

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
Розділ 1 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПО МАШИНАХ ДЛЯ ПОДАЧІ РІДИНИ І ГАЗІВ. ВІДЦЕНТРОВІ НАСОСИ І ВЕНТИЛЯТОРИ. ОСЬОВІ НАСОСИ І ВЕНТИЛЯТОРИ.....	6
1.1 Апарати для подачі води і газів в системі водо- і газопостачання .....	6
1.1.1 Класифікація. Сфери застосування .....	6
1.1.2 Основні положення і визначення.....	8
1.2 Основи теорії відцентрових машин.....	10
1.2.1 Рух рідини (газу) в робочому колесі відцентрової машини.....	10
1.2.2 Подача насоса.....	13
1.2.3 Головне рівняння відцентрового насоса. Теоретичний напір....	14
1.3 Відцентрові насоси. Схема будови та принцип дії.....	16
1.4 Відцентрові вентилятори і компресори.....	21
1.4.1 Відцентрові вентилятори.....	21
1.4.2 Відцентрові компресори.....	34
1.5 Основи теорії осьових машин.....	34
1.6 Характеристики і регулювання продуктивності осьових машин.....	39
1.7 Конструкції осьових насосів, вентиляторів і осьових компресорів.....	41
1.7.1 Конструкції осьових насосів, вентиляторів.....	41
1.7.2 Осьові компресори.....	47
Розділ 2 ОБ'ЄМНО ПОРШНЕВІ І РОТОРНІ НАСОСИ І КОМПРЕСОРНІ МАШИНИ.....	54
2.1 Поршневі насоси і компресори.....	54
2.1.1 Плунжерні насоси.....	58
2.1.2 Шестеренчасті насоси.....	60
2.1.3 Пластинчасті насоси.....	62
2.1.4 Поршневі компресори.....	64
2.2 Роторні насоси.....	70
2.2.1 Радіальні роторно-поршневі насоси.....	70
2.2.2 Аксіальні роторно-поршневі насоси.....	72
2.3 Використання повітродувних машин на підприємствах чорної металургії.....	75
Розділ 3 РОБОТА НАСОСІВ ТА ПОВІТРОДУВНИХ МАШИН.....	78
3.1 Паралельна та послідовна робота насосів та повітродувних машин.....	78
3.1.1 Паралельна робота насосів.....	78

3.1.2	Послідовна робота насосів.....	82
3.2.	Регулювання роботи повітродувних машин.....	84
3.3	Методи регулювання роботи насосів.....	87
Розділ 4 НАСОСНІ СТАНЦІЇ ВОДОПОСТАЧАННЯ І ВОДОВІДВЕДЕННЯ. ТЕХНІКО - ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ ЇХ РОБОТИ.....		91
4.1	Класифікація водопровідних насосних станцій.....	91
4.2	Продуктивність та напір станцій 1-го і 2-го підйому.....	92
4.2.1	Визначення продуктивності і напору водопровідних насосних станцій першого підйому.....	92
4.2.2	Визначення продуктивності і напору насосів водопровідної станції другого підйому.....	94
4.3	Насосні станції перекачки активного мулу,шламів.....	99
4.4	Техніко-економічні показники роботи насосних станцій.....	100
Розділ 5 ПРАКТИЧНІ РОБОТИ.....		103
5.1	Вибір та розрахунок насосів та вентиляторів.....	103
5.2	Вибір та розрахунок компресору.....	105
5.2.1	Розрахунок впливу зміни опору та температури на усмоктуванні компресора на його показники роботи.....	105
5.2.2	Вибір потужності електродвигуна компресору по часу нагріву обмотки та часу пуску і зупинки електродвигуна.....	106
5.3	Розрахунок роботи насосів в мережі.....	109
5.3.1	Гідравлічний розрахунок напірних трубопроводів.....	109
5.3.2	Розрахунок насосної установки.....	113
Розділ 6 ЛАБОРАТОРНИЙ ПРАКТИКУМ.....		117
6.1	Лабораторна робота № 1 «Вивчення способів заливання та спускання відцентрових насосів».....	117
6.2	Лабораторна робота № 2 «Дослідження роботи відцентрових насосів з однаковими характеристиками при паралельній роботі».....	125
6.3	Лабораторна робота № 3 «Дослідження роботи відцентрових насосів з однаковими характеристиками при послідовній роботі».....	131
6.4	Лабораторна робота № 4 «Кавітаційні випробування лопатного насосу».....	136
Розділ 7 САМОСТІЙНА РОБОТА.....		141
ЛІТЕРАТУРА.....		142

## ВСТУП

Раціональне використання водних ресурсів і охорона навколишнього середовища визначають напрямок розвитку систем водопостачання і водовідведення.

Насосні станції систем водопостачання та водовідведення є складним комплексом споруд і устаткування, що забезпечують водоподачу або водовідведення відповідно до потреб споживача.

Склад споруд, конструктивні особливості насосної станції тип і число основного і допоміжного обладнання визначається з урахуванням призначення насосної станції та технологічними вимогами до неї.

Повітродувні станції - комплекс систем і устаткування, що забезпечує стисненим повітрям (газом) технологічні процеси. Призначення повітродувної станції - це забезпечити споживачів стисненим повітрям (газом) заданою продуктивністю, напором і тиском. Розрахунок трубопроводів різного призначення, підбір компресорів і вентиляторів та іншого обладнання засновані на знанні законів і положень гідравліки і аеродинаміки.

У навчальному посібнику наведені основні види насосів, вентиляторів та компресорів, які знайшли своє застосування в металургійній промисловості, будівництві та в побутовому використанні.

Метою вивчення дисципліни є підготовка фахівця, який володітиме знаннями, пов'язаними з вирішенням питань розрахунків, проектування та експлуатації насосних і повітродувних станцій у галузі водопостачання та водовідведення.

Навчальна дисципліна «Повітродувні та насосні станції» продовжує інженерну підготовку студента і базується на знаннях, отриманих при вивченні дисциплін «Фізика», «Хімія», «Техноекологія», «Екологічна безпека» та ін.

# Розділ 1 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПО МАШИНАХ ДЛЯ ПОДАЧІ РІДИНИ І ГАЗІВ. ВІДЦЕНТРОВІ НАСОСИ І ВЕНТИЛЯТОРИ. ОСЬОВІ НАСОСИ І ВЕНТИЛЯТОРИ

## 1.1 Апарати для подачі води і газів в системі водо- і газопостачання

### 1.1.1 Класифікація. Сфери застосування

*Насоси* являють собою гідравлічні машини, призначені для переміщення рідин під тиском. Перетворюючи механічну енергію приводного двигуна в механічну енергію руху рідини, насоси піднімають рідину на певну висоту, подають її на необхідну відстань у горизонтальній площині або змушують циркулювати в будь-якій замкненій системі.

Виконуючи одну або кілька згаданих функцій, насоси будь-якому випадку входять до складу обладнання насосної станції, принципова схема якої стосовно до умов водопостачання і каналізації. У цій схемою для приводу насоса використовується електродвигун, підключений до електричної мережі. Вода або інша робоча рідина забирається насосом з нижнього басейну і перекачується по напірному трубопроводу у верхній басейн за рахунок перетворення енергії двигуна в енергію рідини. Енергія рідини, що пройшла через насос, завжди більше, ніж енергія перед насосом.

Відповідно до ГОСТ 17398-72 «Насоси. Терміни й визначення» насоси підрозділяються на дві групи: динамічні та об'ємні. Цей документ передбачає єдину термінологію й визначення для всіх видів насосів.

У динамічних насосах рідина рухається під силовим впливом у камері постійного об'єму, що сполучені з пристроями, що відводять або підводять рідину.

*За видами сил, що діють на рідке середовище*, динамічні насоси поділяють на лопатеві, електромагнітні і насоси тертя. Робота лопатевих насосів заснована на силовій взаємодії лопат робочого колеса з потоком рідини, що обтікає їх. До лопатевих насосів відносять відцентрові та осьові насоси. В електромагнітних насосах рідке середовище переміщується під впливом електромагнітних сил. У насосах тертя та інерції переміщення рідини здійснюється силами тертя та інерції. У цю групу входять шнекові, вихрові, лабіринтові, черв'ячні та струминеві насоси. До цієї групи також відносять водоповітряні підйомники, які застосовують в системах водопостачання.

Принцип дії *об'ємних насосів* заснований на витисненні рідини з камери за рахунок зменшення її об'єму. Зміна об'єму камери може здійснюватися за рахунок зворотньо-поступального або обертового руху робочого органа насоса. Об'ємні насоси підрозділяються на поршневі й роторні.

Динамічні й об'ємні насоси класифікують по загальних конструктивних ознаках:

*по напрямку осі розташування, обертання або руху робочих органів* — горизонтальний і вертикальний насоси;

**по розташуванню робочих органів і конструкцій опор** — консольний і моноблочний насоси, насос із зовнішніми (виносними) і внутрішніми опорами;

**по розташуванню входу в насос** — насоси з бічним і осьовим входом, насос двостороннього входу;

**по числу ступенів і потоків** — одноступінчастий, двоступінчастий, багатоступінчастий насоси, однопотоковий, двопотоковий, багатопотоковий насоси;

**по конструкції та виду роз'єму корпусу** — секційний насос, насоси з торцевим і осьовим роз'ємом, двокорпусний насос, насос із захисним корпусом, футерований насос;

**по розташуванню насоса** — заглибний, свердловинний насоси та насос із трансмісійним валом;

**за умовами експлуатації** — оборотний, реверсивний, регульований, дозувальний і ручний насоси;

**за умовами усмоктування** — самоусмоктувальний насос, насос із попередньо включеним ступенем, насос із попередньо включеним колесом;

**за взаємодією насоса з навколишнім середовищем** — герметичний, вибухозахищений, малошумний, маломагнітний і ударостійкі насоси;

**За місцем установки** — стаціонарний, пересувний і вбудований насоси.

У системах водопостачання і водвідведення найчастіше використовують не насоси, а насосні агрегати або насосні установки. **Насосний агрегат** складається з насоса та двигуна, з'єднаних між собою, а **насосна установка** — це насосний агрегат з комплектом устаткування.

**За родом приводу** розрізняють електронасосний, турбонасосний, дизельнасосний, мотонасосний, гідроприводний і пневмоприводний насосні агрегати.

**За конструктивним об'єднанням насоса із приводом** існують електронасоси, турбонасоси, парові та гідроприводні насоси, пневмонасоси. Насосні агрегати можуть бути регульованими, дозувальними і синхродозуючими.

**Вентилятор** представляє собою механічне обладнання, що створює необхідний перепад тиску на вході і виході з метою безперервного переміщення будь-якого газу.

**За конструкцією та принципом дії вентилятори поділяють на:**

- осьові (аксіальні);
- радіальні (відцентрові);
- діаметральні (тангенціальні).

**Залежно від величини повного тиску, який вони створюють при переміщенні повітря, вентилятори бувають:**

- низького тиску (до 1 кПа);
- середнього тиску (до 3 кПа);
- високого тиску (до 12 кПа).

**Залежно від складу середовища, що переміщується, та умов експлуатації вентилятори підрозділяються на:**

- звичайні для повітря (газів) з температурою до 80 °С;
- корозійностійкі для корозійного середовища;
- термостійкі для повітря з температурою до 200 °С;
- вибухобезпечні для вибухонебезпечних середовищ;
- пилові для запиленого повітря (тверді домішки в кількості більш 100 мг/м<sup>3</sup>).

**За способом з'єднання крильчатки вентилятора та електродвигуна вентилятори можуть бути:**

- з безпосереднім зєднанням з електродвигуном;
- із клиноремінною передачею.

**За місцем встановлення вентилятори ділять на:**

- звичайні, вентилятори, що встановлюються на спеціальній опорі (рамі, фундаменти і т.д.);
- каналні, вентилятори, що встановлюються безпосередньо у повітроводі;
- дахові, розташовувані на покрівлі.

**Радіальні вентилятори** — дозволяють забезпечити найрізноманітніші проекти припливно-витяжної вентиляції, розраховані на робочий тиск і витрату широкого спектра. Дана продукція виготовляється у виконаннях, що дозволяють її застосування в складних агресивних і вибухонебезпечних середовищах.

**Канальні вентилятори** для круглих і прямокутних каналів — застосування даної продукції дозволяє заощаджувати місце й забезпечити зручність обслуговування елементів систем вентиляції, а також легко й швидко їх монтувати. Усі вентилятори мають високоякісні двигуни із зовнішнім ротором, з малою споживаною потужністю та більшим ресурсом експлуатації.

**Осьові вентилятори** — найпростіший спосіб забезпечення вентиляції. Широко використовуються в промислових, сільськогосподарських і інших будинках.

### 1.1.2 Основні положення і визначення

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 м<sup>3</sup>/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]:

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

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

$$[P] = \frac{\text{енергія}}{[\text{об'єм}]} = \frac{\text{Н}\cdot\text{м}}{\text{м}^3} = \frac{\text{Н}}{\text{м}^2} = \text{Па}, \quad (1.2)$$

$$P = \rho \cdot g \cdot h, \quad (1.3)$$

де  $\rho$  - густина рідини, що перекачується,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;  
 $g$  - прискорення сили тяжіння,  $\text{м}^2/\text{с}$   
 $h$  - висота підйому рідини, м.

**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:

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

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

де  $Q$  – витрата рідини, що перекачується,  $\text{м}^3/\text{с}$ .

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

$$\eta = \frac{N_{\text{корисн}}}{N_{\text{валу}}}, \quad (1.6)$$

де  $N_{\text{корисн}}$  – корисна потужність насоса, Вт;  
 $N_{\text{валу}}$  – потужність на валу насоса, Вт.

**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:

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

де  $P_{\text{атм}}$  – атмосферний тиск, Па;  
 $P_{\text{вхід}}$  – тиск рідини на вході в насос, Па.

## 1.2 Основи теорії відцентрових машин

### 1.2.1 Рух рідини (газу) в робочому колесі відцентрової машини

Робоче колесо відцентрової машини є його основним робочим органом, тому кінематичні характеристики рідини, яка рухається через робоче колесо, значно впливають на енергетичні параметри насоса (вентилятора).

Рідина всередині міжлопасного 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 або газ здійснює відносний рух). Відповідно розрізняють такі види швидкостей руху частинок рідини (газу) в робочому колесі відцентрової машини:

- швидкість переносного руху (окільна швидкість);
- швидкість відносного руху;
- швидкість абсолютного руху, яка є сумою векторів переносної та відносної швидкостей

$$(\vec{v} = \vec{u} + \vec{w}), \quad (1.8)$$

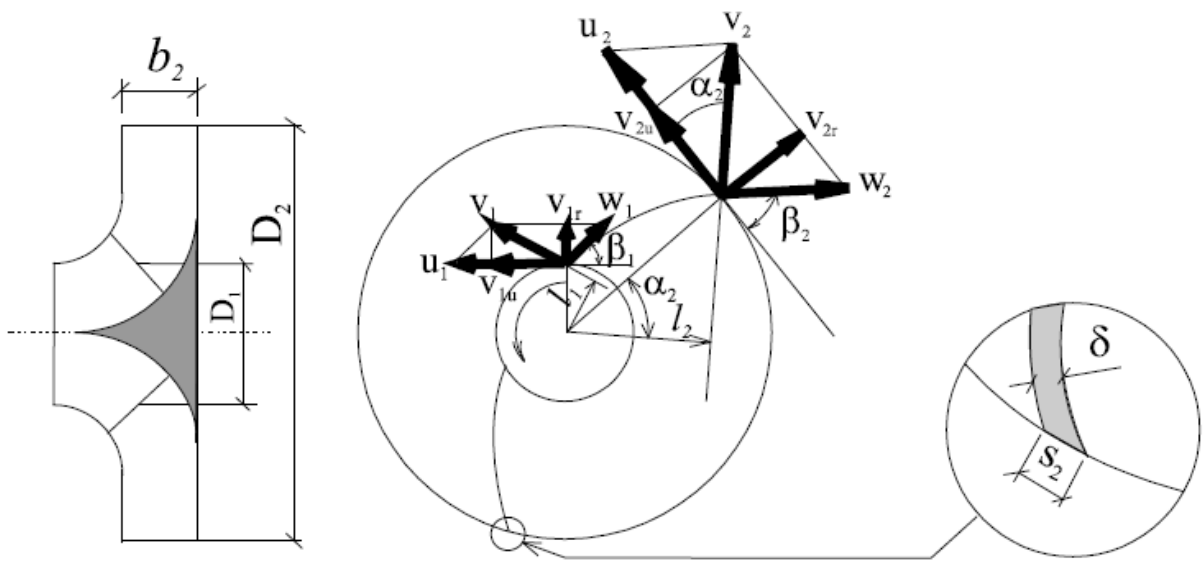
де  $u$  – швидкість переносного руху, м/с;  
 $w$  – швидкість відносного руху, м/с;  
 $v$  – швидкість абсолютного руху, м/с

Схема розподілу швидкостей на робочому колесі відцентрової машини наведена на рис. 1.1.

В основу теоретичного уявлення про сталий рух потоку рідини або газу через робоче колесо відцентрової машини покладено гіпотезу про дійсний рух. Згідно з цією гіпотезою, кожна частинка рідини або газу всередині



міжлопасного каналу рухається **за 11в.11кторія11**, форма якої співпадає з кривою обрису лопатки. Але такий рух можливий тільки в тому випадку, коли міжлопасні канали будуть безкінечно тонкими, що відповідає безкінечно великій кількості безкінечно тонких лопаток. Зрозуміло, що практично це нездійсненно. Але, якщо міжлопасні канали мають велику довжину в порівнянні з їх поперечними розмірами, то, в цілому, **11в.11кторія** руху частинок рідини (газу) в таких каналах буде приблизно відповідати формі цих каналів (тобто формі лопаток). Це і є підставою для прийняття гіпотези про дійсний рух.



$v_{1,2u}$  – величина проекції абсолютної швидкості руху рідини на вході та на виході рідини;  $\alpha_{1,2}$  – кут між напрямками абсолютної та відносної швидкостей на вході та на виході рідини;  $\beta_1, \beta_2$  – робочий кут лопатки відповідно на вході та на виході рідини;  $D_{1,2}$  – діаметри робочого колеса відповідно на вході та на виході рідини;  $S_2$  – товщина лопатки в циліндричному перерізі, що розглядається;  $\delta$  – товщина лопатки.

Рисунок 1.1 – Схема розподілу швидкостей на робочому колесі відцентрової машини

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

$$u = \omega \cdot r = \frac{2\pi n r}{60}, \quad (1.9)$$

де  $\omega$  – кутова швидкість колеса, м/с;

$n$  – кількість обертів колеса за хвилину, об/12в..

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

$$u_1 = \frac{2\pi n r_1}{60}, \quad (1.9)$$

а при виході:

$$u_2 = \frac{2\pi n r_2}{60}, \quad (1.10)$$

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

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

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

$\alpha$  – кут між напрямками абсолютної та відносної швидкостей.

$\beta$  – робочий кут лопатки. Це кут між вектором відносної швидкості та напрямком, протилежним переносній швидкості.

$V_r$  – проекція абсолютної швидкості на напрямок радіусу:

$$V_r = V \cdot \sin \alpha, \quad (1.11)$$

де  $V_u$  – проекція абсолютної швидкості на напрямок окільної швидкості:

$$V_u = V \cdot \cos \alpha. \quad (1.12)$$

Із паралелограма швидкостей (рис. 1.1), проекція відносної швидкості на напрямок радіуса  $W_r$  дорівнює відповідній проекції абсолютної швидкості:

$$W_r = V_r = V \cdot \sin \alpha . \quad (1.13)$$

### 1.2.2 Подача насоса

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

$$Q_{\text{теор.}\infty} = 2\pi r_2 b_2 V_{2r} = 2\pi r_2 b_2 V_2 \sin \alpha_2, \quad (1.14)$$

де  $b_2$  – ширина робочого колеса (відстань між дисками див. рис. 1.1) на виході, м;

$V_{2r}$  – проекція абсолютної швидкості на напрямок радіусу на виході, м/с;

$r_2$  – радіуси робочого колеса відповідно на виході та на виході рідини, м;

$\alpha_2$  – кут між напрямками абсолютної та відносної швидкостей на виході, град.

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

$$Q'_{\text{теор}} = \psi_2 \pi d_2 b_2 V_{2r}, \quad (1.15)$$

де  $\psi_2$  – коефіцієнт стиснення потоку лопатками на виході із робочого колеса;

$d_2$  – зовнішній діаметр робочого колеса.

$$\psi_2 = \frac{\pi d_2 b_2 - z b_2 s_2}{\pi d_2 b_2} = 1 - \frac{z s_2}{\pi d_2 b_2}, \quad (1.16)$$

де  $z$  – кількість лопаток;

$\delta_2$  – товщина лопатки на виході із робочого колеса;

$s_2 = \delta_2 / \sin \beta_2$  – товщина лопатки в циліндричному перерізі, що розглядається;

$\beta_2$ - робочий кут лопатки на виході із колеса.

Для більшості насосів  $\psi_2$  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:

$$Q_{\text{факт}} = Q'_{\text{теор}} \cdot \eta_{\text{об}}, \quad (1.17)$$

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

### 1.2.3 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, дорівнює:

$$M_1 = \rho \cdot Q_{\text{теор}} \cdot V_1 \cdot l_1, \quad (1.18)$$

де  $V_1$  - абсолютна швидкість руху рідини на вході в робоче колесо насоса;  
 $l_1$  - плече вектора  $V_1$  відносно осі обертання робочого колеса (рис. 1.1).

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

$$M_2 = \rho \cdot Q_{\text{теор}} \cdot V_2 \cdot l_2, \quad (1.19)$$

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:

$$M = M_2 - M_1 = \rho \cdot Q_{\text{теор}} \cdot (V_2 l_2 - V_1 l_1), \quad (1.20)$$

За рис. 1.1

$$l_2 = r_2 \cos \alpha_2, \quad (1.21)$$

Та

$$l_1 = r_1 \cos \alpha_1, \quad (1.22)$$

Тоді

$$M = \rho \cdot Q_{\text{теор}} \cdot (V_2 r_2 \cos \alpha_2 - V_1 r_1 \cos \alpha_1), \quad (1.23)$$

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

$$\begin{aligned} M\omega &= \rho \cdot Q_{\text{теор}} \cdot (V_2 \cdot r_2 \cdot \omega \cdot \cos \alpha_2 - V_1 \cdot r_1 \cdot \omega \cdot \cos \alpha_1) = \\ &= \rho \cdot Q_{\text{теор}} \cdot (u_2 V_2 - u_1 V_1), \end{aligned} \quad (1.24)$$

де  $M\omega$  – це потужність, витрачена на передачу енергії рідини, Вт.

Відомо, що ця потужність дорівнює:

$$M\omega = H_{\text{теор}\infty} \cdot Q_{\text{теор}} \rho \cdot g, \quad (1.25)$$

Тоді

$$H_{\text{теор}\infty} \cdot Q_{\text{теор}} \rho \cdot g = \rho \cdot Q_{\text{теор}} \cdot (u_2 V_{2u} - u_1 V_{1u}), \quad (1.26)$$

$$H_{\text{теор}\infty} = \frac{u_2 V_{2u} - u_1 V_{1u}}{g} \quad (1.27)$$

Ця залежність була відкрита в середині XVIII століття Леонардом Ейлером і називається *рівнянням Ейлера*, або *головним рівнянням лопатного 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  $\alpha_2$ . Одночасно величина проекції абсолютної швидкості руху рідини (газу) 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 машини буде дорівнювати нулю (при  $\alpha_2 = 0$ ,  $\sin 0 = 0$ ). Тому під час конструювання відцентрових машин найчастіше приймають  $\alpha_2 = 8 - 12^\circ$ ;

- при незмінних параметрах потоку на виході із робочого колеса напір відцентрової машини 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 (вентиляторів) 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 машин і створюються так, щоб при розрахунковій подачі насоса (вентилятора) забезпечувався радіальний вхід рідини (газу) в робоче колесо. У такому випадку рідина (газ) підводиться до робочого колеса без попереднього закручування. До того ж головне рівняння відцентрової машини набуває такого вигляду:

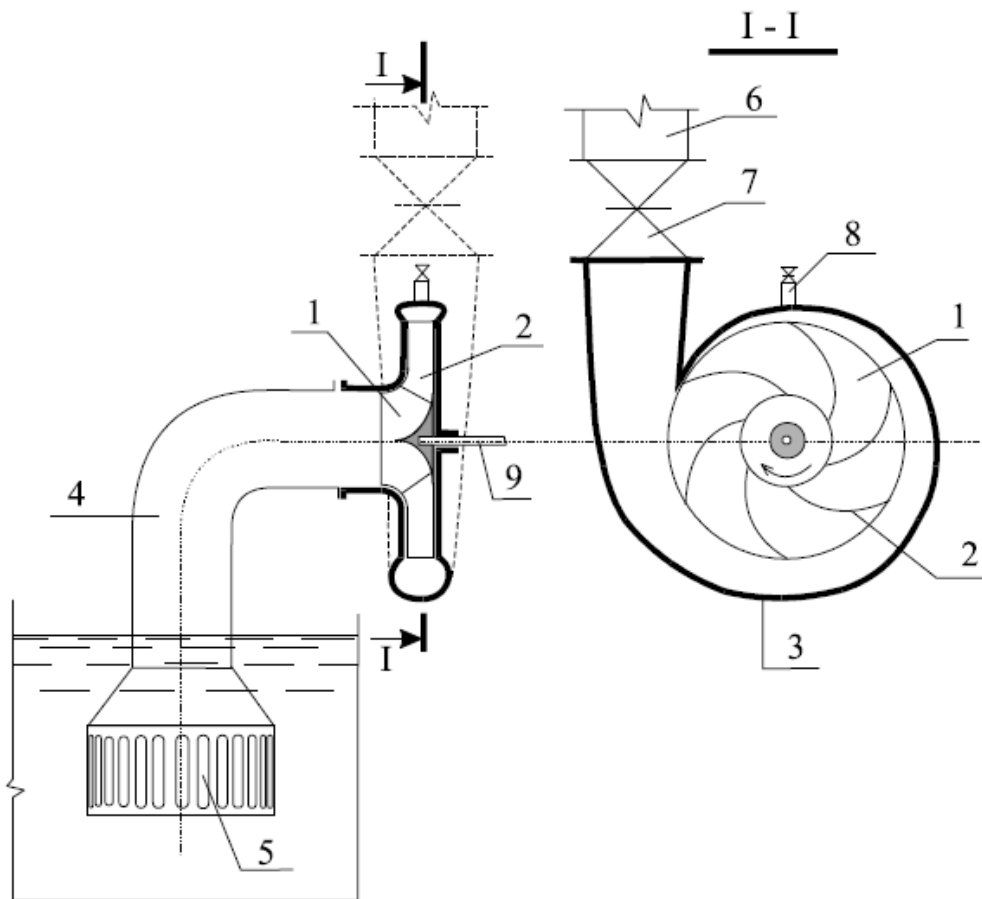
$$H_{\text{теор}\infty} = \frac{u_2 V_2 \cos \alpha_2}{g} = \frac{u_2 V_{2u}}{g} \quad (1.28)$$

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

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

Головним робочим органом насоса є *робоче колесо* 1 (рис. 1.2), 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 (лопасті) 2.



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

Рисунок 1.2 – Схема будови відцентрового насосу

Лопатки 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, міжлопасні канали колеса.

Корпус насоса слугує для об'єднання вузлів і деталей насоса. Корпус насоса може бути з осьовим і торцевим роз'ємом.

Підвід повинен забезпечувати підведення рідини в робоче колесо насоса з найменшими гідравлічними втратами, а також рівномірний розподіл швидкостей по перетину.

Основні форми підводу:

**прямоточний конфузор.** Гідравлічний опір конфузора малий, він задовольняє всім вимогам, що висуваються до підводів. Конструктивно не

завжди зручний, тому що збільшує розміри насоса. При застосуванні прямоточного конфузору насос називається насосом з осьовим підведенням;

**кільцевий підвід** (рис. 1.3,а) являє собою кільцевий канал постійного перерізу, розташований по окружності входу в робоче колесо. Цей канал з'єднаний з вхідним патрубком насоса, розташованим збоку перпендикулярно до осі. Кільцевий підвід характеризується найбільшим гідравлічним опором, але забезпечує компактність насоса. Кільцевий підвід застосовується в багатоступеневих насосах секційного типу в якості підводу першого ступеню. Насоси з кільцевим підводом - це насоси з бічним входом;

**спіральний підвід** (рис. 1.3,б) являє собою спіральний канал, розташований по окружності входу в робоче колесо. Осьові перерізи каналу поступово збільшуються. При використанні цього підводу порушення осьової симетрії потоку у входу в робоче колесо значно менше, ніж при кільцевому підводі. Спіральний підвід широко застосовується в насосах двостороннього входу й багатоступінчастих насосах спірального типу.

Рідина виходить із робочого колеса з великою швидкістю, рух рідини супроводжується великими гідравлічними втратами. Для зменшення швидкості руху рідини, перетворення кінетичної енергії в потенційну й зменшення гідравлічних опорів застосовують **відводи й напрямні апарати**.

Розрізняють спіральний, напівспіральний, двовитковий і кільцевий відводи. Спіральний відвід являє собою канал у корпусі насоса, що охоплює робоче колесо по окружності. Осьові перерізи цього каналу поступово збільшуються, починаючи з язика, відповідно витраті рідини, що надходить у нього з робочого колеса. При цьому середня швидкість руху рідини в каналі поступово зменшується. Спіральний відвід переходить у прямоточний дифузор, у якому відбуваються подальше зменшення швидкості й перетворення кінетичної енергії в потенційну.

Спіральний відвід застосовується в одноступінчастих насосах однобічного та двостороннього входу й багатоступінчастих насосах спірального типу.

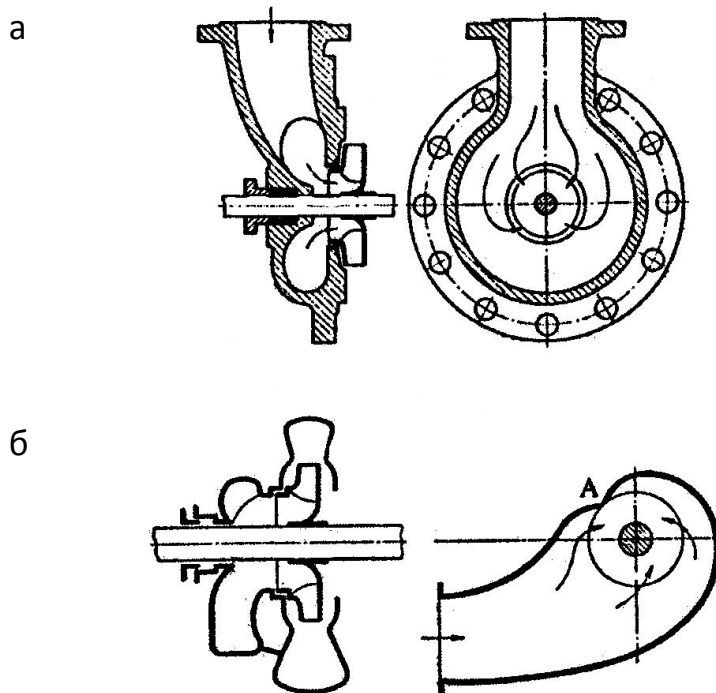
Кільцевий відвід являє собою канал постійного перетину, який охоплює робоче колесо так само, як і спіральний відвід. Використовується в насосах для перекачування забруднених рідин.

**Напівспіральний відвід** — це кільцевий канал, що переходить у спіральний відвід, який розширюється.

Двовитковий відвід складається зі спіральних, симетрично розташованих каналів і одного каналу постійного перетину.

Напрямний апарат являє собою два кільцеві диски, між якими розміщені напрямні лопати.





а – кольцевой подвод; б – спиральный подвод

Рисунок 1.3 – Схема підводів

Напрямні апарати складніші по обладнанню, ніж спіральні відводи, при цьому гідравлічні втрати в них більше, тому вони використовуються тільки в деяких конструкціях багатоступінчастих насосів.

Вал насоса служить для передачі обертання від двигуна до робочого колеса. У місцях виходу вала з корпусу насоса встановлюють сальникові ущільнення. Сальник на усмоктувальній стороні повинен попереджати засмоктування повітря в насос, тому що при цьому сильно знижуються напір, подача і ККД насосу. З боку нагнітання сальник повинен запобігати витоку рідини з насосу.

Вал насоса обертається в підшипниках, які бувають шариковими і ковзаючого тертя з вкладишами. Кулькові підшипники застосовують в основному в невеликих насосах. Залежно від розташування опор підшипників розрізняють насоси з виносними і внутрішніми опорами. У насосах першого типу опори ізольовані від рідини, що перекачується, у насосах другого типу опори стикаються з рідиною, що перекачується.

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 міжлопасних каналів. Одночасно на кожний об'єм рідини масою  $m$ , який знаходиться всередині

міжлопасного каналу на відстані  $r$  від осі обертання робочого колеса, буде діяти відцентрова сила величина якої описується виразом:

$$F = m \cdot \omega^2 \cdot r, \quad (1.29)$$

де  $\omega$  - кутова швидкість обертання, м/с.

На рис. 1.4 наведена будова відцентрового насоса. Під дією цієї сили рідина буде викидатися із міжлопасних каналів в спіральний канал корпусу насоса. До того ж в периферійних зонах робочого колеса та в спіральному каналі буде створюватися підвищений тиск, а в центрі робочого колеса буде виникати розрідження. Для нормальної роботи відцентрового насоса необхідно забезпечити відведення рідини із спіральної камери насоса й подачу її до центру робочого колеса. Для цього монтуються напірний та усмоктувальний трубопроводи. По напірному трубопроводу вода рухається під дією тиску, створеного насосом. По усмоктувальному трубопроводу рідина рухається під дією різниці тисків над вільною поверхнею в усмоктувальному резервуарі (атмосферний тиск) і в центральній зоні робочого колеса (розрідження - вакуум).

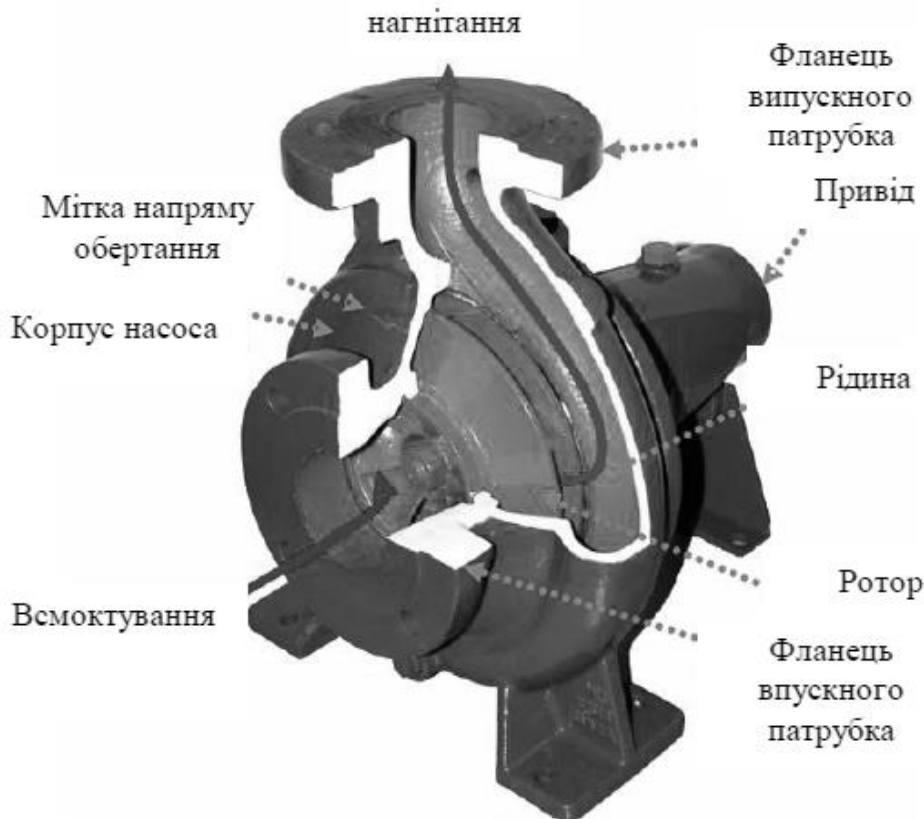


Рисунок 1.4 – Будова відцентрового насосу

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

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

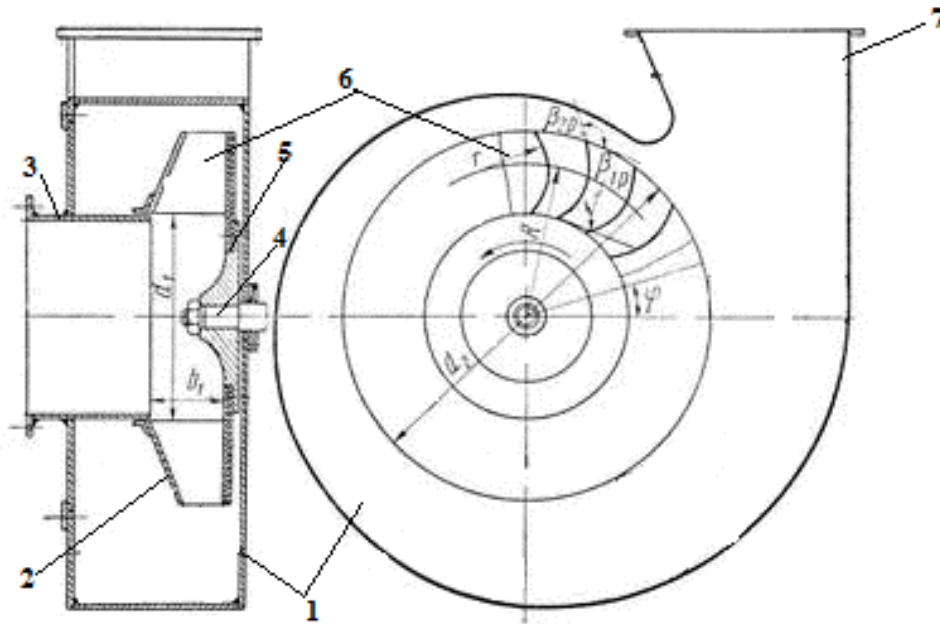
З наведеної вище формули зрозуміло що, відцентрова сила, що діє на рідину, а внаслідок і тиск, що створює насос, тим більша, чим більші швидкість обертання та діаметр робочого колеса. Тому для відцентрових насосів використовують швидкісні двигуни. Найчастіше це електродвигуни.

## **1.4 Відцентрові вентилятори і компресори**

### **1.4.1 Відцентрові вентилятори**

Відцентровий вентилятор є найбільш простою повітродувною машиною відцентрового типу. Газ стискується у вентиляторі незначно. Ступінь підвищення тиску  $p_2/p_1$  не перевищує 1,15, тому зміна щільності газу при стиску невелика. Внаслідок цього газ, що проходить через вентилятор, можна розглядати як нестисливе середовище, що значно спрощує аналіз процесів, що відбуваються усередині цієї машини.

Відцентровий вентилятор складається зі спірального кожуху, усередині якого на валу обертається ротор (рис. 1.5). Лопатки, укріплені на роторі, захоплюють газ, який засмоктується усередину ротора через бічний осьовий патрубок і викидають його в кожух під дією виникаючих при обертанні відцентрових сил. При цьому колесо передає газу деяку кількість енергії, у результаті чого тиск і швидкість газу зростають. Спіральний кожух збирає газ, що надходить із робочих лопаток, і, працюючи як дифузор, перетворює кінетичну енергію газу в потенційну, внаслідок чого тиск газу в потоці ще більш зростає. Далі газ викидається через отвір, розташований тангенціально стосовно кожуху.



1 – статор; 2 – ротор; 3 – всасывающий патрубок; 4 – вал; 5 – ступица; 6 – рабочие лопатки; 7 – нагнетательный патрубок.

Рисунок 1.5 – Схема простейшего центробежного вентилятора

Великі вентилятори іноді виготовляють із двостороннім усмоктуванням газу.

По величині створюваного тиску вентилятори прийнято ділити на три групи: низького тиску— до  $1000 \text{ н/м}^2$ , середнього тиску — до  $3000 \text{ н/м}^2$  і високого тиску — до  $15\,000 \text{ н/м}^2$ . Відцентрові вентилятори виготовляють для дуже широкого діапазону продуктивності, остання визначається розмірами вентилятора й числом обертів вала. Про розміри вентилятора свідчить його номер, який показує, як правило, діаметр ротора (зовнішній), виражений у дециметрах. Заводи випускають вентилятори серіями, усередині якої всі машини геометрично подібні між собою. Це дає можливість при доборі й експлуатації вентиляторів широко використовувати принципи теорії подоби. Припустиме число обертів робочого колеса визначається гранично припустимою окружною швидкістю, яка, як правило, не повинна перевищувати  $30\text{-}50 \text{ м/с}$ .

Природно, що вентилятори дрібних номерів (малих розмірів) можуть працювати зі значно більш високим числом обертів, ніж вентилятори більших номерів (більших розмірів).

Для класифікації вентиляторів застосовують також безрозмірну величину  $n_s$ , яка має назву коефіцієнт швидкохідності, чисельне значення якої можна визначити з вираження:

$$n_s = 11,3nV^{0.5} / \left(\frac{\Delta P}{\rho}\right)^{0.75}, \quad (1.30)$$

де  $n$  — швидкість обертання вентилятора, об/хв;  
 $V$  — продуктивність вентилятора, м<sup>3</sup>/с;  
 $\Delta P$  — створюваний тиск, н/м<sup>2</sup>;  
 $\rho$  — щільність переміщуваного газу, кг/м<sup>3</sup>.

Кожному чисельному значенню коефіцієнта швидкохідності відповідає своя аеродинамічна схема й форма характеристик вентилятора. Коефіцієнт швидкохідності даного та подібних до нього вентиляторів є цілком певною величиною і не залежить від режиму роботи. Тому залежно від величини коефіцієнта швидкохідності вентилятори можуть бути розділені на кілька груп. Для кожної групи типова своя аеродинамічна схема й форма характеристик незалежно від розмірів, швидкості обертання, режимів роботи й щільності газу, що транспортується. Основні безрозмірні параметри й характеристики для кожної групи наведені у відповідних довідниках. За чисельним значенням коефіцієнта швидкохідності можна судити, до якої групи належить даний вентилятор і, отже, якими основними властивостями він володіє.

В залежності від коефіцієнта швидкохідності вентилятори поділяють на:

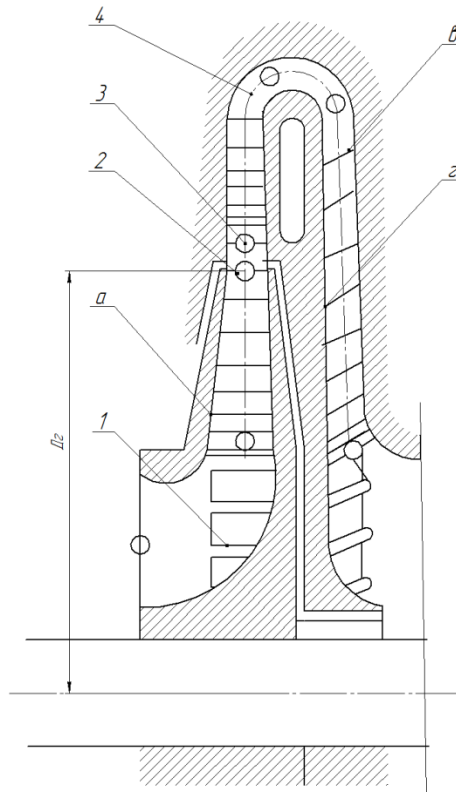
- швидкохідні ( $n_s > 1500$ );
- середньої швидкохідності ( $n_s = 800 \div 1400$ );
- тихохідні ( $n_s = 500 \div 700$ );
- досить тихохідні ( $n_s < 500$ ).

У якості приводу для вентиляторів у переважній більшості випадків використовують електродвигуни. Найбільш зручно й компактно з'єднувати вал вентилятора з валом двигуна муфтою. Якщо необхідне число обертів вентилятора не збігається із числом обертів електродвигуна, то здебільшого застосовують ремінний привід, для чого завод-виготовлювач забезпечує вентилятор шківом.

Вентилятори з однаковим успіхом можуть працювати як на режимі усмоктування, так і на режимі нагнітання із забором повітря з атмосфери. У загальному випадку вентилятор забезпечують і всмоктуючим, і нагнітальним трубопроводами.

## 1.4.2 Відцентрові компресори

**Ступінь відцентрового компресора.** Робоче колесо (а), кільцевий відвід (дифузор), направляючий апарат (б) та зворотний спрямовуючий апарат (в), узяті спільно, називають ступенем тиску або просто ступенем компресора (рис. 1.6). Робоче колесо та зворотний спрямовуючий апарат розділені діафрагмою (е). У багатоступеневих компресорах ступені включені в потік газу послідовно.



а – робоче колесо; б – направляючий апарат; в – зворотній спрямовуючий апарат

Рисунок 1.6 - Схема ступеня відцентрового компресора

При протіканні газу через канали ступеня стан його змінюється в результаті передачі енергії потоку робочим колесом, газового тертя, вихроутворення й теплообміну із середовищем, що оточує компресор.

Запишемо баланс енергії потоку на ділянці 1–2, Дж/кг, (рис. 1.6). Енергія газу в перерізі (1) на вході у міжступеневі канали:

$$l_1 = \frac{c_1^2}{2} + c_p T_1, \quad (1.31)$$

Енергія, передана газу робочими лопастями, за рівнянням Ейлера:

$$l = u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}, \quad (1.32)$$

Енергія газу у вихідному перерізі двох міжлопасних каналів:

$$l_2 = \frac{c_2^2}{2} + c_p T_2, \quad (1.33)$$

Якщо від газу, що проходить через робоче колесо, передається в навколишнє середовище кількість теплоти  $q$ , то рівняння балансу енергії можна записати так:

$$\frac{c_1^2}{2} + c_p T_1 + (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}) - q = \frac{c_2^2}{2} + c_p T_2, \quad (1.34)$$

Отже, кінцева температура стиску в колесі:

$$T_2 = T_1 + \frac{1}{2c_p} [c_1^2 - c_2^2 + 2(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u})] - \frac{q}{c_p}, \quad (1.35)$$

Припускаючи, що процес є ізоентропним, одержуємо:

$$T_{2a} = T_1 + \frac{1}{2c_p} [c_1^2 - c_2^2 + 2(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u})], \quad (1.36)$$

При ізоентропному стиску газу:

$$\frac{T_{2a}}{T_1} = \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}, \quad (1.37)$$

Із двох останніх рівнянь випливає:

$$p_2 = p_1 \left\{ 1 + \frac{1}{2c_p T_1} [c_1^2 - c_2^2 + 2(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u})] \right\}^{\frac{k}{k-1}}, \quad (1.38)$$

Рівняння (1.35) і (1.38) зв'язують термодинамічні фактори  $T$ ,  $p$  і порівняні із розмірами, частотою обертання й формою лопастей робочого колеса компресора. Ці рівняння дослідами не підтверджуються, тому що дійсний процес стиску в робочому колесі неізоентропний. Високі швидкості газу в міжлопастних каналах ступеня обумовлюють істотні втрати від тертя й вихроутворення та перехід частини енергії газового потоку в теплоту. При цьому дійсний процес стиску виявляється близьким до політропного з показником  $n$ :

$$pv^n = const, \quad (1.39)$$

Водночас відвід теплоти від потоку газу в колесі в зовнішнє середовище незначний, і для процесу стиску в цьому випадку можна прийняти  $q = 0$ :

$$\frac{p_2}{p_1} = \left( \frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n}{n-1}}, \quad (1.40)$$

У практиці розрахунків та оцінки ступенів відцентрових компресорів з неінтенсивним охолодженням користуються ізоеентропним ККД.

Розв'язавши спільно рівняння (1.35) і (1.38) за умови  $q = 0$ , використавши вираження  $\eta_a$  через ступені стиску при ізоеентропному і політропному процесах, одержимо:

$$p_2 = p_1 \left\{ 1 + \frac{\eta_a}{2c_p T_1} [c_1^2 - c_2^2 + 2(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u})] \right\}^{\frac{k}{k-1}}, \quad (1.41)$$

Ізоеентропний ККД стаціонарних відцентрових компресорів лежить в межах  $\eta_a = 0,8$  ч  $0,9$ . Рівнянням (1.41) можна користуватись для орієнтовного розрахунку кінцевого тиску в робочому колесі ступеня компресора.

У направляючих апаратах компресора енергія потоку газу ззовні не передається; тут відбувається тільки перетворення кінетичної енергії в потенційну або навпаки.

Якщо припустити, що теплообміну з навколишнім середовищем немає, то енергетичний баланс потоку на ділянці 3–4 буде:

$$c_p T_3 + \frac{c_3^2}{2} = c_p T_4 + \frac{c_4^2}{2}, \quad (1.42)$$

Звідси випливає:

$$\frac{T_4}{T_3} = 1 + \frac{c_3^2}{2c_p T_3} \left( 1 - \frac{c_4^2}{c_3^2} \right), \quad (1.43)$$

При оберненій пропорційності  $\frac{c_4}{c_3} = \frac{R_3}{R_4}$ , що виходить із закону  $rc_u = const$ , одержимо:

$$\frac{T_4}{T_3} = 1 + \frac{c_3^2}{2c_p T_3} \left( 1 - \frac{R_3^2}{R_4^2} \right), \quad (1.44)$$

Вважаючи, що процес у відводі політропний, отримаємо:

$$p_4 = p_3 \left[ 1 + \frac{c_3^2}{2c_p T_3} \left( 1 - \frac{R_3^2}{R_4^2} \right) \right]^{\frac{n}{n-1}}, \quad (1.45)$$



Показник політропи залежить від умов охолодження та для звичайних конструкцій компресорів близький до  $n = 1,5$ .

**Потужність відцентрового компресора.** Користуючись ізоентропним ККД, можна визначити внутрішню роботу ступеня:

$$l = l_a / \eta_a, \quad (1.46)$$

При розрахунку потужності на валу компресора варто враховувати енергію, що витрачається на подолання механічного тертя в підшипниках і газовому терті неробочих поверхонь коліс, введенням механічного ККД:

$$\eta_m = l / l_k, \quad (1.47)$$

де  $l_k$  – питома енергія компресора

Для звичайних конструкцій компресорів  $\eta_m = 0,96-0,98$ . Витоки газу через ущільнення у відцентрових компресорах становлять не більше 1,5% номінальної подачі, і їхній вплив при орієнтовних розрахунках можна не враховувати. Питома енергія компресора з урахуванням механічних втрат:

$$l_k = \frac{l_a}{\eta_a \eta_m}, \quad (1.48)$$

Обчисливши  $l_a$  за рівнянням (1.48) і задавшись  $\eta_a$  й  $\eta_m$ , можна визначити за (1.46).

При масовій подачі компресора  $m$ , кг/с, потужність компресора для привода робочого колеса зі ступеня:

$$N = \frac{ml_a}{1000\eta_a\eta_m}, \quad (1.49)$$

Потужність багатоступеневого компресора представляється сумою потужностей окремих ступенів.

**Розрахунок ступеня.** Розрахунок ступеня складається у визначенні основних розмірів робочого колеса й напрямних апаратів.

Існуючі способи розрахунку ґрунтуються на положеннях струминної теорії й умовах подібності при значному використанні експериментальних даних з термодинаміки й аеродинаміки елементів ступеня. Тут розглядається метод наближеного розрахунку, що дає загальне уявлення про геометричні розміри ступеня компресора стаціонарного типу, що працює при дозвукових швидкостях газу.

При розрахунку задаються:

- 1) об'ємна  $Q$  або масова  $M$  подача ступеня;
- 2) початкове  $p_1$  й кінцеве  $p_2$  тиску;
- 3) початкова температура  $T_1$  газу;
- 4) термодинамічні характеристики газу при нормальних умовах  $k, R, c$ .

Частота обертання вала компресора визначається типом привідного двигуна. Для привода компресорів застосовують асинхронні й синхронні двигуни із частотою обертання до 3000 об/хв і більше, що обумовлює малі розміри і масу конструкції.

У деяких випадках між двигуном і компресором включають передачу, що підвищує частоту обертання вала компресора.

При більших потужностях застосовують переважно синхронні електродвигуни, що істотно поліпшують коефіцієнт потужності електричної системи й стабілізуючу напругу в ній.

Зручним привідним двигуном при середніх і високих потужностях є парова турбіна із частотою обертання 3500 об/хв і вище. У цьому випадку допускається свобода вибору частоти обертання; агрегат у цілому виходить компактним і зручним відносно регулювання подачі зміною частоти обертання.

Стаціонарні компресори повинні мати високий ККД. Умова компактності й малої маси не є тут вирішальним. За цими міркуваннями окружна швидкість на виході з робочого колеса обмежена приблизно 200 м/с. Колеса стаціонарних компресорів виконують з лопастями, загнутими назад.

Тому для одержання високого тиску потрібна багатоступенева конструкція. Кількість ступенів тиску визначається повним його підвищенням, заданим для компресора, і тиском, створюваним окремими ступенями.

#### ***Наближений розрахунок робочого колеса.***

Вважаючи, що вхід на робочі лопасті радіальний (рис. 1.8), з рівняння (1.41) одержуємо, Па:

$$p_2 = p_1 \left\{ 1 + \frac{\eta_a}{2c_p T_1} [c_1^2 - c_2^2 + 2u_2 c_{2u}] \right\}^{\frac{k}{k-1}}, \quad (1.50)$$

Ізоентропний ККД ступеня може бути прийнятий рівним близько 0,85.

Окружна швидкість  $u_2$  приймається від 150 до 250 м/с. За відомим значенням  $n$  й  $u_2$  розраховують зовнішній діаметр колеса, м:

$$D_2 = 60u_2 / (\pi n), \quad (1.51)$$

Відношення вхідного й вихідного діаметрів вибирають рівним приблизно 0,5. Можливі відхилення від – 0,48 до 0,60. Лопастний кут на вході визначають із паралелограма швидкостей (рис. 1.9). Кут атаки робочої лопасті можна приймати  $i = 0-5^\circ$ .

Настановний кут лопасті на вхід:

$$\beta_{1e} = \beta_1 + i, \quad (1.52)$$

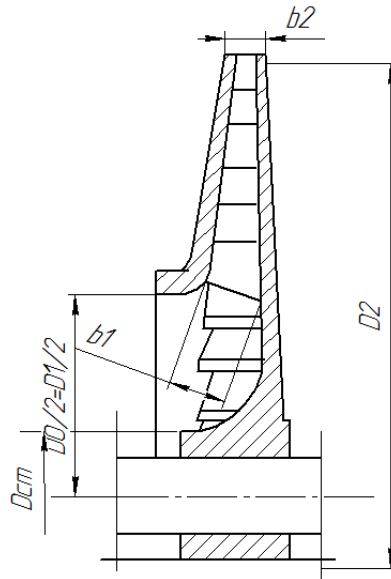


Рисунок 1.8 – Поздовжній розріз колеса відцентрового компресора

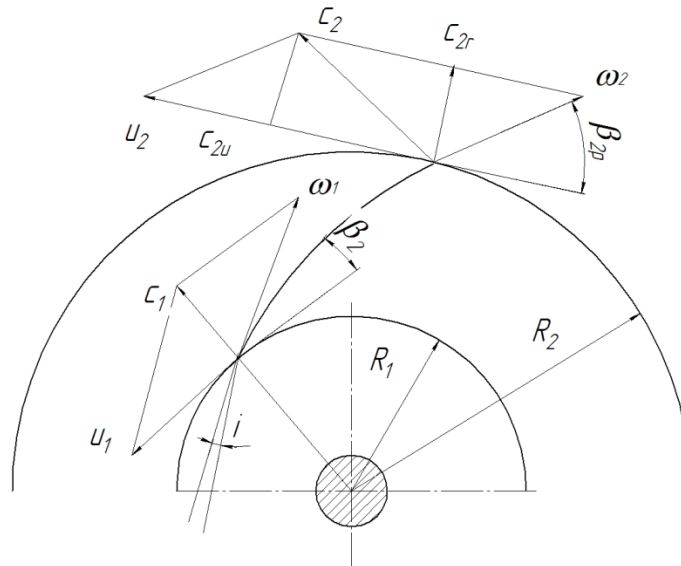


Рисунок 1.9 – Паралелограми швидкостей робочого колеса з радіальним входом на лопасті

З рівняння (1.50) випливає:

$$c_1^2 - c_2^2 + 2u_2c_{2u} = \frac{2c_p T_1}{\eta_a} \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right], \quad (1.53)$$

Швидкість  $c_1$  може бути прийнята рівною швидкості входу  $c_0$  в робоче колесо, обумовленою з рівняння витрати для вхідного перерізу колеса. З паралелограма швидкостей на виході (рис. 1.9) слідує, що  $c_2^2 = c_2 u_2 + c_2 r_2$ .

Вважаючи  $c_{2r} = c_1$  що є звичайним для коліс відцентрових машин, з рівняння (1.53) одержуємо:

$$2u_2c_{2u} - u_2c_2 = \frac{2c_p T_1}{\eta_a} \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = B, \quad (1.54)$$

Права частина рівняння, позначена  $B$ , може бути обчислена за заданими й прийнятими величинам  $p_1, p_2, T_1, c_p, k, \eta_a$ . З рівняння (1.54) маємо:

$$u_2c_2 - 2u_2c_{2u} + B = 0, \quad (1.55)$$

$$c_{2u} = u_2 \pm \sqrt{u_2^2 - B}, \quad (1.56)$$

Зв'язок з вихідними параметрами, з огляду на вплив кінцевого числа лопастей за формулою Стодоли, зручно, виражається у вигляді:

$$c_{2u} = u_2 \left( 1 - \frac{\pi}{z} \sin \beta_2 - \frac{c_{2r}}{u_2} \operatorname{ctg} \beta_2 \right), \quad (1.57)$$

Кількість робочих лопастей приймають,  $z = 16 - 32$ . Формула (1.57) дозволяє знайти необхідне значення кута  $\beta_2$ . Кінцеву температуру стиску в робочому колесі визначають за допомогою залежностей:

$$T_{2a} = T_1 \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}, \quad (1.58)$$

$$T_2 = T_1 + \frac{T_{2a} - T_1}{\eta_a}, \quad (1.58)$$

Питомі обсяги газу на вході та виході знаходять за рівнянням стану, а потім за заданою масовою подачею розраховують об'ємні витрати.

Розміри вхідного (нормального для осі) перерізу робочого колеса визначають за рівнянням витрат:

$$Q = \frac{\pi}{4} (D_0^2 - D_{cm}^2) c_0, \quad (1.59)$$

де  $D_{cm}$  - розмір приймається з конструктивних міркувань залежно від діаметра вала.

**Конструкції відцентрових компресорів.** Відцентрові компресори в більшості випадків мають кілька ступенів. При невеликій подачі їх

виготовляють секційними з поділом на окремі секції з розніманням у площинах, перпендикулярних до осі машини.

Компресори середньої та високої подачі, як правило, виготовляються з розніманням корпусу в горизонтальній площині аналогічно сучасним паровим турбінам. У цьому випадку прямий і зворотний направляючі апарати становлять одне ціле з половинами корпусу або ж, що зустрічається частіше, розміщуються на діафрагмах, щільно вставлених у корпус. Діафрагми мають роз'єми в горизонтальній площині.

Охолодження корпусу компресора, бажане з енергетичної точки зору, ускладнює конструкцію корпусу. Тому компресори будують із підрозділом ступенів на групи в окремих корпусах і розташуванням проміжних олоджувачів між корпусами. Таким чином, можливі компресори одно-, двох- і трьохкорпусні. Проміжні охолоджувачі можна розташовувати й між групами ступенів, укладених в одному корпусі.

На рис. 1.10 представлений поздовжній переріз другого корпусу шестиколісного турбокомпресора з подачею  $9000 \text{ м}^3/\text{год}$  при тиску  $0,7 \text{ мПа}$ , частота обертання становить  $10200 \text{ об/хв}$  при потужності на валу  $1200 \text{ кВт}$ . Перший корпус цього компресора має одне колесо із двобічним підведенням. Повітря, стиснуте у першому ступені, переходить через трубчастий охолоджувач і надходить до приймального патрубку другого корпусу, в якому розміщені п'ять коліс, що становлять ступінь кінцевого стиску.

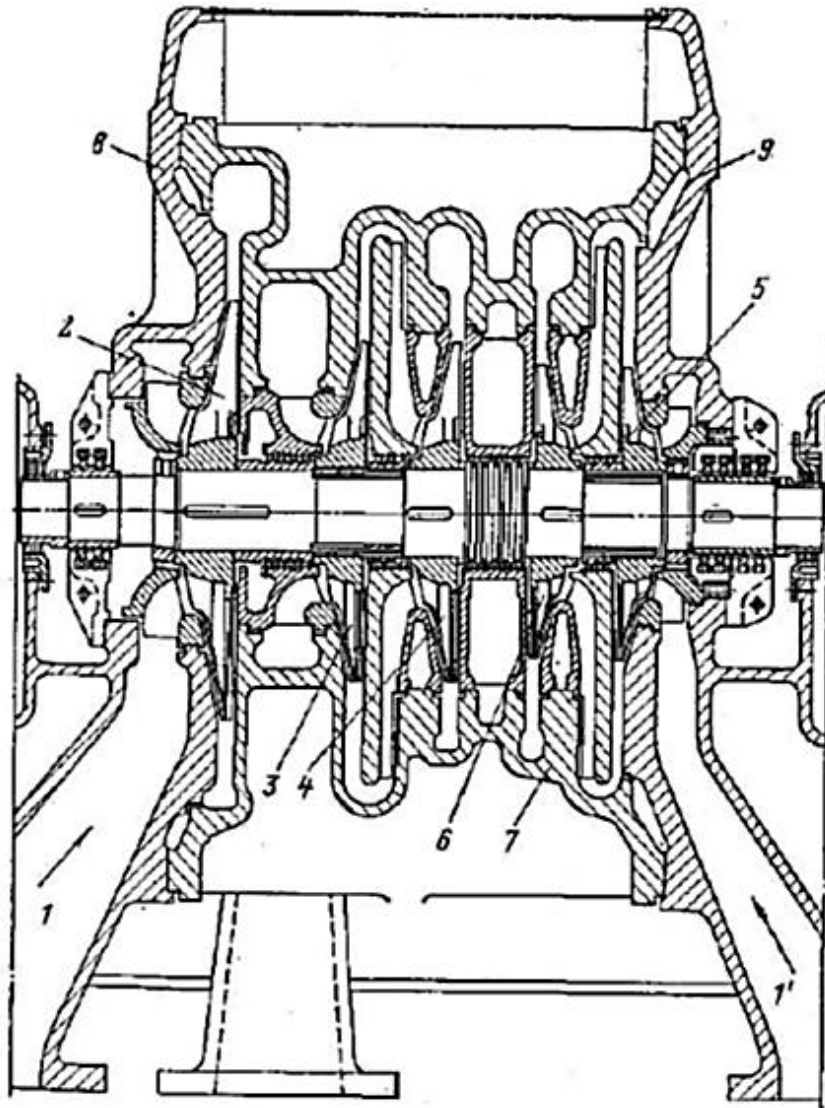
Повітря проходить послідовно через колесо (2) і дифузор і надходить до колеса (8). Потім, пройшовши через прямий і зворотний направляючі апарати, попадає в колесо (4), звідки направляється через проміжний охолоджувач і канал у п'яту (5) і шосту (6) ступені. Основними елементами конструкції тут є: литий чавунний корпус (7), замикаючі кришки (8) й (9) корпуса, несучі патрубки і коробки підшипників 1 (на рисунку не показані).

Усередині корпусу розташовують діафрагми, що несуть лопасті зворотного направляючого апарата.

Урівноважування осьової сили досягається зворотним розташуванням п'ятого й шостого ступенів й упорним сегментним підшипником, що знаходяться між корпусами компресора.

Між ступенями розташовують гребінчасті ущільнення. Вал у кришках має графітовугільне ущільнення.

Колеса всіх ступенів виконані зі сталевих кувань; контур лопастей здійснюється фрезеруванням. Лопасті консольні, що кріпляться тільки на маточині; вони не мають ні основного, ні покривного диска. Кріплення робочих коліс на валу виконується, шпонками й затяжними гайками.



1, 1' – коробки підшипників; 2, 3,4 – колесо; 5,6 – ступені; 7 – чавунний корпус; 9 – замикаючі кришки  
 Рисунок 1.10 – Поздовжній переріз другого корпусу турбокомпресора

Підшипники – ковзного тертя із примусовою подачею масла від роторного насоса, що приводиться у рух від валика шестірні редуктора.

Привід компресора здійснюється електродвигуном з  $n = 3000$  об./хв; підвищення частоти обертання до 10200 об./хв досягається зубчастим варіатором.

Обидва корпуса компресора та варіатор установлюються на масивній чавунній рамі, що кріпиться до фундаментних балок. Електродвигун установлюється на рамі, жорстко сполучений з рамою компресора і фундаментом.

На рис. 1.11 показано поздовжній розріз чотирьохступеневого компресора типу К-3250-41-2, застосовуваного в доменному процесі. Подача такого компресора  $Q = 2840 - 3250$  м<sup>3</sup>/год при кінцевому тиску  $P = 0,36-0,42$  МПа. Привід компресора відбувається від парової турбіни АКВ-12-IV із частотою

обертання 2500–3400 об/хв. Охолодження проводиться виносним охолоджувачем між третім і четвертим ступенями.

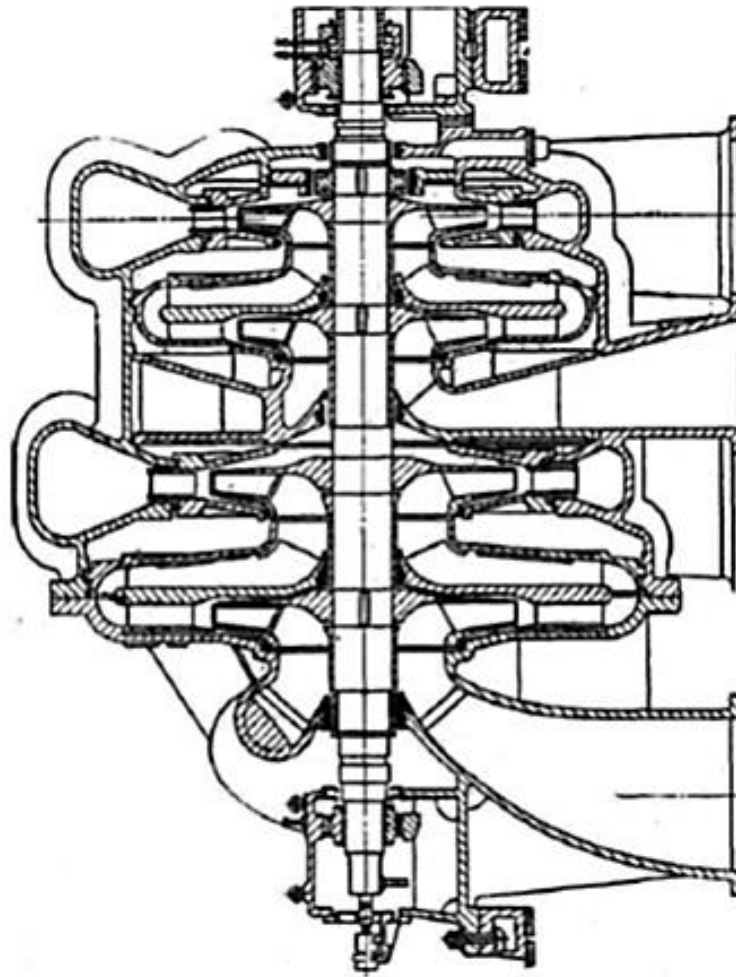


Рисунок 1.11 – Доменний компресор К-3250-41-2

Рис. 1.12 дає уявлення про шестиступеневий компресор К-100-61-2, застосований в блоках виробництва кисню шляхом поділу атмосферного повітря.

Подача його – 90 м<sup>3</sup>/хв при кінцевому тиску 0,8 МПа. Компресор має вбудовані в корпус охолоджувачі (після кожних двох ступенів), що дає більшу економію розмірів і маси компресорної установки.

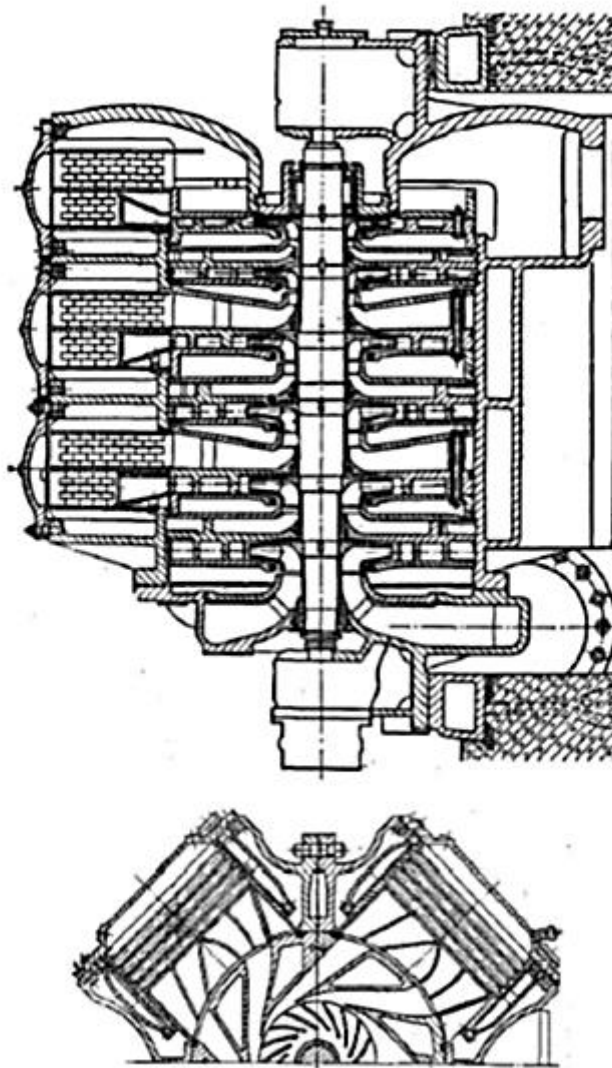


Рисунок 1.12 – Компресор К-100-61-2 з вбудованими охолоджувачами

### 1.5 Основи теорії осьових машин

У зв'язку з тим, що газ всередині осьового вентилятора рухається по циліндричних поверхнях і радіус входу частки газу на лопать дорівнює радіусу виходу з неї, окружні швидкості частинок при вході і виході з лопаті виявляються однаковими:

$$u_1 = \omega r = u_2, \quad (1.60)$$

В наслідок цього рівняння Ейлера для осьового вентилятора набуває вигляду:

$$\Delta P_T = \rho u (c_{2u} - c_{1u}), \text{ н/м}^2, \quad (1.61)$$

Або при відсутності попереднього закручування:



$$\Delta P_T = \rho u c_{2u}, \quad (1.62)$$

де  $c_{1u}$ ,  $c_{2u}$  – проєкції відповідної абсолютної швидкості на напрям окружної швидкості  $u$ .

Приймаємо що  $u_2 = u_1$ , тоді рівняння Ейлера приймає вигляд:

$$\Delta P_T = \rho \frac{\omega_1^2 - \omega_2^2}{2} - \rho \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}, \quad (1.63)$$

Таким чином, величина тиску, створюваного осьовими 35т.35помічене35 при інших рівних умовах, повинна бути менше в порівнянні з тиском, створюваним вентиляторами відцентрового типу, так як внаслідок рівності окружних швидкостей  $u_1 = u_2$  в створенні тиску не бере робота відцентрових сил.

Вираз (1.63) показує, що величина тиску  $\Delta P_T$  різко зменшується зі зменшенням відносних швидкостей, тобто зі зменшенням продуктивності вентилятора, що обумовлює круту форму характеристик  $\Delta P = f(V)$ .

У відцентрових вентиляторах наявність додаткового члена  $\frac{\rho}{2}(u_2^2 - u_1^2)$  в рівнянні Ейлера послаблює залежність створюваного тиску  $\Delta P_T$  від відносних швидкостей, тобто від продуктивності вентилятора, що надає характеристиці  $\Delta P = f(V)$  більш пологий характер.

Рівняння Ейлера для відцентрових вентиляторів виведено виходячи з параллельноструйного руху газу при нескінченно великому числі лопаток. Тим часом рух газу в осьовому вентиляторі носить зазвичай інший характер. При малому числі лопатей (3-5), характерному для осьових вентиляторів, не утворюється явно виражених каналів і лопаті працюють швидше як ізолювані одне від іншого крила, внаслідок чого розрахунки за рівнянням Ейлера дають недостатньо точні результати. Значно більш точним виявляється розрахунок, який би розглядав лопаті вентилятора як несучі крила, з визначенням діючих на них зусиль за результатами продувок в аеродинамічних трубах. Проекція цього зусилля на окружний напрямок шляхом її множення на окружну швидкість дозволяє визначити внутрішню потужність вентилятора, а отже, і його теоретичне тиск. Відомо, що на крило, що знаходиться у потоці газу, буде діяти сила  $R$ , яку можна розкласти на дві складові  $R_y$  і  $R_x$  (рис. 1.13). Складова  $R_y$ , спрямована по нормалі до напрямку потоку газу, називається **підйомною силою крила**, а складова  $R_x$  збігається з напрямком потоку газу – **лобовим опором крила**. Подібна ж картина відбувається і під час продування гідродинамічної решітки з тією лише різницею, що в цьому випадку за допомогою коефіцієнта  $k$  доводиться враховувати вплив сусідніх профілів, наявних в решітці, на величину підйомної сили  $R_y$ .

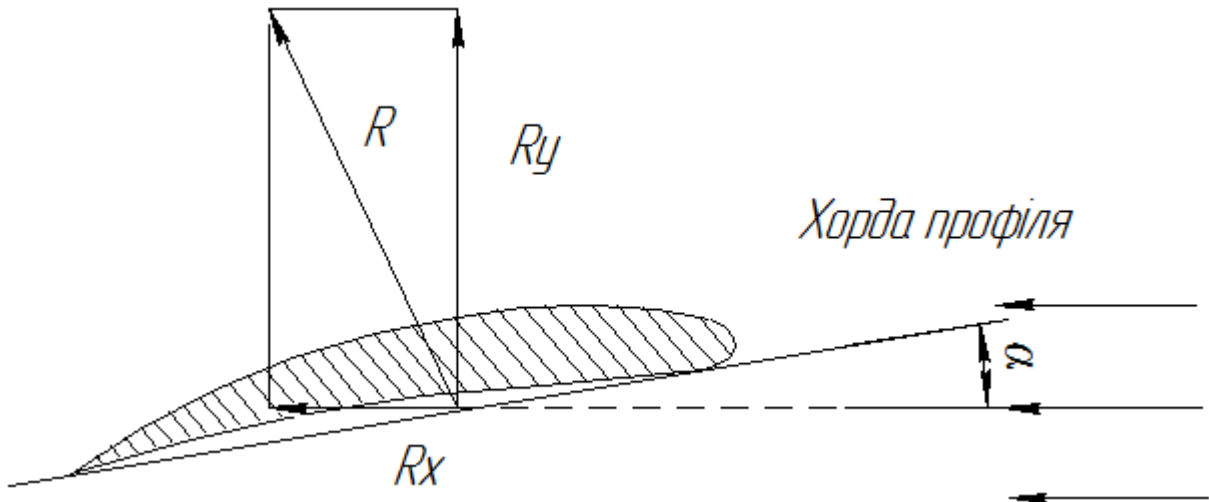


Рисунок 1.13 – Сили, що діють на крило, яке збт.3бпоміщене в потоці газу

На основі теорії крила, розробленої Н. Е. Жуковським, підйомна сила і сила лобового опору можуть бути визначені за формулами:

$$R_y = \kappa C_y \rho \frac{\omega_\infty^2}{2} F, \quad (1.64)$$

$$R_x = \kappa C_x \rho \frac{\omega_\infty^2}{2} F, \quad (1.65)$$

де  $C_y$  і  $C_x$  — коефіцієнти підйомної сили і лобового опору, які визначаються під час продування ізольованого профілю в аеродинамічній трубці;

$F$  — площа крила, що представляє собою найбільшу площу проекції крила,  $m^2$  (миделевого перетин);

$\rho$  — щільність газу,  $kg/m^3$ ;

$\omega_\infty$  - швидкість потоку в нескінченності, т. е. швидкість ще не обуреного крилом потоку,  $m/s$ .

Числові значення коефіцієнтів  $C_y$  і  $C_x$ , що залежать в першу чергу від кута атаки  $\alpha$ , можуть бути взяті з графіку (рис. 1.14). Коефіцієнт  $\kappa$ , що залежить від відносного кроку решітки та кута установки лопаті  $\beta_y$  береться по графіку (рис. 1.15).

Кут між силою  $R_y$  та  $R_x$  вочевидь дорівнює:

$$\varphi = \arctg \frac{R_x}{R_y} = \arctg \frac{C_x}{\kappa C_y}, \quad (1.66)$$

Розглянемо взаємодію лопаті осьового вентилятора з потоком газу (рис. 1.16). При цьому маємо на увазі, що сила, з якою лопать діє на газ, має протилежний зміст у порівнянні з силою, з якою потік газу діє на крило.

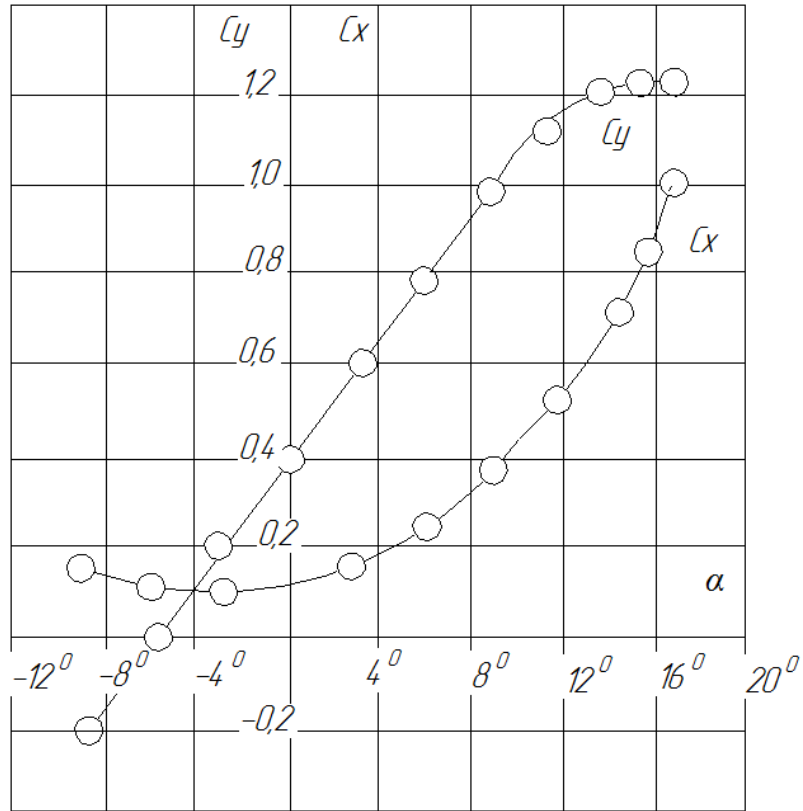


Рисунок 1.14 - Залежність коефіцієнта підйомної сили  $C_y$  та лобового опору  $C_x$  от кута атаки  $\alpha$

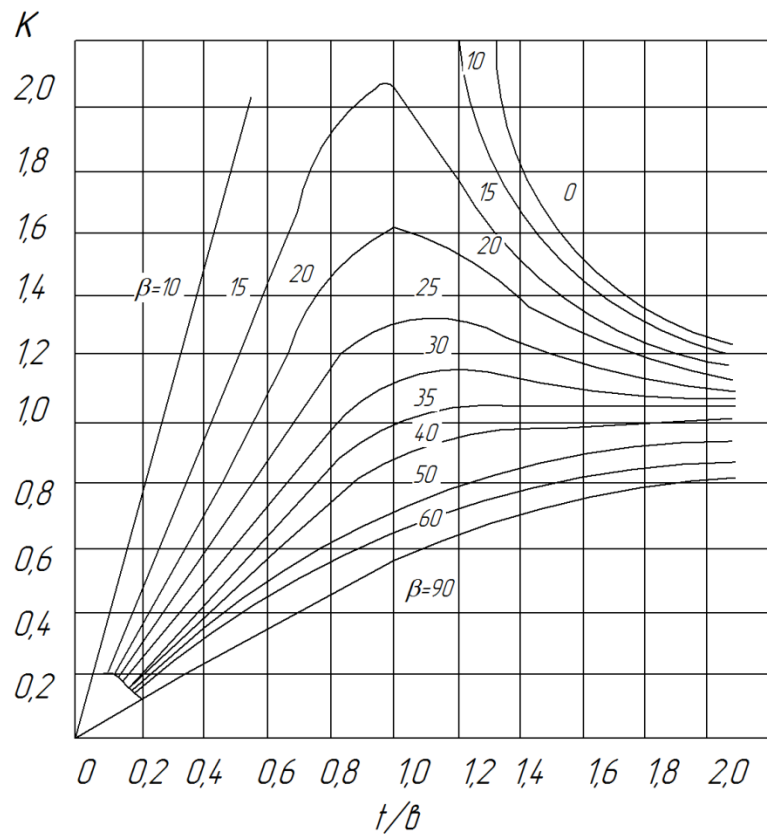


Рисунок 1.15 – Графік значень коефіцієнт  $k$  для гідродинамічної решітки. Площа елемента лопаті висотою  $\Delta r$  дорівнює:

$$\Delta F = b \cdot \Delta r, \quad (1.67)$$

де  $b$  – довжина хорди профілю лопаті.

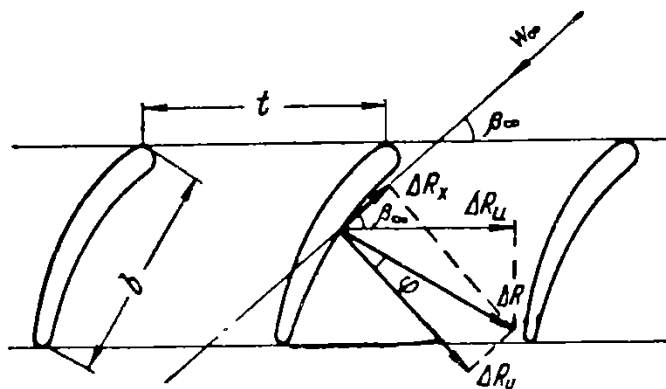


Рисунок 1.16 - Сили взаємодії лопаті осевого вентилятора з потоком газу

На цю площу діє сила

$$\Delta R = \frac{\Delta R_y}{\cos \varphi} = k C_y \rho \frac{\omega_\infty^2}{2} \cdot \frac{b \Delta r}{\cos \varphi}, \quad (1.68)$$

Проекція сили  $\Delta R$  на окружний напрямок:

$$\Delta R_u = \Delta R \cdot \cos(90 - \beta_\infty - \varphi) = \Delta R \cdot \sin(\beta_\infty + \varphi), \quad (1.69)$$

Добуток сили  $\Delta R_u$  на окружну швидкість  $u$  дає потужність, що припадає на елемент  $\Delta F$  однієї лопаті. Потужність, що передається газу на всіх відповідних елементах робочого колеса, буде дорівнює:

$$\Delta N_T = \Delta R_u \cdot u \cdot z, \quad (1.70)$$

де  $z$  – число лопатей на колесі, 38т..

Тим часом відомо, що необхідну теоретичну потужність можна визначити із загального для всіх вентиляторів співвідношення:

$$\Delta N_T = \Delta V \cdot \Delta P_T, \quad (1.71)$$

де  $\Delta V$  – витрата газу, що проходить крізь елементарне кільце, яке визначається величиною  $\Delta r$ , м<sup>3</sup>/с.

Цю витрату можливо визначити з виразу:

$$\Delta V = c_0 \cdot \Delta F = c_0 \cdot z \cdot t \cdot \Delta r, \quad (1.72)$$

де  $c_0$  – осьова складова абсолютної швидкості, м/с;  
 $\Delta F$  – площа елементарного кільцевого перетину, крізь яке проходить газ,  
 $\text{м}^2$ ;

$$\Delta F = z \cdot t \cdot \Delta r, \quad (1.73)$$

Прирівнюючи вирази (1.70) і (1.71), отримуємо:

$$\Delta R_u \cdot u \cdot z = \Delta V \cdot \Delta P_T, \quad (1.74)$$

Звідки

$$\Delta P_T = \frac{\Delta R_u \cdot u \cdot z}{\Delta V}, \quad (1.75)$$

Подстановлюємо замість  $\Delta R_u$  і  $\Delta V$  їх розгорнуті значення, отримуємо:

$$\Delta P_T = \frac{k \cdot c_y \cdot \rho \cdot \omega_\infty^2 \cdot b \cdot \Delta r \cdot u \cdot z \cdot \sin(\beta_\infty + \varphi)}{2 \cos \varphi \cdot c_0 \cdot z \cdot t \cdot \Delta r}, \quad (1.76)$$

Після перетворень остаточно будемо мати:

$$\Delta P_T = \frac{k \cdot c_y}{2} \cdot \frac{b}{t} \cdot \frac{u}{c_0} \cdot \omega_\infty^2 \cdot \rho \cdot \frac{\sin(\beta_\infty + \varphi)}{\cos \varphi}, \text{ Н/м}^2 \quad (1.77)$$

Дійсний тиск, який створюється вентилятором:

$$\Delta P = \eta_\Gamma \cdot \Delta P_T \quad (1.78)$$

де  $\eta_\Gamma$  – гідравлічний к.к.д. вентилятора, що коливається для правильно спроектованих конструкцій в межах 0,8-0,95.

## 1.7 Характеристики і регулювання продуктивності осьових машин

Як і в випадку відцентрових вентиляторів, характеристики осьових вентиляторів є криві, які виражають залежність створюваного тиску  $\Delta P$ , споживаної потужності  $N_e$  і коефіцієнта корисної дії  $\eta$  від продуктивності  $V$ . Типові характеристики осьового вентилятора зображені на рис. 1.17. Крива залежності  $\Delta P = f(V)$  при малих подачах круто падає вниз, маючи характерний перегин у точці А. Максимальний тиск осьовий вентилятор створює при холостому ході, тобто при  $V = 0$ . Це тиск зазвичай в два з гаком рази

перевищує тиск, що відповідає максимальному значенню к.к.д. Крива споживаної потужності  $Ne = f_1(V)$  подібна до кривої тиску. На відміну від відцентрових вентиляторів, осьовий вентилятор споживає максимальну потужність при продуктивності, що дорівнює нулю, тобто під час холостого ходу. Це пояснюється виникненням всередині осьового вентилятора при малих подачах вторинних струмів, коли споживається значна кількість енергії. Внаслідок цього пуск осьових вентиляторів здійснюють при відкритій засувці, коли споживана потужність менше. Вторинні струми обумовлюють також швидке падіння к.к.д. По обидві сторони від максимального значення.

Робоча ділянка характеристики, як правило, лежить правіше горбу Б. Максимальний тиск, що створюється вентилятором. Не повинен перевищувати 0,9 тиску в точці Б. У межах робочої ділянки к.к.д. вентилятора не повинен бути нижче 0,8 від його максимального значення.

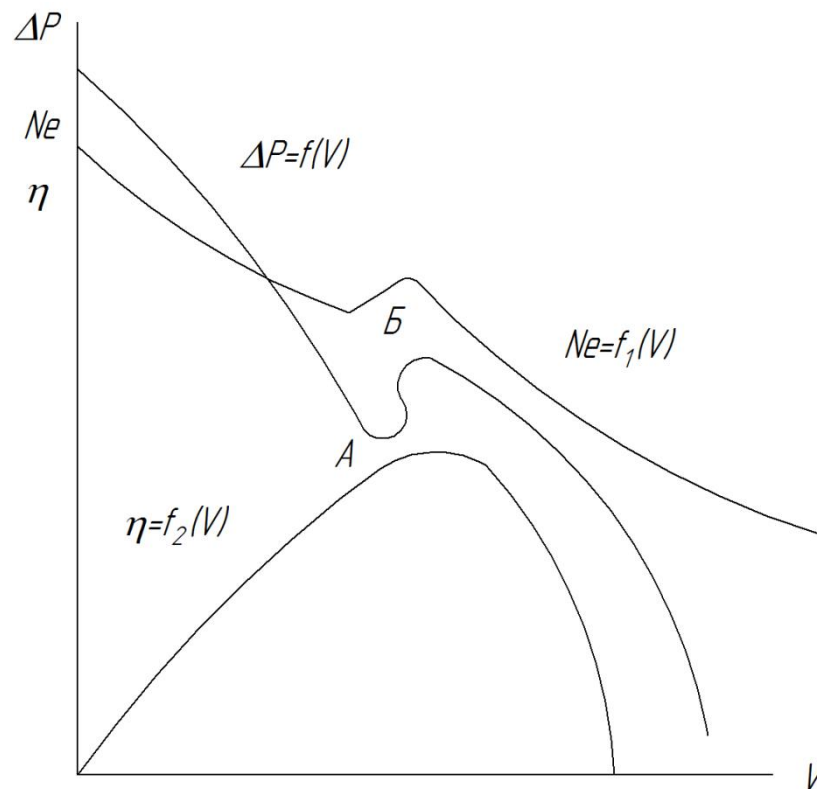


Рисунок 1.17 – Характеристика осевого вентилятора

Регулювати продуктивність вентиляторів можна зміною обертів, 40арактер40нням на нагнітальному патрубку і поворотом робочих лопатей. Перший спосіб найбільш економічний, але вимагає установки двигуна зі змінним числом оборотів, що в більшості випадків неможливо. Регулювання дроселюванням для осьових вентиляторів особливо неекономічно, так як при зменшенні продуктивності цим шляхом споживана потужність зростає, що тягне за собою різке зменшення к.к.д. В умовах осьових вентиляторів найбільший інтерес представляє регулювання поворотом робочих лопатей Великий розмір втулки і великі лопаті дозволяють виконати їх рухливими.

Зміна кута повороту лопаті дає можливість сильно змінити характеристику вентилятора при незначній зміні к.к.д.

Таким чином, при одному і тому ж числі оборотів і роботі на одну і ту ж мережу можна в досить значних межах змінювати продуктивність осьового вентилятора. На рис. 1.18 представлена характеристика осьового вентилятора, що працює при постійному числі оборотів з різними кутами повороту лопатей в межах від  $15^\circ$  до  $45^\circ$ . На підставі наведених кривих при заданому тиску і продуктивності можна знайти необхідний кут повороту робочих лопатей.

Осьові вентилятори при інших рівних умовах значно швидкохідні відцентрових, що дозволяє застосовувати для них більш швидкохідні, компактні і дешеві двигуни. Як і в разі відцентрового вентилятора, режим роботи осьового вентилятора в даній мережі визначається робочою точкою А перетину характеристики вентилятора з характеристикою мережі.

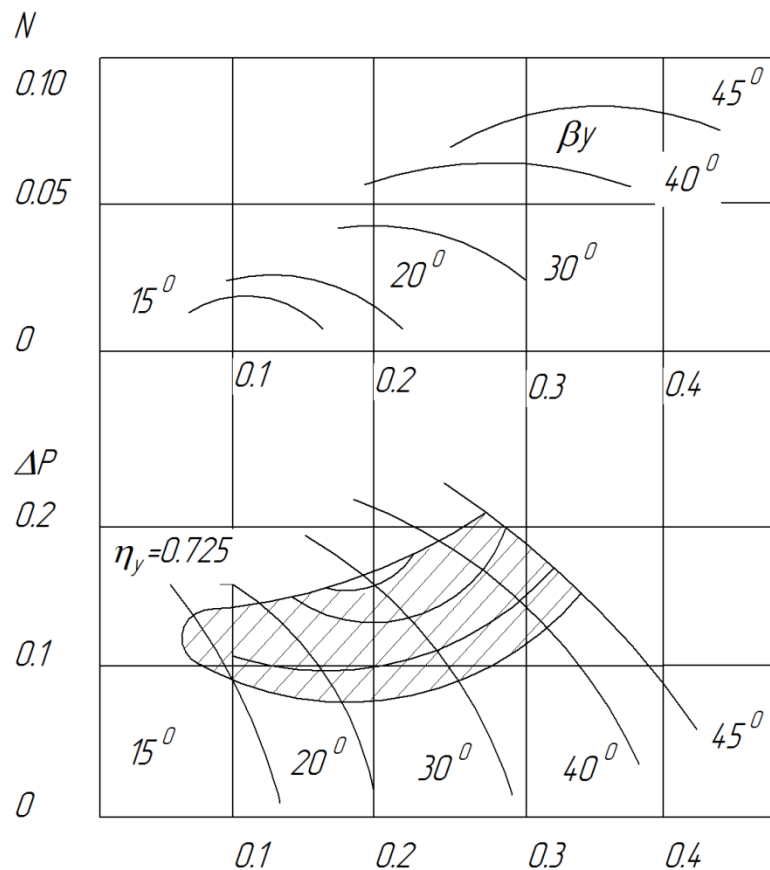


Рисунок 1.18 – Характеристика осьового вентилятора при різних кутах установки робочих лопатей

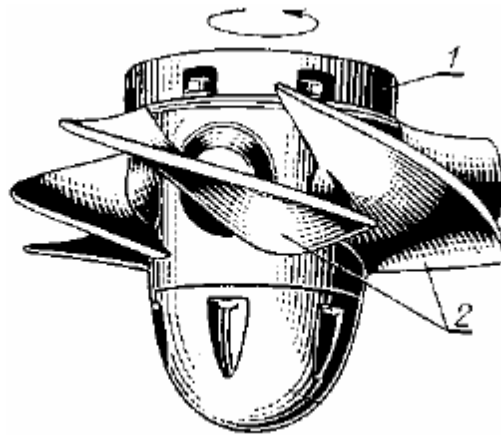
## 1.7 Конструкції осьових насосів, вентиляторів і осьових компресорів

### 1.7.1 Конструкції осьових насосів, вентиляторів

**Осьовими** називаються 42акруче насоси, в яких рідина рухається через робоче колесо в напрямку його осі.

Робоче колесо осьового насоса складається із втулки (1) і декількох лопаток (2), які на ній закріплені. Кожна лопатка є 42акручений42еног вигнутим крилом. За формою робоче колесо осьового насоса подібне до гребного гвинта корабля або до кількалопасного пропелера (рис. 1.19). Тому такі насоси інколи називають **пропелерними**.

Обертаючись в рідині, осьове колесо надає їй поступального і, водночас, кругового руху. Для вирівнювання кругового руху безпосередньо за робочим колесом передбачається нерухомий вирівнюючий (спрямовуючий) апарат. Втулка цього апарату слугує, також, одним із підшипників робочого валу насоса.



1 – втулка; 2 – лопатка

Рисунок 1.19 – Загальний вигляд робочого колеса осьового насоса

Один із методів розрахунку для осьових насосів базується на теорії підйимальної сили крила літака, яка викладена М. Є. Жуковським. В перетині робоча лопатка осьового насоса і крило літака мають подібну форму. Це контур, випуклий зверху й увігнутий знизу (аеродинамічний профіль). Рухаючись в рідині, лопатка здійснює на неї тиск, який є реакцією сили дії рідини на лопатку. Аналогічною є взаємодія повітря з рухомим крилом літака. У випадку, коли мова йде про літак, це буде підйимальна сила, яка діє на крило. У робочому колесі насоса це буде сила, з якою лопатка штовхає рідину.

Для осьових насосів залишається дійсним рівняння Ейлера (головне рівняння 42акручени насоса). Потрібно тільки урахувати те, що для осьового насоса  $u_2 = u_1 = u_i$ :



$$H_{\infty} = \frac{u(V_2 \cos \alpha_2 - V_1 \cos \alpha_1)}{g} = \frac{u(V_{2u} - V_{1u})}{g}, \quad (1.79)$$

Слід зазначити, що для запобігання рециркуляції рідини всередині насоса напір, який створює лопатка робочого колеса, повинен бути однаковим за її висотою. Цього можна досягнути, змінюючи множник  $(V_{2u} - V_{1u})$  4Закручен пропорційно множнику  $u$ . З цією метою під час конструювання робочих колес осьових насосів намагаються зменшити різницю радіусів обертання в межах висоти лопатки за рахунок збільшення радіуса втулки. Крім того, змінюють кут атаки і ширину лопатки за її висотою. До того ж ближче до втулки лопатки повинні бути ширшими і нахил їх повинен бути більшим, ніж на кінці. Вітчизняна промисловість випускає осьові насоси двох типів:

- О – з жорстко закріпленими (нерухомими) лопатками;
- ОП – з поворотними лопатками робочого колеса.

Насоси обох типів випускаються з горизонтальним і вертикальним валом. Насоси обладнуються робочими колесами однієї зі семи моделей – 2, 3, 5, 6, 8, 10, 11 (номери робочих колес за їхніми випробуваннями в лабораторії). Кількість лопаток у цих колес від трьох до шести в залежності від номера моделі. Так, наприклад, у моделі 6 – три лопатки, а у моделей 5 і 11 – чотири лопатки.

Машинобудівні заводи СНД виробляють осьові насоси восьми модифікацій:

- К – з камерним підводом рідини;
- МК – малогабаритний з камерним підводом;
- ЕГ – з електрогідроприводом механізму повороту 4Закруче;
- МБК – моноблочний з камерним підводом;
- Е – з електроприводом механізму повороту лопаток;
- МБ – моноблочний;
- КЕ – з камерним підводом і електроприводом розвороту лопаток;
- МЕ – малогабаритний з електроприводом розвороту лопаток;
- МКЕ – малогабаритний з камерним підводом і електроприводом

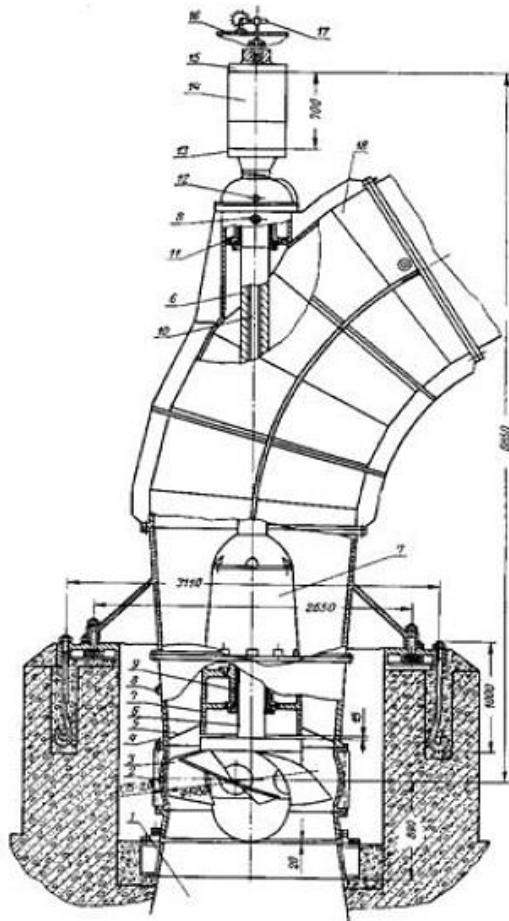
механізму розвороту лопаток.

На рис. 1.20 наведено розріз насоса ОП-145Е з електроприводом механізму розвороту 4Закруче.

Корпус насоса складається із дифузора і відвідного коліна. Відвідне коліно у насосів головного виконання розміщене під кутом  $60^\circ$ , а у малогабаритних – під кутом  $90^\circ$  до осі насоса.

Опори вала (підшипники з лігнофолевими або гумовими прокладками) змащуються водою, яку подає насос або взятою із стороннього джерела. Осьові зусилля і вага ротора насоса сприймаються п'ятою електродвигуна.

Вода до робочого колеса підводиться по плавно загнутій трубі або камерним способом. У малогабаритних насосів з камерним підводом к. к. д. на 2 – 3 % нижче.



1 – підведення води; 2 – робоча камера; 3 – робоче колесо; 4 – конус; 5 – вирівнюючий 44акруч; 6 – вал; 7 – обтікач; 8 – труба подачі води до підшипників; 9, 11 нижній і верхній підшипники; 10 – шток; 12 – труба відведення дренажної води; 13 – фланець вала насоса; 14 – корпус електроприводу розвороту лопатей; 15 – фланець електродвигуна; 16 – кришка електродвигуна; 17 – сельсин датчик; 18 – відвідне коліно насоса

Рисунок 1.20- Насос ОП-145Е з електроприводом розвороту 44акруче

Осьові насоси типів О і ОП випускаються з подачами  $0,63 - 46 \text{ м}^3/\text{с}$  при напорах 2,5 – 28 метрів. Марка осьових насосів розшифровується так: ОП2-110Е-У3 осьовий з поворотними лопатками насос; 2 – номер моделі робочого колеса; 110 – діаметр робочого колеса в сантиметрах; Е – електропривід механізму повороту лопаток; У3 – кліматичне виконання і категорія розміщення.

**Занурювальні моноблочні осьові насоси.** Промисловість випускає два типи таких насосів – ОПВ і ОМПВ.

Насос ОПВ – це 44акручений44ено моноблочний агрегат із вбудованим електродвигуном сухого типу.

Статор електродвигуна розміщено в герметичному корпусі з боку усмоктувальної частини насоса. В камеру електродвигуна по рукаву подається

повітря від постійно діючого зовнішнього джерела. Тиск повітря повинен на 0,03 – 0,05 Мпа (0,3 – 0,5 атм) перевищувати тиск води, в яку занурено 45акручений45ен. В накопичувачі змонтовано датчик, який сигналізує про наявність в ньому води. Ротор електродвигуна має подовжений вал, на який насаджене робоче колесо насоса. На виході валу із насоса розміщено ущільнюючий вузол. Електроенергія до двигуна подається по гнучкому кабелю. Місце проходження кабелю через корпус герметизується.

Насоси ОМПВ принципово відрізняються від насосів ОПВ тільки конструкцією електродвигуна. У цих агрегатів він 45акручений45еного типу. Чиста вода до нього підводиться від стороннього джерела.

Насоси типів ОПВ і ОМПВ можна монтувати поза приміщеннями насосних станцій, наприклад, у водоймищах.

Особливості характеристик осьових насосів такі (рис.1.13):

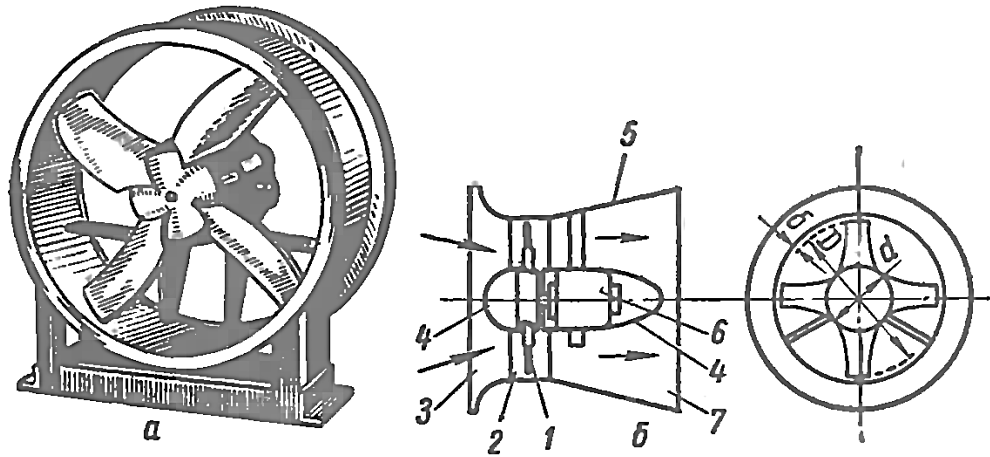
- Характеристика  $V - \Delta P$  круто падає і має точку перегину (тобто точку, де змінюється напрям випуклості кривої). Напір при нульовій подачі в півтора – два рази перевищує напір при максимальному к. к. д.
- Характеристика  $V - N$  із збільшенням подачі насоса знижується. Потужність, яку споживає насос при нульовій подачі приблизно в півтора рази більша за потужність при максимальному к. к. д.
- Характеристика  $V - \eta$  круто падає по обидва боки від максимального значення. Тому корисна зона роботи насоса відносно невелика.
- Висота усмоктування здебільшого негативна. Тому осьові насоси слід встановлювати під залив.

Враховуючи особливості осьових насосів, їх слід запускати тільки на відкритій засувці. У цьому випадку вони споживають найменшу потужність.

Подачу осьових насосів регулюють зміною частоти обертання або кута розвороту лопаток робочого колеса.

У найпростішому осьовому вентиляторі лопатеве колесо насаджено на вал електродвигуна (рис. 1.21) і обертається в циліндричній обечайке. Для поліпшення аеродинаміки спереду втулка колеса і електродвигун укріті спеціальними обтекателями, а перед входом в вентилятор передбачений колектор, який вирівнює швидкісне поле вхідного потоку. Для перетворення динамічного напору, створюваного вентилятором, в статичний, вихідній частині кожуха надають форму дифузора.

Робоче колесо складається з втулки і укріплених в ній робочих лопатей (зазвичай від 2 до 12). Лопаті застосовують литі або штамповані з листової сталі товщиною 1-6 мм. Лопаті кріплять до втулки або приварюванням, або стрижнями з різьбленням і гайками. В останньому випадку кут установки лопатей на втулці можна змінювати.



1 – лопатне колесо; 2 – кожух; 3 – входной 4бакручен; 4 – обтекатели; 5 – 4бакруче; 6 – электродвигатель

Рисунок 1.21 - Загальний вид (а) та схема (б) осьового вентилятора

Щоб уникнути погіршення аеродинамічних якостей вентилятора зазор між лопатями і кожухом повинен бути мінімальним, не більше 1,5% довжини лопаті.

За формою лопаті можуть бути симетричними і несиметричними. При симетричних лопатях вентилятор реверсивен, тобто однаково добре працює при будь-якому напрямку обертання.

Для поліпшення аеродинамічних якостей вентиляторів в деяких конструкціях за робочим колесом встановлюють нерухомі лопатки, що випрямляють закручений потік, що виходить з робочих лопатей. При цьому відбувається часткове перетворення динамічного напору в статичний. Навпаки, іноді перед робочим колесом встановлюють направляючий апарат з лопатями, закручувати потік, що йде на робочі лопаті, з тим, щоб потік, виходячи з останніх, розкручувався і надходив в нагнітальний трубопровід в осьовому напрямку. Змінюючи кут повороту лопаток такого направляючого апарату, можна регулювати роботу осьового вентилятора. Для підвищення створюваного тиску іноді застосовують осьові вентилятори з двома робочими колесами, встановленими послідовно в одному кожусі. В цьому випадку при відсутності направляючих апаратів колесам дають протилежний напрямок обертання з тим, щоб потік газу, 4бакручений першим колесом, розкручувався в другому колесі.

В осьових вентиляторах потік газу рухається майже без зміни напрямку, внаслідок чого відцентрові сили не використовуються і створюють тиск менше, ніж в вентиляторах відцентрового типу. Тим часом внаслідок великих прохідних перетинів осьові вентилятори досить компактні і навіть при невеликих розмірах дозволяють отримувати відносно високу продуктивність.

## 1.7.2 Осьові компресори

**Ступінь осьового компресора.** Осьовий компресор, як видно на конструктивній схемі (рис. 1.22), комбінується з декількох ступенів тиску. Кожний ступінь складається з обертового вінця, робочого і нерухомого вінців напрямних лопастей, що представляють собою кругові плоскі лопатні ґрати. Робочі лопасті закріплені на дисках або барабані ротора, напрямні – жорстко посаджені в корпусі компресора.

Перший ступінь компресора може виконуватись з вхідними напрямними лопастями й без них. Останній ступінь завжди виконується з вихідними напрямними лопастями, призначення яких у цьому випадку полягає в розкручуванні потоку та зменшенні вихідних втрат енергії.

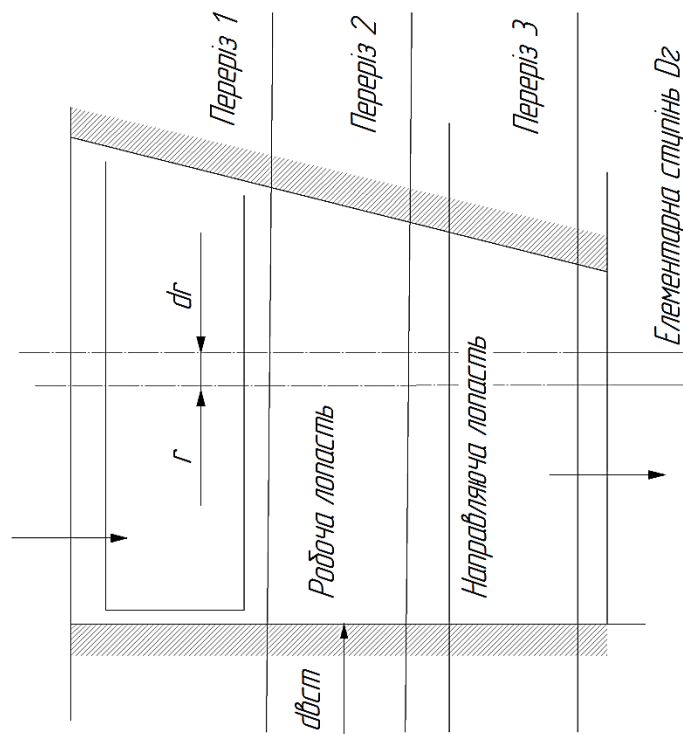
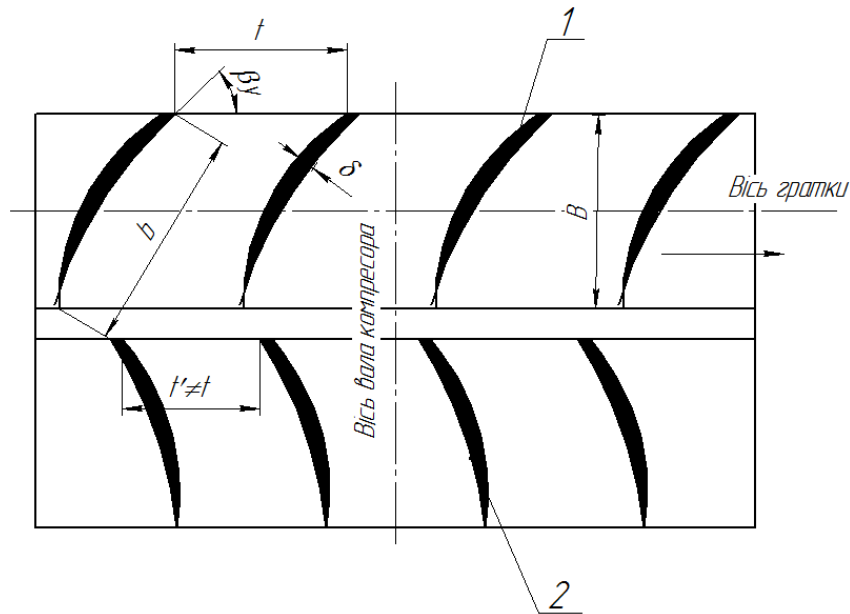


Рисунок 1.22 - Ступінь осьового компресора

Виділимо, як зазначено на рис. 1.23 й 1.24, ступінь малоїрадіальної довжини  $Dr$ , називану елементарним ступенем. У межах довжини елементарного ступеня паралелограми швидкості незмінні.



$t$  – крок робочих лопастей;  $t'$  – крок напрямних лопастей;  $b$  – хорда профілю;  $B$  – ширина ґрат;  $\beta_y$  – кут установки профілю;  $\delta$  – максимальна товщина профілю; 1 – робочі лопасті; 2 – напрямні лопасті

Рисунок 1.23 – Ґрати лопасті ступеня осьового компресора:

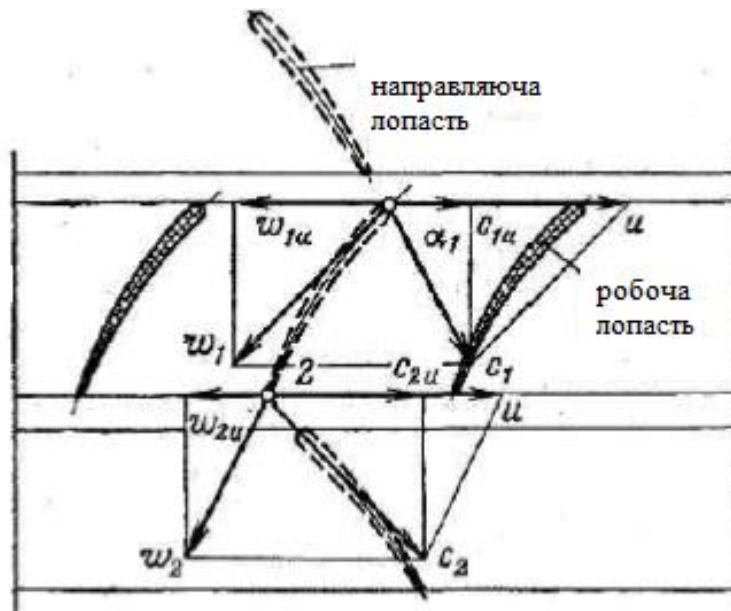


Рисунок 1.24 – Паралелограми швидкостей ступеня,  $c = 0,5$

Радіус елементарного ступеня  $r = \text{const}$  й енергія, передана газу робочими лопастями осьового компресора визначається при  $u_1 = u_2 = u$ . Використовуючи рівняння нерозривності й геометричні співвідношення між елементами паралелограмів швидкостей, одержуємо:

$$l_1 = uc_{1a} \left( ctg\beta_1 - \frac{\rho_1}{\rho_2} ctg\beta_2 \right), \quad (1.80)$$

Приблизно одержуємо:

$$l_1 = uc_{1a}(ctg\beta_1 - ctg\beta_2), \quad (1.81)$$

Якщо припустити, що процес у робочому колесі протікає без втрат, то енергія, що підводиться до газу, обумовлена за (1.80) або (1.81), підвищує його енергію й визначається різницею ентальпій загальмованого потоку. Отже,

$$l_1 = uc_a(ctg\beta_1 - ctg\beta_2) = i_1^* - i_2^*, \quad (1.81)$$

де  $i_1, i_2$  – ентальпії потоку на вході та на виході з робочого колеса, ккал.

*ККД елементарного ступеня.* Рівняння енергії потоку:

$$l_T = \int_1^2 \frac{dp}{\rho} + \frac{c_0^2 - c_1^2}{2} + l_{p.k.} + \int_2^3 \frac{dp}{\rho} + \frac{c_3^2 - c_2^2}{2} + l_{n.a.}, \quad (1.82)$$

де  $l_{p.k.} + l_{n.a.} = l_{cm}$  – втрати енергії ступеня, що складаються із витрат енергії в робочих каналах і напрямних апаратах

Останнє рівняння зводиться до вигляду:

$$l_T = \int_2^3 \frac{dp}{\rho} + \frac{c_3^2 - c_2^2}{2} + l_{cm}, \quad (1.83)$$

Дійсна енергія, що здобуває потік газу в компресорному ступені,

$$l = l_T - l_{cm} = \int_2^3 \frac{dp}{\rho} + \frac{c_3^2 - c_2^2}{2}, \quad (1.84)$$

Аеродинамічну досконалість ступеня прийнято оцінювати відношенням  $l/l_T$ , що має назву *внутрішнє ККД* (позначається індексом  $\eta_i$ ):

$$\eta_i = \frac{l}{l_T} = \frac{\int_2^3 \frac{dp}{\rho} + \frac{c_3^2 - c_2^2}{2}}{\int_2^3 \frac{dp}{\rho} + \frac{c_3^2 - c_2^2}{2} + l_{cm}}, \quad (1.85)$$

Якщо процес ступеня протікає політропно, то дійсна питома енергія обчислюється за відомим співвідношенням, і в цьому випадку внутрішній ККД ступеня, що обчислюється за (1.85), називають *внутрішнім політропним ККД*  $\eta_{in}$ .

$$l = \frac{n}{n-1} RT_1 \left[ \left( \frac{p_3}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] + \frac{c_3^2 - c_1^2}{2}, \quad (1.86)$$

Вище було зазначено, що оцінка досконалості компресорів з неінтенсивним охолодженням проводиться за допомогою ізоентропного ККД. Тому для ступенів осьових компресорів зручно застосовувати внутрішній ізоентропний ККД, значення якого можна обчислити за (1.85), якщо прийняти процес, описуваний чисельником цієї формули, ізотропним. Перетворення рівності (1.85) у цьому випадку приводять до наступних формул для бчислення  $z_{ia}$  за параметрами гальмування:

$$\eta_{ia} = \frac{\left( \frac{p_3^*}{p_1^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\frac{T_3^*}{T_1^*} - 1}, \quad (1.87)$$

або

$$\eta_{ia} = \frac{\left( \frac{p_3^*}{p_1^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\frac{T_3^*}{T_1^*} - 1} \quad (1.88)$$

Значення  $\eta_{ia}$  й  $\eta_{in}$  ступеня осьового компресора відрізняються не більше ніж на 0,5%, і тому використання  $\eta_{ia}$  практично цілком допустимо.

Для ступенів сучасних стаціонарних осьових повітряних компресорів ступінь підвищення тиску  $l = 1,1-1,3$ . За цих умов:  $\eta_{ia} = 0,85 \div 0,95$ .

**Конструктивні форми осьових компресорів.** Осьові компресори будуються, як правило, багатоступеневими. Проточна порожнина утворюється міжлопасними каналами вінців робочих і напрямних лопастей і поверхнями корпусу та втулки.

Залежності від форми внутрішньої поверхні корпусу й зовнішньої поверхні втулки розрізняють два основних геометричних типи проточної порожнини (рис. 1.25):

$$\left. \begin{array}{l} 1) d_{vm} = const; d_k = var \\ 2) d_{vm} = var; d_k = const \end{array} \right\}, \quad (1.89)$$



В обох випадках радіальна довжина робочих і напрямних лопастей зменшується в напрямку від першого ступеня до останнього. Зміна довжини лопастей обумовлено зменшенням обсягу газу при збереженні постійного значення осевої швидкості. Остання умова не є обов'язковою, і в деяких випадках зменшують осеву швидкість в останніх ступенях з метою зменшення втрат енергії в них.

Мінімальна висота лопастей останнього ступеня приблизно дорівнює 40 мм. Зміна довжини лопастей в напрямку руху газу призводить до зміни характерного для осевих машин значення втулкового відношення  $n=(d_{вт}/d_k)$ .

Для перших ступенів  $n_{вх} = 0,5-0,8$ , для останніх  $n_{вих} = 0,7-0,9$ .

З'ясуємо особливості геометричних типів компресорів, обумовлених умовами:

1)  $d_{вт} = \text{const}$ ;  $d_k = v_{ар}$ . У цьому випадку втулка – циліндрична й виготовлення її нескладне. Кореневі частини й кріплення робочих лопастей всіх ступенів у втулці зовсім однакові. Останні лопастей в цьому варіанті мають при інших рівних умовах довжини, більші, ніж у варіанті з  $d_k = \text{const}$ . У цьому легко переконатись, складаючи рівняння нерозривності для обох варіантів і приймаючи осеві швидкості однаковими. Збільшена довжина лопастей хвостових ступенів зменшує втрати енергії в них.

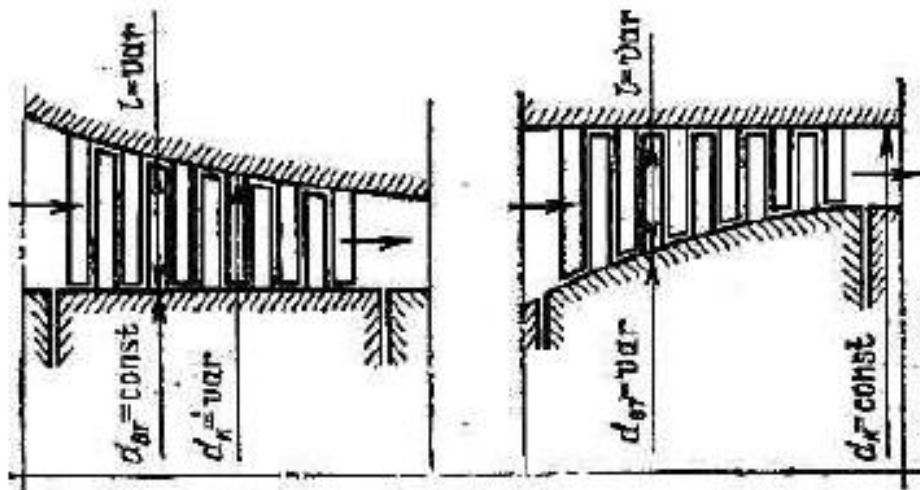


Рисунок 1.25 - Поточна порожнина осевого компресора

2)  $d_{вт} = v_{ар}$ ;  $d_k = \text{const}$ . У цій схемі спрощуються обробка корпусу й кріплення у ньому напрямних лопастей. Спрощуються і є більш надійними обробка і пригін зовнішніх кінців робочих лопастей. Завдяки цьому допускаються менші радіальні зазори між кінцями робочих лопастей і внутрішньою поверхнею корпусу, що підвищує об'ємний ККД ступенів. Окружні швидкості лопастей у цьому випадку вище, ніж при  $d_{вт} = \text{const}$ ; це збільшує роботу ступенів, і при заданому рівні стиску компресора число ступенів виходить меншим, ніж у першому випадку. Недоліком цієї конструктивної схеми щодо малих подач є малі довжини лопастей хвостових ступенів: ККД хвостових ступенів знижується.

Крім розглянутих схем побудови проточної порожнини, іноді застосовують й інші схеми з  $d_{sm} = var$  й  $d_k = var$ , що не мають, однак, переваг перед розглянутими. Для стаціонарних осьових компресорів застосовують у більшості випадків схему з  $d_{sm} = const$ .

Істотний вплив на енергетичну ефективність осьового компресора робить аеродинаміка підводячих і відвідних каналів. Вони конструюються, як правило, у вигляді спіральних й осьових каналів змінного перерізу (конфузорів і дифузорів).

Розглянемо конструктивні форми робочих і напрямних лопастей і спосіб їхнього кріплення у втулці й корпусі компресора. Лопасті осьових компресорів у рідких випадках є циліндричними. Звичайно, вони розраховуються зі змінним по довжині коефіцієнтом реактивності або за умови  $r_{cu} = const$ . Це призводить до зміни кута встановлення елементів лопасті по її довжині, і лопать виходить гвинтовою. Кореневий переріз лопасті (1) жорстко сполучається із сухарем (2), що служить для закріплення лопасті у втулці. Лопать й сухар, звичайно, виконуються з одного шматка металу; у деяких випадках зварюються. Бічні грані сухаря мають криволінійні рифи (зубці) (3) для кріплення в канавках, проточених у втулці. Сухарі вводяться в канавку через спеціальний замковий колодязь і розводяться по канавці до щільного зіткнення торцевими площинами (рис. 1.26).

Після набору в канавку сухарів повного вінця лопастей у замковий колодязь заставляється з невеликим натягом холостий (без лопастей) сухар, що стопориться спеціальним гвинтом.

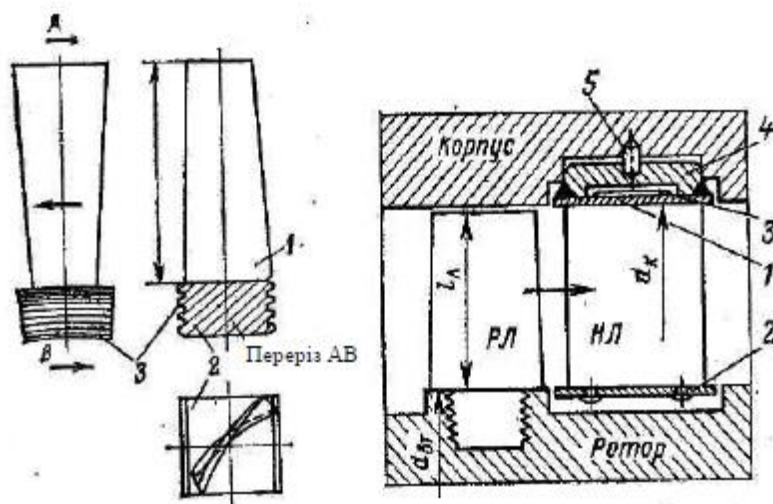


Рисунок 1.26 – Конструкція робочої сфери

У деяких конструкціях колодязь для введення хвостовиків лопастей виконується один на дві кільцеві канавки. Це спрощує конструкцію кріплення. Напрямні лопасті можуть кріпитись до корпусу або аналогічно кріпленню робочих лопастей до втулки.

## КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

1. Класифікація насосів?
2. Класифікація вентиляторів?
3. Наведіть схему розподілу швидкостей на робочому колесі відцентрового насоса, дайте пояснення до неї.
4. Як визначається теоретична подача насоса?
5. Як визначається теоретичний напір насоса?
6. Рівняння Ейлера для відцентрових машин?
7. Рівняння Ейлера для осьових машин?
8. Конструкція осьових вентиляторів?

## Розділ 2 ОБ'ЄМНО ПОРШНЕВІ І РОТОРНІ НАСОСИ І КОМПРЕСОРНІ МАШИНИ

### 2.1 Поршневі насоси і компресори

Поршневі і плунжерні насоси належать до об'ємних насосів, в яких переміщення рідини здійснюється шляхом витіснення її з робочих камер витискувачами. Під робочою камерою об'ємного насоса розуміється обмежений простір, що попеременно сполучається з входом і виходом насоса. Робочий орган насоса, що безпосередньо здійснює роботу витіснення рідини з робочих камер, а також часто роботу всмоктування рідини в ці ж камери, називається витискувачем. Конструктивно витискувач може бути виконаний у вигляді поршня, плунжера, пластини і так далі.

Згідно нормативів, об'ємні насоси по характеру руху витискувачів, а отже, і по характеру процесу витіснення діляться на зворотно-поступові, роторні і крильчаті.

Зворотно-поступовий насос — це об'ємний насос, в якому витіснення рідини здійснюється з нерухомих робочих камер в результаті лише прямолінійного зворотно-поступального руху витискувачів.

По вигляду витискувачів зворотно-поступові насоси діляться на поршневі і діафрагмові. До поршневих насосів в широкому сенсі цього терміну відносяться також і плунжерні насоси. Відмінність між ними полягає в конструкції витискувача і характері ущільнення. У подальшому викладі під поршневими насосами розумітимуться як власне поршневі, так і плунжерні насоси. Поршневі і плунжерні насоси класифікуються по декількох основних ознаках.

1. По характеру руху провідної ланки розрізняють насоси:

- а) прямодіючі, в яких провідна ланка здійснює зворотно-поступальну ходу (наприклад, парові прямодіючі);
- б) вальні, в яких провідна ланка здійснює обертальний рух (кривошипні і кулачкові насоси).

2. По числу циклів нагнітання і всмоктування за один подвійний хід розрізняють насоси:

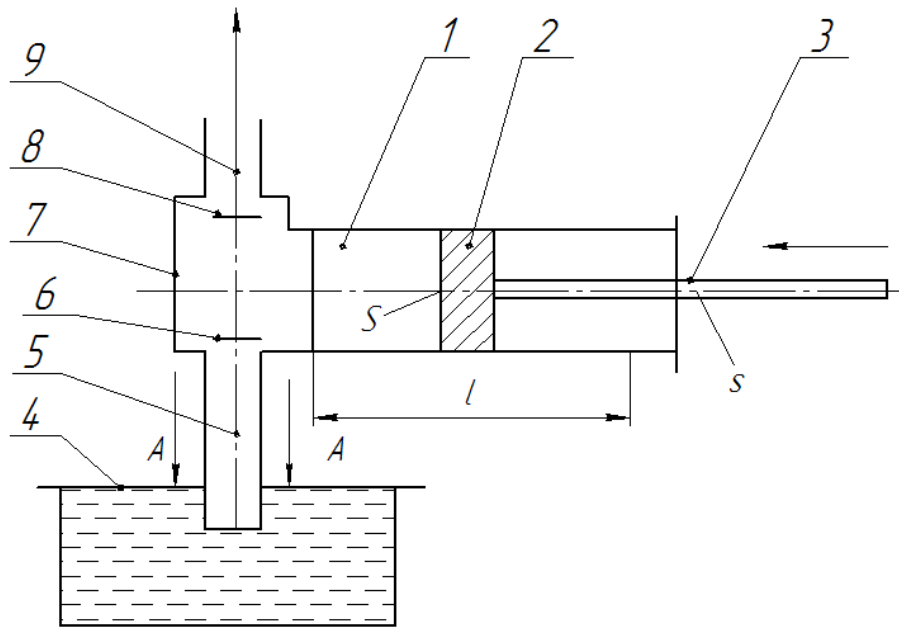
- а) односторонньої дії;
- б) двосторонньої дії.

3. По кількості поршнів або плунжерів насоси бувають:

- а) однопоршневі;
- б) двопоршневі;
- в) трьохпоршневі;
- г) багатопоршневі.

На рис. 2.1 приведена проста схема однопоршневого насоса односторонньої дії. У циліндрі 1 здійснює зворотно-поступальний рух поршень 2, сполучений штоком 3 з провідною ланкою насоса (на схемі не показано). До

циліндра приєднана клапанна коробка 7, в якій знаходяться всмоктуючий клапан 6 і напірний клапан 8. Простір між клапанами і поршнем є робочою камерою насоса. До клапанної коробки знизу підведений всмоктуючий трубопровід 5, що сполучає насос з витратним резервуаром 4. Над клапанною коробкою знаходиться напірний трубопровід 9.



1- циліндр; 2 – поршень; 3 – шток; 4 – резервуар; 5 – всмоктуючий трубопровід; 6 – всмоктуючий клапан; 7 – клапанна коробка; 8 – напірний клапан; 9 – напірний трубопровід

Рисунок 2.1 - Схема однопоршневого насоса односторонньої дії

У сучасних поршневих насосах найбільшого поширення набули клапани, навантажені пружинами; рідше застосовуються клапани, що діють під впливом власної ваги. Конструктивне виконання їх може бути різним.

На рис. 2.2 дана проста схема однопоршневого насоса двосторонньої дії, на рис. 2.3 - схема диференційного плунжерного насоса. У подальшому викладі прийняті наступні умовні позначення:  $D$  і  $S$  — діаметр і площа поршня;  $d$  і  $s$  — діаметр і площа поперечного перетину штока;  $l$  — хід поршня;  $q$  — робочий об'єм насоса;  $n$  — число подвійних ходів поршня або зворотів валу в хвилину;  $Q$  — подача насоса.

Для насосів односторонньої дії

$$q=iSl, \quad (2.1)$$

де  $i$ —число поршнів, шт.

Для насосів двосторонньої дії

$$q = i(2S - s)l. \quad (2.2)$$

Усереднена в часі секундна подача насоса

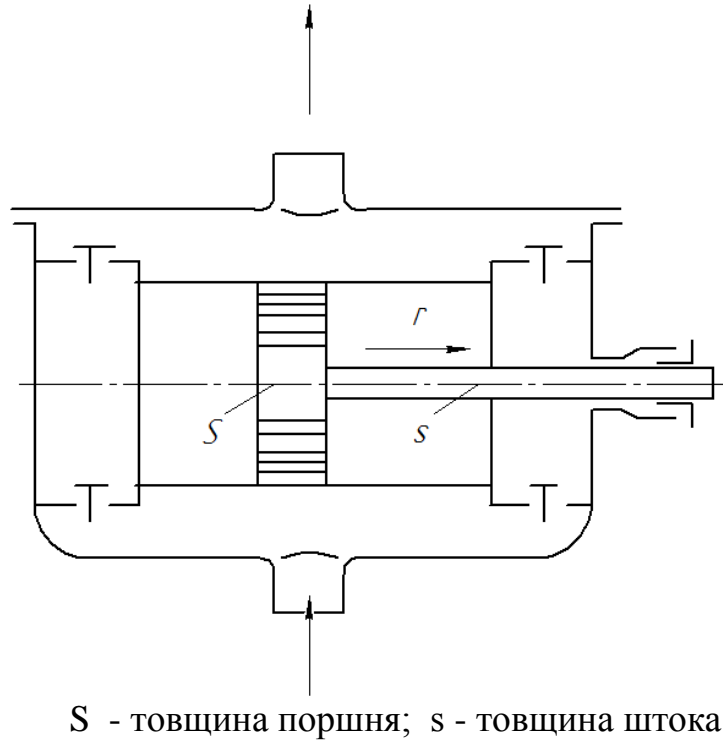


Рисунок 2.2 - Схема однопоршневого насосу двосторонньої дії

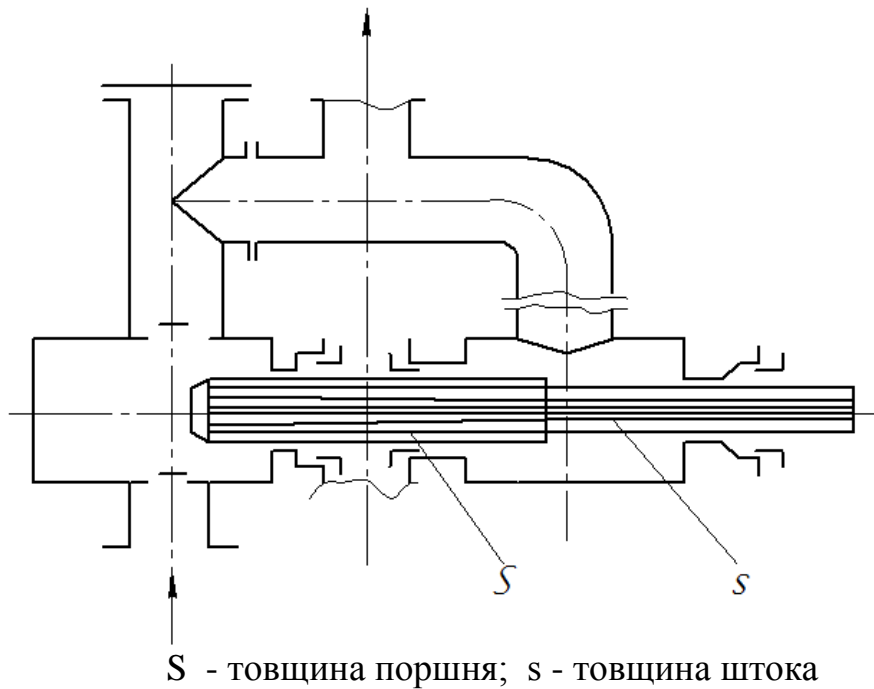


Рисунок 2.3 - Схема диференційного плунжерного насосу

$$Q = \eta_0 Q_{id} = \eta_0 q \frac{n}{60}, \quad (2.3)$$

де  $Q_{id}$  — ідеальна секундна подача насоса; м<sup>3</sup>/с;

$\eta_0$  — об'ємний ККД насоса, залежний від його конструкції, частоти ходів, тиску і абсолютних розмірів насоса, частка .

Орієнтовні значення  $\eta_0$  поршневих насосів залежно від розмірів насосів приведені в табл. 2.1.

Таблиця 2.1 - Орієнтовні значення  $\eta_0$  поршневих насосів

Розмір насосу	D, мм	Q, м <sup>3</sup> /год	$\eta_0$
Малий	Менше 50	0,5 – 20	0,85 – 0,90
Середній	50 – 150	20 – 300	0,90 – 0,95
Великий	Більш 150	Більш 300	0,95 – 0,99

Максимально допустиме число подвійних ходів  $n$  в хвилину поршневих насосів змінюється залежно від типу клапанів і визначає їх швидкохідність.

Залежно від швидкохідності насосів вибираються відповідні співвідношення довжини ходу робочого органу  $l$  до його діаметру  $D$ . У табл. 2.2 приведені ці співвідношення  $\psi = l/D$  залежно від  $n$  для поршневих і плунжерних насосів.

Таблиця 2.2 - Співвідношення довжини ходу робочого органу  $l$  до його діаметру  $D$

Тип насосу	$n$ , об/хв	$\psi$
Тихохідний	40 – 80	2,5 – 2,0
Нормальний	80 – 150	2,0 – 1,2
Швидкохідний	150 - 350	1,2 – 0,5

У табл. 2.3 показані допустимі значення  $n$  залежно від типу клапанів.

Таблиця 2.3 - Допустимі значення  $n$

Тип клапана	$n$ , об/хв
Ваговий	60—80
Пружинний залежно від конструкції	100—200
Спеціальної конструкції	300—500

Поршневі насоси можуть бути включені в паралельну роботу і з іншими об'ємними насосами (наприклад, з шестерінчастими), причому характер їх спільної роботи в принципі не відрізнятиметься від розглянутого випадку паралельної роботи двох поршневих насосів, оскільки характеристики інших об'ємних насосів мало відрізняються від характеристик поршневих насосів.

### 2.1.1 Плунжерні насоси

В кулачкових насосах (рис. 2.4,а) поршень (плунжер) 3 пружиною або іншими засобами притискається до кулачка (ексцентрику) 4. Вісь обертання кулачка (точка  $O_2$ ) зміщена відносно його геометричної осі (точка  $O_1$ ) на величину ексцентриситету  $e$ . При обертанні кулачка поршень здійснює в циліндрі зворотно-поступальний рух на величину шляху  $l=2e$ , при цьому через всмоктуючий клапан 1 відбувається всмоктування рідини, а через напірний клапан 2 — нагнітання.

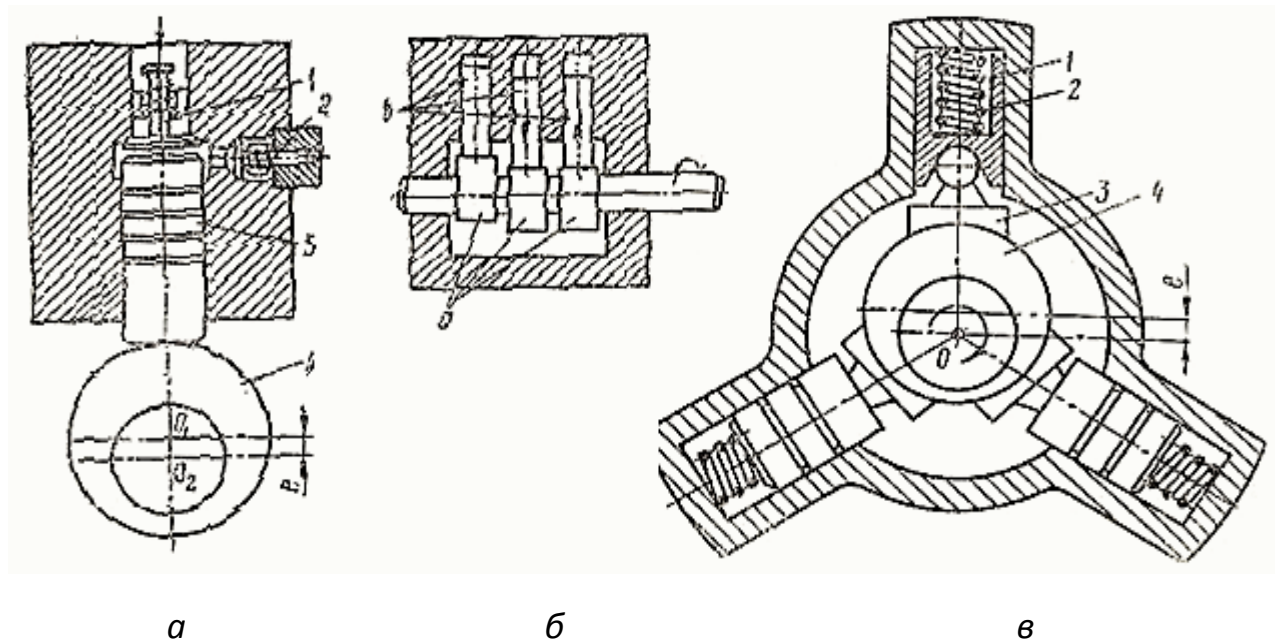


Рисунок 2.4 – Основні типи плунжерних насосів

Подача цих насосів така ж, як і звичайних поршневих насосів односторонньої дії з шатуново-кривошипним механізмом. Для вирівнювання подачі застосовуються насоси багатопоршневі з числом циліндрів  $z=3—11$  в одному ряду і із зсувом фаз їх робочих циклів на кут  $\varphi = 360/z$ .

Схема трьохциліндрового насоса приведена на рис. 2.14, б. Кулачки  $a$  розташовані в ряд на приводному валу; поршні  $b$  притискаються до кулачків за допомогою пружин (останні на схемі не показані).



Для досягнення більшої компактності насоса циліндри часто розташовують радіально з пересіченням їх осей в загальному центрі  $O$  (рис. 2.4, в). Поршні 1 в цих насосах також приводяться в рух кулачком 4. Прижим поршнів до кулачка здійснюється пружинами 2. Центр  $O$  обертання кулачка у даній схемі зміщений відносно його геометричної осі на величину ексцентриситету  $e$ . Зменшення контактного тиску між поршнями і кулачком здійснюється за допомогою «башмаків» 3. Насоси виготовляють в одно- і багаторядном (не більше п'яти) виконанні. Розподіл рідини здійснюється за допомогою клапанів, які на схемі не показані.

Подача насоса визначається по формулі

$$Q = \eta_0 \frac{S^2 e z n}{60}, \quad (2.4)$$

де  $\eta_0$ —об'ємний ККД насоса, рівний 0,75—0,95;

$S$  — робоча площа циліндра;

$e$  — величина ексцентриситету;

$z$  — число робочих камер;

$n$  — число зворотів валу насоса в хвилину.

Кулачкові поршневі насоси здатні створювати високий тиск. Вони набули значного поширення в будівельних і дорожніх машинах. Деякі типи насосів використовуються для нагнітання рідини у гідравлічні преси, а також як паливні насоси дизелів.

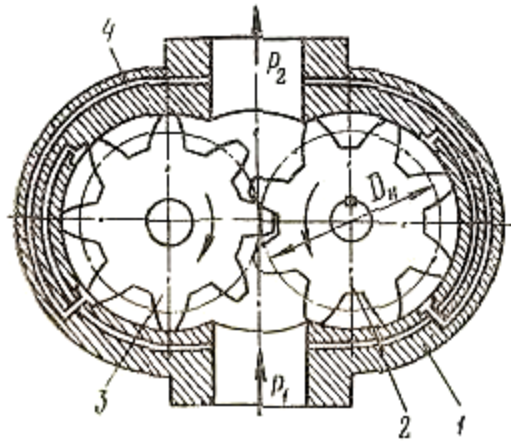
Основні технічні дані деяких типів кулачкових поршневих насосів приведені в табл. 2.4.

Таблиця 2.4 - Основні технічні дані деяких типів кулачкових поршневих насосів

Марка насоса	Подача, л/хв	Робочий тиск, МПа (кгс/см <sup>2</sup> )	Частота обертання, об/хв	Потужність електродвигуна, кВт
Н-400	5	20(200)	1500	2,8
Н-401	18	30(300)	1500	11,5
Н-403	35	30(300)	1500	23,5
ПО-83	3	50(500)	2200	3,8

## 2.1.2 Шестеренчасті насоси

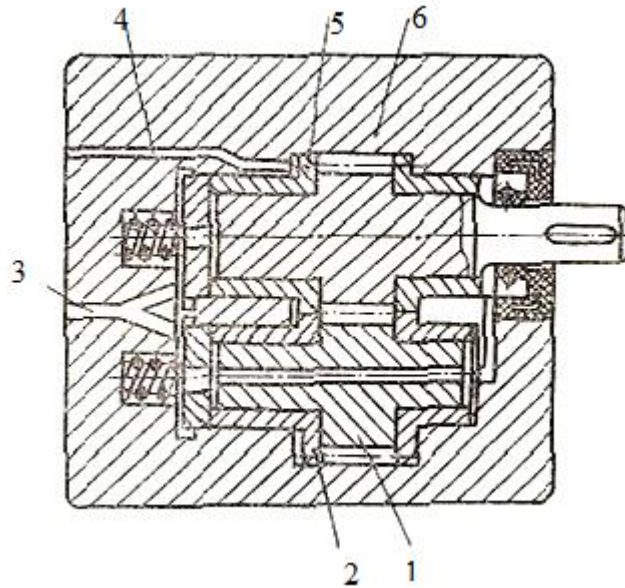
Шестеренчасті насоси виконуються з шестернями зовнішнього і внутрішнього зачеплення. Найбільше поширення мають насоси з шестернями зовнішнього зачеплення. На рис. 2.5 приведена схема такого насоса. Він складається з двох однакових шестерень — ведучої 2 і ведомої 3, поміщених у корпусі, що щільно охоплює їх, — статорі 1. При обертанні шестерень в напрямі, вказаному стрілками, рідина, що заповнює западини між зубами, переноситься з порожнини всмоктування в порожнину нагнітання. Унаслідок різниці тиску ( $p_2 > p_1$ ) шестерні схильні до дії радіальних сил, які можуть привести до заклинювання роторів. Для урівноваження останніх в корпусі насосів інколи владнують розвантажувальні канали 4. Такі ж канали можуть бути виконані і в самих роторах.



1 – статор; 2 – ведуча шестерня; 3 – ведома шестерня; 4 – розвантажувальні канали;

Рисунок 2.5 - Насос з шестернями зовнішнього зачеплення

У шестеренчастих насосах високого тиску передбачається гідравлічна компенсація торцевих зазорів, здійснювана спеціальними «плаваючими втулками», які тиском рідини притискаються до шестерень. На рис. 2.6 приведена схема шестеренчастого насоса з гідростатичним притиском. Підведення тиску нагнітання по каналу 4 і дренаж через канали 3 в корпусі 6 дозволяють забезпечити компенсацію торцевого зазору між шестернями 1 і бічними щочками 2 і 5.



1 – шестерня; 2, 5 – бічні щоки; 3,4 – канал; 6 - корпус

Рисунок 2.6 - Схема шестеренчастого насоса з гідростатичним притиском

Найчастіше застосовуються насоси, що складаються з пари прямозубих шестерень із зовнішнім зачепленням і з однаковим числом зубів евольвентного профілю. Для збільшення подачі інколи вживаються насоси з трьома і більш шестернями, розміщеними довкола центральної провідної шестерні.

Для підвищення тиску рідини застосовуються багатоступінчасті шестеренчасті насоси. подача кожної подальшої ступені цих насосів менше подачі попередньої ступені. Для відведення надлишку рідини кожен рівень має перепускний (запобіжний) клапан, відрегульований на відповідний максимально допустимий тиск.

Окрім прямозубих шестерень, виконуються насоси з косозубими і шевронними шестернями. Кут нахилу зубів в шевронних шестернях зазвичай складає 20—25°.

Сучасні шестерінчасті насоси можуть розвивати тиск до 10—20 МПа.

Для наближених розрахунків секундної подачі насосів з двома однаковими шестернями можна користуватися формулою

$$Q = \eta_0 \pi A (D_r - a) b \frac{n}{60}, \quad (2.5)$$

де  $\eta_0$ — об'ємний ККД насоса, залежний від конструкції, технології виготовлення і тиску насоса і що приймається рівним 0,7—0,95;

$A$  — відстань між центрами шестерень, рівна при однакових шестернях діаметру початкового кола  $D_n$ , м;

$D_2$  — діаметр кола голівок зубів, м;

$b$ —ширина шестерень, м;

$n$  — частота обертання ротора в хвилину, об/хв.

Для шестерень з нормальним евольвентним некоригованим зачепленням  $A = D_H = mz$ , висота головки зуба  $h = m$  та  $D_f = m(z+2)$ , де  $m$  — модуль зачеплення і  $z$  — число зубів шестерні. Для таких шестерень формула набирає вигляду

$$Q = \eta_0 \cdot 2\pi m^2 z b \frac{n}{60} \quad \text{чи} \quad Q = \eta_0 \frac{\pi}{30} D_H m b n. \quad (2.6)$$

Коефіцієнт нерівномірності подачі  $\sigma_Q$ , визначається вираженням

$$\sigma_Q = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{cp}}, \quad (2.7)$$

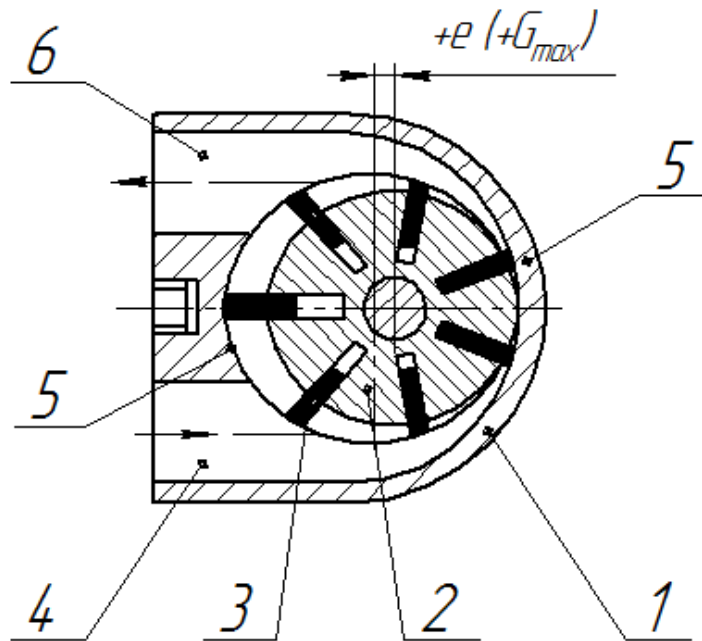
Вираз (2.7) для шестерінчастих насосів з циліндровим евольвентним зачепленням зводиться до виду:

$$\sigma_Q = \frac{2,17}{z + 1,276}, \quad (2.8)$$

### 2.1.3 Пластинчасті насоси

**Пластинчастий насос** — різновид шибєрних, тобто роторно-поступальних, насосів з витискувачами у вигляді шибєров — пластин. Пластинчасті насоси бувають однократної, двократної і багатократної дії. Насоси однократної дії можуть бути регульованими і нерегульованими. Насоси двократної і багатократної дії нерегульовані. На рис. 2.7 приведена проста схема пластинчастого насоса однократної дії.

У корпусі насоса — статорі 1, внутрішня поверхня якого є циліндровою, ексцентрично розташований ротор 2, що представляє циліндр з прорізами (пазами), виконаними або радіально, або під невеликим кутом  $\alpha$  до радіусу. У прорізах знаходяться прямокутні пластини — витискувачі 3, які при обертанні ротора здійснюють відносно нього зворотно-поступальний рух. Під дією відцентрових сил або спеціальних пристроїв пластини своїми зовнішніми торцями притискаються до внутрішньої поверхні статора і ковзають по ній.



1 – статор; 2 – ротор; 3 – витискувач; 4 – всмоктуючий патрубков; 5 – перемички ущільнювачів; 6 – нагнітальний патрубков

Рисунок 2.7 - Схема пластинчастого насоса однократної дії

При обертанні ротора у напрямі годинникової стрілки рідина через вікно, розташоване на периферії статора, поступає в насос зі всмоктуючого патрубка 4 і через протилежне вікно подається в нагнітальний патрубков 6 (вікна на рисунку не показані). Робочі камери в насосі обмежуються двома сусідніми пластинами і поверхнями статора і ротора. Ущільнення ротора і пластин з торців здійснюється плаваючим диском, який тиском рідини притискається до ротора. Для відділення всмоктуючої порожнини від нагнітальної в статорі є перемички ущільнювачів 5, розмір яких має бути дещо більше відстані між краями двох сусідніх пластин.

Регулювання робочого об'єму і реверс подачі пластинчастого насоса однократної дії здійснюються зміною величини і знаку ексцентриситету, для чого необхідний спеціальний механізм, що зміщує центральну частину статора відносно ротора (на рис. 2.7 насос встановлений на максимальний ексцентриситет  $e$ , що відповідає максимальній подачі  $Q_{max}$ ).

Регулювання робочого об'єму в насосі двократної дії виключається. Число пластин  $z$  для найбільш рівномірної подачі рекомендується вибирати кратним чотирьом; частіше всього  $z=12$ . Подача пластинчастих насосів визначається наступними виразами:

$$Q = \eta_0 \left[ 2\pi(r - e) - \frac{\delta \cdot z}{\cos \alpha} \right] b \cdot 2e \frac{n}{60} \quad (2.8)$$

для насоса двократної дії

$$Q = 2\eta_0 \left[ 2\pi(r_1^2 - r_2^2) - \frac{(r_1 - r_2)\delta \cdot z}{\cos \alpha} \right] b \cdot \frac{n}{60}, \quad (2.9)$$

де  $b$  — ширина пластин в осьовому напрямі;  
 $\delta$  — товщина однієї пластини;  
 $\alpha$  — кут нахилу пластин до радіусу у бік обертання ротора (зазвичай  $\alpha=0—15^\circ$ );  
 $r$  — радіус внутрішньої поверхні статора;  
 $e$  — величина ексцентриситету;  
 $r_1$  і  $r_2$  — відповідно велика і мала піввісь внутрішньої поверхні статора;  
 $\eta_0$ —об'ємний ККД, що приймається рівним 0,75—0,98.

### 2.1.4 Поршневі компресори

Схема і індикаторна діаграма одноступінчастого поршневого компресора показані на рис. 2.8. Компресор складається з циліндра, поршня, що здійснює зворотно-поступальний рух, і двох клапанів: всмоктуючого і нагнітального. Над циліндром зображена індикаторна діаграма компресора, яка графічно показує залежність тиску газу або пари в циліндрі від його обсягу.

Працює компресор наступним чином. При русі поршня зліва направо тиск газу в циліндрі стає менше тиску  $p_1$ . Під дією різниці тисків відкривається всмоктуючий клапан і циліндр заповнюється газом. На індикаторній діаграмі процес всмоктування зображується лінією  $d_a$ . Дійшовши до крайнього правого положення, поршень починає рухатися в зворотному напрямку, всмоктувальний клапан закривається і відбувається стиснення газу (лінія  $ab$ ). Характер цього процесу визначається ступенем охолодження циліндра. Тиск буде збільшуватися до тих пір, поки воно не перевищить  $p_2$ . Тоді під дією різниці цих тисків відкривається нагнітальний клапан і стиснений газ виштовхується з циліндра (лінія  $bc$ ). Поршень не може доходити впритул до кришки циліндра і між ними завжди залишається простір, яке називається шкідливим. У цьому просторі залишається газ, який розширюється при русі поршня зліва направо (лінія  $cd$ ). Нагнітальний клапан при цьому закривається.

З діаграми видно, що наявність шкідливого простору зменшує кількість газу, що всмоктується в циліндр, і тим самим знижує його продуктивність. Зазвичай шкідливий простір становить 5-10 % загального обсягу циліндра.

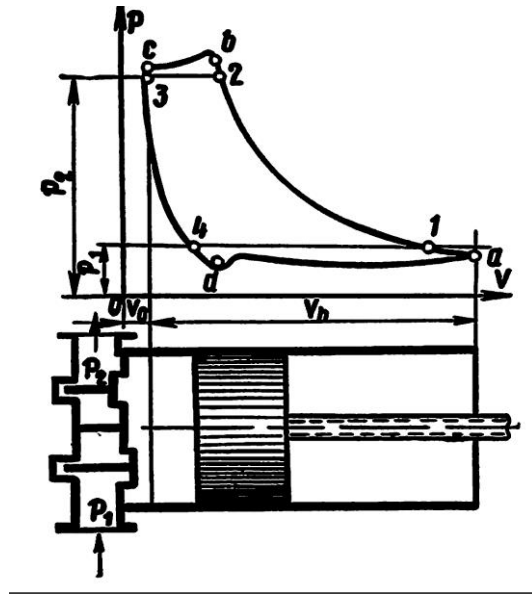


Рисунок 2.8 - Схема та індикаторна діаграма одноступінчастого поршневого компресора

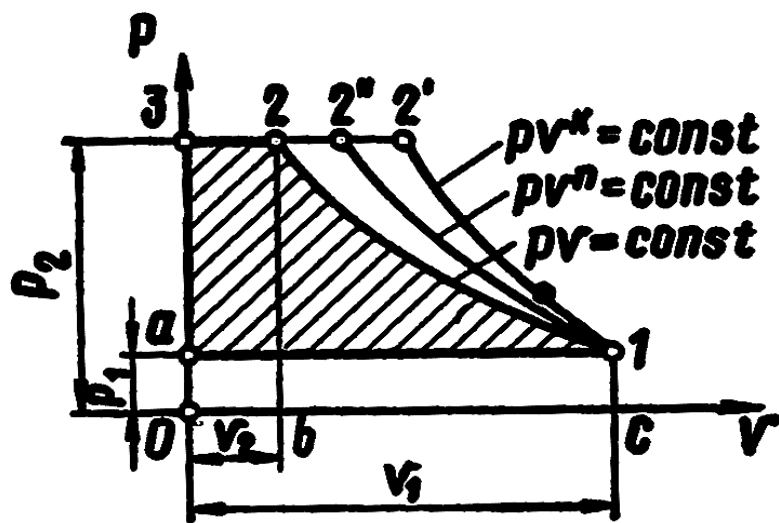


Рисунок 2.9 – Індикаторна діаграма одноступінчастого ідеального компресора

Для спрощення аналізу роботи компресора розглядають роботу ідеального компресора. *Ідеальним* називають такий компресор, в якому немає шкідливого простору, втрат тиску при течії газу через клапани, витоку газу через клапани і зазори між поршнем і циліндром і тертя поршня об стінки циліндра.

Індикаторна діаграма ідеального одноступінчастого компресора показана на рис.2.9. Якщо циліндр компресора не охолоджує, процес стиснення буде адиабатическим ( $t-2'$ ). Якщо при охолодженні все тепло, що виділилося при стисненні, від газу відводиться, процес стиснення буде ізотермічним ( $t-2$ ), при неповному відвіді тепла - політропического ( $t-2''$ ).

**Робота стиснення і продуктивність компресора.** На стиснення газу витрачається робота. Привід компресора може здійснюватися від електродвигуна, двигуна внутрішнього згоряння або турбіни. Робота, витрачена на стиск 1 кг газу в ідеальному компресорі, може бути визначена за допомогою діаграми (рис.2.9).

При адіабатичному стисканні, Дж/кг:

$$a_{сж}^{ad} = \frac{1}{k-1} \cdot (p_2 v_2 - p_1 v_1), \quad (2.10)$$

при ізотермічному, Дж/кг:

$$a_{сж}^{из} = p_1 v_1 \cdot \ln \frac{p_2}{p_1} \quad (2.11)$$

при політропному, Дж/кг:

$$a_{сж}^{пол} = \frac{1}{n-1} \cdot (p_2 v_2 - p_1 v_1) \quad (2.12).$$

Підставивши в рівняння (2.12) відповідні значення асж, після нескладних перетворень отримаємо формулу для роботи, що витрачається на стиснення газу в компресорі.

При адіабатичному стисненні

$$a_o^{ad} = \frac{k}{k-1} \cdot (p_2 v_2 - p_1 v_1) = \frac{k}{k-1} \cdot p_1 v_1 \cdot \left( \lambda^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right), \quad (2.13)$$

при ізотермічному стисненні:

$$a_o^{из} = p_1 v_1 \ln \lambda, \quad (2.14)$$

при політропному стисненні:

$$a_o^{пол} = \frac{n}{n-1} \cdot (p_2 v_2 - p_1 v_1) = \frac{n}{n-1} \cdot p_1 v_1 \cdot \left( \lambda^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \quad (2.15)$$

де  $\lambda = \frac{p_2}{p_1}$  - ступінь підвищення тиску, разів.

N - число обертів вала компресору, об/хв.



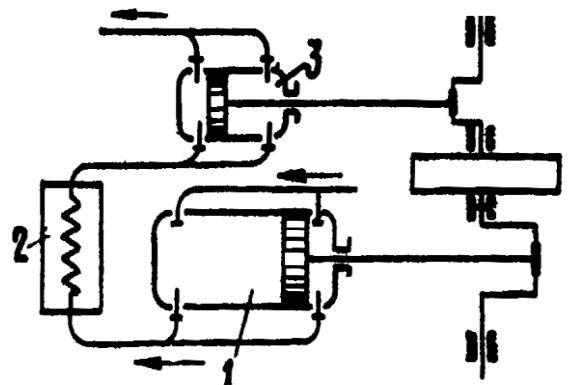
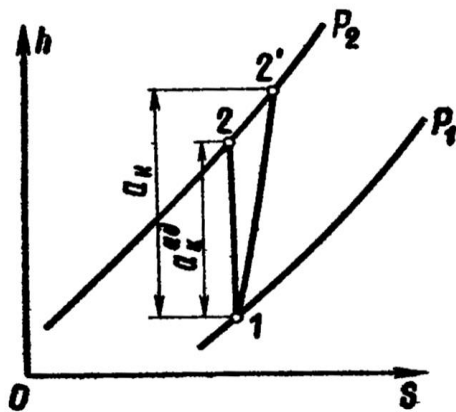
Найменша робота, що витрачається на стиснення газу в компресорі, буде при ізотермічному стисканні. Однак здійснити ізотермічний стиск газу важко, тому в реальних компресорах стиснення здійснюється по політропи з показником  $n = 1,2 \div 1,30$ . При адіабатичному стисненні газу в компресорі робота може бути визначена також за формулою

$$a_n^{ad} = h_2 - h_1, \quad (2.16)$$

де  $h_1$  і  $h_2$  – значення ентальпії газу на вході в компресор і виході з нього. Значення  $h_1$  і  $h_2$  можна визначити по  $h, S$ -діаграмі.

У реальному компресорі процес стиснення газу супроводжується внутрішніми втратами і теплообміном. Він відбувається зі збільшенням ентропії і робота, що витрачається на стиснення газу, в ньому більше, ніж в ідеальному компресорі (рис.2.10):

$$a_k = h_2' - h_1, \quad (2.17)$$



- 1 - циліндр першого ступеня;
- 2 проміжний охолоджувач;
- 3 - циліндр другого ступеня.

Рисунок 2.10 - Процес стиснення газу в системі  $h, S$  – координатах  
Рисунок 2.11 - Схема двоступінчастого компресора

Якщо витрата газу через компресор становить  $Q_m$  кг / с, потужність двигуна для приводу компресора може бути визначена за формулою, Вт:

$$N = Q_m \cdot (h_2' - h_1) \quad (2.18)$$

Формули (2.17) і (2.18) справедливі як для поршневих, так і для лопаткових компресорів при стисненні газів і парів. У одноступенчатом компресорі можна стискати газ більше, ніж до 1 МПа. При більш високого ступеня підвищення тиску температура в кінці стиснення буде настільки

високою, що буде вигорати мастило. Різко зростуть також механічні втрати і перекачування газу між поршнем і циліндром, тому при стисненні газу вище 1 МПа приймають багатоступінчасті компресори. У багатоступеневих компресорах стиснення відбувається послідовно в декількох циліндрах з проміжним охолодженням газу після кожного циліндра (рис 2.11). Діаграма роботи ідеального тріхступенчатого компресора показана на рис.2.12. Лінія a-1 показує процес всмоктування, лінія 1-2 - процес стиснення газу до тиску  $p_2$  в першому циліндрі, лінія 2-в - процес нагнітання в перший охолоджувач, в-3 - процес всмоктування охолодженого газу, 3-4 - стиснення в другому циліндрі до тиску  $p_3$ , 4-з - нагнітання газу в другій охолоджувач, з-5 - процес всмоктування з другого охолоджувача в третій циліндр, 5-6 - процес стиснення газу в третьому циліндрі до кінцевого тиску  $p_4$ , з-d - процес нагнітання стисненого газу в резервуар.

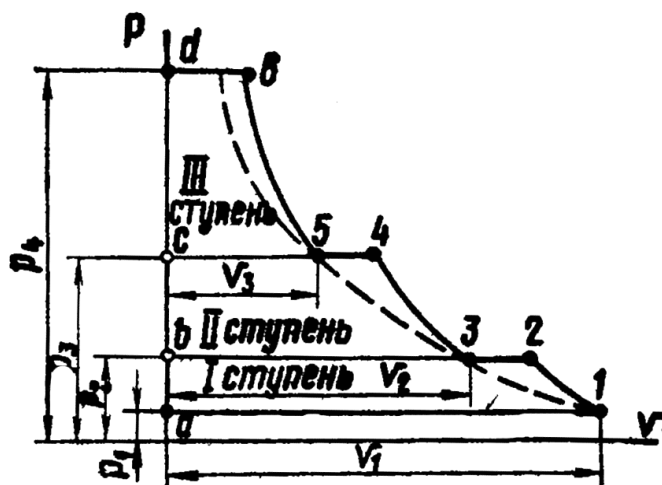


Рисунок 2.12 - Діаграма роботи тріступінчастого компресора

У багатоступеневих компресорах досягається деяке наближення процесу стиснення до найбільш вигідному - ізотермічного. Чим більше число ступенів, тим ближче процес наближається до ізотермічного, але тим дорожче компресор. Ступінь підвищення тиску в кожного ступеня багатоступеневого компресора повинна бути однаковою:

$$\lambda = \sqrt[m]{\frac{p_k}{p_1}}, \quad (2.19)$$

де  $m$  – число ступенів компресора;

$p_1$  - тиск газу в усмоктувальному патрубку першого циліндра;

$p_k$  - тиск в нагнітальному патрубку останнього циліндра.

Охолоджувальні компресори зазвичай характеризуються ізотермічними ККД:

$$\eta_{\kappa}^{uz} = \frac{a_o^{uz}}{a_{\kappa}}, \quad (2.20)$$

неохолоджувани – адіабатичним:

$$\eta_{\kappa}^{a\partial} = \frac{a_o^{a\partial}}{a_{\kappa}}, \quad (2.21)$$

де  $a_{\kappa}$  – робота, яка витрачається компресором, Дж/кг;

$a_o^{uz}$  та  $a_o^{a\partial}$  – робота, яка витрачається в ідеальному компресорі при ізотермічному та адіабатичному стисненні.

Знаючи ККД компресора, можна визначити роботу і потужність, що витрачаються в реальному компресорі. Об'ємна продуктивність ідеального компресора, наведена до параметрів всмоктування (до тиску  $p_1$  і температури  $T_1$ ),

$$Q_{VT} = \frac{V \cdot n}{60}, \quad (2.22)$$

де  $V$  – об'єм циліндра, що описується поршнем,  $m^3$ ;  
 $n$  – число обертів вала компресора, 1/хв.

У реальному компресорі за рахунок шкідливого простору обсяг циліндра, описуваний поршнем, менше на величину обсягу шкідливого простору. До того ж опір всмоктуючих клапанів зменшує заповнення циліндра; витік зменшує кількість газу, що надходить в нагнетательну лінію. Всі ці та інші втрати зазвичай враховуються коефіцієнтом подачі  $\epsilon$ , який показує, яку частину становить продуктивність реального компресора по відношенню до ідеального. Об'ємна продуктивність реального компресора визначається за формулою

$$Q_V = \frac{\epsilon V n}{60}, \quad m^3/c, \quad (2.23)$$

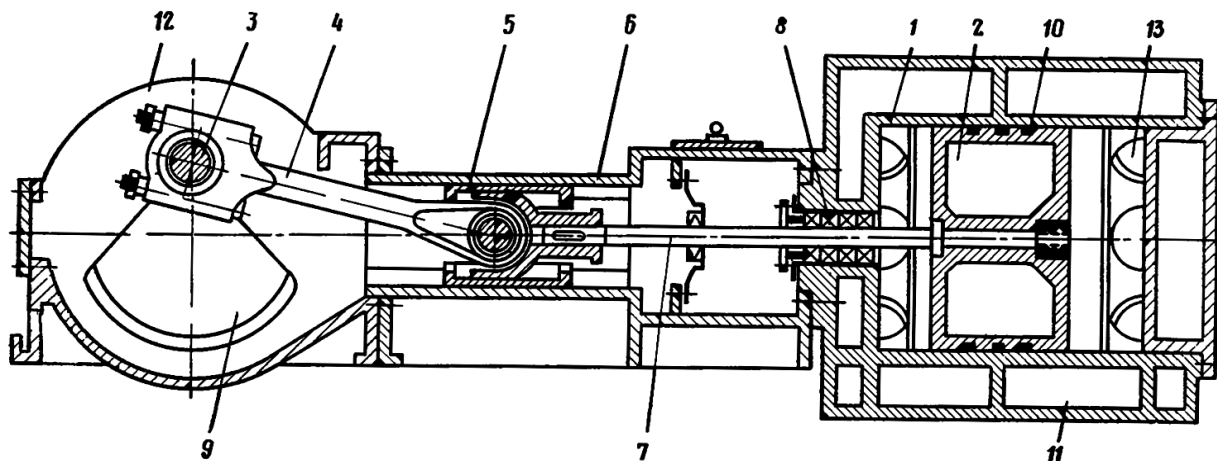
а масова

$$Q_m = p_1 Q_V, \quad \text{кг/с}, \quad (2.24)$$

де  $p_1$  – щільність газу або пари в усмоктувальному патрубку,  $m^3/\text{кг}$ .

**Будова поршневого компресора.** На рис.2.13 як приклад показаний поздовжній розріз одноступінчастого поршневого компресора. Привід компресора здійснюється від електродвигуна з найбільшим числом оборотів, який обертає колінчастий вал 3. За допомогою шатуна 4 обертальний рух перетворюється в зворотно-поступальний рух повзуна 5, який рухається в напрямних 6 і з'єднаний з поршнем штока 7. Місце проходження штока в ліву

порожнину циліндра ущільнюється сальником 8. Тут обидві порожнини циліндра робочі, тому компресор називається компресором подвійної дії на відміну від компресорів простого дії, у яких тільки одна порожнина робоча. Для компресора подвійної дії продуктивність, підрахована за формулами (2.23; 2.24), повинна бути подвоєна. Між поршнем і циліндром повинен бути зазор для компенсації розширення поршня при його нагріванні. Для зменшення витоків газу через цей зазор поршень забезпечується поршневими кільцями 10. Поршневі компресори отримали переважне поширення. Тільки там, де виникає необхідність у великих витратах повітря при невисоких тисках, використовують лопаточні компресори.



1 - циліндр; 2 - поршень; 3 - колінчастий вал; 4 - шатун; 5 - повзун; 6 - напрямні; 7 - шток; 8 - сальник; 9 - противагу; 10 - поршневі кільця; 11 - водяна сорочка; 12 - кожух; 13 - клапан.

Рисунок 2.13 - Поздовжній розріз одноступінчастого поршневого компресора

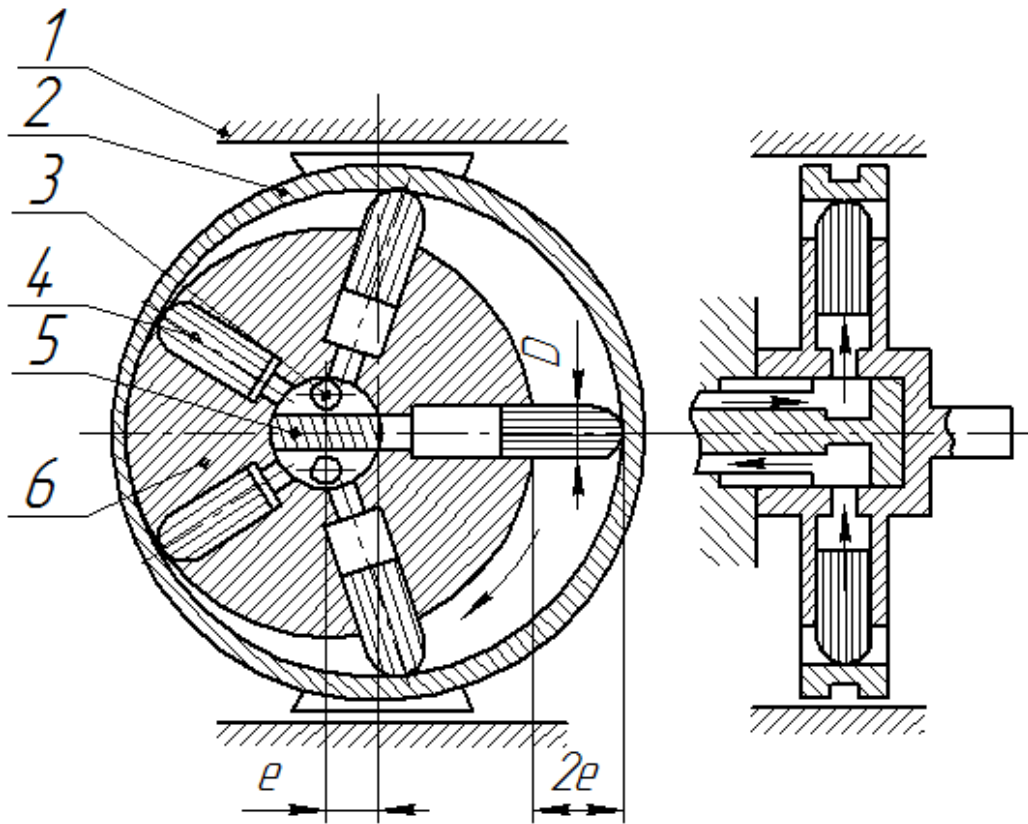
## 2.2 Роторні насоси

### 2.2.1 Радіальні роторно-поршневі насоси

Роторно-поступальний насос, в якому витискувачі мають форму поршнів (плунжерів, куль), а робочі камери обмежуються витискувачами в циліндрових порожнинах ротора, називається роторно-поршневим. У радіальних роторно-поршневих насосах робочі камери розташовані радіально по відношенню до осі ротора.

Принципова схема регульованого радіального роторно-поршневого насоса приведена на рис. 2.14. Основними елементами його є статор 1 циліндровий блок-ротор 6, поршні (плунжери) 4, що виконують роль витискувачів, кільце статора, або обойма, 2. Роль розподільного пристрою виконує порожниста вісь з перегородкою ущільнювача 5, на якій поміщається

ротор, що обертається. При обертанні останнього в напрямі, вказаному стрілкою, робочі камери своїми каналами по черзі з'єднуються з отвором 3, через яке рідина всмоктується, і з отвором , через яке відбувається нагнітання рідини.



1 – статор; 2 – кільце статора; 3 – отвір; 4 – поршні; 5 – перегородка ущільнювача; 6 – ротор

Рисунок 2.14 - Принципова схема регульованого радіального роторно-поршневого насоса

При проході робочих камер насоса через нейтральне положення їх канали перекриваються перегородкою ущільнювача. Притиск голівок поршнів до внутрішньої поверхні обойми відбувається або під дією відцентрових сил, або під тиском рідині, що нагнітається в порожнину всмоктування допоміжним насосом, або за допомогою спеціальних пружин. При переміщенні поршнів від центру робочі камери з'єднуються з порожниною всмоктування, а при ході поршнів до центру — з порожниною нагнітання.

Об'єму 2 можна переміщати відносно рухливої осі 5 ротора і тим самим міняти ексцентриситет  $e$ , а отже, і робочий об'єм насоса  $q$ . Робочий об'єм насоса

$$q = W \cdot z = \frac{\pi d^2}{4} 2ez, \quad (2.25)$$

де  $W$  — корисний об'єм робочої камери, або об'єм нестисливої рідини, що витісняється кожним поршнем за відсутності витоків через зазори, м<sup>3</sup>;

$d$  — діаметр циліндра, м;

$e$  — ексцентриситет, рівний половині ходу поршня;

$z$  — число поршнів, шт.

Число робочих камер в насосі  $z$  в одному ряду зазвичай рівне п'яти, семи і рідше дев'яти. Циліндри насоса можуть розташовуватися і в декілька рядів (зазвичай не більше трьох), завдяки чому досягаються велика подача і велика її рівномірність. Крім того, для збільшення подачі застосовуються насоси багатократної дії, в яких кільце (обойма) статора має спеціальний профіль. Робочий об'єм многорядних насосів багатократної дії в загальному випадку дорівнює

$$q = \frac{\pi d^2}{4} 2ezim, \quad (2.26)$$

де  $i$  — кратність насоса;

$m$  — число рядів, шт.

Секундна подача насоса при  $n$  об/хв ротора

$$Q = \eta_0 q \frac{n}{60}, \quad (2.27)$$

де  $\eta_0$  — об'ємний КПД, рівний 0,70—0,90.

Регулювання подачі, а також реверс здійснюються зміною величини і знаку ексцентриситету  $e$ . Зазвичай величина  $e$  знаходиться в межах 3—10 мм. Принцип багатократності і многорядності радіально-поршневих насосів покладений в основу створення високомоментних гідромоторів, тобто насосів, обернених в гідродвигуни.

### 2.2.2 Аксіальні роторно-поршневі насоси

Роторно-поршневий насос, в якого обертання ротора паралельно осям робочих камер і витискувачів або складає з ними кут менш 45°, називається аксіальним. Аксіальні роторно-поршневі насоси діляться на два різновиди: насоси з похилим блоком і насоси з похилим диском. У перших вісь обертання провідного валу і вісь ротора перетинаються, утворюючи кут; у другому різновиді насосів осі провідного валу і ротора збігаються.

Більше поширення, особливо в гідроприводах, отримали насоси з похилим блоком і з подвійним несилосим карданом (рис. 2.15). Упорний диск 1, жорстко пов'язаний з валом 6, шарнірно пов'язаний зі сферичними голівками

шатунів 2. Інші сферичні голівки цих шатунів шарнірно закладені в поршнях 3, які здійснюють зворотно-поступальний рух в блоці циліндрів (роторі) 4. Останній приводиться в обертання від валу 6 через подвійний кардан 7. Трубопроводи, що підводять і відводять, приєднуються до нерухомого розподільника 5. При зміні нахилу розподільника на кут  $\gamma$  відносно валу 6 змінюється хід кожного поршня, а отже, і робочий об'єм насоса.

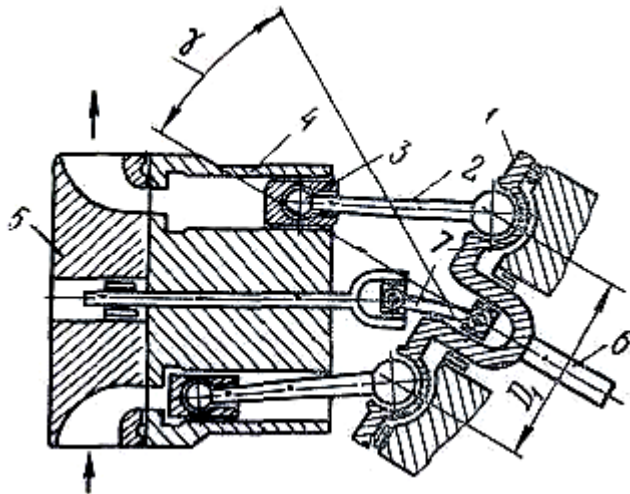


Рисунок 2.15 - Насос з похилим блоком і з подвійним несилловим карданом

Широкого поширення останнім часом набули також аксіальні роторно-поршневі насоси з похилим блоком бескарданного типу, в яких передача крутячого моменту на ротор здійснюється шатунами, що входять всередину поршнів (рис. 2.16). Така схема дозволяє спростити конструкцію і зменшити розміри ротора, а отже, і його момент інерції, що поліпшує динаміку процесу розгону і гальмування машини. Кінематика поршня при цьому виявляється такою ж, як і в приведеній вище схемі з несилловим карданом.

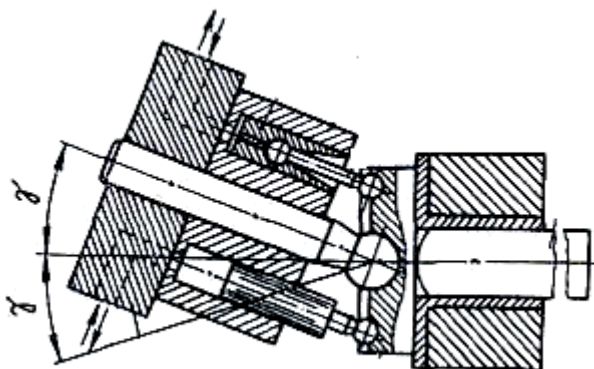
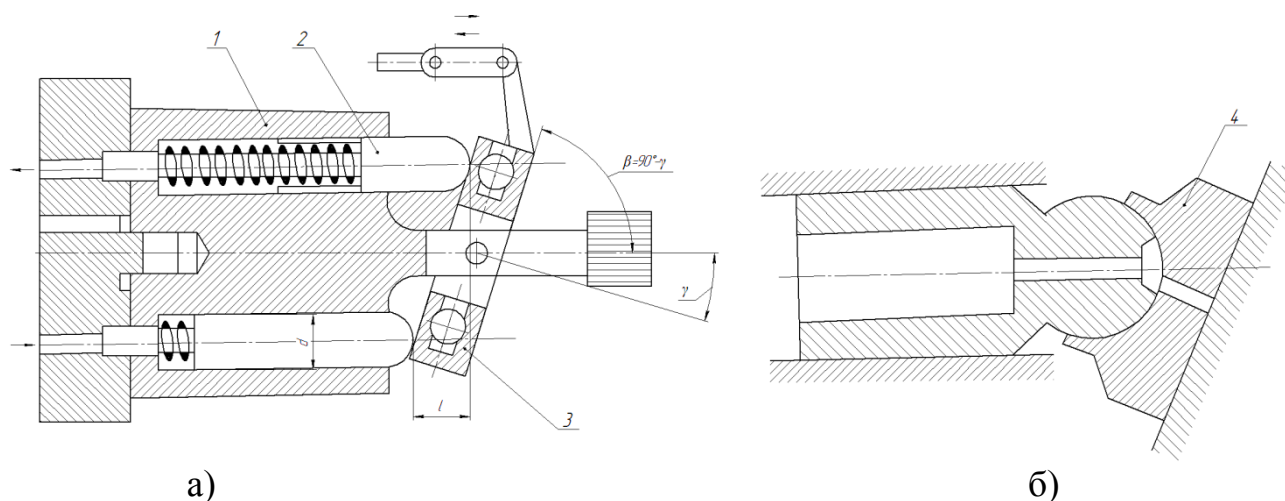


Рисунок 2.16 - Аксіальний роторно-поршневий насос з похилим блоком бескарданного типу

Найбільш перспективними, особливо при роботі з невеликими потужностями, є насоси з похилим диском. У простому насосі такого типу (рис. 2.17) відсутній як карданний, так і шатуновий зв'язок похилого диска з блоком циліндрів. Плунжери 2 притиснуті до похилого диска 3 за допомогою пружин 1. При цьому плунжери своїми сферичними кінцями спираються на диск або безпосередньо (рис. 2.17, а), або через проміжний башмак 4 (рис. 2.17, б); вживання останнього знижує контактний тиск в місці торкання плунжером диска.



а) б)  
1 – пружина; 2 – плунжер; 3 – диск; 4 - башмак  
Рисунок 2.17 - Насос з похилим диском

Модифікацією аксіального роторно-поршневого насоса з похилим диском є насос, схема якого дана на рис. 2.18. У цьому насосі поршні шарнірно пов'язані з похилим блоком, що унеможливорює відрив поршнів від диска.

Для всіх аксіальних роторно-поршневих насосів характерний торцевий розподіл рідини, тобто наявність пристрою, що забезпечує попереми́нне сполучення робочих камер з порожнинами всмоктування і нагнітання насоса, а також замикання робочих камер в проміжні моменти. Цей пристрій представляє два дугоподібні вікна 1, виконаних в нерухомому упорно-розподільному диску 2, одне з яких є всмоктуючим, а інше напірним (див. рис. 2.18).

При обертанні ротора робочі камери сполучаються з цими вікнами через отвори в роторі або замикаються, коли отвори опиняються в перемичках між вікнами. Зміна робочого об'єму в регульованих аксіальних роторно-поршневих насосах здійснюється зміною кута нахилу в блоку циліндрів або диска, яке може виконуватися вручну або автоматично залежно від тиску насоса.



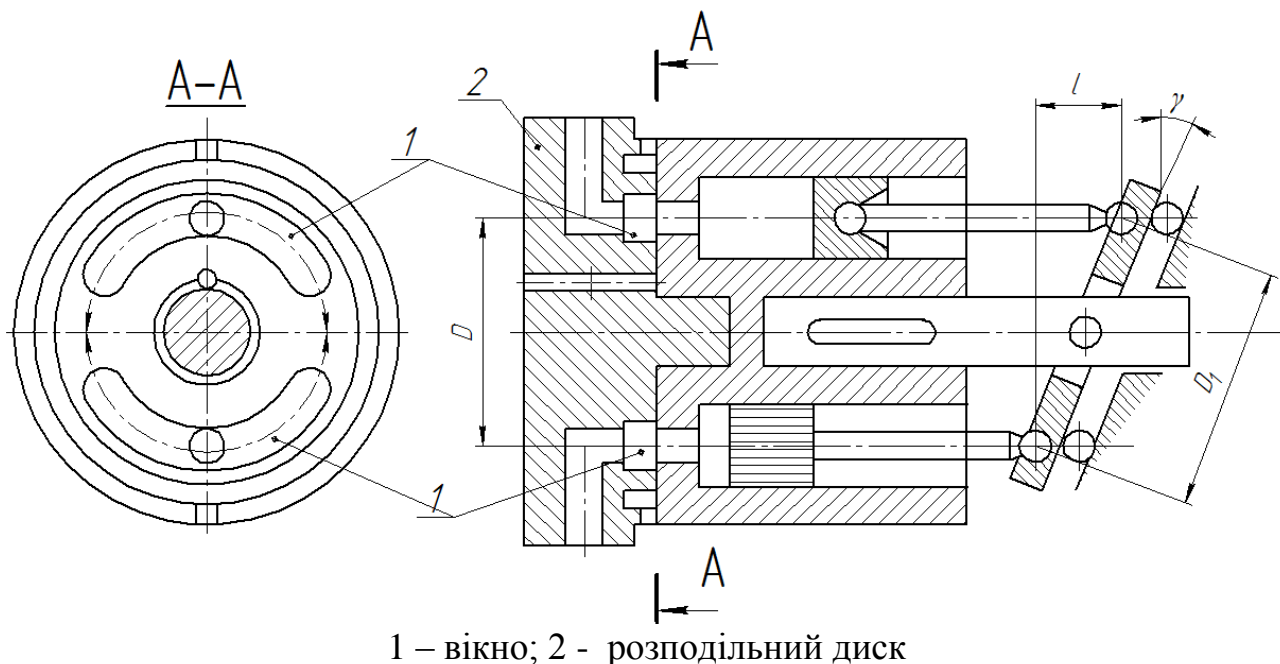


Рисунок 2.18 - Модифікація аксіального роторно-поршневого насоса з похилим диском

### 2.3 Використання повітродувних машин на підприємствах чорної металургії

Сучасна технологія отримання чавуну і сталі немислима без застосування стисненого повітря, кисню і деяких інших газів. Внаслідок цього воздуходувні машини всіх видів отримали широке розповсюдження на металургійних заводах.

Повітродувні машини застосовують у всіх основних виробництвах і допоміжних цехах металургійного заводу для різноманітних цілей. В першу чергу стиснене повітря необхідний для подачі дуття в металургійні печі всіх видів. У більшості випадків надлишковий тиск дуття не перевищує  $30 \text{ н/см}^2$ , тому можна застосовувати вентилятори і неохолоджувані нагнітачі. Для зниження непродуктивних гідравлічних втрат і витоків дуттьові машини, як поавіло, ставлять поруч зі споживачем, який вони обслуговують. Виняток становить доменне виробництво, де внаслідок великої потужності агрегатів, парового приводу і підвищеного надлишкового тиску повітря до  $32\text{-}42 \text{ н/см}^2$  стиснене повітря виробляється в охолоджуваних турбокомпресорах, розміщених на спеціальних повітродувних станціях. Потім по системі повітропроводів стиснене повітря розподіляється по працюючим доменним печей.

Крім того, стиснене повітря необхідний для роботи пневматичних машин і пневматичного інструменту, широко застосовуваних на металургійних заводах. Для цього потрібно повітря тиском  $60\text{-}80 \text{ н / см}^2$ , що виробляється в поршневих і відцентрових компресорах. Зважаючи на численні дрібних споживачів і значного тиску стисненого повітря вироблення його, як правило,

централізується на спеціальних компресорних станціях. Повітряні мережі забезпечують розподіл компресорного повітря по всіх цехах і споживачам металургійного заводу.

Відцентрові і поршневі компресори широко застосовують на металургійних заводах для стиснення кисню. У цьому випадку їх встановлюють на кисневих станціях, звідки за спеціальними кисневим мереж стиснене кисень направляють споживачам.

Турбонагнітачі застосовують для стиснення природного газу, якщо споживачам потрібен газ підвищеного тиску і при необхідності транспортування газу на значні відстані. Газодувки розміщують в спеціальних газоповисительних станціях, що споруджуються на території заводу. Вентилятори і турбонагнетатели широко використовують для відсмоктування продуктів згоряння з металургійних печей, парових котлів та інших виробничих агрегатів з подальшим викидом в атмосферу. В цьому випадку вентилятори, називають димосмоками, а турбонагнетатели - ексгаустерів, їх встановлюють біля тих агрегатів, які вони обслуговують. Нарешті, величезна кількість вентиляторів всіх видів і розмірів використовують для роботи в системах промислового та санітарного вентиляції. Можна дати наступну коротку характеристику основних повітродувних агрегатів, застосовуваних у різних виробництвах і цехах сучасного металургійного заводу з повним технологічним циклом.

1. Агломераційна фабрика. Головними повітродувних агрегатами є турбоексгаустери і димососи з електроприводом, просасивається повітря через шар шихти, розташований на стрічці агломераційної машини, і викидають продукти згоряння в атмосферу. Продуктивність агрегатів до  $720\ 000\ \text{м}^3/\text{год}$ , тиск, що створюється, до  $13,50\ \text{кн}/\text{м}^2$ , потужність приводу до  $4300\ \text{кВт}$ .

2. Коксохімічний завод. Для відсмоктування коксового газу з коксових печей, протягування його через систему газоочистки і подачі споживачам застосовують турбоексгаустери з паровим або електричним приводом продуктивністю  $72\ 000\ \text{м}^3/\text{год}$ , тиск, що створюється,  $36\ \text{кн}/\text{м}^2$  при потужності приводу близько  $1000\ \text{кВт}$ . Для відсмоктування продуктів згоряння з коксових печей і викиду їх в атмосферу, а також для циркуляції інертного газу в установка: сухого гасіння коксу, використовують димососи продуктивністю  $150\ 000\ \text{м}^3/\text{год}$ , при тиску до  $60\ \text{кн}/\text{м}^2$  з електроприводом потужністю до  $500\ \text{кВт}\cdot\text{год}$

3. Доменний цех. Для подачі дуття в доменні печі передбачені потужні турбокомпресори з паровим приводом, що встановлюються на повітродувних станціях. Для великих доменних печей, що працюють з підвищеним тиском на колошнику, встановлюють турбокомпресори продуктивність до  $300\ 000\ \text{м}^3/\text{год}$  при створюваному тиску до  $50\ \text{н}/\text{см}^2$  і потужності парових турбін до  $22\ 000\ \text{кВ}\cdot\text{год}$ .

4. Мартенівський цех. В якості тягодутьових засобів використовують здебільшого відцентрові вентилятори з електроприводом. Для подачі дуття в великі мартенівські печі застосовують вентилятори продуктивністю до  $200\ 000\ \text{м}^3/\text{год}$ , що створюють тиск до  $1,50\ \text{кн}/\text{м}^2$ , потужність приводу до  $200\ \text{кВт}$ . Евакуація продуктів згоряння з печей і викид їх в атмосферу здійснюється

димотягами продуктивністю до 350 000 м<sup>3</sup>/год, що створюють тиск до 4 кн/м<sup>2</sup>. потужність приводу до 600 кВт·год.

5. Конвертерний цех. При установці за конвертерами котлів-утилізаторів обов'язкові димососи. Для конвертерів ємністю 100 т продуктивність димососів повинна досягати 400 000 м<sup>3</sup>/год, при створюваному тиску до 12 кн/м<sup>2</sup>. Приводом для них служить електродвигун потужністю до 2000 кВт·год. Кисень для продувки конвертерів надходить з кисневої мережі.

6. Прокатні цехи. Метал перед прокаткою нагрівається в нагрівальних колодязях або методичних печах. Для подачі дуття в них застосовують дуттьові вентилятори, а для видалення газів - димососи різної продуктивності.

7. Ковальсько-штампувальні цехи. Пневматичні молоти і преси, а також пневматичний інструмент для гарячої обробки металів, зазвичай вимагають стиснене повітря тиском 60-80 н/см<sup>2</sup>; повітря надходить з компресорних станцій. Печі для нагрівання металу перед куванням і штампуванням обслуговуються вентиляторами і димососами різної продуктивності.

8. Ливарні цехи. Для подачі дуття в вагранки, де потрібний тиск 3-20 кн/м<sup>2</sup>, застосовують вентилятори високого тиску, відцентрові нагнітачі і ротаційні нагнітачі. Продуктивність їх коливається в широких межах залежно від розмірів вагранок. Для трамбування формувальної землі в формувальних машинах і для обрубки лиття пневматичними інструментами потрібно стиснене повітря тиском 60 - 80 н/см<sup>2</sup>, а для очищення лиття піскоструминними апаратами – повітря тиском 25 - 30 н/см<sup>2</sup>.

9. Киснева станція. Для стиснення атмосферного повітря і подачі його в блоки поділу застосовують тур бокомпресори продуктивністю до 200000 м<sup>3</sup>/год, що створюють тиск до 66 н/см<sup>2</sup>, потужність приводу 18 000 кВт·год. Для стиснення кисню використовують турбокомпресори продуктивністю до 12500 м<sup>3</sup>/год, що створюють тиск до 270 н/см<sup>2</sup>, потужність приводу до 2500 кВт.

10. Теплоелектроцентральною (ТЕЦ). Для роботи парових котлів використовують вентилятори тиском 2 - 4 кн/м<sup>2</sup> як для подачі дуття в топку, так і для видалення з котла і викиду в атмосферу продуктів згорання. Продуктивність дуттьових вентиляторів і димососів залежить від потужності котлів і може коливатися в широких межах.

## КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

1. Особливості конструкції поршневого та пластинчастого насосів?
2. Особливості конструкції поршневого компресора?
3. Споживання води металургійними підприємствами?
4. Застосування повітря на металургійному заводі?

## Розділ 3 РОБОТА НАСОСІВ ТА ПОВІТРОДУВНИХ МАШИН

### 3.1 Паралельна та послідовна робота насосів та повітродувних машин

#### 3.1.1 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 слід підбирати з урахуванням характеристик трубопроводів і самих насосів.

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 зворотніх клапанів на кожному насосі немає, то рідина від високонапірного насоса буде частково перетікати у зворотному напрямку через низьконапірні насоси. Тому для паралельної роботи намагаються обирати однотипні насоси, або, у крайньому випадку, насоси, напори яких не дуже відрізняються один від одного. Окрім того, для паралельної роботи краще обирати насоси із стабільними (без проміжних максимумів) характеристиками.

Найчастіше під час проектування зустрічаються такі варіанти паралельної роботи насосів:

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

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

У практиці проектування насосних станцій більше поширений графічний метод розрахунку.

**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 водовод.

Як вихідні дані маємо характеристики кожного із насосів  $(Q - H)_1, (Q - H)_2$  та  $(Q - \eta)_1, (Q - \eta)_2, (Q - N)_1, (Q - N)_2$  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  $Q, H, \eta, N$  кожного із насосів при паралельній роботі.

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

Із рис. 3.13, напір, що створює насос № 1, зменшується із збільшенням подачі. Випадку, коли напір насоса № 1 дорівнює величині  $(H_2)_0$  (напору, який створює насос № 2 на закриту засувку), відповідає точка Б на характеристиці  $(Q - H)_1$ . Саме з цієї точки і необхідно починати побудову сумарної характеристики.

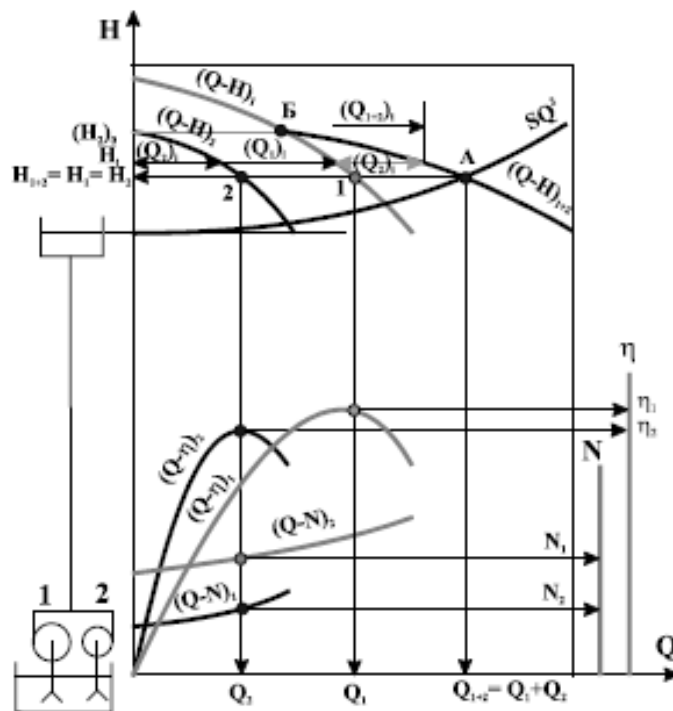


Рисунок 3.13 - Схема паралельної роботи двох різнотипних насосів

Сумарна характеристика будується шляхом додавання значень подач, які створюються кожним із насосів за однакових напорів.

Графічно це зображується так. При напорі  $H_T$  проводиться пряма, паралельна осі абсцис (лінія рівних напорів). Визначається, яку подачу розвиває кожен із насосів при цьому напорі (точки перехрещення проведеної прямої з характеристиками  $(Q - H)_i$  насосів). Ці дві подачі  $(Q_1)_i$  і  $(Q_2)_i$  додаються, отримана сума означає величину спільної подачі двох насосів при цьому напорі  $(Q_{1+2})_i$ . Отриману точку з координатами 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  $(Q - H)_i$  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  $\eta_1$  і потужності  $N$  насоса №1. Опустивши такий же перпендикуляр із точки 2, отримуємо величини  $Q_2, \eta$  і  $N_2$ .

За рис.2.13, напори обох насосів однакові:

$$H_1 = H_2 = H_{1+2}, \quad (3.1)$$

Крім того

$$Q_{1+2} = Q_1 + Q_2. \quad (3.2)$$

### ***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 рис. 2.14 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 3-ох  $(Q - H)_{1+2+3}$  насосів будують так, як і в попередньому випадку. Подвоюючи та потроюючи абсиси характеристики  $(Q - H)_{1,2,3}$  за рівних напорів отримуємо дві сумарні характеристики насосів.

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.

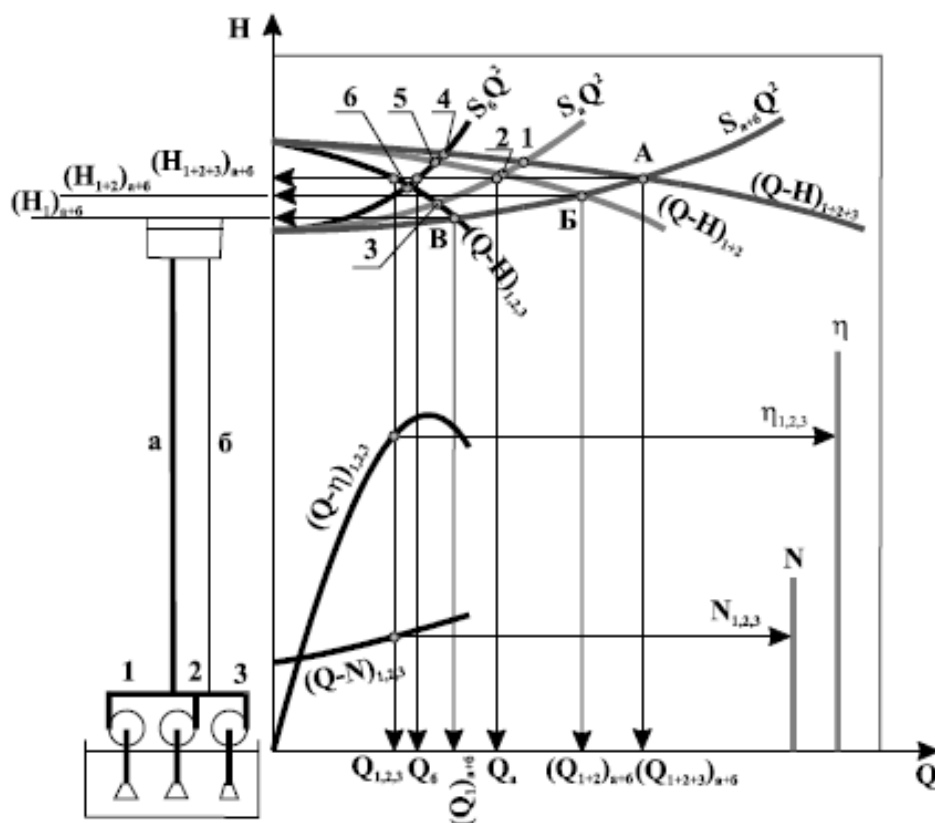


Рисунок 3.14 – схеми роботи трьох однотипних насосів на два різні водоводи

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.

Задаючися різними величинами напорів, отримуємо ряд точок сумарної характеристики водоводів. Проводячи через ці точки плавну криву, отримуємо сумарну характеристику  $S_{a+b}Q^2$  двох водоводів, які працюють паралельно.

Точка перехрещення сумарної характеристики водоводів і сумарної характеристики трьох насосів (точка А) є робочою точкою системи, вона визначає усі параметри роботи системи:

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

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

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

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

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

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

### 3.1.2 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 дозволена 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.

На рис. 3.15, 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  $H_6$  в точці  $б$  при подачі  $Q_6$ . 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 рис. 3.15, 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.

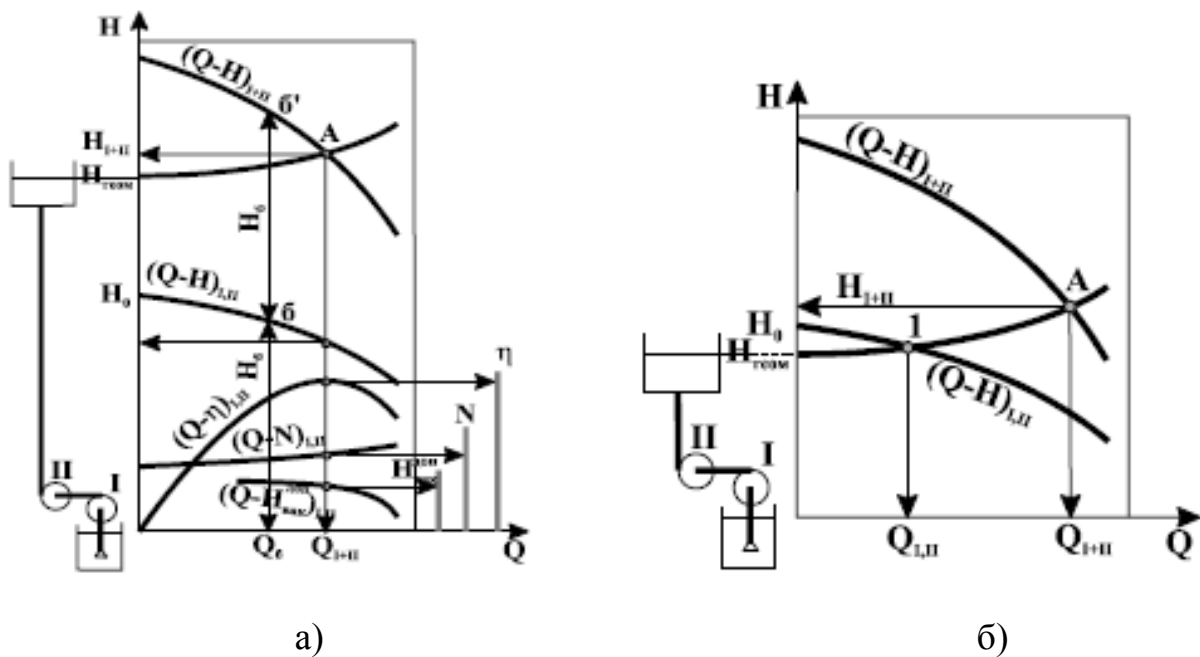


Рисунок 3.15 – Послідовна робота насосів: а) при  $H_{\text{геом}} > H_0$ ; б) при  $H_{\text{геом}} < H_0$

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).

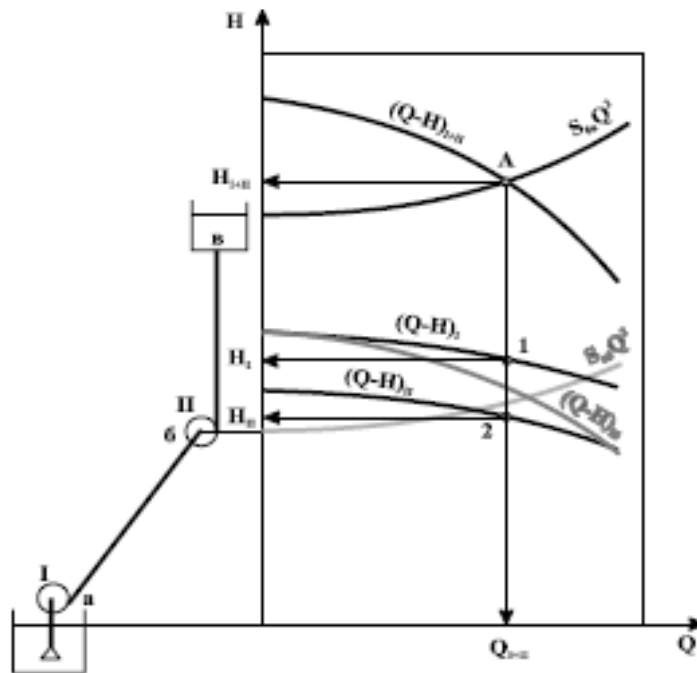


Рисунок 3.16 – послідовна робота двох насосних станцій

Характеристичу сумісної роботи у цьому випадку будують так, як зображено на рис. 3.16. 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  $S_{a,b}Q^2$ ).

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  $S_{б,в}Q^2$ ), знаходять робочу точку системи (точка А), яка визначить усі параметри роботи системи і окремих її елементів.

### 3.2. Регулювання роботи повітровувних машин

**1. Увімкнення – вимкнення компресорної установки.** Метод, який передбачає вимкнення електродвигуна у разі підвищення тиску до максимального рівня та ввімкнення його після досягнення мінімально допустимого рівня тиску.

**Переваги методу:** під час простою компресора він не споживає електроенергію.

**Недоліки методу:** постійне вмикання й вимикання електродвигуна загалом негативно відображається на роботі системи та може спричинити перегрівання обмотки електродвигуна.

**2. Скидання зайвого повітря в атмосферу.** Сутність методу полягає в наявності спеціального клапана, який відкривають, як тільки тиск у системі досягає максимальних показників.

**Переваги методу:** спосіб доцільно застосовувати тільки в дуже потужних компресорних установках, у яких рідко досягається максимальний рівень тиску.

**Недоліки методу:** найбільш неекономічний спосіб регулювання продуктивності; нераціональний метод, тому що зрештою весь енергоресурс, витрачений на стиснення цього повітря, виявляється розтраченим даремно.

**3. Підключення додаткового об'єму.** Метод застосовується тільки для компресорів поршневого типу та базується на використанні зазору, який завжди залишають між поршнем і кришкою циліндра для того, щоб компенсувати теплові деформації.

**Переваги методу:** якщо штучно збільшувати цей так званий «мертвий об'єм», продуктивність компресора буде зменшуватися.

**Недоліки методу:** стиснення повітря, яке знаходиться в «мертвому об'ємі», також потребує енергозатрат.

#### **4. Робота «на холостому ході».**

Застосовується в машинах роторного типу (гвинтових, спіральних або пластинчато-роторних); після досягнення максимальних показників тиску в системі спрацьовує реле, яке закриває засувку всмоктуючого клапана.

**Переваги методу:** робота компресора не припиняється, він продовжує споживати біля 20 % звичайної кількості енергоресурсів, але тиск у системі не нагнітається.

**5. Дроселювання** здійснюється за допомогою пропорційного всмоктуючого клапана, який не дає тискові в системі підвищуватися понад міру, перебиваючи шлях повітря, що всмоктується, через газодинамічні опори.

**Переваги методу:** система регулює продуктивність практично самостійно - засувка всмоктуючого клапана відкривається під тиском повітря в системі; він більш ефективний, ніж метод «холостого ходу».

**Недоліки методу:** коштує дорожче, ніж метод «холостого ходу»; спосіб пов'язаний з безперервною зміною положення диска затвора відповідно до зміни притоку стоків та їхнього складу, і, відповідно, до підвищення зношення рухомих деталей затворів та пришвидшення виходу їх з ладу.

**6. Використання частотного перетворювача для регулювання частоти обертання електричного двигуна.**

**Переваги методу:** втрати енергії під час використання цього методу мінімізуються, а межі регулювання продуктивності розширюються та складають 20–100 %; метод застосовують для всіх компресорних установок об'ємного типу.

**Недоліки методу:** цей спосіб є найбільш дорогим; його використання в установках динамічного типу (осьових, відцентрових тощо) спричиняє

проблеми: може виникнути резонанс з власними частотами коливань турбокомпресора установки.

**7. Дискретний метод регулювання частоти обертання електричного двигуна.** *Переваги методу:* головна відмінність щодо попереднього методу полягає в тому, що замість плавної зміни швидкості обертання вала використовується дискретна зміна, що базується на застосуванні спеціальних багатошвидкісних двигунів; це коштує значно дешевше, ніж використання частотного перетворювача, а ефективність майже рівнозначна.

**8. Зміна кількості працюючих агрегатів (на станціях з кількістю робочих агрегатів 6–10).**

*Недоліки методу:* регулювання неекономне, втрачається 15–20 % енергії, яка витрачається на подачу повітря; значна кількість увімкнень – вимкнень повітродувок відповідно до технологічних потреб спричиняє передчасне зношення повітродувок.

**9. Комбінований метод** передбачає використання почергово дискретної зміни положення дисків затворів, встановлених на всмоктуючих лініях повітродувок. Засувка прикривається на деякий постійний кут 35–40°. Дроселювання доповнюється зміною кількості працюючих агрегатів, що здійснюється за допомогою пристрою плавного пуску (ППП).

*Переваги методу:* застосування PPP не потребує значних капітальних затрат, оскільки для почергового плавного пуску 8–10 агрегатів повітродувної установки достатньо мати один PPP.

**10. Каскадне регулювання роботи повітродувок.**

*Каскадне регулювання* – це метод почергового ввімкнення повітродувок, якщо загальна кількість робочих агрегатів складає понад 3 шт. Згідно з каскадним регулюванням роботи повітродувного обладнання, пуск першого компресора відбувається за мінімальної подачі – 45 %, за необхідності подачі більшого об'єму повітря компресор підвищує подачу до 100 %.

Потім відбувається запуск другого компресора – за мінімальної подачі 45 %, перший компресор, під час запуску другого, також знижує подачу до 45 %. Усього загальна подача становитиме 90 %. Другий компресор продовжує працювати за мінімальної подачі, а подача першого зростає до 100 % (загальна подача – 145 %). Якщо необхідний більший об'єм повітря, обидва компресори працюють за 100 %-ої подачі, а третій починає свою роботу від 45 %, робота другого також автоматично знижується до 45 % (загальна подача – 190 %). Далі подача другого зростає до 100 %. Загальна подача дорівнює 245 %. Потім і подача третього компресора зростає до 100 % (загальна подача трьох компресорів – 300 %).

Сучасні повітродувки поставляються разом з шафою управління, яка дає змогу підключати обладнання до автоматизованих систем управління (АСУ).

Використання керуючих засобів автоматики підвищує ефективність систем до 10 %. Крім того, автоматизація знижує трудові ресурси та оптимізує процес.

### 3.3 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.3.17).

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. Під час роботи з прикритою засувкою насос розвиває подачу  $Q_6$  при напорі  $H_6$ . Напір на початку водоводу за засувкою при витраті  $Q_6$  складає  $H_{6в}$ . Втрата напору на засувці при подачі  $Q_6$  складає  $h_{\text{засувки}} = H_6 - H_{6в}$ , а відповідна їй втрачена на засувці потужність буде:

$$N_{\text{засувки}} = \frac{\rho g Q_6 h_{\text{засувки}}}{102 \eta_{\text{насосов}}}, \quad (3.3)$$

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

Окрім дроселювання регулювати подачу насоса можна перепусканням частини рідини із напірного трубопроводу в усмоктувальний або впускном невеликої кількості повітря в усмоктувальний трубопровід. Перепусканням рідини із напірного трубопроводу в усмоктувальний часто регулюють роботу осьових насосів, у яких характеристика потужності знижується зі збільшенням подачі. Таке регулювання також знижує к. к. д. 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.

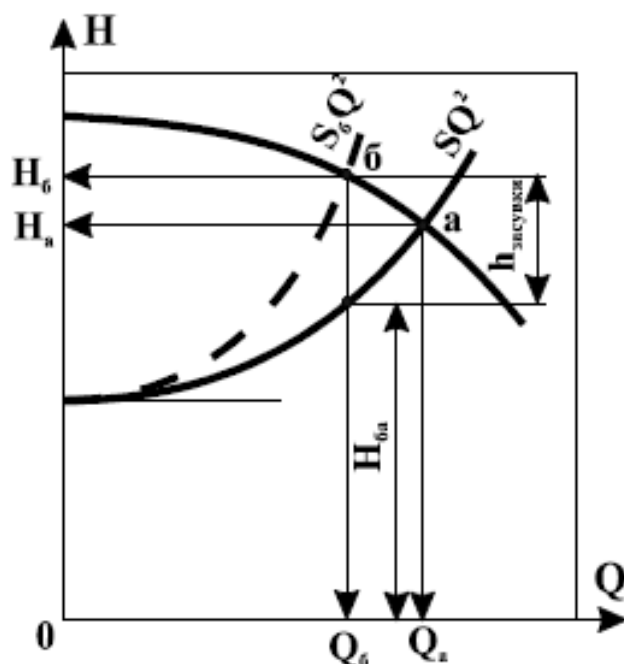


Рисунок 3.17 - - Схема методу дросельного регулювання роботи насоса

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 к. к. д., 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. 3.18). Колесо відцентрового насоса насаджено на ведучий вал (вал електродвигуна), а колесо турбіни

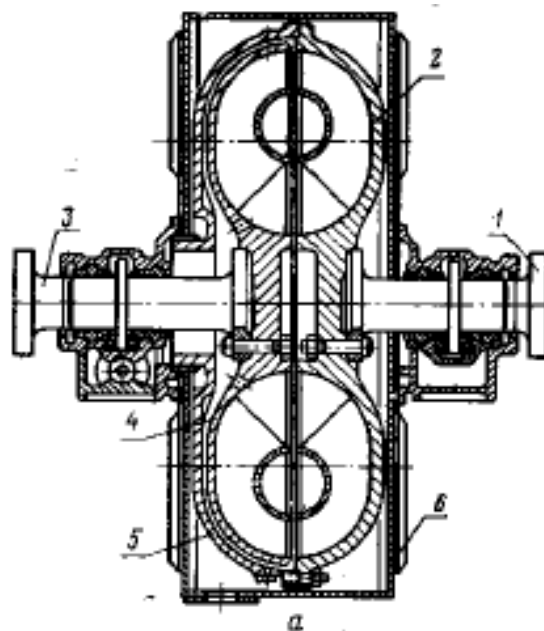
закріплено на відному валу (вал насоса). Корпус гідромуфти заповнюється робочою рідиною (найчастіше це машинне масло). Під час обертання валу електродвигуна з ним обертається і насосне колесо гідромуфти. Воно викидає робочу рідину на турбінне колесо гідромуфти. Під дією цієї рідини турбінне колесо також починає обертатися і, таким чином, обертає робоче колесо насоса.

В системах водопо-стачання і каналізації знаходять застосування гідродинамічні муфти змінного заповнення типу ГМР. Регулювання швидкості обертання відного 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 відного валу, а також захист електродвигуна від надмірного перенавантаження.

До недоліків гідромуфт належить зниження їх к. к. д. 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. 3.19) складається із двох частин, які обертаються, - індуктора і якоря. Якір з'єднується із ведучим валом (валом електродвигуна), а індуктор - із відним валом (валом насоса). Якір і індуктор максимально наближені один до одного, але обов'язково мають повітряний зазор.

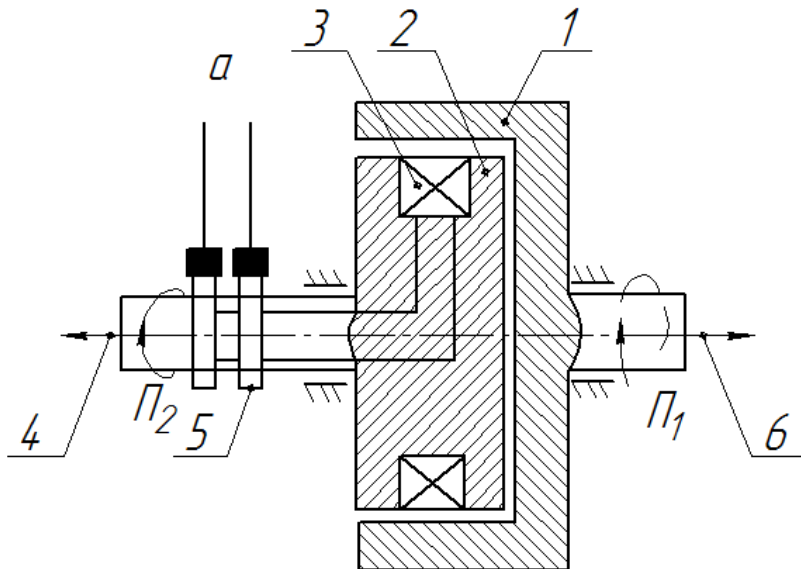


1 – ведучий вал; 2 – насосне колесо гідромуфти; 3 – відний вал; 4 – турбінне колесо гідромуфти; 5 – рухомий кожух; 6 – корпус гідромуфти

Рисунок 3.18 – Схема будови гідромуфти

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.

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).



1 – якір; 2 – індуктор; 3 – обмотка збудження; 4 – відний вал; 5 – контактні кільця; 6 – ведучий вал

Рисунок 2.19 – Схема будови ЕМК



## **Розділ 4 НАСОСНІ СТАНЦІЇ ВОДОПОСТАЧАННЯ І ВОДОВІДВЕДЕННЯ. ТЕХНІКО - ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ ЇХ РОБОТИ**

### **4.1 Класифікація водопровідних насосних станцій**

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

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

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

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

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

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

Насосні станції систем комунального водопостачання за ступенем забезпечення подачі води поділяють на три категорії [2]:

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

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

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

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

За характером керування існують такі станції:

- з ручним керуванням;

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

## 4.2 Продуктивність та напір станцій 1-го і 2-го підйому

### 4.2.1 Визначення продуктивності і напору водопровідних насосних станцій першого підйому

При визначенні продуктивності насосів першого підйому можливі два основних випадки:

1. Насосна станція подає воду на очисні споруди для господарсько-питних або виробничих потреб;
2. Насосна станція подає воду в резервуари чистої води без очищення або без очищення безпосередньо споживачеві.

При роботі насосної станції за першим варіантом розрахункову годинну продуктивність визначають за формулою:

$$Q = \frac{\alpha Q_{\text{доб.мак}}}{T}, \quad (4.1)$$

де  $Q_{\text{доб.мак}}$  – максимальна добова витрата, м<sup>3</sup>/доба;

$\alpha$  - коефіцієнт, враховує витрату води на власні потреби станції, приймається рівним 1,04 ... 1,11 в залежності від якості води в джерелі водопостачання, конструкції фільтрів, прийнятої інтенсивності промивки і схеми повторного використання промивної води;

$T$  - тривалість роботи насосної станції, яка приймається зазвичай 24 години.

Якщо насосна станція першого підйому працює за другим варіантом, то її розрахункову годинну продуктивність визначають за аналогічною формулою, але з коефіцієнтом, що враховує витрату води на власні потреби, що дорівнює 1,01 ... 1,02.

З метою скорочення розмірів споруд і стабілізації процесу очищення, режим роботи насосної станції зазвичай призначається рівномірної протягом доби. Якщо ж водоспоживання протягом доби нерівномірне, подача насосної станції повинна призначатися за максимальним годинною витратою споживача

(при відсутності регулюючої ємності) і по середньогодинній витраті споживання (при наявності регулюючої ємності).

Остаточний вибір режиму роботи, а, отже, і подача насосної станції першого підйому визначається на підставі техніко-економічного обґрунтування з урахуванням технологічного процесу очищення води.

При визначенні подачі насосної станції першого підйому системи об'єднаного господарсько-питного та протипожежного водопроводу необхідно забезпечити можливість форсованої подачі води в години поповнення протипожежного запасу.

Відновлення протипожежного запасу може проводитися:

- Робочими насосами, якщо ці насоси задіяні не цілодобово, тобто під час перерв в їх роботі;

- Робочими насосами за рахунок можливого скорочення водоспоживання;

- Резервними насосами; протипожежними насосами.

У разі якщо на насосній станції першого підйому встановлені протипожежні насоси, то їх подача визначається за формулою (4.2):

$$Q_{\text{пож}} = \frac{(3Q_{\text{п}} + \Sigma Q_{\text{max}} - 3Q)}{T}, \quad (4.2)$$

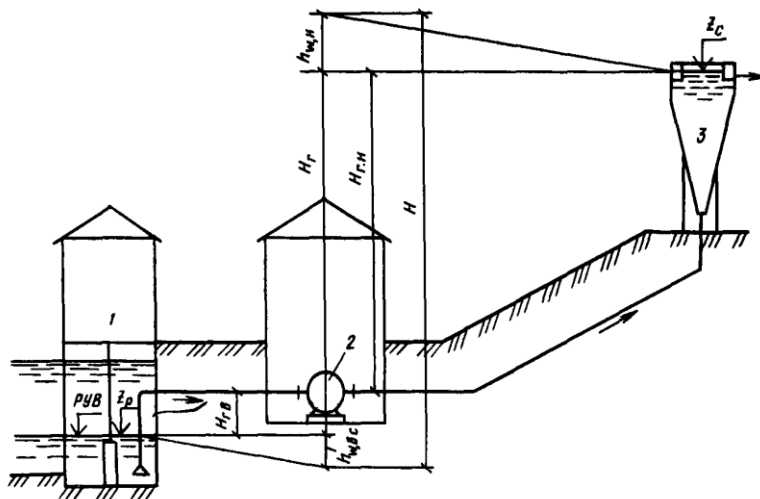
де  $3Q_{\text{п}}$  – повна пожежна витрата за три години (розрахункова тривалість гасіння пожежі в населеному пункті або на підприємстві), м<sup>3</sup>/год;

$\Sigma Q_{\text{max}}$  - сумарна витрата води протягом 3 годин найбільшого водоспоживання (за графіком водоспоживання), м<sup>3</sup>/год ;

$Q$  – середня годинна подача нормально працюючих насосів станції першого підйому, м<sup>3</sup>/год;

$T$  – тривалість поповнення пожежного запасу (приймається 24 ... 74 години у відповідність до вимог СНиП 2.04.02-84), год.

Розрахунковий напір насосів станції першого підйому в кожному конкретному випадку визначається з вертикального планування з урахуванням втрат напору у всмоктувальній і напірній лініях. Статичний напір визначають при мінімальному розрахунковому рівні води в вододжерела. Рівень води в приймальній камері водоприймального сіткового колодязя встановлюється нижче рівня води у водоймі на суму гідравлічних втрат на решітці, в соматичних водоводах і на сітці. Для попередніх розрахунків висоту розташування змішувача можна прийняти 4-6 м над поверхнею землі, при остаточних розрахунках цю висоту встановлюють відповідно до проекту очисної станції.



1 - водоприймальний береговий колодязь; 2 - насос; 3 - змішувач на очисних спорудах; PУВ - розрахунковий рівень води  
Рисунок 4.1 - Висотна схема подачі води на очисні споруди

Як видно з рис. 4.1 напір насосів, м, можливо визначити:

$$H = H_{\Gamma} + h_{\omega,вс} + h_{\omega,н} + h_2 + h_3 + l, \text{ м}, \quad (4.3)$$

де  $H_{\Gamma}$  – статичний напір (геометрична висота підйому води), тобто різниця відміток рівнями води в змішувачі очисних споруд  $Z_c$  і у всмоктуючих відвідводів в водоприймальному сітковому колодязі  $Z_p$ ;

$h_{\omega,вс}$  - втрати напора у всмоктувальному трубопроводі, м;

$h_{\omega,н}$  – гидравлічні втрати у напорному трубопроводі, м;

$h_2$  – втрати напора в насосній станції, м ;

$h_3$  – втрати напора у водомірі, м;

$l$  – запас напора, м.

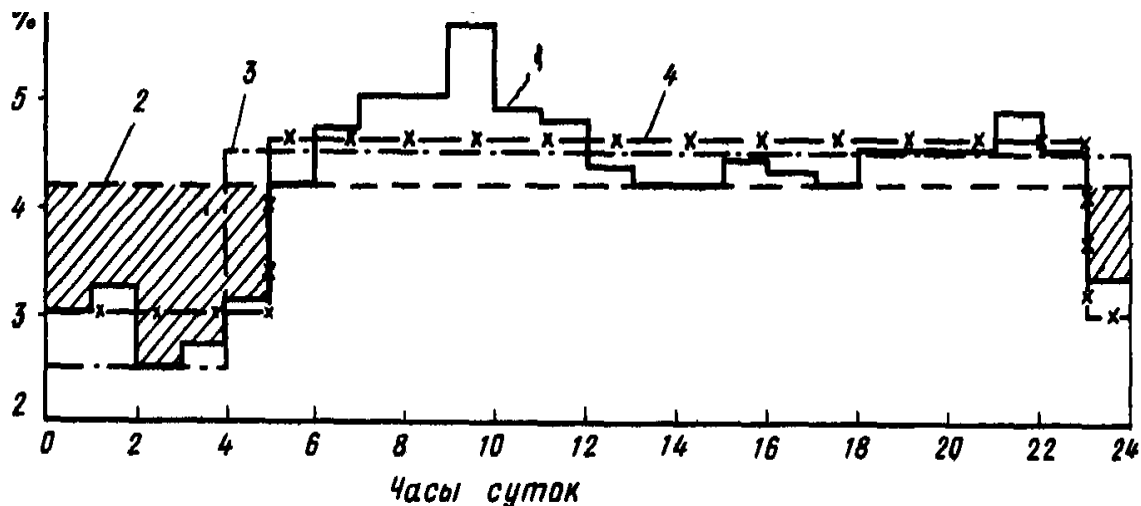
#### 4.2.2 Визначення продуктивності і напору насосів водопровідної станції другого підйому

Залежно від планування місцевості і взаємного розташування насосної станції і акумулюючої ємності розрізняють наступні системи:

- безбаштову;
- з вежею на початку мережі;
- з контррезервуаром;

Економічність роботи станцій другого підйому багато в чому залежить від правильного вибору режиму її роботи. Режим роботи госпитних насосів вибирають в залежності від режиму водоспоживання і наявності в мережі регулюючих ємностей. Подача цих насосів може бути рівномірною, при наявності великих регулюючих ємностей або багатовступеневою при відсутності регулюючих ємностей. У першому випадку акумулююча ємність не повинна

перевищувати 15%, у другому випадку 6% від добової продуктивності. Зазвичай роботу насосної станції приймають дво- або триступеневою. Під ступінчастою роботою розуміють роботу різного числа насосів в різні години доби. При розрахунку подачі насосної станції другого підйому необхідно знайти оптимальний варіант режиму її роботи - мінімальну місткість акумулюючої ємності і найменшу частоту включення насосних агрегатів.



1 - лінія водоспоживання; 2 - рівномірна подача насосної станції; 3 і 4 - ступінчаста робота насосної станції (для різних варіантів підбору часу роботи ступенів)

Рисунок 4.2 - Суміщений графік водоспоживання і рівномірної і ступінчастою роботи насосної станції

Визначення подачі і вибір режиму роботи насосної станції зручно проводити по суміщеному графіку водоспоживання і водоподачі насосної станції. За співвідношенням максимального і мінімального водоспоживання призначають кількість ступенів роботи насосної станції.

При співвідношенні  $\frac{Q_{\max}}{Q_{\min}} > 3$  приймають трьохступеневий режим роботи, при співвідношенні  $\frac{Q_{\max}}{Q_{\min}} = 1,5 \dots 3$  - двоступінчастий. При цьому необхідно дотримувати наступну умову:

$$Q_1 \Sigma t_1 + Q_2 \Sigma t_2 + Q_3 \Sigma t_3 = 100\%, \quad (4.4)$$

де  $Q_1, Q_2,$  и  $Q_3$  - подача насосів на першій, другій та третій ступені відповідно, %;

$t_1, \Sigma t_2, \Sigma t_3$  - визначений час роботи відповідного ступеня, год.

При наявності акумулюючої ємності витрата на годину максимального водорозбору може надходити в мережу з вежі, що дозволяє зменшити розрахункову максимальну подачу (верхня ступінь водоподачі) насосної

станції. При божевільній схемою водопостачання графік водоподачі питної насосів повинен збігатися з графіком водоспоживання. Насосна станція другого підйому повинна забезпечувати подачу розрахункової витрати води на пожежогасіння в період найбільш напруженої роботи водопровідної мережі, тобто в годину максимального водоспоживання. Розрахункову подачу води насосами при пожежогасінні визначають за формулою (4.5):

$$Q_{\text{пож}} = Q_{\text{макс. час}} + Q_{\text{п}} + Q_{\text{п.п}} - \Sigma Q, \quad (4.5)$$

де  $Q_{\text{макс. час}}$  - максимальна часова витрата, м<sup>3</sup>/год;

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

$Q_{\text{п.п}}$  – сумарна витрата води на промпідприємстві (технологічні, госпитні потреби), м<sup>3</sup>/год;

$\Sigma Q$  - витрата води на прийом душа, миття підлог і мийку технологічного обладнання на промислових підприємствах, м<sup>3</sup>/год.

Подача води на зовнішнє пожежогасіння може забезпечуватися групою основних насосів, при цьому допускається зниження вільного напору до 10м. У машинному залі насосної станції, як правило, встановлюють групу промивних насосів, що забезпечують подачу води безпосередньо в комунікації фільтрів або контактних освітлювачів. Їх подачу визначають за формулою (4.6), м<sup>3</sup>/год:

$$Q_{\text{пром.}} = F \cdot q \cdot N, \quad (4.6)$$

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

$q$  – прийнята інтенсивність промивки, м<sup>3</sup>/год на 1 м<sup>2</sup>;

$N$  – число одночасно промивних фільтрів, шт.

Повний напір питної насосів залежить від наявності та місця розташування водонапірної башти. Розглянемо найбільш часто зустрічаються випадки:

- водонапірна мережу без регулюючої ємності;
- система водопостачання з водонапірною баштою, розташованої на початку мережі;
- регулююча ємність розміщена в кінці мережі (мережа з контррезервуаром).

При відсутності регулюючої ємності повний напір насосів визначають за формулою (4.7), м:

$$H = H_{\text{ст}} + h_1 + h_2 + h_3 + h_4 + h_5, \quad (4.7)$$

де  $H_{ст}$  - статичний напір, рівний різниці відміток землі в диктує точці і розрахункового рівня води в резервуарі чистої води (РЧВ), м;

$h_1$  - втрати напору у всмоктуючих трубопроводах від РЧВ до насосної станції, м;

$h_2$  - втрати напору в насосній станції, м;

$h_3$  - втрати напору в водоміри, м;

$h_4$  - втрати напору в напірних водоводах, м;

$h_5$  - необхідний вільний напір у водопровідній мережі в точці, обраної за розрахункову, м.

При розташуванні водонапірної башти на початку мережі повний напір насосів визначають за залежністю (4.8), м:

$$H = H_{Г} + h_{\omega,BC} + h_2 + h_3 + h_{\omega,Н} + H_6 + H_p, \quad (4.8)$$

де  $H_{Г}$  - статичний напір, рівний різниці відміток землі в місці розташування водонапірної башти і розрахункового рівня води в РЧВ, м;

$H_6$  - висота стовбура водонапірної башти, м;

$H_p$  - висота бака, м;

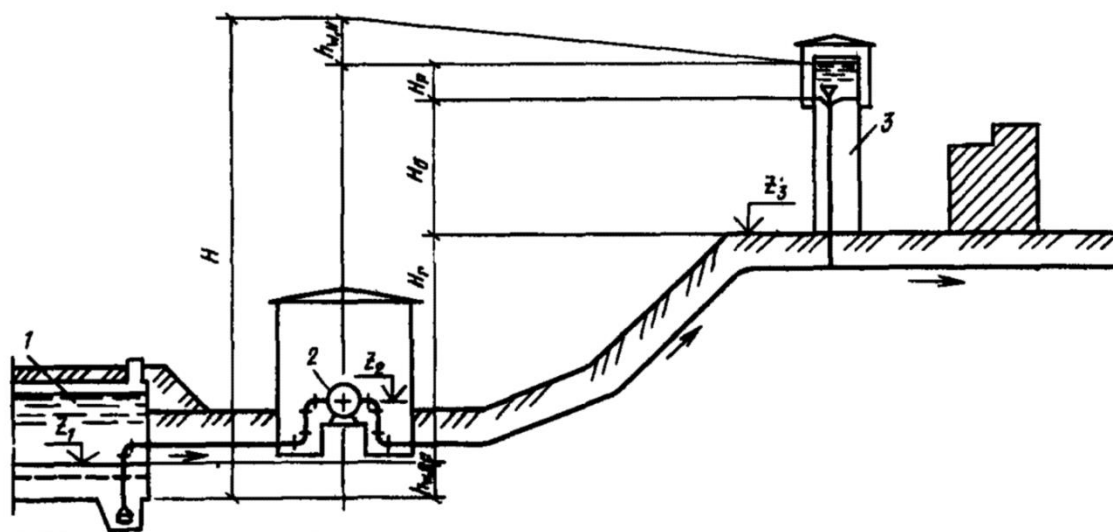
$h_{\omega,BC}$  - втрати напору у всмоктуючих трубопроводах від РЧВ до насосної станції, м;

$h_2$  - втрати напору в насосній станції, м;

$h_3$  - втрати напору в водоміри, м;

$h_{\omega,Н}$  - втрати напору в напірних водоводах, м.

На рис. 4.3 представлена розрахункова схема насосної станції другого підйому з вежею на початку мережі.

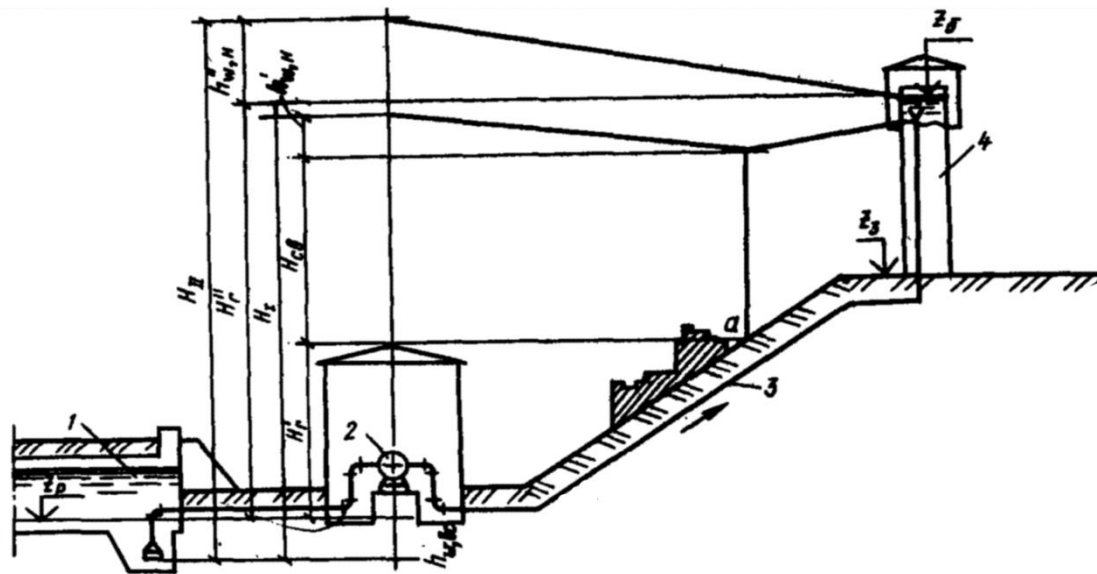


1 – резервуар; 2 – насос; 3 – водонапірна башня

Рисунок 4.3 - Висотна схема подачі води з резервуару чистої води в систему з вежею на початку мережі

Наявність контррезервуара змінює режим роботи як самої мережі, так і насосної станції другого підйому. При цьому варіанті виникають випадки максимального водоспоживання, коли мережа харчується і від насосів і від контррезервуара (двостороннє харчування з появою кордону, на якій має місце зустріч потоків води від насосної станції та контррезервуара), і випадок максимального транзиту, коли надлишок води, що подається насосами, надходить в контррезервуар.

На рис. 4.4 приведена висотна схема роботи насосної станції другого підйому з контррезервуаром.



1 – резервуар; 2 – насос; 3 – водоводи, водопровідна мережа; 4 - вежа – контр резервуар

Рисунок 4.4 - Висотна схема подачі води з резервуара чистої води в систему з контррезервуаром

При визначенні розрахункової точки пожежі слід виходити з найбільш несприятливих умов роботи насосної станції. Під цими умовами розуміється можливість виникнення пожежі в найбільш піднесених і віддалених від насосної станції точках території, яку обслуговує водопроводом. Якщо в насосній станції встановлено об'єднана господарсько-пожежна або пожежна групи насосів, то за розрахунковий рівень води в РЧВ приймається рівень пожежного запасу, для господарсько-питної групи - середній рівень води в резервуарах. Якщо дані про розрахункові рівнях і зберіганні пожежного запасу відсутні, рівень зберігання пожежного запасу приймають на 1 м вище, мінімального рівня води в резервуарах, а середній рівень - на 2,4 м вище мінімального рівня.

### 4.3 Насосні станції перекачки активного мулу,шламів



На спорудах для оброблення та очищення стічних вод утворюються мул та осади, які необхідно періодично або безперервно видаляти. На спорудах для біологічного очищення стічних вод необхідно, крім того, забезпечувати циркуляцію активного мулу. Для цих цілей влаштовують спеціальні так звані мулові насосні станції. Вони відрізняються від насосних станцій побутової каналізації відсутністю решіток і дробарок. Для перекачування осадів застосовують, як правило, звичайні фекальні насоси.

Мулові насосні станції входять до складу каналізаційних очисних споруд. Вони бувають двох типів: 1) для перекачування сирого осаду з первинних відстійників і надлишкового активного мулу з вторинних відстійників у метантенки або інші споруди для подальшого оброблення; 2) для перекачування активного мулу в аеротенки з ущільнювачів мулу вторинних відстійників. Станції першого типу найчастіше обладнуються плунжерними насосами, другого типу – осьовими або низьконапірними відцентровими насосами. Станції для перекачування активного мулу можна обладнати шнековими насосами [1–3].

Загальну подачу мулової насосної станції визначають за об'ємом осаду, а напір – за схемою вертикального планування споруд очисної станції. Режим роботи станції пов'язаний з режимом роботи очисних споруд.

Через те, що мул, який перекачується, не має великих механічних домішок, приймальні резервуари ґратами не обладнуються.

Насосні станції для перекачування мулу можуть розміщуватися в окремих будівлях або у вбудованих приміщеннях виробничих споруд.

Резервуари для осаду (мулу) влаштовують як суміщеними з насосною станцією, так і окремо від неї. Їхня місткість визначається кількістю мулу від разового випуску з первинних відстійників або метантенків. Місткість резервуара станцій перекачування циркулюючого активного мулу визначається 15-хвилинною подачею найбільшого зі встановлених насосів.

Залежно від розташування окремих споруд станцій очищення стічних вод та їхньої висотної схеми на насосній станції для перекачування осаду з первинних відстійників можуть бути встановлені і насоси для перекачування ущільненого активного мулу. До того ж залежно від необхідної подачі, ущільнений активний мул можна перекачувати насосами для перекачування осаду з первинних відстійників або встановлювати для цього спеціальні насоси.

У ряді випадків приймальний резервуар сирого осаду (з первинних відстійників) можна використовувати і для прийому ущільненого активного мулу з мулоущільнювачів.

Приймальні резервуари мулових насосних станцій часто використовують як дозуючу ємність для завантаження метантенків, а також як накопичувачі технічної води (або очищеної стічної рідини) для промивання мулопроводів. У цих випадках вони мають бути з двох однакових відділень, сполучених перепускною трубою з встановленою на ній засувкою. Ухил для резервуара до напрямку повинен бути не менше 0,15–0,20. Для запобігання ущільнення осаду в резервуарі необхідно передбачати його перемішування. Крім того, в

резервуарах проектують трубопроводи для їхнього промивання. Промивання резервуарів і трубопроводів здійснюють зазвичай очищеною стічною рідиною.

Під час перекачування осадів деяких виробничих стічних вод, наприклад осадів металургійного виробництва (газоочищення доменного цеху), що містять абразивні речовини, застосовують насоси та обладнання, виконані з матеріалів, стійких до стирання. Резервуари та шламопровідні комунікації в такому разі проектують так, щоб попередити можливість скупчення й ущільнення осаду.

#### 4.4 Техніко-економічні показники роботи насосних станцій

Эффективность работы насосных станций оценивается технико-экономическими показателями. К основным показателям эффективности относятся коэффициент полезного действия и удельная норма расхода электрической энергии.

**Коефіцієнт полезного действия насосных агрегатов и насосных станций.** КПД насосной станции называется отношение полезной энергии, передаваемой жидкости при перекачивании, к энергии, потребляемой электродвигателями всех насоаных агрегатов:

$$\eta_{\text{н.с.}} = N_{\text{п н.с.}} / N_{\text{н.с.}}, \quad (4.12)$$

де  $\eta_{\text{н.с.}}$  - ККД насоса, частка;

$N_{\text{п н.с.}}$  — корисна потужність насосної станції, кВт·год;

$N_{\text{н.с.}}$  — потужність, що споживається насосною станцією, кВт·год.

Під коефіцієнтом корисної дії насосних агрегатів розуміється відношення корисної потужності насоса до потужності насосного агрегату. ККД насосного агрегату визначається за формулою:

$$\eta_a = \eta_n \cdot \eta_{\text{дв}}, \quad (4.13)$$

де  $\eta_n$  - ККД насоса, частка;

$\eta_{\text{дв}}$  – ККД двигуна, частка.

Якщо на насосній станції встановлено однотипні насосні агрегати, то ККД насосної станції дорівнює ККД насосного агрегату:

На насосних станціях зазвичай працюють спільно кілька різних насосних агрегатів. ККД спільно працюючих агрегатів  $\eta$  визначається наступним чином: при послідовній роботі агрегатів

$$\eta_{\text{ср}} = \frac{H_1 + H_2 + \dots + H_n}{\frac{H_1}{\eta_1} + \frac{H_2}{\eta_2} + \dots + \frac{H_n}{\eta_n}} \quad (4.14)$$

при паралельній роботі агрегатів

$$\eta_{\text{ср}} = \frac{Q_1 + Q_2 + \dots + Q_n}{\frac{Q_1}{\eta_1} + \frac{Q_2}{\eta_2} + \dots + \frac{Q_n}{\eta_n}} \quad (4.15)$$

де  $Q_1, Q_2, Q_n$  — подача відповідно першого, другого та  $n$  насосу, м/с;  
 $H_1, H_2, H_n$  — напір, що створюється відповідно першим, другим і  $n$  насосом, м;  
 $\eta_1, \eta_2, \eta_n$  — ККД відповідно першого, другого та  $n$  насосного агрегату, частка.

**Питома норма витрати електроенергії.** Питома норма витрати електроенергії насосного агрегату, кВт·год / (1000 м<sup>3</sup>·год), визначається з розрахунку подачі 1000 м<sup>3</sup> води (або стічної рідини) на висоту 1 м при режимі роботи насоса і електродвигуна з максимальним ККД.

Виходячи з відомих значень ККД насоса і двигуна теоретичне значення питомої норми витрат електроенергії  $N_{\text{уд}}$  обчислюється за формулою:

$$N_{\text{уд}} = 2,72 / (\eta_n \eta_{\text{дв}}), \quad (4.16)$$

де  $\eta_{\text{дв}}$  - коефіцієнт корисної дії двигуна, частка;

Порівнюючи теоретичне значення, визначене за формулою (4.16), з фактичними витратами електроенергії, можна зробити висновок про ефективність роботи насосної станції.

Аналіз рівняння (4.16) показує, що питома норма витрати електроенергії обернено пропорційна ККД насосного агрегату. При регулюванні режиму роботи насоса необхідно пам'ятати, що ККД насосного агрегату зменшується при регулюванні подачі дроселюванням на напірному патрубку. Зменшення ККД насосної станції призводить до збільшення витрати електроенергії і до погіршення економічних показників. Тому для забезпечення економічної роботи насосної станції при змінних режимах роботи необхідно виконувати наступні вимоги: насоси великої потужності повинні працювати в режимах з більшим ККД; подача води в систему повинна регулюватися насосом меншої потужності; необхідно, щоб зміна режиму роботи регульованого насоса не викликало істотної зміни його ККД або щоб відношення корисної потужності насосного агрегату до його ККД залишалось постійним в прийнятому діапазоні регулювання.

З досвіду експлуатації насосних агрегатів відомо, що ККД електродвигуна мало змінюється протягом часу, і його значення приймається по паспорту. Знаючи фактичну норму витрати електроенергії, з формулою (4.17) можна визначити фактичний ККД насоса

$$\eta_n = 2,72 / N_{\text{уд}} \eta_{\text{дв}} \quad (4.17)$$

Порівняння фактичного ККД насоса з паспортними дозволяє оцінити, наскільки змінилася енергетична характеристика насоса. Для виявлення змін ККД насоса рекомендується проводити випробування роботи агрегату з визначенням енергетичних характеристик насоса: на станціях 1-го підйому - 2 рази на рік, на станціях 2-го підйому - 1 раз на рік або на 2 роки. За питомою нормі витрати електроенергії визначається кількість електроенергії для живлення насосної станції.

## Розділ 5 ПРАКТИЧНІ РОБОТИ

### 5.1 Вибір та розрахунок насосів та вентиляторів

Допустима висота всмоктування  $H_{\text{доп}}$  визначається по формулі (5.1). у якій крім характеристики насоса враховується температура води [6]:

$$H_{\text{доп.}} = 10 - P_{\text{п}} - \Delta h_{\text{вс}} - \varphi \cdot \sigma \cdot H_{\text{н}}, \quad (5.1)$$

де  $P_{\text{п}}$ -тиск пароутворення згідно таблиці 16:

$h_{\text{вс}}$  - опір всмоктувальної лінії насоса, м;

$H_{\text{н}}$  - напір насоса, м;

$\varphi$  - запас по напору насоса;

$\sigma$  - коефіцієнт кавітації.

Таблиця 5.1 - Залежність тиску пароутворення від температури води.

Температура, °С	5	10	20	30	40	50	60	70
Тиск., м	0.09	0.12	0.24	0.43	0.75	1.25	2.0	3.17

$$\sigma = \left(\frac{n_s}{800}\right)^{4/3}, \quad (5.2)$$

Коефіцієнт кавітації  $\sigma$  визначається за коефіцієнтом швидкохідності насоса  $n_s$ , а коефіцієнт швидкохідності визначається по числу обертів насоса  $n$ , об/хв. витраті  $Q$ , м<sup>3</sup>/хв. і напору  $H$ , м в. ст., насоса.

$$n_s = 3.65 \cdot n \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (5.3)$$

де  $Q$  – витрата, м<sup>3</sup>/хв.;

$H$  – напір, м

Гідравлічний опір трубопроводу визначається по формулі (1.20).

#### Задача 5.1

Визначити максимальну припустиму висоту усмоктування насоса 2К6 при напорі 15 м вод. ст., обертах 960 об/хв, температурі води 30 °С, опорі усмоктувальної лінії 0,6 м вод. ст.

по формулам (5.2), (5.3) визначаємо коефіцієнт швидкохідності:

$$n_s = 3.65 \cdot 960 \sqrt{\frac{45/3600}{15^{3/4}}} = 54.5$$

і коефіцієнт кавітації  $\sigma = (54.5/800)^{4/3} = 0.03$

Згідно формулі (5.1) висота усмоктування при запасі напору  $\varphi=1,2$  дорівнює  $H_{\text{доп}} = 10 - 0,43 - 0,6 - 1,20,0315 = 8,43$  м

*Відповідь.* Допустима висота усмоктування дорівнює 8,43 м

### **Задачі для самостійного розв'язання**

#### **Задача 5.2**

Визначити максимальну припустиму висоту усмоктування насоса 2К6 при напорі 25 м вод. ст., обертах 960 об/хв, температурі води 30°C. опорі усмоктувальної лінії 0.65 м вод.ст.

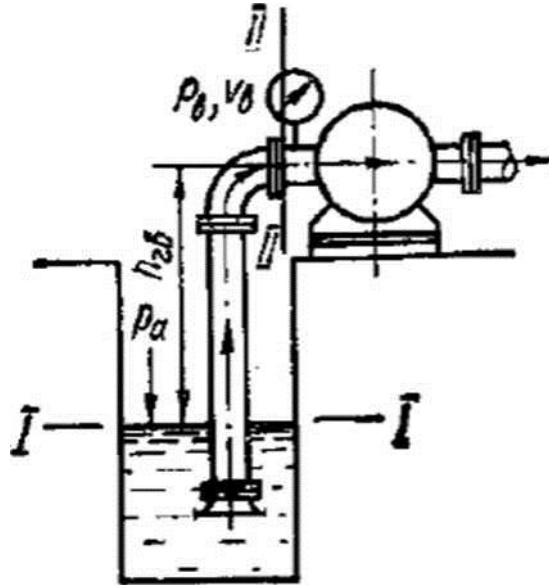


Рисунок 5.1 - До розрахунку висоти усмоктувальної лінії

#### **Задача 5.3**

Визначити максимальну припустиму висоту усмоктування насоса 2К6 при напорі 15 м вод.ст., обертах 960 об/хв. температурі води 40°C, опорі усмоктувальної лінії 0.6 м вод.ст.

#### **Задача 5.4**

Визначити максимальну припустиму висоту усмоктування насоса 2К6 при напорі 25 м вод.ст., обертах 960 об/хв. температурі води 50°C. опорі усмоктувальної лінії 0,6 м вод.ст.

#### **Задача 5.5**

Визначити максимальну припустиму висоту усмоктування насоса 2К6 при напорі 15 м вод.ст., обертах 960 об/хв. температурі води 50°C. опорі усмоктувальної лінії 0.6 м вод.ст

### **Задача 5.6**

Визначити максимальну припустиму висоту усмоктування насоса ЗК6 при напорі 15 м вод.ст., обертах 960 об/хв. температурі води 30°C. опорі усмоктувальної лінії 0.6 м вод.ст.

### **Задача 5.7**

Визначити максимальну припустиму висоту усмоктування насоса ЦН 20НД при напорі 13.5 м вод.ст.. обертах 730 об/хв. температурі води 20°C. опорі усмоктувальної лінії 0.5 м вод.ст.

## **5.2 Вибір та розрахунок компресору**

### **5.2.1 Розрахунок впливу зміни опору та температури на усмоктувані компресора на його показники роботи**

При зміні параметрів газу на усмоктувані компресора змінюється його масова продуктивність та потужність. Продуктивність можливо оцінити по зміні густини газу, а потужність – по зміні продуктивності і питомій роботі стиснення перед компресором. Тому зміну продуктивності можливо оцінити за формулою:

$$\frac{G_{P,T}}{G_0} = \frac{\left(\frac{P_P}{P_0}\right)}{\left(\frac{T_T}{T_0}\right)} \quad (5.4)$$

Відношення температур буде:

$$\frac{T_T}{T_0} = (T_0 + \Delta T)/T_0, \quad (5.5)$$

Відношення тисків буде:

$$\frac{P_P}{P_0} = (P_0 + \Delta P)/P_0, \quad (5.6)$$

де  $\Delta T$ ,  $\Delta P$  – зміна температури, тиску на усмоктувані компресора;

$T_0$ ,  $P_0$  – температура, тиск до змін параметрів.

Зміну потужності можливо оцінити як:

$$\frac{N_{P,T}}{N_0} = \frac{G_{P,T}}{G_0 \left(l_{PT}/l_0\right)}, \quad (5.7)$$

Відношення питомих робіт знаходиться за формулою:

$$\frac{l_{PT}}{l_0} = \frac{T_T}{T_0} \cdot \frac{\left(\frac{a}{\frac{P_p}{P_0}}\right)^m - 1}{a^{m-1}}, \quad (5.8)$$

де  $a$  – ступінь підвищення тиску;

$m$  – показник, який залежить від показника адіабати:

$$m = (k - 1)/k$$

Величина роботи визначається по формулі:

$$l = \frac{n}{n-1} \cdot PV \left[ \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (5.9)$$

### Задача 5.8

Визначити зміну потужності і продуктивності компресора 32ВЦ-100/9, який споживає 582 кВт, якщо опір усмоктувальної лінії зменшилося від 8 % до 4 %, а температура збільшилася з 20 °С до 40 °С.

Розв'язання:

1. Визначаємо зміну тиску:  $\Delta P = 1(4/100 - 8/100) = 0,04$  бар.
2. Визначаємо зміну температури:  $\Delta T = 40 - 20 = 20$  °С.
3. Визначаємо початковий тиск  $P_0 = 1 \cdot (1 - 0,08) = 0,92$  бар, тоді змінений тиск  $P_p = 1 \cdot (1 - 0,04) = 0,96$  бар.
4. Відношення температур:  $T_T/T_0 = (273 + 40)/(273 + 20) = 1,068$ ,
5. Відношення тисків:  $P_p/P_0 = 0,96/0,92 = 1,043$
6. Відношення питомих робіт:  $l_{PT}/l_0 = 1,068((9/1,043)^{0,286} - 1)/(90,286 - 1) = 1,041$
7. Тоді відносна зміна масової витрати дорівнює:  $G_{p,T}/G_0 = 1,043/1,068 = 0,977$ .
8. Зміна потужності компресора:  $N_{PT}/N_0 = 0,977 \cdot 1,041 = 1,017$

Таким чином, масова продуктивність компресора зменшиться на 3,3 %, потужність збільшиться на 1,7 %

### Задачі для самостійного розв'язання

#### Задача 5.9

Визначити зміну потужності компресора 4ВМ10-120/9, який споживає 666 кВт, якщо температура газу на усмоктуванні збільшилося с 18 °С до 42 °С

#### Задача 5.10

Визначити зміну масової продуктивності компресора 4ВМ10-120/9, якщо опір на усмоктуванні збільшилося з 5% до 12%.



### Задача 5.11

Визначити зміну масової продуктивності компресора 4ВМ10-120/9, якщо температура на усмоктуванні збільшилася з 30 °С до 50 °С.

### Задача 5.12

Визначити зміну масової продуктивності компресора 4ВМ10-120/9, якщо температура на усмоктуванні зменшилася з 35 °С до 10 °С.

## 5.2.2 Вибір потужності електродвигуна компресору по часу нагріву обмотки та часу пуску і зупинки електродвигуна

Для запобігання надмірного нагрівання обмотки двигуна необхідно потужність двигуна для привода компресора підбирати з урахуванням можливого нагрівання обмотки. Для цього вибирають максимальне значення потужності з формул (5.10) або (5.11):

По формулі (5.10) визначається споживана потужність компресором по його ефективній потужності  $N_e$  і к. к. д. передачі  $\eta_n$ :

$$N_{дв} = \frac{N_e}{\eta_n} \quad (5.10)$$

По формулі (5.11) визначається необхідна потужність двигуна з обліком його максимальної потужності  $N_{max}$ , к. к. д. передачі  $\eta_n$  і коефіцієнта, що враховує нагрівання обмотки  $K_M$ .

$$N = \frac{N_{max}}{\eta_n \cdot K_M}, \quad (5.11)$$

Коефіцієнт  $K_M$  визначається за часом  $\tau_p$  роботи на режимі максимальної потужності і часу нагрівання обмотки  $\tau_n$  як:

$$K_M = \frac{1}{\sqrt{1 - e^{-\tau_p / \tau_n}}}, \quad (5.12)$$

Час пуску двигуна визначається з рівняння перехідного процесу як:

$$\tau = \frac{\pi}{2} \sum mD^2 \cdot \frac{\Delta n}{M - M_c}, \quad (5.13)$$

де  $\sum mD^2$  – маховий момент двигуна, кг·м<sup>2</sup>;

$\Delta n$  – збільшення обертів за час (секунди);

$M$  – крутний момент двигуна, н·м;

$M_c$  – споживаний момент компресора, н·м.

Момент двигуна визначається по його характеристиці, яка задається у формі графіка або таблиці. Момент компресора визначається в основному по потужності тертя в компресорі:

$$M_c = \frac{(1-\eta_m) \cdot N_e}{2 \cdot \pi \cdot n}, \quad (5.14)$$

Час зупинки визначається теж по формулі (5.13), у якій момент двигуна  $M=0$ , а збільшення обертів за цей час дорівнює робочим обертам  $\Delta n = n$ .

### Задача 5.13

Підібрати потужність електродвигуна при заданих ефективній потужності 50 кВт, максимальній 80 кВт, механічному к.к.д 95%, часу нагрівання обмотки 20 хв, часу проходження максимального навантаження 30 хв.

Розв'язання:

По формулі (5.12) визначаємо коефіцієнт  $K_M$ :

$$K_M = \frac{1}{\sqrt{1 - e^{-30/20}}} = 1,134$$

По формулі (5.10) визначаємо потужність двигуна по його ефективній потужності компресора  $N_1 = 50/0,95 = 52,6$  кВт,

По формулі (5.11) визначаємо потужність двигуна по максимальній потужності компресора:

$$N_2 = \frac{80}{0,95 \cdot 1,134} = 74,2 \text{ кВт}$$

Таким чином, для компресору потрібен двигун потужністю не менше 74,2 кВт.

### Задача 5.14

Визначити час пуску і час зупинки компресора, у якого ефективна потужність  $N_e = 96$  кВт при оборотах  $n = 16 \text{ с}^{-1}$ , механічний к.к.д  $\eta_m = 80\%$ , а маховий момент  $mD^2 = 16 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ . Характеристика двигуна наведена у таблиці

$N_{дв}, \text{с}^{-1}$	16	13,3	10,3	6,7	3,3	0
$M, \text{н} \cdot \text{м}$	0	1690	2040	1820	1580	1360

Розв'язання:

Знаходимо момент компресора по формулі (5.14):

$$M_c = \frac{(1-0,8) \cdot 96000}{2 \cdot 3,14 \cdot 16} = 191 \text{ н} \cdot \text{м}$$

Продовжуємо таблицю, заносючи моменти опору від тертя і різницю між середніми значеннями моментів по ділянкам зміни оборотів.

По формулі (5.13) визначаємо час і заносимо до таблиці.

$N_{дв}, \text{с}^{-1}$	16	13,3	10,3	6,7	3,3	0
$M, \text{н} \cdot \text{м}$	0	1690	2040	1820	1580	1360
$M_c, \text{н} \cdot \text{м}$	191	191	191	191	191	191
$M_{ср}, \text{н} \cdot \text{м}$	$(0+1690)/2=845$	1865	1930	1700	1470	
$\Delta M, \text{н} \cdot \text{м}$	$(845-191)=654$	1674	1739	1509	1279	
$\Delta n, \text{оберт./с}$	2,7	3,0	3,6	3,4	3,3	
$\Delta t, \text{с}$	$\frac{3,14}{2} \cdot 16 \cdot \frac{3,0}{654} = 0,104$	0,045	0,052	0,057	0,065	

Визначаємо час розгону (пуску) від 0 до 16 обертів/с:  
 $\tau_{п} = 0,104 + 0,045 + 0,052 + 0,057 + 0,065 = 0,323 \text{ с}$

Час зупинки:

$$\tau_{з} = \frac{3,14}{2} 16 \frac{16}{191} = 2,10 \text{ с.}$$

### **Задачі для самостійного розв'язання**

#### **Задача 5.15**

Підібрати потужність електродвигуна при заданих ефективній потужності 50 кВт, максимальній 80 кВт, механічному к.к.д 95%, часу нагрівання обмотки 55 хв, часу проходження максимального навантаження 30 хв.

#### **Задача 5.16**

Підібрати потужність електродвигуна при заданих ефективній потужності 60 кВт, максимальній 85 кВт, механічному к.к.д 95%, часу нагрівання обмотки 40 хв, часу проходження максимального навантаження 35 хв.

#### **Задача 5.17**

Підібрати потужність електродвигуна при заданих ефективній потужності 60 кВт, максимальній 80 кВт, механічному к.к.д 95%, часу нагрівання обмотки 18 хв, часу проходження максимального навантаження 25 хв.

#### **Задача 5.18**

Підібрати потужність електродвигуна при заданих ефективній потужності 50 кВт, максимальній 80 кВт, механічному к.к.д 95%, часу нагрівання обмотки 50 хв, часу проходження максимального навантаження 30 хв.

#### **Задача 5.19**

Визначити час пуску і час зупинки компресора, у якого ефективна потужність  $N_e = 110 \text{ кВт}$  при оборотах  $n = 24 \text{ об/с}$ , механічний к.к.д  $\eta_m = 85 \%$ , а маховий момент  $mD^2 = 20 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ . Характеристика двигуна наведена у таблиці

$N_{дв}, \text{с}^{-1}$	16	13,3	10,3	6,7	3,3	0
$M, \text{н} \cdot \text{м}$	0	1707	2060	1838	1596	1374

## **5.3 Розрахунок роботи насосів в мережі**

### **5.3.1 Гідравлічний розрахунок напірних трубопроводів**

Формулу за якими ведуть розрахунки

1. Об'ємна витрата,  $\text{м}^3/\text{с}$ :

$$Q = \frac{V}{\tau}; \quad (5.15)$$

де  $V$  – об'єм,  $\text{м}^3$ ;

$\tau$  – час,  $\text{с}$ .

2. Масова витрата, кг/с:

$$M = Q \cdot \rho; \quad (5.16)$$

де  $\rho$  – густина речовини, кг/м<sup>3</sup>.

3. Рівняння нерозривності потоку:

$$M = W_1 \cdot F_1 \cdot \rho_1 = W_2 \cdot F_2 \cdot \rho_2 \quad (5.17)$$

При  $\rho = const$ , рівняння має вид

$$M = W_1 \cdot F_1 = W_2 \cdot F_2, \quad (5.18)$$

де  $W_1, W_2$  – швидкість руху газу (рідини) на першій та другій ділянці трубопроводу, м/с;

$F_1, F_2$  – площа перетину трубопроводу на першій та другій ділянці відповідно, м<sup>2</sup>.

4. Рівняння Клайперона-Менделеева:

$$\frac{P}{\rho_t \cdot T} = \frac{P}{\rho_0 \cdot T_0} = const, \quad (5.19)$$

Звідки

$$\rho_t = \rho_0 \cdot \frac{P}{P_0} \cdot \frac{T_0}{T} \quad (5.20)$$

де  $\rho_0$  - густина речовини за нормальних умов, кг/м<sup>3</sup>.

Приймаємо густину повітря за нормальних умов  $\rho_0 = 1,293$  кг/м<sup>3</sup>.

$T_0$  – абсолютна температура газу за нормальних умов, °К;

$T$  – абсолютна температура газу за робочих умов, °К;

$P_0$  – тиск газу за нормальних умов, Па. Барометричний тиск за нормальних умов дорівнює 101325 Па;

$P$  – тиск газу за робочих умов, Па.

5. Втрати тиску вздовж трубопроводу (Дарсі-Вейсбаха), Па:

$$\Delta P_l = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{W^2}{2} \cdot \rho_t, \quad (5.21)$$

де  $\lambda$  – коефіцієнт гідравлічного опору вздовж трубопроводу;

$l$  – довжина трубопроводу, м;

$d$  – діаметр трубопроводу, м ;

$\rho_t$  - густина речовини за робочих умов, кг/м<sup>3</sup>;

$W$  – швидкість потоку, м/с.

Визначають за формулами:

$$\lambda = 0,11 \left( \frac{K_e}{d} \right)^{0,25} \quad (\text{Шифринсона}), \quad (5.22a)$$

де  $K_e$  – еквівалентна шершавість труби, м

$$\lambda = \frac{1}{\left( 1,14 + 21g \frac{d}{K_e} \right)^2}, \quad (5.22б)$$

при русі газу по трубопроводам, які були довгий час в експлуатації,

$$\lambda = \frac{0,0348}{d^{0,25}}, \quad (5.22в)$$

6. Збільшення шершавості труб в процесі експлуатації можна визначити за виразом:

$$K_{et} = K_{e0} + \alpha \cdot t, \text{ мм} \quad (5.23)$$

де  $t$  – час експлуатації, роки,

$K_{e0}$  – шершавість нових труб, мм

$\alpha$  – коефіцієнт старіння, мм/рік. Приймається для мало агресивних середовищ помірковане старіння з  $\alpha = 0,07$  мм/рік.

7. Діаметр трубопроводу при відомих витраті і швидкості потоку визначають:

$$d = 1,13 \sqrt{\frac{Q}{W}}, \text{ м}, \quad (5.24)$$

8. Швидкість потоку визначається за формулою:

$$W = 1,27 \frac{Q}{d^2}, \text{ м/с} \quad (5.25)$$

### *Задачі для самостійного розв'язання*

#### **Задача 5.20**

Визначити опір, який чинить вода при проході через трубопровід діаметром  $d$  та довжиною  $l$ . Труби сталеві нові. Густина води приймається рівною  $1000 \text{ кг/м}^3$ . Вихідні дані наведені у таблиці 5.2.

При розв'язанні цієї задачі використовують формулу (6.7).

Таблиця 5.2- Вихідні дані до розрахунку

Задані параметри	Варіанти									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Витрата води, м <sup>3</sup> /с	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,10	0,11	0,12	0,13	0,32
Діаметр труб, м	0,19	0,25	0,25	0,20	0,27	0,32	0,38	0,42	0,44	0,50
Довжина труб, м	1500	1600	1800	1900	2000	3000	4000	1720	1850	1300
Еквівалентна шершавість, мм	0,014	0,010	0,011	0,012	0,013	0,015	0,014	0,01	0,01	0,01
Витрата води, м <sup>3</sup> /с	0,14	0,15	0,16	0,17	0,18	0,19	0,20	0,21	0,22	0,25
Діаметр труб, м	0,55	0,5	0,45	0,25	0,32	0,38	0,44	0,51	0,58	0,30
Довжина труб, м	1000	1050	1100	1200	1250	1300	1350	1400	1450	1000
Еквівалентна шершавість, мм	0,019	0,015	0,015	0,020	0,017	0,012	0,018	0,012	0,014	0,01

**Задача 5.21**

В сталевий трубопровід діаметром  $d$  та довжиною  $l$  надходить стиснуте повітря з надлишковим тиском  $P_1$ . Температура повітря 20 °С. Початкова швидкість повітря  $W_1$ . Знайти масову витрату повітря  $M$  і тиск у кінці трубопроводу  $P_2$ . Трубопровід довгий час знаходиться в експлуатації.

При розв'язанні цієї задачі використовують формули (6.2), (6.5), (6.7), (6.3). Вихідні дані наведені у таблиці 5.3.

Таблиця 5.3- Вихідні дані до розрахунку

Задані параметри	Варіанти									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Діаметр труб, м	0,07	0,09	0,11	0,13	0,15	0,17	0,19	0,21	0,23	0,25
Довжина труб, м	80	100	120	40	160	180	200	220	240	260
Тиск повітря $P_1$ , Па	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400
Швидкість повітря, м/с	20	25	30	35	14	15	15	25	16	15
Діаметр труб, м	0,27	0,29	0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,20	0,24	0,28
Довжина труб, м	280	300	170	190	210	230	250	270	290	280
Тиск повітря $P_1$ , кПа	1500	1600	550	650	750	850	950	1050	1150	1250
Швидкість повітря, м/с	20	25	17	12	20	19	18	21	23	24

### Задача 5.22

Газ з питомою вагою  $\gamma = 10 \text{ н/м}^2$  і витратою  $Q$  надходить від газгольдерної станції в основну магістраль діаметром  $d$ , яка живить розподільну мережу. Визначити кінцевий тиск у магістралі  $P_2$ , якщо її довжина  $l$ , а тиск  $P_1=180 \text{ кПа}$ . Трубопровід сталевий, не новий. Вихідні дані наведені у таблиці 5.4.

Таблиця 5.4- Вихідні дані до розрахунку

Задані параметри	Варіанти									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Витрата газу, $\text{м}^3/\text{с}$	7	9	11	13	15	17	19	21	23	25
Діаметр магістралі, м	0,45	0,55	0,65	0,75	0,85	0,95	1,05	1,15	1,25	1,35
Довжина магістралі, м	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4500	4000	5000	5500
Витрата газу, $\text{м}^3/\text{с}$	27	28	8	10	12	14	16	18	20	22
Діаметр магістралі, м	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,10	1,20	1,30
Довжина магістралі, м	1800	1900	1100	1200	1300	1400	2100	2200	2300	2400

### 5.3.2 Розрахунок насосної установки

Розрахункові формули:

1. Напір насосу визначається за формулою:

$$H = \frac{P_2 - P_1}{\rho \cdot g} + H_{\Gamma} + h_{\Pi}, \quad (5.26)$$

або

$$H = \frac{P_H - P_{BC}}{\rho \cdot g} + H_0 + \frac{W_H^2 - W_{BC}^2}{2g}, \quad (5.27)$$

2. Опір мережі визначається за формулою:

$$H_M = H_{\Gamma} + h_{BC} + h_H, \quad (5.28)$$

3. Абсолютний тиск газу(рідини) у мережі, Па:

$$P_{абс} = P_a \pm P, \quad (5.29)$$

4. Потужність насоса (вентилятора), кВт:

$$N = \frac{Q \cdot \rho \cdot g \cdot H}{\eta \cdot 1000}, \quad (5.30)$$

5. Вартість енергетичних витрат, грн:

$$C_e = \tau \cdot r \cdot N, \quad (5.31)$$

Довідкові дані:

1 мм.рт.ст. = 9,81 Па;

1 мм.рт.ст. = 133 Па;

1 атм (техн.) = 1 кгс/см<sup>2</sup> = 9,81·10<sup>4</sup> Па;

1 атм (фіз.) = 101,3 кПа.

6. Залежність між тиском та напором визначається за формулою:

$$P = \rho \cdot g \cdot h \quad (5.32)$$

### Задача 5.23

Манометр на нагнітному трубопроводі насоса (рис. 5.1), що перекачує в резервуар воду кількістю, показує надлишковий тиск  $P_1$ . Вакуумметр на всмоктувальному трубопроводі показує вакуум  $P_2$ . Відстань по вертикалі між місцями приєднання манометра та вакуумметра  $H_0$ . Діаметр нагнітного трубопроводу  $d_n$ , всмоктувального –  $d_{вс}$ . Вихідні дані наведені у таблиці 6.4.

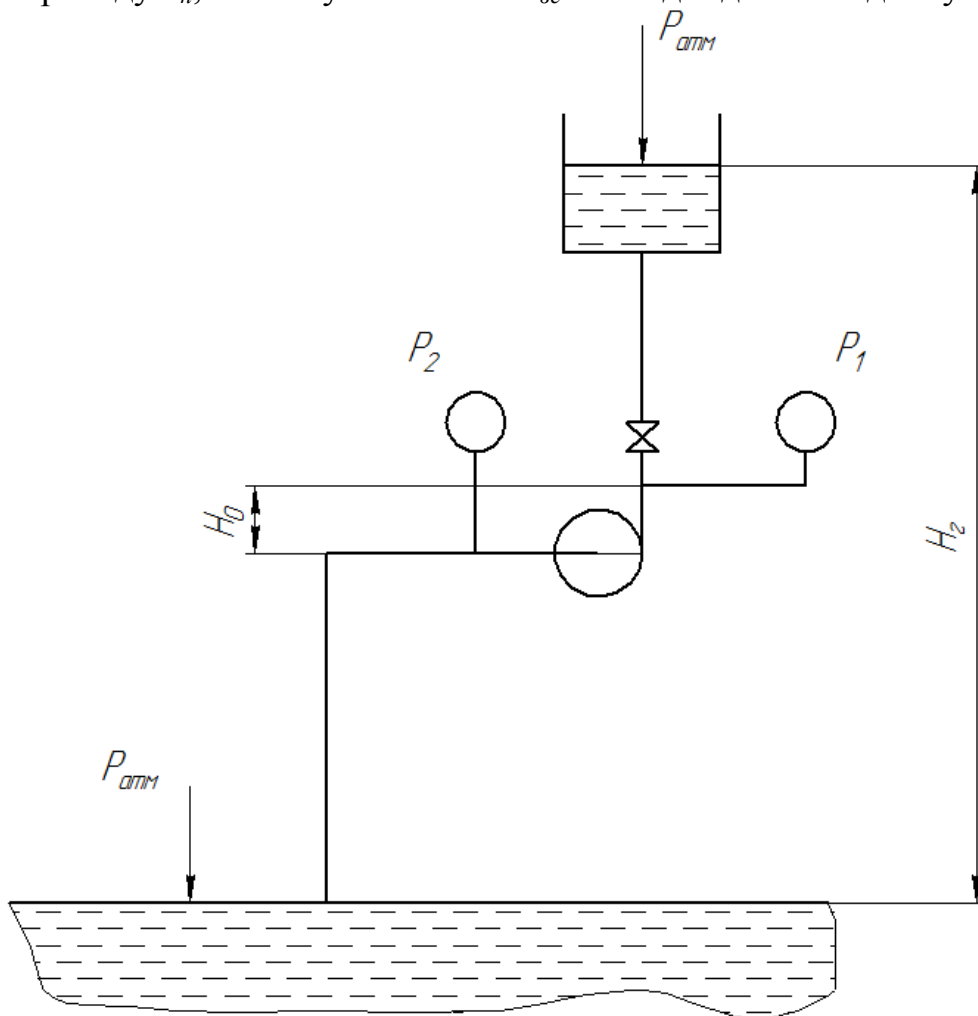


Рисунок 5.2 – Робота насоса на мережу



Таблиця 5.5 - Вихідні дані до розрахунку

Задані параметри	Варіанти									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Витрата газу, м <sup>3</sup> /с	10,5	10,4	8,0	7,5	6,6	5,0	12,0	15,0	10,5	8,5
Надлишковий тиск $P_1$ , кгс/см <sup>2</sup>	3,0	3,5	4,0	4,5	4,0	3,5	3,5	4,0	4,5	4,0
Вакуум $P_2$ , см.рт.ст	18	20	22	24	20	20	22	22	25	25
Відстань $H_0$ , м	400	450	300	500	200	300	500	400	200	300
Діаметр $d_n$ , мм	300	320	320	300	250	230	400	400	300	320
Діаметр $d_{вс}$ , мм	350	375	350	350	300	280	500	550	375	350
Ва, мм.рт.ст	750	745	745	755	770	750	740	740	730	730
Коефіцієнт корисної дії насосу, долі од.	0,6	0,7	0,65	0,75	0,8	0,85	0,9	0,95	0,68	0,78
Задані параметри	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Витрата газу, м <sup>3</sup> /с	12,0	10,0	11,0	12,0	7,8	6,0	14,0	9,5	8,7	11,0
Надлишковий тиск $P_1$ , кгс/см <sup>2</sup>	4,0	2,5	4,0	3,0	4,0	3,5	3,0	4,0	3,5	3,0
Вакуум $P_2$ , см.рт.ст	30	25	30	25	20	25	21	21	23	20
Відстань $H_0$ , м	300	400	400	350	350	400	400	350	350	420
Діаметр $d_n$ , мм	450	320	300	350	400	300	500	350	375	350
Діаметр $d_{вс}$ , мм	500	375	350	400	500	375	550	400	450	500
Ва, мм.рт.ст	750	750	740	750	750	730	730	740	730	730
Коефіцієнт корисної дії насосу, долі од.	0,82	0,86	0,88	0,92	0,94	0,77	0,67	0,87	0,97	0,94

## Приклад розв'язання задачі 5.24

Дано:

$$Q=8,4 \text{ м}^3/\text{хв.};$$

$$P_1 = 3,8 \text{ кгс/см}^2;$$

$$P_2 = 21 \text{ см.рт.ст.};$$

$$d_n = 300 \text{ мм};$$

$$d_{вс} = 350 \text{ мм};$$

$$H_0 = 410 \text{ мм}$$

Розв'язок:

Розраховуємо швидкість воду в нагнітному трубопроводі за формулою (6.10):

$$W_H = 1,27 \frac{Q}{d_H^2} = 1,27 \frac{8,4}{60 \cdot 0,3^2} = 1,98 \text{ м/с}$$

Аналогічно розраховуємо шидкість води у всмоктувальному трубопроводі:

$$W_{вс} = 1,27 \frac{Q}{d_{вс}^2} = 1,27 \frac{8,4}{60 \cdot 0,35^2} = 1,45 \text{ м/с}$$

Приймаємо атмосферний тиск рівним 99 кПа, та за формулою (6.14) розраховуємо абсолютний тиск у трубопроводі:

$$P_n = B_a + P_1 = 99000 + 3,8 \cdot 9,81 \cdot 10^4 = 472500 \text{ Па}$$

$$P_{bc} = B_a - P_2 = 99000 - 21 \cdot 10 \cdot 133,3 = 71982 \text{ Па}$$

За формулою (6.12) визначаємо величину напору, яку необхідно створити насосу:

$$H = \frac{472500 - 71982}{1000 \cdot 9,81} + 0,41 + \frac{1,98^2 - 1,45^2}{2 \cdot 9,81} = 41,3 \text{ м}$$

За формулою (6.15) визначаємо потужність насоса, прийнявши  $\eta = 0,58$ :

$$N = \frac{8,4 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 41,3}{60 \cdot 0,58 \cdot 1000} = 97800 \text{ Вт або } 97,8 \text{ кВт}$$

### Задача 5.25

Відцентровий насос, характеристика якого задана в табл. 5.6 піднімає воду на геометричну висоту  $H_r$ . Труби всмоктувальна та нагнітна сталеві зварні, помірковано іржаві, діаметрами  $d_{вс}$  і  $d_n$  відповідно та довжиною  $l_{вс}$  і  $l_n$  (табл.5.7).

Знайти робочу точку при роботі насоса на мережу та розрахувати його потужність. Визначити, як зміниться напір і потужність насоса при зменшенні за допомогою засувки подачі води на 25 %.

Отримані результати розрахунків необхідно занести до табл. 5.8. Приклад побудови характеристики мережі та насоса наведені на рис. 1.17.

### Задача 5.26

Як зміниться характеристика мережі в порівнянні з умовами попередньої задачі (задача 5.25) після 10-ти і 30-ти років експлуатації при перекачуванні слабо агресивної рідини? За вихідну шершавість прийняти шершавість попередньої мережі.

Визначити графічно:

- здатність насоса працювати з мережею за нових умов;
- на скільки зменшиться подача насоса.

Підібрати насос, який забезпечив би у змінених умовах подачу на рівні точки «А» у попередній задачі при прийнятній величині коефіцієнта корисної дії. Визначити для обох випадків напір насоса, його потужність, та розрахувати річні затрати на експлуатацію насоса (насосів), порівняти з витратами в попередній задачі.

Таблиця 5.6 – Параметри для побудови характеристики насоса

Варианти	1, 9, 17			2, 10, 18			3, 11, 19			4, 12, 20		
Величина	Витрата, л/с	Напір насосу, м	Коефіцієнт корисної дії насосу, %	Витрата, л/с	Напір насосу, м	Коефіцієнт корисної дії насосу, %	Витрата, л/с	Напір насосу, м	Коефіцієнт корисної дії насосу, %	Витрата, л/с	Напір насосу, м	Коефіцієнт корисної дії насосу, %
Значення	0,00	12,0	0	0,00	25,0	0	0,00	69,0	0	0,00	30,0	0
	0,30	11,7	34	0,75	24,5	40	1,70	67,0	34	4,30	29,2	33
	0,50	11,5	50	1,00	24,2	55	2,20	66,0	51	7,20	28,7	48
	0,70	11,2	60	1,25	23,8	61	2,70	64,0	58	10,00	28,0	57
	0,90	10,8	65	1,50	23,3	65	3,20	62,0	63	12,90	27,0	62
	1,10	10,2	69	1,75	22,7	67	3,70	59,0	67	15,80	25,5	66
	1,30	9,3	70	2,00	22,0	68	4,20	53,0	68	18,70	23,2	67
	1,50	8,1	68	2,25	21,2	67	4,70	46,0	66	21,50	20,3	65
	1,70	6,8	62	2,50	20,0	64	5,20	34,0	61	24,40	15,0	59
1,90	4,0	51	2,75	18,3	55	5,70	23,0	49	27,30	10,0	49	
Варианти	5, 13			6, 14			7, 15			8, 16		
Величина	Витрата, л/с	Напір насосу, м	Коефіцієнт корисної дії насосу, %	Витрата, л/с	Напір насосу, м	Коефіцієнт корисної дії насосу, %	Витрата, л/с	Напір насосу, м	Коефіцієнт корисної дії насосу, %	Витрата, л/с	Напір насосу, м	Коефіцієнт корисної дії насосу, %
Значення	0,00	60,0	0	0,00	70,0	0	0,00	29,0	0	0,00	12,0	0
	3,10	58,5	40	2,10	68,5	30	1,60	28,1	42	0,40	11,7	34
	7,80	57,5	49	2,80	67,4	45	2,20	27,5	57	1,60	11,5	50
	10,50	56,0	57	3,50	66,1	54	2,80	27,3	63	1,80	11,2	60
	13,50	54,0	65	4,20	54,0	59	3,40	26,2	67	2,10	10,8	65
	15,10	51,0	67	4,90	60,2	63	4,00	24,5	69	2,30	10,2	69
	18,20	46,5	70	5,60	55,0	64	4,40	22,3	70	2,50	9,3	70
	22,10	40,5	68	6,30	49,6	62	5,00	20,4	66	2,70	8,1	68
	25,00	30,0	65	7,00	42,3	55	5,60	15,7	65	2,90	6,0	62
28,10	20,0	50	7,70	31,0	44	6,20	11,5	57	3,10	4,0	51	

Таблиця 5.7 - Вихідні дані для побудови характеристики водопровідної мережі

Величини	Варіанти																			
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
$H_{Г}, м$	4	6	14	14	15	16	13	5	5	13	3	8	16	5	5	4	4	6	16	8
$l_{вс}, м$	4	15	10	10	18	15	10	10	9	9	16	6	6	10	10	6	6	4	4	4
$l_{н}, м$	15	20	15	25	38	50	15	20	10	10	30	20	45	15	30	30	30	15	45	20
$d_{вс}, мм$	32	38	76	102	102	76	76	32	38	51	76	102	102	76	102	38	51	51	76	102
$d_{н}, мм$	25	25	38	76	76	51	38	20	25	38	38	76	76	38	76	25	25	25	51	76

Таблиця 5.8 – Результати розрахунків задачі 5.25

Показники	Витрата води, м <sup>3</sup> /с									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$W_{вс}, м/с$										
$W_{н}, м/с$										
$h_{вс}, м$										
$h_{н}, м$										
$H_{Г}, м$										
$H_{н}, м$										
$H_{м}, м$										

## Розділ 6 ЛАБОРАТОРНИЙ ПРАКТИКУМ

### 6.1 Лабораторна робота № 1 «Вивчення способів заливання та спускання відцентрових насосів»

**Мета роботи:** ознайомлення і принцип дії відцентрового насоса, його основними вузлами і деталями, вивчити способи заливки насосів в лабораторних умовах.

#### *Загальні положення*

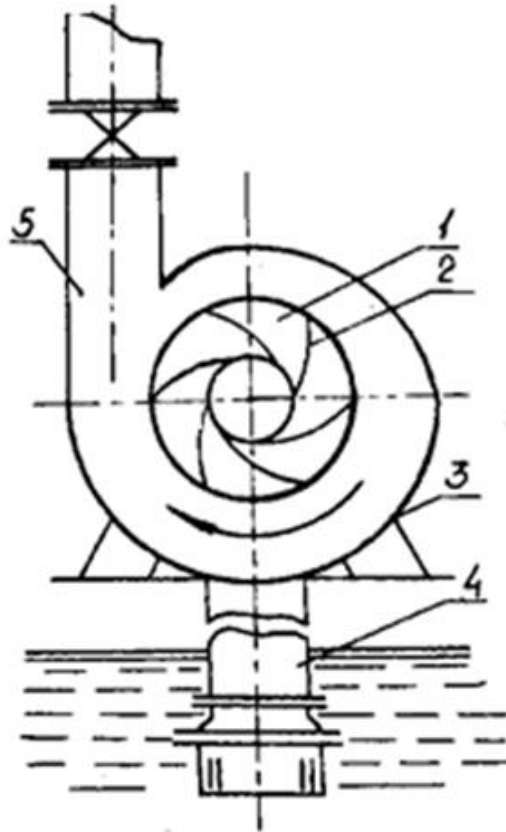
Пристрій відцентрового насоса. На рис.6.1 зображена найпростіша схема відцентрового насоса. Робочим органом насоса є робоче колесо 1, що складається з двох дисків: переднього і заднього, між якими знаходяться лопатки 2, вигнуті в сторону, протилежну напрямку обертання колеса. Рідина надходить до центру колеса по підводу 4, рухається через колесо від центру до периферії і направляється далі в відведення 5.

Призначення робочого колеса - передача енергії рідини шляхом динамічного впливу лопаток на потік, що приводить до зміни швидкостей частинок рідини при їх протіканні через робоче колесо. Долаючи сили енергії рідини, робоче колесо при своєму обертанні робить роботу. Для цього до колеса від двигуна подається механічна енергія, яка передається рідині, що протікає через робоче колесо, збільшуючи як кінетичну енергію потоку, так і його потенційну енергію тиску.

Перед пуском в роботу відцентровий насос заливують рідиною, що перекачується, а потім приводять в рух робоче колесо. Лопаті робочого колеса, швидко обертаючись в рідині, повідомляють їй такий же рух. Відцентрова сила, що розвивається обертовими частками рідини, віджимає їх до периферії колеса і створює відповідний натиск. На місце відкинутих робочим колесом частинок рідини через всмоктувальну трубу з водойми всмоктуються нові - таким чином, створюється безперервний потік рідини.

Основні деталі відцентрових насосів. До основних деталей відцентрових насосів відносяться: робоче колесо, направляючий апарат, корпус насоса, вал, підшипники і сальники.

А. Робоче колесо призначене для передачі рідини енергії від обертового вала насоса. Робочі колеса розрізняють з одно- і двостороннім входами води, відкриті і закриті.



1 – колесо; 2 – лопатки; 3 – опора; 4 – підвод; 5 - відведення  
Рисунок 6.1 - Схема відцентрового насоса

Закрите робоче колесо з одностороннім входом води (рис.6.2) складається з двох дисків: переднього (зовнішнього) 1 і заднього (внутрішнього) 2, між якими розташовані лопаті 3. Через задній диск з втулкою 4 проходить вал насоса.

Робоче колесо відливається цілком з чавуну, бронзи або інших металів. Але в деяких насосах застосовуються збірні конструкції робочих коліс, в яких лопаті уварені або вклепать між двома дисками.

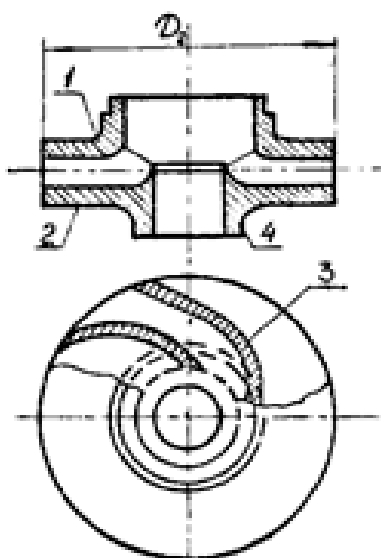
У відкритого колеса передній диск відсутній (рис.6.3, а), а лопаті примикають до нерухомого диску.

Між лопатями і нерухомим диском є невеликий зазор. Відкриті колеса застосовують в насосах, призначених для перекачування густих рідин (мул, осад і т.д.).

Робоче колесо з двостороннім входом рідини (рис. 6.3.б) має два зовнішніх диска і один внутрішній диск з втулкою для кріплення на валу. Рідина всмоктується з двох сторін, що створює більш стійку роботу насоса. Робоче колесо зазвичай має 6-8 лопатей, при перекачуванні забруднених рідин встановлюють робочі колеса з мінімальним числом лопатей (2-4).

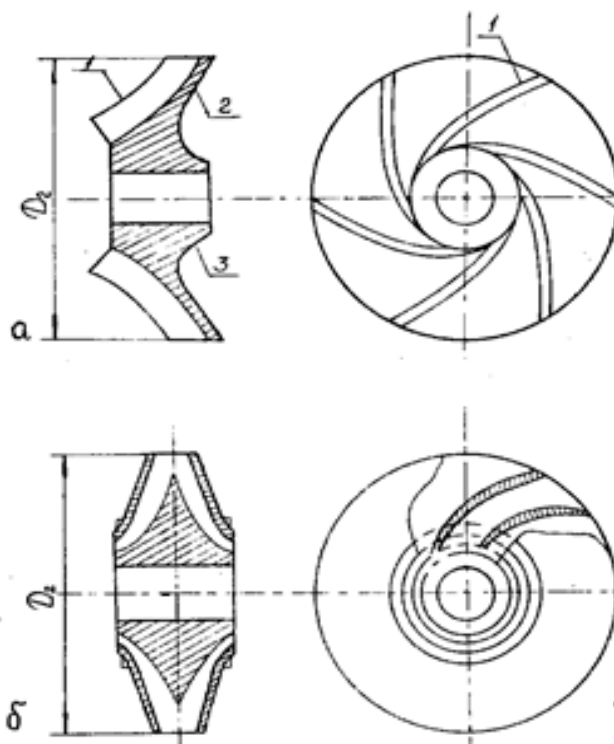
Матеріал для робочих коліс вибирають з урахуванням його корозійної стійкості. В силу своєї економічності найбільшого поширення в

насособудуванні отримали чавун, бронза, лита і толстолистовая нелегована сталь.



1 – диск зовнішній; 2 – диск внутрішній; 3 – лопаті; 4 – втулка

Рисунок 6.2. - Робоче колесо закритого типу про одностороннім входом ВОДИ



1 – лопаті; 2 – диск зовнішній; 3 – диск внутрішній

Рисунок 6.3 - Робоче колесо відкритого типу: а) - з одностороннім, б) - з двостороннім входом води

Найбільшою кавітаційною стійкістю володіють робочі коліси з алюмінієм та бронзи. У насосах, призначених для перекачування рідин з великим вмістом речовин (пульп, шламів і т.п.) застосовують робочі колеса з марганцововмісної сталі підвищеної твердості. Крім того, з метою підвищення довговічності робочі колеса таких насосів іноді постачають змінними захисними дисками з абразивно-стійких матеріалів.

При перекачуванні неагресивним рідини застосовують насоси з робочими колесами, виготовленими з вуглецевої сталі. Робочі колеса насосів, призначених для перекачування агресивних рідин, виготовляють з бронзи, кислото-стійких чавунів, нержавіючої сталі, кераміки і різних пластмас.

Б. Корпус насоса може бути з торцевих або з осьовим роз'ємом. У насосах з торцевих роз'ємом корпусу площину роз'єму перпендикулярна до осі насоса, а в насосах з осьовим роз'ємом - проходить через вісь насоса.

В. підвідний пристрій (вхід) призначено для забезпечення підведення рідини у всмоктувальну область насоса про найменшими гідравлічними втратами, а також для рівномірного розподілу швидкостей по живому перерізу всмоктуючого патрубку. Конструктивно насоси виготовляють з осьовим, бічним і двостороннім входами. Осьовий вхід (рис. 6.4, а) характеризується найменшими гідравлічними втратами, але конструктивно не завжди зручний, тому що збільшує розміри насоса в осьовому напрямку.

Бічний вхід (рис. 6.4, б) створює найбільші гідравлічні втрати, але забезпечує компактність насоса і зручне взаємне розташування всмоктуючого і напірного патрубків.

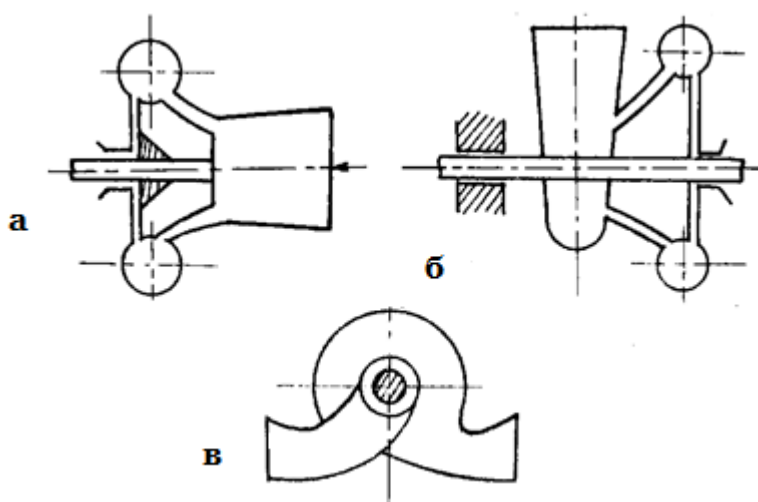


Рисунок. 6.4 - Схема підведення рідини: а - осьового, б - бічного, в - двостороннього полуспірального



У насосах двостороннього входу (рис. 6.4, в) робочі колеса розвантажені від осьового тиску, що виникає при роботі насосів. Недоліком насосів двостороннього входу є їх конструктивна складність.

Г. відвідний пристрій призначений для відведення рідини від робочого колеса в напірний патрубок насоса.

Рідина виходить з робочого колеса з великою швидкістю, при цьому потік має більшу кінетичну енергію, а рух рідини супроводжується гідравлічними втратами. Щоб зменшити швидкість руху рідини, що виходить з робочого колеса, перетворити кінетичну енергію в потенційну (збільшити тиск) і зменшити гідравлічні опору, застосовують відводять пристрою або відводи. Розрізняють спіральний, полуспіральний і кільцевої відводи. Спіральний відвід - це канал в корпусу насоса, що охоплює робоче коду зі по колу (рис.6.5).

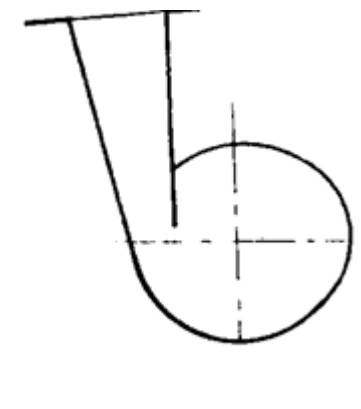


Рисунок 6.5 - Спіральний відвід

Поперечний переріз цього каналу збільшується пропорційно витраті рідини, що надходить в нього з робочого колеса, а середня швидкість руху рідини поступово зменшується в міру наближення до виходу або залишається приблизно постійною. Спіральний канал закінчується вихідним дифузоровим, в якому відбувається подальше зменшення швидкості і перетворення кінетичної енергії рідини в потенційну.

Кільцеве відведення - це канал постійного перерізу, який охоплює робоче колесо так само, як і спіральний відвід. Кільцеве відведення застосовують зазвичай в насосах, призначених для перекачування забруднених рідин. Гідравлічні втрати в кільцевих відводах значно більше, ніж в спіральних.

Полуспіральний відведення - це кільцевої канал, що розширюється і переходить в спіральне відведення.

Д. Вал насоса служить для передачі обертання від двигуна до робочого колеса. Колеса закріплюють на валу за допомогою шпонок і настановних гайок. Для виготовлення валів найчастіше застосовують ковани сталі.

Е. Підшипники в насосах застосовують кулькові і змінного тертя з вкладишами. Кулькові підшипники застосовують в насосах невеликої потужності, В деяких конструкціях підшипників великих насосів передбачаються пристрої для охолодження і примусової циркуляції масла.

По розташуванню підшипникових опор розрізняють насоси з виносними опорами, ізольованими від рідини і насоси про внутрішніми опорами, в яких підшипники стикаються з рідиною, що перекачується.

Сальники служать для ущільнення отворів в корпусі насоса, через які проходить вал. Сальник, розташований з боку нагнітання; повинен запобігати витоку води з насоса, а сальник з боку всмоктування - попереджати надходження повітря в насос.

**Подача** - це обсяг рідини, що подається насосами в одиницю часу. Теоретична подача може бути визначена за розмірами каналів робочого колеса і швидкості руху потоку.

**Напір** - приріст енергії рідини в насосі.

### **Заливка насосів.**

А. Відцентровий насос, заповнений повітрям, не здатний створювати достатнього розрідження для надходження рідини на вхід в робоче колесо, тому перед пуском його необхідно залити рідиною, що перекачується.

З метою полегшення заливки насосів слід прагнути встановлювати їх з підприєм, тобто нижче найнижчого рівня рідини в приймальному резервуарі. У цьому випадків досить відкрити засувку на всмоктуючої лінії насоса і кран для випуску повітря, встановлений у верхній точці насоса, як вода з всмоктуючої лінії заповнить корпус насоса. Однак заглиблене розташування насоса може привести до значного подорожчання будівництва будівлі насосної станції.

У тих випадках, коли відцентровий насос встановлений вище рівня води в приймальному резервуарі, повинні бути передбачені спеціальні способи заливки насоса:

а) з напірного трубопроводу при наявності обвідної труби, сої-диня напірний трубопровід з корпусом насоса, і приймального клапана на всмоктуючої лінії. Недоліком цього способу є наявність приймального клапана, що приводить до різкого збільшення сопроотивленій і до виникнення цілого ряду експлуатаційних неполадок;

б) за допомогою струминного насоса, що створює вакуум в корпусі насоса і його всмоктуючої лінії. Струменевий насос, що працює від напірного трубопроводу або автономного джерела, приєднується до верхньої частини корпусу насоса. Перед пуском струминного насоса засувка на напірному трубопроводі основного насоса повинна бути щільно закрита;

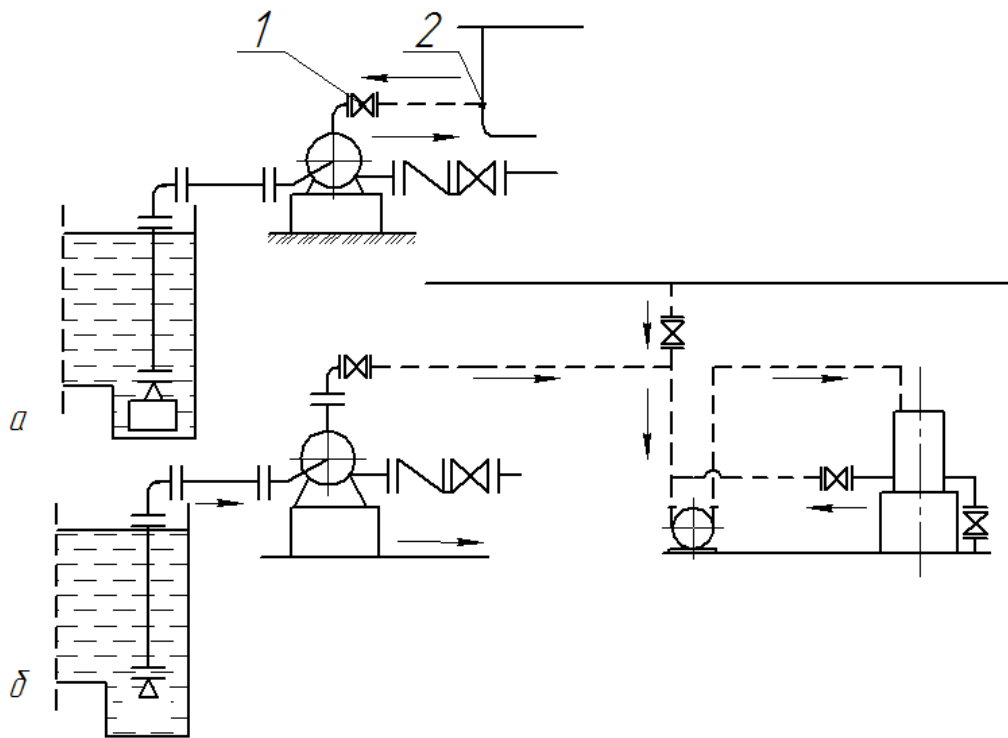
в) за допомогою вакуум-насоса; застосовується на великих насосних станціях. Розрідження, необхідне для заповнення рідиною насоса і

всмоктуючої лінії, створюється вакуум-насосом, приєднаним до корпусу основного насоса через циркуляційний бачок.

Б. Залитий відцентровий насос пускається при закритій засувці на напірній лінії, так як при цьому пусковий струм має найменше значення.

***Хід виконання роботи:***

1. Насос ЦБН заливують водою з бака 2 (рис.6.6а), для чого відкривається вентиль 1 на лінії, що з'єднує корпус насоса з баком. За появи рідини з верхнього отвору насоса судять про його заливці.
2. Насос ЦБН заливують за допомогою вакуум-насоса (рис. 6.6 б.)



1 – вентиль; 2 – бак

Рисунок 6.6 - Схеми заливки насоса

Робота по заливці насоса проводиться в такому порядку:

- Заповнити робочий вакуум-насос водою з циркуляційного трубопроводу і відкрити вентиль на лінії, що з'єднує вакуум-насос з заливається насосом ЦБН;
- Включити двигун вакуум-насоса;- За допомогою вентилів на циркуляційному трубопроводу регулювати кількість води, що подається в вакуум-насос;

- Коли рівень води в циркуляційному бачку почне підвищуватися, тобто в вакуум-насос замість повітря надходить вода і, отже, насос ЦБН залитий, включити двигун насоса ЦБН;

- Відкрити вентиль у манометра на напірної лінії насоса ЦБН і до підвищення тиску на цій лінії переконатися в нормальній роботі насоса ЦБН;

- Відключити двигун вакуум-насоса;

- Злити в водостік зайву воду верб циркуляційного бачка.

### **Обробка результатів**

Необхідну подачу вакуум-насоса визначають виходячи з об'єму повітря у всмоктуючому трубопроводі, насосі і необхідного часу для створення розрідження, м<sup>3</sup>/хв:

$$Q_{в.н.} = \frac{(W_{mp} + W_n) \cdot H_A}{T(H_A - H_{Г.В})} \cdot K, \quad (6.1)$$

де  $W_{mp}$  - обсяг повітря у всмоктуючому трубопроводі, м<sup>3</sup>;

$W_n$  - Обсяг повітря в корпусі насоса, приймається рівним 0,1 м<sup>3</sup>;

$H_A$  - висота стовпа води, відповідна атмосферному давленню, 10 м;

$H_{Г.В.}$  - Геометрична висота всмоктуючого насоса від осі насоса до найнижчого рівня води в приймальному резервуарі, м;

$T$  - час, який необхідний для створення розрахункового розрідження, 5 хв;

$K$  - коефіцієнт запасу, що враховує можливість проникнення повітря через нещільності і сальники (1,05..1,1).

$$W_{mp} = \frac{\pi d^2}{4} \cdot l, \quad (6.2)$$

де  $d, l$  – - відповідно діаметр і довжина всмоктувальної трубопроводу, м.

### **Контрольні питання**

1. Назвіть основні типи конструкцій насосів?
2. Назвіть спеціальні способи заливки насоса?
3. Порядок проведення роботи по заливці насоса?

## 6.2 Лабораторна робота № 2 «Випробування відцентрових насосів з однаковими характеристиками при паралельній роботі»

**Мета роботи:** Побудувати дослідним шляхом сумарну характеристику двох паралельно працюючих насосів на загальний водовід, визначити режимну крапку і її параметри.

### *Загальні теоретичні відомості*

Для забезпечення оперативного керування подачею води в мережу в водопровідно-каналізаційному господарстві широко застосовується спільна паралельна робота декількох насосів на загальну мережу. Подача й напір насосів у цьому випадку визначаються по сумарній характеристиці  $Q-H$  як параметри точки перетинання цієї характеристики з характеристикою водоводів.

Сумарна характеристика однакових паралельно працюючих насосів будується по відомій характеристиці одного насоса відповідно до викладеної методики або знімається дослідним шляхом.

Для зняття сумарної характеристики дослідним шляхом необхідно ступенями змінювати подачу води й на кожній ступені знімати наступні параметри: подачу води насосами  $Q_i$ , напір по манометру  $M_i$  і вакуум по вакуумметру  $V_i$

Після проведення дослідів та виконання необхідних розрахунків будується характеристика  $O-H$  спільної роботи насосів.

Для побудови характеристики напірного водовода вимірюють його довжину  $l$ , діаметр  $d$  і геометричну висоту підйому  $H_z$ . Розрахунок втрат напору у водоводі з урахуванням особистостей лабораторної установки необхідно визначати по формулі, м вод.ст.:

$$h = 3 + 2i_0 l, \quad (6.3)$$

де  $i_0$  - питомі втрати напору.

Характеристика трубопроводу наноситься на графік з характеристикою  $Q-H$  спільної паралельної роботи насосів. Точка перетинання двох характеристик дає робочу точку, значення ординати якої визначає розвиваючийся напір, а значення абсциси - подавану витрату води (рис.6.7).



Рисунок 6.7 - Характеристики двох відцентрових насосів з однаковими характеристиками при їхній паралельній роботі

Сумарна подача насосів, що працюють спільно на загальну мережу, менше, ніж сумарна подача цих же насосів при їхній роздільній роботі. Ступінь зменшення подачі залежить від крутості характеристики  $Q-H$  насосів і від крутості характеристики трубопроводу. Коефіцієнт паралельності двох однакових насосів визначається по формулі:

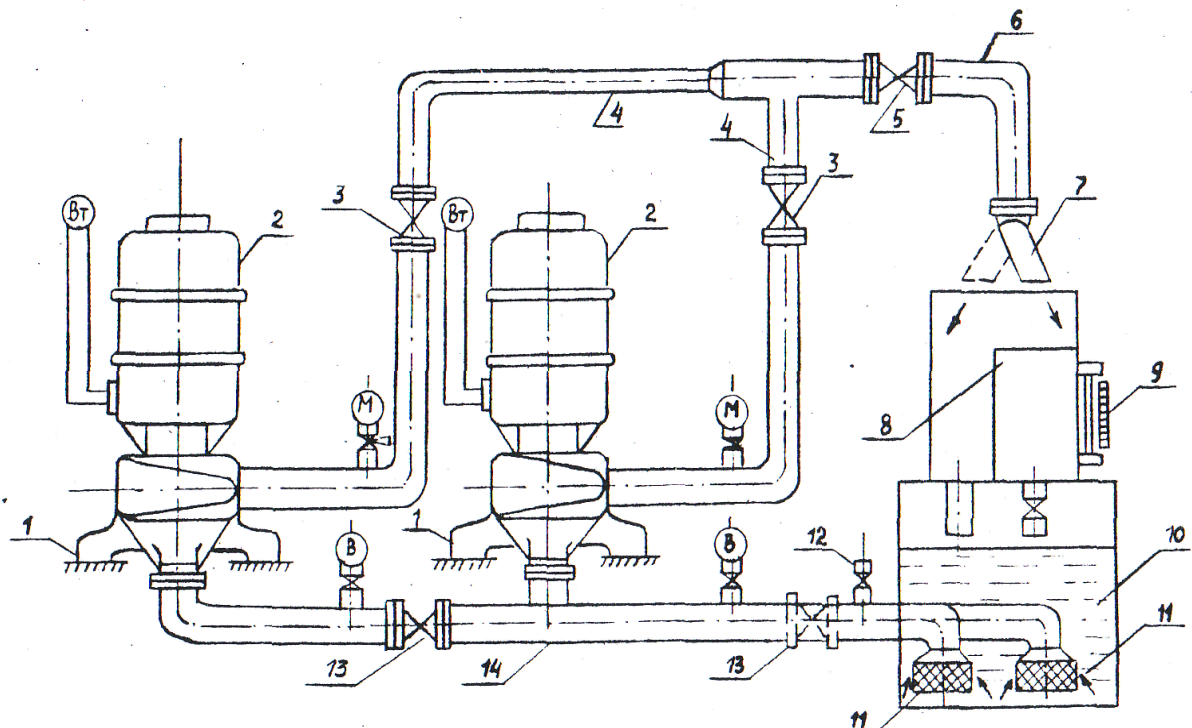
$$K=2Q_1/Q_{1+2} \quad (6.4)$$

де  $Q_1$  - подача одного насоса при роздільній роботі;  $Q_{1+2}$  - подача насосів при спільній роботі.

Для визначення споживаної потужності та ККД кожного насоса в робочій точці при роботі в групі на графік з характеристиками необхідно нанести характеристики  $Q-H$  і  $Q-\eta$ . Значення  $Q_i$  й  $\eta_i$  в робочій точці визначаються відповідно до викладеної методики.

### Опис лабораторної установки

Схема лабораторної установки, на якій виконуються необхідні виміри, зображена на рис.6.8. Ця установка складається з: відцентрових насосів 1, включених паралельно на загальний водовід 6 з регулюючою засувкою 5, електродвигунів 2. На кінці напірного водовода 6 є перемикач 7, що дозволяє



подавати воду в мірний бак 8 з водомірним склом 9 або безпосередньо в збірний бак 10.

Рисунок 6.8 - Схема дослідної установки при паралельній роботі двох насосів на один водовід

Кожний з відцентрових насосів забирає воду зі збірного бака 10 через лійки з прийомними клапанами й сітками 11. Кожний з насосів має свою всмоктувальну лінію 14, з вентилями 13 і напірну лінію 4 з вентилями 3.

Для виміру тиску в напірних трубопроводах від кожного насоса на них установлені манометри  $M$ , а на всмоктувальних лініях - вакуумметри  $B$ . Заливання насосів здійснюється через патрубок 12.

### *Хід виконання роботи:*

Робота повинна виконуватися в такій послідовності:

- усвідомити призначення всіх елементів системи й виконати необхідні перемикання для забезпечення роботи установки за схемою, зображеною на рис.6.8;

- послідовно запустити обидва насосних агрегата;

- дочекатися стабільних показань приладів і при необхідності вентилями 3 вирівняти напори насосів;

- змінюючи за допомогою засувки 5 сумарну подачу насосів за викладеною методикою, зробити виміри, необхідні для заповнення табл. 6.1. Виміряти дані для побудови залежності  $Q-\eta$  і  $Q-N$ .

- по закінченні дослідів виміряти довжину  $l$  напірного водовода, його діаметр  $d$  та геометричну висоту підйому  $H_z$ .

## Обробка результатів

Обробка результатів вимірів для повного заповнення табл.6.1 і табл. 6.2 виконується за відомою методикою.

За даними заповненої таблиці, на міліметровці будується графік залежності  $H=f(Q)$ . Потім необхідно побудувати характеристику водовода. Розрахунок цієї характеристики зручно вести в табличній формі (табл. 6.2).

У графу 1 табл.6.2 записують 5-6 значень витрат, якими задаються в області зміни подачі насосної установки (від мінімальної до максимальної). У графі 2-й 3 записують обмірювані значення діаметра водовода і його довжини. Виходячи з витрати й діаметра визначають питомі втрати напору й записують у графу 4. Втрати напору розраховують по формулі (4.16) і записують у графу 5. Після цього характеристику водовода наносять на графік  $H=f(Q)$  і визначають параметри робочої точки. Коефіцієнт паралельності насосів розраховують по формулі (6.4). Значення потужності  $N_i$  на валу насоса та ККД  $\eta_i$  одного насоса при роботі в групі визначають відповідно до наведених вказівок.

Таблиця 6.1 - Визначення напору й подачі насоса при випробуванні

Номер досліджу	Подача			Напір						
	Об'єм води в мірному баці, $W_{1,л}$	Час наповнення бака $t_{i,с}$	Витрата $Q_i$ л/с	Показання манометра		Показання вакуумметра		Швидкісний напір	Поправка на розташування приладів $Z, м$	H, м
								$(V_H^2 - V_B^2) / 2g, м/с$		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11

Таблиця 6.2 - Розрахунок характеристики водовода

Витрата $Q$ , л/с	Діаметр водовода, $d, мм$	Довжина водовода $l, м$	Питомі втрати напору $i_0$	Втрати напору у водоводі $h, м$
1	2	3	4	5



## *Зміст звіту*

У звіт про роботу повинні входити: схема установки; розрахункові формули, використані при обробці дослідів; заповнені табл.4.9 і 4.10; рисунок з нанесеними необхідними характеристиками; висновок, що містить параметри робочої точки при роботі насосів на загальний водовід і основні показники одного насоса.

### *Контрольні питання*

1. В яких випадках використовують паралельну роботу насосів?
2. Як визначаються втрати напору?
3. Що таке коефіцієнт паралельності?
4. Особливості роботи насосів при паралельній роботі.
5. Як визначити споживану потужність та ККД насосу?
6. З чого складається лабораторна установка?

### **6.3 Лабораторна робота № 3 «Випробування відцентрових насосів з однаковими характеристиками при послідовній роботі»**

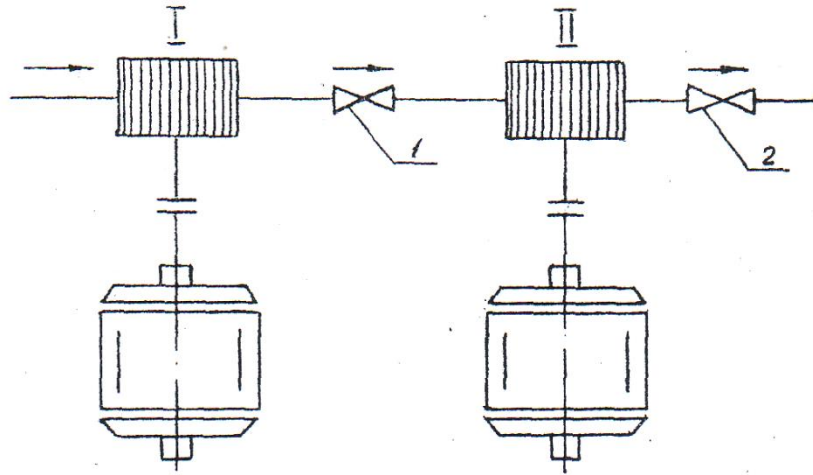
**Мета роботи:** побудувати характеристику  $Q-H$  двох однакових насосів, що працюють послідовно, і визначити параметри їх робочої точки.

#### *Загальні теоретичні відомості*

Послідовною називається робота насосів, при якій один насос (перша ступінь) подає перекачувану рідину у всмоктуючий патрубок (інколи у всмоктуючий трубопровід) іншого насоса (друга ступінь), а останній подає її в напірний водовід.

Послідовну роботу насосів застосовують в тих випадках, коли рідина подається на дуже великі відстані або на велику висоту. Її також застосовують тоді, коли необхідно при постійній (чи майже постійній) витраті збільшити напір, який не може бути створений одним насосом.

Два послідовно сполучених насоса приводять в дію таким чином. При закритих засувках 1 і 2 (рис.6.9) включають насос 1. Після того, як насос I розвине напір, рівний напорові при закритій засувці, відкривають засувку 1 і запускають насос II. Коли насос II розвине напір, рівний напорові  $2H_0$ , відкривають засувку 2.



1,2 - засувка

Рисунок 6.9 - Схема послідовного з'єднання насосів

На рис.6.10 показані характеристики двох однакових відцентрових насосів  $Q-H_{1,2}$ , характеристика трубопроводу  $Q-H_{mp}$  з геометричною висотою підйому  $H_0$ , втрати напору  $h_{mp}$  в трубопроводі при подачі витрати  $Q$ , напір  $H_0$ , що створюється одним насосом при закритій засувці.

При послідовній роботі слід звертати особливу увагу на вибір насосів, оскільки не всі вони можуть бути використані для послідовної роботи за умовами міцності корпусу.

Для побудови сумарної характеристики  $Q-H_{(1+2)}$  послідовної роботи двох однотипних насосів необхідно скласти ординати характеристики  $Q-H_{1,2}$  при однакових подачах.

Режим роботи одного насоса визначається точкою А. Подача насоса рівна  $Q_1$ , напір  $H_1$ , споживана при цьому потужність  $N_1$ . Режим послідовної роботи двох насосів визначається точкою А, яка є перетинанням сумарної характеристики насосів і характеристики водоводів  $Q-h_{mp}$ .

Для побудови характеристики  $Q-H_{mp}$  користуються методикою, описаною в попередній роботі.

Подача насосів, що працюють послідовно, рівна  $Q_{1+2}$ . Вона дещо більше, ніж  $Q_1$ . Напір, що розвивається, рівний  $H_2$ , споживаної при цьому потужності  $N_{2(1+2)}$ .

При збереженні тієї ж подачі  $Q_1$ , яку забезпечує один насос, що працює на водовод, напір двох послідовно працюючих насосів зростає до величини  $H_{(1+2)}$ .

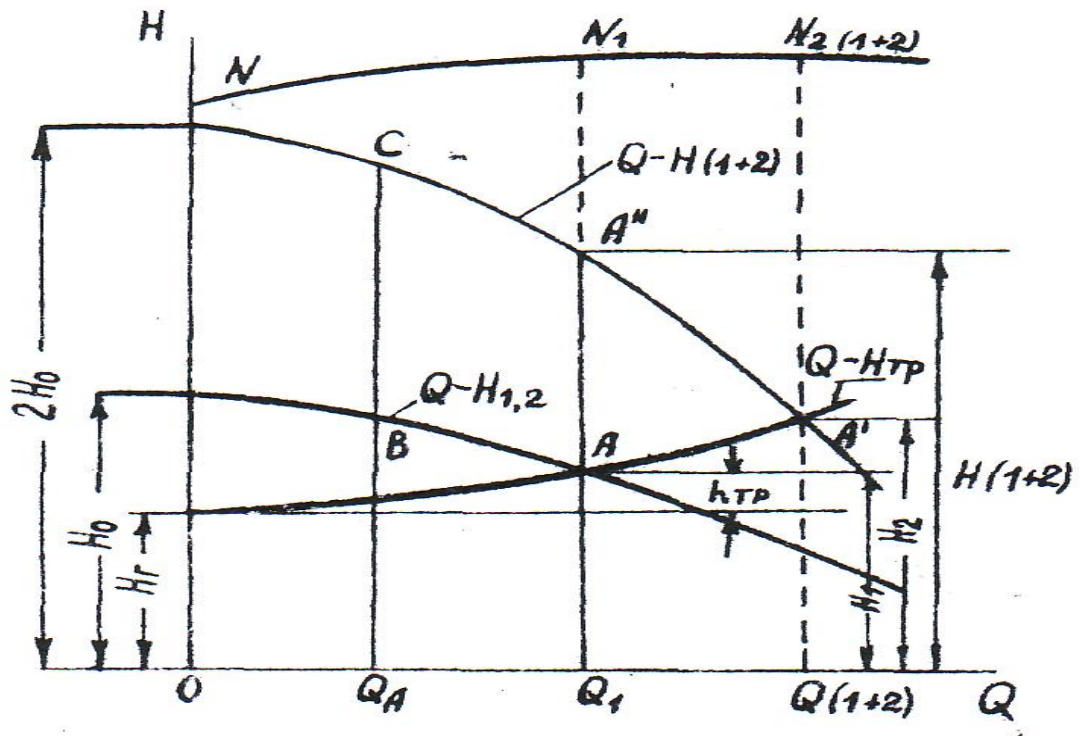


Рисунок 6.10 - Сумарна характеристика двох послідовно працюючих відцентрових насосів

### Опис лабораторної установки

Схема лабораторної установки показана на рис.6.11. Ця установка відрізняється від установки, показаної на рис.4.5 тим, що напірний трубопровід насоса 1 приєднується до всмоктуючого патрубка насоса 2.

Насос 2 працює послідовно з насосом 1 та подає воду в трубопровід 4 з регулюючою засувкою 3. На кінці напірного трубопроводу 4 є перемикач, що дозволяє подавати воду в мірний бак 5 з водомірним склом 6 або безпосередньо в збірний бак 7.

Насос 1 забирає воду із збірного бака 7 через воронку з приймальним клапаном і сіткою 8. Насос 1 має всмоктуючий трубопровід 9 з вентилям 10 і напірну лінію з вентилям 11, яка є одночасно всмоктуючою для насоса 2. Вентиль 12 при послідовній роботі насосів закритий.

Для виміру тиску на напірних трубопроводах встановлені манометри  $M$ , а на всмоктуючих лініях - вакуумметри. Насоси заливуються через патрубок 13 з водопровідної мережі лабораторії.

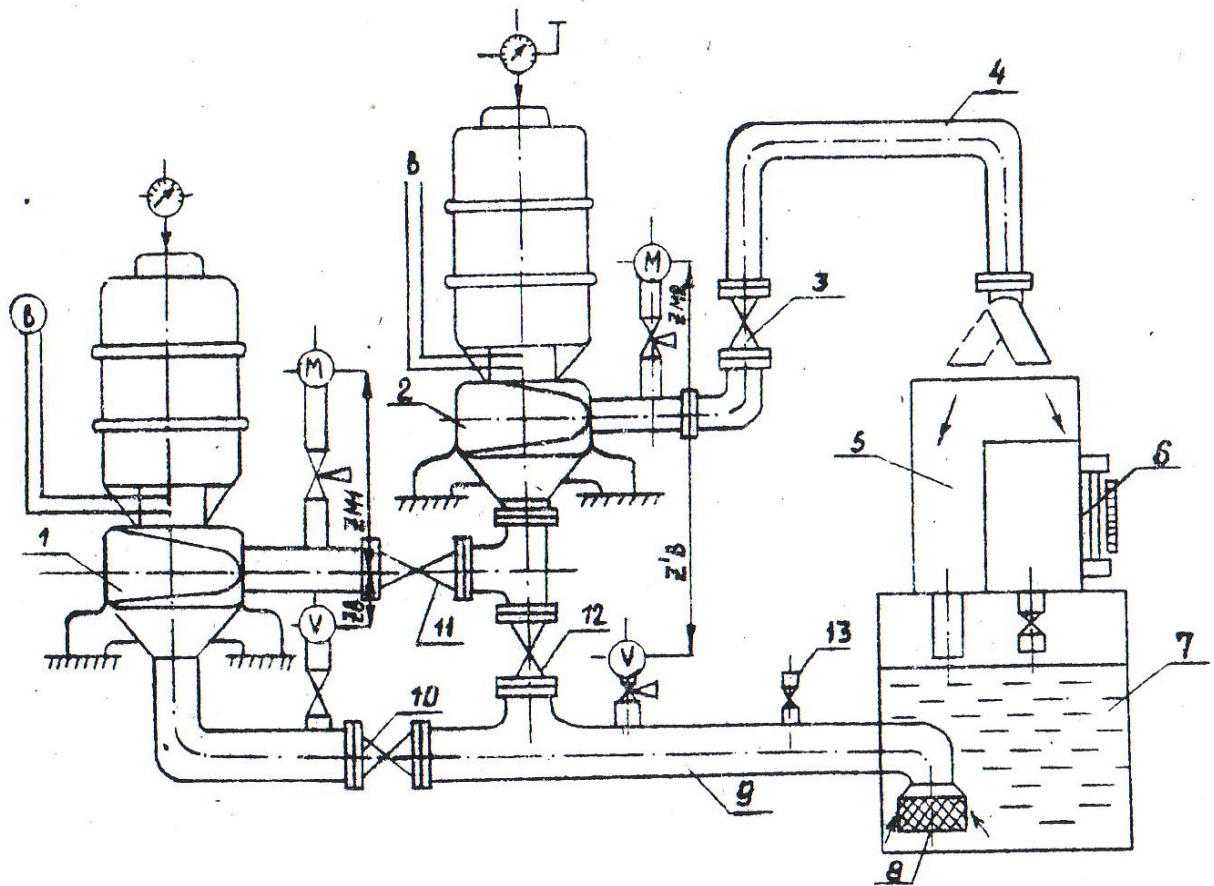


Рисунок 6.11 - Схема установки при послідовній роботі двох насосів

### *Хід виконання роботи*

Робота повинна виконуватися в такій послідовності:

- з'ясувати призначення всіх елементів системи;
- закрити засувку 12 на всмоктуючому трубопроводі насоса 2;
- запустити насос 1, відкрити вентиль 11;
- пустити насос 2 при закритому вентилі 3. Дочекатися стабільних свідчень приладів;
- виміряти подачу і напір при послідовній роботі двох насосів;
- перший вимір робиться при повністю закритому вентилі 3;
- змінюючи вентилем 3 подачу насосів, зробити виміри, необхідні для заповнення табл.6.3.

### *Обробка результатів виміру*

Обробку результатів виміру для повного заповнення таблиці виконують по відомій методиці.

Робочий напір насосів визначають по формулах:

для насоса 1 (при закритому вентилі 12)

$$H_1 = M_1 + B + Z_B + Z_M; \quad (6.5)$$

для насосів 1 і 2 при послідовній їх роботі

$$H_{1+2} = M_2 + B + Z_B + Z_0 + Z_{M2}, \quad (6.6)$$

де  $M_1, M_2, B$  - свідчення манометрів і вакуумметра;  $Z_B, Z_{M1}, Z_{M2}$  - поправки на положення відповідно вакуумметра  $V$ , манометрів  $M_1$  і  $M_2$ ;  $Z_0$  - відстань між осями насосів 1 і 2, м.

За даними таблиці на міліметровці будують графік залежності  $H=f(Q)$  для одного і двох послідовно працюючих насосів.

Після цього необхідно побудувати характеристику водовода. Дані для побудови беруться з табл.6.3. Потім визначають параметри робочої точки.

Таблиця 6.3 - Визначення напору і подачі насоса при випробуванні

Номер досліду	Подача			Напір						
	Об'єм води в мірному баці $W_i$ , л	час наповнення баку $t_i$ , с	Витрата $Q_i$ , л/с	Показання манометра		Показання вакуумметра		Швидкісний напір ( $v_H^2 - v_B^2$ )/2g, м/с	Поправка на розташування приладів $Z$ , м	$H$ , м
				$M_2$ , кгс/см <sup>2</sup>	$M_2$ , м вод.ст.	$B_1$ , кгс/см <sup>2</sup>	$B_1$ , м вод.ст.			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11

### Зміст звіту

У звіт про роботу повинні входити: схема установки, розрахункові формули, використані при розрахунках; заповнена табл.6.3 для двох послідовно працюючих насосів; рисунок з нанесеними необхідними характеристиками, висновки.

### Контрольні питання

1. Що таке послідовна робота насосів?
2. В яких випадках використовують послідовну роботу насосів?

3. Особливості роботи насосів при послідовній роботі.
4. Як визначається робочий напір насосів?
5. З чого складається лабораторна установка?

#### **6.4 Лабораторна робота № 4 «Кавітаційні випробування лопатного насосу»**

**Мета роботи:** вивчити динаміку зміни навігаційного запасу при зміні подачі насосного агрегату.

##### ***Загальні теоретичні відомості***

Явище кавітації в текучій рідині виникає в тих випадках, коли статичний тиск в якій-небудь області потоку падає нижче тиску насиченої пари рідини. Реальна рідина не може сприймати розтягуючих зусиль, які виникають при падінні в ній тиску, нижче тиску насиченої пари. Тому у вказаних областях відбувається її кипання і порушується сплошність потоку з утворенням чисельних парових бульбашок і стійких каверн, що примикають до стінок (caverna (лат.) — порожнина; звідси відбувається і назва "кавітація").

Як тільки парові бульбашки, рухомі разом з потоком рідини, потрапляють в область, де статичний тиск вище пружності насиченої пари, пара конденсується і бульбашки зникають. У районі зникнення бульбашок відбувається сильний гідравлічний удар, в результаті якого миттєвий місцевий тиск може досягати декількох десятків МПа. Наявність чисельних гідравлічних ударів приводить до періодичного коливання розмірів знов виникаючих бульбашок при їх руху в потоці рідини. Весь процес кавітації зазвичай супроводжується шумом і вібраціями.

Якщо зникнення бульбашок відбувається поблизу стінки, то через деякий час починає руйнуватися поверхня стінки, де відбуваються як хімічні, так і теплові і електричні процеси, що посилюють руйнівну дію кавітації. Механічний процес руйнування матеріалу називається *ерозією*. Хімічне руйнування металу в зоні кавітації киснем повітря носить назву *корозії*.

Виникнення кавітації відбувається поетапно. Первинна кавітація у вигляді локальних вогнищ не міняє загальної структури потоку і не порушує нормальної роботи насоса. Вона зазвичай виявляється або візуально (при прозорих стінках насоса), або акустичним способом, інколи по незначній зміні амплітудно-частотних характеристик насоса.

Наступний етап розвинутої кавітації в насосі при зниженні  $P_v$  виникнення першого критичного режиму, при якому починають змінюватися зовні характеристики насоса: знижуються його напір і потужність. Проте насос здатний ще подавати рідину споживачеві, хоча швидкість навігаційної ерозії в насосі може значно зрости.

При подальшому пониженні  $P_B$  зростають розміри навігаційних зон, міняється їх вигляд, а при деякому значенні  $P_B$  виникає так званий другий критичний режим, що характеризується початком різкого падіння напору, потужності і ККД насосу.

Перевищення повного напору рідини у вхідному патрубку насоса  $P_в/\rho g + U_в^2/2g$  над пружністю її насиченої пари  $P_{н.п.}/\rho g$  називається *запасом кавітації*  $\Delta h$  та обчислюється за формулою:

$$\Delta h = P_в/\rho g + U_в^2/2g - P_{н.п.}/\rho g, \quad (6.7)$$

де  $P_в$  і  $U_в$  - тиск та швидкість на вході в робоче колесо.  
Оскільки абсолютний тиск у вхідному патрубку насоса дорівнює

$$P_в/\rho g = (P_a - P_{вак})/\rho g \quad (6.8)$$

Тоді рівняння (4.20), набирає вигляду

$$\Delta h = (P_a - P_{вак})/\rho g + U_в^2/2g - P_{н.п.}/\rho g \quad (6.9)$$

де  $P_a$  - атмосферний тиск;  $P_{вак}$  - вакуумметрична висота всмоктування.

Щоб виключити роботу насоса в режимі кавітації, допустимий кавітаційний запас  $\Delta h_{дон}$  має бути не менше величини, визначуваної по формулі:

$$\Delta h_{дон} = (1,1 \dots 1,3) \Delta h_{кр} \quad (6.10)$$

Критичний кавітаційний запас визначається при найбільшій висоті вакуумметра для даного насоса.

Для встановлених насосних агрегатів дотримується рівняння

$$H_{вс} = P_a / \rho g - (h_{вс} + h_t + \Delta h_{ф}) \quad (6.11)$$

де  $H_{вс}$  - геометрична висота всмоктування, м;

$h_{вс}$  - втрати натиску у всмоктуючій лінії, м вод.ст.;

$h_t$  - пружність насиченої пари рідини при температурі  $t$ , м вод.ст.

$$h_t = P_{н.п.}/\rho g, \quad (6.12)$$

$\Delta h_{ф}$  - фактичний запас напору.

З вираження (4.24) фактичний запас натиску у всмоктуючому патрубку насоса

$$\Delta h_{\phi} = P_a / \rho g - H_{ec} - h_{ec} - h_t. \quad (6.13)$$

Оскільки під час випробувань із зміною витрати, що подається, змінюється лише  $h_{ec}$ , то  $\Delta h_{\phi} = f(Q)$ .

Щоб при всіх змінах витрат на наставало явище кавітації, необхідне дотримання умови

$$\Delta h_{\phi} \geq \Delta h_{дон}. \quad (6.14)$$

Таким чином, запас напору у всмоктуючому трубопроводі є величиною змінною. Динаміку зміни цього запасу можна оцінити по формулі (4.20), вимірюючи вакуумметром тиск на вході в насос при зміні витрати води, що подається ним, або по формулі (4.26).

### ***Хід виконання роботи***

Схема лабораторної установки наведена на рис. 6.12.

Лабораторна робота виконується в наступній послідовності:

- підготувати установку до запуску;
- залити насос з водопроводу;
- запустити насосний агрегат і після набору двигуном повного числа зворотів відкрити повністю вентиль 4 на напірному трубопроводі;
- виміряти об'ємним методом витрату води, що подається насосом. Необхідні дані і свідчення вакуумметра В записати в табл.6.4;
- виконати ступінчасте зменшення подачі до повного припинення подачі, вимірюючи на кожному рівні витрату води Q і свідчення вакуумметра В. Результат вимірів занести в табл.6.4;
- виміряти діаметр вхідного патрубка насоса;
- виміряти атмосферний тиск;
- виміряти температуру води;
- зробити необхідні розрахунки і заповнити табл.4.12;
- побудувати графік залежності  $\Delta h_{\phi} = f(Q)$ .

### ***Обробка результатів вимірів***

Результати вимірів слід занести в графи 1-3, 5, 8, 9 таблиці 4.12. Останні графи заповнюють в такій послідовності.

Графа 4: визначається подача насоса в і-м досліді, л/с:

$$Q_i = w_i / t_i, \quad (6.15)$$



Графа 6: свідчення вакуумметра (графа 5) переводять в метри водяного стовпа по формулі:

$$P_B = 10B, \quad (6.16)$$

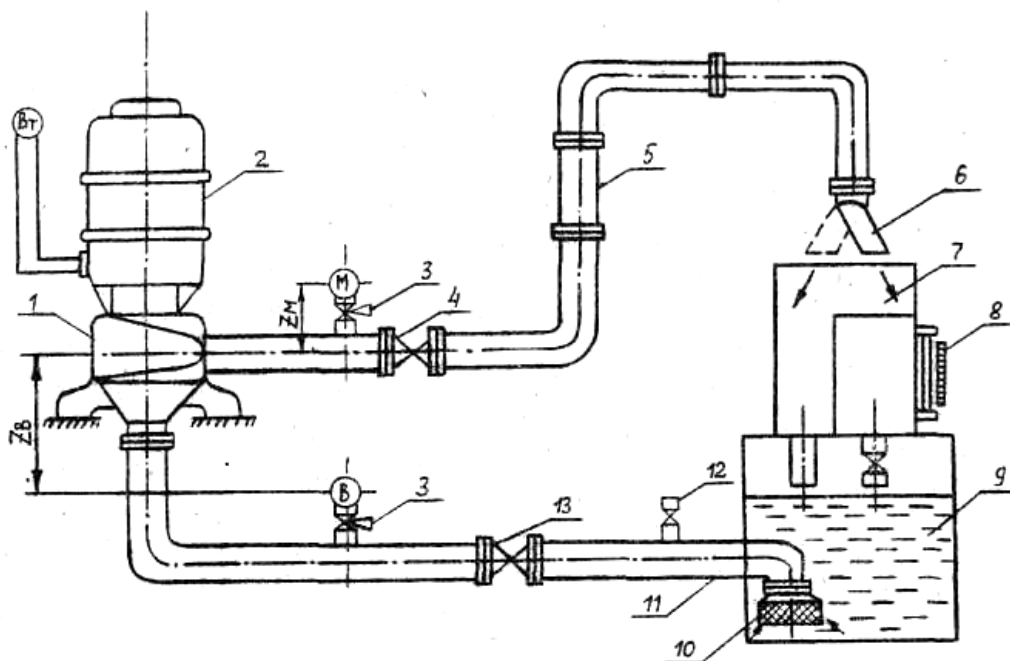


Рисунок 6. - Схема лабораторної установки

Таблиця 6.12 – Визначення запасу кавітації у всмоктуючому патрубку насоса

№ дослідю	Подача			Показання вакуумметра		Діаметр вхідного патрубка, $D_B$ ,	Швидкість у всмоктуючому патрубку насоса, $U_i, м/с$	Тиск насиченої пари $h_b, м вод.ст$	Атмосферний тиск $P_a, м вод.ст.$	Температура води, $t, ^\circ C$	Кавітаційний запас	
	Об'єм води у мірному баці, $W_i, л$	Час наповнення бака $t, с$	Витрата, $Q_i, л/с$	$B, кгс/см^2$	$P_B, м вод.ст.$						$\Delta h, м вод.ст.$	$\Delta h_{\phi}, м вод.ст.$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13

Графа 8: визначають швидкість руху води у вхідному патрубку насоса, м/с:

$$U_i = 4Q_i / \pi D_v, \quad (6.17)$$

Дані для заповнення граfi 9 визначають по табл.4.13 залежно від температури води.

Таблиця 6.13 - Залежність пружності насиченої пари і густини, ваги води від температури

t, °C	$P_{н.п.}/\rho g,$ м.вод.ст.	$\rho g, \text{кг/м}^3$	t, °C	$P_{н.п.}/\rho g,$ м.вод.ст.	$\rho g, \text{кг/м}^3$
5	0,0889	1000	35	0,5733	993,9
10	0,1251	999,6	40	0,7520	992,2
15	0,1738	998,9	45	0,9771	990,1
20	0,2383	998,2	50	1,2578	988,0
25	0,3229	996,9	55	1,6051	985,6
30	0,4325	995,6	60	2,0320	983,2

Графа 12: визначають кавітаційний запас  $\Delta h$  по формулі (4.20).

Графа 13: визначають навігаційний запас  $\Delta h_\phi$  по формулі (4.26).

При розрахунках по формулі (4.26) використовують дані попередніх лабораторних робіт. Порівнюють по рядках значення кавітаційних запасів  $\Delta h$  і  $\Delta h_\phi$ . За відсутності помилок у вимірах і обчисленнях відхилення не повинне перевищувати 5... 10%.

На підставі даних граfi 12 на міліметровці побудувати графік залежності  $\Delta h_\phi = f(Q)$ .

### Зміст звіту

В звіт про роботу повинні входити: короткий опис суті роботи; схема установки; розрахункові формули, використані при обробці результатів дослідів; заповнена табл.4.12; графік залежності  $\Delta h_\phi = f(Q)$ ; висновок про умову безкавітаційної роботи насоса.

### Контрольні питання

1. Що таке кавітація?
2. В яких випадках виникає явище кавітації?
3. Що таке кавітаційний запас?
4. Яка умова повинна виконуватись для запобігання явища кавітації?
5. З чого складається лабораторна установка?

## Розділ 7 САМОСТІЙНА РОБОТА

### *Питання для самостійної роботи студентів*

1. Напір, тиск, їх зв'язок, визначення, розмірність.
2. Потужність насоса, вентилятора, їх ККД, його значення.
3. Робоча характеристика насоса, вентилятора та їх значення.
4. Коефіцієнт швидкохідності, його значення.
5. Допустима висота всмоктування насоса, принцип її розрахунку.
6. Кавітація, її сутність. Причини та наслідки при роботі насоса.
7. Характеристика насосної устами: статична мережа, квадратична, змішана; сутність їх відмінностей.
8. Робота насоса, вентилятора на мережу. Сенс робочої точки. Причини відмінності графічної будови.
9. Способи регуляції подачі насоса, вентилятора. Їх економічність. Зв'язок с типом двигуна.
10. Вентилятори, димососи, газодувки, їх різниця та призначення.
11. Тягодуттєві агрегати. Типи, їх конструкція, принцип роботи.
12. Принцип роботи газодуттєвих агрегатів.
13. Робоча точка. Її сенс. Можливість роботи насоса в іншому режимі з даною мережею.
14. Одиниці питомої ваги, сили, прискорення, інерції, роботи, потужності. Їх розмірність та структура.
15. Споживання води металургійними підприємствами.
16. Розімкнуті та замкнуті схеми водопостачання. Їх сенс.
17. Чи відрізняються характеристики водопровідної та повітровідної мережі.
18. Причини можливого незбігу характеристик насоса (вентилятора) та мережі. Висновки.
19. Що треба вжити, якщо робоча точка припадає на ділянку низького ККД: а) на початку кривої, б) у її кінці.
20. Економічне значення ККД насоса, вентилятора.
21. Застосування повітря на металургійних підприємствах.
22. Водна грануляція шлаку.
23. Сутність оборотного водопостачання на металургійному заводі.
24. Принципові схеми насосних станцій.
25. Водозабори. Призначення, їх види за різних геодезичних мов.
26. Вибір типу та числа встановлюваних насосів.
27. Класифікація каналізаційних насосних станцій. Схеми спорудження.
28. Призначення каналізаційних насосних станцій. Їх основні елементи.

## ЛІТЕРАТУРА

1. Титов, Ю.П., Яковенко, Н.М. Методические указания для выполнения курсового проекта «Воздуходувные станции» [Текст]: учеб. пособие для вузов / Ю.П. Титов, Н.М. Яковенко. – М.: ХНАГХ, 2006.-34с. – Библиогр.: с.33-34. ISBN: 5-94010-043-0
2. Кулінченко, В.Р. Гідравліка, гідравлічні машини і гідропривід [Текст] / В.Р. Кулінченко. – К.: Фірма «ІНКОС», Центр навчальної літератури, 2006.-616с. – Библиогр.: с.610-616. ISBN: 966-06-0235-9.
3. Константінов, Ю.М., Гіжа, О.О. Інженерна гідравліка [Текст] / Ю.М. Константінов, О.О. Гіжа. - К.:Слово, 2006.- 432с. – Библиогр.: с.428-432. ISBN: 966-521-218-4.
4. Сергеев, А.И., Ветров, Е.П. Насосы и воздуходувные станции. Проектирование и расчет насосных станций [Текст]: учеб. пособие для вузов / А.И. Сергеев, Е.П. Ветров.- Иркутск: Изд- во ИрГту, 2008.-75с. - Библиогр.: с.72-75. ISBN: 5-7763-2632-X.
5. Старк ,С.Б. ,Белянчиков, Л.Н. Воздуходувные машины и вакуумные установки в черной металлургии [Текст]: учебное пособие для вузов / С.Б. Старк, Л.Н. Белянчиков. - М.: Металлургия, 1971. – 264с. – Библиогр.: с.260-264.
6. Насосні та повітродувні станції [Текст]: навч. посібник / Т.О. Шевченко, Ю.В. Ярошенко, М.М. Яковенко, В.М. Беляєва. – Х.: ХНУМГ, 2014. – 191 с. ISBN: 966-521-218-4.
7. Компресорні станції транспортних засобів [Текст]: навч. посібник / В.Х. Далека, М.А. Голтвянський, А.В. Коваленко, В.І. Скуріхін. – Х.: ХНУМГ, 2014. – 128 с. ISBN: 978-966-695-333-2.
8. Карасев, Б.В. Насосные и воздуходувные станции [Текст]: учеб. пособие / Б.В. Карасев. – Мн.: Вышш.шк., 1990.- 326 с.: ил. ISBN 5-339-00364-7.