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 (рис. 5.1).

Приклад 1. Визначити коефіцієнт швидкохідності одноступеневого насоса з однобічним підведенням рідини до робочого колеса, якщо відомо, що при швидкості обертання 1 450 об./хв і роботі в оптимальному режимові він розвиває подачу 200 м³/год при напорі 20 м вод. ст.

Розв'язання задачі. Підставивши у формулу (5.16) значення подачі насоса в м³/с і напору в м вод. ст., отримаємо:

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

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.

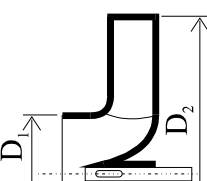
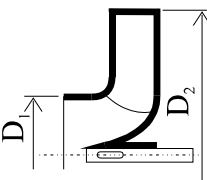
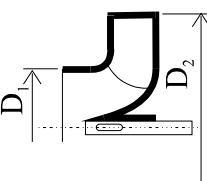
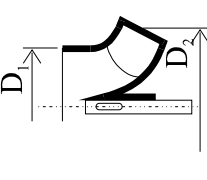
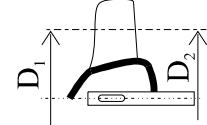
насос	n_s	ескіз робочо-го колеса	D_2/D_1	форма лопатки
відцентровий	тихохідний		2,5 - 3	Циліндрична
	нормальний		2,0	Просторова на вході і циліндрична на виході
	швидкохідний		1,4 - 1,8	Просторова
напівосьовий (діагональний)	350 - 500		1,1 - 1,2	Просторова
осьовий	500-1500		1,0	Просторова

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

Розв'язання задачі. Підставивши у формулу (5.16) значення подачі насоса в $\text{м}^3/\text{с}$ і напору, який розвиває одне робоче колесо (один ступінь) насоса в м вод. ст., отримаємо:

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

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 $\text{м}^3/\text{год}$ при напорі 80 м вод. ст.

Розв'язання задачі. Підставляючи в формулу (5.16) значення половини подачі насоса в $\text{м}^3/\text{с}$ і напір в м вод. ст., отримаємо

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

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:

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

Ці залежності називають **законом пропорційності**.

Вакуумметричну висоту усмоктування можна розрахувати за формулою:

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

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

$$H_1 = \frac{H_a}{Q_a^2} Q_1^2 = K Q_1^2.\tag{5.19}$$

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 $(0; a_i; a_2; a_1; a)$ 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 .

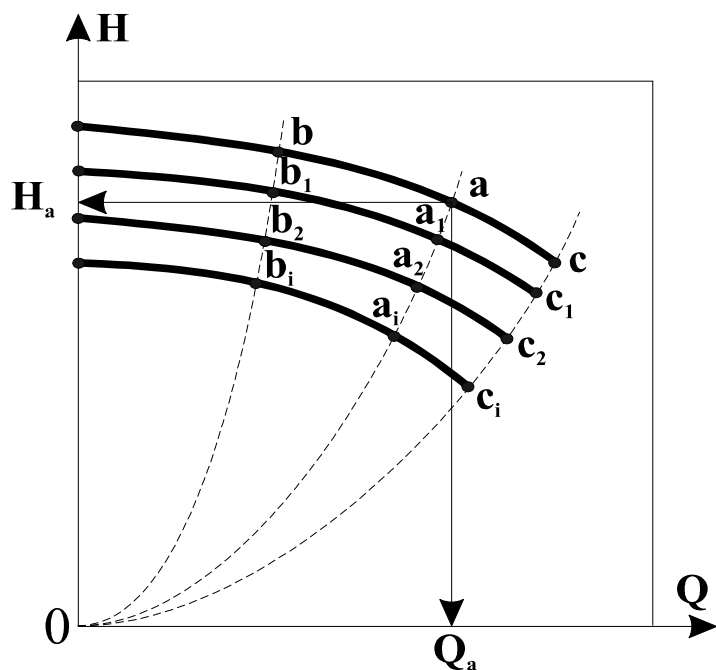


Рисунок 5.2 – Вплив частоти обертання робочого колеса на основні характеристики насоса

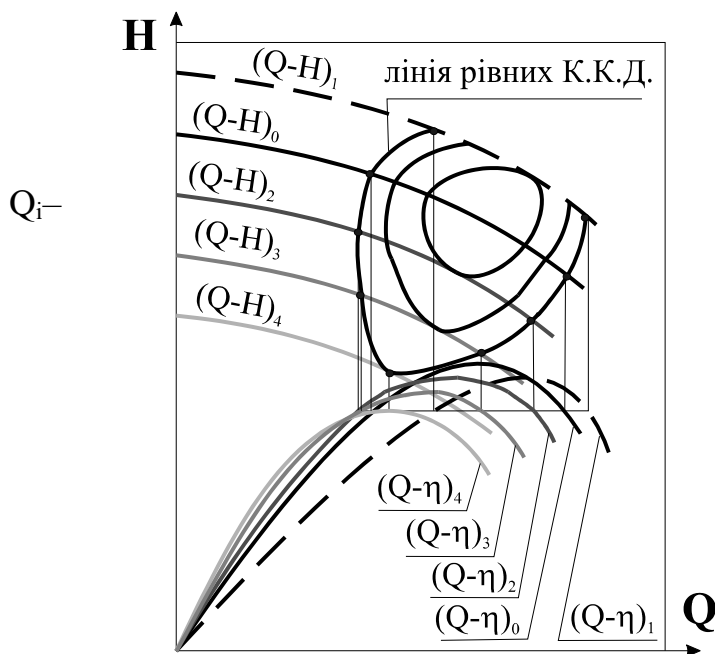


Рисунок 5.3 – Побудова універсальних кривих для відцентрового насоса

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 ; ...; 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. (рис. 5.4).

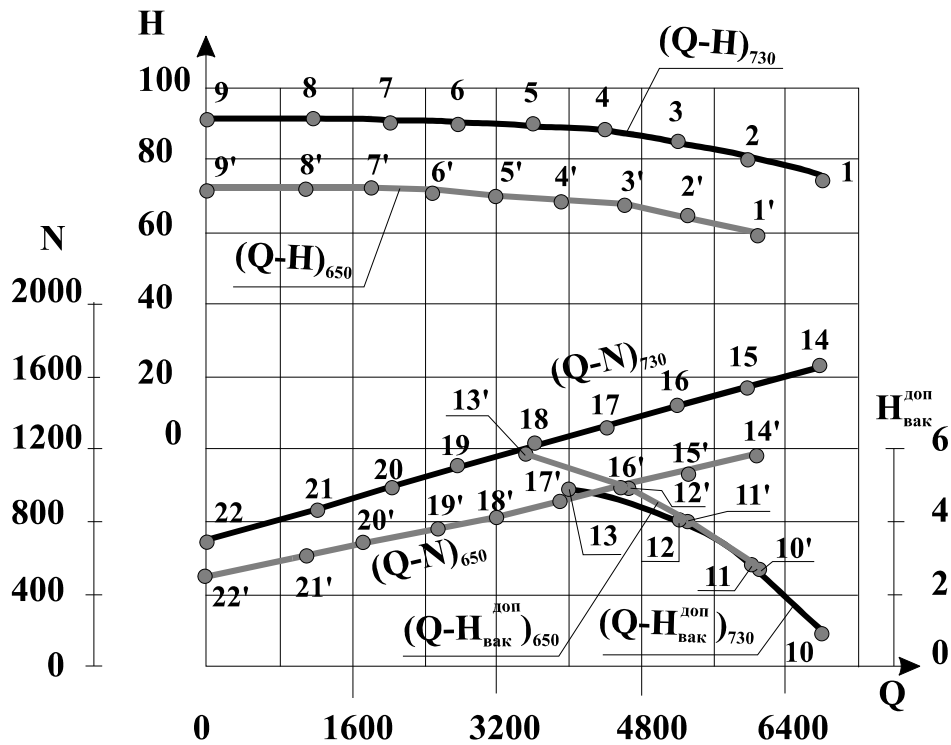


Рисунок 5.4 – Схема розв'язання задачі до прикладу 1

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

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

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

Розрахунки зведемо 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 $n = 730 \text{ об./хв}$	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 $n = 650 \text{ об./хв}$	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 Q₁₀ = 6 800 м³/год. (H_{вак}^{дон})₁₀ = 1 м вод. ст.; Q₁₁ – 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 Q₁₄ = 6 800 м³/год. – N₁₄ = 1 650 кВт; Q₁₅ – N₁₅; ... За формулами закону пропорційності визначаємо відповідні значення Q' і N' для швидкості обертання 650 об./хв:

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

Розрахунки зведено в таблицю 5.3.

Таблиця 5.3 – Розрахунок для прикладу 1.3

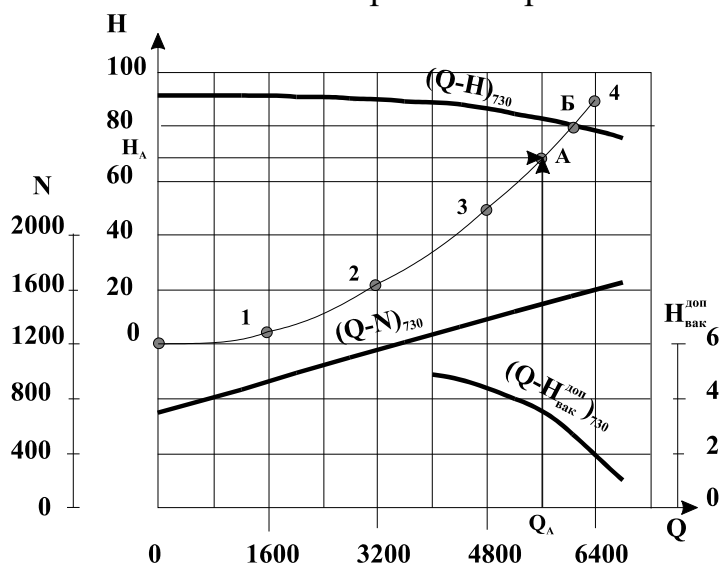
Номери точок		14	15	16	17	18	19	20	21	22
Координати точок при n = 730 об./хв.	Q	6800	6000	5200	4400	3600	2800	2000	1200	0
	N	1650	1540	1430	1320	1210	1100	990	880	710
Координати точок при n = 650 об./хв.	Q'	6055	5342	4630	3918	3205	2493	1781	1068	0
	N'	1165	1087	1010	932	854	777	699	621	501

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 м³/год. при напорі 68 м вод. ст.

Насоса з такими характеристиками промисловість не виробляє. Тому до установки проєктується 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–H 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–H), котра при зниженні частоти обертання переміститься в розрахункову точку А.



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:

Рисунок 5.5 – Схема робочої характеристики для прикладу 2

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

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–H насоса дає точку Б з координатами $Q_B = 6\,075\text{ м}^3/\text{год.}$; $H_B = 80\text{ м вод. ст.}$ 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:

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

При $120 < n_s < 200$

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

При $200 < n_s < 300$

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

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

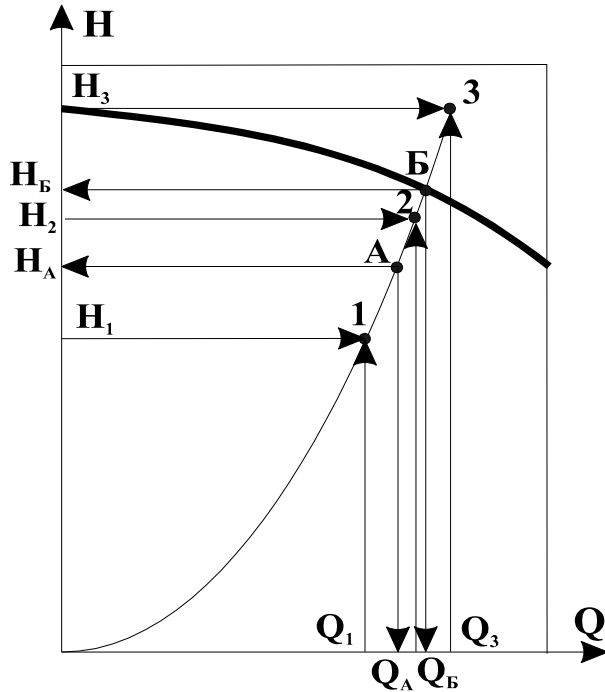


Рисунок 5.6 – Побудова характеристики насоса під час обточування робочого колеса

За необхідності обточування робочого колеса доводиться розв'язувати таку задачу: в технічному паспорті насоса (або у каталозі) є характеристика $Q-N$ 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, A , 2, 3. Перехрещення цієї параболі з кривою $Q-N$ 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

$$D_{обт} = D \sqrt{\frac{H_{обт}}{H_B}},$$

визначають 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 $Q-N$ обирають кілька довільних точок і вираховують координати, у які ці точки перемістяться після обточування (див. приклад 1 із попереднього параграфа). 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 $Q = 0; H = H_{стат}$ (рис. 5.7).

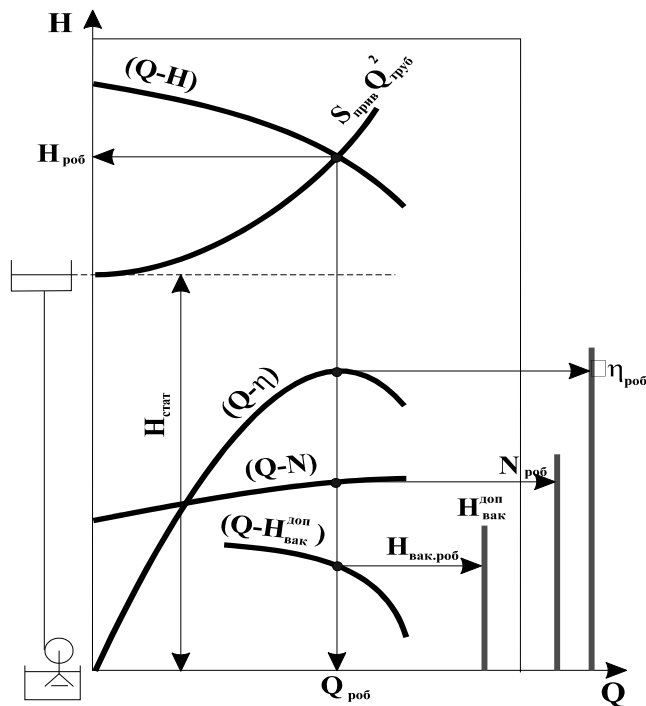


Рисунок 5.7 – Схема знаходження робочої точки системи «насос – трубопровід»

Точка перехрещення характеристик насоса і трубопроводу є робочою точкою системи. Вона визначає усі параметри роботи насоса ($Q_{роб}$, $H_{роб}$, $N_{роб}$, $\eta_{роб}$, $H_{вак.роб}$) 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 (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 становить $h_{\text{засувки}} = H_6 - H_{6в}$, 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 бік зменшення подачі регулювання напірною засувкою (інколи його називають **дросельним регулюванням**) можна застосовувати тільки до невеликих насосів і на короткий час. Під час дросельного регулювання варто застосовувати насоси із пологою характеристикою.

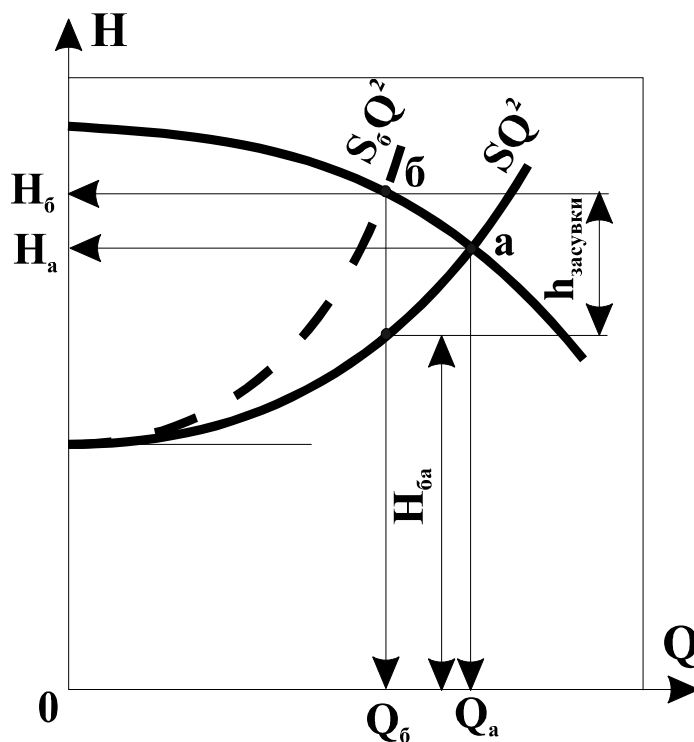


Рисунок 6.1 – Схема методу дросельного регулювання роботи насоса

Окрім дроселювання регулювати подачу насоса можна **перепусканням частини рідини із напірного трубопроводу в усмоктувальний або впуск 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.

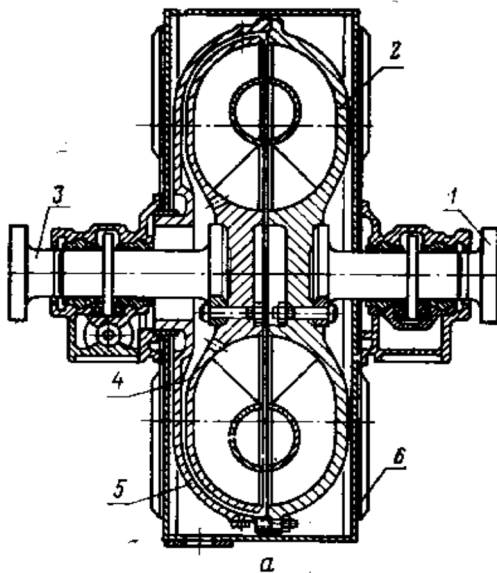


Рисунок 6.2 – Схема будови гідромуфти.

- 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.

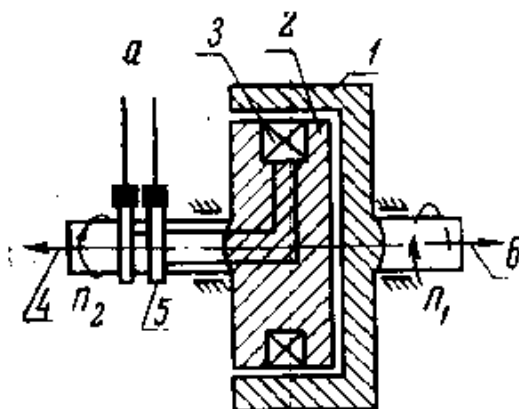


Рисунок 6.3 – Схема будови ЕМК:

- 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?

ЗМІСТОВИЙ МОДУЛЬ 2

ЕКСПЛУАТАЦІЯ ГІДРАВЛІЧНИХ І АЕРОДИНАМІЧНИХ МАШИН

ТЕМА 7 СПІЛЬНА РОБОТА НАСОСІВ І ТРУБОПРОВІДІВ

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

Якщо насос підбрано 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 зросте 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 $Q-N$ 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 станцій другого підйому), то можна регулювати подачу води такою станцією, змінюючи кількість одночасно працюючих насосів.

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

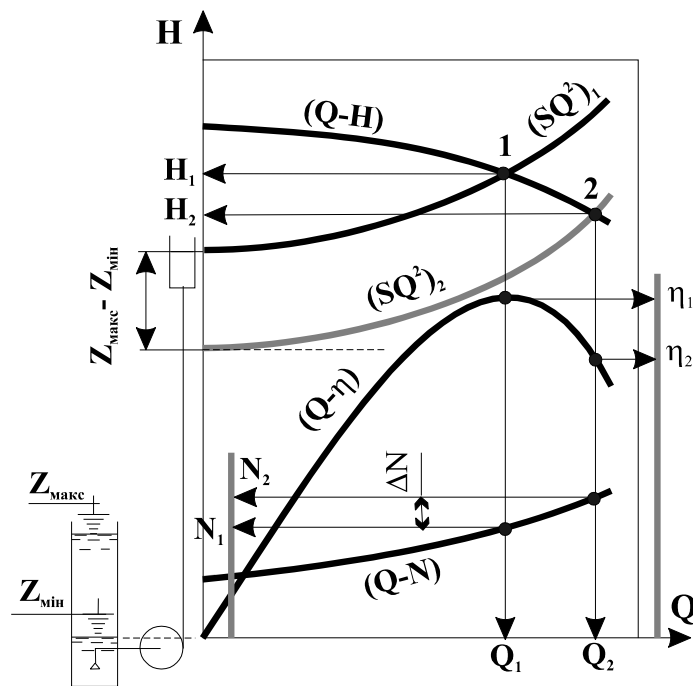


Рисунок 7.1 – Схема впливу рівня води у резервуарі на характеристики насоса

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:

- у системі працює кілька насосів з однаковими характеристиками;
- у 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 розміщуватися 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.

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

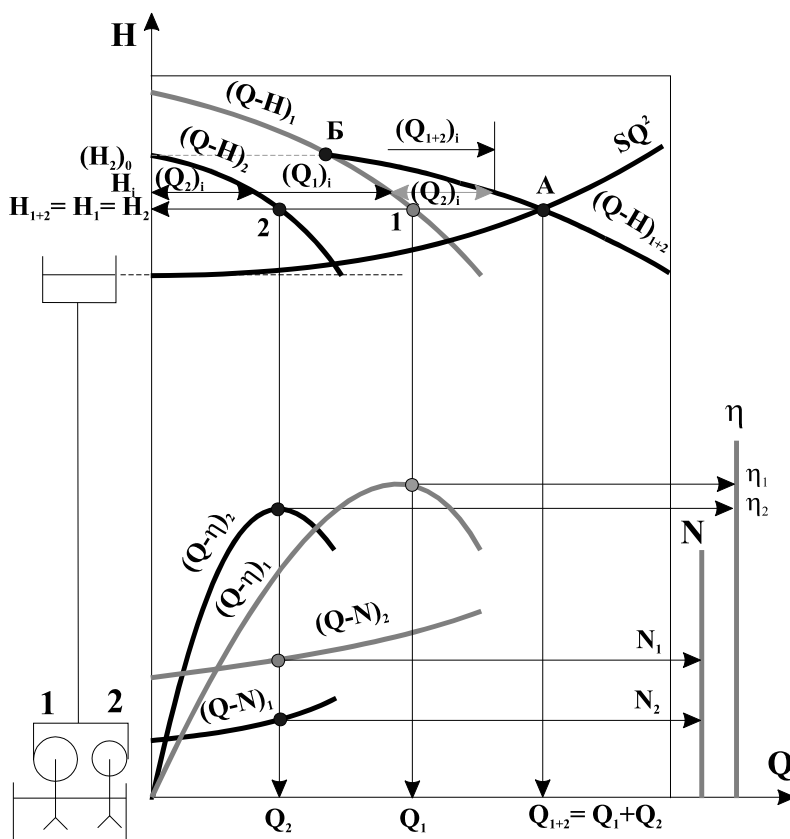


Рисунок 7.2 – Схема паралельної роботи двох різнотипних насосів

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 $(H_2)_0$.

За рисунком 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 закриті 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 самий 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 будуюмо так, як і в попередньому параграфі. Подвоюючи та потроюючи абсциси характеристики $(Q-H)_{1,2,3}$ за рівних напорів отримуємо дві сумарні характеристики насосів.

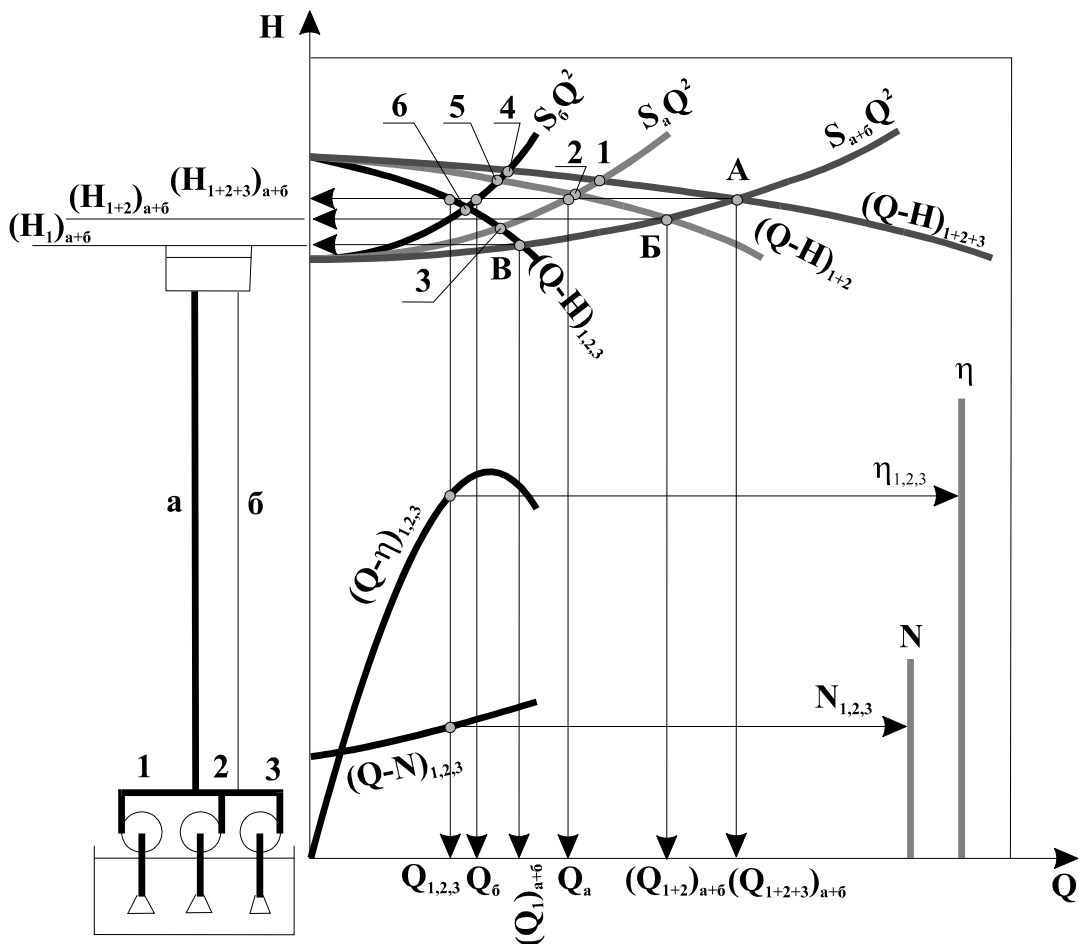


Рисунок 7.3 – Схема роботи трьох однотипних насосів на два різні водоводи

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 захарашувати 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, a). Спочатку, при $H_{геом} < H_0$ насос працює стабільно (наприклад, в точці 1). Якщо водночас витрата рідини, яку відбирає споживач із системи менша, ніж подає насос ($Q_{спожив} < Q_{нас} = Q_1$), 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 $Q_{спожив} < Q_{нас} = Q_2$, 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).

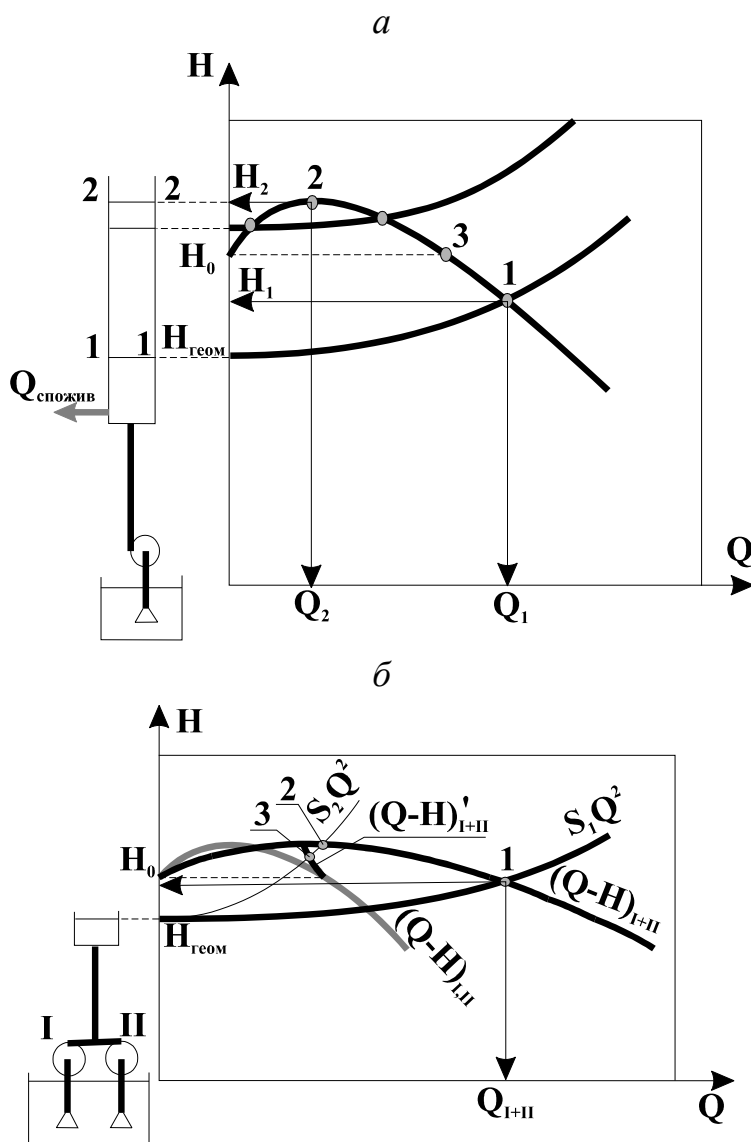


Рисунок 7.4 – Нестійка робота насосів:
a – одного насоса; *б* – двох насосів при паралельній роботі

переходу з однієї 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).

Під час аналізу сумісної паралельної роботи насосів з нестабільними

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. Варто 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

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 .

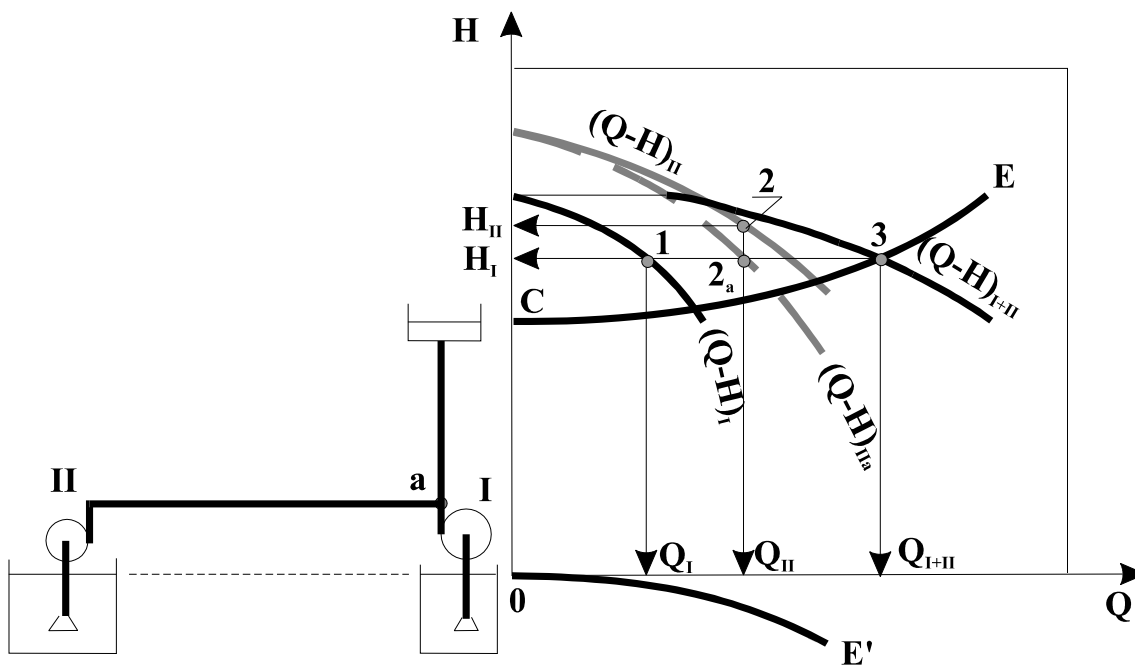


Рисунок 7.5 – Схема роботи насосних станцій, які працюють у паралельному режимі

Сумарну характеристику $(Q-H)_{I+II}$ отримуємо, складаючи абсциси кривих $(Q-H)_I$ і $(Q-H)_{II}$ 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 дозволу 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.

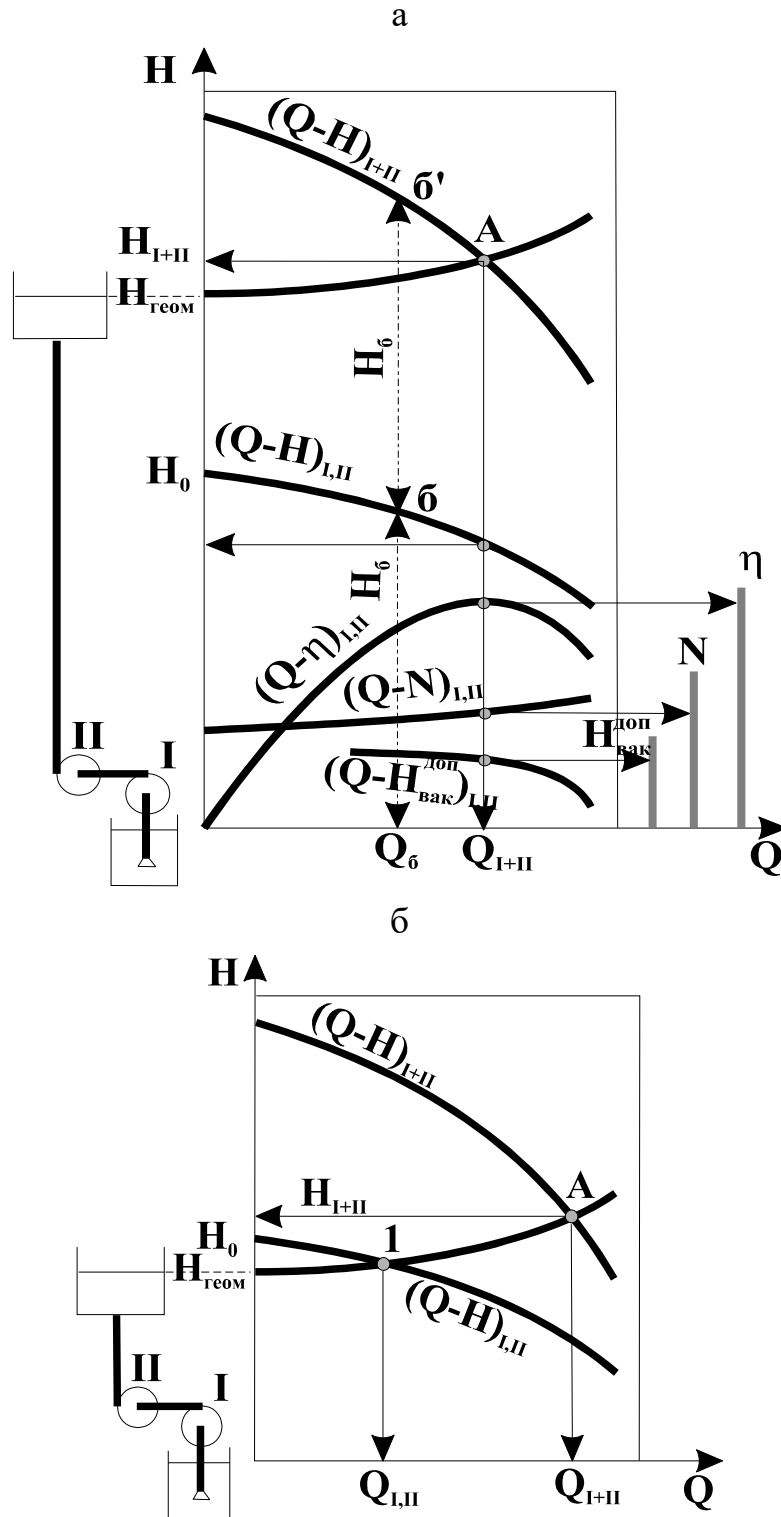


Рисунок 7.6 – Послідовна робота насосів:

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 $H_б$ в точці б при подачі $Q_б$. 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 ($H_{\text{геом}} < H_0$), 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).

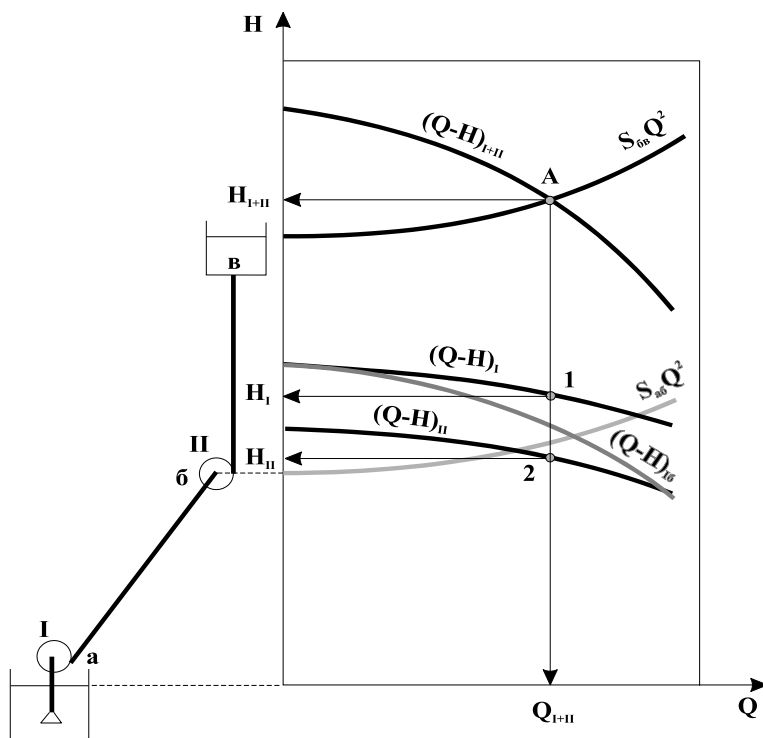


Рисунок 7.7 – Послідовна робота двох насосних станцій

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 б (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 аб, користуючись характеристикою цього трубопроводу (крива $S_{аб}Q^2$). Таким чином отримують характеристику насоса I, приведену до точки б $(Q-H)_{Iб}$. Потім ординати цієї кривої 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).

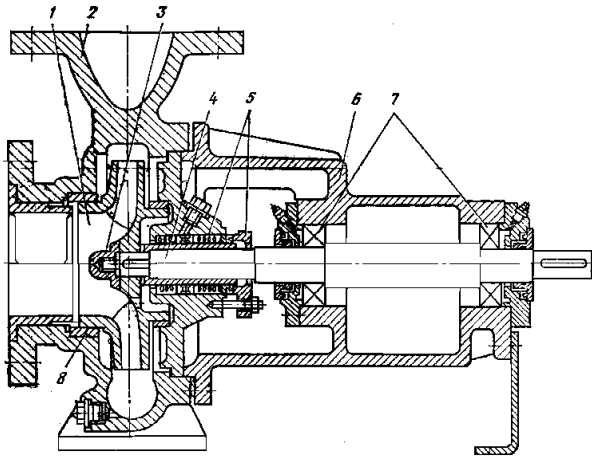


Рисунок 8.1 – Конструкція насоса типу К уніфікованої серії:
 1 – робоче колесо; 2 – корпус; 3 – гайка;
 4 – вал; 5 – сальник; 6 – опорний кронштейн; 7 – підшипники;
 8 – ущільнюоче кільце

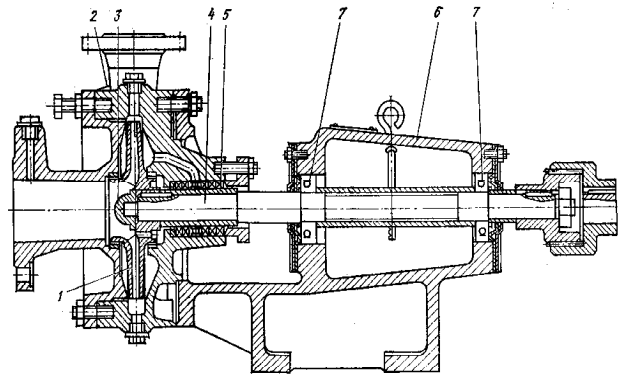


Рисунок 8.2 – Конструкція насоса К «старого типу»
 1 – робоче колесо; 2 – корпус;
 3 – гайка; 4 – вал; 5 – сальник;
 6 – опорний кронштейн;
 7 – підшипники

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

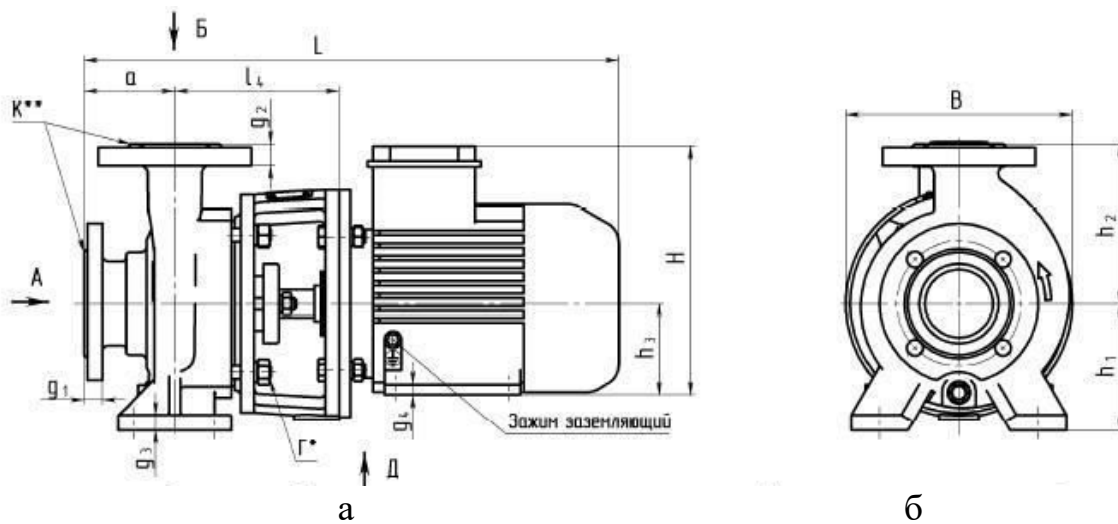


Рисунок 8.3 – Моноблоковий насос типу КМ:
а – повздовжній вид збоку; б – вид спереди

Умовні позначення консольних насосів складаються із букв К або КМ (консольні або консольні моноблокові насоси), двох чисел (перше із них – це величина подачі насоса в м³/год, а друге – напір насоса в метрах; і подача, і напір відповідають найбільшому ККД насоса). Якщо після напору стоїть маленька буква *a, б, в, г*, то це 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 м³/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 патрубка 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 швидкості насоса, зменшеному в 10 разів і округленому. Одним із різновидів моноблочних насосів є, так звані, безопорні насоси. Вони монтуються в трубопроводі на фланцях або на різьбових з'єднаннях, як трубопровідна арматура. На рисунку 8.4 зображена одна із конструкцій безопорного насоса. Такі насоси виготовляє, наприклад, німецька фірма «Грундфос Віло».

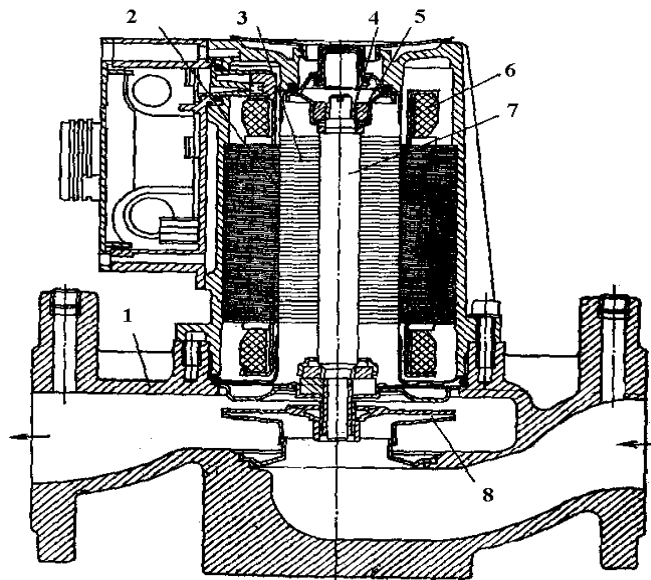


Рисунок 8.4 – Безопорний насос фірми «Грундфос Віло»:
 1 – корпус; 2 – герметизуючий екран; 3 – ротор; 4 – втулка валу; 5 – підшипник;
 6 – статор; 7 – вал; 8 – робоче колесо

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 сталюму 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 проходження 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 напрямом обертання.

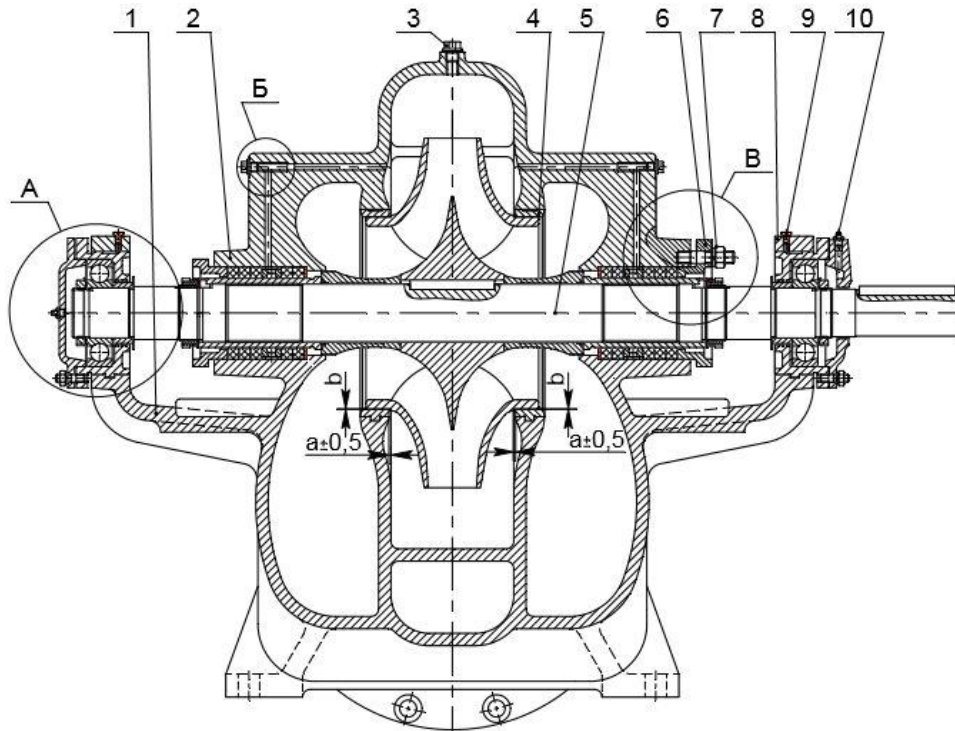


Рисунок 8.5 – Насос типу Д з двобічним підведенням води до робочого колеса:

- 1 – корпус; 2 – кришка корпусу; 3 – пробка;
- 4 – ущільнююче 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 помірному 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 колеса відрізняється від номінальної.

Для систем теплопостачання застосовують насоси двобічного входу типу СЕ. За конструкцією вони близькі до насосів типу Д, але відрізняються тим, що можуть подавати воду з температурою до 180 °С. Для охолодження підшипників і сальників передбачено водяні камери, через які циркулює охолоджувальна вода. Ці насоси мають відносно високий напір (70–160 м). Марка насосів типу СЕ, крім подачі і напору, містить ще і максимальний тиск на вході. Наприклад, марка насоса СЕ 1 250 70-11 розшифровується так: насос для мереж енергетики (в російській мові «сетевой электроприводной») з подачею 1 250 м³/год при напорі 70 м вод. ст. Максимально допустимий тиск на вході в насос – 11 атмосфер.

Насоси двобічного входу виготовляються з електродвигунами (при подачах до 1 600 м³/год) або окремо від двигунів.

8.3 Вертикальні відцентрові насоси для води

Великі одноступеневі консольні вертикальні відцентрові насоси для води застосовуються в заглиблених насосних станціях з метою зменшення їхньої площі і, відповідно, вартості будівлі. Конструкція такого насоса зображена на рисунку 8.6.

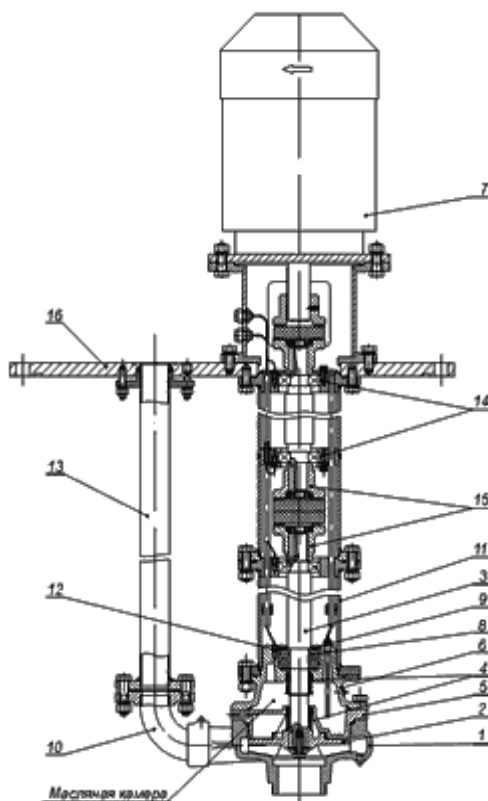


Рисунок 8.6 – Насос вертикальний:

- 1 – корпус насоса, 2 – крильчатка, 3 – вал, 4 – торцеве ущільнення, 5 – корпус ущільнення, 6 – електродвигун, 7 – підшипник дворядний, 8 – поплавковий датчик витоків, 9 – датчик температури, 10 – підвіска, 11 – відвід, 12 – підшипник, 13 – муфта, 14 – опорна плита, 15 – фільтр, 16 – опора двигуна, 17 – фланець під приварювання

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–У3 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 установлюють 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.

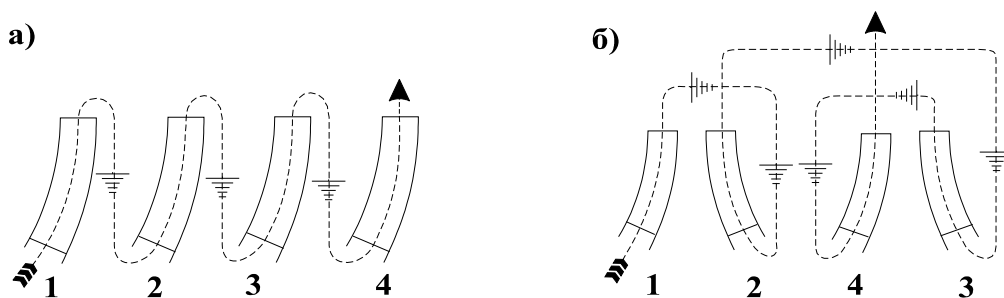


Рисунок 8.7 – Схеми руху рідини в багатоступеневих насосах:
а – в насосах типу ЦНС; б – в насосах типу ЦН

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

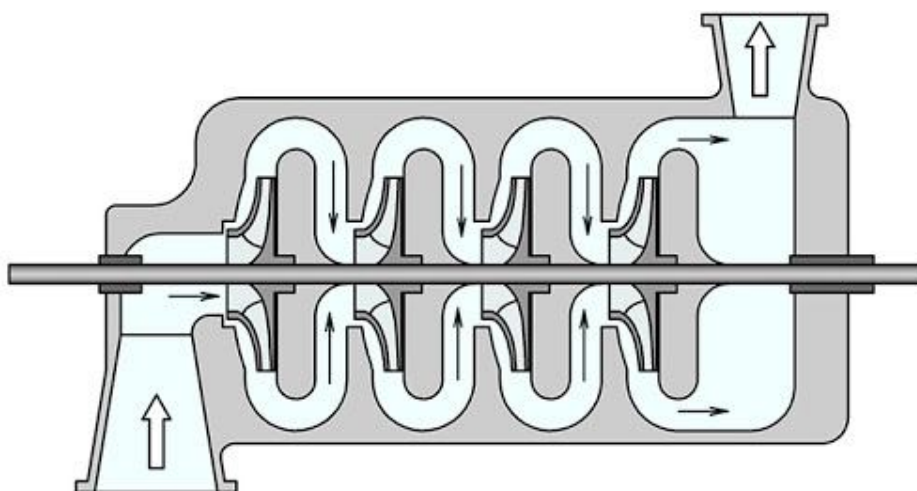


Рисунок 8.8 – Розріз багатоступеневого насоса

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.

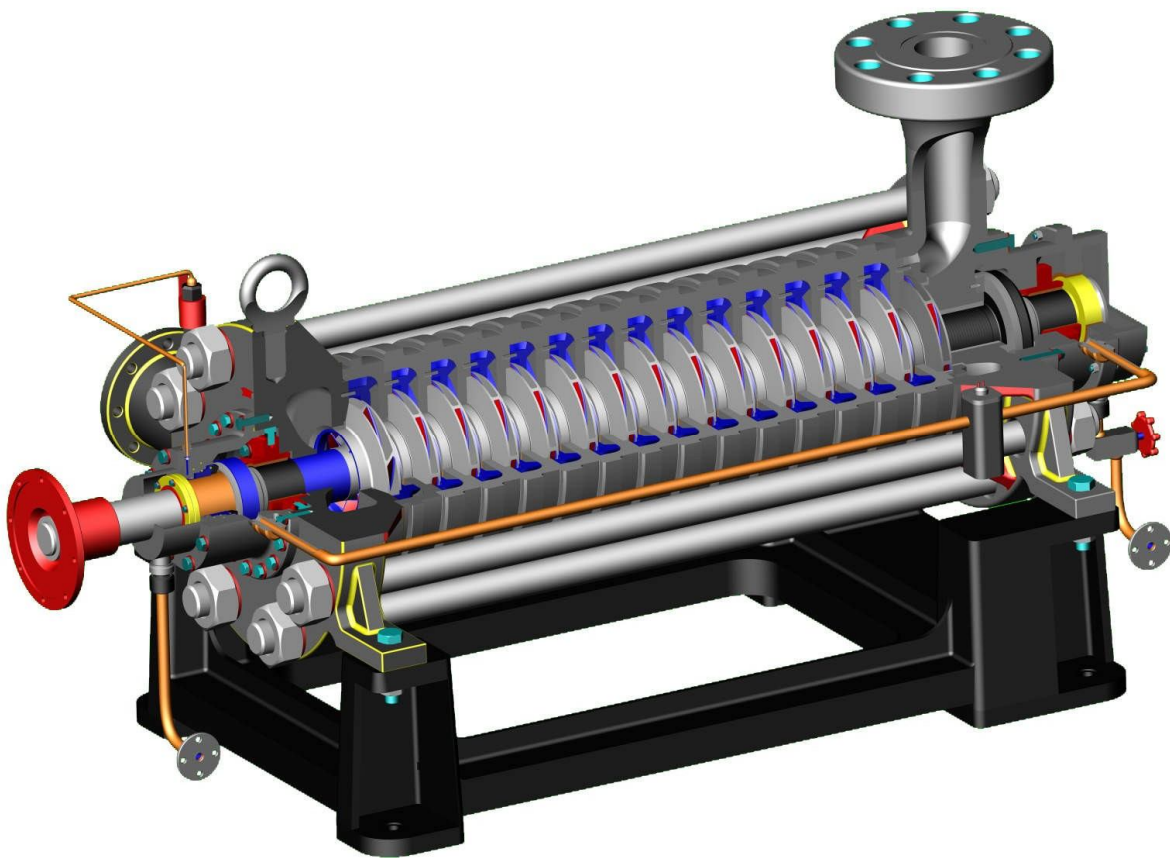


Рисунок 8.9 – Відцентровий насос марки ЦНС

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.

Обертальне 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 патрубка 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 корпусу 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. Накривка (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.

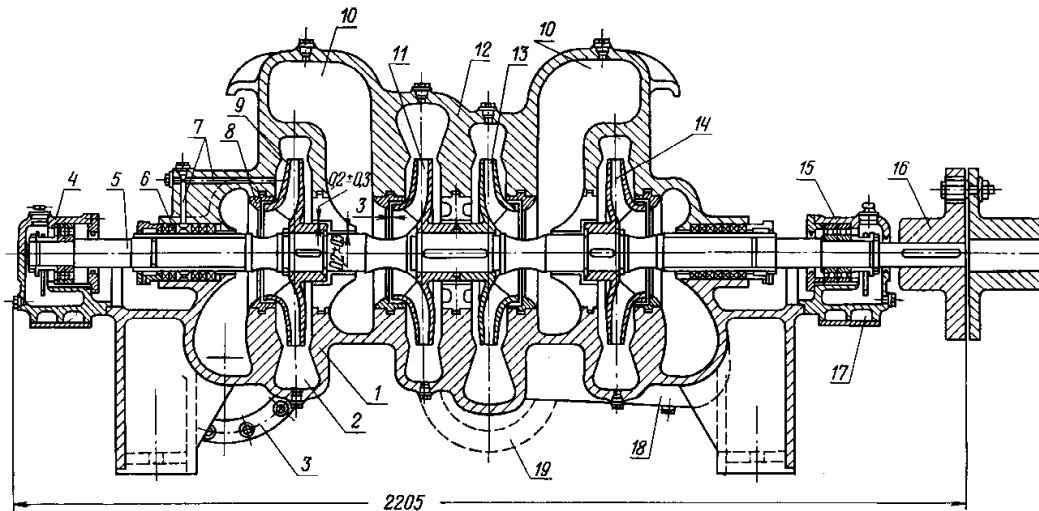


Рисунок 8.10 – Розріз чотирьохступеневого насоса типу ЦН:

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 проміжку 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 зазначено букву а або б, то це означає, що робоче колесо обточене.

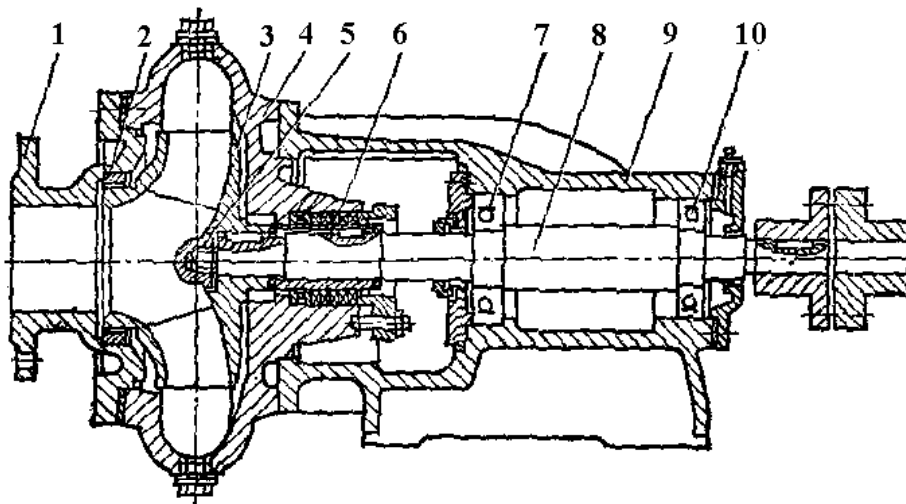


Рисунок 8.11 – Розріз каналізаційного насоса типу СД:

- 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).

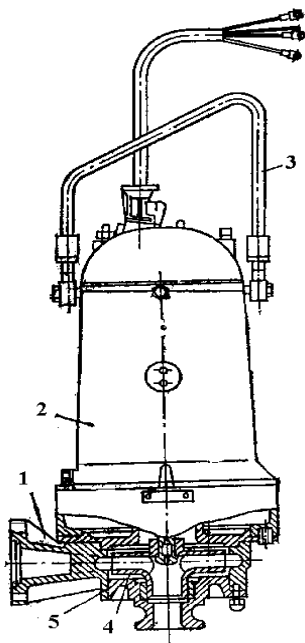


Рисунок 8.12 – Занурений насос ЦМК:
1 – напірний патрубок; 2 – електродвигун;
3 – ручка; 4 – робоче колесо; 5 – корпус

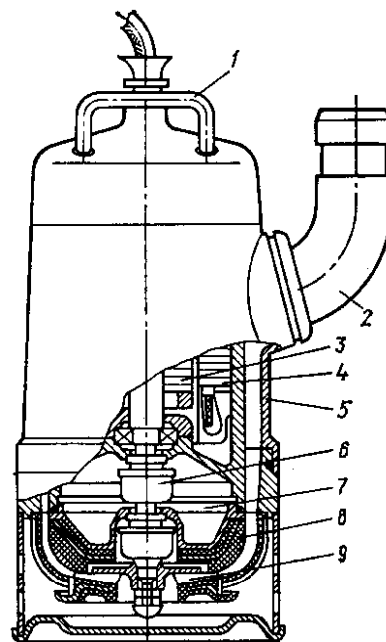


Рисунок 8.13 – Занурений насос ГНОМ:
1 – ручка; 2 – напірний патрубок; 3 – ротор; 4 – статор електродвигуна; 5 – корпус насоса; 6 – торцьове ущільнення; 7 – камера розділення; 8 – прогумований відвід; 9 – робоче колесо

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 м³/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 шламові 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.

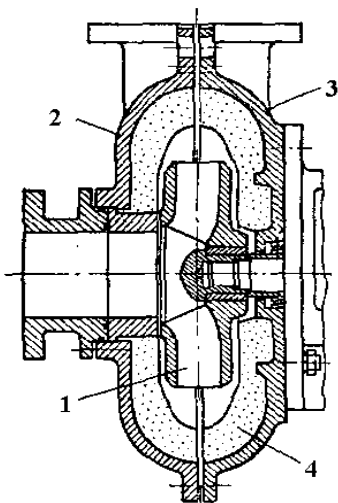


Рисунок 8.14 – Однокорпусний ґрунтовий насос:

1 – робоче колесо; 2 – передня половина корпусу; 3 – задня половина корпусу; 4 – корундове футерування корпусу

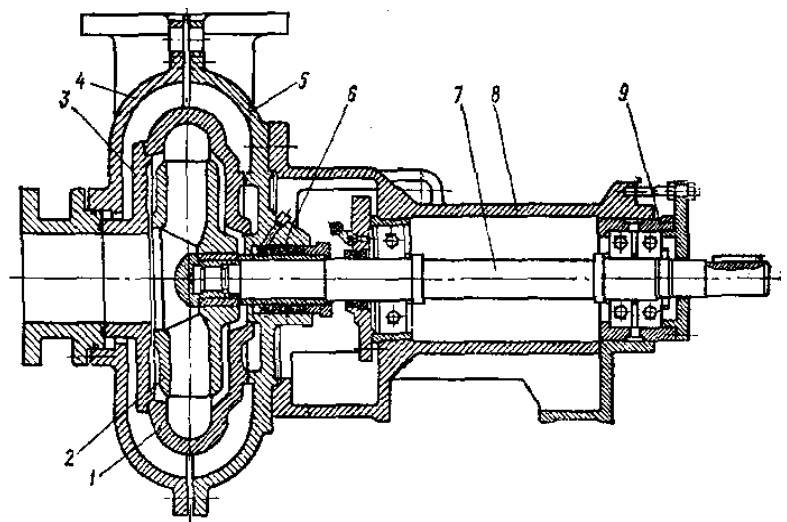


Рисунок 8.15 – Двокорпусний ґрунтовий насос:

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 осевого 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. На сьогодні це найпоширеніший 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.

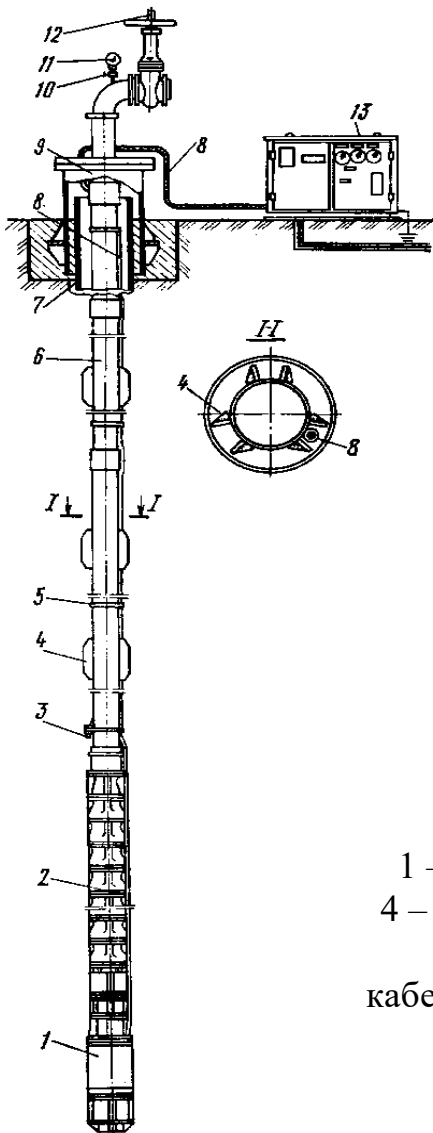


Рисунок 8.16 – Схема установки насоса ЕСВ:
 1 – електродвигун; 2 – насос; 3 – датчик сухого ходу;
 4 – центруюча втулка; 5 – хомут для кріплення кабелю;
 6 – водопідйомна труба; 7 – обсадна труба;
 кабель; 9 – оголовок свердловини; 10 – триходовий кран;
 11 – манометр; 12 – засувка; 13 – шафа системи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

В системах водопостачання та каналізації найчастіше застосовуються турбоповітрорудовки та водокільцеві повітрорудовки.

Турбоповітрорудовки – це відцентрові апарати, принцип дії яких такий же, як і у відцентрових насосах. Головними вузлами таких турбоповітрорудовок є корпус і ротор з одним або кількома робочими колесами. Одноступеневі повітрорудовки створюють напір до 200–300 мм вод. ст. Багатоступеневі повітрорудовки можуть створювати тиск до 0,3 МПа (3 атмосфер). В залежності від величини подачі повітрорудовки 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 повітрорудовок букви означають – турбоповітрорудовка (в російській мові «турбовоздуходувка»), перше число – подача в $\text{нм}^3/\text{хв}$, друге число – тиск, який створює повітрорудовка в $\text{кгс}/\text{см}^2$ (тобто в атмосферах).

На рисунку 9.1 показано розріз турбінної повітрорудовки. Корпус повітрорудовки 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 турбоповітрорудовках значно більша, ніж у відцентрових насосах. Тому для охолодження підшипників потрібно підводити воду. Для створення високої швидкості обертання ротора між електродвигуном і повітрорудовкою часто ставлять редуктор.

Через високі швидкості руху повітря, повітрорудовки, 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 повітрорудовок аналогічні характеристикам лопатевих насосів. Тільки по осі ординат відкладають не напір, а різницю тисків ΔP на виході і вході повітрорудовки.

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

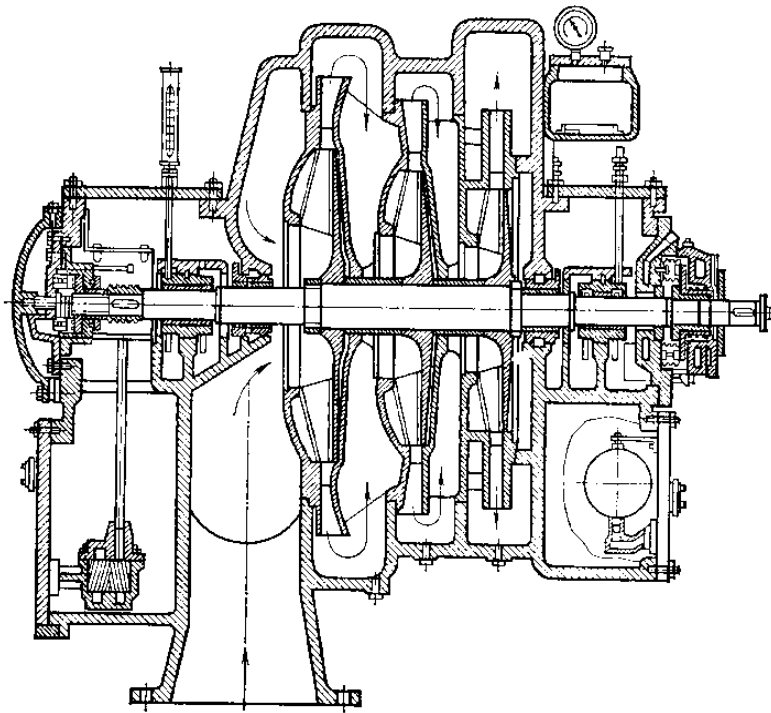


Рисунок 9.1 – Розріз триступеневої турбінної повітродувки

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 повітродувок 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.

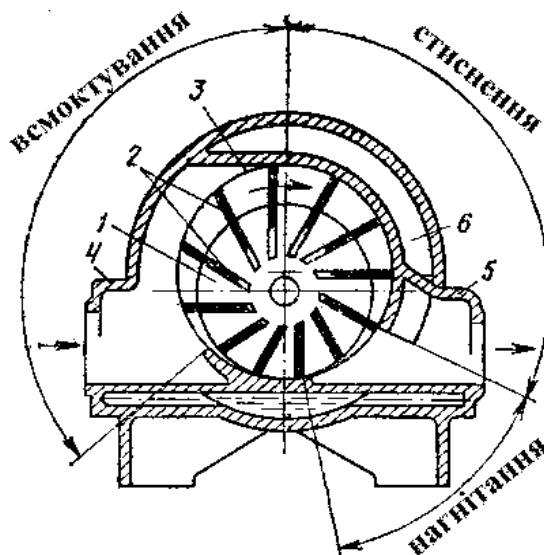


Рисунок 9.2 – Схема ротаційно–пластинчатого компресора:
1 – ротор; 2 – пластини; 3 – корпус; 4 – усмоктуючий патрубок;
5 – напірний патрубок; 6 – контур охолодження

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 трубкою (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.

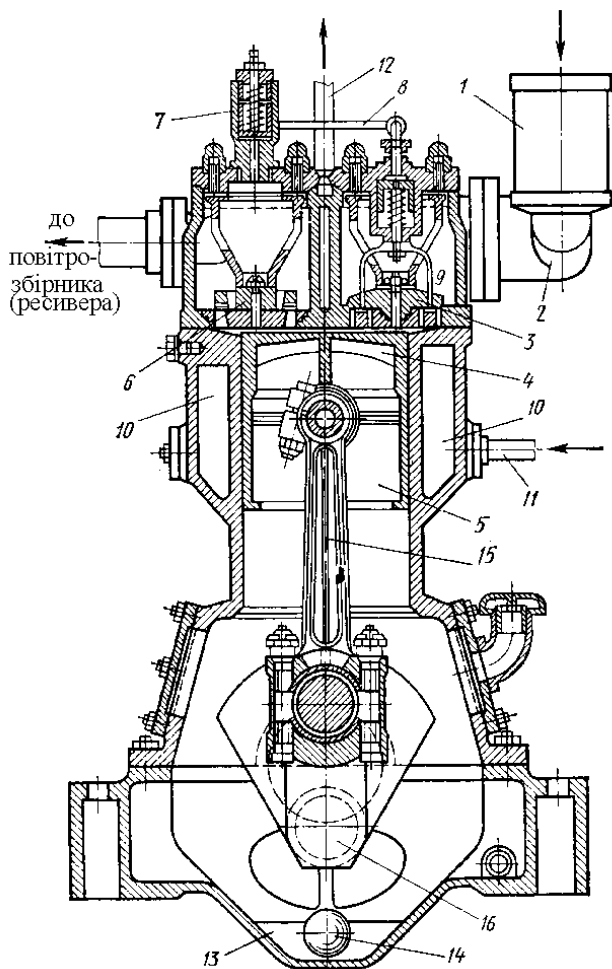


Рисунок 9.3 – Розріз поршневого компресора

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.

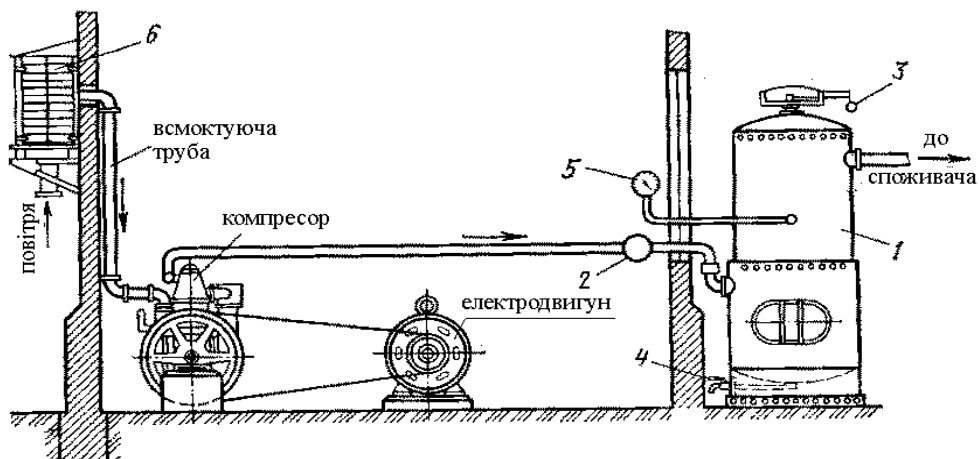


Рисунок 9.4 – Схема установки великого компресора

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

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.

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 ; Харків. 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 ; Харків. 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 однотипных 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. 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.
15. ДБН В.2.5–75:2013 Каналізація. Зовнішні мережі та споруди. Основні положення проектування : «УкрНДІводоканалпроект», розробники: О. Оглобля, Г. Пархомович, О. Буланий та інш. – Київ : Мінрегіон України, 2013. – 128 с.

Навчальне видання

ШЕВЧЕНКО Тамара Олександрівна

ГІДРАВЛІЧНІ ТА АЕРОДИНАМІЧНІ МАШИНИ

КОНСПЕКТ ЛЕКЦІЙ

(для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти всіх форм навчання спеціальності 194 – Гідротехнічне будівництво, водна інженерія та водні технології)

Відповідальний за випуск *Г. І. Благодарна*
За авторською редакцією
Комп'ютерне верстання *Т. О. Шевченко*

План 2021, поз. 67 Л

Підп. до друку 11.10.2021. Формат 60 × 84/16.
Електронне видання. Ум. друк. арк. 5,5.

Видавець і виготовлювач:
Харківський національний університет
міського господарства імені О. М. Бекетова,
вул. Маршала Бажанова, 17, Харків, 61002.
Електронна адреса: office@kname.edu.ua
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи:
ДК № 5328 від 11.04.2017.