

**МІНІСТЕРСТВО АГРАРНОЇ ПОЛІТИКИ ТА ПРОДОВОЛЬСТВА
УКРАЇНИ
СУМСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

ГІДРАВЛІКА

Конспект лекцій

м. Суми 2023

**МІНІСТЕРСТВО АГРАРНОЇ ПОЛІТИКИ ТА ПРОДОВОЛЬСТВА
УКРАЇНИ
СУМСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Кафедра енергетики та електротехнічних систем**

ГІДРАВЛІКА
Конспект лекцій

для студентів спеціальності 141 «Електроенергетика, електротехніка та
електромеханіка»
освітньо-кваліфікаційний рівень - бакалавр.

м. Суми 2023

УДК. 532.075.3

Укладач: к.т.н., доцент Сіренко В.Ф. асистент Вольвач Т.С.

Гідравліка. Конспект лекцій – Суми, 2023.- 53 с., табл. 2. - Бібл. 9.

В конспекті лекцій представлені основні теоретичні і практичні відомості з гідростатики, гідродинаміки і течії рідини у відкритих руслах, відцентрових насосів та водопостачання необхідні для засвоєння знань з дисципліни: **Гідравліка** для студентів спеціальності 141 «**Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка**» освітньо-кваліфікаційний рівень - бакалавр.

Рецензенти:

Лобода В. Б., к.ф.-м.н., професор кафедри енергетики та електротехнічних систем Сумського НАУ;

Свржанов О.А., к.т.н., доцент, завідувач кафедри транспортних технологій Сумського НАУ.

Відповідальний за випуск: Чепіжний А. В., к.т.н., доцент, завідувач кафедри енергетики та електротехнічних систем.

Рекомендовано до видання навчально-методичною радою ІТФ СНАУ.

Протокол № 6 від „22“ травня 2023 року.

ЗМІСТ

Тема 1. <i>Вступ. Властивості рідини</i>	4
Тема 2. <i>Гідростатика</i>	9
Тема 3. <i>Кінематика та динаміка рідини</i>	20
Тема 4. <i>Режими руху рідини та гідравлічні втрати напору</i>	27
Тема 5. <i>Гідравлічний розрахунок трубопроводів та каналів</i>	36
Тема 6. <i>Витікання рідини через отвори, насадки та перетікання через водозливи. Струменеві течії. Фільтрація</i>	47
Тема 7. <i>Гідравлічні машини</i>	56
Тема 8. <i>Сільськогосподарське водопостачання</i>	70

Тема 1. Вступ. Властивості рідини

План лекції

1. Наука гідравліка. Історія розвитку. Об'єкти і методи досліджень гідравліки, її зв'язок з іншими науками.
2. Роль гідравліки та гідромеханізації в сучасній техніці та технологічних процесах, особливості водопостачання сільськогосподарських споживачів та сільських населених пунктів.
3. Основні терміни та параметри, які характеризують рідину.
4. Фізичні властивості рідин і газів: тиск, густина, питома вага, стисливість, температурне розширення, в'язкість.

1. Наука гідравліка. Історія розвитку. Об'єкти і методи досліджень гідравліки, її зв'язок з іншими науками.

Гідравліка — наука про закони руху та рівноваги рідин і способи використання цих законів для розв'язання інженерних задач. Ця загальнотехнічна дисципліна нерозривно пов'язана з розвитком цілого ряду галузей народного господарства: гідромеліорації, гідроенергетики, водопостачання і каналізації, а також суднобудування, гідромашинобудування тощо.

У Давньому Єгипті, Індії, Китаєві створювали грандіозні по тим часам канали й водоймища. У Китаї близько 2500 років тому був прокладений Великий канал довжиною близько 1800 км, що з'єднує ділянки великих рік країни. У Римі за шість століть до нашої ери зробили водопровід, залишки якого збереглися й понині.

Першою відомою нам науковою працею в області гідравліки вважається трактат Архімеда (287-212 р. до н.е.) «Про плаваючі тіла», написаний за 250 років до нашої ери. Відомості про деякі закони гідравліки, були відомі й раніше, тому що задовго до Архімеда будували зрошувальні канали й водопроводи.

Підйом у розвитку гідравліки почався через 17 століть після Архімеда. Леонардо да Вінчі (1452-1519) написав роботу «Про рух і вимір води», що побачила світло через 400 років після її створення. В 1585 р. голландський учений С. Стевин опублікував книгу «Початки гідростатики», в 1612 р. з'явилася робота Г. Галілея (1564-1642) «Про тіла, що перебувають у воді, і про тих, які в ній рухаються», де розглянуті основні закони плавання, Б. Паскаль (1623-1662) відкрив закон про передачу тиску в рідині, наслідком чого стала поява в середні століття великого числа простих гідромашин (гідравлічні преси, домкрати й т.п.),

Формування гідравліки як науки на міцній теоретичній основі стало можливим завдяки роботам академіків М. В. Ломоносова (1711 -1765), Д. Бернуллі (1700-1782) і Л. Ейлера (1707-1783). М. В. Ломоносов в 1760 р. у дисертації «Міркування про твердість і рідину тіл» сформулював відкритий їм закон збереження речовини й енергії, покладена в основу гідравліки. Д. Бернуллі в 1738 р. опублікував виведене їм рівняння, що служить основою гідравлічних розрахунків багатьох випадків руху рідини. Л. Эйлер в 1755 р. одержав системи

диференціальних рівнянь рівноваги й руху рідини й увів поняття ідеальної рідини, що дозволило одержати багато математичних рішень у гідромеханіці.

2. Роль гідравліки та гідромеханізації в сучасній техніці та технологічних процесах, особливості водопостачання сільськогосподарських споживачів та сільських населених пунктів.

Одночасно з розвитком суспільства успішно розвивалася теоретичні дослідження й експериментальна гідравліка. Слід зазначити роботи французьких учених А. Шези, А. Базена, А. Дарси по вивченню опорів при русі рідини в каналах і трубах. В 1791 р. вийшла книга А. Колмакова «Кишенькова книжка для обчислення кількості води, що протікає через труби, отвори», що була першим довідником з гідравліки. В 1836 р. була опублікована перша навчальна книга з гідравліки П. П. Мельникова «Підстави практичної гідравліки, або про рух води в різних випадках». Він же в Петербурзькому інституті шляхів сполучення створив першу навчальну гідравлічну лабораторію. Певний розрив між теоретичними й експериментальними дослідженнями механіки рідини скоротилися в роботах Д. І. Менделєєва, першим вказавшого на існування двох режимів руху рідини. Розвиваючи роботи Д. І. Менделєєва, англійський фізик О. Рейнольдс досліджував режими руху рідини. У другій половині XIX в. у Росії з'являються роботи, що зробили великий вплив на наступний розвиток гідравліки. И. С. Громека (1851 - 1889) дав аналіз різних видів руху рідини, розробив основи теорії гвинтових потоків і потоків з поперечною циркуляцією. Н. П. Петров (1836 - 1920) теоретично обґрунтував гіпотезу Ньютона про внутрішнє тертя в рідині й розробив гідродинамічну теорію змащення. Н. Е. Жуковський (1847-1921) створив теорію гідравлічного удару у водопровідних трубах, теорію руху наносів у ріках і розробив основні пропозиції в області фільтрації.

Із закордонних дослідників цього періоду варто назвати роботи німецьких Ф. Форхгейтера, Г. Вебера й Л. Прандтля в області гідравлічних опорів, гідродинамічної подоби й теорії турбулентності. Досить більшим внеском у розвиток гідравліки з'явилися праці академіка Н. Н. Павловського (1884-1937) в області рівномірного й нерівномірного руху, фільтрації. Ці роботи Н. Н. Павловського поряд з іншими роботами його послідовників й учнів послужили основою для створення інженерної гідравліки, широко застосовуваної в інженерній практиці.

Гідравлічні машини (водопідйомні колеса, «архімедови гвинти» й ін.) з використанням мускульної сили людини або тварини з'явилися кілька тисячоріч тому назад. Розвиток міст й у зв'язку із цим водопостачання прискорило вдосконалювання гідравлічних машин і пристроїв. Перший поршневий насос був побудований в 140 р. до н.е. Ктесибієм (Греція).

В XVIII - початку XIX століття великий розвиток одержали поршневі насоси різних модифікацій (насос Ньюкомена й ін.). Цьому сприяло й те, що найпоширенішим двигуном була парова машина. Відцентрові насоси в цей період тільки починали розвиватися. В 1832 р. російський інженер А. А. Саблуков (1783- 1857) винайшов відцентровий вентилятор із двостороннім

усмоктуванням і спіральним відводом, а в 1838 р. побудував по тій же принцип і відцентровий насос. В 1848 р. в Англії був сконструйований насос із двостороннім входом води на робоче колесо, а в 1846 р. у США - багатоступінчастий насос. Таким чином, до кінця XIX в. з'явилися майже всі різновиди лопатевих насосів. Однак широкого поширення вони не одержали через відсутність високооберткових двигунів. Винахід в 1888 р. М. О. Доливо-Добровольским (1861 - 1919) асинхронного електродвигуна дало потужний поштовх впровадженню електронасосних агрегатів у багато галузей народного господарства.

Гідравліка вивчає закони рівноваги й механічного руху рідини, розробляє методи застосування цих законів для рішення завдань інженерної практики. Назва «гідравліка» грецького походження, від слів «хюдор» - вода й «аулос» - труба, ринва, що значить «біг води по трубах». Вона охоплює питання руху води не тільки в трубах, але й у відкритих руслах (каналах, ріках), у гідротехнічних спорудах і різних гідравлічних системах. Гідравліка опирається на такі науки, як вища математика, фізика, теоретична механіка, нарисна геометрія й до деякої міри опір матеріалів. Найголовніші області застосування гідравліки - меліорація, гідротехніка, гідроенергетика, водопостачання й каналізація, машинобудування, сільськогосподарське виробництво і переробка його продукції т.д.

За об'ємом водоспоживання сільське господарство значно перевершує всі інші галузі економіки. Якщо у ряді промислових процесів вода може бути замінена іншими речовинами, то в сільському господарстві вона незамінна. Продуктивність земельних угідь значною мірою залежить від їх вологозабезпеченості.

Меліорація (від латинського слова «melioratio» — поліпшення) — це комплекс організаційно-господарських, технічних, агротехнічних і інших заходів, направлених на корінне поліпшення несприятливих природних умов і підвищення родючості ґрунтів. За призначенням меліорації бувають зрошувальні, осушні, опріснювальні, протиерозійні. Залежно від способу здійснення їх розділяють на гідротехнічні, агротехнічні, лісотехнічні, хімічні і культуротехнічні.

Разом з механізацією і широкою хімізацією сільського господарства меліорація стала важливим засобом інтенсифікації сільськогосподарського виробництва.

Розробка теоретичних й практичних основ гідропередач, сільськогосподарської меліорації, сільськогосподарського водопостачання і зараз є провідною інженерною задачею.

3. Основні терміни та параметри, які характеризують рідину.

Рідини — це речовини в конденсованому агрегатному стані, проміжному між твердим і газоподібним. Це визначення в більш вузькому розумінні стосується краплинних рідин. Такі рідини не мають своєї форми, а приймають форму об'єму тієї посудини, в яку вони налиті.

Поняття ідеальної рідини (уявлюваної рідини, у якій відсутня в'язкість, абсолютно нестисливої і нездатної пручатися розриву) представляє собою деяку абстрактну модель рідини.

Ідеальна рідина – рідина, для якої неістотні процеси теплопровідності і в'язкості. Рух ідеальної рідини описується рівняннями Ейлера і відбувається адіабатично, тобто ентропія будь-якого елементу рідини залишається незмінною.

4. Фізичні властивості рідин і газів: тиск, густина, питома вага, стисливість, температурне розширення, в'язкість.

Густина — це маса рідини в одиниці її об'єму. Густину рідини визначають за формулою

$$\rho = m/V \quad (1.1)$$

де m — маса рідини, кг; V — об'єм рідини, м^3 .

Одиниця густини — кілограм на кубічний метр ($\text{кг}/\text{м}^3$).

Наприклад, густина води при $4\text{ }^\circ\text{C}$ $\rho = 1000\text{ кг}/\text{м}^3$.

Питома вага — це відношення ваги рідини до її об'єму

$$\gamma = G/V \quad (1.2)$$

де G — вага рідини, Н.

Одиниця питомої ваги — ньютон на кубічний метр ($\text{Н}/\text{м}^3$).

Наприклад, для води при $4\text{ }^\circ\text{C}$ $\gamma = 9810\text{ Н}/\text{м}^3$.

Якщо в формулі (1.2) замінити G на mg , врахувати вираз (1.1), то одержимо

$$\gamma = \rho \cdot g \quad (1.3)$$

де g — прискорення вільного падіння (в розрахунках приймаємо $g = 9,81\text{ м}/\text{с}^2$).

Оскільки густина і питома вага із зміною температури рідини змінюються незначно, то в гідравлічних розрахунках їхні значення вважають постійними.

Часто використовують поняття відносної густини — відношення густини якоїсь рідини до густини води при температурі $4\text{ }^\circ\text{C}$

$$D = \rho/\rho_{\text{в}} \quad (1.4)$$

Відносна густина — величина безрозмірна.

Хоч рідини чинять значний опір стискальним зусиллям, все ж у гідравліці є такі явища (наприклад, гідравлічний удар), при яких необхідно враховувати стисливість рідини. Стисливість рідини характеризують коефіцієнтом об'ємного стиснення

$$\beta_v = \frac{V_1 - V_0}{V_0 \Delta p} = - \frac{\Delta V}{V_0 \Delta p} \quad (1.5)$$

де V_0 - початковий об'єм рідини; V_1 - об'єм рідини після збільшення тиску на Δp ; $\Delta V = V_1 - V_0$ - зміна об'єму рідини.

Коефіцієнт об'ємного стиснення — це величина, обернена до модуля об'ємної пружності E , тобто $\beta_v = 1/E$. Значення його залежить від виду рідини, її температури, тиску. Одиницею коефіцієнта об'ємного стиснення в СІ є квадратний метр на ньютон ($\text{м}^2/\text{Н} = 1/\text{Па}$). Для води при $4\text{ }^\circ\text{C}$ $\beta_v = (2 \cdot 10^9)^{-1}\text{ Па}^{-1}$,

тобто $E = 2 \cdot 10^9$ Па. Це дає можливість у більшості випадків вважати воду нестисливою рідиною.

Властивість рідини змінювати об'єм від зміни температури характеризують коефіцієнтом об'ємного розширення — відносним збільшенням або зменшенням об'єму рідини зі зміною температури на один градус

$$\beta = \frac{V_1 - V_0}{V_0 \Delta T} \quad (1/6)$$

де V^1 — об'єм рідини після збільшення температури на ΔT градусів; V^0 — початковий об'єм рідини. Одиницею об'ємного коефіцієнта розширення є кельвін у мінус першому степені.

В'язкість — це здатність рідини чинити опір відносному зсуву своїх частинок під дією зовнішніх сил. На основі експериментів встановлено, що при русі рідини швидкість її в різних точках об'єму різна. Так, якщо розглядати рух рідини між двома паралельними пластинами нескінченної довжини, одна з яких нерухома, а друга рухається зі швидкістю u , то виявиться, що швидкість руху кожної точки (кожного шару) рідини пропорційна відстані точки (шару) рідини у від нерухомої пластини. Внаслідок цього між шарами виникають відносні зсуви зі швидкістю Δu , що призводить до виникнення сил внутрішнього тертя.

Вперше наявність внутрішнього тертя в рідині була відзначена І. Ньютоном ще у 1687 р. в гіпотезі про те, що сила внутрішнього тертя між шарами рідини залежить від властивостей рідини, пропорційна площі поверхні дотику шарів (площі тертя), відносній швидкості руху і не залежить від зовнішнього тиску. Достовірність гіпотези І. Ньютона була експериментально доведена Петровим в його праці «Тертя в машині і вплив змащувальної рідини». Ним же була і запропонована залежність для сили внутрішнього тертя

$$T = \mu S \frac{\Delta u}{\Delta y} = \mu S \frac{du}{dy} \quad (1.7)$$

де μ — Динамічний коефіцієнт в'язкості ;

S — площа поверхні контактуючих шарів рідини;

$\Delta u / \Delta y$ — градієнт швидкості по нормалі до напрямку руху;

Δu — швидкість зсуву одного шару - відносно другого;

Δy — відстань між осями двох суміжних шарів.

Динамічний коефіцієнт в'язкості - дорівнює діючій силі F , яку треба прикласти до одиниці площі зсувної поверхні шару S , щоб підтримати в цьому шарі ламінарну течію із сталою одиничною швидкістю відносного зсуву. Одиниця вимірювання коефіцієнта динамічної в'язкості – Пуаз.

З рівняння (1.7) випливає, що сила внутрішнього тертя $T = 0$ при $\Delta u = du = 0$. Таким чином, можна зробити висновок, що в'язкість виявляється лише під час руху рідини. Розділивши рівняння (1.7) на площу S , дістанемо напруження тертя τ :

$$\tau = T / S = \pm \mu \Delta u / \Delta y = \pm \mu du / dy \quad (1.8)$$

З останньої формули $\mu = \frac{\tau}{du/dy}$ одиниця μ в СІ — Паскаль - секунда.

Розділимо динамічну в'язкість на густину рідини ρ і одержимо кінематичну в'язкість ν

$$\nu = \mu / \rho \quad (1.9)$$

Кінематичний коефіцієнт в'язкості — квадратний метр на секунду ($\text{м}^2/\text{с}$). Одиницю $1 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$ називають стоксом ($1 \text{ Ст} = 1 \text{ см}^2/\text{с}$) на честь англійського вченого який багато займався вивченням в'язкості.

Кінематичний коефіцієнт в'язкості - ν , що є відношенням динамічного коефіцієнта в'язкості до густини речовини. Одиниця вимірювання кінематичного коефіцієнта в'язкості - Стокс, $\text{м}^2/\text{с}$. Коефіцієнт ν на відміну від η виражається величинами, які не пов'язані з масою рідини, тобто величинами, які носять, так би мовити, кінематичний характер, у той час як η носить динамічний характер; звідси походять їхні назви — динамічний та кінематичний.

Лекція 2. Гідростатика

План лекції

1. Сили, які діють на рідину: сили масові та поверхневі.
2. Гідростатичний тиск та його властивості. Основне рівняння гідростатики. Прилади для вимірювання тиску.
3. Епюри тиску. Сила тиску рідини на плоскі та криволінійні поверхні. Визначення точки прикладання результуючої сили.
4. Закон Паскаля. Закон Архімеда.

1. Сили, які діють на рідину: сили масові та поверхневі.

Гідростатика — розділ гідравліки, в якому розглядаються закони рівноваги, рідини і використання цих законів для розв'язування практичних задач.

Розглядаючи рідину як суцільне середовище, можна розділити всі діючі на неї сили на внутрішні і зовнішні. До внутрішніх сил слід віднести сили взаємодії між частинками рідини. До зовнішніх — сили, прикладені до частинок об'єму рідини, який розглядається, з боку інших тіл, або фізичних полів, зокрема, з боку рідини, що оточує цей об'єм. Зовнішні сили можна поділити на масові та поверхневі.

Масові сили діють на всі частинки даного об'єму; вони пропорційні масі. Якщо рідина однорідна, тобто по всьому об'єму густина ρ однакова, то їх називають об'ємними силами. До цих сил належать сили інерції, сили тяжіння і т.д.

Поверхневі сили прикладені до поверхні, яка обмежує даний об'єм рідини. При рівномірному їх розподілі по поверхні вони пропорційні площі цієї поверхні. До поверхневих сил можна віднести сили атмосферного тиску, сили тертя.

Ряд сил, які не відіграють практичної ролі в явищах, що вивчаються в даному курсі (сили пружності, поверхневого натягу), розглядатися не будуть.

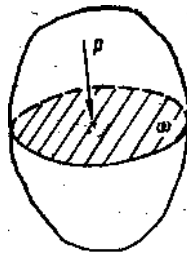


Рис. 2.1. До визначення гідростатичного тиску в точці рідини

Розглянемо об'єм рідини (рис. 2.1.), який знаходиться в рівновазі. Внаслідок дії зовнішніх масових та поверхневих сил всередині об'єму створюється напруження, аналогічне нормальному напруженню в твердих тілах. Напруження, що виникає всередині об'єму рідини в стані рівноваги, називається гідростатичним тиском. Площиною розділимо об'єм на дві частини. Площу перерізу позначимо ω). Дію відкинутої верхньої частини об'єму замінимо силою P . Тоді середній гідростатичний тиск на площі ω становитиме

$$p_{c.p} = P / \omega \quad (2.1)$$

Зі зменшенням площі перерізу ω зменшуватиметься і сила P до межі, яка визначить тиск у точці

$$p = \lim_{\omega \rightarrow 0} P / \omega \quad (2.2)$$

тобто гідростатичний тиск — це границя відношення сил тиску до площі, на яку вона діє, за умови, що величина площі прямує до нуля.

Одиницею тиску в СІ є паскаль ($1 \text{ Па} = \text{Н/м}^2$). При вимірюванні середніх і великих тисків використовують одиниці тиску, кратні 1 Па , тобто $1000 \text{ Па} = 1 \text{ кПа}$, $10^6 \text{ Па} = 1 \text{ МПа}$.

2. Гідростатичний тиск та його властивості. Основне рівняння гідростатики. Прилади для вимірювання тиску.

Гідростатичний тиск має дві властивості. Гідростатичний тиск завжди напрямлений по внутрішній нормалі до площадки дії. Доведемо цю властивість від протилежного. Проведемо в об'ємі нерухомої рідини (рис. 2.2) довільну поверхню АВ і відкинемо верхню частину. На поверхні візьмемо три довільні точки.

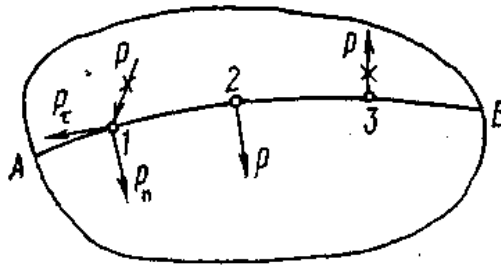


Рис. 2.2. Визначення напрямку гідростатичного тиску

Припустимо, що тиск у точці 1 направлений під кутом до поверхні АВ. Його можна розкласти на дві складові — по внутрішній нормалі до АВ і по дотичній, тобто на нормальну p_n і тангенціальну p_t складові. Оскільки рідина перебуває в спокої і не здатна чинити опір зсувові, тангенціальна складова p_t має порушити рівновагу. Таким же чином буде порушена рівновага, якщо тиск напрямлено по зовнішній нормалі до АВ (у точці 3). Тому єдином можливим напрямленням дії гідростатичного тиску є внутрішня нормаль до площадки дії.

Друга властивість полягає в тому, що гідростатичний тиск не залежить від орієнтації площадки дії в просторі.

Основне рівняння гідростатики

Виділимо в нерухомій рідині елементарний циліндр з площею основи $\Delta\omega$ і висотою h ; верхня основа цього циліндра співпадає з поверхнею рідини. Позначимо тиск у центрі ваги нижньої основи циліндра (точка 1 на рис. 1) p_1 , а тиск у центрі ваги верхньої основи (точка 2) — p_2 ; тиск на поверхні рідини — p^0 ; координати центрів ваги основ — z_1 і z_2 . Визначимо тиск у точці 1, розглянувши рівновагу виділеного циліндра нерухомої рідини. На нього діють такі сили

1) сила тиску на верхню основу циліндра $P_0 = p_2\Delta\omega$;

2) сила тиску на нижню основу циліндра

$$P_1 = p_1\Delta\omega; \quad (6)$$

3) масова сила ваги рідини в об'ємі циліндра $F = \rho g\Delta\omega h$;

4) сили тиску на бічну поверхню циліндра, які проте взаємно врівноважуються і тому можуть взагалі не розглядатись.

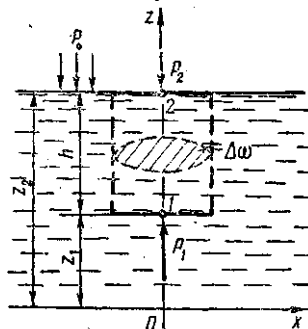


Рис. 2.3. До виведення основного рівняння гідростатики

Оскільки циліндр в рівновазі, то сума проекцій всіх сил на вертикальну вісь Oz дорівнює нулю

$$\sum F_z = 0; \quad -P_0 + P_1 - F = 0, \quad (2.4)$$

$$\text{або } -p_2 \Delta \omega + p_1 \Delta \omega - \gamma \Delta \omega (z_1 - z_2), \quad (2.5)$$

де $z_2 - z_1 = h$, а $\gamma = \rho g$.

Скорочуючи останнє рівняння на $\gamma \Delta \omega$ і перегруповуючи члени, дістанемо основне рівняння гідростатики:

$$z_1 + p_1 / \gamma = z_2 + p_2 / \gamma. \quad (2.6)$$

Оскільки $p_2 = p_0$, то, позначивши тиск у точці 1 $p = p_1$ — одержимо другу форму основного рівняння гідростатики

$$p = p_0 + \gamma h, \quad (2.7)$$

де p_0 — тиск на поверхні рідини; p — тиск у точці рідини на глибині h .

З рівняння (2.7) бачимо, що розподіл тиску в рідині лінійно залежить від глибини занурення точки h . Графік залежності $p=f(h)$ називається епюрою тиску. Рівняння (10) з математичної точки зору є рівнянням прямої лінії, яка не проходить через початок координат.

Геометричне місце точок об'єму рідини, в яких тиск однаковий, називається поверхнею рівня. З основного рівняння гідростатики (4) бачимо, що при $p=\text{const}$ рівняння поверхні рівня описується рівнянням $z = \text{const}$. Поверхня рідини, що межує з газовим середовищем, називається вільною. У всіх точках вільної поверхні тиск дорівнює p_0 . Якщо з масових сил діє лише сила тяжіння, то всі поверхні рівня рідини, в тому числі і вільна, горизонтальні (рис. 5). У випадку, коли рідина знаходиться у відносній рівновазі в посудині, яка рухається з постійним прискоренням a (рис. 6), поверхнями рівня є похилі площини з кутом нахилу до горизонту β , причому $\tan \beta = a / g$.

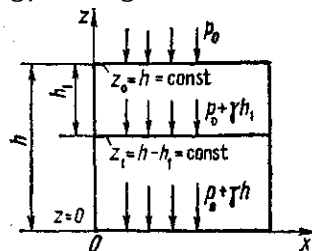


Рис. 2.4. Поверхні рівня в рідині, що знаходиться в рівновазі під дією сил тяжіння

Тоді рівняння вільної поверхні

$$z = a / g x - h, \quad (2.8)$$

де h — глибина занурення поверхні рівня під вільну поверхню вздовж осі Oz.

У гідротехніці, як правило, мають справу з відкритими гідравлічними системами, і тому тиск на вільній поверхні рідини дорівнює атмосферному, тобто

$$p_0 = p_a. \quad (2.9)$$

Позасистемна одиниця тиску — атмосфера технічна — дорівнює тиску, що спричиняється силою в 1 кгс, рівномірно розподіленою по нормальній до неї поверхні площею 1 см²;

1 ат=1 кгс/см² =98066,5 Па = 0,0980665 МПа = 735,6 мм. рт. ст. = 10⁴ мм вод. ст.

Різниця між повним (абсолютним) тиском і атмосферним називається манометричним (надлишковим) тиском:

$$p_m = p - p_a, \text{ або } p_m = p_0 + \gamma h - p_a, \quad (2.10)$$

якщо $p_0 = p_a$, то

$$p_m = \gamma h \quad (2.11)$$

Якщо абсолютний тиск менший, ніж атмосферний, то за формулою (2.10) значення манометричного тиску вийде від'ємним. У цьому випадку говорять про розрідження, або вакуум:

$$p_{\text{вак}} = p_a - p \quad (2.12)$$

З формули (2.12) слідує, що максимальне теоретичне значення розрідження відповідає $p = 0$, тобто $(p_{\text{вак}})_{\text{max}} = p_a = 98,1$ кПа. Практично найбільше розрідження в рідині обмежене тиском насичуючих парів рідини при даній температурі.

Прилади для вимірювання тиску

Якщо розділити рівняння (2.10) на питому вагу рідини γ , то всі члени формули матимуть лінійну розмірність

$$\frac{p}{\gamma} = \frac{p_0}{\gamma} + h; \left[\frac{p}{\gamma} \right] = 1 \frac{H}{M^2} : 1 \frac{H}{M^3}. \quad (2.13)$$

Це дає змогу вимірювати тиск у точці рідини висотою стовпа даної або взагалі будь-якої рідини. Якщо розділимо тиск у точці рідини на питому вагу води або ртуті, то дістанемо тиск, виражений відповідно метрами водяного чи ртутного стовпа. Відношення абсолютного тиску в точці рідини до її питомої ваги називають зведеною висотою тиску

$$h_{z.p} = p / \gamma. \quad (2.14)$$

Відношення манометричного тиску в точці рідини до її питомої ваги

$$\text{називають п'єзометричною } h_{\text{псз}} = p_m / \gamma. \quad (2.15)$$

Відношення вакууму $p_{\text{вак}}$ до питомої ваги рідини називають вакуумметричною висотою, або висотою вакууму

$$h_{\text{вак}} = p_{\text{вак}} / \gamma. \quad (2.16)$$

Для вимірювання тиску існують манометри, а для вимірювання розрідження — вакуумметри. І манометри, і вакуумметри бувають рідинні, механічні, електричні і комбіновані. Найчастіше в практиці використовують рідинні та механічні. Рідинними, як правило, вимірюють невеликі тиски — до 1 атмосфери,

тобто до 100 кПа, а також різницю тисків (диференціальні манометри). Коли на поверхню стовпчика рідини діє атмосферний тиск, рідинні манометри називають п'єзометрами (рис. 2.5). Невеликі тиски визначають за допомогою мікроманометрів (рис. 2.6). Замість рідинних п'єзометрів можна користуватися пружинними манометрами (рис. 2.8). Атмосферний тиск вимірюють ртутним барометром (рис. 2.7).

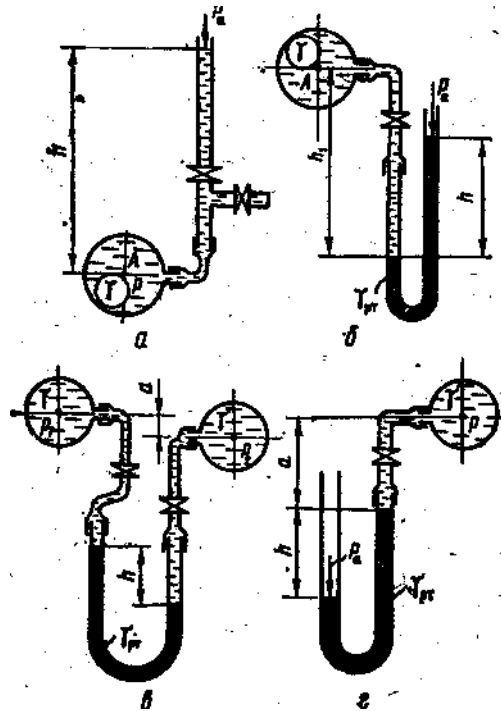


Рис. 2.5. Рідинні манометри:

а - п'єзометр; б — ртутний U - подібний п'єзометр; в - диференціальний ртутний манометр; г – U - подібний ртутний вакуумметр.

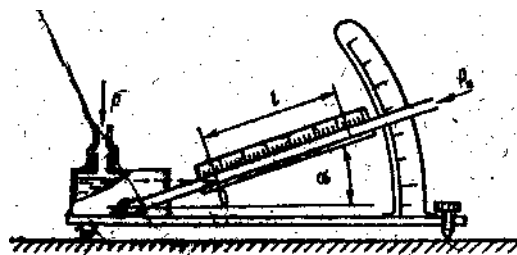


Рис. 2.6. Мікроманометр

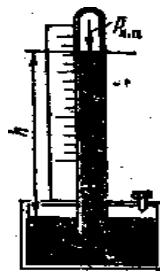


Рис. 2.7. Ртутний барометр

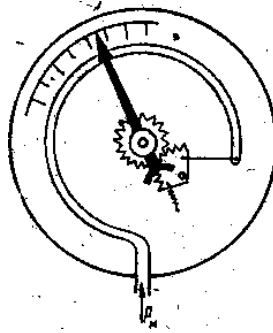


Рис. 2.8. Схематична будова механічного манометра

3. Епюри тиску. Сила тиску рідини на плоскі та криволінійні поверхні. Визначення точки прикладання результуючої сили.

Визначимо силу тиску рідини на частину плоскої стінки площею ω , яка розміщена під кутом α до горизонту. Позначимо місце прикладення сили тиску P на площу ω з точкою D (центр тиску), а центр ваги цієї площі — точкою C . Глибини занурення точок C і D позначимо відповідно h_c і h_d . Візьмемо елементарну площадку $\Delta\omega$, центр ваги якої занурений на глибині y_i і на яку діє елементарна сила ΔP . Тиск на вільній поверхні рідини питомою вагою γ позначимо p_0 . Елементарну силу тиску можна визначити залежністю

$$\Delta P = p \Delta\omega = (p_0 + \gamma h) \Delta\omega. \quad (2.17)$$

Якщо скласти всі елементарні сили, діючі на елементарні площадки, то одержимо повну силу тиску:

$$P_{\text{ноз}} = \sum_{i=1}^n \Delta P_i = \sum_{i=1}^n p_0 \Delta\omega_i + \gamma \sum_{i=1}^n h_i \Delta\omega_i = p_0 \omega + \gamma \sin \alpha \sum_{i=1}^n y_i \Delta\omega_i = p_0 \omega + \gamma \sin \alpha \cdot y_c \omega = p_0 \omega + \gamma h_c \omega$$

де $y_c \omega$ - статичний момент інерції площі ω відносно осі Ox ; y_c - ордината центра ваги площі ω .

Якщо зовнішній тиск p_0 на вільній поверхні рідини дорівнює атмосферному p_a , тобто якщо система відкрита, то сила манометричного тиску на площу ω

$$P = \gamma h_c \omega. \quad (2.18)$$

Таким чином, сила тиску рідини на плоску стінку, орієнтовану в просторі, дорівнює тискові в центрі ваги, цієї стінки γh_c , помноженому на її площу ω .

Якщо плоска стінка горизонтальна і розміщена на глибині h , то в цьому випадку $h_c = h$, і формула (3.2) набуває вигляду

$$P = \gamma h \omega. \quad (2.19)$$

Якщо плоска стінка вертикальна, $\alpha = 90^\circ$, $\sin \alpha = 1$ і $y_c = h_c$.

Центр тиску

Для правильного розрахунку гідротехнічної споруди необхідно знати не тільки силу гідростатичного тиску, а й точку її прикладення.

Точка на змоченій частині плоскої стінки, через яку проходить лінія дії сили гідростатичного тиску на цю частинку стінки, називається центром тиску.

Визначимо положення центра тиску (точки D) на плоскій стінці, яка розміщена під кутом α до горизонту і утримує перед собою рідину, рівень якої Н (рис. 2.9).

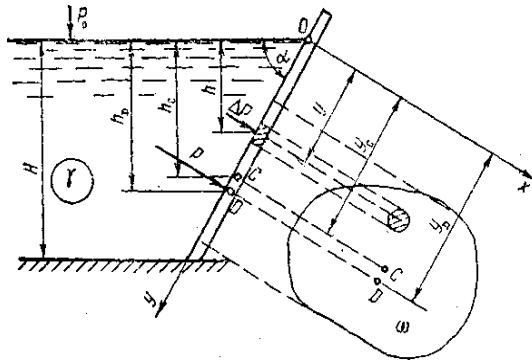


Рис. 2.9. Схема визначення сили гідростатичного тиску і положення центра тиску

Для знаходження ординати центра тиску y_D скористаємось теоремою Варіньона, яка стверджує, що момент рівнодіючої сили дорівнює сумі моментів складових, або

$$P y_D = \sum_{i=1}^n \Delta P_i y_i, \quad \text{звідси} \quad y_D = \left(\sum_{i=1}^n \Delta P_i y_i \right) / P. \quad (2.20)$$

Підставивши вирази $\Delta P = \gamma h_i \Delta \omega_i$, $h_i = y_i \sin \alpha$ та P , одержимо

$$y_D = \frac{\gamma \sin \alpha \sum_{i=1}^n y_i^2 \Delta \omega_i}{\gamma h_c \omega} = \frac{\sin \alpha I_x}{h_c \omega} = \frac{I_x}{y_c \omega}, \quad (2.21)$$

де $I_x = \sum_{i=1}^n y_i^2 \Delta \omega_i$ - момент інерції площі змоченої частини стінки ω відносно осі Ox .

Зручніше використовувати в розрахунках момент інерції змоченої частини плоскої стінки відносно осі, що проходить паралельно Ox через центр ваги, — центральний момент інерції I_0 . Зв'язок між I_0 і I_x за теоремою Штейнера, описується формулою

$$I_x = I_0 + y_c^2 \omega \quad (2.22)$$

і залежність (1.30) набуде вигляду

$$y_D = \frac{I_0 + y_c^2 \omega}{y_c \omega} = y_c + \frac{I_0}{y_c \omega}. \quad (2.23)$$

У випадку, коли стінка вертикальна ($\alpha = 90^\circ$), залежність (3.7) має такий вигляд:

$$h_D = h_c + \frac{I_0}{h_c \omega}. \quad (2.24)$$

Аналізуючи (3.8), можна зробити висновок, що центр тиску (точка D) завжди розміщений нижче центра ваги (точка C) у відкритих гідравлічних системах.

Величину $I_0 / (y_c \omega)$ позначають буквою e і називають ексцентриситетом, який показує, наскільки центр тиску зміщений вниз від центра ваги. Таким чином,

$$y_D = y_c + e. \quad (2.25)$$

Визначення сили тиску рідини на криволінійні поверхні

У гідротехнічному будівництві крім плоских затворів часто використовують затвори вальцові, секторні, сегментні, тобто затвори, змочена поверхня яких — частина циліндра або кулі. Визначити силу гідростатичного тиску на криволінійну поверхню складніше, ніж на плоску стінку, і стає можливим лише тоді, коли елементарні сили або паралельні між собою (як у випадку плоских стінок), або сходяться в одній точці — центрі кривизни поверхні. Тому надалі розглядатимемо лише такі поверхні.

Розглянемо криволінійну, поверхню (рис. 1), що є частиною поверхні циліндра радіусом R висотою b і втримує перед собою рівень рідини висотою H . Виберемо на змоченому боці елементарну площадку $\Delta\omega$, проекціями якої відповідно на площини yOz і xOy будуть $\Delta\omega_x, \Delta\omega_z$. Центр ваги елементарної площадки занурений на глибину h . До центру ваги площадки прикладена елементарна сила ΔP , складові якої — відповідно ΔP_x і ΔP_z .

У загальному випадку повна сила тиску на криволінійну поверхню з єдиним центром кривизни (наприклад, сфера або її частина)

$$P = \sqrt{P_x^2 + P_y^2 + P_z^2} \quad (2.26)$$

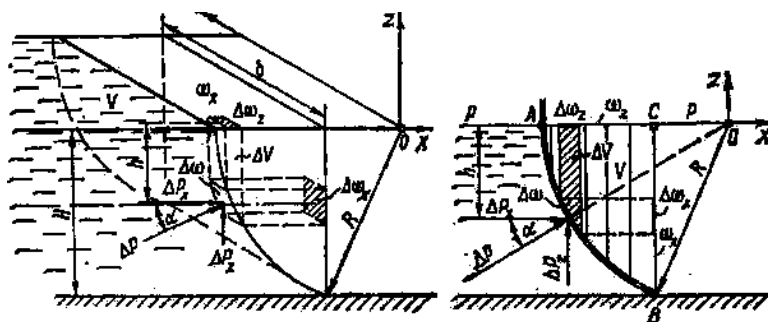


Рис 2.10. До визначення сили тиску на криволінійну стінку

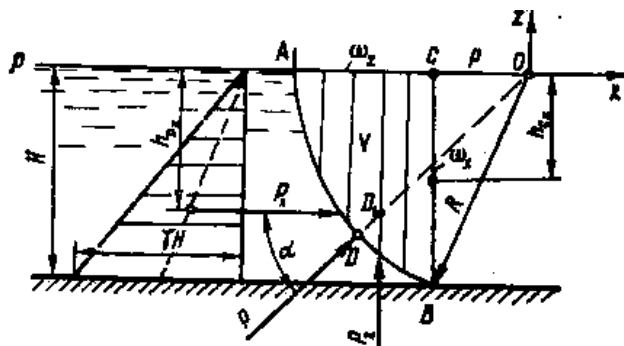


Рис. 2.11 До визначення координати центра тиску на криволінійну стінку

Для умов плоскої задачі, зображеної на рис. 2.9 залежність спрощується

$$P = \sqrt{P_x^2 + P_z^2} \quad (2.27)$$

Визначимо горизонтальну складову повної сили гідростатичного тиску

$$\Delta P_x = \Delta P \cos \alpha$$

але $\Delta P = \gamma h \Delta \omega$, тоді

$$\Delta P_x = \gamma h \Delta \omega \cos \alpha = \gamma h \Delta \omega_x$$

$$P_x = \gamma \sum_{\omega_x} h \Delta \omega_x = \gamma h_{c_x} \omega_x \quad (2.28)$$

де ω_x — площа проекції криволінійної поверхні на вертикальну площину zOy ; h_{c_x} — глибина занурення центра ваги цієї проекції; добуток $\sum_{\omega_x} h \Delta \omega_x = h_{c_x} \omega_x$ — статичний момент інерції площі проекції криволінійної стінки ω_x відносно осі Oy .

На рис. 2 показана епюра гідростатичного тиску на вертикальну проекцію криволінійної стінки. Через центр ваги цієї епюри пройде лінія дії сили P_x

Визначимо вертикальну складову

$$\Delta P_z = \Delta P \sin \alpha.$$

Підставляємо у цей вираз значення ΔP

$$\begin{aligned} \Delta P_z &= \gamma h \Delta \omega \sin \alpha = \gamma h \Delta \omega_z \\ P_z &= \gamma \sum_{\omega_z} h \Delta \omega_z = \gamma \sum_{\omega_z} \Delta V = \gamma V, \end{aligned} \quad (2.29)$$

де ΔV -об'єм елементарної призми (рис. 2.3),

V -об'єм тіла тиску.

Тіло тиску — це об'єм, обмежений криволінійною поверхнею, її проекцією на п'єзометричну площину $p-p$ і вертикальними площинами, що проходять через кінці криволінійної поверхні.

Залежно від того, заповнене тіло тиску рідиною чи ні, вертикальна складова може бути напрямленою донизу чи угору. Лінія дії вертикальної складової P_z проходить через центр ваги тіла тиску.

Точка D_1 перетину ліній дії сил P_x і P_z буде другою точкою (крім центра кривизни поверхні точки O), через яку пройде під кутом α до горизонту лінія дії сили P , причому

$$\operatorname{tg} \alpha = P_z / P_x. \quad (2.30)$$

Точка перетину лінії дії повної сили тиску з криволінійною поверхнею дає точку D — точку прикладення сили тиску P , тобто центр тиску.

Якщо початок координат помістити в центр кривизни криволінійної поверхні, то можна аналітично знайти координати центра тиску D . У такій системі координат поверхня AB (рис. 3) опишеться рівнянням кола

$$x^2 + z^2 = R^2.$$

Лінія дії повної сили тиску P опишеться рівнянням прямої OD , що проходить через початок координат,

$$z = \operatorname{tg} \alpha \cdot x$$

Розв'язуючи систему двох останніх рівнянь, одержимо

$$x = \pm \frac{R}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha}} . \quad (2.31)$$

Координати центра тиску D можна знайти також за формулами

$$\left. \begin{aligned} x &= R \cos \alpha; \\ z &= R \sin \alpha. \end{aligned} \right\} \quad (2.32)$$

Якщо зробити рисунок у масштабі, то можна знайти положення центра тиску графічно. Для цього слід побудувати паралелограм сил на осях координат, а потім продовжити лінію дії сили P до перетину з криволінійною поверхнею.

4. Закон Паскаля. Закон Архімеда.

При вивченні плавання тіл, повністю або частково занурених у рідину, цікавляться їх плавучістю і остійністю.

Плавучість — це здатність тіл зберігати положення рівноваги по відношенню до вільної поверхні рідини

Остійність — це здатність плаваючих тіл повертатись в положення рівноваги після припинення дії сил, які вивели їх з цього положення.

Розглянемо рівновагу тіла ABCD (рис. 3), плаваючого в зануреному стані. Очевидно, що сили, діючі на бокову поверхню тіла, взаємно врівноважуються і тому можуть не розглядатись. На верхню частину тіла ABC діятиме сила

$$P'_z = \gamma V',$$

де γ — питома вага рідини;

V — об'єм тіла тиску з максимальною площею вертикального перерізу AMNCBA.

На нижню частину тіла AOC діятиме сила

$$P''_z = \gamma V'',$$

де V'' — об'єм тіла тиску з максимальною площиною вертикального перерізу AMNCDA.

Результуюча сила

$$P_z = P''_z - P'_z = \gamma(V'' - V') = \gamma V, \quad (2.33)$$

де V — об'єм тіла.

Лінія дії цієї сили проходить через центр ваги об'єму V рідини, витісненої тілом.

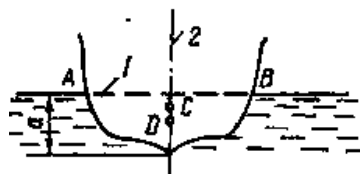
Звідси витікає закон Архімеда: - на занурене в рідину тіло діє сила, напрямлена вертикально вгору і рівна вазі об'єму витісненої тілом рідини. Цю силу називають

а р х і м е д о в о ю силою.

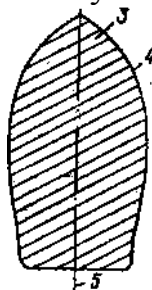
Тіло вагою G, повністю або частково занурене в рідину, плаває за умови, що

$$P_z = G.$$

Якщо $P_z \neq G$, то тіло або впливає на поверхню до тих пір, поки не виконається умова, або тоне.



Вага тіла G прикладена в центрі ваги тіла — точці C , архімедова сила — в центрі ваги рідини, витісненої тілом, — точці D . Часто точку D називають центром водотоннажності або центром плавучості.



При плаванні частково зануреного тіла виділяють такі елементи плаваючого тіла:

площину плавання — площину вільної поверхні рідини, яка перетинає плаваюче тіло;

ватерлінію — лінію перетину плаваючого тіла з вільною поверхнею рідини.

Тема 3. Кінематика та динаміка рідини

План лекції

1. Основні визначення: усталений (стаціонарний) та неусталений (нестационарний) рух.
2. Основні параметри кінематики: траєкторія, лінія та трубка течії, елементарна струминка та її властивості. Потік і його елементи: живий переріз, змочений периметр, гідравлічний радіус.
3. Витрата. Рівняння нерозривності для струминки та потоку.
4. Рівняння Бернуллі для елементарної струминки ідеальної рідини та для потоку в'язкої рідини;
5. Фізичне та геометричне його інтерпретування.

1. Основні визначення: усталений (стаціонарний) та неусталений (нестационарний) рух.

Гідродинаміка — розділ гідравліки, в якому вивчаються закони руху рідини і використання цих законів для розв'язання інженерних задач. Переважна більшість практичних задач гідротехніки і меліорації зв'язані з рухом рідини: в трубопроводах закритих зрошувальних систем, у ріках і каналах, через греблі, водоскидні і водовипускні споруди, рибопропускні і рибозахисні та інші споруди. Як окремий розділ гідродинаміки можна розглядати фільтрацію — рух рідини в порах ґрунту. Рівняннями гідродинаміки описується також рух двофазних рідин (сумішей води з піском, глиною тощо).

Розрізняють такі види потоків рідини: напірний, відкритий і вільний.

Напірний потік — це потік, вся бічна поверхня якого обмежена руслом і тиск в ньому відрізняється від атмосферного.

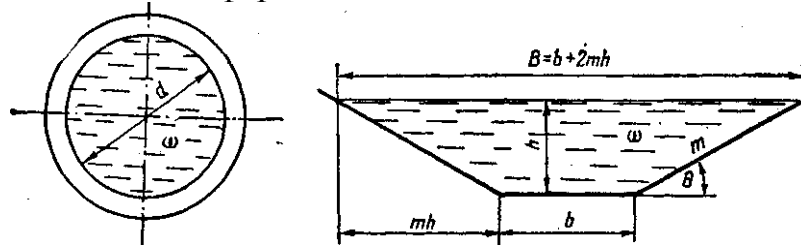


Рис. 3.1. Напірний потік рідини в трубі та відкритий потік в каналі

Відкритий потік — це потік, що має вільну поверхню, в усіх точках якої тиск дорівнює атмосферному або тиску середовища над рідиною.

Вільний потік, або струмина — це потік, бічна поверхня якого обмежена газом чи рідиною зі значно меншою швидкістю руху.

У гідростатиці тиск в точці рідини залежить лише від координат точки. Гідродинамічний тиск на відміну від гідростатичного залежить не тільки від координат, а в більшості випадків ще й від часу.

У гідродинаміці розглядають рух рідини як суцільного середовища (континіуму), тобто середовища без розривів і пустот, в якому і швидкість v , і тиск p є безперервними функціями координат. Визначення цих величин при різних умовах руху рідини — головна задача гідродинаміки. До основних можна віднести такі види руху рідини. Неусталений рух — такий, коли в кожній точці рідини і швидкість, і гідродинамічний тиск залежать не тільки від координат точки, а й від часу:

$$\begin{aligned} v &= f_1(x, y, z, t); \\ p &= f_2(x, y, z, t). \end{aligned} \quad (3.1)$$

Прикладом неусталеного руху може бути витікання рідини з резервуару при змінному рівні рідини (рис. 1).

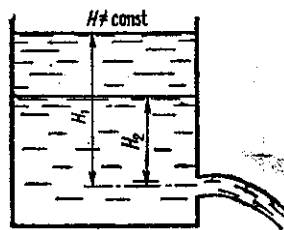


Рис. 3.2. Неусталений рух

Усталеним називається такий рух рідини, при якому швидкість і тиск залежать лише від координат точки

$$v = f_1(x, y, z); \quad p = f_2(x, y, z). \quad (3.2)$$

Усталений рух ділиться на рівномірний і нерівномірний.

Рівномірний рух має місце тоді, коли швидкість руху частинок рідини вздовж їх траєкторій постійна. Нерівномірний рух характеризується зміною швидкості

руху частинки рідини вздовж її траєкторії. Нерівномірний рух поділяється на повільнозмінний і різкозмінний.

Повільнозмінний рух спостерігається при незначному куті між траєкторіями (лініями течії) частинок рідини, малій їх кривизні. Це дає змогу нехтувати дією сил інерції і вважати розподіл тиску в рідині за гідростатичним законом.

Різкозмінний рух має місце тоді, коли кривизна траєкторій (ліній течії) руху частинок рідини значна і нехтувати дією сил інерції недопустимо.

При вивченні будь-яких природних явищ спочатку складають уявну модель цього явища на основі спостережень за ним, а потім починають математично описувати модель цього явища. Чим більш спрощена модель по відношенню до явища, тим простіше її математичне описання, і навпаки. Прикладом цього твердження є, наприклад, рух твердого тіла в просторі, моделлю якого буде рух матеріальної точки в фізиці.

2. Основні параметри кінематики: траєкторія, лінія та трубка течії, елементарна струминка та її властивості. Потік і його елементи: живий переріз, змочений периметр, гідравлічний радіус.

При вивченні руху рідини найбільшого поширення здобула струминкова модель, що базується на поняттях, які розглядаються нижче.

Лінією течії називається така лінія в рухомій рідині, у кожній точці якої, в даний момент часу, вектор швидкості є дотичною (рис. 3). Лінія течії

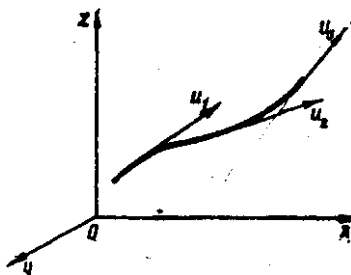


Рис.3.3. Лінія течії

Траєкторія — це шлях, який проходить частинка рідини за певний проміжок часу.

Лінія течії і траєкторія співпадають лише в усталеному русі рідини.

Якщо в рухомій рідині провести замкнутий контур, що обмежує елементарну площу $\Delta\omega$ (рис. 3), то лінії течії, проведені через точки цього контуру, утворять так звану трубку течії. Оскільки бокова поверхня трубки течії утворена лініями течії, то масообмін через цю поверхню відсутній (вектори швидкостей є дотичними в усіх точках кожної лінії течії).

Вміст трубки течії у вигляді пучка ліній течій називається елементарною струминкою. Коли рух неусталений, о місцезнаходження і форма елементарних струминок безперервно змінюються. Всі лінії течії елементарної струминки вважаються перпендикулярними до елементарної площі $\Delta\omega$ її поперечного перерізу.

Властивості елементарної струминки при усталеному русі рідини:

1. Нормальні перерізи елементарної струминки малі, але неоднакові по довжині, тобто $\Delta\omega_1 \neq \Delta\omega_2$, говорить за те, що лінії течії вздовж елементарної струминки можуть згущуватись або розріджуватись.

2. Швидкості руху рідини у всіх точках перерізу елементарної струминки можна вважати однаковими.

3. Кількість рідини, що проходить по елементарній струминці за одиницю часу (витрата елементарної струминки), постійна по всій її довжині. Ця властивість обумовлена властивістю трубки течії, оскільки в останній відсутній масообмін через бокову поверхню. Таким чином,

$$\Delta Q = u_1 \Delta\omega_1 = \Delta\omega_2 u_2 = \text{const} \quad (3.3)$$

де v_1, v_2 — швидкості руху рідини в поперечних перерізах елементарної струминки з площами $\Delta\omega_1, \Delta\omega_2$.

Згідно стуминкової моделі руху рідини потік складається з безлічі елементарних струминок.

Поверхня, яка обмежує потік по всій його довжині, називається руслом потоку.

Площа перерізу поверхні потоку, перпендикулярна до всіх елементарних струминок, називається живим перерізом потоку (позначається буквою ω). Її можна визначити як суму живих перерізів елементарних струминок

$$\omega = \sum_{\omega} \Delta\omega \quad (3.4)$$

При рівномірному і повільнозмінному русі живий переріз буде плоским, а при різкозмінному русі може бути й криволінійною поверхнею.

3. Витрата. Рівняння нерозривності для струминки та потоку.

Об'єм рідини, що протікає за одиницю часу через живий переріз потоку, називається об'ємною витратою, або витратою потоку (позначається буквою Q). Витрата потоку може бути визначена як сума витрат елементарних струминок

$$Q = \sum_{\omega} \Delta Q = \sum_{\omega} u \Delta\omega. \quad (3.5)$$

Частка від ділення витрати потоку Q на площу, живого перерізу ω дає середню швидкість по живому перерізу V

$$v = \frac{Q}{\omega} = \frac{\sum_{\omega} u \Delta\omega}{\sum_{\omega} \Delta\omega}. \quad (3.6)$$

З виразу (2.6) випливає формула для визначення витрати

$$Q = v\omega. \quad (3.7)$$

Середня швидкість — це така уявна, однакова для всіх точок живого перерізу потоку швидкість, при якій через цей переріз проходить та ж витрата, що й при дійсних швидкостях, — різних для різних точок перерізу.

Лінія перетину внутрішньої поверхні русла потоку з поверхнею його живого перерізу називається змоченим периметром і позначається χ .

Відношення площі живого перерізу ω до довжини змоченого периметра χ називається гідравлічним радіусом R

$$R = \omega / \chi . \quad (3.8)$$

По суті, гідравлічний радіус — це середнє віддалення точок живого перерізу потоку від його змоченого периметра.

Рівняння нерозривності, тобто рівняння, яке математично описує те, що рідина рухається суцільно - являється рівнянням нерозривності для елементарної струминки:

$$u_1 \Delta \omega_1 = u_2 \Delta \omega_2$$

$$\text{звідки } \sum_{\omega_1} u_1 \Delta \omega_1 = \sum_{\omega_2} u_2 \Delta \omega_2 , \text{ або } \sum_{\omega_1} \Delta Q_1 = \sum_{\omega_2} \Delta Q_2 ,$$

$$\text{або} \quad Q_1 = Q_2 = Q \quad (3.9)$$

Використавши залежність (7), можна записати

$$\boxed{v_1 \omega_1 = v_2 \omega_2 = v \omega = \text{const.}}$$

нерозривності для потоку рідини. З нього можна одержати співвідношення

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{\omega_2}{\omega_1} , \quad (3.10)$$

яке говорить про те, що середні швидкості руху рідини в перерізах обернено пропорційні площам цих перерізів.

4. Рівняння Бернуллі для елементарної струминки ідеальної рідини та для потоку в'язкої рідини;

Візьмемо елементарну струминку ідеальної рідини. На ній виділимо ділянку, обмежену перерізами 1—1 і 2—2. Позначимо через $\Delta \omega_1$, p_1 , u_1 , $\Delta \omega_2$, p_2 , u_2 відповідно площу живого перерізу, гідродинамічний тиск, швидкість руху рідини у вказаних перерізах.

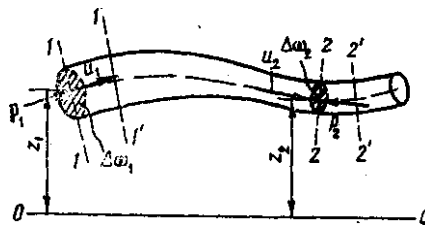


Рис. 3. 4. До виведення рівняння Бернуллі для елементарної струминки ідеальної рідини

Висоту центрів ваги перерізів над площиною порівняння О—О позначимо через z_1 z_2 . За нескінченно малий проміжок часу Δt відсік рідини, обмежений перерізами, з положення 1- 2 переміститься в положення 1'—2'. Причому переріз 1—1 переміститься на відстань Δl_1 в положення 1'-1 а переріз 2—2—на відстань Δl_2 в положення 1'—2'.

Застосуємо до виділеного відсіку теорему механіки про приріст кінетичної енергії (живих сил).

Згідно теореми приріст кінетичної енергії відсіку за проміжок часу дорівнює роботі всіх сил, діючих на відсік, за цей же проміжок часу. Оскільки рідина ідеальна, то сил тертя немає, а розглядається лише робота сил тиску і сил тяжіння

Робота сил тиску

$$P_1 \Delta \omega_1 u_1 \Delta t - p_2 \Delta \omega_2 u_2 \Delta t = \Delta Q (p_1 - p_2) \Delta t \quad (3.11)$$

де $\Delta Q = u_1 \Delta \omega_1 = u_2 \Delta \omega_2$ - витрата елементарної струминки.

Робота сил тяжіння — це робота по переміщенню ваги рідини з положення 1-1 у положення 2—2, тобто на різниці висот $Z_1 - Z_2$

$$\Delta G (z_1 - z_2) = \gamma \Delta \omega_1 u_1 (z_1 - z_2) \Delta t = \gamma \Delta Q (z_1 - z_2) \Delta t. \quad (3.12)$$

Приріст кінетичної енергії відсіку за час Δt дорівнює різниці кінетичних енергій елементів 1—1' і 2—2'. Таким чином,

$$\frac{\Delta m u_2^2}{2} - \frac{\Delta m u_1^2}{2} = \rho \Delta Q \left(\frac{u_2^2}{2} - \frac{u_1^2}{2} \right) = \gamma \Delta Q \left(\frac{u_2^2}{2g} - \frac{u_1^2}{2g} \right).$$

Прирівняємо приріст кінетичної енергії до роботи сил

$$\gamma \Delta Q \left(\frac{u_2^2}{2g} - \frac{u_1^2}{2g} \right) = \gamma \Delta Q (z_1 - z_2) \Delta t + \Delta Q (p_1 - p_2) \Delta t. \quad (3.13)$$

Розділивши останнє рівняння на $\gamma \Delta Q \Delta t$, одержимо

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{u_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{u_2^2}{2g} \quad (3.14)$$

Рівняння (3.14) і є рівнянням Бернуллі для елементарної струминки ідеальної рідини при усталеному русі рідини, що відбувається під дією лише сил тяжіння. Запис рівняння Бернуллі у формі (3.13) є його механічною інтерпретацією.

5. Фізичне та геометричне його інтерпретування.

Геометрична і фізична (енергетична) інтерпретації рівняння Бернуллі

Рівняння Бернуллі (14) можна тлумачити з трьох точок зору; геометричної, фізичної (енергетичної) і механічної.

Геометрична інтерпретація (тлумачення) полягає в тому, що всі члени рівняння Бернуллі мають лінійну розмірність і, отже, можуть бути представлені відрізками відповідної довжини (рис. 5): z - висотою положення, p/γ — висотою тиску, або п'єзометричною висотою, $u^2/(2g)$ — швидкісною висотою, або швидкісним напором.

Сума висот положення, п'єзометричної і швидкісної для елементарної струминки ідеальної рідини постійна по довжині в умовах усталеного руху.

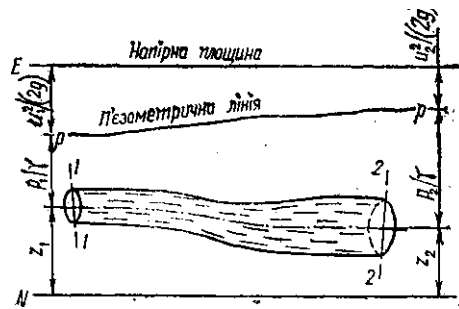


Рис. 3.5. Геометрична інтерпретація рівняння Бернуллі

Сума висот положення, п'єзометричної і швидкісної для елементарної струминки ідеальної рідини постійна по довжині в умовах усталеного руху.

Якщо відкласти суми $z + p/\gamma$, відповідні кожному перерізу елементарної струминки, від площини порівняння N-N і з'єднати кінці одержаних відрізків, то отримаємо п'єзометричну лінію p-p (рис. 3.5). Сума $z + p/\gamma$ називається п'єзометричним напором. П'єзометрична лінія показує зміну п'єзометричного напору по довжині струминки. Похил п'єзометричної лінії називається п'єзометричним похилом і визначається залежністю

$$\frac{\Delta(z + p/\gamma)}{\Delta l} = - \frac{(z_2 + p_2/\gamma) - (z_1 + p_1/\gamma)}{\Delta l}, \quad (3.15)$$

де Δl — відстань між перерізами.

П'єзометричний похил може бути додатним (коли поперечний переріз струминки по довжині зменшується) і від'ємним.

З фізичної (енергетичної) точки зору це рівняння є законом збереження енергії одиниці ваги рухомої ідеальної рідини.

Якщо взяти об'єм рідини масою Δm , то кінетична енергія цього об'єму становитиме $\Delta m u^2 / 2$; потенціальна енергія положення $\Delta m g z$; потенціальна енергія тиску $\Delta m g p / \gamma$.

У будь-який момент часу повна енергія об'єму рідини масою Δm становитиме суму потенціальної і кінетичної енергій

$$E = \Delta m g (z + p/\gamma) + \Delta m u^2 / 2. \quad (3.16)$$

Знайдемо повну питому енергію, тобто енергію, яка припадає на одиницю ваги протікаючої рідини. Для цього розділимо рівняння (6) на вагу об'єму $\Delta m g$

$$E = \frac{e}{\Delta m g} = z + p/\gamma + u^2 / (2g). \quad (3.17)$$

Рівняння Бернуллі для елементарної струминки в'язкої (реальної) рідини.

Завдяки в'язкості реальної рідини енергія елементарної струминки не лишається постійною, а зменшується в напрямі руху. Частина її витрачається на подолання внутрішнього тертя в рідині, тобто для елементарної струминки в'язкої рідини

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{u_1^2}{2g} > z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{u_2^2}{2g}. \quad \text{Якщо в праву частину нерівності додати втрати}$$

напору (енергії) на подолання внутрішнього тертя h_w , то одержимо рівняння Бернуллі для елементарної струминки в'язкої рідини

$$z_1 + \frac{p_1}{\nu} + \frac{u_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\nu} + \frac{u_2^2}{2g} + h_{\omega} . \quad (3.18)$$

Якщо відкласти від площини порівняння N—N суму $z + p/\nu$ (п'єзометричний напір), відповідну кожному живому перерізу елементарної струминки, і з'єднати кінці відрізків, то одержимо п'єзометричну лінію p—p. А якщо відкласти від площини порівняння суму $z + p/\nu + u^2/(2g)$, відповідну кожному живому перерізу елементарної струминки, і з'єднати кінці відрізків, то одержимо лінію повної питомої енергії E—E, яку ще називають енергетичною, або напірною, лінією. Падіння цієї лінії в напрямі руху характеризують гідравлічним похилом, або градієнтом втрати напору

$$I = \frac{h_{\omega}}{l} = \frac{e_1 - e_2}{l} = \frac{[z_1 + p_1/\nu + u_1^2/(2g)] - [z_2 + p_2/\nu + u_2^2/(2g)]}{l} . \quad (3.19)$$

Якщо падіння напірної лінії нерівномірне, то гідравлічний похил характеризує лише похил цієї лінії на даному відрізку елементарної струминки

$$I = -\frac{\Delta H}{\Delta l} = -\frac{\Delta[z + p/\nu + u^2/(2g)]}{\Delta l} . \quad (3.20)$$

Оскільки похил напірної лінії завжди величина додатна, то мінус в формулі (20) означає, що напір H по довжині елементарної струминки зменшується.

Для рівняння Бернуллі (3.14) існує ще й гідравлічна інтерпретація: сума трьох напорів — п'єзометричного $z + p/\nu$, швидкісного $u^2/(2g)$ і втраченого h_{ω} вздовж елементарної струминки в'язкої рідини - постійна.

На завершення слід нагадати, що сума $z + p/\nu + u^2/(2g) = H$ і називається повною питомою енергією, або повним гідродинамічним напором.

Лекція 4. Гідромеханічна подібність і режими течії рідини в трубах

План лекції

1. Режими течії реальної рідини
2. Розподіл швидкостей у живому перерізі потоку при ламінарному і турбулентному режимах
3. Втрати напору на довжині. Гідравлічний коефіцієнт опору. Зони опору.

1. Режими течії реальної рідини

Для практичного застосування рівняння Бернуллі необхідно навчитись визначати втрати енергії h_{ω} , а також з'ясувати причини їх існування.

Потоки рідини називаються подібними, якщо кожна фізична величина, що характеризує потік, знаходиться в однаковому відношенні для будь-яких точок рідини. Геометрична, кінематична і динамічна подоба. Фізичний зміст безрозмірних критеріїв подібності Рейнольдса і Фруда.

Розглянемо рівномірний рух рідини на ділянці потоку в руслі прямокутної форми поперечного перерізу (рис. 4.1). При рівномірному русі масові сили врівноважуються силами тертя, рівномірно розподіленими вздовж потоку. розподіленими вздовж.

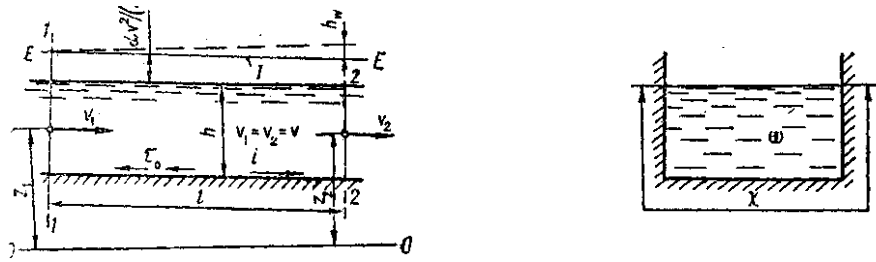


Рис. 4.1. Рівномірний рух у прямокутному руслі потоку

Сила тертя

$$T = \tau_0 \chi l, \quad (4.1)$$

де τ_0 — напруження тертя, рівномірно розподілене по стінках русла;

χ — довжина змоченого периметра; l — відстань, між перерізами 1—1 і 2—2.

Робота сили тертя в одиницю часу (потужність)

$$Tv = \tau_0 \chi l v. \quad (4.2)$$

За законом збереження енергії робота сил тертя повинна дорівнювати енергії, втраченій потоком рідини на подолання цих сил, тобто $e_{\text{втр}} = h_\omega$. Тоді енергія вагової витрати потоку, втрачена на подолання сил тертя,

$$E_{\text{втр}} = Gh_\omega = \gamma \omega v h_\omega, \quad (4.3)$$

де $G = \gamma Q = \gamma \omega v$ -вагова витрата потоку рідини.

Прирівняємо праві частини (4.1) і (4.2)

$$\tau_0 \chi l v = \gamma \omega v h_\omega;$$

після нескладних перетворень

$$\tau_0 / \gamma = R I, \quad (4.4)$$

де $R = \omega / \chi$ — гідравлічний радіус потоку рідини; $I = h_\omega / l$ — гідравлічний похил.

При рівномірному русі гідравлічний похил дорівнює похилу дна русла ($I = i$), тому вираз (4) можна записати як

$$\tau_0 / \gamma = R i. \quad (4.5)$$

Одержане рівняння є основним рівнянням рівномірного руху і описує по суті рівномірний розподіл сил тертя (втрат напору) по довжині потоку. Як показує досвід, розмір цих втрат обумовлюється режимом руху рідини. Режим руху залежить від способу руху частинок рідини у потоці і відповідних енергетичних затрат.

Про існування двох, принципово різних режимів руху рідини вперше було сказано німецьким інженером-гідротехніком Г. Хагеном (за різними джерелами 1839 або 1854 рік). У 1880 році Д. І. Менделєєв теж у своїх працях вказав на

наявність у природі двох режимів руху рідин. Експериментально цю думку підтвердив англійський фізик Осборн Рейнольдс (1883р.). До резервуара А з постійним рівнем рідини приєднана труба с плавним входом Е і регулюючим краном F діаметром d . Для наочності режиму руху в трубі до неї підведена трубка D від бачка В з фарбою, що має регулюючий кран С. Витрата вимірюється об'ємним способом за допомогою бачка G об'ємом V .

При малих відкриттях крана F середня швидкість руху рідини в трубі мала, і струминка фарби рухається паралельно стінкам (фрагмент 1 на рис. 5), тобто паралельними шарами. Такий режим руху рідини названий ламінарним (від латинського *lamina* — шар).

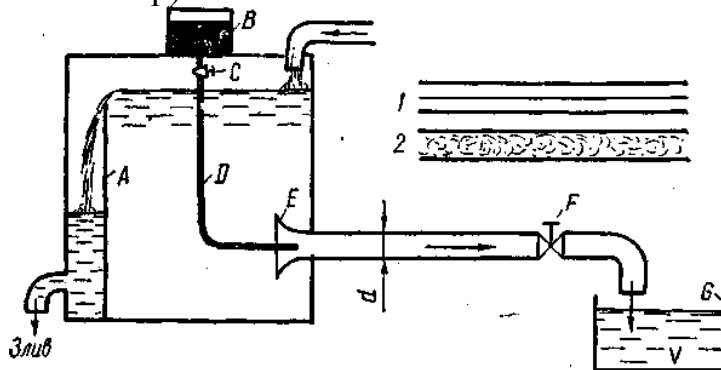


Рис. 4.2. Дослідна установка О. Рейнольдса

При поступовому збільшенні відкриття крана F струминка фарби починає викривлятися, а потім повністю змішуватись з протікаючою рідиною. В потоці помітне утворення вихорів по всьому перерізу труби (фрагмент 2 на рис.4.6). Цей режим руху носить назву турбулентного (від латинського *turbulentus*— безладний).

Досліди показують, що втрати напору різні за різних режимів руху і в загальному випадку описуються формулою

$$h_w = bv^m, \quad (4.6)$$

де b — коефіцієнт, що враховує вплив розмірів труби, властивості її стінок, вид рідини; m — враховує вплив середньої швидкості руху на втрати енергії.

Прологарифмуємо вираз (4.6)

$$\lg h_w = \lg b + m \lg v \quad (4.7)$$

Це - рівняння прямої лінії в логарифмічній системі координат. Ламінарному режимові руху відповідає відрізок АВ (рис.4.3), для якого $m = \lg \theta_1 = 1$, отже, втрати напору пропорційні середній швидкості у першому степені

$$h_w = bv \quad (4.8)$$

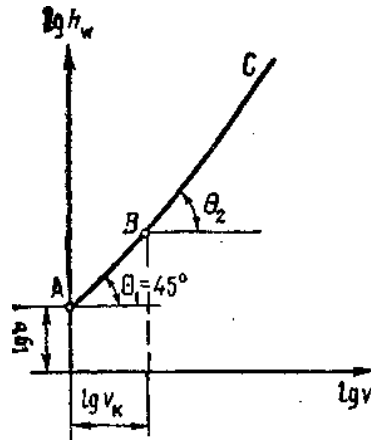


Рис. 4.3. Втрати напору при ламінарному і турбулентному режимах

Турбулентному режиму відповідає відрізок ВС, для якого $t = \tan \theta_2 = 1,75 \dots 2$, отже, втрати напору пропорційні середній швидкості в степені, більшому за одиницю

$$h_w = b v^{1,75 \dots 2} \quad (4.9)$$

Для визначення режиму руху використовують безрозмірну величину, яку називають числом Рейнольдса. Число Рейнольдса з фізичної точки зору є відношенням сил інерції до сил тертя.

За даними дослідів для напірного руху в круглих трубах, критичне число Рейнольдса, тобто таке число, при якому відбувається зміна режиму руху,

$$Re_k = v_k d / \nu = 2320. \quad (4.10)$$

де v_k — критична середня швидкість руху (рис. 3), d — діаметр трубопроводу, ν — кінематична в'язкість рідини. З виразу (10) одержимо формулу для визначення v_k

$$v_k = 2320 \nu / d. \quad (4.11)$$

Якщо $Re = v d / \nu < Re_k$, то режим руху ламінарний, якщо $Re > Re_k$ — турбулентний.

Режим руху можна встановити і за співвідношенням середніх швидкостей руху: ламінарним режим буде при $v < v_k$; турбулентним — при $v > v_k$:

Обчислюючи число Рейнольдса, інколи замість діаметра трубопроводу d використовують інший характерний лінійний параметр русла потоку, наприклад гідравлічний радіус R . Оскільки для круглої труби гідравлічний радіус $R = \omega / \chi = \pi d^2 / (4 \pi d) = d / 4$, то критичне число Рейнольдса

$$Re_k = v_k R / \nu = 580. \quad (4.12)$$

Із співвідношення між Re і Re_k за формулою (4.12) визначають режим руху рідини у відкритих потоках (каналах, ріках тощо).

2. Розподіл швидкостей у живому перерізі потоку при ламінарному і турбулентному режимах

За результатами досліджень при ламінарному режимі в трубопроводі максимальна швидкість потоку розміщена на осі, а переріз потоку площиною, що проходить через вісь труби, дає епюру швидкостей у формі квадратної параболи.

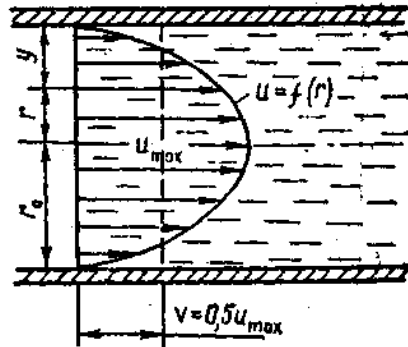


Рис. 4.4 Розподіл швидкостей в трубі при ламінарному режимі руху

Епюра швидкостей описується рівнянням, яке можна строго математично одержати, скориставшись основним рівнянням рівномірного руху і формулою Ньютона — Петрова

$$u = \frac{\gamma I}{4\mu} (r_0^2 - r^2). \quad (4.13)$$

де I - гідравлічний похил потоку, при рівномірному русі $I = i$ - похил дна русла; $\mu = \eta$ - динамічна в'язкість; r_0 - радіус труби; r — відстань від осі труби до точки, в якій визначається швидкість u .

З останнього виразу максимальна швидкість (на осі потоку, при $r = 0$)

$$u_{\max} = \frac{\gamma i}{4\mu} r_0^2. \quad (4.14)$$

Об'єм параболоїда обертання, утвореного епюрою швидкостей, дорівнює витраті ламінарного потоку;

$$V_{\text{нар}} = Q = \pi r_0^2 \frac{u_{\max}}{2} = \frac{\gamma \pi d}{8\mu} r_0^4. \quad (4.15)$$

Середня швидкість ламінарного потоку в трубі

$$\omega = \frac{Q}{\omega} = \frac{\gamma \pi / r_0^4}{8\mu \pi r_0^2} = \frac{\gamma R_0^2}{8\mu} = \frac{u_{\max}}{2}. \quad (4.16)$$

Як показують досліди, при турбулентному режимі руху вектор швидкості в кожній точці потоку змінюється як за величиною, так і за напрямом, тобто пульсує. Однак, якщо вимірювати якусь складову цього вектора в точці протягом певного часу T , то її значення практично постійне. Така швидкість називається осередненою. Вона визначається залежністю

$$\bar{u} = \frac{\text{площа } OABCDEO}{T} = \frac{1}{T} \sum_0^T u \Delta t, \quad (4.17)$$

де T — час осереднення.

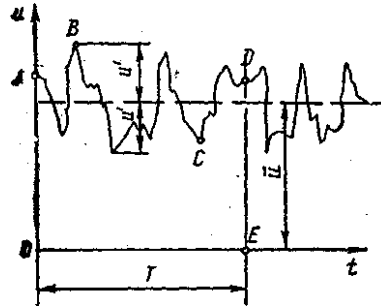


Рис. 4.5. Пульсація складової вектора швидкості в точці потоку при турбулентному русі

Різниця між миттєвим значенням складової швидкості u і її осередненим значенням $\bar{u}$ називається пульсаційною добавкою і позначається U

$$U' = U - \bar{U} \quad (4.18)$$

При турбулентному режимі руху ламінарний режим руху зберігається лише в тонкому пристінному шарі потоку товщиною δ , який називається ламінарною плівкою. Товщина ламінарної плівки

$$\delta \approx \frac{30}{\text{Re} \sqrt{\lambda}} d, \quad (4.19)$$

де λ - коефіцієнт гідравлічного тертя (коефіцієнт Дарсі); d - діаметр трубопроводу.

Розподіл швидкостей в трубопроводі при турбулентному режимі можна описати формулою

$$\frac{v - \bar{u}}{u_*} = 5.75 \lg \frac{r_0}{y} - 3.75, \quad (4.20)$$

де $v = Q/\omega$ — середня швидкість руху рідини в трубі;

$u_* = \sqrt{gRI}$ — динамічна швидкість, або швидкість дотичного напруження (це та швидкість, яку мала б рідина біля стінки при відсутності напруження тертя на стінці);

y — відстань від стінки труби до точки, в якій визначається швидкість.

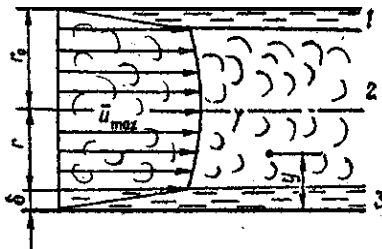


Рис.4.6. Розподіл швидкостей при турбулентному русі:

1- ламінарна плівка; 2 - турбулентне ядро; 3- стінка трубопроводу

Для формування в трубопроводі при турбулентному режимі руху відповідної йому епюри швидкостей необхідна довжина початкової ділянки від входу в трубопровід визначається формулою $l_{\text{поч}} = 0,64d \text{Re}^{0.25}$.

3. Втрати напору на довжині. Гідравлічний коефіцієнт опору. Зони опору.

1. Втрати напору по довжині трубопроводу при ламінарній і турбулентній течії
Відома формула Дарсі - Вейсбаха для визначення втрат напору по довжині потоку для труб круглого поперечного перерізу

$$h_l = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}$$

(4.21)

Формула (4) справедлива для будь-якого режиму руху. Замінивши в цих залежностях відповідно

$$\frac{\lambda l}{4R} = \lambda \frac{l}{d} = \zeta_l$$

їх можна привести до виду формули Вейсбаха:

$$h_l = \zeta \frac{v^2}{2g} \quad (4.22)$$

де ζ_l — коефіцієнт втрат напору по довжині.

Очевидно, що коефіцієнт гідравлічного тертя λ залежить від шорсткості стінок русла. Розрізняють відносну і еквівалентну шорсткості.

Відносна шорсткість — це відношення розрахункової висоти виступів шорсткості Δ до одного з лінійних параметрів русла: радіуса труби, діаметра труби чи гідравлічного радіуса, тобто $\Delta/r, \Delta/d, \Delta/R$

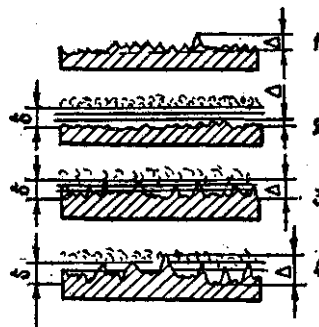


Рис. 4.7. Шорсткість стінок трубопроводу

1. Висота виступів шорсткості. 2. Гідравлічні гладкі стінки. 3. Перехідний режим.

4. Гідравлічні шорсткі стінки

Еквівалентна шорсткість Δ_e — це така рівномірно розміщена по поверхні і рівнозерниста шорсткість, втрати напору при якій дорівнюють втратам напору при дійсній шорсткості — нерівномірній і нерівнозернистій.

З гідравлічної точки зору, залежно від співвідношення між висотою виступів шорсткості Δ і товщиною ламінарної плівки δ стінки русел бувають гідравлічно гладкі — при $\Delta < \delta$; гідравлічно шорсткі — при

$\Delta > \delta$. При $\Delta \approx \delta$ говорять про перехід від гідравлічно гладких до гідравлічно шорстких стінок. Очевидно, що такий поділ чисто умовний, — одна й та ж стінка

русла залежно від швидкості руху рідини може бути і гідравлічно гладкою, і гідравлічно шорсткою.

Визначення коефіцієнта гідравлічного тертя (коефіцієнта Дарсі) при ламінарному і турбулентному режимах. Графік Нікурадзе.

Для того щоб можна було скористатись формулою Дарсі — Вейсбаха, необхідно знати коефіцієнт гідравлічного тертя λ . Залежно від швидкості руху рідини цей коефіцієнт може визначатися числом Рейнольдса, або лише відносною шорсткістю, або тим і другим разом. Визначенню коефіцієнта гідравлічного тертя присвячені праці багатьох вчених. Слід відзначити, що найбільш чіткі досліді з вивчення коефіцієнта гідравлічного тертя λ виконані Нікурадзе (1930...1933 рр.)

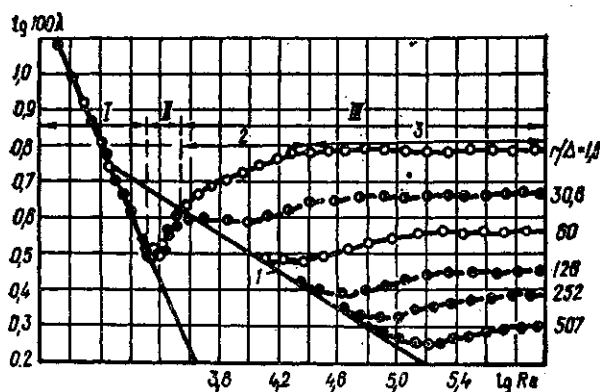


Рис 4.8. Графік Нікурадзе

Нікурадзе визначав λ в трубах з рівномірною і рівнозернистою шорсткістю, яку створював штучно наклеюванням на їх внутрішню поверхню піщинок однакового розміру. Він одержав графік. На графіку експериментальні точки розмістилися в трьох зонах. Зона I — це зона ламінарного режиму, де λ залежить лише від числа Рейнольдса. Залежність $\lambda = f(Re)$ для круглих труб може бути описана формулою Пуазейля

$$\lambda = 64 / Re \quad (4.23)$$

Якщо труби квадратні,

$$\lambda = 57 / Re \quad (4.24)$$

Зона II — перехідна від ламінарного до турбулентного режиму руху зона, де λ також залежить лише від числа

Рейнольдса і може бути визначена за формулою Френкеля

$$\lambda = 2,7 / Re^{0.53} \quad (4.25)$$

Зона III — зона турбулентного режиму руху. Ця зона може бути поділена на 3 області.

Лінія 1 — це область гладкостінного опору, де коефіцієнт гідравлічного тертя залежить лише від числа Рейнольдса і може бути визначений за формулою Блазіуса

$$\lambda = 0,3164 / Re^{0.25} \quad (4.26)$$

Область 2 — це область до квадратичного опору, де λ залежить і від числа Рейнольдса, і від відносної шорсткості, тобто $\lambda = f(\text{Re}, r/\Delta)$. Кожна крива на графіку відповідає певній шорсткості, а втрати напору $h_l = b v^{1.75..2}$. У цій області коефіцієнт λ можна визначити за формулою Альтшуля

$$\lambda = 0.11 \left(\frac{\Delta_e}{d} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0.25} \quad (4.27)$$

Область 3 — область квадратичного опору, коли $h_l = b v^2$. В цій області λ можна визначити за формулою Б. Л. Шіфрінсона

$$\lambda = 0.11 \left(\frac{\Delta_e}{\text{Re}} \right)^{0.25} = 0.114 \sqrt{\frac{\Delta_e}{\text{Re}}} \quad (4.28)$$

де Δ_e — еквівалентна шорсткість.

Поняття еквівалентної шорсткості було введено Кольбруком і Уайтом, які проводили досліди з визначення λ в трубах із заводською шорсткістю. Еквівалентну шорсткість ці вчені визначали за допомогою графіка Нікурадзе. За даними їхніх досліджень доквадратична область опору має місце при виконанні умови

$$10d/\Delta_e < \text{Re} < 500d/\Delta_e \quad (4.29)$$

При $\text{Re} > 500d/\Delta_e$ область опору квадратична.

Місцеві гідравлічні опори.

Місцеві втрати напору (енергії) в трубах і каналах виникають там, де є перешкоди на шляху потоку. При подоланні цих перешкод має місце значна деформація епюри швидкостей порівняно з рівномірним рухом рідини. До місцевих опорів належать запірна арматура (вентилі, засувки, крани, клапани), фасонні частини трубопроводів (коліна, розтруби, переходи, трійники, хрестовини тощо), сітки, фільтри і т. д. У відкритих руслах місцеві опори — це місця зміни поперечного перерізу русла, напряду, гідротехнічні споруди. Місцеві втрати напору прийнято визначати як частину швидкісного напору $v^2/(2g)$, причому швидкість v , як правило, береться за місцевим опором.

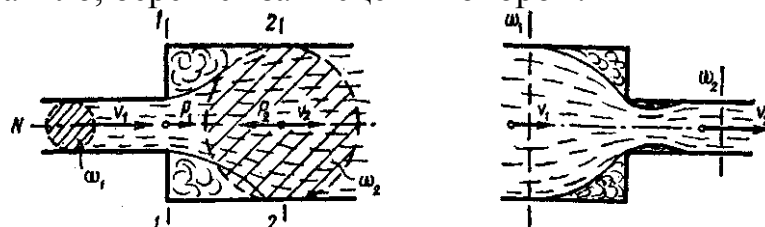


Рис. 4.9. Раптове розширення русла. Раптове звуження русла.

Ще близько 1840 р. Вейсбах запропонував формулу для визначення місцевих втрат напору.

$$h_m = \zeta_m \frac{v^2}{2g} \quad (4.30)$$

де ζ_m — коефіцієнт місцевого опору, який залежить від виду опору і наводиться в довідниках для квадратичної області опору, де він має постійне значення. Оскільки місцеві опори найрізноманітніші, то визначення коефіцієнтів місцевого опору теоретичним шляхом становить значні труднощі, тому їх знаходять експериментально.

Одним з прикладів теоретичного рішення може бути визначення коефіцієнта місцевого опору при раптовому розширенні русла. При раптовому розширенні потоку в трубопроводі від площі ω_1 і швидкості v_1 до площі і швидкості v_2 утворюються транзитний потік і кругова водоворотна зона. Місцева втрата напоруможе бути визначена за формулою (4.31):

$$h_{p.p} = \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g}, \quad (4.31)$$

тобто можна сказати, що втрата напору при раптовому розширенні русла дорівнює швидкісному напору, обчисленому по втраченій швидкості. Перетворивши (6), дістанемо

$$h_{p.p} = \left(\frac{v_1}{v_2} - 1 \right)^2 \frac{v_2^2}{2g}, \quad \text{але} \quad \frac{v_1}{v_2} = \frac{\omega_2}{\omega_1},$$

Тоді

$$h_{p.p} = \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} - 1 \right)^2 \frac{v_2^2}{2g}.$$

Відповідно одержимо, що

$$\xi_{p.p} = \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} - 1 \right)^2 \quad (4.32)$$

Цю формулу вивів французький фізик Жан Шарль Борда у 1766 р. Решта значень коефіцієнтів місцевих опорів наведена в довідковій літературі.

Тема 5. Гідравлічний розрахунок трубопроводів та каналів

План лекції

1. Класифікація трубопроводів. Гідравлічний розрахунок коротких та довгих трубопроводів. Розрахунок сифонного трубопроводу. Типи задач у разі розрахунку простих довгих трубопроводів.
2. Розрахунок довгих трубопроводів у разі послідовного та паралельного з'єднання. Визначення економічно найвигіднішого діаметра трубопроводу.
3. Рівномірний рух рідини в каналах і безнапірних водоводах. Гідравлічно найвигідніший профіль перерізу каналу. Допустимі швидкості руху води в каналах.
4. Типи задач, які зустрічаються під час розрахунку каналів.

1. Розрахунок коротких трубопроводів. Принцип складання опорів.

У гідравлічних розрахунках втрати напору обчислюються за формулою з використанням принципу додавання втрат напору. Він полягає в тому, що загальна втрата напору в гідравлічній системі дорівнює арифметичній сумі втрат напору, обумовлених різними місцевими опорами і опорами по довжині. При цьому необхідною є умова, щоб кожний місцевий опір проявив себе повною мірою. Ця умова виключає взаємний вплив місцевих опорів. Необхідна відстань між місцевими опорами і опорами по довжині. Необхідна відстань між місцевими опорами, для виключення їх взаємного впливу, коливається в межах (10...50) d , де d —діаметр трубопроводу між опорами.

Розглянемо гідравлічну систему, що складається з двох резервуарів з постійними рівнями рідини, з'єднаних трубопроводом. Трубопровід має дві ділянки різних діаметрів і довжин. Якщо скласти рівняння Бернуллі для еперізів 1—1 і II—II відносно площини порівняння О—О і розв'язати його, то одержимо $H = h_w$. Якщо тепер розписати значення правої частини за формулою (3.22), то одержимо

$$H = \zeta_{\text{вх}} \frac{v_1^2}{2g} + \lambda_1 \frac{l_1}{d_1} \frac{v_1^2}{2g} + \zeta_{\text{р.р}} \frac{v_2^2}{2g} + \lambda_2 \frac{l_2}{d_2} \frac{v_2^2}{2g} + \zeta_{\text{вих}} \frac{v_2^2}{2g}.$$

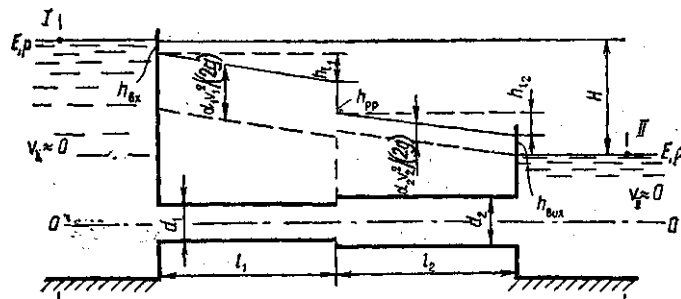


Рис.5.1. До визначення коефіцієнта опору системи

Використавши рівняння нерозривності і записавши v_1 через v_2 , одержимо

$$H = [\zeta_{\text{вх}} \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2 + \lambda_1 \frac{l_1}{d_1} \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2 + \zeta_{\text{р.р}} + \lambda_2 \frac{l_2}{d_2} + \zeta_{\text{вих}}] \frac{v_2^2}{2g}, \quad (5.1)$$

де вираз у квадратних дужках являє собою коефіцієнт опору системи ζ_c . для труб круглого поперечного перерізу $\omega_2 / \omega_1 = d_2^2 / d_1^2$, тоді

$$\zeta_c = \zeta_{\text{вх}} \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^4 + \lambda_1 \frac{l_1}{d_1} \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^4 + \zeta_{\text{р.р}} + \lambda_2 \frac{l_2}{d_2} + \zeta_{\text{вих}} \quad (5.2)$$

де $\zeta_{\text{вх}}, \zeta_{\text{р.р}}, \zeta_{\text{вих}}$ — відповідно коефіцієнти місцевих втрат напору на вхід у трубопровід, на раптове розширення і на вихід з трубопроводу; d_1, d_2 — діаметри ділянок трубопроводу; l_1, l_2 — довжини ділянок трубопроводу відповідних діаметрів; λ_1, λ_2 — коефіцієнти гідравлічного тертя на відповідних ділянках трубопроводу.

Отже, коефіцієнт опору системи є сумою коефіцієнтів опорів місцевих і по довжині, помножених на відношення четвертого степеня діаметра тієї ділянки трубопроводу, на якій визначається швидкісний напір, до діаметра кожної ділянки системи.

Таким чином, формулу можна записати у вигляді

$$H = \zeta_c \frac{v_2^2}{2g}, \quad (5.3)$$

З останнього рівняння знайдемо швидкість v_2

$$v_2 = \frac{1}{\sqrt{\zeta_c}} \sqrt{2gH} = \mu \sqrt{2gH},$$

де μ_c — коефіцієнт витрати системи.

Оскільки $Q = \omega_2 v_2$, то з урахуванням виразу $Q = \mu_c \omega_2 \sqrt{2gH}$.

2. Типи задач розрахунку простих довгих трубопроводів

Довгими називаються трубопроводи, при розрахунку яких нехтують місцевими втратами напору або враховують їх як частину (5...10 %) від поздовжніх втрат напору. Простим називається трубопровід без бокових відгалужень постійного діаметра. Для розрахунку довгих трубопроводів використовують формулу Дарсі — Вейсбаха, або залежності, одержані на основі її перетворення. Запишемо рівняння Дарсі — Вейсбаха

$$h_l = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} = \lambda \frac{l}{d} \frac{Q^2}{2g(\pi d^2/4)^2} = 0.083 \frac{\lambda}{d^5} Q^2 l.$$

В довгих трубопроводах втрати напору h_l ; часто позначають буквою H . Назвемо вираз $0.083 \lambda/d^5$ питомим опором трубопроводу і позначимо його буквою A , тобто

$$A = 0.083 \frac{\lambda}{d^5} \quad (5.4)$$

Питомий опір вимірюється в секундах у квадраті, розділених на метри в шостому степені (c^2 / m^6).

З урахуванням цього формула Дарсі — Вейсбаха набуває вигляду

$$h_l = H = A Q^2 l. \quad (5.5)$$

Позначимо опір даного трубопроводу через S

$$S = A l \quad (5.6)$$

і одержимо другу розрахункову формулу —

$$H = S Q^2. \quad (5.7)$$

Використовуючи поняття гідравлічного похилу, можна одержати третю розрахункову формулу — $I = \frac{h_l}{l} = \frac{H}{l}$.

Розв'яжемо рівняння відносно витрати Q (з урахуванням останньої формули)

$$Q = K \sqrt{I}, \quad (5.8)$$

де

$$K = \sqrt{I/A} \quad (5.9)$$

називають модулем витрати, або пропускною здатністю труби (одиниця СІ — $\text{м}^3/\text{с}$). Це поняття ввів К. М. Ігнатов у 1908 році.

Слід зазначити, що формулу (5) можна одержати на основі формули Шезі . Так, витрата при рівномірному русі

$$Q = \omega v = \omega C \sqrt{RI} = K \sqrt{I}, \quad (5.10)$$

де

$$K = \omega C \sqrt{R}.$$

При розрахунках часто користуються формулою

$$H = Q^2 l / K^2, \quad (5.11)$$

яка одержана з (5) підстановкою значення I і розв'язанням одержаного виразу відносно H . Порівнюючи формулу (5.4) з (5.6), можемо написати, що

$$S = l / K^2 \quad (5.12)$$

У довідниках значення λ , K , A , S приводяться для квадратичної області опору. Якщо область опору неквадратична, то табличні значення цих величин помножують на коефіцієнт β , і розрахункові формули набувають вигляду

$$H = \beta \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} = \beta A Q^2 l = \beta S Q^2 = \beta \frac{Q^2}{K^2} l, \quad (5.13)$$

$$\text{де } \beta = \lambda'' / \lambda = A' / A = S' / S = K^2 / (K')^2$$

Отже, $\lambda'' = \beta \lambda$; $A' = \beta A$; $S' = \beta S$; $K'^2 = \beta (K')^2$, де λ'' , A' , S' , K' відповідають дійсній області опору.

Значення коефіцієнта β залежать від матеріалу труб і середньої швидкості руху рідини.

Всі практичні задачі з розрахунку простих довгих трубопроводів можна звести до трьох типів:

I. Відомі діаметр трубопроводу d , втрати напору H , довжина трубопроводу l , матеріал труб. Необхідно визначити пропускну спроможність труби Q .

Розв'язують цей тип задач, використовуючи залежності у першому наближенні, вважаючи область опору квадратичною, визначають витрату $Q = \sqrt{H/(A\lambda)} = \sqrt{H/S} = K \sqrt{I}$; потім знаходять середню швидкість руху $v = Q/\omega = 4Q/(\pi d^2)$ і приймають значення β . Визначають витрату в другому наближенні: $Q = \sqrt{H/(\beta A\lambda)} = \sqrt{H/(\beta S)} = K \sqrt{I/\beta}$

II. Відомі d , l , Q , матеріал труб. Необхідно визначити H .

Визначають середню швидкість руху рідини $v = 4Q/(\pi d^2)$ і поправочний коефіцієнт β .

Визначають втрати напору за формулою (10), взявши з довідника значення λ , K , A чи S в залежності від діаметра і матеріалу труби.

111. Відомі H , l , Q , матеріал труб. Необхідно визначити діаметр трубопроводу d .

Вважаючи, що область опору квадратична, знаходять $A = H / (Q^2 l)$; $K = Q / \sqrt{I}$; $S = H / Q^2$.

По матеріалу труб і значеннях A , K або S визначають діаметр d . Як правило, приймають найближче більше стандартне значення d .

3. Розрахунок складних довгих трубопроводів

Одним з прикладів складного довгого трубопроводу є послідовне з'єднання трубопроводів різних діаметрів. Розглянемо його розрахунок (рис.5.2).

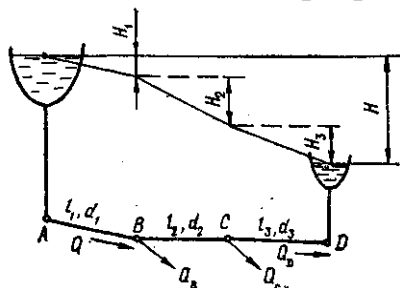


Рис. 5.2. Послідовне з'єднання довгих трубопроводів

Манометричний тиск у точках A і B можна умовно замінити тиском води, розміщеної в резервуарах з постійними рівнями в них, оскільки приймаємо лише усталений рух. Загальні втрати напорів на ділянці AD

$$H = H_1 + H_2 + H_3 = \sum_{i=1}^3 H_i \quad (5.14)$$

де H_1, H_2, H_3 — відповідно втрати напорів на ділянках AB, BC, CD .

Втрата напорів на кожній ділянці визначатиметься однією з розрахункових формул

$$H_i = \frac{Q_{pi}^2}{K_i^2} l_i = A_i Q_{pi}^2 l_i = S_i Q_{pi}^2 \quad (5.15)$$

де Q^{pi} — розрахункова витрата на ділянці трубопроводу. Для першої ділянки трубопроводу (AB) розрахункова витрата $Q_1 = Q$, для другої (BC) — $Q_2 = Q - Q_e$ третьої (CO) — $Q_3 = Q - Q_e - Q_c$, або

$$H = \frac{Q_1^2}{K_1^2} l_1 + \frac{(Q - Q_e)^2}{K_2^2} l_2 + \frac{(Q - Q_e - Q_c)^2}{K_3^2} l_3. \quad (5.16)$$

Якщо відбір у точках B і C відсутній, тобто $Q_e = 0, Q_c = 0$, залежність (5.17) спрощується

$$H = Q^2 \sum_{i=1}^n \frac{l_i}{K_i^2} = Q^2 \sum_{i=1}^n A_i l_i = Q^2 \sum_{i=1}^n S_i \quad (5.18)$$

де n — кількість ділянок трубопроводу різних діаметрів. На відміну від коротких трубопроводів при розрахунку довгих будують лише п'єзометричну лінію, бо швидкісний напір і місцеві втрати напорів становлять мізерну частину

від втрат напору по довжині і дуже малі в порівнянні з п'єзометричним напором у трубопроводі.

Паралельне з'єднання простих довгих трубопроводів. У цьому випадку загальна витрата, що проходить всіма трубопроводами,

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 = \sum_{i=1}^{n=3} Q_i \quad (5.19)$$

Втрати напору на кожному трубопроводі дорівнюють H . Тоді витрата на кожній ділянці може бути визначена формулою

$$Q_i = K_i \sqrt{I_i} = K_i \sqrt{\frac{H}{l_i}} = \sqrt{\frac{H}{A_i l_i}} = \sqrt{\frac{H}{S_i}} \quad (5.20)$$

Підставивши останній вираз у (16), одержимо

$$Q = \sqrt{H} \sum_{i=1}^n \frac{K_i}{\sqrt{l_i}} = \sqrt{H} \sum_{i=1}^n \frac{1}{\sqrt{A_i l_i}} = \sqrt{H} \sum_{i=1}^n \frac{1}{\sqrt{S_i}} \quad (5.21)$$

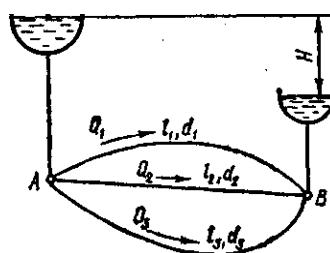


Рис.5 .3. Паралельне з'єднання довгих трубопроводів

Якщо значення Q , діаметри і довжини ділянок відомі, то можна визначити втрати напору H , а потім витрату кожної ділянки. Звичайно, в першому наближенні, необхідно вважати, що рух на кожній ділянці відбувається в квадратичній області опору і коефіцієнти $\beta_i = 1$, а потім зробити друге наближення.

3. Рівномірний рух рідини в каналах і безнапірних водоводах. Гідравлічно найвигідніший профіль перерізу каналу. Допустимі швидкості руху води в каналах.

Умови існування рівномірного руху в штучних руслах

Відкритим називається русло, в якому тече відкритий потік. Відкриті потоки зустрічаються і в природних руслах, і в штучних. До природних русел відносяться річки, струмки, морські протоки. Штучні русла — це канали різного призначення (меліоративні, судноплавні, каналізаційні, обводнювальні тощо), потоки.

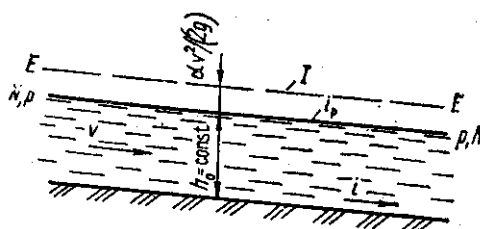


Рис. 5.4. Рівномірний рух в каналі

Визначення рівномірного руху дано в, тому тут лише констатуємо, що рівномірний рух можливий лише за умови, що постійними величинами є:

- 1) витрата по довжині трубопроводу $Q = \text{const}$;
- 2) форма і площа поперечного перерізу $w = \text{const}$;
- 3) похил дна русла $i = \text{const}$;
- 4) шорсткість стінок русла, тобто коефіцієнт шорсткості: $n = \text{const}$;

Місцеві гідравлічні опори повинні бути відсутні.

Порушення будь-якої з перелічених умов робить неможливим існування рівномірного руху.

При рівномірному русі гідравлічний, п'єзометричний та похил дна рівні тобто

$$I = i_p = i, \quad (5.22)$$

оскільки глибина постійна.

П'єзометрична лінія потоку $p-p$ співпадає з лінією вільної поверхні. Глибина потоку, який знаходиться в умовах рівномірного руху, називається нормальною глибиною і позначається h_0 а п'єзометрична лінія (лінія вільної поверхні) $p-p$ називається лінією нормальних глибин і позначається $N-N$.

Будівельні норми і правила рекомендують використання формули

$$C = \frac{1}{n} (27.5 - 300n) \lg R \quad (5.23)$$

Витрата в умовах рівномірного руху з використанням формули Шезі

$$Q = \omega v = \omega C \sqrt{Ri} \quad (5.24)$$

Досить часто в гідравлічних розрахунках використовують короткий запис формули

$$Q = K \sqrt{i} \quad (5.25)$$

$$\text{де } K = \omega C \sqrt{R} \quad (5.26)$$

витратна характеристика, або модуль витрати, має ту ж розмірність, що і витрата. (Нагадаємо, що коефіцієнт Шезі C вимірюється в $\text{м}^{0.5}/\text{с}$).

2. Шорсткість русел. Гідравлічні елементи поперечного перерізу каналів

Щоб скористатись формулами для визначення швидкісного коефіцієнта C , необхідно знати коефіцієнт шорсткості русла. Будівельні норми і правила рекомендують вибирати коефіцієнт шорсткості для каналів, що проходять в земляному руслі, в залежності від витрати, періодичності роботи.

Коефіцієнт шорсткості n каналів, що збудовані в скельовому ґрунті, залежить від чистоти обробки стінок русла:

Добре оброблена поверхня	0,02—0,025
Посередньо оброблена поверхня:	
без виступів	0,03—0,035
з виступами	0,04—0,045

Коефіцієнт шорсткості n облицьованих каналах залежить від виду облицьовування:

Бетонне добре оброблене	0,012—0,014
Бетонне грубе	0,015—0,017
Збірні залізобетонні лотки	0,012—0,015
Покриття з асфальтобітумних матеріалів	0,013—0,016
Обдерноване русло	0,03—0,035

Таблиця 1. Коефіцієнт шорсткості п зрошувальних каналів у земляному руслі

Витрата води в каналі, м ³ /с	Грунт русла	
	Зв'язний піщаний	Гравелисто-гальковий
>25	0.020	0.0225
1-25	0.0225	0.025
<1	0.025	-
Канали постійної мережі періодичної мрії	0,0275	-
Зрошувальні	0,03	-

Для каналів, виконаних методом вибуху, значення коефіцієнта шорсткості збільшуються на 10—20 % в залежності від розмірів доробки перерізів каналу коефіцієнт шорсткості знаходиться межах 0,025—0,033 до 0,20

4. Типи задач, які зустрічаються під час розрахунку каналів.

Розрахунок каналу трапеціального перетину

У практиці зустрічаються канали найрізноманітніших форм поперечного перерізу, але розглянемо найбільш поширені.

Канали трапецеїдального поперечного перерізу . Площа живого перерізу в таких каналах визначається за формулою

$$\omega = (b + mh)h \quad (5.27)$$

$$\omega = (\beta + m)h^2, \quad (5.28)$$

де b — ширина каналу по дну. (При $Q = 1 \dots 10$ м³/с рекомендується для трапецеїдальних каналів приймати такі значення b : 1,2; 1,5; 1,8; 2,0; 2,5; 3,0; 3,5; 4,0; 4,5; 5; 6; 7 м. При витратах $Q > 10$ м³/с значення ширини каналу по дну береться кратним 1,0 м, тобто 5; 6; 7 ... метрів); $t = \text{ctg } \theta$ — коефіцієнт укосу, або коефіцієнт закладення схилу; p — глибина наповнення каналу; $\beta = bh$ — відносна ширина каналу по дну.

Довжина змоченого периметра трапецеїдального каналу

$$\chi = b + 2h\sqrt{1 + m^2}, \quad (5.29)$$

$$\chi = (\beta + 2\sqrt{1 + m^2})h. \quad (5.30)$$

Ширина каналу зверху

$$B = b + 2mh. \quad (5.31)$$

Канали прямокутного поперечного перерізу є окремим випадком трапецеїдального каналу при $t=0$.

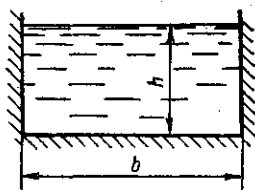


Рис. 5.5. Канал прямокутного перерізу

Отже, залежності для ω , χ можна одержати з формул

$$\omega = bh \quad (5.32)$$

$$\chi = b + 2h \quad (5.33)$$

Другим випадком трапецеїдального каналу при $b = 0$ є трикутна форма поперечного перерізу :

$$\omega = mh^2 \quad (5.34)$$

$$\chi = 2h\sqrt{1+m^2} \quad (5.35)$$

$$B = 2mh \quad (5.36)$$

Канали параболічного поперечного перерізу . В системі координат, лінія змоченого периметра описується рівнянням

$$x^2 = 2py, \quad (5.37)$$

де p — параметр параболі, м.

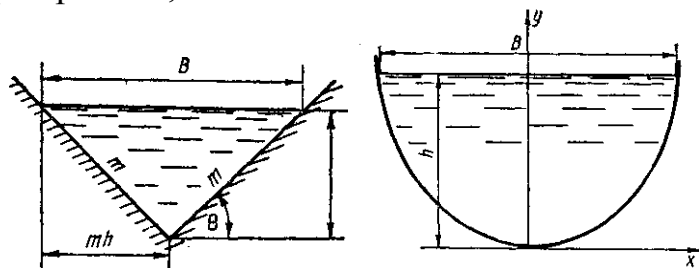


Рис.5.6. Русло каналу трикутного поперечного перерізу

Рис.5.7. Русло каналу з параболічним поперечним перерізом

Ширина каналу зверху

$$B = 2\sqrt{2py} = \sqrt{6ph} \quad (5.38)$$

Величина змоченого периметра визначається залежністю

$$\chi = p[\sqrt{2h/p(1+2h/p)} + \ln(\sqrt{2h/p} + \sqrt{1+2h/p})] \quad (5.39)$$

Площа живого перерізу

$$\omega = 2Bh/3 \quad (5.40)$$

Слід зауважити, що для полегшення визначення χ можна використовувати наближені формули:

$$\chi \approx B \quad \text{при } h/B \leq 0.15$$

$$\chi \approx B[2.66(h/B)^2] \quad \text{при } h/B \leq 0.33$$

$$\chi \approx 1,78h + 0,61B \quad \text{при } 0,33 < h/B < 2,0$$

$$\chi \approx 2h \quad \text{при } 2 < h/B$$

У практиці зустрічаються також різноманітні комбінації поперечних перерізів, наприклад, при великих витратах параболічний поперечний переріз може бути викопаний з прямолінійною вставкою.

Гідравлічно найвигідніший поперечний переріз каналів

Живий переріз каналу буде гідравлічно найвигіднішим у випадку, якщо при тій же площі ω матиме мінімальний змочений периметр. Це твердження випливає з аналізу формули витрати

$$Q = \omega C \sqrt{Ri} = \omega \frac{1}{n} R^y \sqrt{Ri}$$

З цього співвідношення видно, що при $\omega = \text{const}$ витрата максимальна, коли $R = R_{\max}$. Гідравлічний радіус $R = R_{\max}$, коли при $\omega = \text{const}$ змочений периметр χ буде мінімальним:

$R_{\max} = \omega / \chi_{\min}$, тобто площа тертя між потоком рідини і руслом повинна бути мінімальною,

З геометрії відомо, що мінімальний периметр при тій же площі має круг, отже, канал, виконаний у формі півкола, буде мати поперечний переріз з мінімальним периметром. Але спорудження такого каналу зв'язане з труднощами конструктивного характеру, та й більшість ґрунтів не мають належної стійкості. Виконати його можна лише з матеріалів достатньої міцності (залізобетон, дерево тощо).

Найбільш вживана форма поперечного перерізу в гідромеліоративній практиці — трапецеїдальна. Найменший периметр буде в трапеції, що є половиною правильного шестикутника описаного навколо півкола. Але кут нахилу бокової стінки каналу становитиме 60° , і жодний природний ґрунт в насиченому водою стані (крім скелястого) втримати такий кут не може. Тому при проектуванні коефіцієнт бокового укосу $m = \text{ctg } \theta$ вибирають, виходячи з виду ґрунтів ложа каналу. В такому разі задача визначення розмірів гідравлічно найвигіднішого перерізу трапецеїдального каналу зводиться до відшукування оптимального співвідношення $\beta = b/h$, при $\omega = \text{const}$ і заданому m .

Запишемо вирази для ω та χ

$$\omega = (\beta + m)h^2, \quad \chi = (\beta + 2\sqrt{1+m^2})h \quad (5.41)$$

При умові $\omega = \text{const}$ і $\chi_{\min}$ можна одержати співвідношення β для гідравлічно найвигіднішого поперечного перерізу

$$\beta_{Г.Н} = 2(\sqrt{1+m^2} - m) \quad (5.42)$$

Гідравлічний радіус такого перерізу

$$R_{Г.Н} = \frac{\omega_{Г.Н}}{\chi_{Г.Н}} = \frac{(\beta_{Г.Н} + m)h}{\beta_{Г.Н} + 2\sqrt{1+m^2}} = \frac{h}{2} \quad (5.43)$$

тобто в трапецеїдальному каналі гідравлічне найвигіднішого поперечного перерізу гідравлічний радіус дорівнює половині глибини.

При прямокутному руслі гідравлічне найвигідніший переріз відповідає співвідношенню $\beta_{г.н} = b/h = 2$, а в параболічному $\tau_{г.н} = h_{г.н} / p_{г.н} = 1,8856$.

Оскільки трапецеїдальні канали з гідравлічне найвигіднішим поперечним перерізом виходять вузькі й глибокі, то в практиці гідромеліоративного будівництва лише лотки, тунелі, акведуки та канали з залізобетонним кріпленням можуть виконуватись з таким перерізом.

Основні типи задач розрахунку каналів при рівномірному русі рідини

При розрахунку каналів на рівномірний рух, як правило, відомі коефіцієнт укосу t (вибирається в залежності від ґрунтів ложа каналу), коефіцієнт шорсткості p , похил дна каналу i , який стараються брати по можливості близьким до похилу місцевості, виходячи з умови мінімального обсягу земляних робіт. Тому задачі розрахунку каналів при рівномірному русі можна звести до основних чотирьох типів.

I. Відомі ширина каналу по дну b , глибина наповнення h , похил дна русла каналу i . Необхідно визначити витрату Q . Оскільки канал трапецеїдальний, то за формулою знаходять ω , за формулою — χ , за формулою R . За однією з формул визначають коефіцієнт Шезі C і за (5.4) — Q .

II. Відомі Q , b , t , p , i . Необхідно визначити глибину наповнення каналу в умовах рівномірного руху h^0 . Ця задача на відшукування нормальної глибини розв'язується методом послідовних наближень (метод підбору). Задаються значенням h^1 , обчислюють $\omega_1, \chi_1, R_1, C_1, O_1$. Якщо $Q_1 \neq Q$, то задаються значенням $h_2 \neq h_1$ і повторюють розрахунок. Після трьох невдалих спроб, коли $Q_i \neq Q$, будують графік $Q = f(h)$, з якого для відомого Q знімають значення h — воно буде дорівнювати нормальній глибині h^0 . Розрахунок ведуть, як правило, в табличній формі.

III. Відомі Q , t , p , i . Необхідно визначити b і h , тобто фактично запроектувати поперечний переріз трапецеїдального каналу. Оскільки рівняння (6.4) одне, а невідомих два, то задача неозначена. Тому для її розв'язання слід знайти одне з невідомих, виходячи з якихось інших умов. Наприклад, приймають ширину каналу по дну з умови зручності виконання землерийних робіт. У такому випадку задача зводиться до типу II.

IV, При відомих Q, m, n, i, v необхідно визначити b і h . У даному випадку можливе аналітичне розв'язання задачі в такій послідовності:

1) визначають площу живого перерізу $\omega = Q/v$;

2) знаходять швидкісну характеристику $w = C\sqrt{R} = v/\sqrt{i}$;

3) знаючи w , для заданого p знаходять R ;

4) оскільки $R = \omega / \chi = \omega / (b + 2h\sqrt{1+m^2})$, а з формули $b = \omega/h - mh$, то після деяких перетворень одержимо

$$h = \frac{\omega / R \pm \sqrt{\omega^2 / R^2 - 4\omega(2\sqrt{1+m^2} - m)}}{2(2\sqrt{1+m^2} - m)} \quad (5.44)$$

Після цього за формулою знаходять b .

Тема 6. Витікання рідини через отвори, насадки та перетікання через водозливи. Струменеві течії. Фільтрація

1. Витікання рідини через отвори та насадки за постійного та змінного напору. Визначення швидкості та витрат рідини.
2. Основний закон фільтрації.
Дебіт досконалого та недосконалого ґрунтового колодязя.

1. Витікання рідини через малі незатоплені отвори в тонкій стінці

У практиці витікання рідини через отвори і насадки зустрічається досить часто: під час спорожнення водосховищ, подавання пального в двигунах внутрішнього згоряння, наповнення і випорожнення резервуарів, шлюзів, у далекоструминному дощувальному устаткуванні, гідромоніторах, ежекторах тощо.

Коли швидкість витікання рідини в усіх точках отвору можна вважати однаковою, його називають малим. Це можливо, якщо вертикальний розмір отвору менше десятої частини діючого напору, тобто коли $d < 0.1H$ (круглий отвір) і $a < 0.1H$ (квадратний отвір).

Отвором у тонкій стінці називається отвір, зроблений в стінці товщиною $t < 3d$ (d — діаметр отвору). У цьому випадку струмина торкається лише змоченого ребра отвору.

Струмина, що точиться з отвору, внаслідок дії відцентрових сил стискується по всьому периметру. Це

спричинює творення стисненого перерізу струминки $C-C$, розміщеного приблизно на віддалі $0,5d$ від змоченої поверхні стінки. Рух рідини в стисненому перерізі можна вважати паралельноструминним.

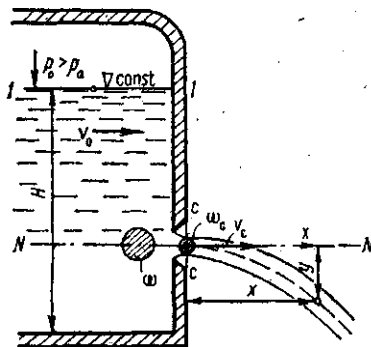


Рис. 6.1. Витікання рідини через малий отвір у тонкій стінці

Для одержання розрахункових о визначенню швидкості витікання через незатоплений малий отвір (коли рідина витікає в газовий простір з атмосферним

тиском) і витрати запишемо рівняння Бернуллі для двох перерізів (1-1 і С—С) відносно площини порівняння N-N:

$$Z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_c + \frac{p_c}{\gamma} + \frac{\alpha_c v_c^2}{2g} + h_w$$

Для першого перерізу $z_1 = H$, $p_1 = p_0$, $v_1 = v_0$, для другого $z_c = 0$, $p_c = p_a$,

$$h_w = \zeta_{T.C} \frac{v_c^2}{2g},$$

де $\zeta_{T.C}$ — коефіцієнт місцевого опору тонкої стінки; v_c — середня швидкість руху рідини в стисненому перерізі; v_0 — швидкість руху рідини в перерізі 1-1.

Тоді рівняння Бернуллі набуває вигляду

$$H + \frac{p_0}{\gamma} - \frac{p_a}{\gamma} + \frac{\alpha_1 v_0^2}{2g} = (\alpha + \zeta_{T.C}) \frac{v_c^2}{2g}$$

Позначимо ліву частину останнього виразу через H_0 , тобто

$$H_0 = H + \frac{p_0 - p_a}{\gamma} + \frac{\alpha_1 v_0^2}{2g},$$

Одержимо, що діючий напір

$$H_0 = (\alpha_c + \zeta_{T.C}) \frac{\alpha_1 v_0^2}{2g}. \quad (6.1)$$

Розв'язавши рівняння (6.1) відносно v_c , дістанемо

$$v_c = \frac{1}{\sqrt{\alpha_c + \zeta_{T.C}}} \sqrt{2gH_0} = \varphi \sqrt{2gH_0}, \quad (6.2)$$

$$\text{де } \varphi = \frac{1}{\sqrt{\alpha_c + \zeta_{T.C}}} \quad (6.3)$$

називається коефіцієнтом швидкості.

Витрата рідини через отвір $Q = \omega_c v_c$, але користуватись цією формулою незручно, тому що до неї входить площа стисненого живого перерізу струмینی ω_c .

Відношення площі ω_c до площі отвору ω називають коефіцієнтом стиснення:

$$\varepsilon = \omega_c / \omega \quad (6.4)$$

З урахуванням цього витрата через отвір

$$Q = \omega_c v_c = \omega \varepsilon v_c = \varepsilon \varphi \omega \sqrt{2gH_0} \quad (6.5)$$

Добуток коефіцієнта стиснення ε на коефіцієнт швидкості φ називають коефіцієнтом витрати отвору $\mu = \varepsilon \varphi$ вираз набуває вигляду

$$Q = \mu \omega \sqrt{2gH_0} \quad (6.6)$$

Якщо гідравлічна система відкрита і $p_0 = p_a$ то діючий напір H_0 визначається за формулою

$$H_0 = H + \frac{\alpha v_0^2}{2g} \quad (6.7)$$

де v_0 — швидкість підходу потоку до стінки, в якій зроблено отвір.

При малих значеннях v_0 швидкісним напором $\alpha v_0^2 / (2g)$ можна нехтувати, тоді $H_0 \approx H$ і формула (6) набуває вигляду

$$Q = \mu \omega \sqrt{2gH} \quad (6.8)$$

Якщо в центр ваги стисненого перерізу помістити початок координат, то координати x і y будь-якої точки по осі струмینی визначаються рівняннями;

$$\left. \begin{aligned} x &= v_c t; \\ y &= gt^2 / 2; \end{aligned} \right\} \quad (6.9)$$

Виключивши з системи рівнянь час t і підставивши v_c , одержимо

$$\varphi = \frac{x}{2\sqrt{H_0 y}}, \quad (6.10)$$

що дає можливість визначити коефіцієнт швидкості координатами будь-якої точки траєкторії струмینی. Для малого отвору при $Re > 10^5$ значення коефіцієнтів стають постійними: $\mu = 0,62$; $\varepsilon = 0,64$; $\varphi = 0,97$; $\zeta_{T.C} = 0,06$

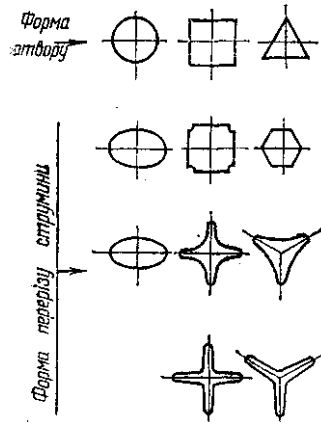


Рис. 6.2. Інверсія струмینی

При витіканні рідини через отвори спостерігають явище, яке називають інверсією струмینی, - зміну форми поперечного перерізу струмینی відносно форми отвору. Інверсія обумовлена різними швидкостями витікання окремих струминок і, більшою мірою, — силами поверхневого натягу. Якщо відстань від краю отвору до найближчої стінки менше трьох розмірів отвору в цьому напрямку, то при витіканні рідини має місце недосконале стиснення.

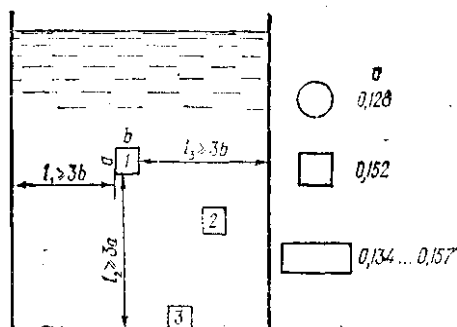


Рис. 6.3. Стиснення повне (1, 2) і неповне (3), досконале (1) і недосконале

Коефіцієнт витрати в такому випадку буде більшим і визначатиметься формулою

$$\mu_{H.C} = \mu[1 + 0.64(\omega/\Omega)^2], \quad (6.11)$$

де Ω — площа змоченої частини стінки, в якій зроблено отвір.

Якщо отвір прилягає до краю стінки, то при витіканні рідини має місце неповне стиснення. Коефіцієнт витрати

$$\mu_{H.П} = \mu[1 + cn/p], \quad (6.12)$$

де c — коефіцієнт, що залежить від форми отвору; p — частина периметру отвору, вздовж якої струмина не стискається; p — периметр отвору.

Витікання рідини через малі затоплені отвори в тонкій стінці

Затоплений отвір має місце тоді, коли струмина з нього витікає в заповнений рідиною простір.

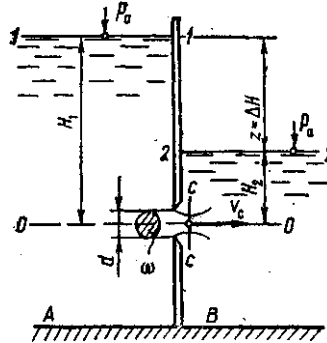


Рис. 6. 4. Витікання через малий затоплений отвір

Зв'язуючи рівнянням Бернуллі перерізи 1—1 і 2—2, одержимо

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_{\omega}, \quad (6.13)$$

де $z_1 = H_1$; $p_1 = p_2 = p_a$; $v_1 = v_2 \approx 0$; $z_2 = H_2$.

У результаті підстановки рівняння набуде вигляду

$$z = h_{\omega} \quad (6.14)$$

Втрати напору $h_{\omega} = h_1 + h_2$, де $h_1 = \zeta_{T.C} v_c^2 / (2g)$ — втрати напору на подолання опору тонкої стінки;

$h_2 = \alpha_c v_v^2 / (2g)$ — втрати напору на розширення струмини від розмірів стисненого перерізу до перерізу резервуара.

Підставивши ці величини в рівняння (6.13), одержимо $z = (\alpha_c + \zeta_{T.C}) \frac{v_c^2}{2g}$.

3. Різні типи насадків

Насадком називається коротка труба, втратами напору по довжині якої нехтують, враховуючи лише місцеві втрати напору. Зауважимо, що розглядатимемо витікання рідини через насадки в квадратичній області опору. Конструктивно довжина насадка повинна лежати в межах $3d \leq l_H \leq 7d$. Якщо

$l < 3d$, то струмина на виході насадка не заповнює весь переріз, і насадок практично працює як отвір. Якщо $l > 7d$, то вже потрібно враховувати втрати напору по довжині.

Розглянемо витікання рідини через зовнішній циліндричний насадок (насадок Вентурі) в атмосферу. Якщо скласти рівняння Бернуллі для перерізів 1—1 і 2—2 (рис. 6.5), то одержимо

$$H + \frac{\alpha v_0^2}{2g} = \frac{\alpha v^2}{2g} + \zeta_H \frac{v^2}{2g}$$

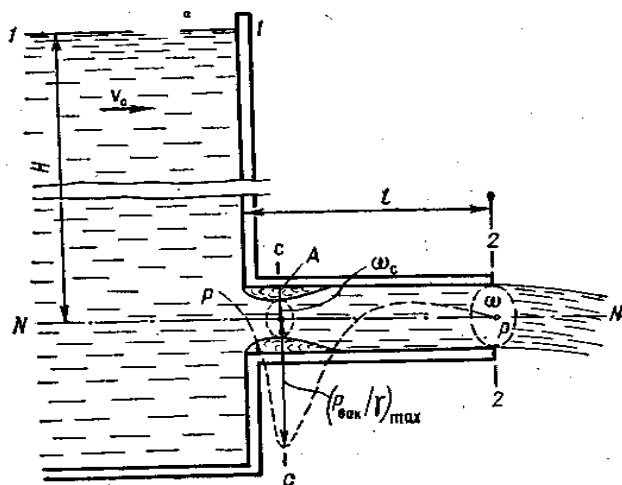


Рис. 6. 5. Витікання рідини через зовнішній циліндричний насадок в атмосферу

$$v = \varphi \sqrt{2gH_0} \quad (6.15)$$

де $\varphi = \frac{1}{\sqrt{\alpha + \zeta_H}}$ — коефіцієнт швидкості;

ζ_H - коефіцієнт опору насадка;

H_0 — повний напір над центром вихідного перерізу отвору;

v_0 швидкість підходу потоку до стінки, в якій зроблений отвір для насадка.

Оскільки вихідний переріз насадка повністю заповнений рідиною, то для цього перерізу коефіцієнт стиснення струмени $\varepsilon = 1$, тоді

$$Q = \omega v = \mu \omega \sqrt{2gH_0} \quad (6.16)$$

де $\mu = \varepsilon \varphi = \varphi$ — коефіцієнт витрати насадка;

ω - площа вихідного перерізу насадка.

Витікаюча через насадок рідина також утворює стиснений переріз завдяки дії відцентрових сил, але оскільки сполучення з атмосферою відсутнє, то навколо стисненого перерізу утворюється кругова водоворотна зона A . У цій зоні тиск менший від атмосферного, завдяки чому відбувається підсмоктування рідини з резервуара і витрата через насадок Вентурі буде суттєво більшою, ніж через отвір такого ж перерізу: $Q_H / Q_{отв} = \mu_H / \mu_0 = 0,82 / 0,62 = 1,34$, тобто витрата зростає на 34 %. В той же час швидкість на виході з насадка буде меншою: $v_H / v_0 = \varphi_H / \varphi_0 = 0,82 / 0,97 = 0,85$, тобто на 15 %, що пояснюється більшим опором.

Якщо скласти рівняння Бернуллі для перерізів С—С і 2—2, то можна одержали формулу для визначення розрідження в перерізі С—С:

$$\frac{p_c}{\gamma} + \frac{v_c^2}{2g} = \frac{p_a}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} + \zeta'_H \frac{v^2}{2g}.$$

Замінивши

$$\frac{p_a - p_c}{\gamma} = \frac{p_{BAK}}{\gamma} = h_{BAK}; \quad v_c = \frac{v}{\varepsilon} \quad \text{і} \quad v = \varphi \sqrt{2gH}$$

Одержимо

$$h_{BAK} = \frac{v^2}{2g} \left[\frac{1}{\varepsilon^2} - (1 + \zeta'_H) \right] = \varphi^2 H \left(\frac{1}{\varepsilon^2} - 1 - \zeta'_H \right), \quad (6.17)$$

де ζ'_H —коефіцієнт опору насадка між перерізами С—С і 2—2. При $\varepsilon = 0,64$; $\varphi = 0,82$; $\zeta'_H = 0,35$ одержимо

$$h_{BAK} \approx 0,74H. \quad (6.18)$$

Оскільки максимальне теоретичне розрідження обмежується атмосферним тиском, тобто 10 м вод. ст., то з формули (6.18) можна визначити максимальне теоретичне значення граничного напору: $H_{ep} = 10/0,74 = 13,5$ м вод. ст.

Практично $H_{ep} = 9$ м, $h_{BAK} = 7$ м. При витіканні під рівень $h_{BAK} = 0,74z - H_2$

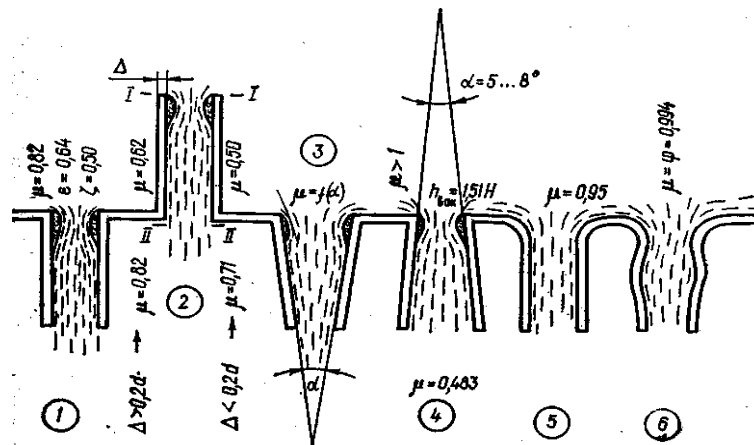


Рис. 6.6. Види насадків

Внутрішній циліндричний насадок (насадок Борда) цікавий тим, що його коефіцієнт витрати залежить від товщини стінок патрубку і від того, який переріз-насадка перед початком витікання був закритим.

Конічно-збіжний насадок використовують тоді, коли необхідно одержати струмину з великою кінетичною енергією, наприклад в гідромоніторах, пожежних брандспойтах, далекоструминних дощувальних установках.

Конічно-розбіжний насадок дає максимальну витрату струмини, але з малою кінетичною енергією і використовується, наприклад, в вогнегасниках, відсмоктувальних трубах гідротурбін. Коноїдальні насадки мають максимальні коефіцієнти витрати.

2.Основний закон фільтрації. Дебіт досконалого та недосконалого ґрунтового колодязя.Розрахунок кривих підпору і спаду при усталеному русі плоского ґрунтового потоку

Коефіцієнт фільтрації має розмірність швидкості і являє собою швидкість фільтрації при гідравлічному похилі

$$I = 1. \quad (6.19)$$

Дійсно, швидкість фільтрації

$$u = Q / \omega = kI \quad (6.20)$$

Це і є формула Дарсі. Швидкість фільтрації пропорційна гідравлічному похилу в першому степені, бо рух відбувається при ламінарному режимі.

Швидкість фільтрації — це фіктивна швидкість, яку мали б частинки рідини, коли б рух останньої відбувався не тільки через пори ґрунту, а через всю площу поперечного перерізу, як через суцільне середовище. В дійсності швидкість руху частинок рідини $u' = Q / \omega'$, де ω' — площа пор (шпаринок) в перерізі фільтраційного потоку.

Відношення $\omega' / \omega = p < 1$ є відношенням об'єму пор в ґрунті до об'єму ґрунту і називається коефіцієнтом, об'ємної пористості ґрунту. Для однорідного ґрунту відношення об'ємів можна замінити відношенням площ, що й зроблено вище. Тоді

$$\omega' = \omega p, \quad u' = Q / \omega p = u / p \quad (6.21)$$

Досліди показують, що рух ґрунтових вод відповідає закону Дарсі лише при числах Рейнольдса для фільтраційного потоку, якщо

$$Re = \frac{ud}{\nu p^{1/2}} < 5 \quad (6.22)$$

де ν — кінематична в'язкість; d — середній діаметр частинок ґрунту.

Повільно і різкозмінний рух ґрунтових вод. Рівномірна фільтрація. Виділимо в повільнозмінному ґрунтовому потоці два живих перерізи (1—1 і 2—2) на нескінченно малій відстані Δl один від другого.

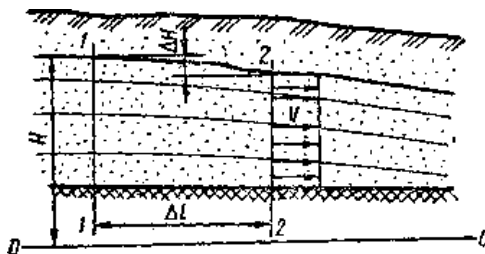


Рис.6.7. Особливості повільнозмінного руху ґрунтових вод

Живі перерізи вважаємо плоскими, а тиск в площинах живих перерізів — розподілений за гідростатичним законом. Для всіх точок живого перерізу 1—1 можна записати, що

$$H = z + \frac{p}{\gamma} + \frac{\alpha v^2}{2g} \approx z + \frac{p}{\gamma}$$

Тоді для будь-якої лінії течії буде спостерігатись одне і те ж падіння напору — ΔH на відстані Δl . З іншого боку, при повільнозмінному русі Δl можна вважати постійною величиною незалежно від вибраної лінії течії. Тоді

$$u = -k\Delta H / \Delta l = \text{idem}^*, \quad (6.23)$$

тобто при повільнозмінному русі гідравлічний похил і місцева швидкість фільтрації для всіх точок перерізу фільтраційного потоку постійні. Отже, епюра швидкостей матиме форму прямокутника. Тому середня швидкість фільтрації v дорівнює швидкості фільтрації u :

$$v = -k\Delta H / \Delta l = kl \quad (6.24)$$

Формулу (6.24), яка є окремим випадком формули Дарсі, запропонував у 1863 р. Дюпюї.

При різкозмінному русі має місце кривизна ліній течій, і жизі перерізи фільтраційного потоку не можна вважати плоскими. Неоднакові будуть і відстані Δl вздовж кожної лінії течії. Тому в цьому випадку гідравлічний похил $I = -\Delta H / \Delta l$ і швидкість фільтрації $u = kI$ залежать від координат точки в живому перерізі фільтраційного потоку.

Рівномірна фільтрація є окремим випадком повільнозмінного руху ґрунтових вод, коли лінії течії паралельні між собою і водотриву. Гідравлічний похил I по довжині потоку постійний і дорівнює похилу водотриву i . При безнапірному рівномірному русі глибина ґрунтового потоку називається нормальною глибиною і позначається h_0 , як і у відкритих потоках.

Коефіцієнт фільтрації та методи його визначення

Коефіцієнт фільтрації чисельно дорівнює швидкості, при ухилі, рівному одиниці:

$$v = kJ \text{ при } J=1; k=v.$$

Одиниця виміру коефіцієнта фільтрації см/с або м/с. Розмірність $[L/T]$.

Для визначення коефіцієнта фільтрації в лабораторних умовах використовується установка Дарсі (рис.6.8).

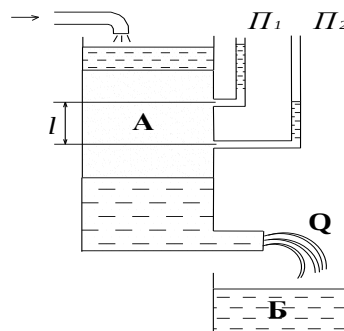


Рис.6.8

Установка Дарсі заповнюється випробуваним ґрунтом. Втрати напору визначаються двома п'єзометрами П1 і П2. Витрати, що проходить через випробуваний ґрунт визначається за формулою:

$$Q = k\omega J = k\omega \frac{h_1 - h_2}{l} = k\omega \frac{h_1 - h_2}{l} \quad (6.25)$$

де , h_1 , h_2 – показання пьезометра. Звідси

$$k = \frac{Ql}{\omega(h_1 - h_2)} \quad (6.26)$$

Витрата фільтрату визначається за допомогою мірної ємності Б.

З допомогою установки можна визначити тільки наближене значення коефіцієнта фільтрації ґрунту в його природному заляганні.

Дебіт досконалого та недосконалого ґрунтового колодязя.

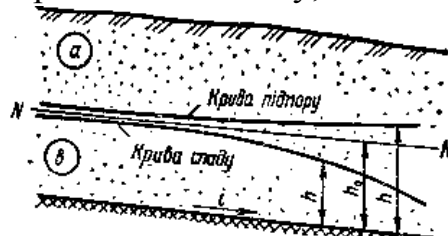
Середня швидкість i витрата $v = ki$, $Q = \omega_0 ki$, (6.27)

де ω_0 — площа перерізу фільтраційного потоку при рівномірному русі.

Ґрунтові потоки, як правило, мають значну ширину, тому часто слід розглядати їх як плоскі (тобто потоки, в яких $b \gg h_0$). Для плоского ґрунтового потоку $\omega_0 = bh_0$, і формулу (10.8) можна перетворити у

$$q = kh_0 i, \quad (6.28)$$

де $q = Q/b$ — питома витрата фільтраційного потоку; b — ширина фільтраційного



потоку.

Рис. 6. 7. Форми кривих депресії при $i > 0$.

Розрахунок кривих підпору і спаду при усталеному русі плоского ґрунтового потоку дає значення:

Розрахунок кривих депресії ведуть за такими рівняннями: при $i > 0$

$$l_{1-2} = \frac{h_0}{i} \left(\eta_2 - \eta_1 + 2,3 \lg \frac{\eta_2 + 1}{\eta_1 + 1} \right) \quad (6.29)$$

при $i = 0$

$$l_{1-2} = \frac{k}{2q} (h_1^2 - h_2^2) \quad (6.30)$$

при $i > 0$

$$l = \frac{h_0'}{|i'|} \left(\eta_1 - \eta_2 + 2,3 \lg \frac{\eta_2 + 1}{\eta_1 + 1} \right) \quad (6.31)$$

Тема 7. Гідравлічні машини

1. Загальні відомості. Призначення і класифікація гідромашин. Напір, потужність та к. к. д. насоса.
2. Основи теорії лопатевих насосів. Відцентрові насоси та їх характеристики; Подібність лопатевих машин.
3. Насосні установки. Робота відцентрового насоса на трубопроводі.
4. Регулювання подачі. Паралельне та послідовне з'єднання насосів. Робота насоса на мережу.

1. Загальні відомості. Призначення і класифікація гідромашин. Напір, потужність та к. к. д. насоса.

В різних областях народного господарства, включаючи і сільськогосподарське водопостачання, служать для перетворення механічної енергії двигуна в енергію потоку рідини (насоси) або енергії потоку рідини в механічну енергію (гідравлічні двигуни).

Гідравлічні машини підрозділяють на лопатеві (відцентрові й осьові насоси, гідравлічні турбіни і т.п.) і об'ємні, діючі за принципом витиснення рідини (поршневі, роторні й інші насоси). До гідравлічних машин відносять також деякі спеціальні водопідйомні пристрої: а) гідравлічні тарани, дія яких заснована на використанні тиску, що виходить при спеціально створюваному гідравлічному ударі; б) ерліфти, у яких для підйому води зі шпар використовується стиснене повітря; в) водоструминні насоси (ежектори), підйом рідини в які здійснюється шляхом використання кінетичної енергії струменя.

Класифікація конструкцій відцентрових насосів

Застосовувані в сільському господарстві типи відцентрових насосів розрізняють по конструктивних ознаках і експлуатаційних умовах роботи.

По створюваному напору відцентрові насоси розділяють на низьконапірні ($H < 20$ м), середнього напору ($20 < H < 60$ м) і високого напору ($H > 60$ м).

По числу робочих коліс, з'єднаних послідовно, розрізняють насоси одноступінчаті, двоступінчасті і багатоступінчасті, а з'єднаних паралельно насоси здвоєні, строєні і т.д.

По способі відводу води з робочого колеса в нагнітальну трубу бувають насоси без направляючого апарата і насоси з направляючим апаратом. По розташуванню вала розрізняють горизонтальні і вертикальні насоси.

Крім того, по числу обертів робочого колеса відцентрові насоси розділяють на тихохідні, нормальної швидкохідності.

Найбільш розповсюдженим типом відцентрового насоса в даний час є насос з горизонтальним валом, безпосередньо з'єднаний із двигуном і спіральним кожухом. Насоси такого типу мають високим к.к.д. Насоси на вертикальному валу використовуються головним чином для відкачки рідин із глибоких ям.

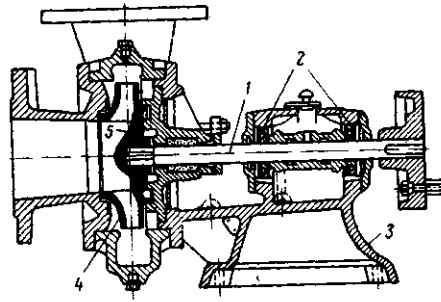
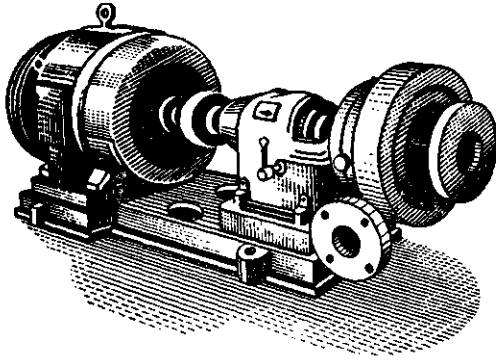


Рис.7.1. Конструкція консольного відцентрового насоса з електродвигуном

Мал.7.2. Схема з одностороннім підводом води

підшипниками 2 закріплений на станині насоса 3, відлитої з чавуна. Робоче колесо насоса 4 розміщено на кінці вала. Розвантаження (зрівноважування) осьового тиску здійснюється за допомогою отвору (його місце розташування показано на мал. 2 позицією 5). Вал насоса виготовлений з високоякісної кованої сталі, а корпус його відлитий з чавуна. Робоче колесо виготовлене з бронзи.

Одноступінчаті консольні відцентрові насоси випускаються продуктивністю от 14 до 150 л/сек і напором от 15 до 90 м.

На мал.7.3 показана конструкція одноступінчатого горизонтального відцентрового насоса з двостороннім входом води. Насоси подібної конструкції створюють напір от 40 до 70 м. Корпус насоса відлитий з чавуна. Верхня частина корпусу 1 знімна, а нижня частина 2 нерухомо закріплена на бетонному фундаменті. Вал насоса 3 спирається на два підшипники 4. Підшипники можуть бути кульковими з кільцевим змащенням. У деяких випадках підшипники забезпечуються пристосуваннями для примусової циркуляції оливи і для водяного охолодження. Вкладиші підшипників заливаються бабітом. Насос з'єднується з електродвигуном муфтою 5.

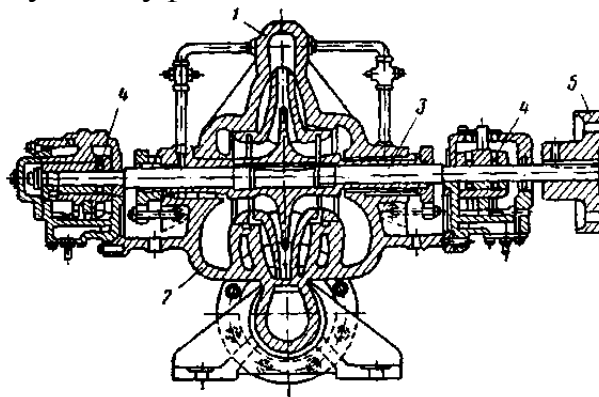


Рис. 7.3 Конструкція одноступінчатого горизонтального відцентрового насоса з двостороннім входом води .

Заводи серійно випускають насоси різних типів, призначені для перекачування води і інших рідин.

Вибір типу насоса залежить від режиму роботи системи водопостачання, заданого витрати і висоти підйому води. Перед вибором типу насоса складається схема насосної установки із зазначенням усіх відомих розмірів і даних. Схема

установки повинна бути компактною, зручною для експлуатації й обґрунтована техніко-економічними розрахунками.

За складеною схемою насосної установки і заданій витраті визначаються основні параметри насоса: висоти усмоктування і нагнітання, повний напір, корисна потужність насоса і т.д. Потім за допомогою спеціальних таблиць або графіків підбираються тип і марка насоса.

Марка насоса позначається цифрами і буквами, що характеризують розміри, швидкість і інші технічні показники насоса. Так, марка 18Ндс означає: 18 — розмір діаметра вхідного патрубку в мм, зменшений у 25 разів (тобто в дійсності діаметр цього патрубка дорівнює 450мм), Н - насос, Д — двосторонній вхід рідини в насос, з — напір - середній; марка 8К.-18 означає: 8 — розмір діаметра вхідного патрубку в мм, зменшений у 25 разів, К — консольний тип, 18 — величина коефіцієнта швидкохідності, зменшена в 10 разів (тобто в дійсності коефіцієнт швидкохідності дорівнює 180 об/хв); марка 40Прв-60 означає: 40 — розмір діаметра робочого колеса в мм, зменшений у 25 разів, Пр — пропелерний, В — вертикальний, 60 — величина коефіцієнта швидкохідності, зменшена в 10 разів; марка 14М12Х4 означає: 14—розмір діаметра вхідного патрубку в мм, зменшений у 25 разів, М — багатоступінчастий, 12 розмір--величина коефіцієнта швидкохідності, зменшена в 10 разів, 4 — число робочих коліс насоса і т.д.

Принцип роботи

Відцентрові насоси є однією з найбільш розповсюджених конструкцій лопатевих гідравлічних машин, що служать для підйому і переміщення рідин. Завдяки тому, що ці насоси мають високий к.к.д., мають досить просту конструкцію, характеризуються рівномірною подачею рідини, можуть бути безпосередньо з'єднані з електродвигунами, мають широкий діапазон продуктивності і напору і, нарешті, не вимагають складного підходу при експлуатації, вони одержали широке поширення в народному господарстві, зокрема в сільськогосподарському водопостачанні.

Відцентровий насос (Рис.7.4) складається з робочої камери 1 і вільно обертового в ній робочого колеса, що насаджено на вал і поміщено в спіральний кожух 2. До двох патрубків кожуха 3 і 4 приєднуються усмоктувальна 5 і нагнітальна 6 труби. Усмоктувальна труба має сітку 7 і зворотний клапан 8.

Робоче колесо відцентрового насоса являє собою цільну деталь, відлиту з чавуна або бронзи. Це колесо складається з двох дисків, між якими поміщені вигнуті лопасті, що утворюють канали.

Принцип дії відцентрового насоса полягає в наступному. Робоче колесо, насаджене на вал, обертається з великою кутовою швидкістю, при цьому рідина, залита (через лійку з краном) у насос перед пуском, захоплюється лопатами і під дією відцентрових сил протікає по каналах від центра колеса до його периферії, а потім витісняється по спіральному кожусі в нагнітальну трубу 6. При витисненні рідини з робочого колеса в центральній його частині створюється розрідження (вакуум), унаслідок чого сюди з колодязя (резервуара) по усмоктувальній трубі надходить рідина в обсязі, рівному витиснутому з робочого колеса рідини. Таким шляхом відбувається безперервне переміщення рідини в насосі.

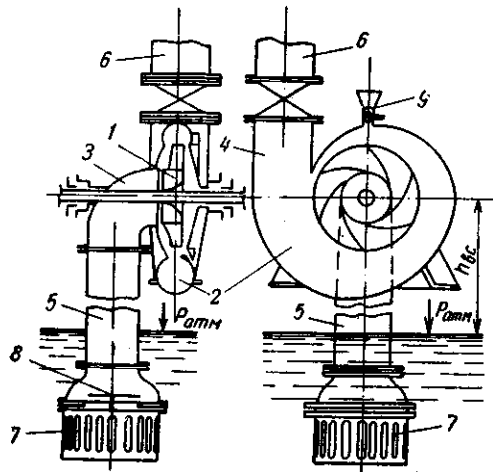


Рис. 7.4. Схема
відцентрового насоса

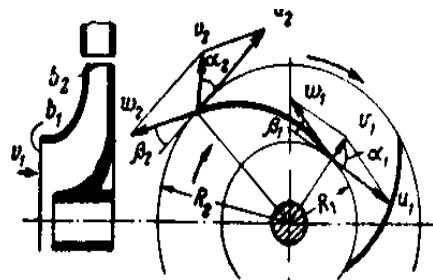


Рис. 7.5. Схема робочого
колеса

Для більш глибокого вивчення принципу дії відцентрового насоса розглянемо характер руху рідини в робочому колесі. Потік рідини, що рухається між лопатами відцентрового насоса, характеризується величиною і напрямком абсолютних швидкостей у всіх його точках. Величина абсолютної швидкості v кожної частки рідини в області колеса являє собою геометричну суму відносної швидкості w і переносної швидкості u з паралелограма швидкостей. При незначній ширині колеса і досить великому числі лопат рух рідини в каналах між лопастями звичайно розглядають як паралельноструминне, а рух рідини в області колеса — як осьосиметричне.

У відцентровому насосі усмоктування рідини здійснюється внаслідок утворення вакууму в усмоктувальній трубі й у робочій камері насоса. Величина цього вакууму повинна бути достатня для підйому води з колодязя на висоту $h_{вс}$ (відстань от рівня води в колодязі до осі колеса насоса), для подолання гідравлічних опорів в усмоктувальній лінії $h_{пот \cdot вс}$, а також для забезпечення руху потоку в усмоктувальній трубі з необхідною швидкістю. Вертикальна відстань от рівня води в колодязі до осі колеса насоса називається геометричною висотою усмоктування $h_{вс}$.

Явище кавітації та методи боротьби з нею

При роботі насоса в усмоктувальній трубі відбувається зниження тиску до величини $p < p_{атм}$. При досягненні величиною p тиску паротворення усмоктуваної рідини $p_{п}$ почнеться утворення парів (холодне скипання), що порушує нормальну роботу насоса. Отже, мінімальний тиск у насосі повинен бути вище тиску паротворення усмоктуваної рідини. Величина тиску паротворення води залежить від температури

Температура в °С. . . 5 10 20 30 40 50 60 70 80 90 100

$p_{п}$, м вод. ст. . . . 0,09 0,12 0,24 0,43 0,75 1,25 2 3,17 4,8 7,1 10,33

Повна питома енергія потоку при вході в усмоктувальну трубу (перетин 1-1), рівна

$$\mathfrak{Z}_1 = \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g}, \quad (7.1)$$

повинна забезпечувати подолання всіх гідравлічних опорів на вході і рух рідини зі швидкістю v_1 без зниження тиску до величини, при якій може початися скипання рідини. Для цього тиск в насосі повинен перевищувати тиск

$$\Delta H = \mathfrak{Z}_1 - \frac{p_n}{\gamma} = \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} - \frac{p_n}{\gamma}.$$

паротворення на величину

Звідси значення кінетичної енергії $(v_1)^2/2g$ дорівнює

$$\frac{v_1^2}{2g} = \Delta H - \frac{p_1}{\gamma} + \frac{p_n}{\gamma}. \quad (7.2)$$

Підставляючи це вираження для кінетичної енергії в залежність для геометричної висоти усмоктування, одержимо

$$h_{\text{вс}} = \frac{p_{\text{атм}}}{\gamma} - \frac{p_1}{\gamma} - h_{\text{пот.вс}} - \Delta h - \Delta H + \frac{p_1}{\gamma} - \frac{p_n}{\gamma} = \frac{p_{\text{атм}} - p_n}{\gamma} - h_{\text{пот.вс}} - \Delta h - \Delta H. \quad (7.3)$$

Для забезпечення надійної роботи насоса величину надлишкового тиску H звичайно перемножують на коефіцієнт запасу $\phi = 1,2-1,4$. Тоді вираз для так названої «критичної» (максимально припустимої) висоти усмоктування приймає вид

$$h_{\text{вс}} = \frac{p_{\text{атм}} - p_n}{\gamma} - h_{\text{пот.вс}} - \Delta h - \phi \Delta H.$$

Явище кавітації, що виникає в лопаточному просторі робочого колеса у випадку, якщо тиск при вході на лопасті робочого колеса знижується до тиску паротворення усмоктуваної рідини, полягає в наступному. З рідини виділяються пухирці пари, що захоплюються потоком і, потрапляючи в область підвищеного тиску, зникають у результаті конденсації. Нескінченно малі обсяги, що звільнилися в результаті конденсації пухирців пара, миттєво заповнюються частками навколишньої рідини, у результаті чого виникають місцеві удари з місцевими підвищеннями тиску до 1000 ат і більш. Усе це також спостерігається при кавітації, ерозія металу сприяє руйнуванню лопастей робочого колеса. Кавітація, що супроводжується характерним шумом і тріском усередині насоса, приводить до зниження к.к.д. насоса і напору, викликаючи іноді вібрацію установки. По-цьому кавітація при роботі насоса неприпустима і висота усмоктування повинна забезпечувати її відсутність.

Необхідний для усунення можливості виникнення кавітації мінімальний надлишковий тиск усмоктування H визначається залежністю

$$\Delta H = \sigma H, \quad (7.4)$$

де σ - коефіцієнт кавітації, визначений дослідним або теоретичним шляхом;
 H - напір, що розвивається насосом.

Таким чином, найбільша (гранична) висота усмоктування не повинна перевищувати величини

$$h_{\text{вс}} = \frac{p_{\text{атм}} - p_{\text{в}}}{\gamma} - h_{\text{пот.вс}} - \sigma H. \quad (7.5)$$

Коефіцієнт кавітації σ можна визначити по наступній емпіричній формулі

$$\sigma = \left(\frac{n_s}{560} \right)^{4/3}, \quad (7.6)$$

де n_s - коефіцієнт швидкохідності робочого колеса насоса.

Для запобігання насосів від шкідливого впливу кавітації між лопатками канали робочих коліс повинні мати обтічну форму і гладку поверхню. Крім того, робоча частина насосів виготовляється з високоякісного матеріалу і покривається захисними покриттями, наприклад, твердими сплавами.

2. Основи теорії лопатевих насосів. Відцентрові насоси та їх характеристики. Подібність лопатевих машин.

Розглянемо один з каналів робочого колеса (див. Мал. 7.5). Допустимо, що рух рідини в каналі з паралельними струменями. У входу в робоче колесо (у перетині b_1) рідина рухається з абсолютною швидкістю v_1 .

Робоче колесо, що складається, як уже вказувалося раніше, з вигнутих лопат між двома дисками, приводиться в обертання двигуном. Перетворення енергії двигуна в енергію потоку рідини відбувається в процесі обтікання нею лопастей робочого колеса внаслідок їхнього силового впливу на потік. Для поступового перетворення кінетичної енергії потоку рідини в потенційну каналам, а також спіральному кожухові надається гідравлічна найвигідніша форма з поперечним перетином, що розширюється, до вихідного патрубку.

При русі рідини по каналу між лопастями швидкість її безупинно збільшується і наприкінці каналу (у вихідному перетині b_2) досягає величини u_2 .

Очевидно, що різниця питомих кінетичних енергій рідини в перетинах b_1 і b_2 визначає теоретичний напір насоса h_T , тобто питому енергію $\mathcal{E}$, що надається рідині робочим колесом.

Дійсний напір H , що розвивається насосом, дорівнює

$$H = \eta_r \mathcal{E} = \eta_r H_T, \quad (7.7)$$

де η_r — гідравлічний к.к.д., що враховує втрати напору при русі рідини через насос; $\mathcal{E} = H_T$ — питома енергія, передана робочим колесом рідині.

Окружна швидкість при вході у робоче колесо, що відповідає швидкості обертання внутрішньої окружності колеса, буде дорівнювати

$$u_1 = \omega R_1 = \frac{\pi D_1 n}{60} \text{ м/сек.} \quad (7.8)$$

Окружна швидкість на виході з робочого колеса, що відповідає швидкості обертання зовнішньої окружності колеса, складе

$$u_2 = \omega R_2 = \frac{\pi D_2 n}{60} \text{ м/сек.} \quad (7.9)$$

У формулах (7.8) (7.9) ω — кутова швидкість обертання робочого колеса; R_1 , R_2 , D_1 , D_2 — радіуси і діаметри відповідно внутрішньої і зовнішньої окружностей робочого колеса; n — число оборотів робочого колеса в 1 хв. Відцентрова сила рідини з масою m дорівнює:

$$P_{\text{ц}} = m\omega^2 r, \text{ м,} \quad (7.10)$$

де r — відстань от центра колеса до розглянутого перетину. Витрачена робота відцентрових сил дорівнює зростанню енергії рідини з масою m при її повному переміщенні по каналу робочого колеса,

$$\int_{R_1}^{R_2} m\omega^2 r dr = \frac{1}{2} m\omega^2 (R_2^2 - R_1^2). \quad (7.11)$$

Якщо цю роботу віднести до одиниці ваги рідини, одержимо питому кінетичну енергію, передану рідини відцентровими силами

$$A_{\text{ц}} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}. \quad (7.13)$$

Робота відцентрових сил $A_{\text{ц}}$ затрачається на усмоктування і нагнітання рідини, на зміну відносних швидкостей w_1 і w_2 і на створення швидкості входу v_1 . Отже, можна написати:

$$\mathcal{E} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} - \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}. \quad (7.14)$$

Виразення для відносних швидкостей w_1 та w_2 можна знайти з трикутників швидкостей при вході і виході (див. мал. 1)

$$\begin{aligned} w_1^2 &= u_1^2 + v_1^2 - 2u_1 v_1 \cos \alpha_1; \\ w_2^2 &= u_2^2 + v_2^2 - 2u_2 v_2 \cos \alpha_2. \end{aligned} \quad (7.15)$$

Підставляючи ці значення у формулу (11.8), після відповідних перетворень одержимо

$$\mathcal{E} = H_{\tau} = \frac{u_2 v_2 \cos \alpha_2 - u_1 v_1 \cos \alpha_1}{g}. \quad (7.16)$$

Звичайно при розрахунку насосів напрямом абсолютної швидкості v_1 приймається перпендикулярним напрямкові окружної швидкості, тобто кут «1-90°», тоді рівняння (9) приводиться до виду

$$H_{\tau} = \mathcal{E} = \frac{u_2 v_2 \cos \alpha_2}{g}. \quad (7.17)$$

Отримане вираження є основним рівнянням відцентрового насоса.

З цього рівняння видно, що напір, що розвивається відцентровим насосом, залежить як от швидкостей u_2 і v_2 , так і от взаємного їхнього напрямку, тобто величини кута α_2 . Формула (10) дає величину теоретичного напору, а дійсний

напір відцентрового насоса з урахуванням утрат напору на подолання гідравлічних опорів, відповідно до формули буде дорівнює:

$$H = \eta_r H_r = \eta_r \frac{u_2 v_2 \cos \alpha_2}{g} \quad (7.18)$$

Варто відмітити, що дійсний напір, що розвивається відцентровим насосом, буде залежати також і від форми лопастей робочого колеса, обумовленої в основному кутами, що складаються дотичними до поверхні лопати з напрямками окружних швидкостей обертання, тому що при однакових оборотах і розмірах коліс лопати різної форми будуть надавати рідині різні швидкості. Наприклад, при лопастях, загнутих назад (мал. 7.6), коли $\beta_2 < 90^\circ$ і $\alpha_2 = 90^\circ$, насос практично не може розвивати напору, оскільки в цьому випадку абсолютна швидкість виходу v_2 буде мати напрямок, близький до радіального, а $\cos \alpha_2 = 0$ і по рівнянню (9) $H = 0$. У цьому випадку робота насоса буде затратитися тільки на зміну відносної швидкості w .

При лопатах з радіальним напрямком кінцевої частини (мал. 7,6), $\beta_2 = 90^\circ$ і $\alpha_2 < 90^\circ$, насоси можуть розвивати значні напори, оскільки вираз $v_2 \cos \alpha_2$ стає рівним u_2 . У результаті величина дійсного напору складає:

$$H = \eta_r \frac{u_2^2}{g} \quad (7.19)$$

Отже, створюваний насосом напір буде дорівнює подвоєній величині кінетичної енергії робочого колеса при його обертанні з окружною швидкістю u_2 .

При подальшому зростанні кута β_2 , коли він стає більше 90° , лопасті робочого колеса приймають загнуту вперед форму

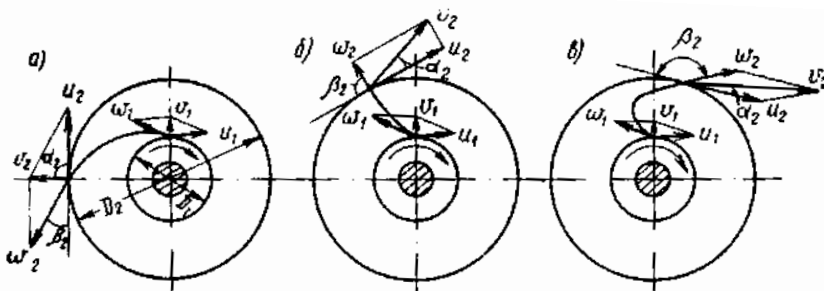


Рис. 7.6. Вплив форми лопастей робочого колеса на величини швидкостей

При цьому кут α_2 зменшується і, отже, зростає абсолютна швидкість v_2 , що у межі стає рівної $2u_2 \cos \alpha_2$. Коли $\cos \alpha_2$ збільшиться до одиниці, дійсний напір насоса, відповідно до рівняння (9), складе:

$$H = \eta_r \frac{v_2^2}{2g} \quad (7.20)$$

Однак при великих величинах швидкості v_2 збільшуються втрати напору при виході потоку з робочого колеса, що знижує к.к.д. насоса, а крім того, утрудняється експлуатація насоса.

Для усунення зазначених вище недоліків і досягнення досконалості конструкції відцентрових насосів у машинобудівній практиці кут α_1 приймається рівним 90° . При цьому кут β_1 підбирається таким, щоб швидкість v_1 у перетині b_1 мала майже радіальний напрямок. Практично кут β_1 приймається в межах от 14 до 25° , кут β_2 — від 20 до 25° і кут α_2 — от 8 до 12° , що забезпечує усталену роботу робочого колеса.

Число лопастей робочого колеса звичайно встановлюється шляхом лабораторних досліджень з урахуванням розмірів робочого колеса. У середньому при товщині лопастей у межах от 3 до 10 мм приймається 6-12 лопастей.

Характеристики відцентрових насосів

При експлуатації відцентрових насосів нерідко відбувається зміна витрати рідини в трубопроводі, що викликає зміну напору навіть при постійному числі оборотів робочого колеса. У зв'язку з цим установлення зв'язку між продуктивністю насоса і його напором при постійному числі оборотів має велике практичне значення.

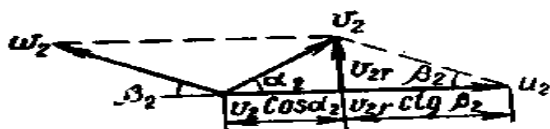


Рис.7.7 Паралелограм швидкостей у колесі.

Всяке відхилення від розрахункової продуктивності насоса викликає крім зміни напору зниження К.К.Д. установки.

Залежності $H=f(Q)$ і $\eta=f(Q)$ при $n=\text{const}$ характеризують енергетичні властивості насоса. Графічне зображення залежностей напору, потужності і к.к.д. насоса від його продуктивності при постійному числі обертів називається характеристиками насоса.

Використовуючи встановлену раніше залежність (9) для теоретичного напору відцентрового насоса при радіальному вході ($\alpha_1 = 90^\circ$), можна знайти головну теоретичну залежність $H_T=f(Q)$ при $n = \text{const}$. Дійсно, з паралелограма швидкостей (мал. 11.9) випливає, що $v_2 \cos \alpha_2 = u_2 - v_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2$.

Підставивши це вираження для $v_2 \cos \alpha_2$ в залежність (П. 12), одержимо

$$H_T = \frac{u_2}{g} (u_2 - v_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2). \quad (7.21)$$

З іншого боку, теоретична продуктивність насоса

$$Q_T = \pi D_2 b_2 v_{2r}, \quad (7.22)$$

де D —діаметр зовнішньої окружності робочого колеса; b_2 — ширина колеса .

Визначивши радіальну швидкість v_2 , підставимо її значення в рівняння (7.21):

$$H_T = \frac{u_2}{g} \left(u_2 - \frac{Q_T \operatorname{ctg} \beta_2}{\pi D_2 b_2} \right) = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 Q_T \operatorname{ctg} \beta_2}{g \pi D_2 b_2}. \quad (7.23)$$

Тому що при $n = \text{const}$ значення u_2 , D_2 і b_2 є постійними, то, прийнявши позначення можемо написати

$$A = \frac{u_2^2}{g} \text{ и } B = \frac{u_2 \operatorname{ctg} \beta_2}{g \pi D_2 b_2},$$

$$H_T = A - B Q_T. \quad (7.24)$$

Отже, якщо зображувати функцію $H = f(Q_T)$ графічно, те одержимо пряму лінію, що в залежності від знака величини B буде висхідною або спадною (мал. 4). Численні іспити лопатевих насосів показують, однак, що дійсні характеристики відрізняються от цієї прямої, тому робочі характеристики насосів одержують шляхом їхніх іспитів при постійному числі оборотів. При цьому для кожного числа обртів визначають потужності і напори для ряду подач Q , регульованих відкриттям засувки на напірному трубопроводі

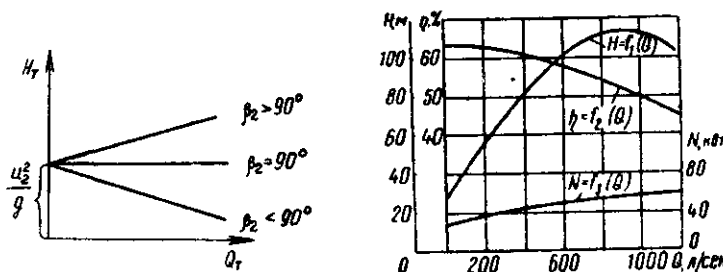


Рис. 7.8 Залежність теоретичного напору відцентрового насоса від витрати

Рис.7.9 Робочі характеристики відцентрового насоса

Головною характеристикою насоса є крива, що виражає залежність напору, що розвивається ним, від продуктивності $H = f(Q)$ при заданому числі оборотів $n = \text{const}$.

Крім того, будують характеристики, що виражають залежність к.к.д. і споживаної потужності от продуктивності: $N = f(Q)$.

Кожній конструкції або типу відцентрового насоса відповідають власні характеристики, за допомогою яких можна графічно представити зміну робочих процесів насоса, і в тому числі його робочих параметрів (продуктивності, напору, потужності і к.к.д.).

Таким чином, роботу відцентрового насоса можна характеризувати системою трьох кривих: $H = f(Q)$; $\eta = f(Q)$; $N = f(Q)$. На підставі цих характеристик можна одержати повне уявлення в роботі насоса, підібрати тип насоса для конкретних умов роботи й установити оптимальні умови для його роботи.

Для вибору робочого режиму насоса користуються так „називаними” універсальними характеристиками, що представляють сукупність основних характеристик ($Q-H$) і кривих однакових к.к.д. при різних числах обертів. На рис. 9 представлена універсальна характеристика відцентрового насоса, побудована для різних чисел обертів, що дозволяє установити оптимальний режим роботи насоса при перемінних значеннях продуктивності Q , напору H , числа обертів n .

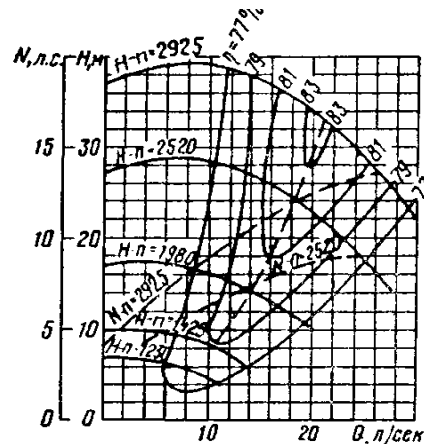


Рис. 7.10. Універсальна характеристика відцентрового насоса

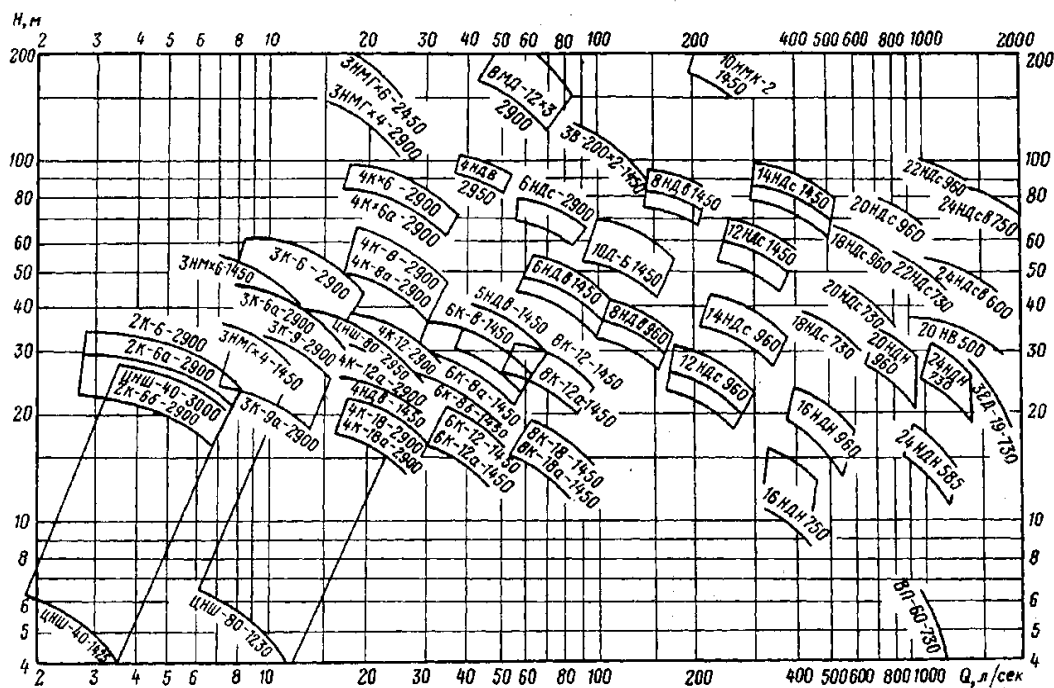


Рис. 7.11. Зведений графік відцентрових насосів

3. Насосні установки. Робота відцентрового насоса на трубопроводі.

Робота насоса в мережі. Робоча точка насоса

Підбір насосів повинен виконуватися на основі ретельного аналізу умов їхньої роботи. При цьому необхідно, щоб підібраний насос по своїй характеристиці відповідав результатам гідравлічного розрахунку трубопроводу, у який нагнітається рідина. Для створення наприкінці трубопроводу необхідного тиску потрібно мати напір

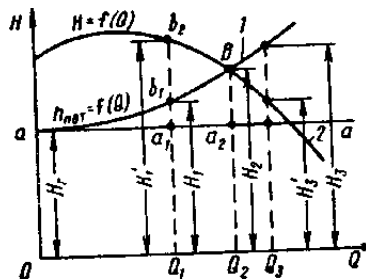


Рис.7.12. Графік роботи відцентрового насоса на нагнітальний трубопровід

$$H = H_r + h_{\text{not}} = H_r + a \frac{lQ^2}{D^5}, \quad (7.25)$$

де $H_{г}$ - геометрична висота підйому рідини, що включає в себе вільний напір $h_{св}$, що повинний бути забезпечений відцентровим насосом наприкінці трубопроводу.

Тому що для конкретних умов значення H_r , a , L , і D відомі, можна написати наступне вираження для напору, необхідного для роботи трубопроводу

$$H = H_{\Gamma} + BQ^2 \quad (7.30)$$

де $B = a_1/D^5$ — постійна величина.

Залежність (7.30) можна представити у виді виразу $h_{\text{пот}} = BQ^2$, що є характеристикою трубопроводу $h_{\text{пот}} = f(Q)$, що являє собою рівняння параболи. Якщо цю характеристику зобразити на одному графіку з характеристикою насоса $H = f(Q)$, то точка їхнього перетинання (точка В) дасть робочу точку насоса. Побудова сполучених характеристик насоса і трубопроводу здійснюється в такий спосіб. На прямокутній системі координат вздовж осі ординат відкладаються значення напорів, а по осі абсцис — значення продуктивності насоса і трубопроводу. Відклавши по осі ординат геометричну висоту підйому H_r , проводять пряму а - а, паралельну осі абсцис, оскільки величина H_r при всіх режимах роботи насосної установки залишається постійною. Від лінії а - а по вертикалі відкладають значення втрат напору в нагнітальному трубопроводі, підраховані для різних продуктивностей $Q_1, Q_2, Q_3, \dots, Q_n$. З'єднавши точки перетину відповідних координат H і Q , одержують криву $h_{\text{пот}} = f(Q)$, названу характеристикою трубопроводу (крива 1). За допомогою цієї характеристики можна для різних витрат Q визначити (графічно) утрати напору і повний (розрахунковий) напір, необхідний для підйому води на задану висоту H_r . У цій же системі координат будують головну характеристику насоса $Q = f(H)$ у вигляді кривої 2.

Координати точки перетинання характеристик трубопроводу і насоса (робочої точки насоса) визначають робочий напір H_2 і максимальну продуктивність насоса Q_2 при повному відкритті засувки і постійному числі обертів. Утрати напору в трубопроводі відповідають відрізкові a_2B на рис.11.

Вибір насосного агрегату. Методи регулювання подачі насоса

За допомогою побудованих характеристик можна визначити відповідні будь-якій продуктивності значення H і $h_{\text{пот}}$. Наприклад, для підйому витрати води Q_1 на висоту H_r потрібен повний напір, рівний H_1 , частина якого витрачається на підйом рідини на висоту H_r , а частина (у виді втрат напору $h_{\text{пот}1}$, рівних відрізкові

a1-b1) на подолання гідравлічних опорів. У дійсності створюваний насосом напір H перевищує необхідний напір H_r . Різниця цих напорів, рівну відрізкові b1-b2, потрібно погасить шляхом створення додаткових опорів у виді часткового перекриття засувки, установленної на нагнітальному трубопроводі. Якщо на висоту H_r потрібно піднімати витрату води Q_3 , тоді відповідно до графіка необхідний напір H_3 буде більше фактично створюваного насосом напору H'_3 і для належної роботи насоса буде потрібно відповідне збільшення числа обертів і потужності, що повинно бути зроблене з урахуванням конструктивної особливості насоса й експлуатаційних умов його роботи.

Необхідно відзначити, що робота насоса з підвищеним числом обертів допускається при збільшенні його не більше ніж на 20% від нормального, а робота насоса зі зменшеним числом оборотів допускається при зменшенні його не більш ніж у 2 рази. В обох випадках к.к.д. насоса буде знижуватися.

Очевидно, що при зміні числа обертів відцентрового насоса буде змінюватися також його продуктивність Q , напір H і потужність N . Перерахування зазначених робочих параметрів може бути зроблено по відомих формулах динамічної подоби відцентрових насосів:

$$\begin{aligned} Q_1 &= Q \frac{n_1}{n}; \quad H_1 = H \left(\frac{n_1}{n} \right)^2; \\ N_1 &= N \left(\frac{n_1}{n} \right)^3, \end{aligned} \quad (7.31)$$

де n і n_1 — відповідно нормальне і змінене числа обертів робочого колеса насоса;

Q , Q_1 , H , H_1 і N , N_1 — відповідно продуктивності, напори і потужності при нормальному і зміненому числах обертів.

Величина к.к.д. при використанні формули (7.31) приймається постійною, хоча в дійсності вона трохи змінюється.

4. Регулювання подачі. Паралельне та послідовне з'єднання насосів. Робота насоса на мережу.

Паралельна і послідовна робота насосів

Експлуатаційні умови нерідко вимагають спільної роботи декількох насосних установок в одній системі водопостачання. При цьому відцентрові насоси можуть бути з'єднані паралельно або послідовно.

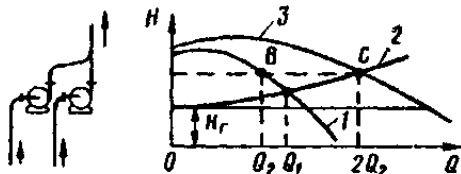


Рис.7.13. Паралельна робота однакових насосів

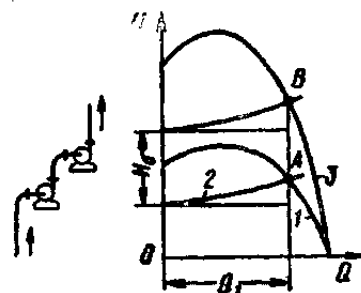


Рис. 7.14 Послідовна робота однакових насосів

Насоси з'єднують паралельно з метою збільшення подачі води у водопровідну

магістраль, тому що при цьому кожний з насосів подає воду в один загальний нагнітальний трубопровід. Висота підйому води кожного насоса повинна відповідати заданій висоті підйому H_r .

Схема роботи двох паралельно з'єднаних насосів з однаковими характеристиками показана на рис.7.14. Характеристика трубопроводу зображена кривою 2, а характеристика кожного з насосів — кривою 1. Для визначення сумарної продуктивності насосів побудована сумарна характеристика (крива 3) шляхом збільшення абсцис кривої 1 у 2 рази. Крива 3 є більш пологою, чим крива 1. Точка 3 перетинання кривих 2 і 3 визначає сумарну продуктивність цих двох насосів, що більше продуктивності кожного насоса, але менше арифметичної суми продуктивностей обох насосів. Продуктивність кожного насоса визначається точкою В, що знаходиться на перетинанні кривої 1 з горизонтальною прямою, проведеною від точки С. У даному випадку продуктивність кожного насоса буде дорівнювати Q_2 , а сумарна їхня продуктивність складе $2Q_2$.

Послідовна робота насосів з однаковими характеристиками. Насоси з'єднують послідовно з метою збільшення напору в магістралі (при постійному Q), при цьому та сама кількість води послідовно подається через кожен насос у запасний резервуар, тобто нагнітання здійснюється східчастим способом.

Схема роботи двох послідовно з'єднаних насосів з однаковими характеристиками показана на рис. 7.14. Характеристикою кожного насоса є крива 1. Сумарна характеристика цих двох насосів (крива 3) побудована шляхом збільшення ординат кривої 1 у 2 рази. Крива 3 є більш крутою, чим крива 1. При даній характеристиці трубопроводу 2 режим роботи одного насоса при подачі витрати води 1 визначається точкою А, а режим роботи двох послідовно з'єднаних насосів при той же продуктивності Q_1 визначається точкою В. При цьому напір збільшиться на H_0 , тобто на цю висоту переміститься характеристика трубопроводу 2.

Аналогічним образом будуються сумарні характеристики спільно працюючих насосів з різними характеристиками..

Вибір типу насоса залежить від режиму роботи системи водопостачання, заданого витрати і висоти підйому води. Перед вибором типу насоса складається схема насосної установки із зазначенням усіх відомих розмірів і даних. Схема установки повинна бути компактною, зручною для експлуатації й обґрунтована техніко-економічними розрахунками.

За складеною схемою насосної установки і заданій витраті визначаються основні параметри насоса: висоти усмоктування і нагнітання, повний напір, корисна потужність насоса і т.д. Потім за допомогою спеціальних таблиць або графіків підбираються тип і марка насоса.

Правила технічної експлуатації відцентрових насосів

Безперебійна і тривала робота насосної установки можлива тільки при точному дотриманні правил технічної експлуатації, своєчасного усунення дрібних дефектів і ретельному ремонті.

Перед пуском відкривають повітряні крани і через лійку заповнюють водою усмоктувальну трубу і корпус насоса¹, потім перевіряють справність вимірювальної та робочої арматури, заповнюють маслом мастильні пристрої, перевіряють сальники, при необхідності роблять нову набивання їх. Після цього вмикають електродвигун. Коли насос досягне нормального числа обертів (через 1-2 хв), а манометр покаже відповідний тиск поступово відкривають засувку на нагнітальному трубопроводі до отримання необхідної продуктивності.

Для зупинки насоса спочатку закривають засувки на нагнітальній та всмоктувальній трубах, а потім вмикають електродвигун. При тривалій зупинці, особливо в холодних умовах при низьких температурах повітря, рекомендується випорожнити насос і трубопроводи від води.

При роботі насоса необхідно систематично спостерігати за станом його вимірювальних приладів, робочої арматури, сальників, підшипників і т. д. Масло слід міняти через 12-15 днів. Через 800 годин роботи насоса його розбирають для чищення корпусу, підшипників, арматури і приладів, набивання сальників і т. д.

Після тривалого періоду роботи насоса його зупиняють на капітальний ремонт: розбирають, ретельно оглядають, виявляють дефекти і при необхідності роблять заміну зношених частин новими.

Тема 8. Сільськогосподарське водопостачання

План

1. Системи і схеми водопостачання. Норми водоспоживання.
2. Джерела водопостачання. Вимоги до якості води.
3. Гідравлічний розрахунок. Визначення розрахункових витрат.
4. Призначення водонапірних споруд. Розрахунок об'єму резервуарів.

1. Системи і схеми водопостачання. Норми водоспоживання.

Природні джерела води поділяють на дві основні групи: поверхневі джерела – річки, озера, водоймища, канали і підземні джерела – різні типи підземних вод.

Система водопостачання є комплексом взаємозв'язаних споруд, призначених для забезпечення потреб у воді сільськогосподарського селища і підприємств. Її задачі — одержувати воду з природного джерела, покращувати її якість, відповідно до вимог споживачів, транспортувати до споживачів і подавати до всіх заданих точок відбору. В точках відбору повинен бути забезпечений заданий тиск в трубах водопровідної мережі.

Для виконання вказаних задач система водопостачання включає: (мал.1,а): водозабірну споруда 2, здійснює забір води з вибраного джерела; насосні станції першого 3 і другого 6 підйомів, створюють необхідний тиск в системі; споруда для очищення і обробки води (станція очищення води) 4, поліпшуюче якість природної води відповідно до вимог споживачів; резервуари чистої води 5, призначені для зберігання її запасів; водоводи 7 і водопровідні мережі 9, транспортують

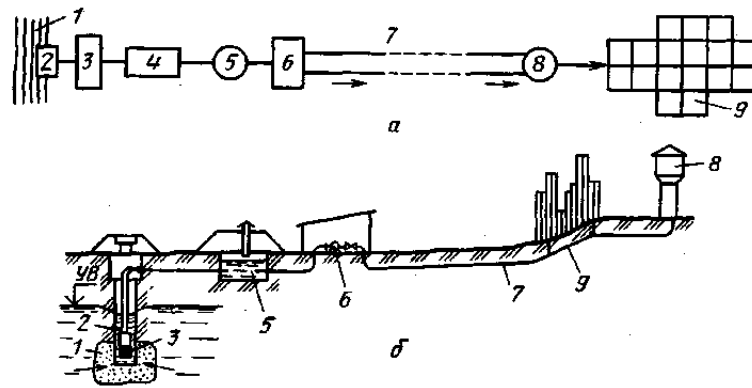


Рис. 8.1. Схема системи водопостачання селища при заборі води з поверхневого (а) і підземного (б) джерел:

1 — джерело води; 2 — водозабірна споруда; 3, 6 — насосні станції першого і другого підйомів; 4 — станція очищення води; 5 — резервуар чистої води; 7 — водоводи; 8 — водонапірна башта; 9 — водопровідна мережа

воду до об'єктів і місць її споживання; водонапірну башту 8, регулюючу місткість, призначену для акумуляції і зберігання запасів води.

Залежно від призначення, місцевих природних умов, вимог споживачів або економічних міркувань, склад споруд і їх взаємне розташування в системі водопостачання можуть бути різними.

В значній мірі схема водопостачання залежить від вибраного джерела. При заборі води з підземного джерела у ряді випадків може відпасти необхідність в очисних спорудах (рис. 8.1).

Основні елементи системи водопостачання.

По основному призначенню води **системи водопостачання** підрозділяють на господарсько-питні, виробничі і протипожежні.

Господарсько-питні системи водопостачання призначені для задоволення питних, господарсько-побутових і санітарно-гігієнічних потреб населення. Ці системи повинні подавати воду високої (питного) якості.

Виробничі системи водопостачання забезпечують водою різні виробничі об'єкти. Наприклад, в сільському господарстві — постачання водою тваринницьких комплексів і ферм, пасовищ, польових станів, теплиць, ремонтних майстерень, підприємств по переробці сільськогосподарської продукції (молочних, консервних, цукрових, сироварних заводів) і т.п. Схема механізованого водопостачання тваринницьких ферм складається з водозабору з насосною станцією, розводящою мережею і регулюючою спорудою (водонапірна башта). В деяких випадках її доповнюють спорудами по очищенню і знезараженню води. Якість води, що подається цими системами, визначається вимогами виробництва.

Протипожежні системи водопостачання призначені для подачі води на гасіння пожеж. У сільському господарстві системи водопостачання частіше будують об'єднаними, тобто одна система водопостачання задовольняє господарсько-питні, виробничі і протипожежні потреби.

У норми водоспоживання входять всі витрати води на господарсько-питні потреби в житлових і суспільних будівлях і комунальних установах, обслуговуючих жителів даного населеного пункту. У сільській місцевості нерідко суспільні установи (наприклад, лікарні, інтернати, механізовані пральні і т. п.) обслуговують жителів інших селищ. У цих випадках витрати води на них враховуються додатково по СНіП П-30—76.

Для районів забудови з водокористуванням з водорозбірних колонок норму водоспоживання на одного жителя слід приймати 30...50 л/добу.

Норми витрати води тваринами залежать від умов утримання і устаткування тваринницьких приміщень. Деякі середньодобові норми водоспоживання на одну голову на тваринницьких фермах і комплексах (окрім напування тварин, передбачають витрату води на миття приміщень, молочного посуду, охолодження молока, приготування кормів і інші потреби) наводяться в таблицях.

Окрім регулярного забезпечення господарсько-питних потреб, система водопостачання повинна подавати воду на гасіння пожежі. Подача протипожежної витрати досягається шляхом форсування роботи водопровідних споруд, створення протипожежних запасів води в резервуарах і резервних потужностей на насосних станціях, де встановлюють спеціальні протипожежні насоси.

Початкові дані для розрахунку водопроводу на випадок пожежі — протипожежні витрати і запаси води, вірогідне число одночасних пожеж, тривалість пожеж — визначають по нормах (СНіП 2.04.02—84).

Витрату води на зовнішнє пожежогасіння з пожежних кранів (гідрантів) вуличної водопровідної мережі в житловій зоні сільських населених пунктів приймають залежно від числа жителів: до 1000 чоловік — 5 л/с; від 1000 до 25000 чоловік — 10 л/с (при одно - двоповерховій забудові) і 10...15 л/с (при більшій поверховості забудови) і т.д.

На території виробничо-господарських комплексів витрату води на зовнішнє гасіння пожежі (на одну пожежу) встановлюють залежно від об'єму і ступеня вогнестійкості виробничих будівель і категорії виробництва по пожежній небезпеці.

При розробці перспективних сільськогосподарських систем водопостачання до 2005 р. норма водоспоживання повинна прийматися рівною 150 л/добу на одного жителя.

Встановивши чисельність кожної групи споживачів води л, і середньодобові норми водоспоживання, кожного з них, визначають середньодобові витрати води (м3/доб)

$$Q_{\text{ср.сут}} = \sum n_i q_i / 1000. \quad (8.1)$$

2. Джерела водопостачання. Вимоги до якості води.

До якості води, яка використовується для питних цілей і виробництва харчових продуктів, пред'являються жорсткіші вимоги. Якість води природних

джерел визначається наявністю в ній речовин неорганічного і органічного походження, а також мікроорганізмів і характеризується хімічними і фізичними показниками і вмістом хвороботворних бактерій. Нормальна якість і межі допустимого відхилення від нього встановлюються ГОСТ. Джерело господарсько-питного водопостачання вибирають відповідно до вимог ГОСТ 2761—84 «Джерела централізованого господарсько-питного водопостачання. Гігієнічні, технічні вимоги і правила вибору». Санітарна якість води регламентується діючою САНПіН «Вода питна», в яких приведені сприятливі для людини органолептичні показники води: смак, запах, колір, прозорість, а також нешкідливість її хімічного складу і епідемічна безпека.

Смак води визначається розчинними в ній речовинами. Він може бути гіркий, солоний, кислий. Крім того, розрізняють додаткові присмаки: рибний, металевий і т.д. Інтенсивність смаку і присмаку визначають по п'ятибальній системі.

Запах води залежить від хімічного складу. У питній воді у будь-який час року повинне бути не менше 4 г/м³ кисню.

Вміст в **питній воді** великої кількості розчинних кальцієвих і магнієвих солей не тільки негативно впливає на смак, але і обумовлює її жорсткість. Розрізняють карбонатну (тимчасову) і некарбонатну жорсткості. Перша визначається змістом двовуглекислих солей кальцію і магнію, друга — некарбонатних солей (хлоридів, сульфідів, нітратів кальцію і магнію). Карбонатна і некарбонатна жорсткості характеризують загальну жорсткість води.

Жорстка вода несприятлива у багатьох відношеннях: у ній важко розварюються багато продуктів, різко зменшується миюча здатність, утворюється накип в казанах і т.п. Вона сприяє розвитку ряду захворювань. ГОСТ 2874—82 допускає жорсткість питної води не вище 7 мг-екв/л.

Строго регламентована і реакція середовища, яка в питній воді повинна близькою до нейтральної: водневий бути показник рН 6,5...8,5. —

Бактерійна забрудненість води характеризується наявністю в ній різних бактерій, особливо хвороботворних (патогенних), які викликають шлунково-кишкові захворювання (черевний тиф, дизентерію, холеру і ін.) - Вона визначається кількістю бактерій, що містяться в 1 мл води. У питній воді їх повинні бути не більш 100 колоній в 1 мл. Згідно нормам в 1 л питної води допускається не більш ніж три кишкові палички, тобто так званий до

колі-індекс не повинен перевищувати 3.

Вода для напування тварин не повинна поступатися за якістю питній воді, проте вимоги, що пред'являються до таких властивостей, як запах, колір, прозорість, можуть бути декілька понижені.

3. Гідравлічний розрахунок. Визначення розрахункових витрат.

Коефіцієнти добової і годинної нерівномірності.

Витрата води в населених пунктах не залишається весь час постійною, а змінюється під впливом природних, соціально-економічних, господарських і технічних чинників. У перші роки після завершення будівництва водопроводу середньодобове водоспоживання менше за розрахунковий. Але у міру збільшення споживачів, підвищення добробуту населення, впорядкування

будинків і селищ, зростання технічної оснащеності господарств воно зростає. Розрахункового значення водоспоживання досягне до кінця розрахункового періоду.

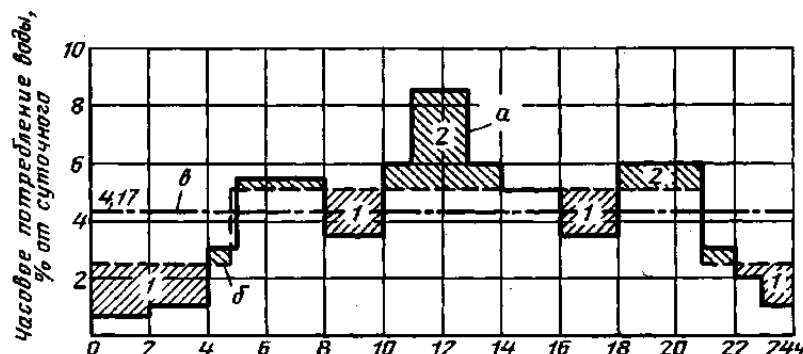
Протягом року спостерігаються коливання водоспоживання по сезонах залежно від агрокліматичних умов, зміни сільськогосподарських робіт і інших виробничих процесів. Сезонність сільськогосподарських робіт є причиною зміни числа споживачів води в селищах і господарських центрах, наприклад у зв'язку з переводом худоби із стійлового утримання на пасовище, реалізацією тварин і т.п. Сезонні зміни числа споживачів встановлюють по виробничих планах господарства, по яких підраховують також середньодобові витрати води по сезонах.

Крім сезонних змін водоспоживання протягом року, спостерігаються коливання добових витрат води із значними відхиленнями від середньорічного значення. Коливання добових витрат залежать від погоди, режиму роботи на виробництві, звичаїв і звичок населення, чергування святкових, вихідних і робочих днів і т.п. Поєднання цих чинників в кожну добу не піддаються обліку і можуть розглядатися як випадкові.

Протягом доби відбуваються також значні коливання годинних витрат, що викликаються, з одного боку, зміною дня і ночі, розпорядком роботи, а з іншою — згаданими випадковими явищами.

Зміни добових і годинних витрат води вивчаються дослідним шляхом, а одержані дані обробляються з використанням статистичних методів. За даними спостережень будують розрахункові добові графіки-аналоги коливань годинних витрат, в яких годинні витрати виражають у відсотках від добового об'єму водоспоживання. На малюнку 2 показаний добовий графік коливань годинних витрат в сільськогосподарському населеному пункті. Тут видно зниження водоспоживання до мінімуму вночі, коли не працюють виробничі підприємства і люди.

Графік годинних витрат на виробничих об'єктах — тваринницьких комплексах (фермах), промислових і інших підприємствах можна побудувати по відомих нормах води на окремі операції і термінах їх виконання.



Мал. 8.2. Графіки добового водоспоживання (а) і водоподачі (б), а також середньодобова подача (в):

1 і 2 — об'єми води, що нагромаджуваної в години малого її розбору і витрачається в години інтенсивного водоспоживання $Q_{\text{доб.мах}}$. Оскільки найвищі витрати повторюються дуже рідко і розрахована по них система

мала б низький коефіцієнт використання, то за розрахунковий звичайно приймають витрату 2...5 %-ної забезпеченості, який обчислюється по кривих розподілу.

Усередині кожної години споживання води також коливається. Проте при розрахунку зовнішніх водопроводів ці коливання не враховують, а приймають, що протягом години споживання не змінюється.

Для надійного забезпечення споживачів води система водопостачання розраховується на максимальну добову витрату

Середньодобове водоспоживання впродовж тривалого періоду, як показано вище, непостійне, воно змінюється у відносно невеликих межах. Коефіцієнт добової нерівномірності (відношення максимальної добової витрати до середньодобової) приймається $K_{\text{доб.мах}} = 1,1 \dots 1,3$.

При розрахунках систем водопостачання іноді вимагається знати мінімальну добову витрату $Q_{\text{доб.мін}}$, відхилення якого від середньодобового оцінюється мінімальним коефіцієнтом добової нерівномірності $K_{\text{доб.}}$, який приймається $K_{\text{доб.}} = 0,7 \dots 0,9$. Для сільських селищ коефіцієнти добової нерівномірності звичайно рівні $K_{\text{доб.макс.}} = 1,3$; $K_{\text{доб.мін}} = 0,7$. Розрахункові добові витрати

$$Q_{\text{ч.ср}} = Q_{\text{сут.мах}}/24 = K_{\text{сут.мах}} Q_{\text{сут.ср}}/24. \quad (8.2)$$

Середня витрата за годину використовується для розрахунку споруд, що подають цілодобово воду з рівномірною витратою, наприклад водозабори, насосні станції I підйому, очисні станції, водоводи.

Споруди системи водопостачання, що подають нерівномірні витрати води, наприклад водопровідні мережі, водонапірні башти, насосні станції II підйому, розраховують з урахуванням коливання годинних витрат. Для цього необхідно знати як максимальні, так і мінімальні годинні витрати (м³/год):

$$\begin{aligned} q_{\text{ч.мах}} &= K_{\text{ч.мах}} Q_{\text{сут.мах}}/24, \\ q_{\text{ч.мін}} &= K_{\text{ч.мін}} Q_{\text{сут.ср}}/24, \end{aligned} \quad (8.3)$$

де $K_{\text{ч.мах}}$ і $K_{\text{ч.мін}}$ — коефіцієнти годинної нерівномірності, що показують, в скільки разів максимальну і мінімальну годинні витрати перевищують середню за годину.

Максимальну годинну витрату можна також визначити безпосередньо по добовому графіку-аналогу коливання годинних витрат води (див. мал. 2).

За спостереженнями на системах сільськогосподарського водопостачання коефіцієнти годинної нерівномірності $K_{\text{год.мах}}$ мають наступні значення: для житлової зони упорядкованих центральних селищ 1,4...1,6; для невеликих житлових селищ з водорозбором з вуличних колонок 1,8...2; для молочних ферм великої рогатої худоби, оснащених сучасним устаткуванням, 1,9.

Оскільки умовно вважають, що протягом години витрата залишається постійною, то розрахункова секундна витрата (л/с) під час максимального (мінімального) водоспоживання

$$\begin{aligned} q_{\text{мах}} &= Q_{\text{ч.мах}}/3,6, \\ q_{\text{мін}} &= Q_{\text{ч.мін}}/3,6. \end{aligned} \quad (8.4)$$

У сільських населених пунктах, де, крім житлової зони, є виробничо-господарський комплекс, будують сумарний графік добового водоспоживання, який одержують складанням годинних витрат води, узятих з графіків водоспоживання в житловій і виробничій зонах селища. При цьому витрати на полив вулиць і зелених насаджень відносять на години мінімального (50...80 %) і середнього (20...50 %) господарсько-питного водоспоживання. Максимальну годинну витрату води в цьому випадку знаходять по сумарному графіку водоспоживання.

4. Призначення водонапірних споруд. Розрахунок об'єму резервуарів.

У системах водопостачання широко використовують ємкісні споруди, які за призначенням виконують функції запасних, регулювальних, запасно-регулювальних об'ємів води. За матеріалом ємкісні споруди можуть бути залізобетонні, бутові, цегляні, сталеві, дерев'яні, скляні. За способом подавання з них води споживачам їх поділяють на такі види:

- напірні;
- безнапірні.

Із напірних вода потрапляє споживачеві під потрібним напором, а із безнапірних воду забирають насосами. До напірних ємностей належать такі споруди:

- водонапірні башти;
- напірні резервуари;
- водонапірні колони;
- гідропневматичні установки.

Водонапірні башти потрібний напір перед споживачем забезпечують встановленням на певній висоті бака на спеціальних підтримуючих конструкціях. Напірні резервуари розміщуються на природних, домінуючих, підвищених місцях із необхідними позначками для забезпечення потрібного напору. Водонапірні колони займають проміжне положення між напірними резервуарами й баштами. Проте при малих рівнях води в них потрібний напір перед споживачем не завжди забезпечується. Гідропневматичні установки забезпечують потрібний напір тиском повітря на поверхню води в герметично закритих резервуарах.

Водонапірні башти

Водонапірні башти використовують найчастіше для зберігання регулювальних і пожежних запасів води. Їх розташовують у місці з найвищою позначкою, якнайближче до мережі та найбільших водоспоживачів, а також до районів мережі, які потребують більших вільних напорів. Доцільно розміщувати їх у центрі територій, які обслуговуються у годину максимального водоспоживання з мережі. Розташування башти має бути таким, щоб можна було організувати зону санітарної охорони радіусом 15 м.

Висоту водонапірної башти обчислюють після гідравлічного розрахунку водопровідної мережі та визначення п'єзометричних позначок в усіх вузлах мережі. У загальному випадку висота башти

$$H_6 = \gamma_{\text{ж}} + H_{\text{Ат}} + l_{\text{hw}} - z \quad (8.5)$$

де $г_{ж}$ – позначка землі в диктуючій точці; $Н_{Ат}$ – вільний напір в диктуючій точці; h_w – втрати напору на шляху потоку води від башти до цієї точки; z – позначка землі в місці розташування башти.

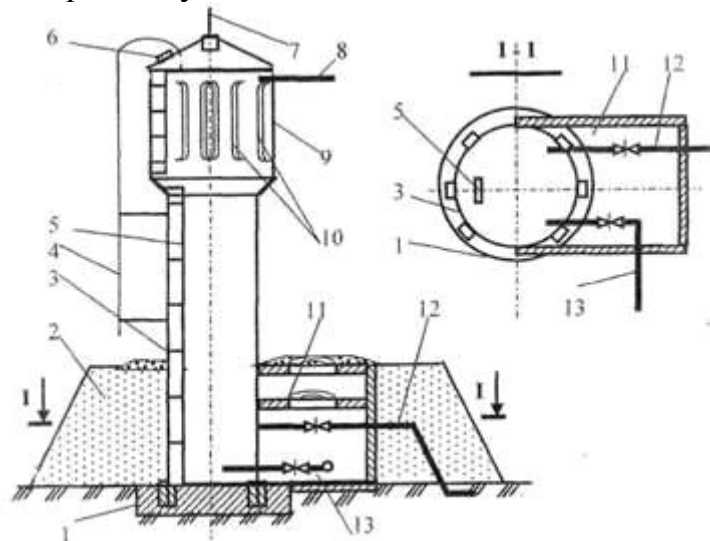


Рис. 8.3. Металева башта-колона:

1 – фундамент; 2 – земляний насип; 3 – стовбур; 4 – зовнішня драбина; 5 – внутрішня драбина; 6 – лаз; 7 – блискавковідвід; 8 – переливна труба; 9 – бак; 10 – льодоутримувачі; 11 – камера переключення; 12 – подавально-відвідний трубопровід; 13 – грязьова труба

Типові башти мають висоту від 10 до 40 м, місткість бака-15...800м³. За кордоном використовуються башти з баками на 2000...3000 м³. У сільській місцевості дуже рідко об'єми баків башти перевищують 100м³, але можна встановлювати 3...10 типових башт із загальною місткістю до 100 м.

Стовбур башти виконують суцільним з цегли, залізобетону або решітчастим із металевої решітки чи у вигляді залізобетонних колон.

Суцільні стовбури можна опалювати електронагрівальними елементами. Стовбур із цегли більш трудомісткий, але у цьому разі використовується місцевий матеріал, що більше відповідає конкретним умовам. Для зовсім малих водоспоживачів та для тимчасового споживання можна використовувати дерев'яні башти, в яких металевий або дерев'яний клепаний бак установлюють на дерев'яний решітчастий стовбур. Висота таких башт дорівнює 9...12 м. Нині в багатьох селах широко використовують металеві башти-колони заводського виготовлення конструкції Рожновського (рис. 8.3).

Резервуари

Резервуари застосовують для зберігання великих запасів води на господарські, пожежні, технологічні, аварійні потреби. їхня місткість може становити 50...20 000 м³, а розмір у плані від 3 х 6 м до 66 х 66 м, висота – 1,8...4,8 м. Вони можуть бути круглими в горизонтальній або вертикальній площинах та прямокутними. Найчастіше використовуються закриті зверху, але можуть бути і відкритими. Резервуари роблять заглибленими в землю, напівзаглибленими або наземними. Для того щоб запобігти прогріванню води влітку, промерзанню взимку, резервуари обваловують місцевим ґрунтом. У

цьому разі найменшу будівельну вартість мають напівзаглиблені резервуари. При високих рівнях ґрунтових вод та забруднених радіонуклідами підземних водах (Чорнобильська зона) резервуари роблять наземними. Резервуари роблять із залізобетону, буту, металу тощо. Найчастіше використовують залізобетонні, при чому вони можуть бути як із монолітного, так і зі збірного залізобетону. Останні більш індустріальні, їх швидше будувати.

При очисних станціях будують резервуари чистої води. Принципову схему обладнання такого резервуара зображено на рис. 5. Корпус резервуара напівзаглиблений у землю і обвалований ґрунтом 5. Для того щоб можна було спускатися в резервуар, для обслуговуючого персоналу роблять кілька лазів. Вентиляційні труби забезпечують вентиляцію простору над поверхнею води. Нині такі труби обладнують ще спеціальними всмоктувальними фільтрами для очищення повітря від радіоактивного та інших забруднень. В резервуарі між позначками z_3 і z_2 зберігається непорушний пожежний запас, а між z_1 і z_2 – регульовальний і об'єм на власні потреби. Максимальний рівень води в резервуарі z_h як правило, перевищує позначку землі на 0,5–1,0 м, що забезпечує можливу фільтрацію з резервуара в ґрунт (а не навпаки) і сприяє збереженню високої якості води. Щоб вода в резервуарі не застоювалась, слід передбачити перемішування її. Для цього воду подають (трубопровід 2) з одного боку, а відбирають (трубопроводи 8, 9) з іншого.

Періодично резервуари миють і дезінфікують. Брудну від миття і дезінфікуючого розчину воду відводять трубопроводом 10. Для того щоб брудна вода повністю видалялася з резервуара, дно його має нахил у бік приямка. На всіх трубопроводах установлюють засувки, виведені або в окремі колодязі, або в загальну камеру керування роботою резервуара.

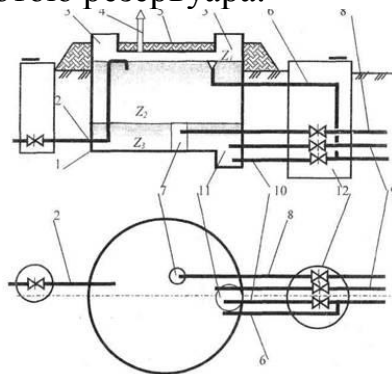


Рис. 8.4. Резервуар чистої води:

1 – корпус резервуара; 2 – подавальний трубопровід; 3 – оглядові колодязі (лази); 4 – вентиляційна труба; 5 – обвалування; 6 – переливна труба; 7 – колодязь для забезпечення непорушності пожежного запасу; 8 – трубопровід для відбирання води для господарських потреб; 9 – трубопровід для відбирання води на пожежні потреби; 10 – грязевідвідна труба; 11 – приямок; 12 – камера переключень

Гідропневматичні установки

Гідропневматичні установки в системах водопостачання виконують ту саму роль, що й водонапірні башти. Потрібний напір у водопровідній мережі забезпечується тиском стисненого повітря на водну поверхню в герметично

закритих сталевих резервуарах – баках. Гідропневматичні установки поділяють на установки змінного та постійного тиску,

Установка зі змінним тиском може мати два баки (рис, 9): один для повітря (2), другий – для води (4). Баки з'єднані трубопроводом 3. Бак для води підключено до мережі трубопроводом. У момент пуску установки компресор нагнітає повітря в бак 2, трубопроводом 3 воно потрапляє в бак 4 і заповнює обидва баки. В години, коли насосна станція II підняття подає води більше, ніж цього потребує споживач (тобто споживання з мережі менше), залишки води потрапляють трубопроводом 7 у бак 4. Одночасно повітря з цього бака витискується трубопроводом 3 у бак 2, тиск повітря збільшується.

Коли рівень води в баці 4 дійде до позначки z_{max} , тиск повітря стане максимальним – $p_{тах}$, клапан 5 закриється, отже, вода не потраплятиме у трубопровід 3 і бак 2. Якщо споживання води з мережі зросте й перевищуватиме подавання води в мережу, то стиснене повітря з бака 2 почне перетікати по трубопроводу 3 у бак 4 і витискати з бака 4 воду в трубопровід 7 і в мережу. Рівень води в баці 4 поступово почне зменшуватись, одночасно зменшуватиметься і тиск повітря; коли рівень води дійде до позначки z_{min} тиск повітря стане мінімальним клапан 6 закриється і не випускатиме повітря в мережу. Таким чином, вода то надходить в установку, то витікає з неї, а тиск повітря їй збільшується, то зменшується. Тому установки називають установками змінного тиску.

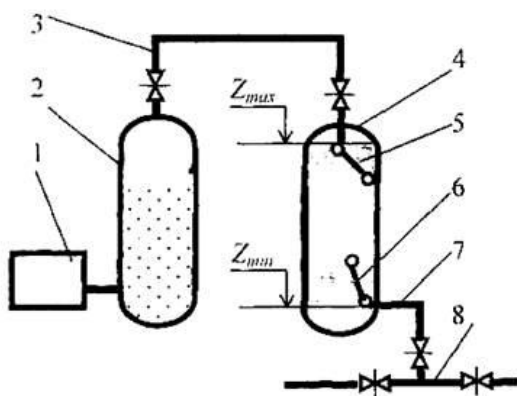


Рис. 8.5. Гідропневматична установка:

1 – компресор; 2 – бак для повітря; 3. – з'єднувальний трубопровід; 4 – бак для води; 5 – повітряний клапан; 6 – водяний клапан; 7 – трубопровід подавання води; 8 – водопровідна мережа

Повітря може частково розчинятися у воді або надходити через нещільні з'єднання. Тому компресор періодично поповнює бак 2 повітрям.

В установках постійного тиску на трубопроводі 3 ставлять редукційний клапан, який пропускає повітря тільки з повітряного бака у водяний під постійним тиском $P_{тах}$. Крім того, у вищій точці водяного бака встановлюють запобіжний клапан, який під час підняття рівня в баці 4 випускає із нього повітря, тобто в баці 2 є постійний тиск повітря, що діє на поверхню води. Як правило, компресор діє постійно, що призводить до перевитрат електроенергії. Установки постійного тиску застосовують тільки на промислових підприємствах, де є устаткування з постійним тиском води.

У невеличких чи локальних водопроводах гідропневматичні установки комплектують із насосними станціями над свердловинами. Останнім часом такі установки виконують з одним баком, в якому об'єднано водяний (нижня частина) і повітряний (верхня частина) баки. Між ними встановлюють еластичну гумову оболонку, яка запобігає безпосередньому контакту води і повітря.

1. Дідур В.А. та ін. Гідравліка та її використання в агропромисловому комплексі / Дідур В.А., Савченко О.Д., Журавель Д.П., Мовчан С.І. - К. : Аграрна освіта, 2008. - 577 с.

2. Дідур В.А. та ін. Гідравліка, сільськогосподарське водопостачання та гідропневмопривод / Дідур В.А., Савченко О.Д., Пастушенко С.І., Мовчан С.І. - Запоріжжя : Прем'єр, 2005. - 464 с.

3. Гідравліка, гідравлічні машини і гідропривід [Текст] : підручник / В. Р. Кулінченко ; Національний університет харчових технологій. - К. : Фірма "ІНКОС"; Центр навчальної літератури, 2006. - 616 с..

Рекомендована література по водопостачанню

1. Запольський А.К. Водопостачання, водовідведення та якість води. – К.: Вища школа, 2005. – 671 с.

2. Кравченко В.С. Водопостачання та каналізація.– К.:Кондор, 2003.– 288 с.

3. Водопостачання та водовідведення: Підручник / В.О. Орлов, Я.А. Тугай, А.М. Орлова. — К. : Знання, 2011. — 359 с.

4. М. О. Шульга, І. Л. Деркач, О. О. Алексахін. Інженерне обладнання населених місць: Підручник. — Харків: ХНАМГ, 2007. — 259 с.

5. ЗАКОН УКРАЇНИ Про питну воду та питне водопостачання м. Київ, 10 січня 2002 року N 2918-III

6. ДСанПіН №136/1940-97. Вода питна. Гігієнічні вимоги до якості води централізованого господарсько-питного водопостачання. – К.: МОЗ, 1997. – 16 с.

Сіренко Віктор Федорович
Вольвач Тетяна Сергіївна

Гідравліка

Конспект лекцій для студентів 3 курсу та 1 с.т. спеціальності 141
«Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка»
освітньо-кваліфікаційний рівень - бакалавр.

Суми, Сумський національний аграрний університет, вул. Герасима Кондратьєва 160.

Підписано до друку: _____ 2023 р. Формат А5: Гарнітура Times New Roman

Тираж _____ примірників

Замовлення

Ум. друк. арк. 3,5
