

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СУМСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Кафедра «Енергетика та електротехнічні системи»

ГІДРАВЛІКА

Конспект лекцій

Суми-2022

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СУМСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ
КАФЕДРА „ЕНЕРГЕТИКА ТА ЕЛЕКТРОТЕХНІЧНІ
СИСТЕМИ”**

ГІДРАВЛІКА

Конспект лекцій

для здобувачів вищої освіти освітньої програми «Агроінженерія» за спеціальністю 208 «Агроінженерія» *3 та 1с.т. курсу денної та заочної форми навчання*) за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти

Суми-2022

УДК 532(075.8)

Укладач:, к.т.н., доцент кафедри енергетики та електротехнічних систем
Сіренко В.Ф.

Гідравліка. Конспект лекцій для здобувачів вищої освіти освітньої програми «Агроінженерія» за спеціальністю 208 «Агроінженерія» *3 та 1с.т. курсу денної та заочної форми навчання*) за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти/ Суми, 2022 рік, 67с.

Конспект лекцій висвітлює основні питання курсу “Гідравліка”. Призначений для студентів інженерно-технологічного факультету. Особливо корисним буде для самостійної підготовки студентів заочної форми навчання.

Рецензенти:

Саржанов О.А.— кандидат технічних наук, доцент, завідувач кафедри експлуатації техніки Сумського НАУ.

Кравченко В.О.— кандидат фізико-математичних наук, ст. викладач кафедри енергетики та електротехнічних систем Сумського НАУ.

Відповідальний за випуск: Чепіжний А.В., к.т.н., завідувач кафедри «Енергетика та електротехнічні системи».

Рекомендовано до видання навчально-методичною радою інженерно - технологічного факультету СНАУ. (Протокол № 6 від „ 25 ” травня 2022 р.).

ЗМІСТ

Тема 1. Властивості рідин	4
Тема 2. Гідростатика.....	8
Тема 3. Кінематика і динаміка рідини.....	15
Тема 4. Режим руху і втрати напору.....	20
Тема 5. Класифікація трубопроводів. Гідравлічний розрахунок коротких та довгих трубопроводів.	29
Тема 6. Витікання рідини через отвори, насадки	36
Тема 7. Гідравлічні ашини.....	46
Тема 8. Сільськогосподарське водопостачання.....	51

План

1. Розвиток гідравліки та гідромеханізації в сучасній техніці
2. Рідини як об'єкт вивчення
3. Основні властивості краплинних рідин

ВСТУП

Гідравліка – Одна із трьох дисциплін загальноінженерного циклу. Вони розглядають протікання гідромеханічних, теплових та електричних процесів з однакової точки зору різниці потенціалів: тиску, різниці температур та електричного поля.

В гідравліці вивчається зміна двох основних параметрів стану рідини : тиску та швидкості в залежності від координат та часу.

Ця дисципліна вивчає поведінку рідини в стані рівноваги і механічного руху і розробляє основи теорії і експерименту для розв'язання різних задач інженерної практики. Методологія гідравліки базується на поєднанні результатів теоретичних пошукувань, інколи називають Механіка рідини та газів, та експериментальної частини, що дає можливість практичного застосування в багатьох галузях виробництва.

Слово “**гідравліка**” походить від сполучення двох грецьких слів – *hydor* (вода) і *aulos* (труба) – і спочатку застосовувалась при вивченні течії води по трубах. В сучасній гідравліці вивченню підлягає рух води в природніх та штучних руслах , а також в трубопроводах і гідромашинах. Базою для механіки рідини є фізика, математика, теоретична механіка.

Об'єктом вивчення є суцільне рухоме середовище, що можна описати за допомогою різноманітних моделей. Правомірність їх застосування підтверджується теоретичними та експериментальними дослідженнями.

1. Розвиток гідравліки та гідромеханізації в сучасній техніці

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. 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 тому же принципу 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 високообертових двигунів.

Рівняння Л. Ейлера (1707-1783), що зв'язує момент на валу турбіни зі швидкостями рідини в обертовій трубці, стало використатися в практиці й лягло в основу так називаної струминної теорії розрахунку турбін і насосів.

Винахід в 1888 р. М. О. Доливо-Добровольским асинхронного електродвигуна дало потужний поштовх впровадженню електронасосних агрегатів у багато галузей народного господарства. Із цього часу починається робота вчених й інженерів по розробці методів їхнього розрахунку.

Значним внеском у розвиток гідравліки стали праці академіка Н. Н. Павловського (1884-1937) в області рівномірного й нерівномірного руху, фільтрації. Ці роботи послужили основою для створення інженерної гідравліки, широко застосовуваної в інженерній практиці.

Дослідження різних питань, висунутих потребами виробництва, привели до створення нових розробок в області теорії гідравліки й рекомендацій для розрахункової практики, запропонованих багатьма іншими видними радянськими вченими.

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. На початку XIX в. назріла необхідність розрахунку великих гідравлічних машин, тому що струминна теорія не задовольняла вже запитам практики. Виникли нові методи, у тому числі двовимірна теорія розрахунку (а потім і трьохвірна).

2. Рідини як об'єкт вивчення

Феномологічні властивості речовин, в тому числі і рідин, дають загальну характеристику. В наших видах діяльності основними виступають числові дані і найперша густина рідини.

Рідина – це один із можливих станів речовини, в якому рухливість молекул має середнє значення між твердою та газоподібною фазою, що проявляється основною властивістю рідини – текучістю. Рідина завжди займає той об'єм, який їй надано та завжди є межа поділу фаз рідкої та газоподібної.

Гідравліка, в більшості випадків, розглядає краплинні рідини, але коли можна нехтувати стисливістю газів, допустимо застосовувати і до газів закони і залежності краплинної гідравліки.

3. Основні властивості краплинних рідин

Основні фізичні властивості рідин: густина, питома вага, стисливість, температурне розширення і в'язкість.

Густина. Феномологічні властивості речовин, в тому числі і рідин, дають загальну картину. У всіх видах діяльності основними виступають числові дані а найпершою характеристикою для рідини є її *густина*. Це є кількість речовини в одиниці об'єму

$$\rho = \frac{m}{V}. \quad (1.1)$$

Одиниця густини в системі СІ - $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$.

Густина води при температурі $t = 4^\circ\text{C}$ $\rho_0 = 1000 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$.

Питома вага $\gamma (Н/м^3)$ - це вага одиниці об'єму, тобто

$$\gamma = \frac{G}{V}, \quad (1.2)$$

де G - вага рідини в об'ємі V .

Для води при $t = 4^\circ C$ маємо $\gamma_s = 9,81 \cdot 10^3 Н/м^3$.

Якщо врахувати, що $G = mg$, то

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

Величина збільшення об'єму рідин при нагріванні характеризується температурним коефіцієнтом β_t об'ємного розширення, що показує відносну зміну об'єму рідини при зміні температури на $1^\circ C$:

$$\beta_t = \frac{\Delta V}{V_o} \cdot \frac{1}{\Delta t}, \quad (1.4)$$

де V_o – початковий об'єм, $м^3$;

ΔV – зміна об'єму, $м^3$;

Δt - зміна температури, $^\circ C$.

Для води при різних тисках і температурах $\beta_t = 0,00014 \dots 0,00066$; для нафтопродуктів $\beta_t = 0,0006 \dots 0,0008$.

В'язкість – властивість реальної рідини чинити опір відносному руху (зсуву) її шарів.

Першою найпростішою моделлю рідин в гідравліці використовують поняття вигаданої ідеальної рідини в якій відсутня взаємодія між часточками середовища. В природньому стані між часточками рідини виникають різноманітні сили, що гальмують відносний їхній рух.

Таке явище має назву *в'язкість* – властивість реальної рідини чинити опір відносному руху її шарів, як всередині потоку, так і біля стінок. У відповідність із наступною моделлю рух рідини в більшості випадків можна уявити як переміщення безкінечно токих шарів (як стос аркушів паперу), (рис. 1.1).

Швидкість U окремого шару зменшується у міру зменшення відстані у від стінки:

$$\tau = \mu \frac{du}{dy}, \quad (1.5)$$

Відношення $\frac{du}{dy}$ (градієнт швидкості) характеризує інтенсивність зсуву рідини в даній точці,

де μ – коефіцієнт динамічної в'язкості рідини, що має розмірність $Нс/м^2$ ($Па \cdot c$).

du - приріст швидкості, що відповідає приросту координати dy .

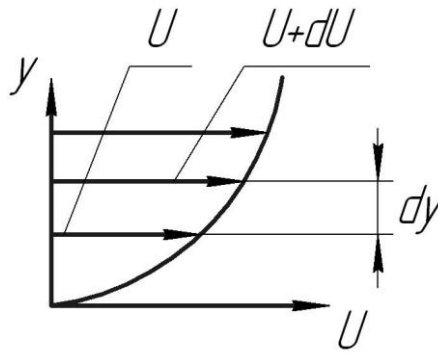


Рисунок 1.1 – Профіль швидкостей при течії реальної в'язкої рідини

На практиці більш вживаним є коефіцієнт кінематичної в'язкості

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}. \quad (1.6)$$

Має розмірність $\text{м}^2/\text{с}$.

В'язкість краплинних рідин суттєво залежить від температури і зменшується при зростанні останньої. Так, наприклад, для води при $t=0^\circ\text{C}$ $\nu=1.7810^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, $t=20^\circ\text{C}$ $\nu=1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, а при $t=100^\circ\text{C}$ $\nu=0.2810^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

Вплив тиску на в'язкість рідини стає помітним при величинах, більших 10 МПа. На відміну від краплинних рідин кінематична в'язкість газів зростає при збільшенні температури.

Стисливість і пружність рідини

Зміна об'єму рідини є суттєвою при досягненні тисків до десятків МегаПаскаль (В гідравлічних системах), або при різкій зміні його величини – гідравлічний удар в трубах.

Характеристикою пружних властивостей рідини є *модуль об'ємної пружності* E_p - величина, обернена коефіцієнту об'ємного стиснення:

$$E_p = \frac{1}{\beta_p} = \frac{H}{\text{м}^2}.$$

Так, наприклад, для води $\beta_p=48,510^{-11} \text{ м}/\text{Н}^2$ і, відповідно, модуль пружності $E=2,1 \cdot 10^9 \text{ Па}$. Модуль пружності мінеральних масел, які використовують в системах гідроприводу, при температурі $t=20^\circ\text{C}$ є меншим і дорівнює $(1,35 \dots 1,75) \cdot 10^3 \text{ МПа}$.

Тема 2. Гідростатика

План

1. Сили, що діють на рідину: масові та поверхневі.

2. Гідростатичний тиск та його властивості.
3. Основне рівняння гідростатики.
4. Прилади вимірювання тиску
5. Епюри тиску. Сила тиску рідини на плоскі поверхні. Визначення точки прикладання результуючої сили.

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

Гідростатика — частина гідравліки, що розглядає закони рівноваги рідини і використання їх використання для розв'язування практичних задач для нерухомої рідини.

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.

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.

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

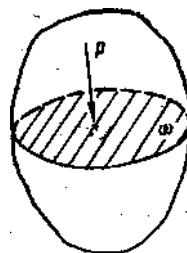


Рис. 2.1. До визначення гідростатичного тиску в точці рідини

Розглянемо об'єм рідини (рис.2.1.), який знаходиться в рівновазі. Внаслідок дії зовнішніх масових та поверхневих сил всередині нерухомого об'єму створюється напруження, аналогічне нормальному напруженню в твердих тілах і 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

$$p_{с.р} = P / \omega \quad (2.1)$$

тобто гідростатичний тиск — це відношення сил тиску до площі, на яку вона діє, за умови, що величина її наближається 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 $1000 \text{ Па} = 1 \text{ кПа}$, $10^6 \text{ Па} = 1 \text{ МПа}$.

Властивості гідростатичного тиску

Гідростатичний тиск має дві властивості. Гідростатичний тиск завжди направлений по внутрішній нормалі до площадки дії. Доведемо цю властивість від протилежного.

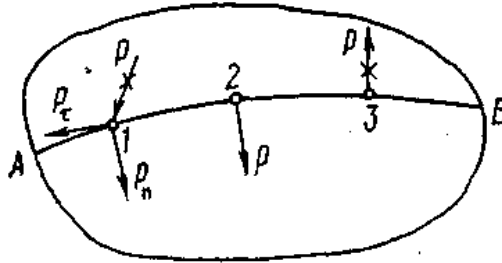


Рис. 2.2. Визначення напрямку гідростатичного тиску

Припустимо, що тиск у точці 1 направлений під кутом до довільної поверхні АВ. Його можна розкласти на дві складові — по внутрішній нормалі до АВ і по дотичній, тобто на нормальну p_n і тангенціальну p_τ складові. А тангенціальна, дотична складова характерна тільки для рухомої рідини, що не відповідає умові нерухомості.

Гідростатичний тиск не залежить від орієнтації площадки дії в просторі. Для доведення цього виділимо в нерухомій рідині елементарний об'єм рідини. На який діє безліч врівноважених елементарних сил, якщо буде порушена рівновага хоча б вздовж однієї осі, елементарне тіло почне рухатись, що неприпустимо за умовою.

3. Основне рівняння гідростатики

Візьмемо у рідині довільну точку з координатою Z і глибиною занурення h (рис 1.3). Основне рівняння гідростатики – рівняння, що виражає гідростатичний тиск p у будь-якій точці нерухомої рідини в тому випадку, коли з масових сил на неї діє тільки одна сила тяжіння.

$$p = p_0 + \rho gh, \quad (2.2)$$

Рисунок 2.3 – Тиск у точці в'язкої рідини
де p_0 - тиск на вільній поверхні рідини;
 h - глибина розміщення точки, що розглядається.

Інша форма запису рівняння (1.8) має вигляд

$$z + \frac{p}{\rho g} = z_0 + \frac{p_0}{\rho g}, \quad (2.3)$$

де z і z_0 - вертикальні координати довільної точки і вільної поверхні рідини, що відраховуються від горизонтальної площини.

Якщо відома величина питомої ваги γ , рівняння (1.8) можна записати у вигляді

$$p = p_0 + \gamma h. \quad (2.4)$$

З виразу (1.10) випливає, що гідростатичний тиск p у даній точці дорівнює сумі тисків на вільній поверхні рідини p_0 і тиску, створюваному стовпом рідини висотою, що дорівнює глибині занурення точки.

Види тиску

Вирізняють тиск, що відповідає абсолютному нулю, і тиск атмосферний

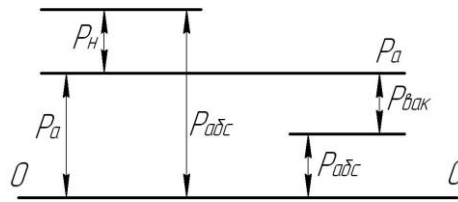


Рисунок 2.4 – Види тиску

Відносно абсолютного нуля тиск у будь-якій точці рідини називається *абсолютним* $p_{абс}$.

Різниця між абсолютним тиском $p_{абс}$ і атмосферним тиском p_a називається надлишковим тиском і позначається p_n :

$$p_n = p_{абс} - p_a. \quad (2.5)$$

Надлишковий (манометричний) – це тиск, що перевищує атмосферний (рис.1.4). Тиск, що не достає до атмосферного, або різниця між атмосферним p_a і абсолютним тиском $p_{абс}$ називається *вакуумметричним тиском*, або *вакуумом*:

$$p_{вак} = p_a - p_{абс} \quad (2.6)$$

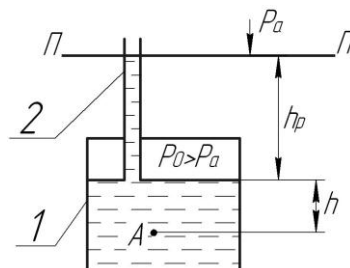


Рисунок 2.5 - П'єзометрична висота

Розглянемо закриту посудину 1, яка заповнена рідиною, на поверхні якої діє тиск p_o , що перевищує атмосферний тиск p_a . До посудини приєднано трубку 2, яку відкрито зверху, тобто сполучено з атмосферою (рис 1.5). Оскільки тиск на поверхні рідини p_o більше атмосферного, то рідина в трубці 2 підніметься на деяку висоту h_p , яка в гідравліці має назву «п'єзометрична висота», а сама трубка – п'єзометр.

П'єзометрична висота h_p визначається із попередніх залежностей

$$h_p = \frac{p_{абс} - p_a}{\rho g} = \frac{p_n}{\rho g}. \quad (2.7)$$

Аналогічно визначається вакуумметрична висота із урахуванням рівняння (1.12):

$$h_{вак} = \frac{p_a - p_{абс}}{\rho g} = \frac{p_{вак}}{\rho g}. \quad (2.8)$$

Площина П-П, тиск в усіх точках якої дорівнює атмосферному, називається п'єзометричною. Якщо посудина відкрита, то п'єзометрична площина збігається з вільною поверхнею рідини.

4. Прилади для вимірювання тиску

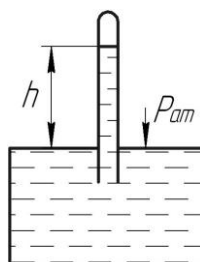


Рисунок 2.6 – Ртутний барометр

Для вимірювання тиску використовуються рідинні (барометр, п'єзометр, вакуумметр, дифмано-метр), механічні (манометр, вакуумметр) та електричні прилади. Розглянемо принцип дії основних із них.

Барометр складається з відкритої чашки, що заповнена ртуттю, і скляної трубки, верхній кінець якої запаяний, а нижній опущений у чашку під рівень ртуті

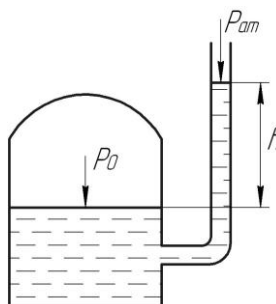


Рисунок 2.7 – П'єзометр

(рис. 1.6). У верхній частині повітря немає, тому в ній діє тиск насиченої пари ртуті $P_{н.п}$. Значення атмосферного тиску визначається за формулою

$$P_a = P_{н.п} + \rho_p g h, \quad (2.9)$$

де ρ_p - густина ртуті; h - висота підйому рідини в трубці.

П'єзометр – це прилад для вимірювання невеликих тисків у рідині за допомогою висоти стовпа цієї рідини (рис. 1.7).

Він складається з вертикальної скляної трубки, верхній кінець якої відкрито в атмосферу, а нижній приєднано до посудини, в якій вимірюють тиск p .

Згідно з основним рівнянням гідростатики

$$p_0 = p_a + \rho g h. \quad (2.10)$$

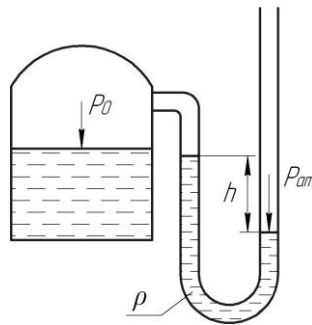


Рисунок 2.8 – Рідинний вакуумметр

Вакуумметр - це U-подібна скляна трубка, в коліні якої

знаходиться рідина, важча від тієї, що знаходиться в посудині. Один кінець трубки з'єднано з посудиною, а інший відкрито (рис. 1.8). Тиск p_0 на вільній поверхні рідини, якщо трубку приєднано вище цієї поверхні, обчислюють за формулою

$$p_0 = p_a - \rho g h. \quad (2.11)$$

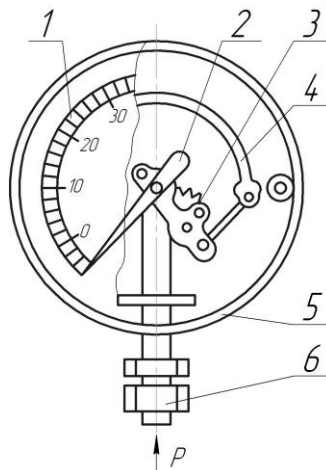


Рисунок 2.9 – Пружинний манометр

Пружинний манометр (рис. 1.9) складається з корпусу 5, штуцера 6, манометричної (пружинної) трубки 4, передавального механізму 3, стрілки 2 і

шкали 1. Рідина під тиском потрапляє в штуцер, а потім - в трубку. Під дією тиску трубка розгинається і переміщається її вільний кінець, пов'язаний із стрілкою приладу.

4. 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 h_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

$$\Delta P = p \Delta\omega = (p_0 + \gamma h) \Delta\omega. \quad (2.12)$$

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

$$P = \gamma h_c \omega. \quad (2.13)$$

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 (1.27) набуває вигляду

$$P = \gamma h \omega. \quad (2.14)$$

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 H (рис. 2.10).

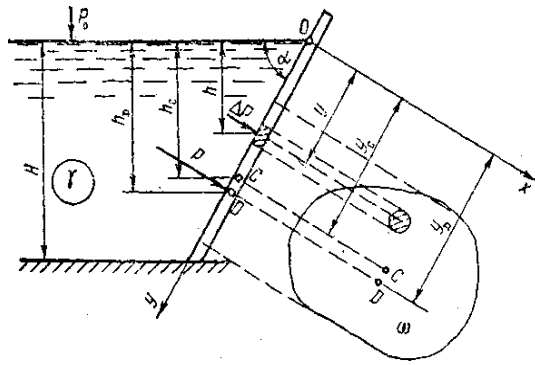


Рис. 2.10. Схема визначення сили гідростатичного тиску і положення центра тиску

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

$$P y_D = \sum_{i=1}^n \Delta P_i y_i, \quad \text{звідси}$$

$$y_D = \left(\sum_{i=1}^n \Delta P_i y_i \right) / P \quad (2.15)$$

Підставивши вирази $\Delta P = \gamma h_i \Delta \omega_i$, $h_i = y_i \sin \alpha$ та P з формули (1.28), одержимо

$$y_D = \frac{\gamma \sin \alpha \sum_{i=1}^n y_i^2 \Delta \omega_i}{\gamma h_c \omega} = \frac{\sin \alpha I_x}{h_c \omega} = \frac{I_x}{y_c \omega} \quad (2.16)$$

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

$$I_x = I_0 + y_c^2 \omega \quad (2.17)$$

і залежність (1.30) набуде вигляду

$$y_D = \frac{I_0 + y_c^2 \omega}{y_c \omega} = y_c + \frac{I_0}{y_c \omega} \quad (2.18)$$

У випадку, коли стінка вертикальна ($\alpha = 90^\circ$), залежність (1.32) має такий вигляд:

$$h_D = h_c + \frac{I_0}{h_c \omega} \quad (2.19)$$

Аналізуючи (1.32) і (1.33), 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,

$$y_D = y_c + e. \quad (2.20)$$

Тема 3. Кінематика та динаміка рідини

План

1. Основні визначення: усталений (стаціонарний) та неусталений (нестационарний) рух.
2. Основні параметри кінематики, Потік і його елементи.
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. 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 три види потоків рідини:

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

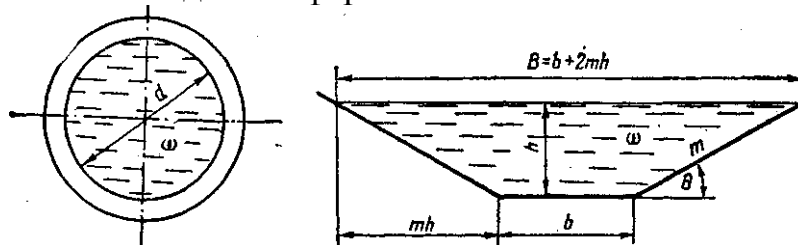


Рис. 3.1. Напірний потік рідини в трубці та відкритий потік в каналі.

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.

Гідродинамічний тиск на відміну від гідростатичного залежить не тільки від координат, а в більшості випадків ще й від часу.

У гідродинаміці розглядають основні типи руху. Неусталений рух — такий, коли в кожній точці рідини і швидкість, і гідродинамічний тиск залежать не тільки від координат точки, а й від часу:

$$v=f_1(x,y,z,t); \quad p=f_2(x,y,z,t). \quad (3.1)$$

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

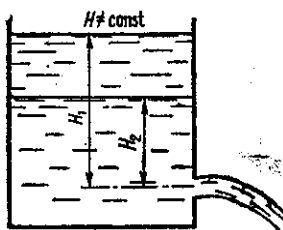


Рис. 3.2. Неусталений рух

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.

2. Основні параметри кінематики. Потік і його елементи.

Під час руху рідини вирізняють лінію течії, елементарний струмінь, живий переріз.

Лінія течії — це лінія, дотична до кожної точки якої в даний момент часу збігається з вектором швидкості (рис. 3.3).

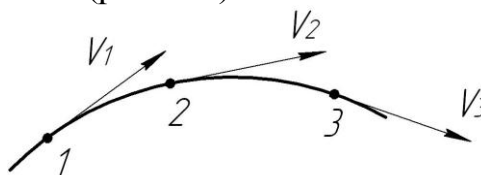


Рисунок 3. 3— Лінія течії – Елементарний струмінь

Нескінченно малий об'єм, обмежений лініями течії, називається *елементарним* струменем (рис. 3.3). Передбачається, що потік рідини, що рухається, складається з окремих елементарних струменів.

Живий переріз потоку — це поверхня в межах потоку рідини, перпендикулярна в кожній своїй точці до вектора відповідної місцевої швидкості у цій точці.

Рідина, що протікає всередині цієї трубки, називається елементарною цівкою. Елементарна цівка ізольована від навколишнього маси рідини. Очевидно, рідина не може протікати через бічну поверхню трубки струму, так як на ній $u_n = 0$. Сукупність елементарних струминок являє собою потік кінцевих розмірів. Струменевий модель потоку рідини спрощує теоретичні дослідження руху рідини.

Основні властивості елементарної цівки:

1. Швидкість і площі перерізів елементарної цівки можуть змінюватися вздовж струмка, швидкості ж в межах одного перерізу елементарної цівки внаслідок малості майданчики однакові.

2. Рідина не може протікати через бічну поверхню елементарної цівки, так як на підставі визначення лінії струму в будь-якій точці поверхні елементарної цівки швидкість направлена по дотичній до поверхні.

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

де u_1, u_2 — швидкості руху рідини в поперечних перерізах елементарної струминки з площами $\Delta \omega_1, \Delta \omega_2$.

Згідно струминкової 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).

3 Витрати. Рівняння нерозривності для струминки і потоку.

Витрата — кількість рідини, що протікає через живий переріз за одиницю часу. В гідравліці застосовують об'ємну витрату Q , $\frac{m^3}{c}$:

$$Q = V \cdot S, \quad (3.4)$$

де V — середня швидкість; S — площа живого перерізу.

При усталеному русі витрата через усі живі перерізи потоку дорівнює:

$$Q = V_1 \cdot S_1 = V_2 \cdot S_2 = V_n \cdot S_n = \dots = \text{const}. \quad (3.5)$$

Умова нерозривності, або суцільності руху рідини

Для двох перерізів 1-1 і 2-2 елементарної цівки в сталому русі (рис. 3.4) можна записати:

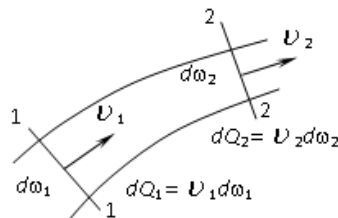


Рис. 3.4

Видно, що $dQ_1 > dQ_2$ по умові нестисливості і $dQ_1 < dQ_2$ за умовою суцільності руху.

Отже, умова нерозривності має вигляд $dQ_1 = dQ_2$.

Очевидно, що для всього потоку маємо

$$\omega_1 v_1 = \omega_2 v_2$$

$$\text{або } Q = \omega v = \text{const}$$

Таким чином, при сталому русі рідини витрата у будь-якому перерізі потоку залишається незмінною .

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

Рівняння Бернуллі є основним рівнянням гідродинаміки. Для двох перерізів 1-1 та 2-2 реальної рідини при усталеному русі рівняння Бернуллі має вигляд

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + \sum h_{1-2}, \quad (3.6)$$

де z_1 і z_2 - геометричний напір (питома потенціальна енергія положення) в перерізах 1-1 та 2-2, м;

$\frac{p_1}{\rho g}$ і $\frac{p_2}{\rho g}$ - п'єзометричний напір (питома потенціальна енергія тиску) в перерізах 1-1 та 2-2, м;

$\frac{\alpha_1 V_1^2}{2g}$ і $\frac{\alpha_2 V_2^2}{2g}$ - швидкісний напір (питома кінетична енергія) в перерізах 1-1 та 2-2, м;

p_1, p_2 - надлишковий тиск у перерізах, Па;

V_1, V_2 - середні по живому перерізу труби швидкості потоку, $\frac{м}{с}$;

α_1, α_2 - коефіцієнти кінетичної енергії (коефіцієнти Коріоліса) в перерізах;

ρ - густина рідини, $\frac{кг}{м^3}$;

$\sum h_{1-2}$ - втрати напору в трубі між перерізами, м.

Коефіцієнт кінетичної енергії α враховує нерівномірність поля швидкостей в живому перерізі, що розглядається. Величина цього коефіцієнта залежить від режиму течії рідини: для ламінарної течії $\alpha = 2$, для турбулентної - $\alpha = 1,05-1,15 (\alpha \approx 1)$.

Усі члени рівняння Бернуллі у формулі (3.6) мають лінійну розмірність і з енергетичної точки зору являють собою повну *питому енергію рідини*, тобто енергію, віднесену до одиниці ваги рідини.

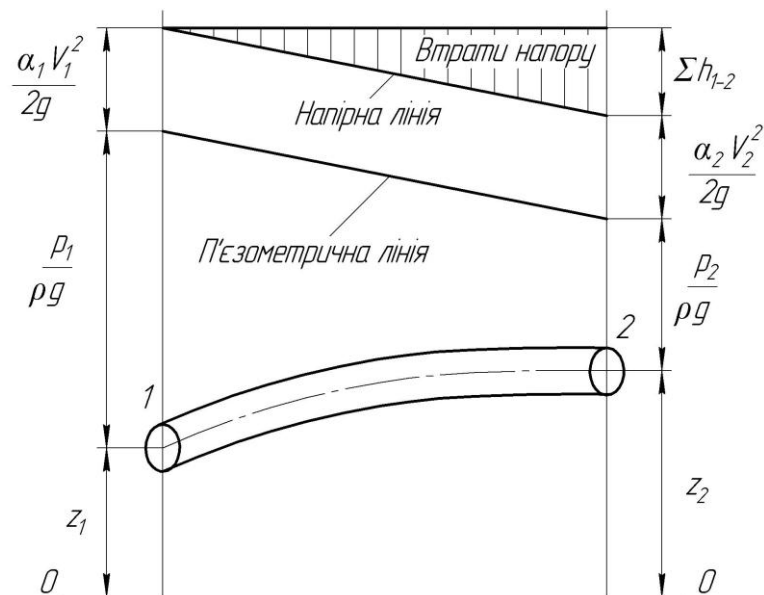


Рисунок 3.5 – Графічна ілюстрація рівняння Бернуллі

Графічна ілюстрація рівняння Бернуллі показана на рис. 3.5. Лінія $H_1 - H_2$ показує зміну повних напорів у перерізах 1-1 і 2-2 і називається *напірною лінією*, або *лінією повного напору*, лінія $P_1 - P_2$ - зміну п'єзометричних напорів і називається *п'єзометричною лінією*.

5. Фізична (енергетична) інтерпретації рівняння Бернуллі

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

З **ф і з и ч н о ї** (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

$$E = \Delta m g (z + p / \gamma) + \Delta m u^2 / 2. \quad (3.7)$$

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

$$E = \frac{e}{\Delta m g} = z + p / \gamma + u^2 / (2g). \quad (3.8)$$

3. 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 рідни

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

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

$$z_1 + \frac{p_1}{\nu} + \frac{u_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\nu} + \frac{u_2^2}{2g} + h_\omega \quad (3.9)$$

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

$$I = \frac{h_\omega}{l} = \frac{e_1 - e_2}{l} = \frac{[z_1 + p_1/\nu + u_1^2/(2g)] - [z_2 + p_2/\nu + u_2^2/(2g)]}{l} \quad (3.10)$$

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

$$I = -\frac{\Delta H}{\Delta l} = -\frac{\Delta[z + p/\nu + u^2/(2g)]}{\Delta l} \quad (3.11)$$

Оскільки похил напірної лінії завжди величина додатна, то мінус в формулі (10) означає, що напір H по довжині елементарної струминки зменшується.

Для рівняння Бернуллі (3.9) 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.

Тема 4. Режими руху рідини та гідравлічні втрати напору

План

1. Ламінарний та турбулентний режими руху рідини. Число Рейнольдса.
2. Структура турбулентного потоку.
3. Втрати напору на довжині. Гідравлічний коефіцієнт опору. Зони опору.
4. Місцеві опори

1. Ламінарний та турбулентний режими руху рідини. Число Рейнольдса.

Сили в'язкості в рідині суттєво впливають на величину і розподіл швидкостей руху рідини, тобто на характер її руху.

Розрізняють два основних режими руху рідини: *ламінарний* і *турбулентний*. *Ламінарний режим* характеризується тим, що рідина рухається

окремими шарами, пульсацій швидкості і тиску не спостерігається. *Турбулентний режим* характеризується невпорядкованим, хаотичним рухом частинок та інтенсивним перемішуванням рідини.

Критерієм для визначення режиму руху є *безрозмірне число Рейнольдса*. Для труб круглого перерізу число Рейнольдса визначається за формулою

$$R_e = \frac{V \cdot d}{\nu}, \quad (4.1)$$

де V – середня швидкість рідини; d – діаметр труби;

ν – кінематичний коефіцієнт в'язкості рідини.

Число Рейнольдса, з фізичної точки зору є відношенням сил інерції до сил тертя.

Експериментально визначено, що режим буде *ламінарним*, якщо $R_e < R_{e_{кр}}$. $R_{e_{кр}}$ - *критичне число Рейнольдса*, при якому відбувається перехід ламінарного режиму в турбулентний. Для круглих труб приймають $R_{e_{кр}} = 2320$. Якщо число Рейнольдса знаходиться в області $2320 < R_e < 4000$, то режим вважають *перехідним*, а при $R_e > 4000$ - *турбулентним*.

Ламінарний режим виникає в тонких капілярних трубках, під час руху дуже в'язких рідин, при фільтрації води в шарах ґрунту тощо. Рух малов'язких рідин (вода, бензин, спирт) майже завжди відбувається в турбулентному режимі.

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. Експериментальне цю думку підтвердив англійський фізик [Осборн Рейнольдс](#) (1883р.).

До резервуара А з постійним рівнем рідини приєднана труба з 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. 2), тобто паралельними шарами. Такий режим руху рідини названий ламінарним (від латинського *lamina* — шар).

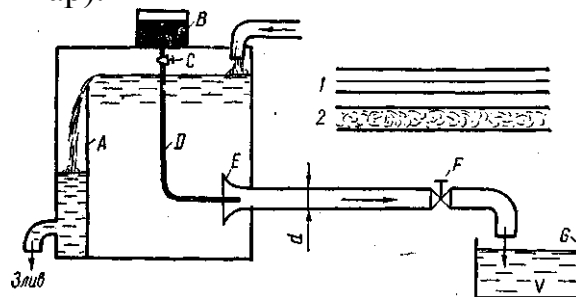


Рис.4.1. Дослідна установка О. Рейнольдса

При поступовому збільшенні відкривання 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.5). Цей режим руху носить назву турбулентного (від латинського *turbulentus*— безладний).

2. Структура турбулентного потоку.

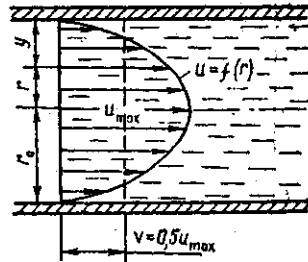


Рис.4.2 Розподіл швидкостей в трубі при ламінарному режимі руху

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

$$u = \frac{\gamma I}{4\mu} (r_0^2 - r^2). \quad (4.2)$$

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

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

$$u_{\max} = \frac{\gamma i}{4\mu} r_0^2. \quad (4.3)$$

$$(4.4)$$

Середня швидкість ламінарного потоку в трубі

$$\omega = \frac{Q}{\omega} = \frac{\gamma \pi / r_0^4}{8\mu \pi r_0^2} = \frac{\gamma R_0^2}{8\mu} = \frac{u_{\max}}{2}. \quad (4.5)$$

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.

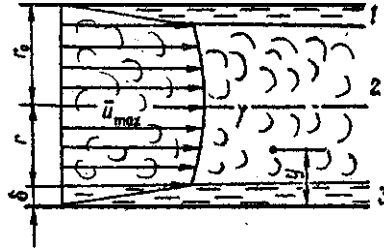


Рис.4.3. Розподіл швидкостей при турбулентному русі
1- ламінарна плівка; 2- турбулентне ядро; 3- стінка трубопроводу

3 Втрати напору по довжині трубопроводу при ламінарній і турбулентній течії

Загальні відомості про гідравлічні втрати

Рух в'язкої рідини супроводжується втратами енергії. *Втрати питомої енергії* (напору), або *гідравлічні втрати*, залежать від форми, розмірів русла, швидкості течії і в'язкості рідини.

У більшості випадків гідравлічні втрати h_{ad} пропорційні швидкості течії рідини у другому ступені або динамічному напору $V^2/2g$ і визначаються з виразу

$$h_{ad} = \zeta \frac{V^2}{2g}, \quad (4.6)$$

де ζ - коефіцієнт втрат; V - середня швидкість у перерізі.

Гідравлічні втрати енергії, як правило, розділяють на місцеві втрати і втрати на тертя по довжині визначаються за формулою Дарсі-Вейсбаха

$$h_{mp} = \lambda \frac{l}{d} \frac{V^2}{2g}, \quad (4.7)$$

де λ – гідравлічний коефіцієнт тертя по довжині або коефіцієнт Дарсі; l – довжина трубопроводу; d – його діаметр; V – середня швидкість течії рідини.

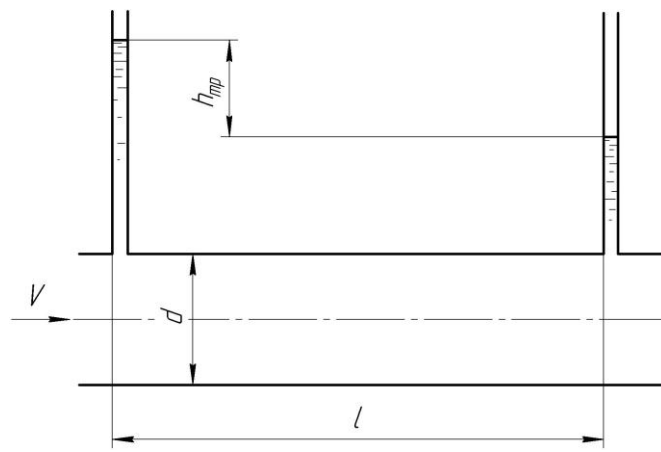


Рисунок 4.4 – Втрати напору по довжині труби

Для *ламінарного режиму* руху рідини в круглій трубі коефіцієнт λ визначається за теоретичною формулою

$$\lambda = \frac{64}{Re}, \quad (4.8)$$

де Re — число Рейнольдса.

При *турбулентному режимі* коефіцієнт λ залежить від числа Рейнольдса Re і відносної шорсткості труби Δ_e/d (Δ_e - еквівалентна шорсткість) і визначається за емпіричними формулами.

Формула для визначення **втрат напору по довжині** для труб круглого поперечного перерізу

$$h_l = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}. \quad (4.9)$$

Формула справедлива для будь-якого режиму руху, її можна привести до виду формули Вейсбаха

$$h_l = \zeta \frac{v^2}{2g}. \quad (4.10)$$

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 $\Delta/r, \Delta/d, \Delta/R$.

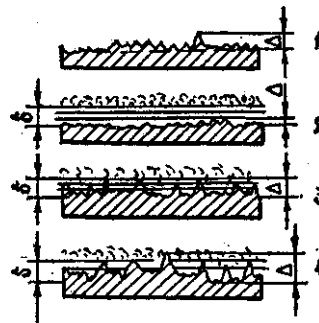


Рис. 4.5. Шорсткість стінок трубопроводу: 1. Висота виступів шорсткості 2. Гідравлічні гладкі стінки 3. Перехідний режим. 4. Гідравлічні шорсткі стінки

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.)

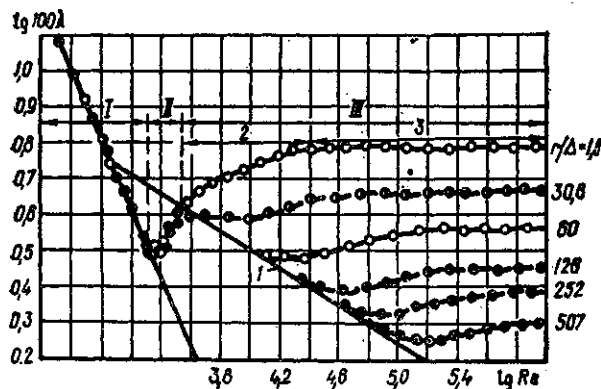


Рис 4.6. Графік Нікурадзе

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

$$\lambda = 64 / Re \quad (4.11)$$

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

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

$$\lambda = 0,3164 / Re^{0.25} \quad (4.12)$$

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

$$\text{Альтшуля} \quad \lambda = 0.11 \left(\frac{\Delta_e}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0.25} \quad (4.13)$$

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

$$\lambda = 0.11 \left(\frac{\Delta_e}{Re} \right)^{0.25} = 0.114 \sqrt[4]{\frac{\Delta_e}{Re}} \quad (4.14)$$

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

$$10d / \Delta_e < Re < 500d / \Delta_e \quad (4.15)$$

При $Re > 500d / \Delta_e$ область опору квадратична

4. Місцеві 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, наряду, гідротехнічні споруди. Місцеві втрати напору прийнято визначати як частину швидкісного напору $\nu^2 / (2g)$, причому швидкість ν , як правило, береться за місцевим опором.

У місцевих гідравлічних опорах унаслідок зміни конфігурації потоку на коротких ділянках змінюються швидкості руху рідини за величиною і напрямом, а також утворюються вихори. Це і є причиною місцевих втрат напору.

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

$$h_m = \zeta_m \frac{\nu^2}{2g} \quad (4.16)$$

де ζ_m — коефіцієнт місцевого опору.

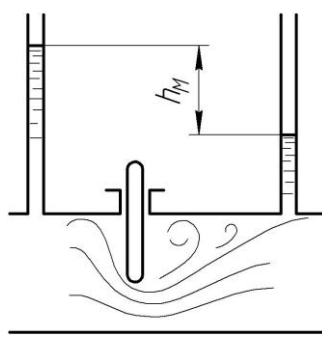


Рисунок 4.7 – Місцевий гідравлічний опір

Місцеві втрати енергії зумовлені так званими місцевими гідравлічними опорами, тобто місцевими змінами форми і розмірів русла, що викликають деформацію потоку. При протіканні рідини через місцеві опори змінюється її швидкість і утворюються вихори.

Прикладом місцевих опорів може бути засувка (рис. 2.4).

Місцеві втрати напору визначаються за формулою Вейсбаха

$$h_i = \zeta \frac{V^2}{2g}, \quad (4.17)$$

де V - середня швидкість у трубі; ζ - коефіцієнт місцевого опору.

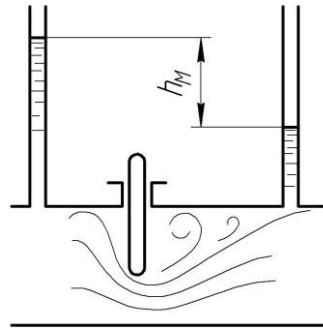


Рисунок 4.8 – Місцевий гідравлічний опір

Місцевими опорами є розширення і звуження русла, поворот, діафрагма, вентиль, кран тощо (рис. 4.8).

Втрати напору в місцевих опорах визначаються за формулою (4.17).

При турбулентному режимі коефіцієнт ζ залежить в основному від виду місцевого опору, а при ламінарному – від числа Рейнольдса. Для всіх місцевих опорів цей коефіцієнт визначається експериментально.

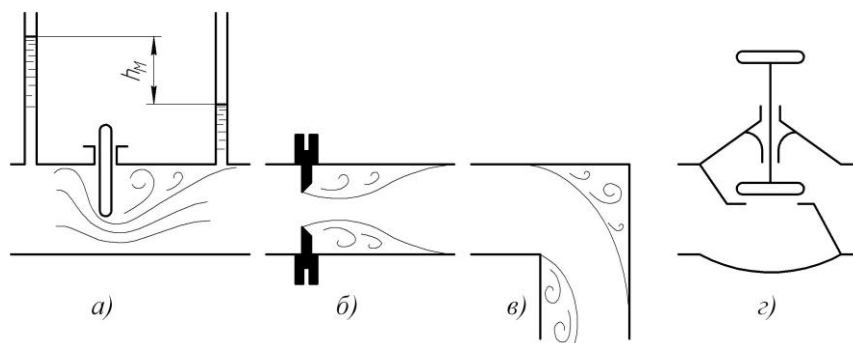


Рисунок 4.9 – Місцеві гідравлічні опори:

а – засувка; б – діафрагма; в – поворот; г – вентиль

Розглянемо деякі місцеві опори.

Раптове (різке) розширення труби (рис. 2.7).

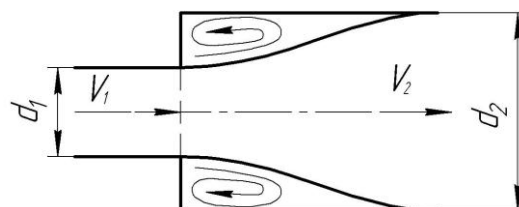


Рисунок 4.10 – Раптове розширення труби

При *раптовому розширенні труби* потік зривається з кута і поступово розширюється. Між потоком і стінкою труби утворюються вихори, які і є причиною втрат енергії. Втрати напору в цьому випадку визначаються за теоремою Борда

$$h_{pp} = \frac{(V_1 - V_2)^2}{2g}, \quad (4.18)$$

де V_1 і V_2 - швидкість рідини перед і після раптового розширення.

Формулу (2.14) можна записати у вигляді

$$h_{pp} = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2 \frac{V_1^2}{2g} = \zeta_{pp} \frac{V_1^2}{2g}. \quad (4.19)$$

При цьому для швидкості V_1

$$\zeta_{pp} = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2. \quad (4.20)$$

При виході рідини з труби в резервуар виникає різке розширення потоку. В цьому випадку $S_2 \gg S_1$ (площа резервуара значно більша площі труби).

Коефіцієнт втрат на виході з труби буде $\zeta_{вих} = 1$.

Раптове звуження труби (рис 2.8) викликає менші втрати енергії, ніж раптове розширення. У цьому випадку втрати обумовлені тертям потоку при вході у вузьку трубу і втратами на вихроутворення. Втрати напору при раптовому звуженні труби визначають за формулою

$$h_{pz} = \zeta_{pz} \frac{V_2^2}{2g}, \quad (4.21)$$

де ζ_{pz} визначається за формулою Ідельчика

$$\zeta_{pz} = 0,5 \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right). \quad (4.22)$$

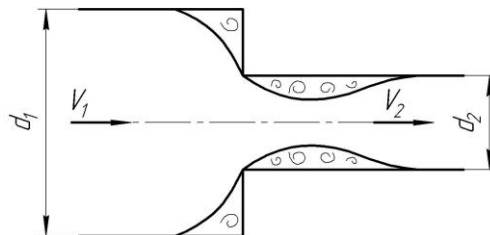


Рисунок 4.11 – Раптове звуження труби

При *вході рідини з резервуара в трубу* можна вважати $S_2/S_1 = 0$, а коефіцієнт опору таким, що дорівнює $\zeta_{ex} = 0,5$.

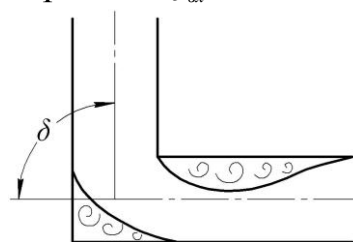


Рисунок 4.12 – Поворот труби

Поворот труби (рис 2.9) або коліно без закруглення викликає значні втрати енергії, оскільки в ньому відбувається відрив потоку і вихроутворення, причому тим більше, чим більший кут δ . Втрати напору розраховують за формулою Дарсі де $\zeta_{\text{кол}}$ - коефіцієнт опору коліна, який визначається за довідниковими даними.

Тема 5. Гідравлічний розрахунок трубопроводів

План

1. Класифікація трубопроводів. Гідравлічний розрахунок коротких та довгих трубопроводів. Розрахунок сифонного трубопроводу. Типи задач у разі розрахунку простих довгих трубопроводів.
2. Розрахунок довгих трубопроводів
- 3. З'єднання трубопроводів. Розрахунок довгих трубопроводів у разі послідовного та паралельного з'єднання.**

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.

1. Класифікація трубопроводів. Гідравлічний розрахунок коротких та довгих трубопроводів. Типи задач у разі 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

$$A = 0,083 \frac{\lambda}{d^5} \quad (5.1)$$

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

$$h_f = H = A Q^2 l. \quad (5.2)$$

Позначимо опір даного трубопроводу через S :

$$S = A l \quad (5.3)$$

і одержимо другу розрахункову формулу —

$$H = S Q^2. \quad (5.4)$$

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 $Q = \sqrt{H/(A l)} = \sqrt{H/S} = K \sqrt{l}$; потім знаходять середню швидкість руху $v = Q/\omega = 4Q/(\pi d^2)$ і приймають значення β . Визначають витрату в другому наближенні: $Q = \sqrt{H/(\beta A l)} = \sqrt{H/(\beta S)} = K \sqrt{l/\beta}$

11. 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 $A = H/(Q^2 l)$; $K = Q/\sqrt{l}$; $S = H/Q^2$.

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

2. Розрахунок довгих трубопроводів

Розрахунок простих трубопроводів

Для простого трубопроводу сталого перерізу довжиною l , (рис.5.1) що має ряд місцевих опорів (наприклад, вентиль 1, фільтр 2, зворотній клапан 3 і т.д.), основним розрахунковим рівнянням є рівняння Бернуллі для початкового I і кінцевого II-го перерізів трубопроводу. При $\alpha_1 = \alpha_2$ і $v_1 = v_2$ воно має вигляд:

$$Z_1 + \frac{p_1}{\rho g} = Z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \sum h_{w_{1-2}}. \quad (5.5)$$

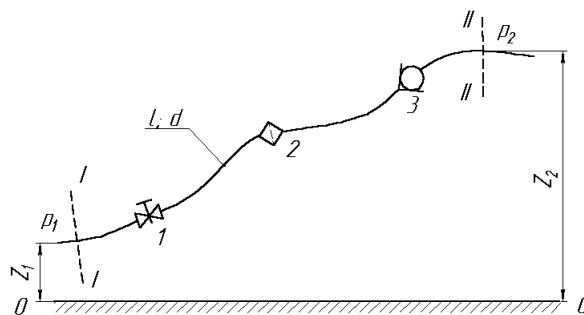


Рис. 5.1

Сумарну втрату напору в загальному випадку виражають формулою:

$$\sum h_w = A \cdot Q^m \quad (5.6)$$

де A – опір трубопроводу, m – показник, величина якого для ламінарного режиму течії дорівнює 1, для турбулентного режиму – 2.

При ламінарній течії, якщо нехтувати місцевими втратами, з формули Пуайзеля [3.26] знаходимо:

$$A = 128 \frac{\nu l}{\pi g d^4} \quad (5.7)$$

При турбулентній течії в автотомельній області, де $m = 2$, на підставі формули Дарсі-Вейсбаха маємо:

$$A = \frac{8}{g \pi^2 d^4} \left(\lambda \frac{l}{d} + \xi_1 + \xi_2 + \xi_3 + \dots \right). \quad (5.8)$$

Для довгих трубопроводів в області квадратичного спору

$$A = \frac{8 \lambda l}{\pi^2 g \cdot d^5}. \quad (5.9)$$

Якщо простий трубопровід складається з „п” послідовно з’єднаних ділянок різних діаметрів то рівняння Бернуллі для початкового і кінцевого перерізів набуває форми

$$Z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = Z_n + \frac{p_n}{\rho g} + \frac{\alpha_n v_n^2}{2g} + \sum_1^n h_w, \quad (5.10)$$

де сумарні витрати $\sum_1^n h_w = \sum h_{w_1} + \sum h_{w_2} + \dots + \sum h_{w_n}$.

Оскільки трубопровід простий, то $Q_1 = Q_2 = \dots Q_n = Q$ і тоді

$$\sum h_w = (A_1 + A_2 + \dots + A_n) Q^m = A \cdot Q^m.$$

Характеристика трубопроводу. Потрібний напір

Характеристикою трубопроводу називають графічну залежність сумарних втрат напору в трубопроводі від витрати рідини, тобто залежність $\sum h_w = f(Q)$.

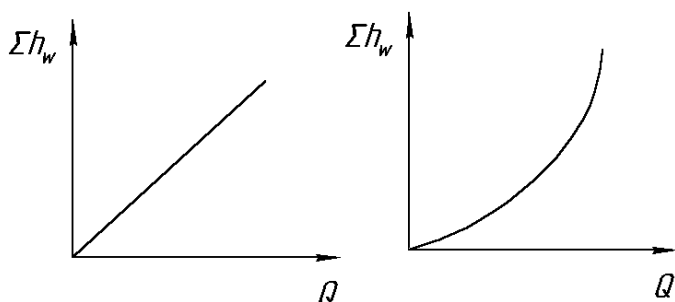


Рис.5.2

перерізі, який забезпечує задану витрату рідини в трубопроводі. Якщо цей напір відомий, то його називають заданим напором.

З рівняння /5.1/ для трубопроводу сталого перерізу визначаємо. При ламінарній течії $\sum h_w = A \cdot Q$ і є характеристика трубопроводу лінійна /рис.5.2 а/; при турбулентному режимі $\sum h_w = A \cdot Q^2$ і її будують як параболу другого ступеня/рис.5.2 б/.

Замість характеристики трубопроводу в певних випадках доцільно будувати криву потрібного напору. Потрібним напором $H_{\text{потр}}$ для простого трубопроводу називається п'єзометричний напір $P_1 / \rho g$ в початковому

$$H_{\text{номр}} = \frac{P_1}{\rho g} = H_{\text{см}} + \sum h_{w1-2} = H_{\text{см}} + A \cdot Q^m. \quad (5.11)$$

В цій формулі статистичний напір $H_{\text{см}} = Z_2 - Z_1 + \frac{P_2}{\rho g}$.

Для трубопроводу змінного перерізу з (5.6) при $\alpha_1 = \alpha_2 = \dots = 1$ будемо мати

$$H_{\text{номр}} = Z_n - Z_1 + \frac{P_n}{\rho g} + \frac{v_n^2 - v_1^2}{2g} + \sum h_{w1-n}, \quad (5.12)$$

При турбулентному режимі коли $m=2$, другий і третій члени правої частини рівняння (5.9) об'єднують, а при ламінарному режимі другим членом як правило нехтують.

Крива потрібного напору $H_{\text{номр}} = f(Q)$ – це характеристика трубопроводу, зміщена вздовж осі ординат на величину $H_{\text{см}}$ (рис.5.3а – при ламінарній течії, рис. 5.3б – при турбулентній).

З наведених вище формул виходить, що потрібний напір – це той напір, який необхідно створити на початку трубопроводу для додання геометричної

висоти $\Delta Z = Z_n - Z_1$, тиску в кінцевому перерізі і всіх гідравлічних опорів в трубопроводі.

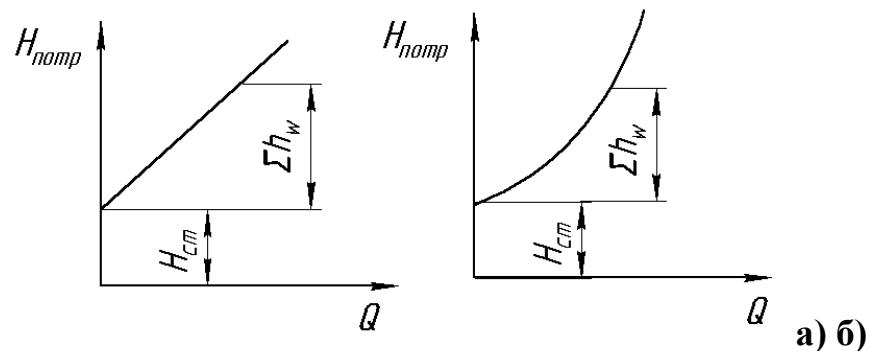


Рис.5.3

2. З'єднання трубопроводів. Розрахунок довгих трубопроводів у разі послідовного та паралельного з'єднання.

Послідовне з'єднання

Декілька послідовно з'єднаних трубопроводів, що мають різні довжини і діаметри можна розглядати як простий трубопровід змінного перерізу (рис.5.4)

На основі рівняння нерозривності витрата рідини на **кожній з ділянок буде однаковою**, а загальні витрати напору визначаються сумою втрат напору на окремих ділянках, тобто

$$\left. \begin{aligned} Q_1 = Q_2 = Q_3 = \dots Q \\ \sum h_w = \sum h_{w_1} + \sum h_{w_2} + \sum h_{w_3} + \dots = (A_1 + A_2 + A_3 + \dots) Q^m \end{aligned} \right\} \quad (5.13)$$

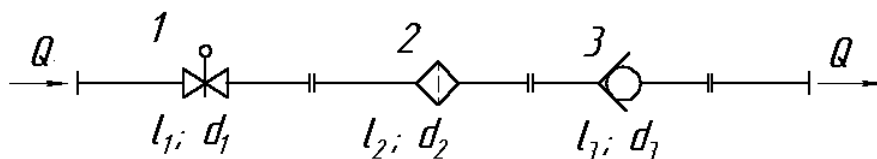


Рис.5.4

Якщо побудовані характеристики кожного з послідовно з'єднаних трубопроводів, то сумарну характеристику всього з'єднання можна стримати шляхом додаванням ординат /втрат напору/ окремих характеристик при однакових абсцисах /витратах/.

Паралельне з'єднання

Таке з'єднання трьох простих трубопроводів між вузловими точками М і N показано на рис. 5.5. Очевидно, що витрата в основній магістралі (тобто до точки М і після точки N)

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3. \quad (5.14)$$

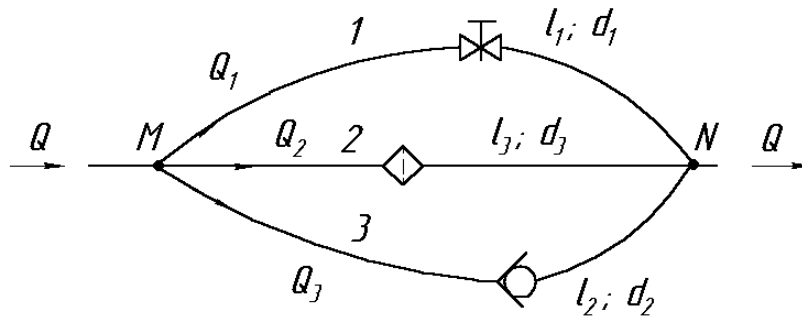


Рис.5.5

Втрати напору в будь-якому з простих трубопроводів будуть дорівнювати різниці повних напорів вузлових точок М і N

$$\sum h_{w_1} = \sum h_{w_2} = \sum h_{w_3} = H_M - H_N. \quad (5.15)$$

З урахуванням формули (5.2) для турбулентного режиму течії будемо мати

$$A_1 \cdot Q_1^2 = A_2 \cdot Q_2^2 = A_3 \cdot Q_3^2 \quad (5.16)$$

і загальні втрати напору для даного трубопроводу

$$h_{w_{M-N}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\sqrt{A_1}} + \frac{1}{\sqrt{A_2}} + \frac{1}{\sqrt{A_3}} \right)} \cdot Q^2. \quad (5.17)$$

Розгалужений трубопровід

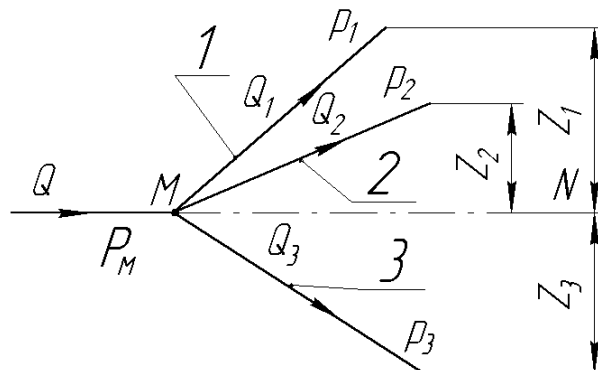


Рис. 5.6

Розглянемо методику розрахунку розгалуженого трубопроводу , який складається з трьох віток : 1, 2, 3 (рис.5.6).

При умові, що рідина від точки розгалуження М подається до трьох відгалужень отримаємо:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3. \quad (5.18)$$

Рівняння Бернуллі, складені для переріза в точці М і кінцевих перерізів відгалужень без урахування швидкісних напорів, мають вигляд:

$$\begin{aligned}\frac{p_m}{\rho g} &= Z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \sum h_{w_1} = H_{cm_1} + A_1 Q_1^m; \\ \frac{p_m}{\rho g} &= Z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \sum h_{w_2} = H_{cm_2} + A_2 Q_2^m; \\ \frac{p_m}{\rho g} &= Z_3 + \frac{p_3}{\rho g} + \sum h_{w_3} = H_{cm_3} + A_3 Q_3^m.\end{aligned}\quad (5.19)$$

Таким чином, для розв'язання задачі маємо чотири рівняння.

Основною задачею розрахунку розгалуженого трубопроводу є така: відомі витрата в точці М, всі розміри віток, геометричні висоти Z , тиски в кінцевих перерізах і всі місцеві опори; потрібно визначити Q_1 , Q_2 , Q_3 , а також потрібний напір в точці розгалуження $M - H_m = \frac{p_m}{\rho g}$. Можливі і інші варіанти постановки задачі, які розв'язуються на основі наведеної системи рівнянь.

Тема 6. Витікання рідини через отвори, насадки .

План

- 1. Витікання рідини через отвори та насадки за постійного та змінного напору. Визначення швидкості та витрат рідини.**
- 2. Витікання рідини через насадки**
- 3. Гідравлічний удар в трубах**

1. Витікання рідини через отвори та насадки за постійного та змінного напору. Визначення швидкості та витрат рідини.

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 $d < 0.1H$ (бкруглий отвір) і $a < 0.1H$ (бквадратний отвір).

Отвором у тонкій стінці називається отвір, зроблений в стінці товщиною $t < 3d$ ($6d$ — 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 спричиняє творення стисненого перерізу струминки С—С, розміщеного приблизно на віддалі $0,5d$ від змоченої поверхні стінки. Рух рідини в стисненому перерізі можна вважати паралельноструминним.

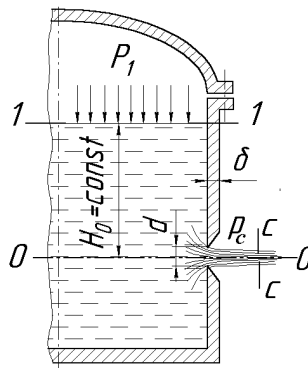


Рис. 6.1. Витікання рідини через малий отвір у тонкій стінці

Для одержання розрахункових о визначенню швидкості витікання через незатоплений малий отвір (бколи рідина витікає в газовий простір з атмосферним тиском) і витрати запишемо рівняння Бернуллі для двох перерізів (61-1 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 (61) відносно v_c , дістанемо

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

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

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 струмини 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

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

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 (6.6) 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 струмини визначаються рівняннями;

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

Виключивши з системи рівнянь (6.9) 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 струмини. Для малого отвору при $Re > 10^5$ значення коефіцієнтів стають постійними: $\mu = 0,62$; $\varepsilon = 0,64$; $\varphi = 0,97$; $\zeta_{T.C} = 0,06$

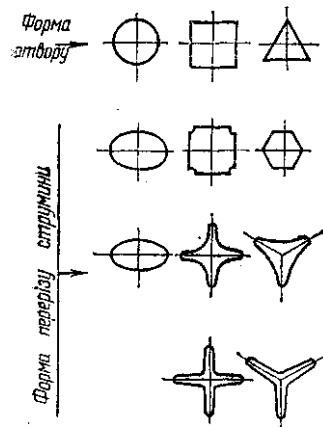


Рис. 6.2. Інверсія струмини

При витіканні рідини через отвори спостерігають явище, яке називають *інверсією струмини*, - зміну форми поперечного перерізу струмини 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*.

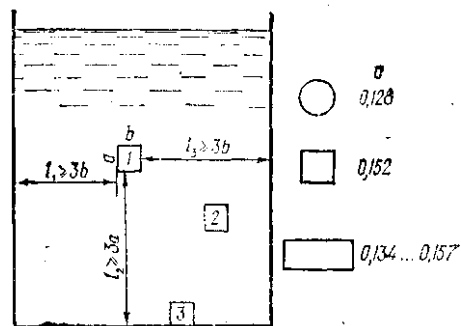


Рис. 6.3. Стиснення повне (1, 2) і неповне (3), досконале (1) і недосконале

Коефіцієнт витрати в такому випадку буде більшим .

Витікання рідини через малі затоплені отвори в тонкій стінці
Затоплений отвір має місце тоді, коли струмина з нього витікає в заповнений рідиною простір .

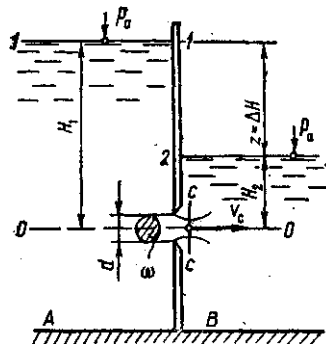


Рис. 6.4. Витікання через малий затоплений отвір

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

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_\omega, \quad (6.11)$$

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

$$z = h_\omega \quad (6.12)$$

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.

2. Витікання рідини через насадки

Насадком називається коротка труба довжиною $l = (0,2 \dots 5)d$, втратами напору якої по довжині нехтують.

Основні типи насадків: циліндричні (бзовнішні і внутрішні); конічні (бзбіжні і розбіжні); коноїдні та ін. Для всіх насадків формули швидкості і витрати при витіканні в атмосферу, як і для випадку витікання через малий отвір, мають вигляд:

$$v = \varphi \sqrt{2gH_P}; \quad Q = \mu \omega \cdot \sqrt{2gH_P}.$$

Значення коефіцієнтів витікання для різних насадків, розрахованих по їх вихідному перерізі при безвідливому режимі течії даються в довідниках з гідравліки.

3. Гідравлічний удар в трубах

Гідравлічним ударом називають різку зміну тиску в напірному трубопроводі при раптовій зміні швидкості руху рідини. Останнє може бути спричинено швидким закриттям чи відкриттям засувки, крана, клапана, швидкою зупинкою чи пуском гідродвигуна або насоса. В усіх цих випадках при зменшенні або збільшенні швидкості руху рідини тиск перед запірним пристроєм відповідно різко зростає (бпозитивний гідравлічний удар) чи падає (бвід'ємний гідравлічний удар). Причому підвищення тиску може бути настільки великим, що здатне призвести до розриву трубопроводу.

Власне і вивчення природи гідравлічного удару почалося в зв'язку з частими аваріями на нових лініях московського водопроводу, збудованих на кінці XIX ст. Причини аварій досліджував видатний російський вчений М.Є.Жуковський, який і розробив теорію гідравлічного удару (1899).

За М.Є.Жуковським при миттєвому закритті засувки (бкрана) в трубопроводі швидкість руху води перед нею зменшується до нуля і кінетична енергія потоку переходить в потенціальну енергію тиску, яка в свою чергу викликає деформацію стінки трубки і самої рідини. Це підвищення тиску, так звана ударна хвиля, розповсюджується від засувки по всій довжині трубопроводу зі швидкістю c , яку називають швидкістю розповсюдження ударної хвилі (рис.6.1).

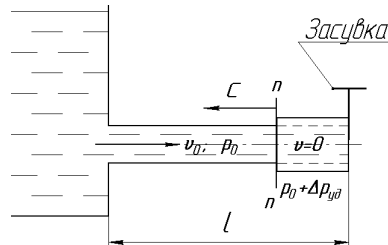


Рис.6.5

В припущенні, що кінетична енергія рідини повністю переходить в роботу деформації труби і рідини, а засувка закривається миттєво, М.Є.Жуковський отримав формулу для визначення величини підвищення тиску при гідравлічному ударі, яка має вигляд:

$$\Delta p_{уд} = \rho c v_0, \quad (6.13)$$

де швидкість ударної хвилі:

$$c = \frac{\sqrt{\frac{E_p}{\delta}}}{\sqrt{1 + \frac{E_p \cdot d}{E_{cm} \cdot \delta}}}. \quad (6.14)$$

В цих формулах ρ – густина рідини; v_0 – швидкість при усталеному русі рідини в трубопроводі; E_p , $E_{ст}$ – модулі пружності рідини і матеріалу труби відповідно; d – внутрішній діаметр труби; δ – товщина стінки трубопровода.

Величина $\sqrt{\frac{E_p}{\rho}}$ – це швидкість розповсюдження пружних деформацій,

тобто швидкість звуку в середовищі густиною ρ і модулем пружності E_p . Для води $c=1425$ м/с, для масел – 1200...1400 м/с.

Формулу М.Є.Жуковського /5.1/ використовують для розрахунків підвищення тиску при так званому прямому гідравлічному ударі, тривалість фази якого (тобто часу, протягом якого ударна хвиля, що виникла біля засувки, досягне резервуара, відобразиться від нього і знову підійде до засувки)

$$t_{\phi} = \frac{2l}{c}, \text{ (тут } l \text{ – довжина трубопроводу.)} \quad (6.15)$$

більше часу закриття засувки t_3 .

При $t_{\phi} < t_3$ виникає непрямий гідравлічний удар. В цьому випадку підвищення тиску визначають за формулою:

$$\Delta p_{y\phi} = \rho c v_0 \frac{t_{\phi}}{t_3} = \frac{2l \rho v_0}{t_3}. \quad (6.16)$$

Гідравлічний удар може бути неповним, якщо початкова швидкість v_0 руху рідини змінюється до деякого значення v , що має місце, наприклад, при частковому перекритті запірного пристрою. Тоді:

$$\Delta p_{y\phi} = \rho c (v_0 - v). \quad (6.17)$$

Доцільно відзначити, що при прямому гідравлічному ударі між швидкістю руху рідини і підвищенням тиску існує таке наближене співвідношення:

$$\Delta p_{y\phi} \approx 10 v_0 \text{ бар}, \quad (6.18)$$

де v_0 – в м/с

Тема 7. Гідравлічні машини

План

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.

Гідравлічні машини, застосовувані 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 Гідравлічні машини 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.

Машини, робочим тілом яких є крапельні рідини, називають гідравлічними. В свою чергу, гідромашини розділяють на насоси і гідродвигуни.

Насосом називають гідромашину, яка перетворює механічну енергію приводного двигуна в кінетичну і потенціальну енергію потоку робочої рідини.

Гідродвигун – це гідромашина, в якій енергія потоку робочої сили перетворюється в механічну роботу.

За принципом дії всі гідромашини поділять на динамічні та об'ємні.

В динамічних гідромашинах силова взаємодія між ротором /робочим колесом/ і потоком рідини здійснюється в проточній камері, яка постійно сполучена зі входом потоку в гідромашину і виходом з неї. В результаті цієї взаємодії змінюється в основному кінетична енергія рідини.

В об'ємних гідромашинах взаємообмін енергією між потоком рідини і робочими органами машини відбувається при навіперемінному заповненні робочої камери рідиною і витисненні її з робочої камери. При цій взаємодії відбувається в основному зміна потенціальної енергії рідини

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 (мал.1) 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, насажене 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

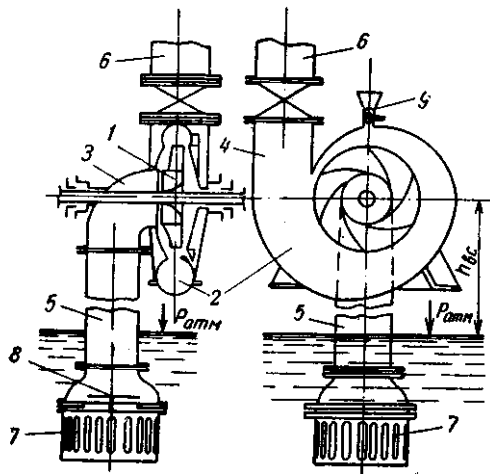


Рис. 7.1. Схема
відцентрового насоса

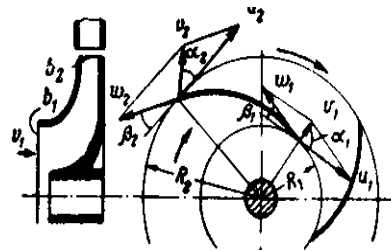


Рис. 7. 2. Схема робочого
колеса

(резервуара) по усмоктувальній трубі надходить рідина в обсязі, рівному витиснутому з робочого колеса рідини. Таким шляхом відбувається безперервне переміщення рідини в насосі.

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 і переносної швидкості і з паралелограма швидкостей (мал. 2). При незначній ширині колеса і досить великому числі лопат рух рідини в каналах між лопастями звичайно розглядають як параллельноструминне, а рух рідини в області колеса — як осьосиметричне. Унаслідок цього вважають, що відносна швидкість спрямована по дотичній до поверхні лопати в розглянутій крапці. Для пояснення руху рідини в робочому колесі приймемо наступні позначення (див. мал. 2)

v_1 і v_2 — абсолютні швидкості руху рідини відповідно при вході в робоче колесо і при виході з нього;

u_1 і u_2 — окружні (переносні) швидкості обертання відповідно внутрішній і зовнішній окружності робочого колеса щодо нерухомої осі насоса;

w_1 і w_2 — відносні швидкості руху рідини уздовж лопат робочого колеса відповідно в їхні початки і кінця;

W — кутова швидкість обертання робочого колеса;

R_1 і R_2 — радіуси відповідно внутрішнього і зовнішнього кола;

α_1 і α_2 — кути між напрямками відповідних абсолютних і окружних швидкостей

β_1 і β_2 — кути між дотичними до поверхні лопати і напрямками відповідних окружних швидкостей обертання робочого колеса. При роботі відцентрового насоса рідина надходить з усмоктувальної труби на лопаті робочого колеса з абсолютною швидкістю v_1 . Оскільки колесо обертається з кутовою швидкістю W , окружна швидкість обертання його внутрішньої окружності буде дорівнює $u_1 = W \cdot R_1$. Напрямок вхідної відносної швидкості w_1 збігається з дотичною до поверхні лопати в її початку. Таким чином, абсолютні швидкості v_1 , v_2 легко визначити з паралелограма швидкостей.

Як уже вказувалося, описана схема руху може існувати тільки при русі рідини в каналах робочого колеса, що відповідає нескінченно великому числу лопат. Дійсна картина руху при кінцевому числі лопат, коли виникають вихори і розподіл швидкостей стає нерівномірним, буде трохи відрізнятися от теоретичної схеми, тому в рішеннях, що отримані на підставі прийнятих вище допущень, необхідно вводить відповідні корективи.

Робочі параметри відцентрових насосів.

Робота насоса характеризується його подачею, напором, споживаною потужністю і частотою обертання робочого колеса.

Подачею насоса називається витрата рідини через напірний (вихідний) патрубок. Так само як і витрата, подача може бути об'ємною (Q , м³/с) і масовою (M , кг/с).

Напір насоса H_n – різниця питомих енергій потоку при виході з насоса і на вході до нього, виражена в метрах стовпа рідини, яку подає насос:

$$H_n = H_{вих} - H_{вх} = Z_{вих} - Z_{вх} + \frac{p_{вих} - p_{вх}}{\rho g} + \frac{v_{вих}^2 - v_{вх}^2}{2g}. \quad (7.1)$$

В деяких випадках замість напору використовують тиск насоса:

$$p_n = p_{вих} - p_{вх} + \frac{(v_{вих}^2 - v_{вх}^2)\rho}{2} + \rho g(Z_{вих} - Z_{вх}). \quad (7.2)$$

Потужністю насоса (потужність, що споживає насос) називається енергія, яка підводиться до нього від приводного двигуна за одиницю часу:

$$N = M_{кр} \omega, \quad (7.3)$$

де $M_{кр}$ – крутний момент на валу насоса; ω – кутова швидкість обертання вала насоса.

Корисна потужність насоса N_k – це енергія, яку надає насос рідині, що проходить через нього за одиницю часу:

$$N_k = \rho g H_n Q = p_n Q. \quad (7.4)$$

Відношення корисної потужності насоса до потужності, яку він споживає, називають коефіцієнтом корисної дії (ККД) насоса:

$$\eta_n = \frac{N_k}{N}. \quad (7.5)$$

В свою чергу, ККД насоса є добутком трьох окремих ККД:

$$\eta_n = \eta_0 \cdot \eta_c \cdot \eta_m, \quad (7.6)$$

де η_0 – об'ємний ККД, який враховує об'ємні втрати потужності в насосі (втрати внаслідок витікання рідин через щілини) і дорівнює відношенню дійсної подачі насоса до його ідеальної подачі:

$$\eta_0 = \frac{Q_n}{Q + \Delta Q_{вум}} = \frac{Q_n}{Q_{ид}}; \quad (7.7)$$

η_{Γ} – гідравлічний ККД, який враховує гідравлічні втрати потужності в насосі (втрати на долаття гідравлічних опорів в насосі) і рівний відношенню напору насоса H_H до суми напору насоса і втрат напору в насосі (теоретичний напір):

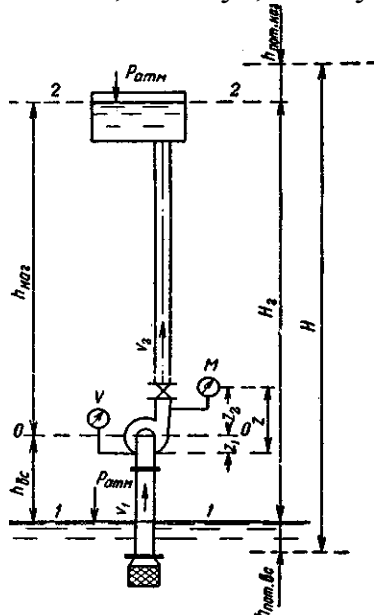
$$\eta_{\Gamma} = \frac{H_H}{H_H + \sum h_{w_H}} = \frac{H_H}{H_T}; \quad (7.8)$$

η_M – механічний ККД – враховує механічні втрати потужності в насосі (в підшипниках, ущільненнях в механізмі насоса та ін.):

$$\eta_M = \frac{N_H - N_{\text{мех}}}{N_H}; \quad (7.9)$$

$N_{\text{мех}}$ – механічні втрати потужності в насосі.

Другим важливим показником, що характеризує роботу насоса, є геометрична висота нагнітання $H_{\text{наг}}$. Геометрична висота нагнітання, обумовлена різницею рівнів 0-0 і 2-2, показує, на яку висоту необхідно



підняти рідину від осі колеса насоса.

Рис. 7.3 Схема установки відцентрового насоса

Для можливості визначення величини напору, що розвивається насосом, що забезпечує підйом рідини на висоту $H_{\text{наг}}$, на усмоктувальних і нагнітальних трубопроводах встановлюються вакуумметр V і манометр M (див. мал. 7.3). При цьому повний напір може бути визначений по наступній залежності

$$H = h'_{\text{вак}} + h'_{\text{ман}} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}, \quad (7.10)$$

де $h_{\text{вак}}$ і $h_{\text{ман}}$ — приведені до осі колеса насоса показання вакуумметра і манометра в метрах стовпа подаваної рідини; v_1 і v_2 — швидкості рідини в м/сек у місцях приєднання трубок вакуумметра і манометра.

При показаному на мал. 5.6 розташуванні вакуумметра і манометра:

$$\left. \begin{aligned} h'_{\text{вак}} &= h_{\text{вак}} + z_1; \\ h'_{\text{ман}} &= h_{\text{ман}} + z_2. \end{aligned} \right\} \quad (7.11)$$

Тоді рівняння 2 приймає вид

$$H = h_{\text{вак}} + h_{\text{ман}} + z + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}, \quad (7.12)$$

де $h_{\text{вак}}$ і $h_{\text{ман}}$ — показання вакуумметра, що спостерігаються, і виражені в метрах стовпа подаваної рідини;

$z = z_1 + z_2$ - різниця відміток центра манометра і точки прикріплення до трубопроводу вакуумметра. Сума трьох величин

$$H_{\text{ман}} = h_{\text{вак}}^* + h_{\text{ман}} + z \quad (7.13)$$

називається манометричним напором.

Потужність відцентрового насоса, можна визначити за відомою залежністю

$$N = \frac{\gamma Q H}{102 \eta} \text{ квт.} \quad (7.14)$$

При цьому корисна потужність насоса буде дорівнювати:

$$N_{\text{п}} = \eta N, \quad (7.15)$$

відкіля повний к.к.д. насоса, що враховує усілякі втрати, складе:

$$\eta = \frac{N_{\text{п}}}{N}. \quad (7.16)$$

Явище кавітації та методи боротьби з нею.

При роботі насоса в усмоктувальній трубці відбувається зниження тиску до величини $p < p_{\text{атм}}$. При досягненні величиною p тиску пароутворення усмоктуваної рідини $p_{\text{п}}$ 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_p , м вод. ст. . . . 0,09 0,12 0,24 0,43 0,75 1,25 2 3,17 4,8 7,1 10,33 і
головний метод недопущення кавітації – підтримання тиску більшим за тиск
пароутворення.

2. Відцентрові насоси та їх характеристики.

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.7.4 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 (7) 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 $v_2 \cos \alpha_2 = u_2 - v_{2r} \cdot \text{ctg} \beta_2$.

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

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

(7.17)

З іншого боку, теоретична продуктивність насоса

$$Q_T = \pi D_2 b_2 v_{2r}, \quad (7.18)$$

де D --діаметр зовнішньої окружності робочого колеса;

b_2 . ширина колеса .

Визначивши радіальну швидкість v_{2r} підставимо її значення в рівняння (7.18):

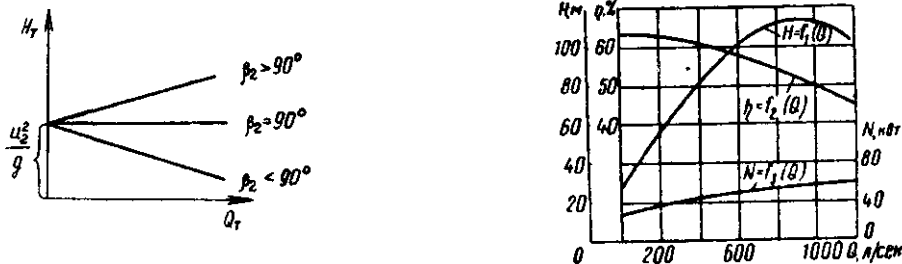
$$H_T = \frac{u_2}{g} \left(u_2 - \frac{Q_T \text{ctg} \beta_2}{\pi D_2 b_2} \right) = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 Q_T \text{ctg} \beta_2}{g \pi D_2 b_2}. \quad (7.19)$$

Тому що при $n = \text{const}$ значення u_2 , v_2 , D_2 і b_2 є постійними, то, прийнявши позначення можемо написати

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

$$H_T = A - B Q_T. \quad (7.20)$$

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 оборотів визначають потужності і напори для ряду продуктивностей Q , регульованих відкриттям засувки на напірному трубопроводі.

Рис. 7.5 Залежність теоретичного напору відцентрового насоса від витрати Рис.7.6. 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: $N = f(Q)$.

Кожної 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.).

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 мал. 5.11 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 оборотів n .

Рис.7.7. Універсальна характеристика відцентрового насоса

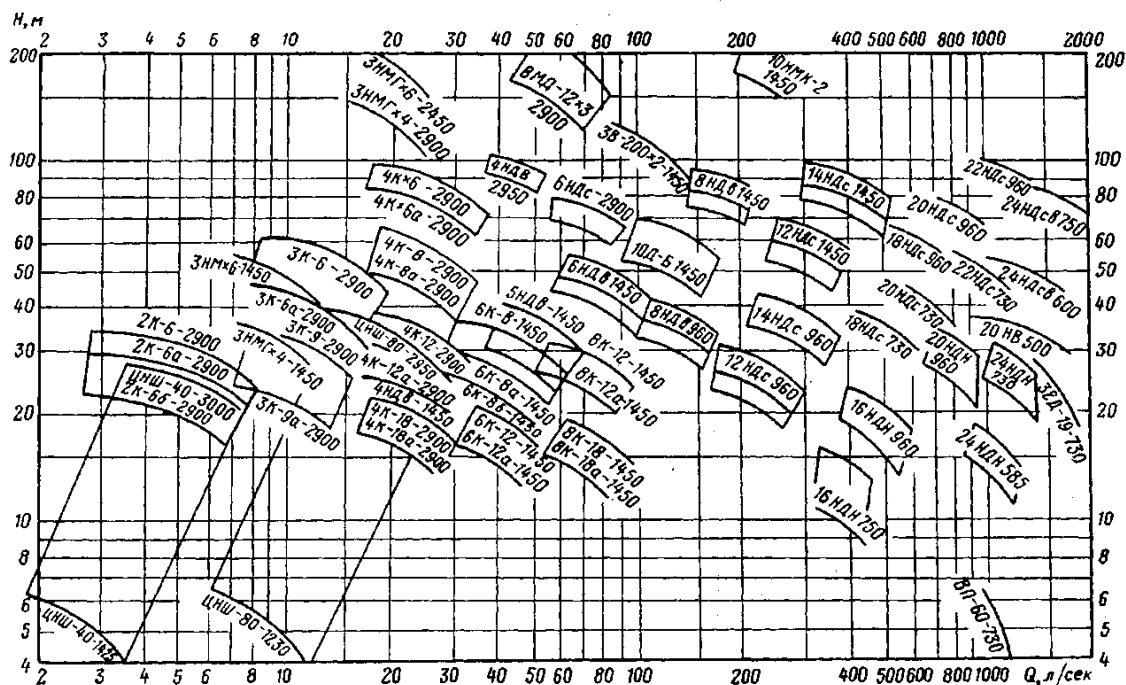


Рис. 7.7. Зведений графік відцентрових насосів

3. Насосні установки. Робота відцентрового насоса на трубопровід.

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

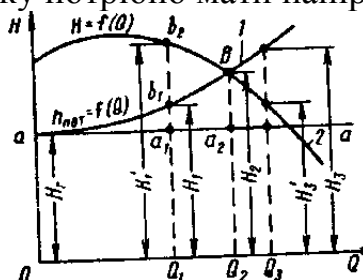


Рис.7.8. Графік роботи відцентрового насоса на нагнітальний трубопровід

$$H = H_r + h_{\text{not}} = H_r + a \frac{lQ^2}{D^5}, \quad (7.21)$$

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_g , a , L , і D відомі, можна написати наступне вираження для напору, необхідного для роботи трубопроводу:

$$H=H\Gamma+BQ^2 \quad (7.22)$$

де $B = a1/Q^5$ — постійна величина.

Залежність (2) 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 на мал.1) дасть робочу точку насоса. Побудова сполучених характеристик насоса і трубопроводу здійснюється в такий спосіб. На прямокутній системі координат (мал. 1) вздовж осі ординат відкладаються значення напорів, а по осі абсцис — значення продуктивності насоса і трубопроводу. Відклавши по осі ординат геометричну висоту підйому H_g , проводять пряму а - а, паралельну осі абсцис, оскільки величина H_g 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 на мал.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_g . 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 мал.11.

9.1.4 Робота насоса на мережу

Розрахунок трубопроводів(мережі) з насосною подачею виконують на основі найважливішого правила:

при усталеному русі рідини в трубопроводах напір H_n , що створює насос, завжди дорівнює потрібному напору, тобто

$$H_n = H_{\text{потр}}. \quad (7.23)$$

Графоаналітичний метод розрахунку трубопроводів полягає в побудові на одному графіку в однакових масштабах кривих потрібного напору $H_{\text{потр}}=f_1(Q)$ і характеристики насоса $H_n=f_2(Q)$ і визначенні точки їх перетину.

Точку перетину кривої потрібного напору і характеристики насоса (точка А на рис. 7.9) називають робочою точкою, так як вона визначає єдиний можливий режим роботи насоса на дану мережу (трубопровід) – його напір $H_A=H_{\text{потр}}$; подачу Q_A , потужність N_A і ККД η_A насоса на цьому режимі.

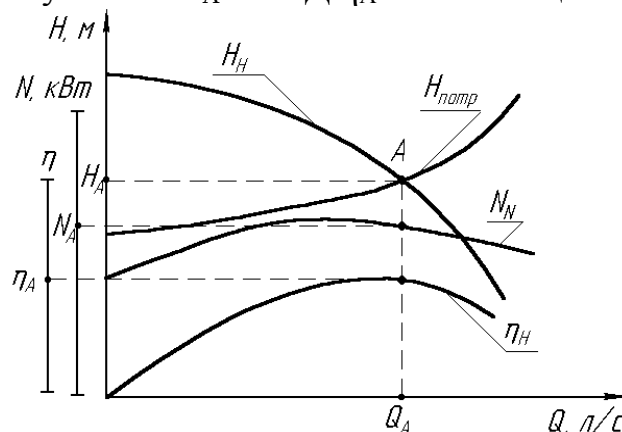


Рис.7.9. Універсальна характеристика відцентрового насоса

Для того, щоб отримати іншу робочу точку, необхідно змінити або ступінь відкриття регулюючого пристрою (крана, дроселя, вентиля), тобто змінити криву потрібного напору (рис. 7.10), або частоту обертання вала насоса (рис. 7.11)

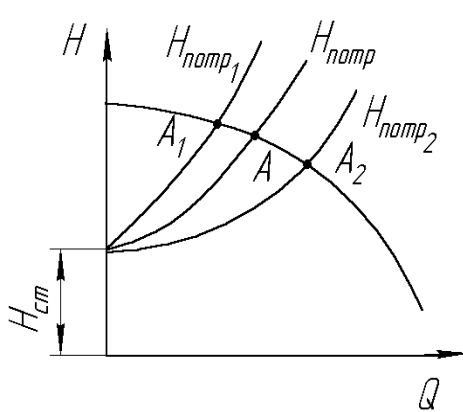


Рис. 7.10

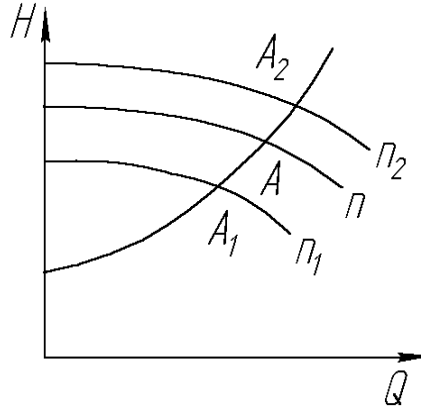


Рис. 7.11

Послідовна і паралельна робота насосів на мережу

Спільне підключення насосів до однієї мережі використовують в тих випадках, коли потрібно суттєво збільшити продуктивність насосної установки або підвищити її напір. Можливі варіанти паралельного і послідовного з'єднання насосів. В першому варіанті збільшується подача рідини при майже незмінному напорі, в другому – напір потоку при незмінній подачі.

Паралельна робота насосів можлива при однакових напорах насосів в кожний даний момент. На рис. 7.12 зображені: схема паралельного з'єднання двох різних насосів, їх характеристики $H_H=f(Q)$ (криві I і II), а також характеристика насосної установки $H_{потр}=f(Q)$.

Для отримання робочої точки потрібно побудувати сумарну характеристику цих насосів $H_{\Sigma}=f(Q)$ (криву I+II), для чого складають абсциси (подачі Q) точок кривих I і II при однакових ординатах (напорах H_H). Точка A перетину кривих $H_{потр}=f(Q)$ і I+II буде робочою точкою.

Абсциса точки A визначає сумарну подачу $Q=Q_I+Q_{II}$ обох насосів, ордината її – напір, який розвивають насоси: $H_I=H_{II}$. Горизонтальна пряма, проведена через точку A, перетинає характеристики обох насосів в точках B і C, які є робочими точками насосів I і II.

Паралельне включення насосів виправдовує себе економічно лише тоді, коли характеристика насосної установки $H_{потр}=f(Q)$ є положистою кривою.

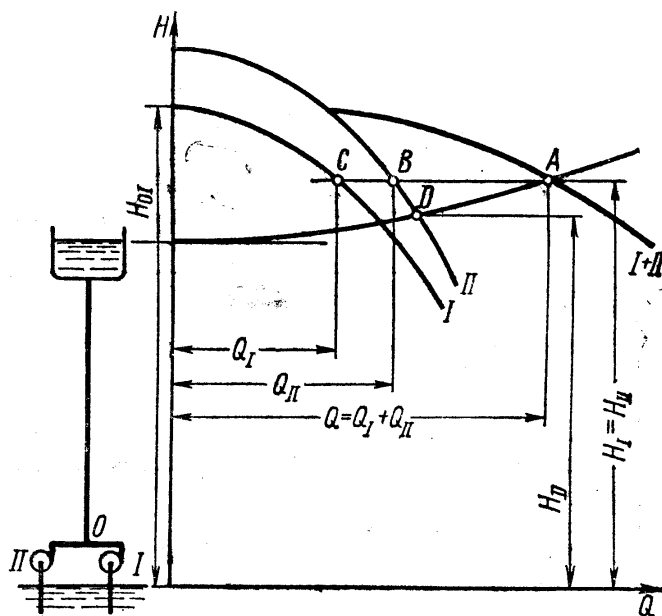


Рис.7.12. Визначення режиму роботи паралельно з'єднаних насосів

Послідовна робота застосовується в тих випадках, коли один насос не може забезпечити потрібного напору. При цьому подача насосів однакова, а загальний напір дорівнює сумі напорів обох насосів при одній і тій же подачі.

На рис 9.9 зображена схема послідовного включення двох різних насосів, характеристики яких показані кривими I і II. Сумарну характеристику (крива I + II) насосів одержують складанням ординат кривих напорів I і II обох насосів. Перетин сумарної характеристики насосів з характеристикою насосної установки дає робочу точку A. Положення її визначає сумарний напір $H_I + H_{II}$ обох насосів при подачі Q. Якщо через точку A провести вертикальну пряму, то при перетині цієї кривої з кривими напорів I і II отримаємо напори насосів H_I і H_{II} .

Необхідно мати на увазі, що послідовне з'єднання кількох насосів менш економічне порівняно з використанням одного високонапірного насоса. Це пов'язане з тим, що загальний К.К.Д групи послідовно з'єднаних насосів дорівнює добутку К.К.Д кожного з насосів.

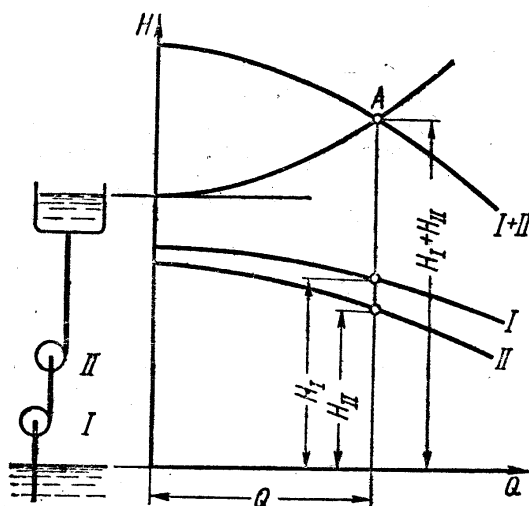


Рис. 7.13. Визначення режиму роботи послідовно з'єднаних насосів

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.
5. Охорона навколишнього середовища поняття про каналізацію. Системи водовідведення. Види стічних вод

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 споруду 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

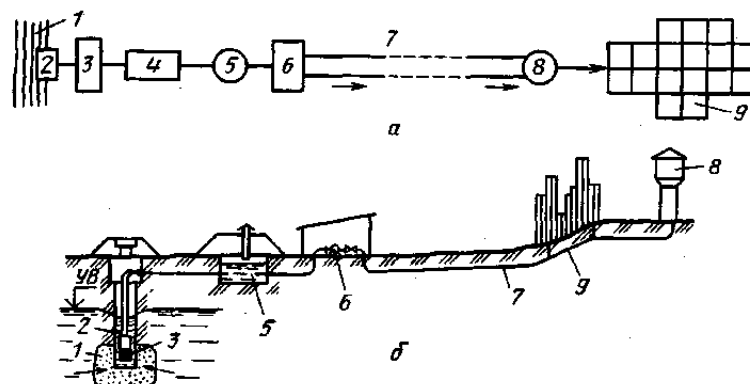


Рис. 1. Схема системи водопостачання селища при заборі води з поверхневого (а) і підземного (б) джерел:

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 (мал. 1,6).

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) приведені в таблиці 7.1.

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 (табл. 7.2). Додатково до витрати води на зовнішню пожежу додають витрату води на внутрішню пожежу в великих житлових, суспільних і виробничих будівлях, обладнаних внутрішніми пожежними кранами. У сільських умовах витрата води на внутрішню пожежу звичайно не перевищує 2,5...5 л/с. Розрахункову тривалість пожежі приймають рівною 3 год.

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/сут)

$$Q_{\text{ср.сут}} = \sum n_i q_i / 1000. \quad (1)$$

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 ГОСТ 2874—82 «Вода питна», в якому

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

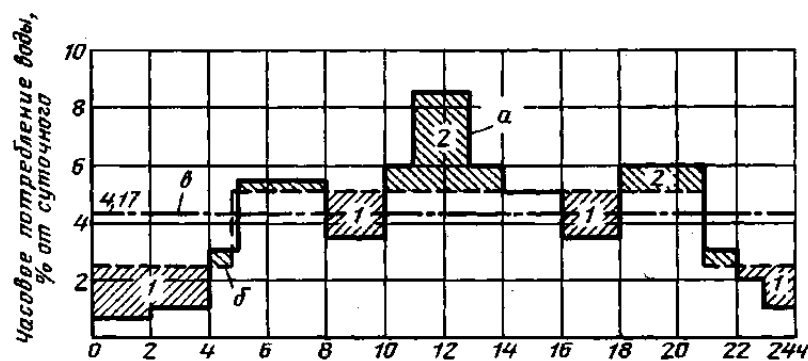
інших виробничих процесів. Сезонність сільськогосподарських робіт є причиною зміни числа споживачів води в селищах і господарських центрах, наприклад у зв'язку з переводом худоби із стійлового утримання на пасовище, реалізацією тварин і т.п. Сезонні зміни числа споживачів встановлюють по виробничих планах 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 кожную 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. 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

$$Q_{\text{ч.ср}} = Q_{\text{сут.мах}}/24 = K_{\text{сут.мах}} Q_{\text{сут.ср}}/24. \quad (2)$$

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 ($\text{м}^3/\text{год}$):

$$\begin{aligned} q_{\text{ч.мах}} &= K_{\text{ч.мах}} Q_{\text{сут.мах}}/24, \\ q_{\text{ч.мін}} &= K_{\text{ч.мін}} Q_{\text{сут.ср}}/24, \end{aligned} \quad (3)$$

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

$$\begin{aligned} q_{\text{мах}} &= Q_{\text{ч.мах}}/3,6, \\ q_{\text{мін}} &= Q_{\text{ч.мін}}/3,6. \end{aligned} \quad (5 \text{ у сільських населених пунктах, де, крім житлової зони, є виробничо-господарський комплекс, будують сумарний графік добового водоспоживання, який одержують складанням годинних витрат води, узятих з графіків}$$

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. У складних випадках місце розташування башти встановлюють на основі техніко-економічних розрахунків, пов'язаних із розрахунком мережі, башти, напору насосів другого підняття. При великих об'ємах баків башт можна встановлювати декілька башт, купно в одному місці або розкиданими по території населеного пункту чи підприємства.

Основні елементи водонапірної башти (будівельні й монтажні) показано на рис. 1. До будівельних елементів належать фундамент і підвальне приміщення, підтримуюча конструкція (стовбур), бак або резервуар, шатро, драбини. Монтажні елементи – це система трубопроводів, арматура, допоміжні монтажні деталі. Воду подають у бак трубопроводом 1, а забирають із нього трубами 4 і 7. Верхній зріз труби 7 встановлюють на рівні верху 10-хвилинного пожежного запасу (позначка Z). Отже, у звичайних умовах рівень води в баці то піднімається до максимальної позначки Z1 з наповненням бака, то знижується знову до позначки Z2 при відбиранні води з башти. Об'єм води між позначками Z1 Z2 є регульовальним запасом. Об'єм води між позначками Z2 і Z3 – це пожежний запас. Його можна забрати лише у разі пожежі відкриттям засувки на трубопроводі 6 (у звичайних умовах ця засувка завжди закрыта). Якщо бак переповнюється, то залишки води стікають трубами 11 і 13 у каналізацію, у знижене місце поблизу башти або, у крайньому випадку, на вимощення біля башти

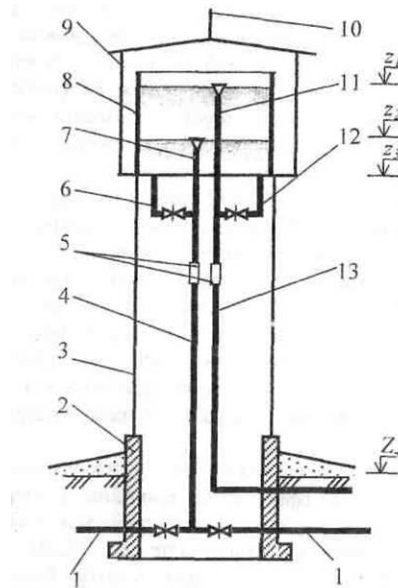


Рис. 4. Схема водонапірної башти: 1-трубопроводи підключення башти до мережі; 2 – фундамент і підвальне приміщення; 3 – стовбур; 4 – подавально – відвідний стояк; 5 сальникові компенсатори; 6 – трубопрвід для відбирання води на пожежні потреби; 7 трубопрвід для відбирання води на господарсько-питні потреби; 8 – бак; 9 – шатро; 10 – блискавковідвід; 11 – переливна труба; 12 – грязевідвідний трубопрвід; 13 – скидний стояк

Шатро використовують для того, щоб уберегти бак від дії температури зовнішнього повітря. Прохід між баком і шатром має бути не меншим за 0,7 м. Нині використовують безшатрові башти меншої вартості, в яких бак зверху закритий конічною кришкою. Безшатрові башти можуть бути з теплоізоляцією і без неї. Баки без теплоізоляції використовують при подаванні підземних вод, при температурі повітря до -25°C і обміні води не менше одного разу на добу. При температурі зовнішнього повітря не нижче за -15°C і двох обмінах води на добу

Висоту водонапірної башти обчислюють після гідравлічного розрахунку водопровідної мережі та визначення п'єзометричних позначок в усіх вузлах мережі. У загальному випадку висота башти (рис. 3)

$$H_6 = \text{гйж} + H_{\text{Ат}} + I_{\text{hw}} - z \quad (6)$$

де гйж – позначка землі в диктуючій точці; $H_{\text{Ат}}$ – вільний напір в диктуючій точці; I_{hw} – втрати напору на шляху потоку води від башти до цієї точки; z – позначка землі в місці розташування башти.

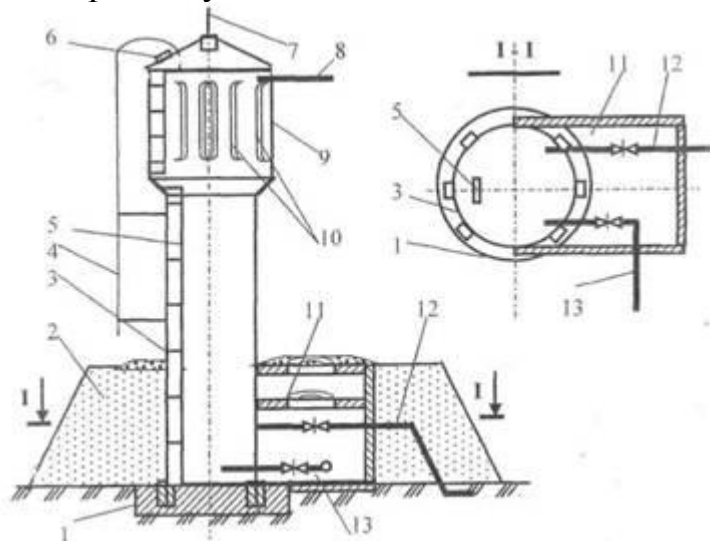


Рис. 7. Металева башта-колона:

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 клепааний 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. 4).

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 індустриальні, 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 напрямка. На всіх трубопроводах установлюють засувки, виведені або в окремі колодязі, або в загальну камеру керування роботою резервуара.

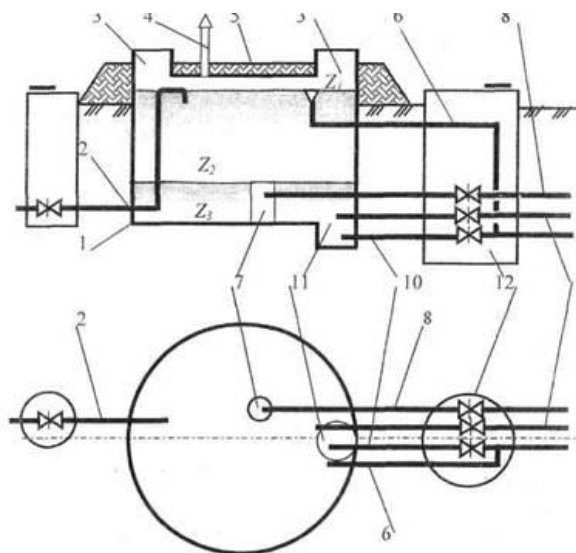


Рис. 8. Резервуар чистої води:

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

Для забезпечення надійності роботи потрібно не менше двох резервуарів, що дає змогу виключати на ремонт, миття та дезінфекцію один із резервуарів. Резервуари можуть бути різних розмірів, проте пожежний запас повинен розподілятися між ними рівномірно. Повна місткість резервуарів чистої води

$$W=W_{pe2}+W_{en} + W_{пож} \quad (7)$$

де W_{pe2} – регулювальний об'єм, який визначається суміщенням графіка подавання води в резервуар від очисної станції і графіка роботи насосної станції II підняття: W_{en} – об'єм води на власні потреби очисної станції (він дорівнює 3... 14% кількості води, поданої споживачам); $W_{пож}$ – тригодинний пожежний запас, м³.

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, 6): 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 іо збільшується, то зменшується. Тому установки називають установками змінного тиску.

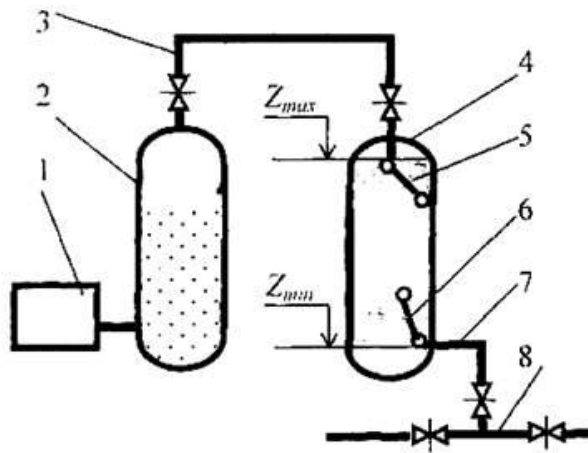


Рис. 9. Гідропневматична установка:

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 komponують 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.

5 . Охорона навколишнього середовища поняття про каналізації.

Системи водовідведення. Види стічних вод

Під системою каналізації розуміють комплекс інженерних споруд, призначених для прийому та транспортування стічних вод за межі населених місць і промислових підприємств, їх очищення, знезараження і випуску у водойми. Крім того, водовідвідні системи повинні забезпечувати відведення і очищення дощових і талих вод.

Стічні води, що утворюються у межах населених місць і промислових підприємств, поділяються на:

- побутові, які утворюються в житлових, адміністративних, комунальних будинках, а також в побутових приміщеннях промислових підприємств;
 - виробничі, що утворюються при використанні води в різних технологічних процесах виробництва;
 - дощові, які утворюються в результаті випадання опадів, танення снігу.
- Стічні води всіх зазначених категорій містять певну кількість забруднень, різних за хімічним складом, фазовим станом. Найбільш небезпечними в санітарному відношенні є побутові стічні води.

Каналізаційна мережа складається з наступних основних елементів:

- 1 Внутрішні будинкові пристрої;
- 2 Зовнішня внутрішньоквартальна мережа;
- 3 Зовнішня вулична водостічна мережа;
- 4 Насосні станції, напірні водоводи;
- 5 Очисні споруди;
- 6 Випуски очищених стічних вод.

Для прийому і відводу дощових вод влаштовують систему внутрішніх водостоків.

Системи водовідведення міст

В сучасних упорядкованих населених місцях для видалення стічних вод за межі території влаштовують різні системи централізованої каналізації. В залежності від того, які категорії стічних вод відводить каналізаційна мережа, розрізняють наступні системи каналізації:

- Общесплавная - це система, при якій всі категорії стічних вод, що надходять на очисні споруди з однієї підземної мережі трубопроводів. Переваги цієї системи - повне знешкодження стічних вод, при цьому якість очищеної суміші стічних вод відповідає необхідним для водойми показниками. Специфічною особливістю Общесплавная каналізації є наявність ливнеспусків, призначених для розвантаження мережі від великих витрат, що виникають при сильних дощах, безпосередньо у водойму (без очищення), що в санітарному відношенні є одним з недоліків такої системи

- Повна роздільна, при якій прокладають дві самостійні підземні мережі трубопроводів: одна - для відведення побутових і виробничо-побутових стічних вод, а друга - для відведення дощових вод. Перевагами такої системи є рівномірна робота головних колекторів насосних станцій і очисних споруд, які розраховані тільки на витрати побутових і виробничо-побутових стічних вод. Недоліки - необхідність будівництва двох роздільних мереж, скидання дощових вод без очищення у водойми.

- Полураздельная, при якій також, як і при повній роздільній, влаштовуються дві самостійні мережі: одна для побутових та виробничих стоків, інша - для дощових і талих вод. Головні колектори, що відводять стоки на очисні споруди, що влаштовуються загальноплавними. Стоки зливної каналізації надходять до них через розподільні камери, які пропускають лише обмежене витрата дощових вод. При його перевищенні відбувається скидання

дощових вод у водойму (тільки дощових). Таким чином, при такій системі під час дощу у водойму надходить найменшу кількість забруднень. У цьому велика перевага напівроздільної системи каналізації.

- Неповна роздільна система - має одну водоотводящую мережу для відведення побутових і виробничо-побутових стічних вод. Відвід дощових вод у водойми передбачається по відкритих лотках, кюветах, каналах.

- Комбінована система каналізації, яка допускає будівництво в окремих районах міста різних систем каналізації.

Вибір тій чи іншій системи водовідведення роблять на підставі техніко-економічних порівнянь, з урахуванням рельєфу місцевості та санітарно-гігієнічних вимог.

Основні правила проектування каналізаційних мереж:

1 Трубопроводи водовідведення потрібно укласти прямолінійно. У місцях приєднань, а також зміни напрямку, ухилів і діаметрів слід передбачати пристрій колодязів.

2 Кут повороту потоку стічних вод у плані повинен бути не більше 90° . При необхідності більшого кута повороту слід передбачати в поворотному колодязі перепад.

3 Розрахункова швидкість потоку по течії не повинна падати, а повинна зростати при збільшенні витрат.

4 Розрахункова швидкість в бічному приєднанні не повинна перевищувати швидкість в основному трубопроводі.

Відступ від правил 3 і 4 призводить до замулювання трубопроводу. При проектуванні каналізаційної мережі вирішують основне завдання гідравлічного розрахунку - визначення розрахункової витрати стічних вод Q , л / с діаметра труби d , мм, швидкості V , м / с, наповнення h / d , нахилу колектора і з урахуванням ухилу місцевості вздовж траси колектора.

При цьому необхідно враховувати, що каналізаційну мережу розраховують на часткове наповнення труб. Часткове наповнення труб характеризується ступенем наповнення h/d , де h - глибина наповнення труби (мм), d - діаметр труби (мм).

Самопливний режим течії з частковим наповненням перерізу трубопроводів дозволяє:

1) створити певний резерв в перерізі труб для пропуску витрати, що перевищує розрахункову;

2) створити кращі умови для транспортування зважених забруднень;

3) забезпечити вентиляцію мережі для видалення шкідливих і небезпечних газів, що виділяються з стічної рідини.

. Основні елементи каналізаційних систем. Вибір матеріалу труб і спосіб їх з'єднання

Матеріали, використовувані для виготовлення труб, повинні відповідати будівельним, технологічним і економічним вимогам. Будівельні вимоги полягають у забезпеченні міцності і довговічності конструкцій і можливості індустріалізації будівництва; технологічні - забезпечення водонепроникності і

максимальної пропускної здатності труб, а також виключення їх стирання і корозії; економічні - забезпечення мінімальної вартості матеріалів. Викладеним вимогам задовольняють керамічні, азбестоцементні, бетонні, залізобетонні, чавунні та пластмасові труби. Вибір матеріалу труб для влаштування мереж водовідведення залежить від глибини їх закладення, самопливного або напірного руху стічних вод, склад стічних та ґрунтових вод, характеру ґрунтів. Для самопливних каналізаційних трубопроводів застосовують, як правило, неметалеві труби: керамічні, азбестоцементні безнапірні, бетонні та залізобетонні, а також залізобетонні елементи (для влаштування каналів). Для напірних трубопроводів використовують напірні залізобетонні, азбестоцементні, пластмасові, а також сталеві труби. Каналізаційні труби з'єднують за допомогою розтрубів, фальців із накладними кишенями та з допомогою муфт. Стикові з'єднання труб повинні бути міцними, водонепроникними, стійкими проти корозії.

Література

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. Исаев А.П. и др. Гидравлика и гидромеханизация сельскохозяйственных процессов / Исаев А.П., Сергеев Б.И., Дидур В.А. - М. : Агропромиздат, 1990. - 400 с.
4. Костюченко З.В. и др. Практикум по гидравлике и гидромеханизации сельскохозяйственных процессов / Костюченко З.В., Лаптев В.И., Холодок Л.А. - Минск : Ураджай, 1991. - 272 с.
5. Палишкин Н.А. Гидравлика и сельскохозяйственное водоснабжение / Н.А. Палишкин. - М.: Агропромиздат, 1990. -351 с.
6. Дидур В.А. и др. Гидроаэромеханика и ее использование в энергетике АПК / Дидур В.А., Грачева Л.И., Радул Н.Н., Орел А.Н. - М. : МГАУ, 2008. - 395 с.
7. Гідравліка, гідравлічні машини і гідропривід [Текст] : підручник / В. Р. Кулінченко ; Національний університет харчових технологій. - К. : Фірма "ІНКОС"; Центр навчальної літератури, 2006. - 616 с..

Додаткова література

1. Сборник задач по гидравлике /В.А. Большаков, Ю.М. Константинов, В.Н. Попов и др. 4-Е изд.-К.: Вища школа,1979 -335 с.
2. Справочник по гидравлике /В.А.Большаков, Ю.М. Константинов, В.Н. Попов и др. - 2-е изд. - К.: Вища школа, 1984.- 343 с.
3. Рогалевич Ю.П. Гідравліка: Підручник.-К.: Вища школа, 1993-255 с.

4. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи: конспект лекцій / укладачі: В. Ф. Герман, І. П. Каплун, В. О. Панченко. – Суми: Сумський державний університет, 2012. – 56 с.
5. Кучеров С.Ф., Кухарець С.М. Гідравліка. Конспект лекцій. – Житомир: Державний агроєкологічний університет, 2004. – 116с.:іл.
6. Сіренко В.Ф. Гідравліка. Конспект лекцій. – Суми, 2016.- 94 с., табл. 6. - Бібл. 11.

Сіренко Віктор Федорович

Гідравліка

Конспект лекцій для здобувачів вищої освіти освітньої програми «Агроінженерія» за спеціальністю 208 «Агроінженерія» *3 та 1с.т. курсу денної та заочної форми навчання*) за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти

Сумський НАУ, вул. Г. Кондратьєва, 160

Підписано до друку 2022 р. Тираж 5 екз. Гарнітура. Times New Roman.
Ум. др. арк. 2,0 заказ.

.

.

.