О. В. ЧЕСНОКОВ , О. В. КАЛАЙДО, В. О. КОЛЕСНИКОВ

ГІДРАВЛІКА І ГІДРАВЛІЧНІ МАШИНИ

Міністерство освіти і науки України

Державний заклад
«Луганський національний університет
імені Тараса Шевченка»

О. В. ЧЕСНОКОВ, О. В.КАЛАЙДО,
В. О. КОЛЕСНИКОВ

ГІДРАВЛІКА І ГІДРАВЛІЧНІ МАШИНИ

Навчальний посібник
для студентів напрямів підготовки «Технологічна освіта»
і «Професійна освіта» всіх форм навчання

ДЗ «ЛНУ імені Тараса Шевченка»
2014

УДК 621.22(076.5)
ББК 30. 123р3 + 31.56р3
Ч-12

Р е ц е н з е н т и :

Осенін Ю. І. – доктор технічних наук, професор, проректор з науки Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля.

Орешкін М. В. – доктор сільскогосподарських наук, завідувач кафедри БЖД, охорони праці та цивільного захисту ДЗ «Луганський національний університет імені Тараса Шевченка».

Ревякіна О. О. – кандидат технічних наук, доцент кафедри технологій виробництва і професійної освіти ДЗ «Луганський національний університет імені Тараса Шевченка».

Чесноков О. В.

Ч-12 Гідравліка і гідравлічні машини : навч. посіб. для студ. напрямів підготовки «Технологічна освіта» і «Професійна освіта» всіх форм навчання / О.В. Чесноков, О.В. Калайдо, В.О. Колесніков; Держ. закл. «Луган. нац. ун-т імені Тараса Шевченка». – Луганськ : Вид-во ДЗ «ЛНУ імені Тараса Шевченка», 2013. – 220 с.

Навчальний посібник містить лекційний матеріал за 8 розділами курсу, блок самостійної роботи студентів і 7 лабораторних робіт з найбільш важливих розділів дисципліни. Кожна лабораторна робота має загальні теоретичні відомості, порядок виконання експерименту, детальний алгоритм розрахунку величини, що знаходиться.

Рекомендовано для студентів 2 – 3 курсу напрямів підготовки «Технологічна освіта» і «Професійна освіта» денної та заочної форм навчання.

УДК 621.22(076.5)
ББК 30. 123р3 + 31.56р3

Рекомендовано до друку Навчально-методичною радою
Луганського національного університету
імені Тараса Шевченка
(протокол № від 2013 року)

© Чесноков О. В., Калайдо О. В., Колесніков В. О., 2013
©ДЗ «ЛНУ імені Тараса Шевченка», 2013

ЗМІСТ

Вступ……..4
Питання курсу……...6

МОДУЛЬ 1

Розділ 1. Основні фізичні властивості рідин
1.1. Загальні відомості про рідини
1.2. Густина і питома вага рідини
1.3. Температурне розширення і стискуваність рідин
1.4. В´язкість рідин
1.5. Особливі властивості води
Питання до самоконтролю
Блок самостійної роботи № 1
Розділ 2. Гідростатика
2.1. Загальні визначення гідростатики
2.2. Основне рівняння гідростатики і закон Паскаля
2.3. Абсолютний і надлишковий тиск
2.4. Епюри гідростатичного тиску
2.5. Плавання тіл, закон Архімеда
Питання до самоконтролю
Блок самостійної роботи № 2
Лабораторна робота № 1
Дослідження відносного спокою рідини в посудині, що обертається
Розділ 3. Кінематика і динаміка ідеальної рідини
3.1. Методи описання руху рідини. Рівняння нерозривності
3.2. Параметри потоку і режими руху рідини
3.3. Рівняння Бернулі та Ейлера для руху рідини
3.4. Напруження в рідині, що рухається
3.5. Теорема про зміну кількості руху потоку рідини
Питання до самоконтролю
Блок самостійної роботи № 3
Лабораторна робота № 2
Визначення режимів руху рідини в круглій трубі
Розділ 4. Втрати напору по довжині
4.1. Класифікація втрат напору
4.2. Види гідравлічних опорів
4.3. Втрати напору по довжині при ламінарному русі
4.4. Втрати напору по довжині при турбулентному русі
4.5. Гідравлічно гладкі та шорсткі труби
Питання до самоконтролю
Блок самостійної роботи № 4

Лабораторна робота № 3
Визначення коефіцієнтів опору тертя по довжині трубопроводу

Розділ 5. Місцеві гідравлічні опори
5.1. Класифікація місцевих гідравлічних опорів
5.2. Раптове і поступове розширення труби
5.3. Прості місцеві опори
5.4. Складні місцеві опори
5.5. Опір трубопроводу
Питання до самоконтролю
Блок самостійної роботи № 5
Лабораторна робота № 4
Визначення коефіцієнтів місцевих опорів в трубопроводах……14

МОДУЛЬ 2
Розділ 6. Рух рідини в напорному трубопроводі
6.1. Гідравлічний розрахунок трубопроводів
6.2. Розрахунок коротких трубопроводів
6.3. Розрахунок довгих трубопроводів
6.4. Розрахунок складних трубопроводів
6.5. Розрахунок водопровідних мереж
Питання до самоконтролю
Блок самостійної роботи № 6
Розділ 7. Гідравлічний удар
7.1. Рух рідини в трубах, що не встановився
7.2. Загальні відомості про гідравлічний удар
7.3. Прямий гідравлічний удар
7.4. Непрямий гідравлічний удар
7.5. Способи боротьби з гідравлічним ударом
Питання до самоконтролю
Блок самостійної роботи № 7
Розділ 8. Витікання рідини через отвори і насадки
8.1. Загальні характеристики витікання
8.2. Витікання через отвір в тонкій стінці
8.3. Витікання через великі отвори
8.4. Витікання рідини через насадки
8.5. Вільні струмені рідини
Питання до самоконтролю
Блок самостійної роботи № 8
Лабораторна робота № 5
Дослідження витікання рідини через отвори і насадки

Розділ 9. Сучасна гідравлічна апаратура
9.1. Конструкцій сучасних насосів
9.2. Вимірювання витрат рідини
9.3. Вимірювання швидкості рідини
9.4. Трубка Піто і витратомір Вентурі
9.5. Оптичний метод
Питання до самоконтролю
Блок самостійної роботи № 9
Лабораторна робота № 6
Енергетичні випробовування відцентрового насосу

Додатки
Список використаної літератури

ВСТУП

Мета викладання даної дисципліни є вивчення студентами законів руху і рівноваги краплинних рідин і способів їх застосування для вирішення конкретних технічних завдань.

В результаті вивчення дисципліни студент *повинен знати* основні закони руху і рівноваги рідин, методи розрахунку їх характеристик, принцип роботи і конструкції гідравлічних машин. Студент *повинен вміти* проводити гідравлічні розрахунки різних технічних пристроїв в статиці і динаміці, розрахувати тиск і сили тиску в рідині, що покоїться, проводити гідравлічні розрахунки простих і складних трубопроводів, а також мати представлення про методи розрахунку гідравлічних машин і їх характеристик.

У основу даного навчального посібника покладена робоча навчальна програма дисципліни «Гідравліка і гідравлічні машини», розроблена на кафедрі технологій виробництва і професійної освіти ДЗ «ЛНУ імені Тараса Шевченка».

Вивчення дисципліни «Гідравліка і гідравлічні машини» базується на знаннях, отриманих при вивченні дисциплін «Вища математика», «Фізика» і «Теоретична механіка». Одним з важливих питань, що постають при вивченні дисципліни студентами денної та заочної форм навчання є правильна правильна організація самого процесу навчання, що містить наступні елементи:

- вивчення лекційного матеріалу, з якого сформовано лекційну частину даного навчального посібника;
- підготовка вдома і виконання на заняттях лабораторних робіт, наведених в посібнику, на наявному обладнанні кафедри;
- виконання індивідуального завдання до самостійної роботи, наведеного в кінці кожного розділу.

Метою самостійної роботи є закріплення лекційного матеріалу, підготовка до лекцій і лабораторних занять, набуття навичок в рішенні конкретних інженерних завдань. В процесі виконання самостійної роботи набуття навичок відбувається шляхом рішення конкретної гідравлічної задачі.

Контрольні завдання складені у вигляді комплексного завдання, для вирішення якої вимагається попереднє вивчення попередніх розділів курсу. В той же час, зміст завдання дозволяє приступити до виконання етапів контрольної роботи у міру вивчення окремих розділів дисципліни.

Питання курсу

1. Предмет, задачі та значення дисципліни «Гідравліка і гідравлічні машини».
2. Гідравліка як наука в історичному розвитку.
3. Рідина і її фізичні властивості.
4. В’язкість рідини, її характеристика і вимірювання.
5. Гідростатичний тиск і його властивості.
6. Основне рівняння гідростатики.
7. Тиск рідини на плоскі поверхні.
8. Закон Паскаля і його технічне застосування: гідравлічні преси, їх конструкції і особливості розрахунків.
9. Гідравлічні акумулятори та їх конструктивні особливості.
10. Закон Архімеда. Умови плавання тіл.
11. Прилади для вимірювання тиску.
12. Основи гідродинаміки. Основні визначення.
13. Рівняння нерозривності потоку.
14. Рівняння Д. Бернуллі для ідеальної рідини.
15. Режим руху рідини.
16. Теорема про зміну кількості руху для потоку рідини.
17. Практичне застосування рівняння Д. Бернуллі.
18. Прилади вимірювання швидкості та втрат рідини.
19. Втрати тиску при рівномірному русі рідини в трубопроводах (ламінарний режим).
20. Втрати тиску при рівномірному русі рідини в трубопроводах (турбулентний режим).
21. Формула Шезі.
22. Місцеві втрати тиску і їх розрахунок.
23. Раптове та повільне розширення труби.
24. Прості та складні місцеві опори.
25. Опір при відносному русі твердого тіла в рідині.
26. Водопроводи і їх класифікація.
27. Розрахунок простого водопроводу.
28. Сифонні трубопроводи, їх використання і розрахунок.
29. Гідравлічний розрахунок складних трубопроводів.
30. Види гідравлічного удару в трубопроводах.
31. Методи боротьби з гідравлічним ударом.
32. Витікання рідини через малий отвір в тонкій стінці.
33. Витікання рідини через насадки.
34. Витікання рідини через насадки при змінному напорі.
35. Вільні струї рідини.
36. Рух рідини у відкритих руслах.
37. Застосування насадок в техніці.
38. Методи зниження ударного тиску в трубопроводах.
39. Кавітація при роботі гідравлічних машин і установок.

40. Гідравлічні машини, їх класифікація та область застосування.
41. Класифікація насосів.
42. Основні параметри насосів.
43. Об’ємні насоси.
44. Динамічні насоси.
45. Фільтрація рідини, її закони.
46. Гідравлічний привід.
47. Гідравлічні турбіни, їх призначення і класифікація.
48. Особливості конструкції гідравлічних турбін, їх потужність.
49. Гідроелектростанції, їх схеми.
50. Перспективи гідроенергетики, проблеми і шляхи їх вирішення.

Модуль І.

РОЗДІЛ 1. ОСНОВНІ ФІЗИЧНІ ВЛАСТИВОСТІ РІДИН

1.1. Загальні відомості про рідини

У природі розрізняють чотири види стану речовини: твердий, рідкий, газоподібний і плазмовий, іноді в окремий агрегатний стан виділяють ще й рідкі кристали. За своїми властивостями рідина займає проміжне місце між газами та твердими тілами: в умовах, близьких до кристалізації, її властивості наближаються до твердого тіла, а з підвищенням температури – до газів.

Основна відмінність рідин від твердих тіл полягає в їх ***текучості*** – здатності легко набувати форми посудини, в яку рідину помістили, не змінюючи при цьому власного об'єму. Для газів також характерне явище текучості, але при цьому вони займають будь-який наданий об'єм.

В посудинах рідина утворює вільну поверхню, а газ аналогічної поверхні не має. Проте, з точки зору механіки, поведінка рідини і газу описується одними і тими ж закономірностям у випадку, коли стискуваністю газу можна нехтувати. Тому в гідравліці під терміном «рідина» розуміються і власне рідини (які часто називають краплинними рідинами), і гази (газоподібні рідини).

Як відомо, в газах рухи та розміщення молекул хаотичні та безладні. В той же час, атоми або молекули твердого тіла групуються між собою та утворюють комірку кристала, яка за строгою системою повторюється по всій масі твердого тіла, тобто в твердому тілі існує *дальній порядок*. Оскільки рідина є проміжним станом між газом і твердим тілом, то в її структурі одночасно присутні і безладність, і порядок у множині молекул. Тому прийнято вважати, що в рідинах існує ближній порядок – порядок у перших координаційних сферах різних угруповань молекул.

Основні властивості рідини (з точки зору механіки рідини) – це густина, здатність змінювати свій об'єм при нагріванні (охолодженні) і змінах тиску, поверхневий натяг і в'язкість – розглянуті нижче.

1.2. Фізичні властивості рідини

Важливою характеристикою рідини є густина. Для її визначення виділимо в рідкому середовищі малий об'єм ΔV, що охоплює точку M, густина в якій визначається. Нехай маса виділеного об'єму буде Δm, тоді густиною середовища в точці M називається відношення маси Δm елементарного об'єму до його величини ΔV при $\Delta V \to 0$, тобто

$$\rho = \lim_{\Delta V \to 0} \frac{\Delta m}{\Delta V} \qquad (1.1)$$

Одиницею вимірювання густини рідини є кг/м^3.

Визначення (1.1) справедливе тільки у тому випадку, коли середовище повністю заповнює даний об'єм. Остання умова накладає обмеження на переміщення і густину точок суцільного середовища. У разі кінцевих переміщень накладається обмеження на швидкості точок середовища у вигляді рівняння нерозривності.

Оскільки вода є найбільш поширеною в природі рідиною, то в якості прикладу кількісного значення параметра, що визначає фізичні властивість рідин зручно використовувати значення даного параметра для води. Густина води при 4°С становить 1000 кг/м^3 і зменшується при збільшенні температури. Проте для води така закономірність справедлива лише з 4°С, в чому полягає одна з аномальних властивостей води.

Питома вага рідини γ – це вага рідини G, що приходиться на одиницю об'єму V

$$\gamma = \frac{G}{V}. \qquad (1.2)$$

Одиниця виміру питомої ваги – Н/м^3. Питома вага води при 4°С становить 9 810 Н/м^3.

Густина і питома вага пов'язані між собою співвідношенням

$$\gamma = \rho g ,$$

де g = 9,81 м/с^2 – прискорення вільного падіння.

Температурне розширення – властивість рідини змінювати об'єм при зміні температури, яка характеризується температурним коефіцієнтом об'ємного розширення рідини β_t

$$\beta_t = \frac{\Delta V}{V \Delta t}, \qquad (1.3)$$

де V – об'єм рідини при початковій температурі, м^3; ΔV – зміна об'єму після зміни температури, м^3; Δt – зміна температури. Одиниця виміру даного коефіцієнту – 1/°С, для води при 20°С він становить 0,00015 1/°С.

Сискуваність – властивість рідини змінювати об'єм при зміні тиску, яка характеризується температурним коефіцієнтом об'ємного стиску рідини β_p

$$\beta_t = \frac{\Delta V}{V \Delta P}, \qquad (1.4)$$

де V – об'єм рідини при початковій температурі, м^3; ΔV – зміна об'єму після зміни температури, м^3; ΔP – зміна тиску. Одиниця виміру даного коефіцієнту – 1/Па, для води при 20°С він становить $5 \cdot 10^{-10}$ 1/Па.

Модулем пружності при стиску E – величина, зворотня коефіцієнту об'ємного стиску, яка визначається по формулі

$$E = \frac{1}{\beta_p}. \qquad (1.5)$$

Для води модуль пружності $E = 2 \cdot 10^9$ Па.

1.3. Поверхневі властивості рідини

Поверхневий шар рідини має специфічні властивості порівняно з внутрішніми шарами. Основною з них є намагання поверхневого шару скоротитися до мінімальної площі. Поверхневі властивості рідин мають важливе значення в практиці експлуатації рідин, тому заслуговують на детальний розгляд.

Специфічні властивості поверхневого шару рідини зумовлюються особливостями міжмолекулярних взаємодій. У взаємодіях між молекулами виявляються сили притягання та відштовхування, які по-різному залежать від відстані між молекулами. Представимо, що одна із взаємодіючих молекул міститься на початку координат, а інша до неї наближається по осі *Ox*, і відкладати сили відштовхування вгору, а сили притягання вниз. В результаті отримаємо криві (рис. 1.1), причому крива F_B сил відштовхування значно крутіша, ніж крива сил притягання $F_{пр}$.

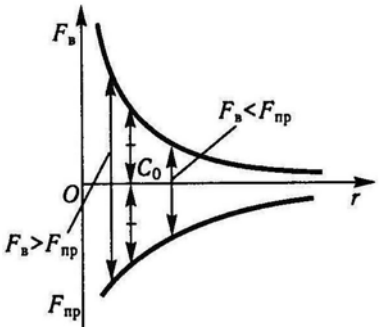


Рис. 1.1. Сили взаємодії між молекулами в рідині

Коли рідина займає вільний об'єм, молекули в ній коливаються відносно положень, в яких сили притягання зрівноважене силами відштовхування (точка C_0). У разі стиску рідини та зменшення відстані між молекулами виявляються значні сили відштовхування ($F_B >> F_{пр}$). Цим пояснюється дуже малий коефіцієнт об'ємного стиску рідин (10^{-10}...10^{-11}

1/Па). Зі збільшенням відстані між молекулами починають переважати сили притягання ($F_B < F_{пр}$). Через те що кінетична енергія молекул рідини недостатня для виконання роботи виходу за межі сил притягання, рідина займає певний об'єм.

На поверхні і всередині рідини молекули перебувають у різних умовах (рис. 1.2). Коли молекула всередині рідини, то її з усіх боків симетрично оточують молекули, дії яких взаємно компенсуються. У молекулі на поверхні рідини оточення несиметричне – переважають молекул нижчих шарів, адже взаємодією з молекулами пари і повітря над рідиною можна нехтувати.

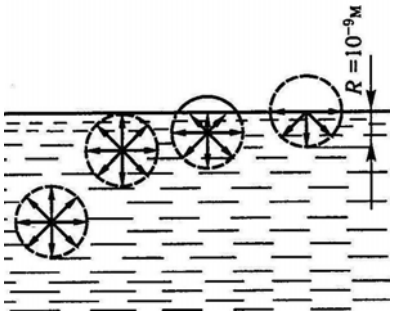


Рис. 1.2. Природа сил поверхневого натягу

Чим вище молекула у поверхневому шарі, тим більша результуюча сила діє на неї. Ці сили створюють поверхневий молекулярний тиск на рідину. Безпосередньо виміряти молекулярний тиск неможливо, оскільки рідина завжди оточена своїм поверхневим шаром. Молекулярний тиск поверхневого шару в рідинах і твердих тілах досить значний, для води він дорівнює 10^9 Па. Наявністю такого значного молекулярного тиску можна пояснити малий коефіцієнт об'ємного стиску рідин і твердих тіл.

Переходячи з середини рідини у поверхневий шар, молекули виконують роботу проти результуючих сил молекулярних дій нижчих шарів. Завдяки цьому потенціальна енергія молекули збільшується. Тому молекули поверхневого шару мають більшу потенціальну енергію, ніж молекули решти об'єму рідини. Прямуючи до мінімуму потенціальної енергії, поверхня рідини намагається скорочуватися. Сили, які зумовлюють таке скорочення поверхневої плівки рідини, називаються ***силами поверхневого натягу***. Сила поверхневого натягу на межі поверхні рідини пропорійна довжині межі

$$F = \alpha l\,, \qquad (1.6)$$

де α – коефіцієнт поверхневого натягу, Н/м; l – довжина межі поверхні рідини, м.

Коефіцієнт поверхневого натягу α є однією з характеристик рідини, його значення залежить від температури та домішок. Для деяких рідин при 20°С він має такі значення, Н·м: вода – $75\cdot10^{-3}$, спирт – $22\cdot10^{-3}$, гліцерин – $63\cdot10^{-3}$, ртуть – $460\cdot10^{-3}$. З підвищенням температури коефіцієнт поверхневого натягу зменшується і при критичній температурі дорівнює нулю. Різні домішки можуть збільшувати або зменшувати коефіцієнт поверхневого натягу.

Під час скорочення поверхні рідини сили поверхневого натягу виконують роботу

$$\Delta A = \alpha l \Delta h = \alpha \Delta S\,, \qquad (1.7)$$

тому поверхневий шар рідини має деяку *вільну енергію* – частину енергії тіла, яку можна перетворити на роботу.

Згідно (1.7), коефіцієнт поверхневого натягу чисельно дорівнює вільній енергії одиниці площі поверхневого шару рідини. Тому скорочення поверхні рідини є прямуванням до мінімуму вільної енергії системи. Прикладами даного явища є різні форми мильних плівок на складних каркасах, кулеподібні краплі рідини, злиття двох крапель в одну.

Поверхневий натяг рідини має місце не тільки на межі з парою, аналогічно він утворюється на межі з іншою незмішуваною рідиною або з твердим тілом. Зазвичай, коефіцієнти поверхневого натягу в різних випадках мають різне значення.

1.4. В'язкість рідин

В'язкість рідини – властивість рідин чинити опір зсуву. Ця властивість проявляється тільки при русі рідин і характеризує ступінь текучості рідини. Разом з легко текучими рідинами (вода, спирт, повітря) існують дуже в'язкі рідини (гліцерин, машинні масла тощо). Основною характеристикою в'язкості рідини є динамічна в'язкість μ.

Між двома шарами рідини на поверхні їх розділу площею ω виникає сила тертя F, яка не залежить від тиску, прямо пропорційна площі контакту шарів і градієнту швидкості в напрямі, перпендикулярному напряму руху шарів, і залежить від роду рідини.

Нехай рідина тече по плоскому дну паралельними йому шарами (рис. 1.3). Внаслідок гальмівного впливу дна шари рідини рухатимуться з різними швидкостями. Для двох шарів A і B рідини, розташованих на відстані Δy один від одного, швидкості будуть мати значення u та $u + \Delta u$ відповідно.

Сила опору через тертя на ділянці площі ω визначається по *закону внутрішнього тертя Ньютона*

$$F = \mu\omega\frac{\Delta u}{\Delta y}. \tag{1.8}$$

Рідини, для яких закон (1.8) є справедливим, називають ньютонівськими, а для яких він не виконується (розчини полімерів, гідросуміші з цементу, глини і крейди) – неньютонівськими.

В гідравлічних розрахунках зручно користуватися ***кінематичною в'язкістю рідини***

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}. \tag{1.9}$$

Одиницею виміру даної величини є м^2/с, її назва пояснюється схожістю з розмірністю швидкості і не несе фізичного змісту.

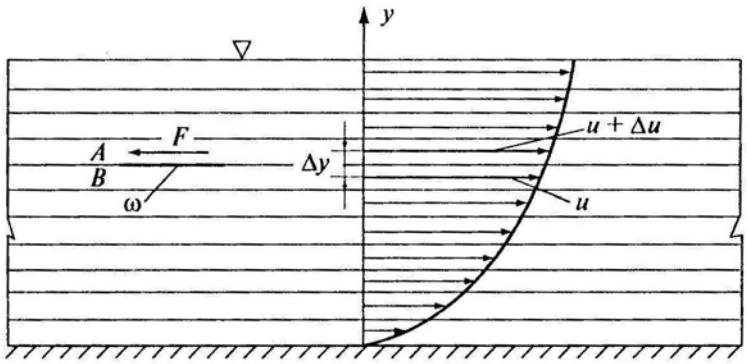


Рис. 1.3. Природа динамічної в'язкості

Кінематична в'язкість рідини залежить від тиску і температури. Для крапельних рідин вона зменшується при підвищенні температури, а для газів – навпаки. При збільшенні тиску в'язкість газів зменшується, а в'язкість рідин від зміни тиску майже не залежить.

1.5. Особливі властивості води

В поняття «вода» слід включати речовини, що складаються не лише з молекул H_2O^{16}, а й різних інших комбінацій ізотопів водню і кисню, яких існує ще 35. У природній воді молекули H_2O^{16} становлять 99,7%, на долю інших різновидів молекул води приходиться 0,3%, проте це не означає, що вплив інших різновидів молекул на властивості води пропорційний їх частці в загальному об'ємі.

Вода при різних температурах і тисках може знаходитися в одному з трьох агрегатних станів: твердому (лід), рідкому і газоподібному (пара).

При зменшенні температури від 4 до 0°С об'єм води не зменшується, як в усіх інших речовин (окрім вісмуту), а збільшується. Густина води, що має максимальне значення при 4°С, при цьому зменшується, при замерзанні об'єм води збільшується приблизно на 10%. Температура замерзання води зі збільшенням тиску до 19,6 МПа знижується, після чого починає підвищуватися.

Конвекція у водоймах з прісною водою припиняється при 4 °С. При цій температурі в нижніх шарах знаходиться вода з більшою густиною, ніж у верхніх. Морська вода замерзає при температурі мінус 1,9°С, а вода в капілярах в грунті може замерзати і при температурі 4,4°С.

Вода має дуже велику теплоємність, більшу в 10 разів, ніж залізо; в 33 рази більшу, ніж ртуть; в 3,3 разу більшої, ніж спирт і гліцерин. Теплоємність інших рідин із збільшенням температури збільшується, вода ж має мінімальне значення теплоємності при 35°С. Наявність мінімуму пояснюється руйнуванням асоціацій (груп) молекул води за даної температури.

При конденсації вологи (утворенні туману) виділяється значна кількість теплоти, що використовують в установках штучного туману, які окрім зрошування можна використовувати для оберігання рослин від заморозків.

У зв'язку з наявністю у воді розчиненого повітря, багатого киснем, і ряду агресивних компонентів вода впливає на матеріали, з яких зведені споруди, через шо може відбуватися корозія. Розчинені у воді солі і зважені в ній тверді частки приводять до «заростання» стінок трубопроводів, внаслідок чого пропускна здатність таких труб істотно зменшується.

Обробку води дією магнітного поля застосовують для боротьби з утворенням накипу і для запобігання корозії в котлах і опріснювальних установках, а також для прискорення осадження суспензій при очищенні води. Механізм впливу магнітного поля на властивості води доки вивчений недостатньо, хоча отримані дані про збільшення швидкості фільтрації води, що пройшла обробку в магнітному полі, про прискорення схоплювання бетонів, до складу яких входить така вода.

Питання до самоконтролю

1. Які відмінності рідин від твердих тіл і газів?
2. Що називається густиною рідини, від чого вона залежить і якими одиницями її вимірюється?
3. Які види механічних напружень діють в рідині?
4. Що таке в'язкість рідини, який зв'язок між динамічною і кінематичною в'язкості, які їх одиниці виміру?
5. Яке основна відмінність ньютонівською і неньютонівською рідин?
6. Яка природа явища поверхневого натягу?
7. У чому полягають особливі властивості води?

БЛОК САМОСТІЙНОЇ РОБОТИ № 1

Приклад розв'язання задачі 1. Визначити величину зміни тиску в герметично закритому балоні з водою при зміні її температури від 10 до 20°С. Матеріал балону вважати абсолютно жорстким.

Розв'язання

Якби балон не був закритий герметично, то збільшення температури привело б до збільшення об'єму на величину

$$\Delta V = \beta_t V \Delta t ,$$

в результаті чого кінцевий об'єм став би рівним

$$V_1 = V + \Delta V .$$

Оскільки об'єм змінитися не може, результатом стає збільшення тиску на поверхні рідини, яке можна знайти з визначення коефіцієнту стискування

$$\beta_p = \frac{\Delta V}{V_1}\frac{1}{\Delta P} \Rightarrow \Delta P = \frac{\Delta V}{V_1}\frac{1}{\beta_p}.$$

Підставляємо в дану формулу уявний кінцевий об'єм

$$\Delta P = \frac{\beta_t V \Delta t}{\left(V + \beta_t V \Delta t\right)}\frac{1}{\beta_p}. = \frac{\beta_t \Delta t}{\left(1 + \beta_t \Delta t\right)\beta_p}.$$

Величина зміни температури

$$\Delta t = 20 - 10 = 10°C ,$$

а відповідні коефіцієнти

$$\beta_t = 150 \cdot 10^{-6}\ 1/°C, \qquad \beta_p = 5{,}0 \cdot 10^{-10}\ 1/\text{Па}.$$

Підставляємо числові значення в розрахункову формулу

$$\Delta P = \frac{150 \cdot 10^{-6}}{\left(1 + 10 \cdot 150 \cdot 10^{-6}\right) \cdot 5 \cdot 10^{-10}} = 30\,000\ \text{Па}.$$

Приклад розв'язання задачі 2. Визначити масу бензину в циліндричному резервуарі діаметру d = 0,3 м і висоти h = 0,4 м при температурі 20°С. Ступінь заповнення резервуару становить 90%.

Розв'язання

По Додатку 3 знаходимо густину бензину при температурі 20°С

$$\rho_б = 730\ \text{кг/м}^3.$$

Визначачаємо об'єм, який займає бензин в резервуарі

$$V = 0{,}9 V_{рез} = 0{,}9 \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot h = \frac{0{,}9 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}3^2 \cdot 0{,}4}{4} = 0{,}025\ \text{м}^3.$$

Знаходимо масу бензину

$$m = \rho V = 730 \cdot 0{,}025 = 18{,}5\ \text{кг}.$$

<u>Завдання до самостійної роботи</u>

Варіанти 1 – 15

Визначити масу рідини в циліндричному резервуарі діаметру d і висоти h при температурі 20°С. Ступінь заповнення резервуару становить ε.

Таблиця вихідних даних

№ варіанту	Рідина	d, мм	h, мм	ε, %
1	Вода прісна	200	1000	95
2	Вода морська	300	1100	90
3	Бензин	320	1200	85
4	Керосин	340	1300	95
5	Масло веретенне	280	1400	90
6	Масло індустріальне	260	1500	85
7	Масло трансформаторне	220	1450	95
8	Масло гідравлічне	190	1350	90
9	Скіпідар	170	1250	85
10	Спирт етиловий	150	1150	95
11	Нафта	140	1050	90
12	Повітря	130	950	85
13	Бензин	120	850	95
14	Керосин	110	900	90
15	Нафта	100	1000	85

Варіанти 16 – 25

Визначити величину зміни температури і кінцеву температуру в герметично закритому балоні з рідиною, якщо її тиск змінився на величину ΔP. Матеріал балону вважати абсолютно жорстким, початкова температура t_0.

Таблиця вихідних даних

№ варіанту	Рідина	ΔP, кПа	t_0, °С
16	Керосин	5	20
17	Зріджений газ	10	15
18	Бензин	15	10
19	Керосин	20	20
20	Спирт етиловий	25	15
21	Бензин	30	10
22	Вода	28	20
23	Зріджений газ	26	15
24	Бензин	24	10
25	Керосин	22	20

РОЗДІЛ 2. ГІДРОСТАТИКА

2.1. Загальні визначення гідростатики

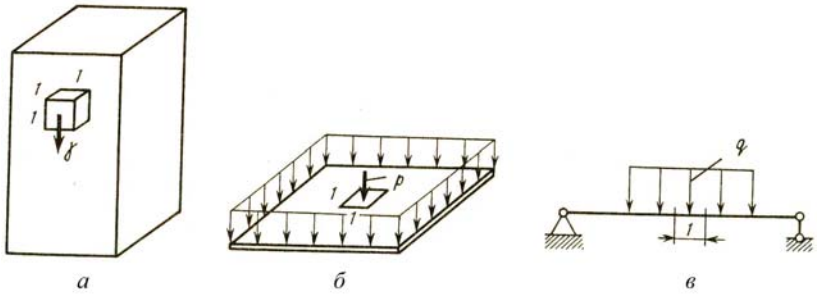
Гідростатика – розділ гідравліки, в якому вивчається рідина, що знаходиться у відносному спокої.

Рівноважний стан рідини – стан, при якому на виділену масу рідини не діють зовнішні сили або їх дія взаємно компенсується. Тоді усі частки цієї маси залишаються нерухомими відносно вибраної системи

координат, тобто знаходяться в стані спокою або рухаються рівномірно і прямолінійно, а їх взаємне розташування залишається сталим.

У разі дії зовнішніх сил в рідині або виникають напруження (рівноважний стан зберігається) або вона переходить в стан прискореного руху. На рідину можуть діяти два типи сил:

- *поверхневі сили* - це сили тиску, що діють на поверхні виділеного об'єму, і пропорційні площі даної поверхні (рис. 2.1, *б*);
- *масові (об'ємні) сили* – це зовнішні сили, пропорційні масі рідини, що знаходиться у виділеному об'ємі (рис. 2.1, *а*). До таких сил відносяться сили тяжіння та інерції, архімедова сила.



а *б* *в*

Рис. 2.1. Класифікація зовнішніх сил: *а* – об'ємні, *б* – поверхневі; в - лінійні

Для того, аби рідина знаходилася в стані спокою, необхідно, щоб сили, що діють на її граничній поверхні, були спрямовані під кутом 90° до цієї поверхні. Адже рідини добре опираються зусиллям стиску, але через властивість текучості не можуть чинити опір зусиллям зсуву.

Гідростатичний тиск в даній точці рідини – пружній стиск (механічне напруження), що виникає в рідині під дією зовнішніх сил.

$$P = \frac{dF}{d\omega}, \tag{2.1}$$

де dF – елементарна сила, Н; $d\omega$ – елементарна площа, м^2.

Гідростатичний тиск є однією з основних величин гідравліки, одиницею його вимірювання є Паскаль (Па) – тиск, що створюється силою в 1 Н, яка рівномерно розподілена по поверхні площею 1 м^2. На практиці часто також використовуються позасистемні одиниці – атмосфера і міліметри ртутного або водяного стовбчиків:

1 ат = 98 000 Па = 783,2 мм. рт. ст.;

1 Па = 0,102 мм. вод. ст. = 0,0075 мм. рт. ст.

Дана величина характеризується наступними властивостями:

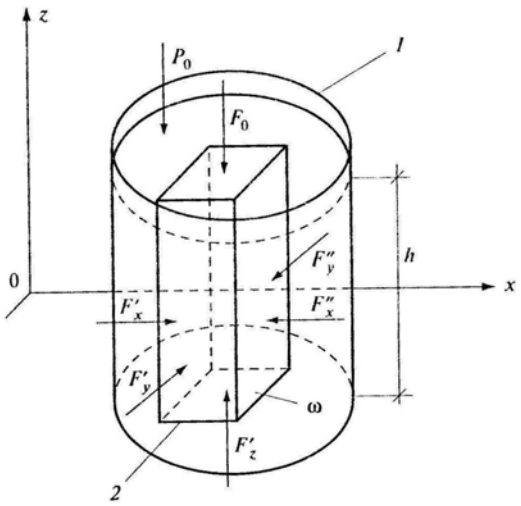
- гідростатичний тиск завжди спрямований з боку рідини по нормалі до тієї поверхні, на яку діє.
- для будь-якої точки рідини гідростатичний тиск однаковий за усіма напрямками.

З останньої властивості витікає слідство: оскільки будь-яка точка визначається її координатами, гідростатичний тиск в точці залежить від координат даної точки

$$P = f(x, y, z). \tag{2.2}$$

2.2. Основне рівняння гідростатики і закон Паскаля

Виділимо з рідини (рис. 1.2), яка в стані спокою заповнює резервуар 1, паралелепіпед 2 з основою ω і висотою h, рівній глибині рідини в резервуарі. На поверхні рідини в резервуарі в умовах земного тяжіння діє тиск P_0. Оскільки рідина знаходиться в рівновазі, то сили на бічних гранях зрівноважуються, а сила, діючащо діє на дно паралелепіпеда, зрівноважується силою F_0 і силою ваги рідини, що знаходиться в об'ємі паралелепіпеда



$$F'_z = F_0 + \gamma\omega h\,.$$

Розділивши обидві частини рівняння на ω, отримуємо основне рівняння гідростатики

$$P = P_0 + \gamma h\,, \quad (2.3)$$

де P – гідростатичний тиск на глибині h, Па; P_0 - зовнішній тиск на поверхні рідини, Па; γh – надлишковий тиск, Па.

Рис. 2.2. До визначення гідростатичного тиску

Поверхнею рівного тиску називається поверхня, в кожній точці якої величина гідростатичного тиску однакова (P = const). Прикладом може бути поверхня розділу рідкої та газової фази, яка називається вільною поверхнею і позначається позначається перевернутим трикутником.

Абсолютний гідростатичний тиск в рідині на глибині h визначається рівнянням (2.3), тому для поверхні рівного тиску при сталому зовнішньому тиску (P_0 = const) отримуємо

$$\gamma h = \text{const}. \quad (2.4)$$

Рівняння (2.4) визначає положення поверхні рівного тиску для рідини, що покоїться, в умовах Землі: будь-яка горизонтальна поверхня в межах рідини є поверхнею рівного тиску або поверхнею рівня.

З основного рівняння (2.3) витікає, що у разі зміни зовнішнього тиску P_0 в усіх точках рідини, що знаходиться в рівновазі, тиск P зміниться на ту ж саму величину. Це властивість рідини носить назву **закона Паскаля**: зовнішній тиск на вільній поверхні рідини, що знаходиться в рівновазі, передається в усі точки рідини без зміни по усіх напрямах.

В рівнянні (2.3) проведемо заміну

$$h = z_0 - z,$$

тоді для довільної точки A (рис. 2.3)

$$P = P_0 + \gamma(z_0 - z)\,, \quad (2.5)$$

де z – координата довільної точки A; z_0 – координата вільної поверхні.

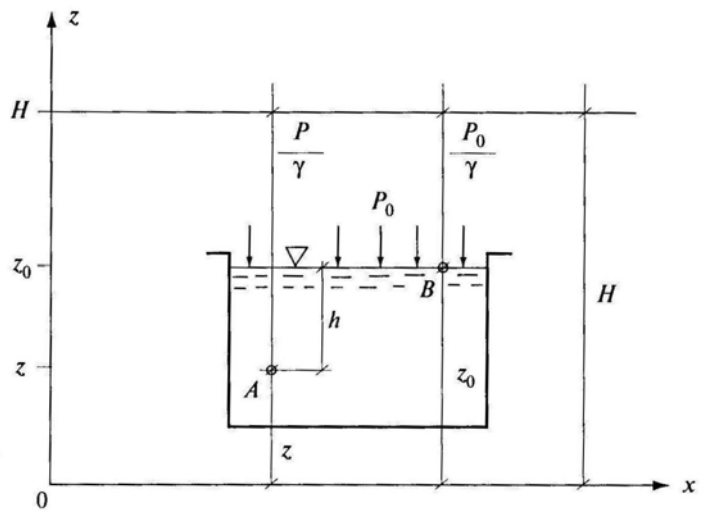


Рис. 2.3. До виводу другої форми основного рівняння гідростатики

Розкривши скобки, розділивши обидві частини на γ і виконавши перестановку доданків, отримаємо другу форму основного рівняння гідростатики

$$z + \frac{P}{\gamma} = z_0 + \frac{P}{\gamma}, \tag{2.6}$$

в якому кожен з доданків має розмірність довжини (м).

Величину H називають гідростатичним (потенційним) напором. Ця величина однакова для будь-якої точки рідини, що знаходиться в резервуарі з постійними z_0 і P_0. Площину xOz називають площиною порівняння або початковою площиною.

Поняття «напор» означає питому енергію (величина потенційної енергії, що приходиться на 1 Н рідини) і може застосовуватися разом із словом «висота», оскільки має ту ж розмірність (м).

2.3. Абсолютний і надлишковий тиск

Для рідини в стані спокою, згідно (1.3) можливий три випадки дії зовнішнього тиску $P_0 > P_a$; $P_0 < P_a$ та $P_0 = P_a$.

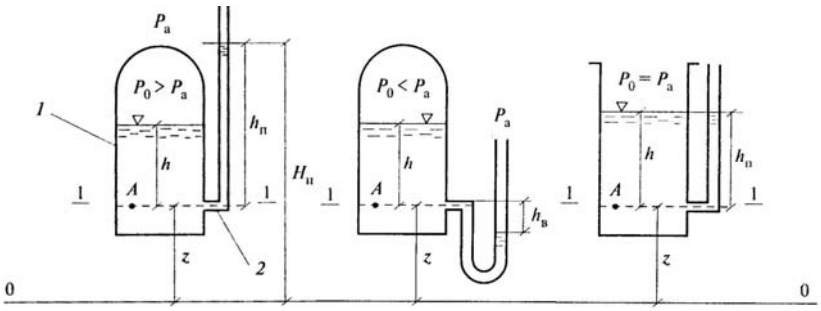


Рис. 2.4. Різні випадки величини зовнішнього тиску: *а* – $P_0 > P_a$; б – $P_0 < P_a$; *в* – $P_0 = P_a$; 0-0 – площина порівняння; 1-1 – площина рівня точки *A*

На рис. 2.4, *а* показаний закритий резервуар з рідиною, на вільній поверхні якої створений тиск $P_0 > P_a$. Для виміру тиску збоку резервуару на висоті h від поверхні встановлено п'єзометр (трубку з відкритим верхнім кінцем). Під дією тиску в резервуарі вода в п'єзометрі піднімається на висоту h_n, а на її поверхні буде тиск P_a.

Абсолютний гідростатичний тиск в точці *A*

$$P_A = P_0 + \gamma h ,$$

з іншого боку, для будь-якої точки рівня 1-1 тиск з боку п'єзометра

$$P_A = P_a + \gamma h_n .$$

Порівнявши між собою праві частини, отримуємо надлишковий тиск

$$P_{над} = P_A + P_a \qquad (2.7)$$

і п'єзометричний напор

$$h_n = \frac{P_{над}}{\gamma} = \frac{P_A - P_a}{\gamma} . \qquad (2.8)$$

У даному випадку надлишковий тиск є величина додатна і має спеціальну назву – *манометричний тиск* – за назвою манометрів, які по своїм конструктивним особливостям здатні вимірювати, як правило, тільки надлишковий тиск.

На рис. 2.4, *б* показаний закритий резервуар з рідиною, на вільній поверхні якої створений тиск $P_0 < P_a$. Для виміру тиску збоку резервуару на глибині h від поверхні встановлено обернений п'єзометр (U-подібну трубку з відкритим верхнім кінцем).

Абсолютний гідростатичний тиск в точці *A*

$$P_A = P_0 + \gamma h ,$$

з іншого боку, для будь-якої точки рівня 1-1 тиск з боку п'єзометра

$$P_A = P_a - \gamma h_в .$$

У даному випадку надлишковий тиск є величина від'ємна, яка має назву *вакуум*

$$P_{вак} = P_a - P_A , \qquad (2.9)$$

а вакуумметрична висота

$$h_в = \frac{P_{вак}}{\gamma} = \frac{P_a - P_A}{\gamma}. \qquad (2.10)$$

На рис. 2.4, *в* показано відкритий резервуар, заповнений рідиною, на вільній поверхні якої тиск $P_0 = P_a$. Для виміру тиску на глибині h встановленj п'єзометр, рівень рідини в якому підніметься до рівня вільної поверхні рідини в резервуарі.

Згідно (2.3)

$$P_A = P_a + \gamma h,$$

а з іншого боку

$$P_A = P_a + \gamma h_n,$$

тому надлишковий тиск дорівнює ваговому.

Остання схема є основною для умов будівельного виробництва, водоподаючих і водоочисних систем. Особливістю цієї схеми є те, що зовнішній тиск для розрахункових випадків відомий. Тому основною розрахунковою величиною є надлишковий тиск. Часто в розрахунковій практиці під гідростатичним тиском в точці мають на увазі величину надлишкового тиску.

2.4. Епюри гідростатичного тиску

В багатьох задачах необхідно знати, як діє гідростатичний тиск в кожній точці поверхні довільної конструкції. Графічне зображення зміни гідростатичного тиску вздовж досліджуваної поверхні називається *епюрою тиску*.

Для побудови епюри гідростатичного тиску води на плоску поверхню в крайніх точках цієї поверхні у вигляді стрілок проводять перпендикуляри з боку рідини до поверхні, що мають довжину, виражену в масштабі даного тиску в цих точках. Найчастіше відкладають значення надлишкового (манометричного) тиску. Кінці перпендикулярів сполучають прямою лінією (зміна тиску уздовж плоскої поверхні має лінійний характер і отримують геометричну фігуру, яку штрихують стрілками, спрямованими до даної поверхні (рис. 2.5). Кожна така стрілка зображує в масштабі значення гідростатичного тиску в точці, до якої спрямована.

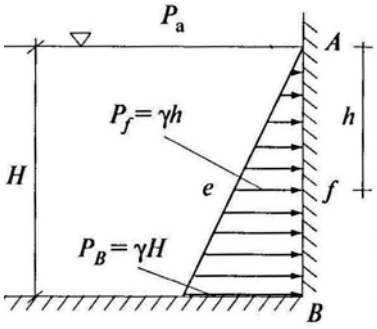


Рис. 2.5. Епюра гідростатичного тиску на вертикальну стінку

На рис. 1.5 показано приклад епюри гідростатичного тиску, що діє на вертикальну бічну стінку басейну глибини H, заповненого водою. Значення надлишкового тиску $P = \gamma H$, в точці A $h = 0$, в точці B $h = H$. З'єднавши кінці стрілок-перпендикулярів прямої лінією і заштрихувавши отриманий трикутник стрілками, отримаємо епюру надлишкового тиску на поверхні AB басейну. Довжина стрілки ef на епюрі виражає в масштабі значення манометричного тиску в точці f стінки басейну на глибині h.

На рис. 2.6 показано результуючу епюру надлишкового тиску {AC'dB) на щит, що перегороджує канал глибини H перед щитом і глибини h – за ним.

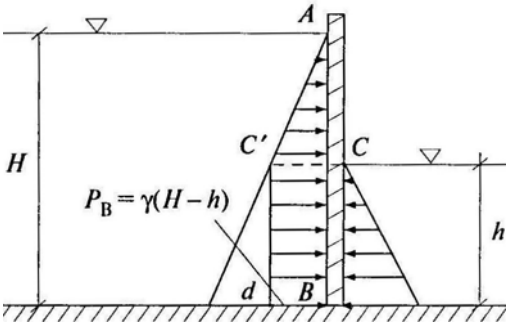


Рис. 2.6. Побудова результуючої епюри

Центр тиску – точка прикладення результуючої сили тиску рідини на довільну поверхню. Центр мас трикутника (рис. 2.5) завжди лежить на відстані третини медіани від даної сторони

$$y_C = \frac{AB}{3}. \qquad (2.11)$$

Гідростатичний парадокс – не дивлячись на різну форму посудин на рис. 2.7, сила тиску в точці С на дно кожного з них буде однакова (за умови однакової площі дна), хоча вага рідини в кожній посудині різна.

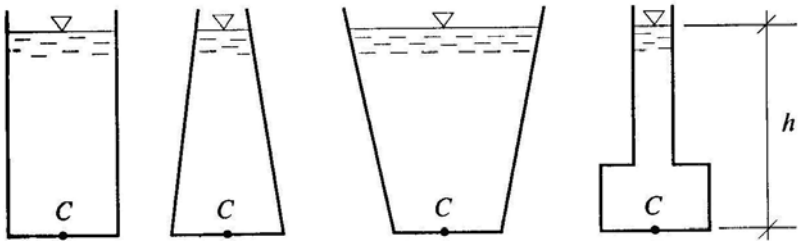


Рис. 2.7. Гідростатичний парадокс

2.5. Плавання тіл, закон Архімеда

Розглянемо повністю занурене в рідину тверде тіло, об'єм якого V, а форма така, що будь-яка пряма перетинає поверхню цього тіла тільки в двох точках. Горизонтальні складові P_x і P_y взаємно зрівноважуються, а вертикальна складова дорівнює вазі рідини в об'ємі даного тіла.

Закон Архімеда: сила тиску рідини в стані спокою на занурене в неї тіло дорівнює вазі рідини в об'ємі, витісненому тілом, спрямована по вертикалі вгору і прикладена в центрі тяжіння даного об'єму

$$P_z = \rho g V_T . \qquad (2.12)$$

Об'єм рідини V, витісненої тілом, називається *водозміщенням*. При повному зануренні тіла водозміщення дорівнює усьому об'єму тіла ($V = V_T$), при неповному зануренні $V < V_T$. В такому випадку архимедова сила

$$P_z = \rho g V .$$

Тіло плаває, якщо вага тіла дорівнює архімедівській силі

$$G_T = P_z = \rho g V ,$$

якщо ж вага більше архимедової сили, то тіло тоне, а якщо більше – то вспливає. Плавання тіла може бути підводним (тіло занурене повністю), або надводним. При підводному плаванні густина тіла і рідини однакова.

Питання до самоконтролю

1. Гідростатичний тиск це векторна або скалярна величина?
2. В яких одиницях вимірюють тиск?
3. Чому дорівнює атмосферний тиск?
3. Що таке абсолютний, ваговий або надлишковий тиск?
4. Запишіть вираз основного рівняння гідростатики. Для якої умови воно справедливе?
5. Що таке поверхня рівного тиску, яке її рівняння?
6. За яких умов рухома рідина знаходиться в рівноваги?

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 1

ДОСЛІДЖЕННЯ ВІДНОСНОГО СПОКОЮ РІДИНИ В ПОСУДИНІ, ЩО ОБЕРТАЄТЬСЯ

Мета роботи: експериментальна перевірка теоретичних розрахунків координат точок вільної поверхні рідини, що обертається.

Теоретична частина

Циліндрова посудина, що заповнена до певного рівня рідиною, обертається рівномірно навколо своєї вертикальної осі. Завдяки силам тертя стінки посудини при обертанні захоплюватимуть за собою рідину, і через деякий час вся рідина почне обертатися разом з посудиною з тією ж кутовою швидкістю, знаходячись у спокої по відношенню до стінок. Для дослідження відносного спокою рідини застосовують рівняння Ейлера.

В даному випадку об'ємна сила, що входить в ці рівняння, складатиметься з сили тяжіння і відцентрової сили, яка направлена перпендикулярно до осі обертання (рис. 1). Теоретичні дослідження показують, що у разі круглої циліндрової посудини, що рівномірно обертається навколо своєї вертикальної осі, вільна поверхня рідини, що знаходиться в цій посудині, отримує вид параболоїда обертання з вертикальною віссю, співпадаючою з віссю посудини.

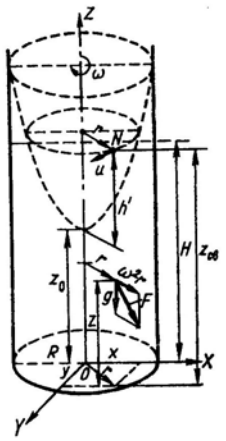


Рис. 1. До виводу формули

Лінія перетину шуканої вільної поверхні з вертикальною площиною, проведеною по осі посудини, тобто крива вільної поверхні рідини є параболою з вертикальною віссю.

Координати точок параболічної вільної поверхні щодо горизонтальної площини, що проходить через нижню точку вільної поверхні відносно до горизонтальної площини знаходять по теоретичній залежності, отриманій з рівняння Ейлера.

$$z = \frac{\omega^2}{2g} r^2, \qquad (1)$$

де r – найкоротша відстань від даної точки вільної поверхні до осі обертання, м; ω – кутова швидкість, рад/с; g – прискорення сили тяжіння (g = 9,81 м/с^2).

Опис лабораторної установки

Установка для дослідження відносного спокою рідини в посудині, що обертається, виготовляється в настільному виконанні. Установка містить литий корпус, посудину з рідиною – мінеральним маслом, черв'ячний редуктор, блок керування, пристрій вимірювання ординат кривої вільної поверхні рідини і електропривод з елементами комутації.

Схема установки представлена на рис. 2. Циліндрова посудина заповнена на 60% своєї висоти мінеральним технічним маслом і приводиться в обертання колекторним електричним двигуном через черв'ячний редуктор (U = 14 В). При рівномірному обертанні посудини навколо вертикальної осі вільна поверхня рідини в посудині приймає форму параболоїда обертання.

Робота на установці полягає в експериментальному вимірюванні координат точок кривої вільної поверхні рідини в діаметральній площині посудини з подальшим зіставленням їх з величинами координат, знайденими з теоретичних залежностей.

Для вимірювання вищезгаданих координат призначений вимірювальний пристрій, що містить вимірювальну голку 3 і каретку. При обертанні рукоятки 5 каретка, а, отже, і вимірювальна голка,

переміщуються в горизонтальному напрямі. Відлік переміщень (в праву або ліву сторони) реєструється по шкалах, розміщених в тій, що направляє.

Вертикальне переміщення вимірювальної голки здійснюється при обертанні рукоятки 4. На поверхні вимірювальної голки нанесена шкала, по якій реєструють вертикальні координати вільної поверхні рідини. Точність відліку вертикальних переміщень не менша за 0,5 мм.

Для розширення методичних можливостей конструкція установки передбачає регулювання частоти обертання судини з рідиною в межах 10...15 рад/с і, як наслідок, отримання сімейства параболічних кривих вільної поверхні рідини.

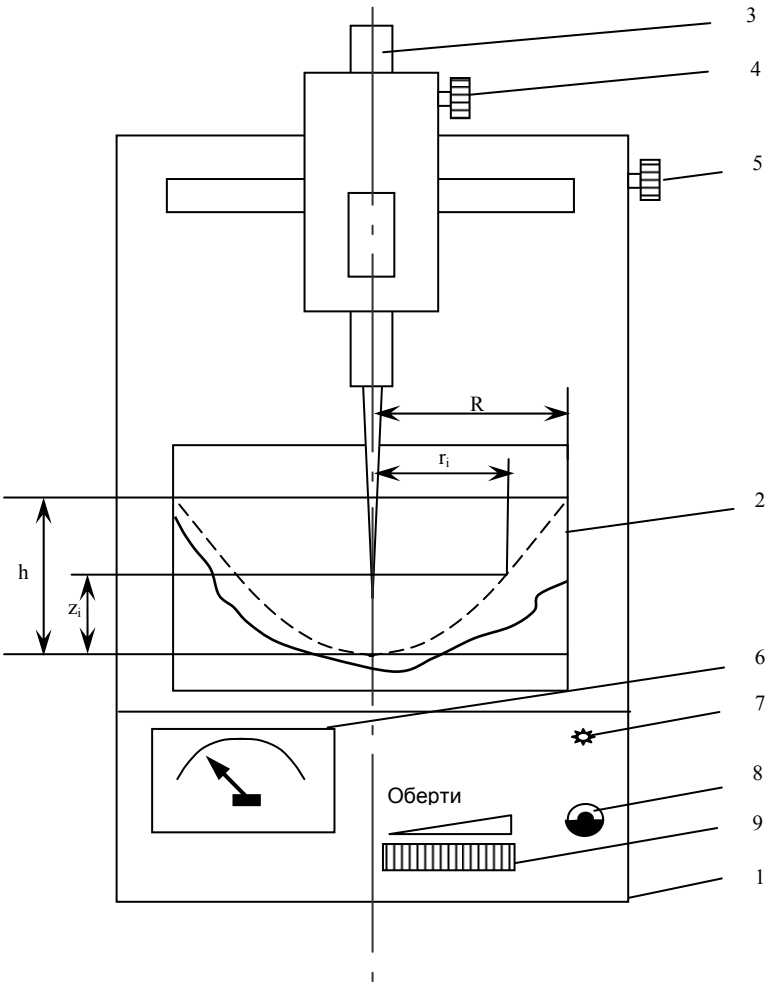


Рис.2. Принципова схема установки для дослідження відносного спокою рідини в посудині, що обертається: 1 – корпус установки; 2 – посудина, що обертається; 3 – вимірювальна голка; 4 – рукоятка вертикального переміщення голки; 5 – рукоятка горизонтального пересування каретки; 6 – мікроамперметр; 7 – сигнальна лампа; 8 – тумблер; 9 – диск-регулятор «Оберти»

На передній панелі установки розташований *тумблер*, що здійснює включення – виключення електроприводу установки; *лампочка*, що сигналізує про включення – виключення напруги в мережі; *мікроамперметр* для оцінки зміни частоти обертання посудини з рідиною; *диск-регулятор «Оберти»* для зміни частоти обертання посудини з рідиною. На задній стінці установки під знімною кришкою з написом *„Запобіжники”* розташовані два запобіжники. Там же виведений шнур живлення установки з вилкою. Живлення установки здійснюється від мережі змінного струму напругою 220 В і частотою 50 Гц.

Порядок виконання роботи

1. Включають тумблер передньої панелі керування. Напруга мережі подається на електродвигун установки, який приводить в обертання посудину 2, після чого, обертаючи диск-регулятор «*Оберти»* 9, встановлюють певну частоту обертання посудини. При цьому вибирають таку частоту обертання посудини, щоб вільна поверхня рідини не перетинала дно посудини.
2. При заданій частоті обертання посудини вимірюють висоту параболоїда обертання h. Для цього обертанням рукоятки 5 вимірювальну голку 3 встановлюють в нульове положення (відмітка «0» за горизонтальною шкалою). Потім, обертанням рукоятки 4, розташованою на каретці, вимірювальну голку опускають до зіткнення її вістря з вільною поверхнею рідини і проводять відлік показання по ноніусу вертикальної шкали ($h_н$). Після цього обертанням рукояток 5 і 4 вістря вимірювальної голки переміщають до верхнього краю параболоїда і знімають відлік за вертикальною шкалою ($h_в$). Різниця цих величин дає висоту параболоїда обертання:

$$h = h_н - h_в \text{, м.} \tag{2}$$

3. Вимірюють координати вільної поверхні рідини посудини, що обертається (z_i). Для цього обертанням рукояток 4 і 5 вимірювальну голку встановлюють в нульове положення і опускають до торкання її з рідиною. Записують результат по ноніусу вертикальної шкали (r_i). Після цього голку підіймають вгору і переміщують в горизонтальному напрямі (вліво або вправо від осі посудини) на 1 см і знову опускають до зіткнення її вістря з вільною поверхнею. У цьому положенні записують показання по вертикальній і горизонтальній шкалах. Аналогічно проводяться вимірювання координат ряду інших точок вільної поверхні рідини (7...8 точок). За наслідками вимірювань (табл. 1) будують графік $z_i = f(r)$.
4. Визначають кутову швидкість обертання судини:

$$h = \frac{\omega^2 R^2}{2g} \rightarrow \omega = \sqrt{\frac{2gh}{R^2}}, \tag{3}$$

де R – радіус посудини, м.
5. За формулою (1) для кожної експериментальної точки по її r_i і відомій ω визначають z_T. Результати розрахунку зводять в табл. 2.
6. За результатами обчислень (табл. 2) будують графік

$$z_T = f(r).$$

7. Розбіжність між теоретичними і експериментальними значеннями визначають за формулою:

$$\Delta = \frac{z_T - z_i}{z_i} \cdot 100\% . \tag{4}$$

Таблиця 1

Результпти вимірювань

Номери точок	*Відлік по горизонтальній шкалі, r_i ,см*	*Відлік по вертикальній шкалі, z_i, см*
1		
2		
3		

4		
5		
6		
7		
8		

Таблиця 2

Результати розрахунків

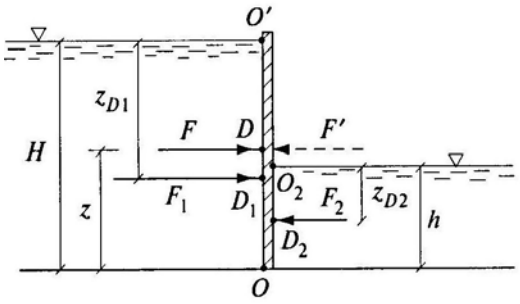
Номери точок	*Відстань від точки до осі обертання, r_i, см*	*Розрахункове значення, z_T, см*
1		
2		
3		
4		
5		
6		
7		
8		

Контрольні питання

1. Що таке поверхні рівного тиску?
2. Чому дорівнює сила тиску рідини на бічну стінку?
3. Чому дорівнює сила тиску рідини на бічну криволінійну поверхню?
4. Як визначити кутову швидкість обертання судини за її розмірами та розмірами параболоїда обертання?

Блок самостійної роботи № 2

Приклад розв'язання задачі 1. Плоский щит перегороджує прямокутний канал ширини b = 10 м. Глибина води перед щитом H = 5 м, а за щитом h = 2 м. Визначити силу надлишкового гідро-статичного тиску на щит і точку її прикладення.



Розв'язання

Сила надлишкового тиску перед затвором

$$F_1 = \gamma V = \gamma h_c bH = 9800 \cdot 2{,}5 \cdot 10 \cdot 5 = 1{,}225 \cdot 10^6 \text{ Н}.$$

Центр тиску даної сили знаходиться на глибині

$$z_{D1} = z_c + \frac{J_c}{z_c\,\omega} = \frac{H}{2} + \frac{bH^3/12}{\frac{H}{2}bh} = \frac{5}{2} + \frac{10\cdot 5^3/12}{\frac{2}{2}\cdot 10\cdot 5} = 3{,}33 \text{ м}.$$

Сила надлишкового тиску за затвором

$$F_1 = \gamma h_c bh = 9800\cdot 1\cdot 10\cdot 2 = 0{,}196\cdot 10^6 \text{ Н}.$$

Центр тиску даної сили знаходиться на глибині

$$z_{D1} = \frac{h}{2} + \frac{bh^3/12}{\frac{h}{2}bh} = \frac{2}{2} + \frac{10\cdot 2^3/12}{\frac{2}{2}\cdot 10\cdot 2} = 1{,}33 \text{ м}.$$

Результуюча сила тиску

$$F = F_1 - F_2 = 1{,}225 - 0{,}196 = 1{,}029\cdot 10^6 \text{ Н}.$$

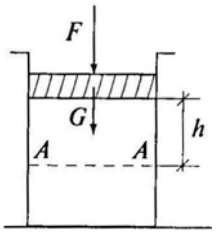
Точка прикладення даної сили визначається з рівняння моментів відносно точки О

$$\sum M_O = 0; \qquad F_1(H - z_{D1}) = F_2(H - z_{D2}) - F'z.$$

Тоді координати точки прикладення

$$z = \frac{F_1(H - z_{D1}) - F_2(H - z_{D2})}{F} = \frac{1{,}225(5 - 3{,}33) - 0{,}196(2 - 1{,}33)}{1{,}029} = 1{,}86 \text{ м}.$$

Приклад розв'язання задачі 2. Визначити величину надлишкового тиску $P_{над}$ на рівні А-А, що знаходиться на глибині h = 1 м в циліндрі діаметром D = 1 м, в якому при температурі 20°С знаходиться вода. На поршень масою m = 50 кг діє сила F = 1000 Н.



Розв'язання

Знаходимо площу поперечного перерізу

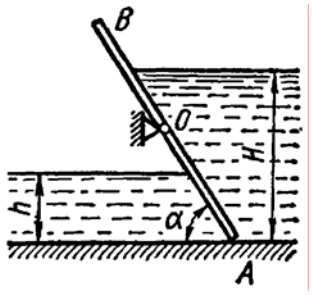
$$\omega = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{3{,}14\cdot 1^2}{4} = 0{,}196 \text{ м}^2.$$

Із визначення надлишкового тиску маємо

$$P_{над} = \frac{F_{зов}}{\omega} = \frac{F + mg}{\omega} = \frac{1000 + 50\cdot 9{,}8}{0{,}196} 11708 \text{ Па} = 11{,}7 \text{ кПа}.$$

<u>Завдання до самостійної роботи</u>

Варіанти 1 – 5



Прямокутний щит *AB* іригаційного каналу може вільно обертатися навколо осі *O*. Рівень води зліва від щита дорівнює *h*. Нехтуючи тертям і вагою щита, найти положення осі *O*, за якого при рівні *H* води зліва щит буде знаходитись в стані граничної рівноваги. Кут, який утворює щит із горизонталлю, дорівнює *α*.

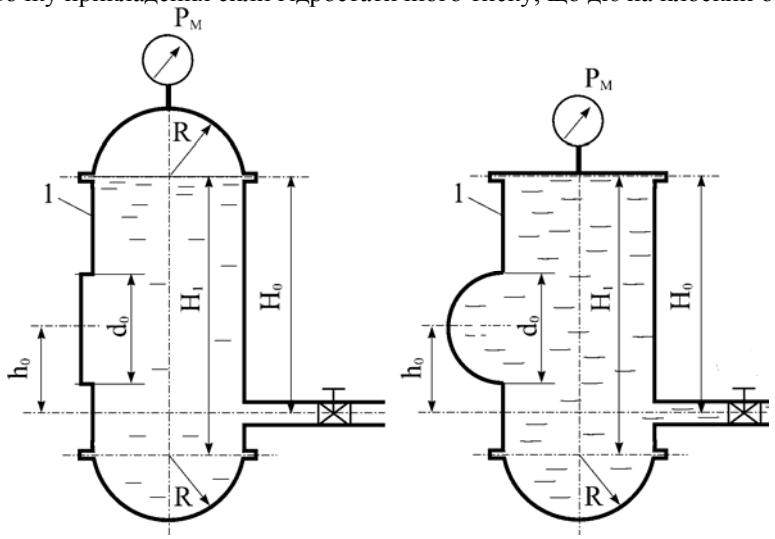
Таблиця вихідних даних

№ вар.	***h*, м**	***H*, м**	**α, °**
1	18	3	15
2	19	4	30
3	20	5	45
4	21	5,5	60
5	22	6	0

Варіанти 6 – 15

Циліндричний резервуар 1 з півсферичними верхньою і нижньою кришками радіусом R має бічний люк діаметром d_0, закритий плоскою кришкою. Вода знаходиться під напором H_1 і тиском повітря на вільній поверхні $P_м$ (манометричний тиск). Визначити:

- сили тиску на верхнюю, нижнюю и боковую крышки резервуара 1.
- тиск на вході в трубопровод при закритому крані
- побудувати епюри гідростатичного тиску на внутрішні поверхні резервуару 1;
- графічно визначити точку прикладення сили гідростатичного тиску, що діє на плоский бічний люк.



а *б*

Таблиця вихідних даних

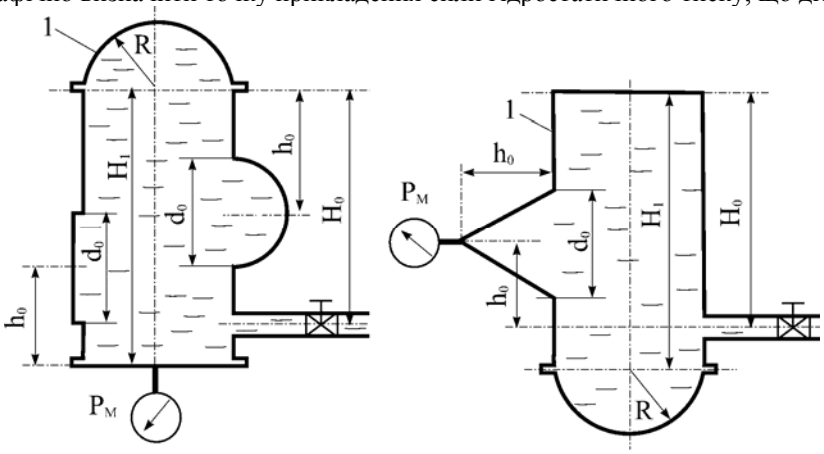
№ варианту	$P_м$, МПа	H_1, м	H_0, м	h_o, м	R, м	d_0, м	Схема
6	0,1	6,0	5,0	4,0	2,8	0,50	*а*
7	0,2	5,5	4,5	3,5	2,6	0,55	*б*
8	0,3	5,0	4,0	3,0	2,4	0,60	*а*
9	0,4	4,5	3,5	2,5	2,2	0,65	*б*
10	0,5	4,0	3,0	2,0	2,0	0,70	*а*
11	0,6	3,5	2,5	1,5	1,8	0,65	*б*

12	0,7	3,0	2,0	1,0	1,6	0,60	*а*
13	0,8	3,5	2,0	1,0	1,4	0,55	*б*
14	0,9	4,0	2,0	1,0	1,2	0,50	*а*
15	1,0	4,5	1,5	0,5	1,0	0,45	*б*

Варіанти 16 – 25

Циліндричний резервуар 1 з півсферичними верхньою і нижньою кришками радіусом R має бічний люк діаметром d_0, закритий плоскою кришкою. Вода знаходиться під напором H_1 і тиском повітря на вільній поверхні $P_м$ (манометричний тиск). Визначити:

- сили тиску на верхнюю, нижнюю и боковую крышки резервуара 1.
- тиск на вході в трубопровод при закритому крані
- побудувати епюри гідростатичного тиску на внутрішні поверхні резервуару 1;
- графічно визначити точку прикладення сили гідростатичного тиску, що діє на плоский бічний люк.



а *б*

Таблиця вихідних даних

№ варианту	$P_м$, МПа	H_1, м	H_0, м	h_o, м	R, м	d_0, м	Схема
16	1,0	4,2	3,5	0,5	1,0	0,45	*а*
17	0,5	4,0	2,0	1,5	2,4	0,65	*б*
18	0,6	4,1	2,5	1,0	2,2	0,60	*а*
19	0,7	4,5	3,5	1,0	2,0	0,55	*б*
20	0,8	4,6	4,5	1,0	1,8	0,50	*а*
21	0,9	4,5	2,0	0,5	1,6	0,45	*б*
22	0,4	4,7	2,0	1,5	2,0	0,5	*а*
23	0,3	4,5	3,0	2,5	2,2	0,55	*б*
24	0,2	5,1	4,0	2,5	2,4	0,6	*а*
25	0,7	5,0	2,0	1,5	1,8	0,7	*б*

РОЗДІЛ 3. КІНЕМАТИКА І ДИНАМІКА РІДИНИ

3.1. Методи описання руху рідини. Рівняння нерозривності

Як відомо, рух матеріальної точки описується рівняннями руху її кінцевому виді

$$\vec{r} = \vec{r}(t),$$
$$x = x(t), y = y(t), z = z(t), \tag{3.1}$$

де r – радіус-вектор точки в обраній системі координат; x, y, z – координати точки.

Якщо частку суцільного середовища розглядати як матеріальну точку, то останні рівняння опишуть її рух. Суцільне середовище, що безперервним чином що заповнює простір або його частину, складається з нескінченого числа точок, отже, аби описати рух усіх точок середовища за допомогою рівнянь (3.1), необхідно ввести в них параметри, що характеризують ту або іншу точку середовища. Нехай параметром, що характеризує окрему точку середовища, буде постійний вектор

$$\vec{r}_0 = a\vec{i} + b\vec{j} + c\vec{k}.$$

Тоді рівняння руху точок суцільного середовища запишемо у виді

$$\vec{r} = \vec{r}(\vec{r}_0, t);$$
$$x = x(a,b,c,t), y = y(a,b,c,t), z = z(a,b,c,t). \tag{3.2}$$

Функція буде безперервною за часом t і матиме безперервні перші і, як правило, другі похідні за часом. Крім того, ця функція внаслідок того, що вона описує впорядковані рухи суцільного середовища, має бути безперервною по a, b, с і повинна мати безперервні часткові похідні a, b, c. Щоб знайти швидкість і прискорення якої-небудь точки середовища, потрібно узяти похідні за часом від рівнянь (3.2), враховуючи, що a, b, і c – константи. Запишемо вектори швидкості і прискорення у виді

$$\vec{v} = \frac{\partial \vec{r}(\vec{r}_0, t)}{\partial t}; \vec{a} = \frac{\partial^2 \vec{r}(\vec{r}_0, t)}{\partial t^2}. \tag{3.3}$$

Відповідно до проекції цих векторів по осях координат будуть

$$v_x = \frac{\partial x(a,b,c,t)}{\partial t}; v_y = \frac{\partial y(a,b,c,t)}{\partial t}; v_z = \frac{\partial z(a,b,c,t)}{\partial t};$$
$$a_x = \frac{\partial^2 x(a,b,c,t)}{\partial t^2}; a_y = \frac{\partial^2 y(a,b,c,t)}{\partial t^2}; a_z = \frac{\partial^2 z(a,b,c,t)}{\partial t^2}.$$

Спосіб представлення руху (3.2) суцільного середовища за допомогою векторного параметра (скалярних параметрів a, b і c), що характеризує окремі точки, носить назву ***методу Лагранжа***, а вектор (параметри a, b і

c) носять назву *змінних Лагранжа*. Вектор характеризує індивідуальність окремих точок середовища, цей вектор можна вибрати так, щоб він визначав початкове положення точок середовища. Тоді при $t = 0$ матимемо

$$\vec{r}_0 = \vec{r}(0, \vec{r}_0)$$

або

$$a = x(0, a, b, c); b = y(0, a, b, c); c = z(0, a, b, c).$$

За допомогою змінних Лагранжа вивчається рух суцільного середовища, що представляє безперервну сукупність точок, тобто рух окремих точок середовища.

Рух середовища також можна дослідити, розглядаючи зміну з часом різних елементів руху в різних точках координатної системи. Тоді різні векторні і скалярні елементи руху розглядаються як функції координат точки *x*, *y*, *z* і часу *t*. Ці чотири аргументи (*x*, *y*, *z* і *t*) носять назву *змінних Ейлера*. При вивченні руху суцільного середовища в змінних Ейлера доводиться розглядати зміщення частки середовища з фіксованої точки простору в нескінченно близьку з тим, щоб надалі граничним переходом перейти до характеристики того або іншого елементу руху середовища в цій точці. Розв'яжемо рівняння руху в змінних Лагранжа

$$\vec{r} = \vec{r}(\vec{r}_0, t)$$

відносно ***r***, отримаємо

$$\vec{r}_0 = \vec{r}_0(\vec{r}, t) \tag{3.4}$$

або

$$a = a(x, y, z, t); \; b = b(x, y, z, t); \; c = c(x, y, z, t). \tag{3.5}$$

Нехай *a*, *b* і *c* визначають початкове положення точки середовища, тоді останні рівняння вказують початкове положення точки середовища, яке знаходиться у момент часу *t* в точці простору *x*, *y* і *z*. Вектор зміщення в змінних Лагранжа має вигляд

$$\vec{s} = \vec{s}(\vec{r}_0, t).$$

Підставивши значення $\boldsymbol{r}_0$ з рівняння (3.4), отримаємо зміщення в змінних Ейлера

$$\vec{s} = \vec{s}(\vec{r}, t).$$

Це вектор зміщення різних точок середовища, що потрапляють в різні моменти часу *t* у фіксовану точку простору, яка визначається радіус-вектором ***r***.

Щоб знайти зміщення деякої точки середовища, що займає положення в просторі, визначене вектором ***r*** у момент t_1, дамо часу приріст Δt, тоді точка зміститься на

$$\Delta\vec{s}_1 = \vec{s}(\vec{r}_1, t_1 + \Delta t) - \vec{s}(\vec{r}_1, t_1),$$

в загальному ж випадку зміщення точок з яких-небудь положень можна записати у виді

$$\Delta\vec{s} = \vec{s}(\vec{r}, t + \Delta t) - \vec{s}(\vec{r}, t).$$

Визначені зміщення точок середовища знову повертають нас до змінних Лагранжа, де початкове положення точок визначається нерухомим простором змінних Ейлера. Однак зміщення в змінних Ейлера будуть нескінченно малими на відміну від вектора зміщення в змінних Лагранжа, який може бути кінцевою величиною. Отже, вивчення зміщень окремих точок середовища можна вести *тільки в змінних Лагранжа*. Змінні Ейлера в цьому випадку фактично непридатні, і перехід від них до змінних Ейлера є формальна операція, що не змінює точки зору, з якої вивчається рідина.

3.2. Параметри потоку і рівняння нерозривності

Вивчаючи рух суцільних середовищ в змінних Ейлера в частині простору, зайнятого рідиною, в кожен заданий момент в кожній точці можна побудувати вектор швидкості. Сукупність цих векторів утворює так зване *поле швидкостей*. Оскільки вектор швидкості **v** залежить від координат *x*, *y*, *z* і часу *t*, то в загальному випадку поле швидкостей змінюватиметься з часом. Проте в окремому випадку **v** може бути функцією тільки координат, тоді поле швидкостей називається стаціонарним, або сталим.

Лінії, в будь-якій точці яких дотична співпадає з напрямом вектора швидкості, називається лінією струму (рис 3.1, *а*). Дотична до лінії струму складає з осями координат кути, косинуси яких відповідно визначаються виразами

$$\frac{dx}{ds}, \frac{dy}{ds}, \frac{dz}{ds}$$

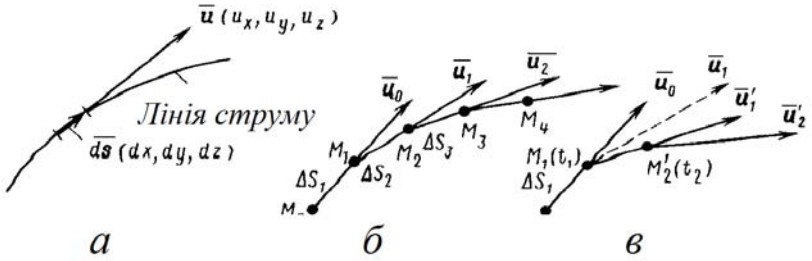


Рис. 3.1. До побудови ліній струму

Отже, диференціальні рівняння ліній струму будуть

$$\frac{dx}{v_x(x,y,z,t)} = \frac{dy}{v_y(x,y,z,t)} = \frac{dz}{v_z(x,y,z,t)} = \frac{ds}{v}, \qquad (3.6)$$

де *ds* – елемент дуги лінії струму; *dx*, *dy* і *dz* – його проекції на осі декартової системи координат; *t* – відіграє роль параметра. Рівняння (3.6) визначають сімейство ліній струму. При зміні *t* буде змінюватися сімейство ліній струму.

В окремому випадку стаціонарного поля швидкостей у (3.6) відсутній час *t*. Завдяки цьому лінії струму не змінюються з часом і є траєкторіями, уздовж яких переміщаються частки суцільного середовища. Рівняння сімейства ліній струму і траєкторій в цьому випадку будуть

$$\frac{dx}{v_x(x,y,z,t)} = \frac{dy}{v_y(x,y,z,t)} = \frac{dz}{v_z(x,y,z,t)}. \qquad (3.7)$$

У загальному випадку лінії струму і траєкторії точок суцільного середовища не співпадають.

Однією з істотних характеристик поля швидкостей є поняття ***потоку швидкості*** – об'єму суцільного середовища, що протікає через деяку нерухому поверхню σ за одиницю часу. Позначивши потік швидкості через *Q*, на підставі визначення запишемо його у вигляді інтеграла по поверхні

$$Q = \int_{\sigma} \vec{v} \cdot d\vec{\sigma} = \int_{\sigma} v_n d\sigma = \int_{\sigma} v_x dydz + v_y dzdx + v_z dxdy,$$

де ***v*** – вектор швидкості, v_n – його проекція на дану поверхню.

Якщо поверхня σ замкнута, в якості напряму вибирається зовнішня нормаль поверхні. При цьому умовно прийнято, що об'єм витікаючого середовища додатний, а впадаючого – від'ємний. Поверхневий інтеграл на підставі теореми Гауса можна записати у виді

$$Q = \int_{\sigma} \vec{v} \cdot d\vec{\sigma} = \int_{V} div\vec{v} dV. \tag{3.8}$$

Разом з об'ємом суцільного середовища, що витікає через задану поверхню, можна розглядати масу середовища, що протікає через поверхню і визначається інтегралом

$$z + \frac{\upsilon^2}{2g} + \frac{p}{\rho g} = C,$$

який називається *потоком маси*. Якщо поверхня σ замкнута, то

$$\int_{\sigma} \rho\vec{v} \cdot d\vec{\sigma} = \int_{V} div\rho\vec{v} dV. \tag{3.9}$$

Якщо рідина нестискувана або течія стаціонарна, то з рівняння нерозривності виходить, що останній інтеграл дорівнює нулю.

Поняття потоку маси дозволяє просто отримати рівняння нерозривності, розглянуте вище. Саме, потік маси крізь деяку нерухому замкнуту поверхню σ визначає витікаючу в одиницю часу масу суцільного середовища. Це спричинить зменшення густини точок усередині σ за одиницю часу на величину і відповідне зменшення маси середовища, що знаходиться в σ, тобто

$$\int_{V} div\rho\vec{v} dV = -\int_{V} \frac{\partial \rho}{\partial t} dV.$$

Оскільки об'єм V довільний, то з останнього рівняння маємо

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + div\rho\vec{v} = 0. \tag{3.10}$$

Це і є ***рівняння нерозривності***.

Другою істотною характеристикою поля є поняття циркуляції швидкості, яка позначається Г і визначається як криволінійний інтеграл по замкнутій кривій L із заданим напрямом обходу

$$\tilde{A} = \oint_{L} \vec{v} d\vec{s} = \int_{L} v_x dx + v_y dy + v_z dz, \tag{3.11}$$

де ds - елемент кривої L.

По теоремі Стоксу циркуляцію швидкості можна записати

$$\tilde{A} = \oint_{L} \vec{v} d\vec{s} = \int_{\sigma} rot\vec{v} \cdot d\sigma, \tag{3.12}$$

де σ – будь-яка поверхня, обмежена L. Раніше було показано, що швидкість обертання часток суцільного середовища визначається вектором

$$\omega = \frac{1}{2} rot\upsilon.$$

Вектор

$$\vec{\Omega} = 2\omega = rot\vec{v}$$

називається вектором завихореності руху, або вектором завихореності швидкості. Цей вектор, як очевидно, характеризує обертання часток суцільного середовища. Як випливає з формули (3.12), циркуляція швидкості дорівнює потоку завихореності крізь будь-яку поверхню, обмежену контуром *L*.

Введене поняття завихореності поля швидкостей дозволяє розбити рухи суцільних середовищ на два класи. До першого віднесемо рухи, для яких виконується умова

$$\Omega = rot\vec{v} = 0.$$

Такі рухи називатимемо *безвихоровими*, або потенціальними. Але останнє співвідношення є необхідною і достатньою умовою того, що вектор швидкості є градієнтом деякої функції, що носить назву потенціалу швидкості, тобто

$$\vec{v} = grad\phi$$

Оскільки вектор ***v*** є функцією *x*, *y*, *z* і *t*, то і потенціал швидкості залежить від тих же змінних. До другого класу рухів суцільних середовищ відносяться такі, для яких

$$rot\vec{v} \neq 0.$$

Такі рухи називаються *завихреними*.

3.3. Рівняння Бернулі та Ейлера для руху рідини

Основним завданням гідродинаміки є визначення поля швидкостей рідини за заданими масовими силами, що діючих в ній. Під полем швидкостей розуміється сукупність векторів швидкостей окремих точок рідини, що заповнює простір. Таким чином, завдання гідродинаміки у вказаній постановці повинне розв'язуватися в змінних Ейлера. Тоді рівняння руху ідеальної рідини отримуємо у виді

$$\frac{\partial v}{\partial t} + (\vec{v}grad)\vec{v} = \vec{F} - \frac{1}{\rho} gradp \ , \qquad (3.13)$$

яке називається *рівнянням Ейлера*.

Разом з рівнянням нерозривності (3.10) у разі стискуваної рідини рівняння (3.13) містить п'ять невідомих: густину, тиск і три компоненти швидкості, які є функціями координат і часу. Вирази (3.10) і (3.13) складають систему чотирьох скалярних рівнянь руху рідини відносно п'яти невідомих: v_x, v_y, v_z, p і ρ, тому для їх розв'язання необхідне додаткове рівняння, яким є умова нестискуваності рідини

$$\rho = const.$$

Рідина, що відповідає даній умові, називається ***нестискуваною***. Тоді рівняння Ейлера можна переписати у вигляді

$$\frac{\partial v}{\partial t} + (\vec{v}grad)\vec{v} = \vec{F} - grad\frac{p}{\rho}, \qquad (3.14)$$

і рівняння нерозривності у вигляді

$$div\,\vec{v} = 0. \qquad (3.15)$$

Формули (3.13) – (3.15) складають систему рівнянь, що описують рух ідеальної нестискуваної рідини.

Основними параметрами, що визначають фізичний стан рідини, є густина ρ, тиск p і абсолютна температура T. Ці параметри стану не є незалежними. Рідини, густина в яких є лише функцією тиску

$$\rho = f(p) \qquad (3.16)$$

називаються *баротропними*.

Рух рідини, густина та її тиск пов'язані рівнянням

$$\rho = Cp^{1/n} \tag{3.17}$$

де C – стала руху; n – показник політропи (при $n = 1$ процес є ізотермічним).

3.4. Напруження в рідині, що рухається

Шість величин, що залежать від x, y і z, утворюють тензор деформації, який в кожній точці простору характеризує деформацію частки суцільного середовища, що оточує дану точку. Вказаний тензор позначається Φ і має вигляд

$$\Phi = \begin{pmatrix} e_{xx} & \frac{e_{xy}}{2} & \frac{e_{xz}}{2} \\ \frac{e_{yx}}{2} & e_{yy} & \frac{e_{yz}}{2} \\ \frac{e_{zx}}{2} & \frac{e_{zy}}{2} & e_{zz} \end{pmatrix}.$$

Швидкості різних точок малої частки суцільного середовища можна представити у вигляді

$$\vec{v} = \vec{v}_0 + \vec{v}_1 + \vec{v}_2,$$

де $\boldsymbol{v}_0$ – швидкість поступального руху частки; $\boldsymbol{v}_1$ – швидкість її обертального руху відносно певного центру О

$$\vec{v}_1 = \vec{\omega}R = \frac{R}{2rot\,\vec{v}};$$

$\boldsymbol{v}_2$ – швидкість деформації частки рідини

$$\vec{v}_2 = grad\,\frac{df}{dt} = grad\dot{f}\,.$$

Проекції вектора швидкості $\boldsymbol{v}$ позначаємо відповідно v_x, v_y і v_z, крім цього також введемо позначення

$$\dot{e}_{xx} = \frac{\partial v_x}{\partial x}; \dot{e}_{yy} = \frac{\partial v_y}{\partial y}; \dot{e}_{zz} = \frac{\partial v_z}{\partial z};$$

$$\dot{e}_{xy} = \frac{\partial v_x}{\partial y} + \frac{\partial v_y}{\partial x}; \dot{e}_{yz} = \frac{\partial v_y}{\partial z} + \frac{\partial v_z}{\partial y}; \dot{e}_{zx} = \frac{\partial v_z}{\partial z} + \frac{\partial v_x}{\partial z}.$$

Перші три величини є швидкостями відносного подовження елементів, розташованих паралельно осям координат, три інші – швидкості деформації прямих кутів. Використовуючи введені позначення, отримуємо

$$\dot{f} = \dot{e}_{xx}\xi^2 + \dot{e}_{yy}\eta^2 + \dot{e}_{zz}\zeta^2 + \dot{e}_{xy}\xi\eta + \dot{e}_{yz}\eta\zeta + \dot{e}_{zx}\zeta\xi.$$

Шість величин e_{xx}, e_{yy}, e_{zz}, e_{xy}, e_{yz} і e_{zx} носять назву компонентів швидкостей деформації, вони утворюють тензор швидкостей деформації

$$\Phi = \begin{pmatrix} e_{xx} & \frac{e_{xy}}{2} & \frac{e_{xz}}{2} \\ \frac{e_{yx}}{2} & e_{yy} & \frac{e_{yz}}{2} \\ \frac{e_{zx}}{2} & \frac{e_{zy}}{2} & e_{zz} \end{pmatrix}$$

3.5. Теорема про зміну кількості руху потоку рідини

При розв'язанні деяких гідравлічних задач використання рівняння Бернулі недостатньо, в таких випадках необхідно ввести поняття кількості руху матеріальної точки, застосувавши його для руху суцільного середовища.

Кількість руху матеріальної точки – векторна величина, яка дорівнює добутку маси точки на швидкість її руху

$$\boldsymbol{q} = m\boldsymbol{v}. \tag{3.18}$$

Кількість руху є однією з двох мір механічного руху (інша – кінетична енергія). Вектор $\boldsymbol{q}$ спрямований за вектором швидкості, тобто по дотичній до траєкторії. Розмірність кількості руху – кг·м/с або Н·с.

Наряду з кількістю руху в механіці руху рідини вводиться поняття про елементарний імпульс сили – векторну величина, яка дорівнює добутку сили на час її дії

$$d\boldsymbol{S} = \boldsymbol{F}dt. \tag{3.19}$$

Тоді повний імпульс постійної сили дорівнює добутку модуля сили на час її дії

$$\boldsymbol{S} = \int_0^S d\boldsymbol{S} = \int_0^t \boldsymbol{F}dt = \boldsymbol{F}t. \tag{3.20}$$

Одиниця виміру імпульсу сили та ж, що і у кількості руху. Проекції імпульсу сили на координатні осі визначаються за формулами

$$S_x = \int_0^t F_x dt = F_x t,\ S_y = \int_0^t F_y dt = F_y t,\ S_z = \int_0^t F_z dt = F_z t. \tag{3.21}$$

Знаючи проекції вектора імпульсу сили на осі декартової системи координат, завжди можна визначити його модуль

$$S = \sqrt{S_x^2 + S_y^2 + S_z^2} \tag{3.22}$$

і напрямок

$$\cos(\boldsymbol{S}\hat{}\,\boldsymbol{i}) = \frac{S_x}{S},\ \cos(\boldsymbol{S}\hat{}\,\boldsymbol{j}) = \frac{S_y}{S},\ \cos(\boldsymbol{S}\hat{}\,\boldsymbol{k}) = \frac{S_z}{S}. \tag{3.23}$$

Від поняття кількості руху окремої точки переходимо до *кількості руху механічної системи* – векторної величини, яка дорівнює геометричній сумі кількостей руху матеріальних точок, що входять в систему

$$\boldsymbol{Q} = \sum_{k=1}^{n} \boldsymbol{q}_k = \sum_{k=1}^{n} m_k \boldsymbol{v}_k = M\boldsymbol{v}_c\ , \tag{3.24}$$

де M – повна маса системи, $\boldsymbol{v}_C$ – швидкість руху центру мас даної системи. Проекції кількості руху системи на координатні осі

$$Q_x = Mv_{cx}, \quad Q_y = Mv_{cy}, \quad Q_z = Mv_{cz}. \tag{3.25}$$

Знаючи проекції вектора кількості руху механічної системи на осі декартової системи координат, завжди можна визначити його модуль

$$Q = \sqrt{Q_x^2 + Q_y^2 + Q_z^2} \tag{3.26}$$

і напрямок

$$\cos(\boldsymbol{Q}\hat{}\,\boldsymbol{i}) = \frac{Q_x}{Q}, \ \cos(\boldsymbol{Q}\hat{}\,\boldsymbol{j}) = \frac{Q_y}{Q}, \ \cos(\boldsymbol{Q}\hat{}\,\boldsymbol{k}) = \frac{Q_z}{Q}. \tag{3.27}$$

Запишемо ІІ закон Ньютона для механічної системи

$$\sum_{k=1}^{n} \boldsymbol{F}_k = \sum_{k=1}^{n} m_k \boldsymbol{a}_k \ \Rightarrow \sum_{k=1}^{n} m_k \frac{d\boldsymbol{v}_k}{dt} = \sum_{k=1}^{n} (\boldsymbol{F}_k^e + \boldsymbol{F}_k^i).$$

Відомо, що головний вектор внутрішніх сил дорівнює нулю, тому

$$\sum_{k=1}^{n} \frac{d(m_k \boldsymbol{v}_k)}{dt} = \sum_{k=1}^{n} \boldsymbol{F}_k^e = \boldsymbol{R}^e \ \Rightarrow \frac{d\boldsymbol{Q}}{dt} = \boldsymbol{R}^e. \tag{3.28}$$

Формула (3.28) є **теоремою про зміну кількості руху механічної системи в диференціальній формі**: похідна за часом від кількості руху системи дорівнює головному вектору усіх зовнішніх сил, що діють на дану систему. Розділяємо змінні та інтегруємо отримане диференціальне рівняння

$$d\boldsymbol{Q} = \boldsymbol{R}^e dt = \sum_{k=1}^{n} d\boldsymbol{S}_k^e \Rightarrow \int_{\boldsymbol{Q}_0}^{\boldsymbol{Q}} d\boldsymbol{Q} = \sum_{k=1}^{n} \int_0^{\boldsymbol{S}_k^e} d\boldsymbol{S}_k^e \ \Rightarrow \boldsymbol{Q} - \boldsymbol{Q}_0 = \sum_{k=1}^{n} \boldsymbol{S}_k^e = \boldsymbol{S}^e. \tag{3.29}$$

Вираз (3.29) є **теоремою про зміну кількості руху механічної системи в інтегральній формі**: зміна кількості руху системи матеріальних точок за певний проміжок часу t дорівнює повному імпульсу головного вектора усіх зовнішніх сил, що діють на точки системи за той самий час. В проекціях на координатні осі остання теорема має вигляд

$$Q_x - Q_{0x} = S_x^e, \quad Q_y - Q_{0y} = S_y^e, \quad Q_z - Q_{0z} = S_z^e. \tag{3.30}$$

З теореми (3.29) витікає, що коли головний вектор зовнішніх сил, що діють на систему, дорівнює нулю, то кількість руху системи залишається незмінною:

$$\boldsymbol{R}^e = 0 \ \Rightarrow \frac{d\boldsymbol{Q}}{dt} = 0 \ \Rightarrow \boldsymbol{Q} = const. \tag{3.31}$$

Якщо ж проекція головного вектора зовнішніх сил на яку-небудь нерухому вісь інерціальної системи координат дорівнює нулю, то проекція кількість руху системи на цю вісь залишається незмінною:

$$\mathrm{R}_x^e = 0 \ \Rightarrow \frac{dQ_x}{dt} = 0 \ \Rightarrow Q_x = const. \tag{3.32}$$

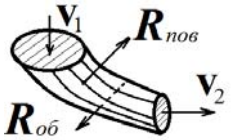
Формули (3.31) – (3.32) називаються *законами збереження кількості руху механічної системи*.

Теорема про зміну кількості руху механічної системи може бути використана при розгляді сталого руху суцільного середовища. *Сталий рух* – рух, при якому в будь-якому об’ємі швидкість, тиск і густина часток

рідини не змінюються з часом. При вивченні сталого руху суцільного середовища замість маси використовують поняття секундної маси.

Секундна маса m_c – кількість маси рідини, яка проходить через деякий переріз за одиницю часу. Одиниця виміру секундної маси – *кг/с*. При сталому русі середовища через кожен переріз за одиницю часу проходить однакова кількість рідини (рис. 4.2), тобто секундна маса залишається сталою

$$m_c = \rho_1 s_1 \upsilon_1 = \rho_2 s_2 \upsilon_2, \qquad (3.33)$$



де ρ_1 і ρ_2 – густина рідини в початковому і кінцевому перерізах, s_1 і s_2 – площі перерізів, υ_1 і υ_2 – швидкості рідини в початковому і кінцевому перерізах.

Рис. 4.2. Теорема Ейлера

Зміна кількості руху маси середовища за час dt

$$d\boldsymbol{Q} = m_c dt\boldsymbol{\upsilon}_2 - m_c dt\boldsymbol{\upsilon}_1 \Rightarrow \frac{d\boldsymbol{Q}}{dt} = m_c\boldsymbol{\upsilon}_2 - m_c\boldsymbol{\upsilon}_1 = m_c\left(\boldsymbol{\upsilon}_2 - \boldsymbol{\upsilon}_1\right).$$

З іншого боку, згідно теореми про зміну кількості руху механічної системи, зміна кількості руху дорівнює головному вектору зовнішніх сил

$$\frac{d\boldsymbol{Q}}{dt} = \sum_{k=1}^{n} \boldsymbol{F}_k^e = \boldsymbol{R}^e \Rightarrow m_c(\boldsymbol{\upsilon}_2 - \boldsymbol{\upsilon}_1) = \boldsymbol{R}^e. \qquad (3.34)$$

На суцільне середовище діють дві групи сил:

- *об'ємні* (масові) – сили, що діють на всі частинки всередині виділеного об'єму незалежно від їх положення (сили тяжіння, інерції);
- *поверхневі* – сили, що діють лише на частинки на зовнішній поверхні об'єму (сили тертя середовища і стінок).

Розписавши зовнішні сили, остаточно отримуємо

$$m_c(\boldsymbol{\upsilon}_2 - \boldsymbol{\upsilon}_1) = \boldsymbol{R}_{об} + \boldsymbol{R}_{пов} \Rightarrow m_c\boldsymbol{\upsilon}_1 - m_c\boldsymbol{\upsilon}_2 + \boldsymbol{R}_{об} + \boldsymbol{R}_{пов} = 0 \quad (3.35)$$

теорему Ейлера: сума головних векторів об'ємних, поверхневих сил і напрямлених всередину певного об'єму секундних кількостей рухів рідини, що протікає через два поперечні перерізи труби, дорівнює нулю.

В проекції на координатні осі

$$m_c\upsilon_{1x} - m_c\upsilon_{2x} + R_{об\,x} + R_{пов\,x} = 0, \; m_c\upsilon_{1y} - m_c\upsilon_{2y} + R_{об\,y} + R_{пов\,y} = 0,$$
$$m_c\upsilon_{1z} - m_c\upsilon_{2z} + R_{об\,z} + R_{пов\,z} = 0.$$

3.6. Режими руху в'язкої рідини

Рух рідини, якому відповідає стійкий струменистий характер, називається ***ламінарним рухом***, він характеризується відносно малими швидкостями і шаруватою структурою. Частинки рідини не перемішуються, тому лінії струму паралельні осі руху потоку.

Ламінарний – впорядкований рух часток рідини, при якому їх траєкторії часток мало відрізняються одна від одної, тому рідини можна розглядати як сукупність окремих шарів, що рухаються з різними швидкостями, не перемішуючись один з одним (рис. 4.3, *а*). Ламінарний рух може бути як сталим, так і несталим.

При збільшенні швидкості рідини струмінь набуває деякого хвилястого характеру, а місцями може мати розриви. Порушенню струменистого руху води відповідає деяка середня швидкість $\upsilon_{кр1}$, яка дістала назву *нижньої критичної швидкості*. При швидкості $\upsilon > \upsilon_{кр1}$ режим руху є нестійким (рис. 4.3, *б*).

При подальшому збільшенні швидкості потоку в трубі струмінь зникає, його частинки рухаються в різних напрямах, і при цьому не спостерігається закономірності їх руху. Перехід руху потоку в такий стан відбувається, коли швидкість досягне деякої величини $\upsilon_{кр2}$, яка називається верхньою критичною швидкістю.

Рух, при якому спостерігається хаотичний характер руху частинок рідини по дуже складним траекторіям називається ***турбулентним рухом***.

Турбулентний – рух рідини, при якому її частки здійснюють неврегульовані переміщення досить складними траєкторіями, в результаті чого відбувається інтенсивне перемішування різних шарів рідини (рис. 4.3, *в*). Турбулентний рух є нестійким, він має місце за умови $\upsilon > \upsilon_{кр2}$.

Найменше збурення потоку (поштовхи, наявність в струмені коливного тіла) призводить до переходу нестійкого ламінарного режиму в турбулентний. Обурення може статися в результаті деякого струсу труби у виді

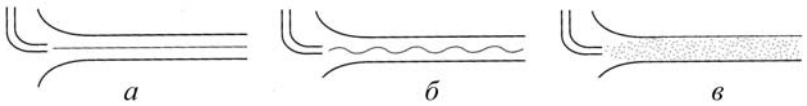


Рис. 4.3. Режими руху рідини: *а* – ламінарний, *б* – перехідний, *в* – турбулентний

Рейнольдс встановив, що величина критичної швидкості прямо пропорційна динамічній в'язкості обернено пропорційна густині рідини і діаметру труби

$$\upsilon_{кр} = \frac{\mu \,\mathrm{Re}}{\rho d} = \frac{\nu \,\mathrm{Re}}{d},$$

де ν – кінематична в'язкість, Re – число Рейнольдса.

Нижній критичній швидкості $\upsilon_{кр1}$ відповідає критичне число $\mathrm{Re}_1 = 1000 – 2300$, а верхній критичній швидкості $\mathrm{Re}_2 = 4000$. Число Рейнольдса характеризує режим руху потоку в трубі.

В практичних інженерних розрахунках приймають, що ламінарний режим руху рідини встановлюється при $\mathrm{Re} < 2320$, розвинений турбулентний рух спостерігається при $\mathrm{Re} > 4000$, а між ними знаходиться перехідна нестійка критична область течії рідини.

Таким чином, при визначенні режиму руху рідини в трубопроводі необхідно знати його діаметр, в'язкість рідини та її середню швидкість. Вичисливши число Рейнольдса, порівнюють його з критичними значеннями $\upsilon_{кр1}$ і $\upsilon_{кр2}$.

Проведеними експериментами було встановлено, що гідравлічні втрати напору по довжині труби залежать від середньої швидкості υ рідини, тобто від її режиму руху. Дослідним шляхом визначені залежності, характер яких детально розглянуто вже в наступному розділі.

Питання для самоконтролю

1. Запишіть рівняння руху рідини в формі Лагранжа.
2. Запишіть рівняння руху рідини в формі Ейлера.
3. Які напруження виникають в процесі руху рідини?
4. Як визначається кількість руху механічної системи?
5. Які існують режими руху рідини?

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 2

ВИЗНАЧЕННЯ РЕЖИМІВ РУХУ РІДИНИ В

КРУГЛІЙ ТРУБІ

Мета роботи: вивчення основних режимів руху рідини в круглій трубі.

Теоретичні відомості

Рух в'язкої рідини супроводжується витратами енергії на подолання сил опору руху, причому величина витрат залежить від режиму руху рідини. Існує два режими руху рідини: *ламінарний* і *турбулентний*.

При *ламінарному режимі* частинки рідини рухаються окремими паралельними струменями або шарами, що не змішуються один з одним, без пульсацій швидкостей і тиску. Ламінарна течія є цілком впорядкованою і при постійному напорі строго сталою течією.

При *турбулентному режимі* рух рідини супроводжується її інтенсивним перемішуванням, пульсацією швидкостей і тиску. Рух окремих частинок рідини в потоці подібний до хаотичного безладного руху молекул газу. При турбулентному режимі руху рідини вектори швидкостей мають осьові і нормальні складові до осі течії, тому разом з основним подовжнім перемішуванням рідини уздовж русла відбувається поперечне перемішування і обертальні рухи окремих об'ємів рідини.

При ламінарному русі енергія витрачається тільки на подовжнє переміщення частинок рідини; при турбулентному – додаткова енергія витрачається на поперечне переміщення частинок рідини. Перехід від ламінарного руху до турбулентного і назад відбувається при певних величинах швидкостей руху потоку.

Якщо середня швидкість руху потоку $V < V_{кр1}$ то режим - ламінарний і переважний вплив мають сили в'язкості. При $V > V_{кр2}$ режим турбулентний і переважний вплив роблять інерційні сили. В інтервалі швидкостей $V_{кр1} < V < V_{кр2}$ (перехідна зона) можливі обидва режими руху, але вони не є стійкими. На встановлення режиму руху рідини впливають, окрім значення середньої швидкості руху потоку, її фізичні властивості (в'язкість, густина) і поперечні розміри потоку.

Кількісна оцінка режиму руху рідини може бути виражена *числом Рейнольдса* (Re), яке визначається по формулі

$$\mathrm{Re} = \frac{\upsilon d}{\nu}, \qquad (1)$$

де υ – швидкість руху рідини; d – діаметр трубопроводу; ν – кінематична в'язкість досліджуваної рідини.

Значення числа Рейнольдса, при якому відбувається зміна режиму руху рідини, називається *критичним числом Рейнольдса* і позначається $Re_{кр}$. При $Re < Re_{кр1}$ режим руху ламінарний, при $Re > Re_{кр2}$ – турбулентний. Найчастіше критичне число Рейнольдса для труб круглого перерізу приймає значення $\mathrm{Re}_{кр1} \approx 2320$. Розвинена турбулентна течія в трубах встановлюється при $\mathrm{Re}_{кр2} \approx 4000$, а при $\mathrm{Re} \approx 2320 – 4000$ має місце перехідна, критична область.

Опис лабораторної установки

Схема установки представлена на рис. 1, вона складається з напірного резервуару 1, підведення води в який здійснюється через вентиль 6. Постійний рівень в резервуарі підтримується зливною трубою 7, з резервуару виходить скляна труба 2. За допомогою вентиля 3 регулюють витрату рідини і її швидкість через скляну трубу. У трубу 2 підведена тонка трубка 8, яка сполучена з невеликою посудиною 4 через кран 9. Установка комплектується мірною посудиною 5, секундоміром, термометром і колбою з фарбувальною рідиною.

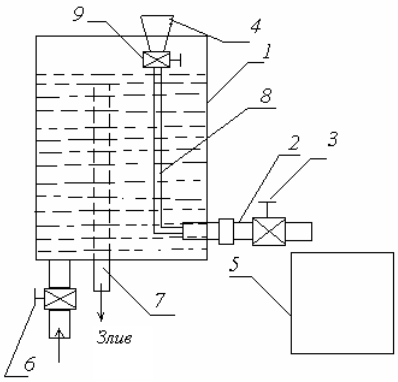


Рис. 1. Схема експериментальної установки для визначення режимів руху рідини: 1 – напірний резервуар; 2 – скляна труба; 3, 6 – вентилі; 4 – об'єм для фарбувальної рідини; 5 – мірна посудина; 7 – зливна труба

Порядок виконання роботи

1. Відкривають вентиль 6 і забезпечують постійний рівень води в напірному резервуарі. Заповнюють ємність 4 фарбувальною рідиною.
2. Досліджують ламінарний режим руху рідини в скляній трубі. Для цього відкривають кран 9 і вентиль 3, добиваються такого положення, щоб підфарбований струмінь, що витікає з тонкої труби, мав вид прямої лінії по всій видимій довжині скляної труби при постійному рівні води в напірному резервуарі. Це свідчить про ламінарний режим руху рідини в досліджуваній трубі.
3. Заповнюють мірну посудину (1 л), фіксуючи час початку і кінця заповнення за секундоміром. Після її заповнення на рівень прийнятого об'єму посудину прибирають, перекривають кран 9 і вентиль 3. Вимірюють температуру води, результати досліду записують в табл.1. 4. Другий дослід проводять при турбулентному режимі. Після заповнення посудини 4 підфарбованою рідиною відкривають кран 9 і вентиль 3, відкриттям вентиля 3 добиваються повного перемішування підфарбованої рідини по всій видимій довжині скляної труби. Це і є турбулентний режим руху рідини.
5. Заповнюють мірну посудину (1 л), фіксуючи час початку і кінця заповнення за секундоміром. Після заповнення перекривають кран 9 і вентиль 3, вимірюють температуру води в мірній ємності. Результати досліду записують в табл.1 звіту.
6. Третій дослід проводять в проміжній області при переході від турбулентного режиму до ламінарного. Поступово закриваючи вентиль 3, при відкритому крані 9, добиваються початку встановлення ламінарного режиму руху. Після цього набирають в мірну посудину 3...5 л води, помічаючи час за секундоміром. Після закінчення досліду вимірюють температуру в мірній посудині. Результати досліду записують в табл. 1 звіту.
7. Визначають площу перерізу скляної труби S

$$S = \frac{\pi d^2}{4}.$$

8. Визначають витрату води і швидкість води в скляній трубі.
9. Кінематичну в'язкість залежно від температури беруть з табл. 1 *Додатку 2*.
10. По формулі (1) визначають число Рейнольдса для різних режимів руху води в скляній трубі.

11. Замальовують структури потоку при ламінарному, перехідному і турбулентному режимах.

Таблиця 1

Результати вимірювань і розрахунків

№	*Вимірювані та розрахункові величини*	*Один. вимір.*	*Дослід*		
			1	**2**	**3**
1	*2*	*3*	*4*	*5*	*6*
I. Розмір скляної труби					
1	Діаметр скляної труби *d*	см			

Продовження таблиці 1

1	*2*	*3*	*4*	*5*	*6*
2	Площа поперечного перетину труби *S*	$см^2$			
II. Визначення витрат та середньої швидкості					
1	Об'єм води в мірній посудині на початку досліду W_1	$см^3$			
2	Об'єм води в мірній посудині в кінці досліду W_2	$см^3$			
3	Кількість води, що поступила до мірної посудини $W=W_2 - W_1$	$см^3$			
4	Час наповнення мірної посудини *t*	с			
5	Витрати води $Q= W/t$	$см^3/с$			
6	Середня швидкість води в скляній трубі $V=Q/S$	см/с			
Ш. Визначення режиму руху					
1	Температура води *t*	^oC			
2	Кінематична в'язкість воды υ	$см^2/с$			
3	Число Рейнольдса *Re*	-			
4	Режим руху води	-			

Структура потоку

Режими руху рідини		
ламінарний	*перехідний*	*турбулентний*

Контрольні запитання

1. Які існують режими руху рідини, та в чому їх відмінність?
2. Як визначається число Рейнольдса і які його кількісні значення для різних режимів руху рідини?
3. Опишіть принципову схему установки Рейнольдса.
4. Як вимірюється об'ємна витрата рідини і визначається її середня швидкість?
5. Який фізичний зміст мають верхня та нижня критичні швидкості?

Блок самостійної роботи № 3

Приклад розв'язання задачі 1. Визначити величину горизонтальної складової ***N*** сили динамічного тиску води на коліно труби (рис. 2) діаметром d = 0,5 м, якщо швидкість руху води по трубі постійна і дорівнює υ = 1,2 м/с. Густину води прийняти рівною ρ = 1 000 кг/м^3.

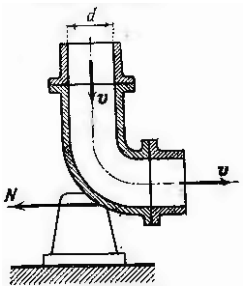


Рис. 2. До задачі 1

Розв’язання

Оскільки в задачі визначається горизонтальна складова динамічної реакції, то запишемо теорему Ейлера в проекції на вісь x

$$m_c(\upsilon_{2x} - \upsilon_{1x}) = N.$$

Проекція початкової швидкості на дану вісь дорівнює нулю, тому теорема Ейлера набуває вигляду

$$N = m_c\upsilon_{2x} = m_c\upsilon.$$

Підставивши значення секундної маси з (17.20), остаточно отримуємо

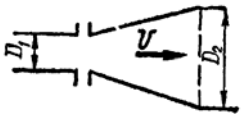
$$N = m_c\upsilon = \rho S\upsilon\cdot\upsilon = \rho S\upsilon^2 = 1000\cdot\frac{3{,}14\cdot 0{,}5^2}{4}\cdot 1{,}2^2 = 282{,}6\ (\text{Н}).$$

Задачу розв’язано.

Завдання до самостійної роботи

Варіанти 1 – 9

Визначити горизонтальну складову додаткової динамічної реакції стінок дифузора, якщо за 1 с витікає V м^3 рідини. Діаметр вхідного отвору D_1, а вихідного – D_2.

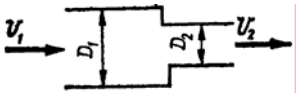


Таблиця вихідних даних

№	*Тип рідини*	*V, м^3*	*D_1, мм*	*D_2, мм*
1	вода	0,5	50	200
2	спирт	0,6	100	180
3	масло	0,7	150	350
4	бензин	0,8	175	280
5	керосин	0,9	180	300
6	нафта	1,0	185	400
7	скіпідар	0,9	190	450
8	повітря	0,6	200	500
9	вода	1,0	80	480

Варіанти 10 – 17

Визначити динамічну реакцію трубопроводу на ділянці раптового звуження діаметру з D_1 до D_2, якщо швидкість рідини на першій ділянці υ_1.

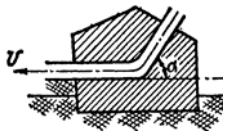


Таблиця вихідних даних

№	*Тип рідини*	*υ, м/с*	*D_1, мм*	*D_2, мм*
10	вода	3,5	200	50

11	спирт	4,6	180	100
12	масло	3,7	350	150
13	бензин	4,8	280	175
14	керосин	3,9	300	180
15	нафта	3,0	400	185
16	скіпідар	4,9	450	190
17	повітря	2,6	500	200

Варіанти 18 – 25



Визначити додаткову динамічну реакцію анкерної опори трубопроводу діаметром *D*, якщо швидкість течії рідини в ньому *υ* і кут α. Дані до розрахунку взяти з табл. 4.2.

Таблиця 4.2

№	*Тип рідини*	*υ, м*/с	*D, мм*	*α, °*
18	вода	3,5	200	15
19	спирт	4,6	180	30
20	масло	3,7	350	45
21	бензин	4,8	280	60
22	керосин	3,9	300	15
23	нафта	3,0	400	30
24	скіпідар	4,9	450	45
25	повітря	2,6	500	60

Варіанти 26 – 30

Визначити критичні швидкісті зміни режимів руху рідини при її русі в трубі діаметра *d* при температурі *t* = 20°С.

№	*Тип рідини*	*d, мм*
26	вода	200
27	спирт	180
28	масло	350
29	бензин	280
30	керосин	300

РОЗДІЛ 4. ВТРАТИ НАПОРУ ПО ДОВЖИНІ

4.1. Види гідравлічних опорів

В'язкість рідини є основною причиною виникнення опору руху і тим самим викликає втрату частини механічної енергії, яка є втраченою енергією.

Гідравлічними опорами називають сили тертя в'язкого тертя, що виникають в реальній рідині при її русі. Опори обумовлюються силами внутрішнього тертя і здатністю самої рідини чинити опір зміні і відновленню форми потоку. У разі руху ідеальної рідини сили тертя відсутні, тому гідравлічні опори дорівнюють нулю. Існує два види гідравлічних опорів:

- *опори по довжині* потоку рідини – для подолання сил гідравлічного тертя, вектор яких спрямований у бік, зворотній руху рідини, необхідно витратити механічну енергію. Втрати механічної енергії обумовлені роботою сил тертя, що по довжині потоку характеризується дотичним напруженням, яке на ділянці довжини l розподіляється рівномірно або майже рівномірно;
- *місцеві опори* – ділянки потоку рідини, в яких відбувається досить різка його деформація і середня швидкість змінюється за значенням і напрямом. Така деформація може бути пов'язана із зміною перерізу потоку кінцевих розмірів, зміною напряму руху рідини в трубопроводі. В результаті деформації на місцевій ділянці має місце досить різко нерівномірний, змінний рух рідини з вихороутворенням.

4.2. Класифікація втрат напору

Втрати питомої енергії (напору) на подолання опорів руху в'язкої рідини (гідравлічних опорів), складаються з втрат двох видів:
- *втрат напору на по довжині*, пропорційних довжині ділянок русла або труби, якими рухається рідина;
- *місцевих втрат напору* на подолання гідравлічних опорів в межах коротких ділянок в безпосередній близькості до тих або інших місцевих конструктивних елементів (вхід, вихід, розширення, звуження, поворот, трубопровідна арматура, фасонні частини тощо).

Загальні втрати натиску в системі труб або русл приймають рівними сумі втрат напору по довжині окремих ділянок і усіх місцевих втрат напору

$$h = \Sigma h_{дов} + \Sigma h_{міс} \qquad (4.1)$$

Ці втрати енергії обумовлені незворотнім переходом механічної енергії потоку в теплову. Наявність гідравлічних опорів при русі в'язкої рідини пов'язана з роботою сил тертя усередині рідини, тільки завдяки ним механічна енергія може перейти в теплоту.

Механізм дії сил опору досить складний, втрати напору по довжині різні для різних видів руху, тому при розрахунках втрат напору використовують емпіричні залежності. Класифікація рухів рідини за характером поля швидкостей має наступний вигляд:
- *рівномірний рух* з постійними по довжині середньою швидкістю і епюрою швидкостей, який може бути як ламінарним, так і турбулентним;
- *нерівномірний рух* з постійною по довжині середньою швидкістю і епюрою швидкостей, що змінюється по довжині, також ламінарний або турбулентний;
- *нерівномірний рух, який плавно змінюється* – ламінарний або турбулентний;
- *нерівномірний рух із зміною середньої швидкості* та епюри швидкостей в межах коротких ділянок, названих місцевими опорами – ламінарний або турбулентний.

Відмінність кінематичної структури для кожного з названих видів руху визначає відмінність в розрахункових залежностях для втрат напору по довжині. Для турбулентного руху у вказаних раніше випадках розглядають зазвичай епюри середніх швидкостей.

При русі рідини через конструктивні елементи труб та каналів (місцеві опори) змінюються кінематичні хактеристики (як середні, так і миттєві) порівняно з рухом, не збуреним наявністю місцевих місцевих опорів. Якщо режим руху турбулентний, то за збурюючим елементом має місце підвищена пульсація швидкостей та інтенсивне перемішування часток рідини. Крім того, може статися відрив потоку від стінок і утворитися водокомірні зони з циркуляційним рухом рідини. По мірі видалення вниз за напрямом руху кінематична

структура потоку поступово стабілізується і приходить до виду, характерного для незбуреного рівномірного руху.

Довжина зони впливу конструктивного елементу – довжина ділянки, за межами якої кінематичні характеристики потоку (у тому числі і пульсаційні) набирають вигляду, характерного для незбуреного потоку.

4.3. Втрати напору по довжині при ламінарному русі

Ламинарное рух є впорядкованою шаруватою течією без перемішування часток рідини в потоці. При цьому вектори швидкості часток будуть паралельні осі потоку, а поперечні швидкості, перпендикулярні осі руху, відсутні. Оскільки рух має шаруватий характер, то між шарами, що рухаються один відносно одного, виникатимуть сили внутрішнього (в'язкого) тертя і дотичні напруження, причому дотичні напруження при прямолінійному ламинарном русі згідно закону тертя Ньютона

$$\tau = \mu \frac{du}{dz}, \tag{4.2}$$

де du/dz – градієнт швидкості.

Розглянемо сталий ламінарний рух в'язкої рідини в круглій циліндричній трубі радіуса r_0 (рис. 4.1). Оскільки r_0 = const, то рух є рівномірним. Вважаємо, що рідина в трубі розділяється на нескінчено велику кількість малих по товщині концентрично розташованих циліндричних шарів. Швидкість в циліндричному шарі, дотичному до стінок труби, в результаті його прилипання дорівнює нулю, а дотичні напруження по поверхні циліндричного шару товщини dr, що розглядається

$$\tau = -\mu \frac{du}{dr}, \tag{4.3}$$

де знак мінус свідчить, що швидкість зменшується при збільшенні радіусу.

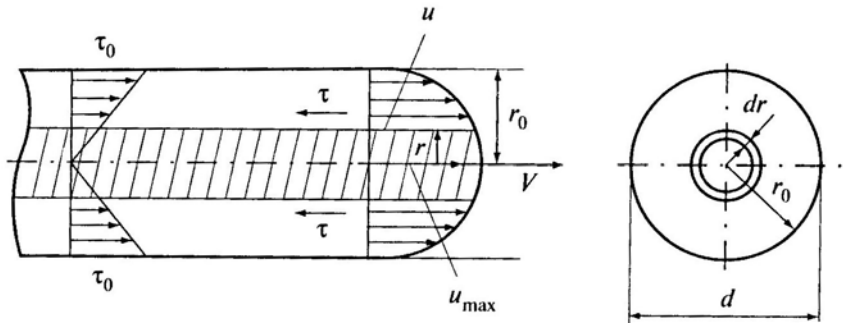


Рис. 4.1. Ламінарний рух рідини в трубі

Середня швидкість в трубі при ламінарному русі в 2 рази менша від максимальної швидкості

$$\upsilon = \frac{u_{\max}}{2},$$

а втрати напору по довжині визначаються по формулі

$$h_{дов} = \frac{32 \mu l \upsilon}{\gamma d^2}. \tag{4.4}$$

Враховуючи, що динамічна в'язкість

$$\mu = \nu\rho,$$

для втрат напору по довжині отримуємо

$$h_{дов} = \frac{32\nu l\upsilon}{gd^2}. \qquad (4.5)$$

Вираз (4.5) є формулою Пуазеля-Гагена, яка використовується при визначенні втрат напору на тертя по довжині труби при ламінарному режимі руху рідини.

Ввівши в дану формулу число Рейнольдса,

$$\mathrm{Re} = \frac{\upsilon d}{\nu},$$

приводимо її до вигляду

$$h_{дов} = \frac{64 l\upsilon^2}{2\,\mathrm{Re}\, gd}. \qquad (4.6)$$

Введемо в формулу (4.6) коефіцієнт гідравлічного тертя при ламінарному режимі руху рідини

$$\lambda = \frac{64}{\mathrm{Re}},$$

тоді остаточно формула для визначення втрат напору по довжині при ламінарному режимі руху набуває вигляду

$$h_{дов} = \lambda \frac{l\upsilon^2}{2gd}. \qquad (4.7)$$

4.4. Втрати напору по довжині при турбулентному русі

Турбулентний рух рідини часто зустрічається як в трубах, так і в різних відкритих руслах. У зв'язку із складністю турбулентного руху механізм турбулентності потоку все ще недостатньо повно вивчений. Для турбулентного руху характерно неврегульоване переміщення часток рідини, рух яких відбувається в подовжньому, вертикальному і поперечному напрямах, в результаті чого спостерігається інтенсивне перемішування їх в потоці. Частки рідини описують дуже складні траєкторії руху, при зіткненні турбулентного потоку з шорсткою поверхнею русла частки приходять до обертального рух, тобто виникають місцеві вихори різного розміру.

Швидкість в точці турбулентного потоку рідини дістала назву місцевої (актуальною) миттєвої швидкості u, яка може бути виражена через проекції на координатні осі

$$u = \sqrt{u_x^2 + u_y^2 + u_z^2},$$

причому усі складові миттєвої швидкості змінюються в часі. Ці зміни називаються пульсацією швидкості по координатних осях, тому турбулентний рух є несталим (нестаціонарним).

Особливості опорів при турбулентному русі пояснюються утворенням граничного шару з в'язкісним підшаром. При досить малих числах Re товщина в'язкісного підшару $\delta_в$ більше висоти виступів шорсткості, тому шорсткість знаходиться усередині граничного шару. Такий опір називається *гладким*, він не залежить від шорсткості.

При збільшенні числа Рейнольдса (при підвищенні швидкості в трубі) товщина $\delta_в$ зменшується в результаті пульсації швидкостей в граничному шарі і поза ним. В'язкісний підшар знаходиться в межах виступів шорсткості $\delta_в \approx k$, в даному випадку мають місце *перехідні опори*.

У разі великих швидкостей і, відповідно, чисел Re в'язкісний підшар практично зникає, а в граничному шарі виникають малі вихори в результаті відриву частинок рідини від виступів. Шорсткість поверхні труб впливає на опір руху, і такий опір є *квадратичним опором*.

Для турбулентного режиму рухи було запропоновано достаточно велике число формул для знаходження коефіцієнту гідравлічного тертя λ. Вони були чисто емпіричними, такими, що грунтуються на результатах експериментів, а також отриманими в результаті аналізу розмірності і теорії подібності при дослідженні турбулентного режиму. Для всіх областей турбулентного руху застосовується універсальна формула Альтшуля

$$\lambda = 0{,}11\left(\frac{68}{\mathrm{Re}} + \frac{k}{d}\right)^{0{,}25}. \qquad (4.8)$$

Для ***області гладкого опору***, в якій число Рейнольдса знаходиться в межах

$$4000 \le \mathrm{Re} \le \frac{10d}{k},$$

формула Альтшуля набуває вигляду

$$\lambda = 0{,}11\left(\frac{68}{\mathrm{Re}}\right)^{0{,}25}, \qquad (4.9)$$

окрім неї також застосовується формула Блазіуса

$$\lambda = \frac{0{,}3164}{\mathrm{Re}^{0{,}25}}, \qquad (4.10)$$

яка дає майже ідентичні результати.

В ***області перехідного опору***, в якій число Рейнольдса знаходиться в межах

$$\frac{10d}{k} \le \mathrm{Re} \le \frac{500d}{k},$$

коефіцієнт λ зазвичай знаходиться по універсальній формулі (4.8).

В ***області квадратичного опору***, в якій число Рейнольдса знаходиться в межах

$$\mathrm{Re} \ge \frac{500d}{k},$$

формула Альтшуля набуває вигляду

$$\lambda = 0{,}11\left(\frac{k}{d}\right)^{0{,}25}, \qquad (4.11)$$

а для сталевих труб, що знаходяться в експлуатації, коефіцієнт можна визначити по формулі Шевельова (при $\mathrm{Re} \ge 920\,000$)

$$\lambda = \frac{0{,}021}{\mathrm{Re}^{0{,}3}}. \qquad (4.12)$$

Також слід зазначити, що в процесі експлуатації збільшується шорсткість стінок труб.

Останнім часом все більше використовуються неметалеві труби. Так, для поліетиленових труб

$$\lambda = 0{,}288\,\mathrm{Re}^{-0{,}226},$$

а для асбоцементних труб

$$\lambda = 0{,}206\,\mathrm{Re}^{-0{,}21}.$$

4.5. Гідравлічно гладкі та шорсткі труби

Шорсткість поверхні труб може бути дуже різною, якщо вона покрита спеціально відсортованими зернами піску однієї фракції, то шорсткість виходить рівнозерниста (рис. 4.2, *а*, зверху), таку використовують тільки в лабораторних дослідженнях. Поверхні звичайних труб і відкритих потоків зазвичай нерівнозернисті, вони можуть бути хвилястими з різними висотами і довжинами хвиль (рис. 4.2, *а*, посередині та знизу).

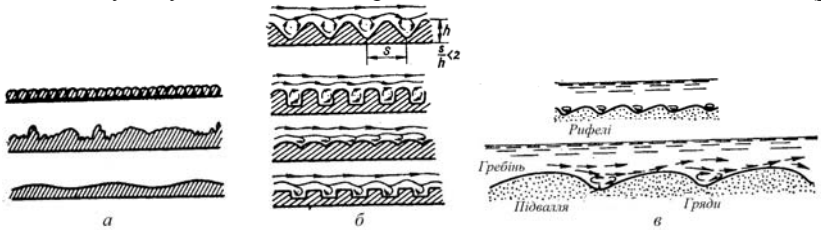


Рис. 4.2. Шорсткість поверхонь труб: *а* – профіль поверхонь; *б* – періодичні структури; *в* – форми рельєфу

В трубах окрім виступів з неоднаковими розмірами і формою може бути і регулярна шорсткість, обумовлена технологією виготовлення та призначенням труб, наприклад, гофровані труби, (рис. 4.2, *б*). Синтетичні гофровані дренажні труби розрізняють за формами гофрів і відносній відстані між їх вершинами. У синтетичних негофрованих трубах відношення довжини мікрохвиль до їх висоти складає від 15 до 35.

У потоках, що проходять в піщаних незв'язних грунтах, на дні утворюються різні форми рельєфу: гряди – більші утворення, рифелі – дрібніші (рис. 4.2, в), поверхня яких вкрита зернами піску.

Можуть бути й інші види шорсткості з виступами різних розмірів за усіма трьома координатами, взаємне розташування елементів шорсткості також може бути різним. Облік конкретних особливостей шорсткості потрібен у гідравлічних дослідженнях і розрахунках, найбільш повне уявлення про шорсткість, розміри виступів і їх взаємне розташування дає статистичне описаннння.

В якості характеристика шорсткості обирають деяку середню висоту виступів шорсткості Δ. Співвідношення між висотою виступів ідеалізованої шорсткості Δ і товщиною в'язкого підшару δ визначає структуру потоку. Якщо висота Δ менша, ніж товщина підшару δ, то усі нерівності повністю занурені в цей підшар і рідина в його межах плавно обтікає виступи шорсткості. В такому випадку шорсткість стінок не впливає на особливості руху і втрати напору не залежать від шорсткості. Такі стінки і труби прийнято називати ***гідравлічно гладкими*** (рис. 4.3, *а*).

Якщо висота виступів шорсткості Δ перевищує товщину в'язкого підшару δ, нерівності стінок виходять в межі турбулентного ядра, потік обтікає виступи з відривом, що супроводжується інтенсивним перемішуванням часток. В цьому випадку втрати напору залежать від шорсткості і такі труби називають ***гідравлічно***

шорсткими (рис. 4.3, *б*). В третьому випадку, що є проміжним між двома першими, абсолютна висота виступів шорсткості приблизно дорівнює товщині в'язкого підшару.

Рис. 4.3. Класифікація труб: *а* – гідравлічно гладкі; *б* – гідравлічно шорсткі

Для визначення товщини в'язкого підшару δ зазвичай використовують формулу

$$\delta = \frac{30d}{\mathrm{Re}\sqrt{\lambda}}. \qquad (4.13)$$

Розподіл стінок на гідравлічно гладкі та шорсткі є досить умовним, оскільки з (4.13) витікає, що товщина δ обернено пропорційна числу Re. Таким чином, при русі рідини уздовж однієї і тієї ж поверхні з незмінною висотою виступу шорсткості залежно від числа Рейнольдса товщина в'язкого підшару може змінюватися. При збільшенні Re товщина δ зменшується і стінка, що була гідравлічно гладкою, може стати шорсткою, оскільки висота виступів шорсткості стане більше товщини в'язкого підшару, через що шорсткість стане впливати на характер руху і втрати напору.

Питання до самоконтролю

1. Наведіть класифікацію гідравлічних опорів?
2. Які фактори впливають на величину втрат напору?
3. За якого режиму руху рідини втрати напору по довжині більші?
4. Які існують області турбулентного руху рідини?
5. Наведіть класифікацію труб за станом внутрішньої поверхні.
6. В чому полягає умовність розподілу труб на гідравлічно гладкі і гідравлічно шорсткі?

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 4

ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА ОПОРУ ТЕРТЯ ПО ДОВЖИНІ ТРУБОПРОВОДУ

Мета роботи: експериментальне визначення коефіцієнта опору тертя по довжині трубопроводу.

Теоретичні відомості

При русі рідини по трубопроводу частина енергії витрачається на подолання гідравлічних опорів, обумовлених силами внутрішнього тертя. Загальні втрати енергії складаються з втрат по довжині трубопроводу (h_l) і місцевих втрат ($h_м$). Величина втрат визначається режимом руху рідини в трубопроводі. Втрати енергії (гідравлічний опір) за ламінарного режиму менші, ніж за турбулентного, оскільки при турбулентному режимі значна частина енергії потоку втрачається на переміщення частинок рідини в поперечному до осі потоку напрямі, на перемішування рідини. При турбулентному режимі втрати енергії пропорційні квадрату середньої швидкості, а при ламінарному - середній швидкості в першому ступені.

Втрати енергії (напору) по довжині трубопроводу при русі в'язкої рідини визначаються за формулою Дарсі-Вейсбаха

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

де λ – коефіцієнт опору (втрат) на тертя (коефіцієнт Дарсі); l, d – довжина і діаметр трубопроводу, м; g – прискорення сили тяжіння, м/с^2; V – середня швидкість рідини в трубі, м/с.

Коефіцієнт λ є безрозмірною величиною, що залежить від ряду чинників: діаметру і шорсткості труби, швидкості і в'язкості рідини. Вплив цих параметрів на величину λ проявляється по різному при різних режимах руху рідини в трубі. В одному режимі коефіцієнт λ є функцією тільки критерію Рейнольдса Re, в іншому режимі – Re і відносної шорсткості стінок трубопроводів.

Для ламінарного режиму Re < 2320. При цьому λ є функцією тільки Re, не залежить від шорсткості трубопроводу і визначається за формулою

$$\lambda = \frac{64}{\mathrm{Re}}.$$

Інша область – гідравлічно гладкі труби. Режим руху потоку турбулентний, але у стінок зберігається шар рідини, в межах якого рух залишається ламінарним. Турбулентне ядро потоку як би ковзає по ламінарній плівці. Труби вважаються гідравлічно гладкими, якщо товщина ламінарного шару більше висоти виступів шорсткості, тобто рідина обтікає шорсткості без відриву і утворення вихорів. Завдяки впливу в'язкості рідини для гідравлічно гладких труб при значеннях Re від 2320 до 4000 коефіцієнт λ може бути визначений за формулою Н. З. Френкеля

$$\lambda = \frac{2{,}7}{\mathrm{Re}^{0{,}53}}.$$

При Re від 4000 до 100000 значення λ визначається за формулою Блазіуса

$$\lambda = \frac{0{,}316}{\mathrm{Re}^{0{,}25}}.$$

Якщо ж Re > 100 000, то для розрахунку λ можна застосувати формулу П. Н. Конакова

$$\lambda = \frac{1}{(1{,}8\lg \mathrm{Re} - 1{,}5)^2}.$$

Якщо товщина ламінарної плівки порівнювана з виступами шорсткості, то величина коефіцієнта λ залежить як від числа Re, так і від відносної шорсткості κ/d, тобто

$$\lambda = f\ (\mathrm{Re},\ \kappa/d).$$

Ця область руху називається перехідною областю. Для обчислення λ використовується формула А. Д. Альтшуля

$$\lambda = 0{,}11\left(\frac{\kappa}{d} + \frac{68}{\mathrm{Re}}\right)^{0{,}25}.$$

Для технічно гладких труб величина κ/d дуже мала, і нею можна нехтувати; тоді формула А.Д. Альтшуля матиме наступний вигляд

$$\lambda = 0{,}11\left(\frac{68}{\mathrm{Re}}\right)^{0{,}25} = \frac{0{,}316}{\mathrm{Re}^{0{,}25}}.$$

При високому ступені турбулентності, коли Re → ∞, формула А. Д. Альтшуля набуває вигляду

$$\lambda = 0{,}11\left(\frac{k}{d}\right)^{0{,}25}.$$

При збільшенні турбулентності величина ламінарного прикордонного шару практично зникає. Турбулентне ядро стикається із стінками труби. Це область гідравлічно шорстких труб або квадратичного опору. Коефіцієнт λ залежить тільки від відносної шорсткості, тобто, труба в цьому випадку називається гідравлічно шорсткою, і λ визначається за формулою Н. Нікурадзе

$$\lambda = \frac{1}{\left(1{,}14 + 2\lg\frac{d}{\kappa}\right)^2}.$$

Опис лабораторної установки

Схема експериментальної установки приведена на рис. 4.4, вона складається з напірного резервуару 1, досліджуваного трубопроводу 2, на якому встановлено два п'єзометри $П_1$ і $П_2$. Рівень води в напірному резервуарі контролюється зливною трубою. Установка комплектується мірною посудиною, секундоміром, термометром і метром.

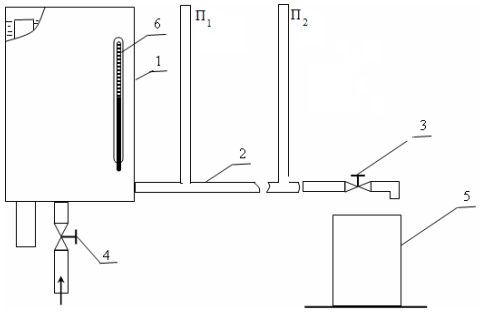


Рис. 4.4. Схема експериментальної установки: 1 – напірний резервуар; 2 – досліджуваний трубопровід; 3,4 – вентилі; 5 – мірна посудина; 6 – термометр

Порядок виконання роботи

1. Відкрити вхідний вентиль 4 і заповнити напірний резервуар водою.
2. Відкрити вентиль 3 і визначити різницю рівнів п'єзометрів. За допомогою вхідного вентиля 4 відрегулювати постійний рівень в напірному резервуарі.
3. Заповнити мірну посудину, помічаючи час початку і кінця заповнення за секундоміром, записати рівні п'єзометрів $П_1$ і $П_2$ та температуру води на виході досліджуваної труби.
4. У вказаній послідовності дослід повторити двічі, результати вимірювань записати до табл. 1 звіту.
5. Визначити витрату і швидкість води в досліджуваному трубопроводі за результатами дослідів.
6. Залежність кінематичної в'язкості від температури взяти з *Додатку 2*, після чого визначити число Рейнольдса

$$\mathrm{Re} = \frac{Vd}{\upsilon}.$$

і режим руху води в трубі.

7. Визначити коефіцієнт опору λ по довжині трубопроводу

$$\lambda_e = \frac{2ghd}{lV^2}.$$

8. Обчислити товщину ламінарної плівки δ

$$\delta = 32{,}8\frac{d}{\mathrm{Re}\sqrt{\lambda_e}}.$$

9. Визначають розрахункове значення коефіцієнта опору λ_p по довжині трубопроводу за однією з формул:

- ламінарний режим

$$\lambda_p = \frac{64}{\mathrm{Re}};$$

- турбулентний режим для $\delta > k$

$$\lambda_p = \frac{0{,}316}{\mathrm{Re}^{0{,}25}};$$

де k – абсолютна шорсткість трубопроводу згідно *Додатку 4*;

для $\delta = k$

$$\lambda = 0{,}11\cdot\left(\frac{\kappa}{d} + \frac{68}{\mathrm{Re}}\right)^{0{,}25};$$

для $\delta < k$

$$\lambda = \frac{1}{(1{,}14 + 2\lg\frac{d}{\kappa})^2}.$$

10. Визначити відсоток розбіжності у визначенні коефіцієнта опору по довжині трубопроводу

$$\Delta = \frac{\lambda_p - \lambda}{\lambda} \cdot 100\%.$$

Таблиця 1

Результати вимірювань і розрахунків

№ з/п	*Вимірювані та розрахункові величини*	*Одиниці виміру*	*Досліди*	
1	2	3	4	5
I. Розміри досліджуваного трубопроводу				
1	Діаметр скляної труби d	см		
2	Площа поперечного перетину труби S	$см^2$		
3	Відстань між п'єзометрами ℓ	см		

Продовження таблиці 1

II. Визначення втрат напору				
1	Показання начального п'єзометра $П_1$	см		
2	Показання кінцевого п'єзометра $П_2$	см		
3	Втрати напору по довжині $h_l = П_1 - П_2$	см		
III. Визначення витрат та середньої швидкості				
1	Об'єм води в мірній посудині на початку досліду W_1	$см^3$		
2	Об'єм води в мірній посудині в кінці досліду W_2	$см^3$		
3	Кількість води, що поступила до мірної посудини $W = W_2 - W_1$	$см^3$		
4	Час наповнення мірної посудини t	с		
5	Витрати води $Q = W/t$	$см^3/с$		

6	Середня швидкість води в трубі $V = Q/S$	см/с		
IV. Визначення режиму руху води в трубі				
1.	Температура води T	°С		
2.	Кинематична в'язкість води υ	$см^2/с$		
3.	Число Рейнольдса Re	-		
4.	Режим руху	-		
V. Визначення коефіцієнту опору по довжині трубопроводу				
1.	Коефіцієнт λ_e за результатами досліду			
2.	Товщина ламінарної плівки δ	мм		
3.	Коефіцієнт λ_p			
4.	Відсоток розбіжності	%		

Контрольні запитання

1. Чим викликані втрати напору по довжині трубопроводу?
2. Як в процесі експерименту визначають: втрати напору по довжині трубопроводу і значення коефіцієнта опору?
3. Як теоретично визначити величину втрат напору по довжині трубопроводу?
4. Як визначити режим руху рідини в трубопроводі?
5. Як визначають коефіцієнт опору λ при ламінарном режимі і від яких чинників він залежить?
6. Навіщо визначають в експерименті товщину ламінарної плівки?
7. Як визначають коефіцієнт опору при турбулентному режимі і від яких чинників він залежить?

Блок самостійної роботи № 4

Приклад розв'язання задачі 1.

При русі гідравлічного масла з температурою t = 20°С в горизонтальному трубопроводі діаметром d = 0,15 м його витрата дорівнює $Q = 0{,}002$ $м^3/с$. Різниця п'єзометричних рівнів становить $h_{дов} = 0{,}013$ м на довжині l = 4,0 м. Визначити режим руху масла і коефіцієнт гідравлічного тертя.

Розв'язання

Визначаємо середню швидкість руху рідини в трубопроводі

$$\upsilon = \frac{Q}{S} = \frac{4Q}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 0{,}002}{3{,}14 \cdot 0{,}15^2} = 0{,}11 \text{ м/с}.$$

По *Додатку* 3 знаходимо коефіцієнт кінематичної в'язкості гідравлічного масла за даної температури

$$\nu = 30 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}.$$

Знаходимо число Рейнольдса для даного режиму руху

$$\mathrm{Re} = \frac{\upsilon d}{\nu} = \frac{0{,}11 \cdot 0{,}15}{30 \cdot 10^{-6}} = 550 < 2\,320,$$

тому має місце *ламінарний режим* руху рідини.

З формули (4.7) для визначення втрат напору по довжині при ламінарному режимі руху набуває вигляду

$$\lambda = \frac{2gdh_{дов}}{l\upsilon^2} = \frac{2 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}15 \cdot 0{,}013}{4{,}0 \cdot 0{,}11^2} = 0{,}79\,.$$

Задачу розв'язано.

Приклад розв'язання задачі 2.

При русі води з температурою t = 21°С в горизонтальному трубопроводі діаметром d = 0,22 м її витрата дорівнює Q = 0,02 м^3/с. Визначити режим руху води і коефіцієнт гідравлічного тертя.

Розв'язання

Визначаємо середню швидкість руху води в трубопроводі

$$\upsilon = \frac{Q}{S} = \frac{4Q}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 0{,}02}{3{,}14 \cdot 0{,}22^2} = 0{,}53 \text{ м/с}.$$

По *Додатку* 2 знаходимо коефіцієнт кінематичної в'язкості води за даної температури

$$\nu = 0{,}01 \text{ см}^2/\text{с} = 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}.$$

Знаходимо число Рейнольдса для даного режиму руху

$$\text{Re} = \frac{\upsilon d}{\nu} = \frac{0{,}53 \cdot 0{,}22}{10^{-6}} = 116\,600 > 4\,000,$$

тому має місце *турбулентний режим* руху води, що знаходиться в області квадратичного опору.

Для області квадратичного опору коефіцієнт λ визначається по формулі Альтшуля

$$\lambda = 0{,}11\left(\frac{k}{d}\right)^{0{,}25} = 0{,}11 \cdot \left(\frac{0{,}5}{0{,}22}\right)^{0{,}25} = 0{,}135\,,$$

де k = 0,5 мм – абсолютна шорсткість вживаних труб.

Задачу розв'язано.

Завдання до самостійної роботи

При русі рідини з температурою t = 20°С в горизонтальному трубопроводі діаметром d її витрата дорівнює Q. Визначити режим руху води і коефіцієнт гідравлічного тертя.

Таблиця вихідних даних

№	*Тип рідини*	*d, мм*	*Q, м³/с*
1	Вода	50	0,024
2	Спирт	100	0,043
3	Масло	150	0,052
4	Бензин	175	0,034
5	Керосин	180	0,008
6	Нафта	185	0,007
7	Скіпідар	190	0,009
8	Вода	200	0,540
9	Бензин	250	0,630
10	Керосин	80	0,480
11	Масло веретенне	100	0,097
12	Вода	120	0,065
13	Масло трансформаторне	140	0,430
14	Масло гідравлічне	160	0,075
15	Скіпідар	160	0,055
16	Спирт етіловий	180	0,024
17	Нафта	190	0,043
18	Бензин	200	0,052
19	Керосин	210	0,034
20	Масло веретенне	220	0,008
21	Вода	230	0,007
22	Масло трансформаторне	240	0,009
23	Масло гідравлічне	250	0,540
24	Скіпідар	260	0,630
25	Спирт етіловий	270	0,480
26	Нафта	280	0,097
27	Вода	290	0,065
28	Нафта	300	0,430
29	Спирт етиловий	310	0,075
30	Вода	325	0,055

РОЗДІЛ 5. МІСЦЕВІ ГІДРАВЛІЧНІ ОПОРИ

5.1. Прості та складні місцеві гідравлічні опори

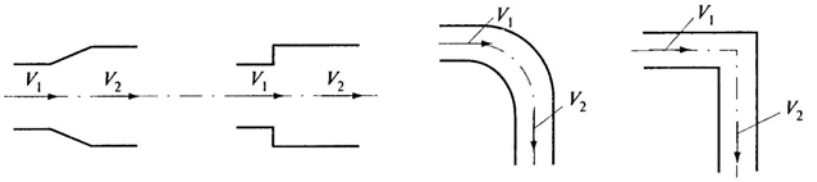
До місцевих гідравлічних опорів відносяться різні пристрої і елементи, що встановлюються на трубопроводах, в яких відбувається порушення нормального руху потоку в результаті його деформації зі зміною напряму і значення середньої швидкості та виникненням вихороутворення. В результаті деформації

турбулентного потоку відбувається інтенсивне перемішування часток і обмін кількістю руху між частками рідини.

До елементів і пристроїв відносяться фасонна і трубопровідна арматура: відведення (коліна), перехідники, трійники, хрестовини, діафрагми, сітки, замочні регулюючі вентили (крани), засувки, затвори, запобіжні і регулюючі клапани, всмоктуючі наконечники, що встановлюються на вході в трубу насосів тощо.

а *б* *в* *г*

Рис. 5.1. Прості гідравлічні опори: *а* – плавне розширення; *б* – раптове розширення; *в* – плавне коліно, *г* – різке коліно

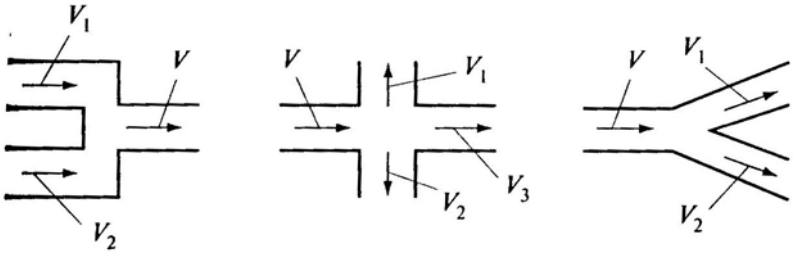


Найпростіші місцеві гідравлічні опори можна розділити за напрямом вектора середньої швидкості:

- *швидкість змінюється* при незмінному напрямі руху потоку рідини – сюди відносяться плавне або раптові розширення та звуження труби (рис. 5.1, *а* і *б*);
- *швидкість постійна* при зміні напряму руху потоку – наприклад, плавний або різкий поворот труби (русла) у вигляді коліна (рис. 5.1, *в* і *г*).

До складних місцевих опорів відносяться опори, в яких вектор швидкості змінюється як за значенням, так і напрямом, а також випадки злиття або розподілення потоків, такі як засувки, клапани, вентилі і так далі, а також трійники, хрестовини (рис. 5.2). В таких опорах в результаті різких змін напряму і швидкості відбувається дуже значна деформація потоку з виникненням інтенсивного вихороутворення.

Найбільші вихороутворення виникають в опорах, що мають яку-небудь перешкоду. В результаті обтікання перепони, що знаходиться в трубі, потоком рідини відбувається відривання частини потоку від стінки труби з утворенням вихрової зони, яку називають водокомірною областю. Між водокомірною областю і основним потоком завдяки поперечним пульсаційним швидкостям відбувається інтенсивний обмін частками рідини на ділянці завдовжки *l* в цій області. По мірі видалення від місцевого опору епюра швидкостей вирівнюється.



а *б* *в*

Рис. 5.2. Складні гідравлічні опори: *а* – злиття потоку; *б* – хрестовина; *в* – трійник

Місцевими втратами напору називають витрати питомої механічної енергії, обумовлені роботою сил тертя і вихроутворенням на подолання потоком рідини місцевого опору. На підтримку вихорів в певній зоні витрачається енергія потоку. Місцеві втрати напору пов'язані безпосередньо з типом місцевого опору, їх якісні та кількісні характеристики досліджуються в лабораторній роботі даного розділу.

5.2. Раптове і поступове розширення труби

У разі раптового розширення потоку рідини місцеві втрати напору і коефіцієнт опору можна визначити теоретично.

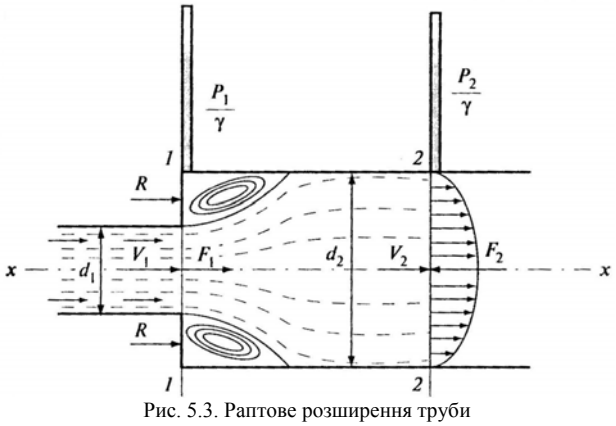


Рис. 5.3. Раптове розширення труби

Нехай трубопровід малого поперечного перерізу діаметру d_1 різко переходить у більший переріз діаметром d_2, а вісь x потоку відповідає осі трубопроводу. Виділимо частину потоку між перерізами 1–1 і 2–2 (рис. 5.3). Перший переріз знаходиться на межі розширення трубопроводу, і в цьому перерізі має місце рух, що плавно змінюється. Другий переріз розташовується на деякій відстані від першого, в ньому не відбувається збурення руху в результаті деформації. Епюра швидкостей в перерізі 2–2 вирівнюється, а потік рідини буде також плавно змінюватися.

Потік рідини, що виходить з малого перерізу, поступає у вигляді транзитного струменя в більший переріз трубопроводу. У місці раптового розширення відбувається відрив потоку від стінки і виникає вихрова водокомірна область, що має кільцеву форму і не бере участь в поступальному русі потоку. Між вихровою областю і струменем виникає нестійка поверхня розділу, в якій відбувається інтенсивне перемішування часток в результаті пульсацій.

В результаті вихороутворення на межі поверхні розподілу відбувається інтенсивний обмін частками рідини з транзитним струменем, який на довжині водокомірної області набуває обертально-поступального руху, тобто у нього з'являється колова складова швидкості. За водокомірною областю обертальний рух припиняється.

Місцеві гідравлічні втрати напору виникають між обраними перерізами в результаті відриву потоку від стінок з утворенням вихороутворення у вигляді водокомірної області.

Конусні і прямокутні перехідні ділянки трубопроводів, що поступово розширюються, називають дифузорами (рис. 5.4). В результаті руху рідини в дифузорі у зв'язку із збільшенням діаметру середня швидкість потоку зменшується поступово і при цьому підвищується тиск.

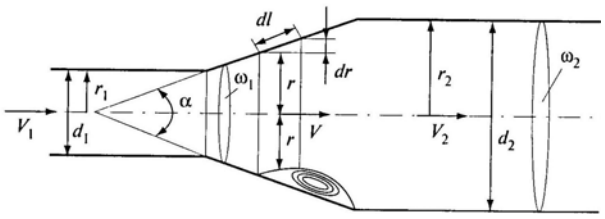


Рис. 5.4. Поступове розширення труби

Частинки рідини поблизу стінок дифузора мають значно меншу кінетичну енергію, тому вони можуть гальмуватися або переміщатися у зворотному напрямі при збільшенні тиску. При зіткненні часток, що рухаються у різних напрямах під впливом пульсації швидкості і тиску, виникають вихороутворення з відривом потоку від стінки дифузора. На вихороутворення і відрив потоку впливає кут розширення дифузора, від якого і залежать втрати натиску.

Геометричними параметрами дифузора є кут α і діаметри d_1 і d_2. Втрати напору умовно можна представити як суму втрат, пов'язаних з розширенням, і втрат на подолання сил тертя по поверхні дифузора

$$h = h_p + h_{mp}\,. \tag{5.1}$$

Втрати напору на розширення дещо аналогічні втратам при раптовому розширенні, оскільки в обох випадках вони обумовлені вихороутворенням в результаті відриву потоку від стінки. Коефіцієнт місцевих опорів дифузора

$$\zeta_{диф} = k_n(1-n)^2 + \frac{\lambda\left(1-n^2\right)}{8\sin\dfrac{\alpha}{2}}, \tag{5.2}$$

де коефіцієнт n

$$n = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2. \tag{5.3}$$

5.3. Раптове звуження труби

Гідравлічні втрати натиску, як і при раптовому розширенні, пов'язані з відривом потоку від стінок як в широкій, так і у вузькій частині труби з утворенням вихорів (рис. 5.5). При досягненні потоком рідини гострих кромок вузької частини труби відбувається відрив потоку, в результаті напор звужується (переріз *С*-*С*) і далі розширюється, а простір округ звуженого потоку є вихровою областю. Між водокомірною областю і транзитним потоком утворюється поверхня розділу та відбувається масообмін частками в результаті пульсації швидкостей і вихороутворення.

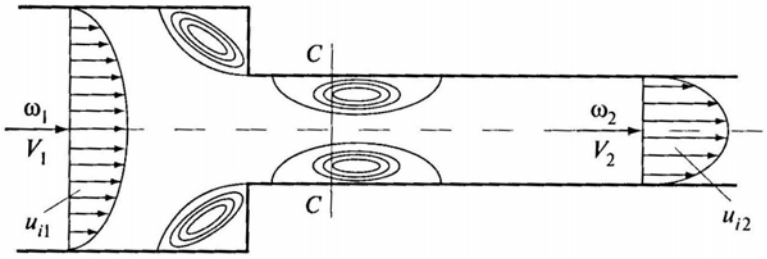


Рис. 5.5. Раптове звуження труби

Втрати напору можна визначити по формулі Борда

$$h_{рз} = \frac{(\upsilon_c - \upsilon_2)^2}{2g}, \tag{5.4}$$

вважаючи, що в основному втрати будуть за стисненим перерізом, а до нього втрати напору незначні. Швидкість в стисненому перерізі *C-C* з площею ω_c

$$\upsilon_c = \frac{Q}{\omega_c} = \frac{4Q}{\pi d^2}. \tag{5.5}$$

Відношення площ стисненого перерізу і площі вузької частини труби ω_2 можна виразити через коефіцієнт ε, який називається коефіцієнтом стиску і може бути визначений через геометричні характеристики

$$\varepsilon = \frac{\omega_c}{\omega_2}, \tag{5.6}$$

або за формулою Альтшуля

$$\varepsilon = 0{,}57 + \frac{0{,}043}{1{,}1 - n}, \tag{5.7}$$

Тоді коефіцієнт місцевого опору для раптового звуження

$$\zeta_{рз} = \frac{1}{2}\left(1 - \frac{\omega_2}{\omega_1}\right) = \frac{1}{2}(1 - n). \tag{5.7}$$

Якщо $\omega_1 \to \infty$ (труба виходить з великого резервуару), то $n \to 0$ і при прямих кутах з'єднання труби $\zeta_{рз} = 0{,}5$.

5.4. Прості місцеві опори

Як було показано раніше, до простих місцевих опорів відносять пристрої, що змінюють швидкість руху рідини тільки за величиною або тільки за напрямом. Одним з них є діафрагма, яка встановлюється на трубопроводі для регулювання витрати води у визначеному місці. Трубопровід у місці встановлення діафрагми має постійний живий переріз *d* = const (рис. 5.6).

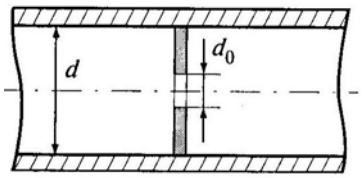


Рис. 5.6. Діафрагма в трубопроводі

Коефіцієнт місцевого опору діафрагми

$$\zeta_{діаф} = \left(\frac{1}{n\varepsilon} - 1\right)^2, \qquad (5.8)$$

де n – відношення площі отвору діафрагми до поперечної площі перерізу труби; ε – коефіцієнт стиску при проходженні потоку через отвір діафрагми, який знаходять згідно (5.7).

Для зменшення опору на вході застосовують вхідні накінечники конічної форми з плавним входом (рис. 5.7). У випадку наявності перед входом в трубу екрану (рис. 5.7, зліва) втрати збільшуються. В таких накінечниках суттєво зменшується відрив потоку від стінок. Для конусних накінечників з φ = 30...120° коефіцієнт місцевого опору складає $\zeta_{вх}$ = 0,15...0,30; для накінечників з плавним входом $\zeta_{вх}$ = 0,03...0,12.

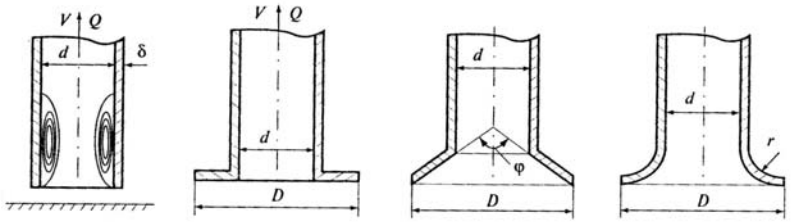


Рис. 5.7. Схеми реалізації входу потоку в трубу

Плавно закруглені труби або поворот труби називають відводом, його радіус кривини R впливає на вихороутворення потоку, тобто на опір руху (рис. 5.8). Для визначення коефіцієнта місцевого опору відводу використовують формулу Вейсбаха

$$\zeta_{від} = \left[0{,}31 + 0{,}16\left(\frac{d}{R}\right)^{3{,}5}\right]\frac{\beta}{90°}, \qquad (5.9)$$

де β – кут закруглення.

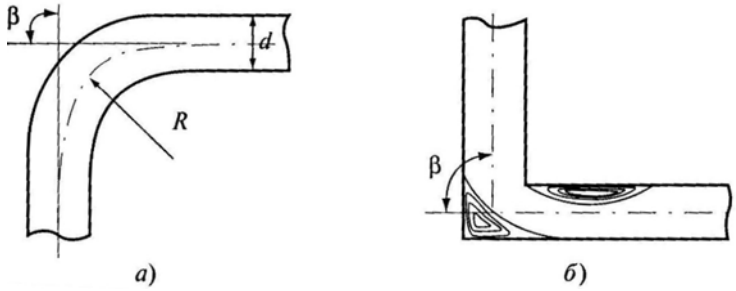


Рис. 5.8. Закруглення труб: *а* – плавне закруглення (відвід); *б* – різке закруглення

У випадку різкого повороту труби (рис. 5.8, *б*) виникають суттєво більші втрати напору, оскільки внаслідок дії відцентрових сил має місце відрив потока рідини від стінок з вихороутворенням.

5.5. Складні місцеві опори

Засувка (рис. 5.9, *а*) служить для однобічного закриття круглої труби, для неї опір залежить від ступеню відкриття, тобто від величини відношення *x*/*d*. У випадку малого відкриття має місце відрив потоку від сегменту засувки та стінок труби, в результаті чого утворюється турбулентна зона, а на поверхні її контакту з потоком відбувається пульсація швидкостей з інтенсивним вихороутворенням, яке призводить до масообміну частками рідини. Значення коефіцієнтів опору засувки наведені в табл. 5.1.

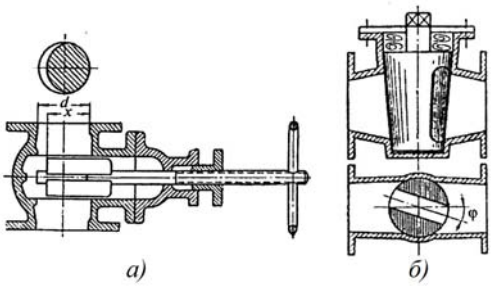


Рис. 5.9. Складні місцеві опори: *а* – засувка; *б* – пробковий кран

Таблиця 5.1

Залежність опору засувки від ступеню її відкриття

x/*d*	0	0,125	0,25	0,375	0,5	0,625	0,75	0,875	1
$\zeta_з$	0,05	0,07	0,26	0,8	2,1	5,5	17	98	-

Опір пробкового крану (рис. 5.9, *б*) напряму залежить від кута його відкриття, значення коефіцієнта опору наведені в табл. 5.2.

Таблиця 5.2

Залежність опору засувки від ступеню її відкриття

φ	10	20	30	40	50	60	65
$\zeta_{кр}$	0,29	1,56	5,47	17,3	52,6	206	486

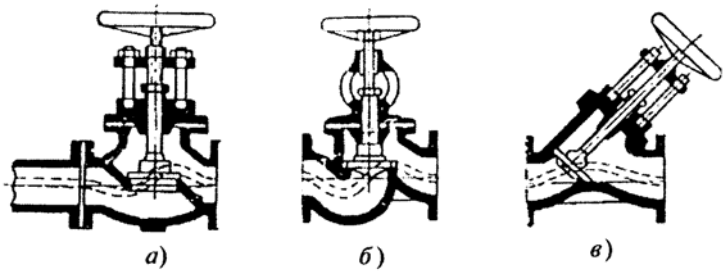


Рис. 5.10. Регулююча арматура: *а* – прямоточний вентиль; *б* – нормальний вентиль; *в* – вентиль типу косва

Коефіцієнти місцевих опорів вентилів різних конструкцій (рис. 5.10) при їх повному відкритті мають наступні значення:

- прямоточний вентиль – $\zeta_к = 0,5...0,8$;
- нормальний вентиль – $\zeta_к = 3$;
- вентиль типу косва – $\zeta_к = 1,4...2,5$.

Трійник – деталь труби, в якій має місце розділення або з'єднання потоків рідини (рис. 5.11). При визначенні гідравлічних втрат приймають, що середня швидкість υ_1 відповідає витраті Q_1 до розділення і $Q_2 + Q_3 = Q_1$ – після розділення.

Гідравлічні втрати напору виникають як в результаті з'єднання потоків, так і при їх розділенні. Коефіцієнти місцевих опорів залежать від геометрії трійника: кута β та діаметрів d_1, d_2 і d_3; їх визначають експериментально.

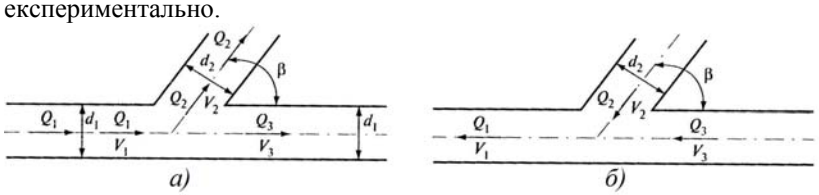


Рис. 5.11. Трійник: *а* – розділення потоку; *б* – злиття потоків

5.6. Опір трубопроводу

При визначенні втрат напору в трубопроводі при русі потоку рідини використовується *принцип суперпозиції втрат*: втрати напору по довжині не залежать від місцевих втрат, а останні не залежать один від одного, і усе їх можна складати.

При застосуванні даного принципу слід враховувати вплив місцевих опорів у разі їх близького розташування. В місцевих опорах в результаті деформації потоку виникає вихороутворення з утворенням вирів. При близькому розташуванні опорів відбувається накладення вихрових областей, що призводить до збільшення втрат напору. Вирівнювання поля швидкостей за місцевим опором відбувається на деякій відстані, яка залежить від інтенсивності вихороутворення. Найбільші відстані між опорами мають бути за наявності арматури (вентилі, засувки, крани), що використовується для регулювання витрати рідини.

Встановлено, що епюра швидкостей за вентилем вирівнюється в на відстані до 50*d* (*d* – діаметр трубопроводу), а за прямокутним відводом – на відстані до 40*d*.

На практиці відстань між місцевими опорами слід обирати:

- при значній деформації потоку $l = (15...20)d$;
- при малій деформації потоку $l = (3...8)d$.

Це пояснюється тим, що змінена епюра швидкостей практично не впливає на втрати напору без урахування геометричної висоти її підйому. *Потрібний напор H* для забезпечення витрати рідини в трубопроводі складається з втрат напору по довжині і місцевих втрат напору. Розглянемо трубопровід довжини *l* і постійного діаметру *d*, на якому зустрічаються місцеві опори з коефіцієнтами ζ_1, ζ_2, ... , ζ_n. Тоді втрати напору в трубопроводі будуть складатися з місцевих втрат і втрат по довжині

$$h_{mp} = \left(\lambda \frac{l}{d} + \zeta_1 + \zeta_2 + ... + \zeta_n \right) \frac{\upsilon^2}{2g}. \qquad (5.10)$$

Сума усіх коефіцієнтів опорів характеризує втрати напору по трубопроводу і називається коефіцієнтом опору системи

$$\zeta_{сис} = \left(\lambda \frac{l}{d} + \zeta_1 + \zeta_2 + ... + \zeta_n \right), \qquad (5.11)$$

тоді (5.10) набуває вигляду

$$h_{mp} = \zeta_{сис} \frac{\upsilon^2}{2g} = H \,. \qquad (5.12)$$

У випадку, коли трубопровід складається з кількох ділянок різних діаметрів, на кожному з яких наявні місцеві опори, то втрати напору виражаються через швидкісний напор на одній з ділянок. Визначення швидкостей на інших ділянках трубопроводу виеконують за допомогоб рівняння нерозривності

$$\upsilon_1\omega_1 = \upsilon_2\omega_2 = \upsilon_3\omega_3 \,,$$

а коефіцієнт опору системи для трубопроводу дорівнює сумі опорів його ділянок

$$\zeta_{сис} = \zeta_{сис1} + \zeta_{сис2} + ... + \zeta_{сис\,n} \,. \qquad (5.13)$$

В деяких випадках більш зручно представити втрати напору в трубопроводі як функцію витрат. Середня швидкість рідини в трубі діаметру d визначається по (5.5), тоді швидкісний напор

$$\frac{\upsilon^2}{2g} = \frac{8Q^2}{g\pi^2 d^4} \,. \qquad (5.14)$$

Підставивши (5.14) в (5.12) отримуємо втрати напору, виражені через витрату рідини

$$h_{mp} = \frac{8\zeta_{сис}}{g\pi^2 d^4} Q^2 = kQ^2. \qquad (5.15)$$

Безрозмірна величина k називається ***опором трубопроводу***.

Питання до самоконтролю

1. Чим обумовлені втрати напору на місцевих опорах?
2. Які різновиди місцевих опорів можливі в трубопроводах?
3. За допомогою яких приладів можна визначити втрати напору на місцевих опорах?
4. Як визначають дослідним шляхом витрату і швидкість руху рідини на місцевих опорах?
5. Чи залежить значення коефіцієнту місцевого опору від режиму руху рідини в трубопроводі?

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 2

ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТІВ МІСЦЕВИХ ОПОРІВ В ТРУБОПРОВОДАХ

Мета роботи: експериментальне визначення коефіцієнтів місцевих опорів в круглих трубопроводах.

Теоретичні відомості

При русі реальної рідини крім втрат на тертя по довжині трубопроводу виникають додаткові місцеві втрати тиску (місцеві опори). *Місцевими опорами* називають такі опори, які обумовлені якою-небудь місцевою перешкодою вільному перебігу рідини; при цьому потік міняє свою конфігурацію або напрям. У

зонах місцевих опорів зазвичай міняється швидкість течії, виникають інтенсивні вихроутворення, які є джерелами розсіяння енергії, що перетворюється на тепло. В результаті повна енергія на виході з місцевих опорів менша, ніж на вході.

Незважаючи на величезну різноманітність місцевих опорів, до основних простих слід віднести: раптове розширення, раптове звуження, плавне розширення, плавне звуження, різкий поворот (коліно), плавний поворот та інші. Втрати напору на подолання місцевих опорів обчислюють за формулою Вейсбаха:

$$h_м = \xi \frac{V^2}{2g}, \qquad (1)$$

де ξ – коефіцієнт місцевого опору, що залежить від конструкції місцевого опору; V – швидкість руху рідини за місцевим опором, g – прискорення сили тяжіння (g = 9,81 м/с^2).

З формули (1) визначають коефіцієнт місцевого опору

$$\xi = \frac{2g h_м}{V^2}. \qquad (2)$$

Коефіцієнт місцевого опору є безрозмірна величина, що характеризує втрати напору і питомої кінетичної енергії. Кожен місцевий опір характеризується своїм значенням коефіцієнта ξ, який зазвичай визначається дослідним шляхом.

Теоретичне визначення місцевих втрат напору становить значні труднощі і може бути проведене тільки для деяких випадків. Наприклад, для випадку раптового розширення трубопроводу втрата опору може бути визначена за формулою Борда:

$$h = \frac{V_1^2}{2g} \cdot \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2, \qquad (3)$$

звідки

$$\xi_{BP} = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2 \qquad (4)$$

У формулі (3) площа S_1, швидкість V_1 відносяться до перетину труби з меншим діаметром.

У табл.1 наведені значення ξ для випадку *раптового розширення* залежно від відношення площ до розширення S_1 і після розширення S_2.

Таблиця 1

S_1/S_2	0,01	0,10	0,20	0,40	0,60	0,80
ξ	0,98	0,81	0,64	0,36	0,16	0,04

У табл. 2 наведені значення ξ для випадку *раптового звуження* труби залежно від відношення площ за звуженням S_2 і перед ним S_1.

Таблиця 2

S_1/S_2	0,01	0,10	0,20	0,40	0,60	0,80
ξ	0,45-0,5	0,39-0,45	0,35-0,4	0,28-0,3	0,2	0,09-0,1

З порівняння коефіцієнтів ξ в табл.1 і табл.2 видно, що при однакових S_1/S_2 вони різні. Це результат відмінності структури потоку при раптовому звуженні труби.

Втрати напору при раптовому розширенні труби при турбулентному режимі можна визначити по формулі:

$$h_м = \frac{(V_1 - V_2)^2}{2g}, \qquad (5)$$

де V_1 і V_2, м/с – середні швидкості в перетинах до і після раптового розширення. Коефіцієнт місцевих опорів (втрат) обчислюють за формулою (2).

Опис лабораторної установки

Схема експериментальної установки наведена на рис. 1. Установка складається з напірного резервуару 1, панелі п'єзометричних трубок 2, трубопроводу 3, що досліджується, з вентилем 4. У робочому режимі вода поступає в напірний резервуар з місцевого водопроводу після відкриття вентиля 6. Рівень води в напірному резервуарі контролюється зливною трубою, через яку надмірна рідина поступає в зливний трубопровід. Установка призначена для дослідження втрат напору в крутому (подвійному) коліні, втрат напору при раптовому розширенні і стисненні. Втрати напору визначають за відповідними п'єзометрами.

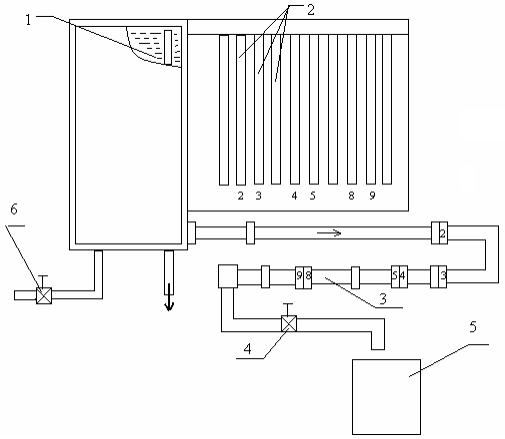


Рис. 1. Установки для визначення місцевих опорів: 1 – напірний резервуар; 2 – п'єзометри; 3 – досліджуваний трубопровід; 4, 6 – вентилі; 5 – мірна посудина.

Порядок виконання роботи

1. Ознайомитися з конструкцією установки і місцевими опорами, що підлягають дослідженню.
2. Відкрити вхідний вентиль 6 для заповнення водою напірного резервуару, після встановлення в напірному резервуарі постійного рівня води відкрити вентиль 4 для проходу води по досліджуваному трубопроводу.
4. У режимі сталого руху рідини по трубі (рівні п'єзометрів не коливаються), записати показання п'єзометрів для кожного досліджуваного місцевого опору (круте коліно, раптове розширення, раптовий стиск). Одночасно слід виміряти витрату води по трубі за час заповнення посудини 5.

5. Дослід повторити, змінивши витрату води по трубі (зміну витрати фіксувати за п'єзометрами), закрити вентилі 4 і 6, результати дослідів занести в табл. 1 звіту.
6. Обчислити площі живих перерізів S_1 и S_2 в зонах місцевих опорів.
7. Визначити витрату і швидкість води в досліджуваних перерізах трубопроводу, об'єм води в мірній посудині – 1 л.
8. Підрахувати коефіцієнт теоретичних втрат напору для раптового розширення трубопроводу по формулі (4) і занести до табл. 1.
9. Визначити різницю показань п'єзометрів для кожного з місцевих опорів.
10. Знайти коефіцієнт експериментальних втрат напору при раптовому розширенні і звуженні труби по формулі (2).
11. Визначити значення теоретичного коефіцієнта місцевого опору для раптового звуження по формулі (4) і занести до табл. 2.
12. Визначити відсоток розбіжності в результатах розрахунків коефіцієнтів місцевих опорів, отриманих теоретично і експериментально

$$\Delta = \frac{\xi_m - \xi_e}{\xi_e} \cdot 100\%,$$

результати розрахунків занести до табл. 1.

Таблиця 1

Результати вимірювань і розрахунків

№ п/п	*Вимірювані та розрахункові величини*	*Одиниці виміру*	*Дослід*	
			1	2
1	2	3	4	5
I. Розміри досліджуваного трубопроводу				
1	Діаметр труби: до розширення d після розширення D до звуження D після звуження d у подвійному коліні d	 см см см см см		

Продовження таблиці 1

1	2	3	4	5
2	Площа поперечного перетину труби: - до розширення S_1 - після розширення S_2 - до звуження S_2 - після звуження S_1 - у подвійному коліні S_1	 $см^2$ $см^2$ $см^2$ $см^2$ $см^2$		
II. Визначення втрат напору в подвійному коліні трубопроводу				
1	Показання п'єзометра $П_2$ до подвійного коліна	см		

2	Показання п'єзометра $П_3$ після подвійного коліна	см		
3	Втрати напору на місцевому опорі $h_{м1} = П_2 – П_3$	см		
4	Експериментальний коефіцієнт місцевого опору	-		
III. Визначення втрат напору при раптовому розширенні				
1	Об'єм води в мірній посудині на початку досліду W_1	$см^3$		
2	Час наповнення мірної посудини t	с		
3	Об'єм води в мірній посудині в кінці досліду W_2	$см^3$		
4	Кількість води, що поступила до мірної посудини $W= W_2 - W_1$	$см^3$		
5	Швидкість води в трубі до розширення	см/с		
6	Швидкість води в трубі після розширення $υ$	см/с		
7	Показання п'єзометра до розширення $П_4$	см		
8	Показання п'єзометра після розширення $П_5$	см		
9	Втрати напору на місцевому опорі $h_{м2} = П_4 – П_5$	см		
10	Теоретичний коефіцієнт місцевого опору: - за формулою Борда - по табл. 1			

Продовження таблиці 1

1	2	3	4	5
11	Експериментальний коефіцієнт місцевого опору			
12	Відсоток розбіжності в результатах розрахунків	%		
IV. Визначення втрат напору при раптовому звуженні				
1	Швидкість води в трубі до звуження	см/с		
2	Швидкість води в трубі після звуження	см/с		
3	Показання п'єзометра до звуження $П_8$	см		
4	Показання п'єзометра після звуження $П_9$	см		
5	Втрати напору на місцевому опорі $h_{м3} = П_8 – П_9$	см		
6	Теоретичний коефіцієнт місцевого опору: - за формулою 4 - по табл. 2			
7	Експериментальний коефіцієнт місцевого опору			
8	Відсоток розбіжності в результатах розрахунків	%		

Блок самостійної роботи № 5

Приклад розв'язання задачі 1.

При раптовому розширенні горизонтального трубопровода з діаметру d_1 = 0,15 м до d_2 = 0,30 м середня швидкість рідини на більшій ділянці дорівнює υ_2 = 1,2 м/с. Визначити різницю показань п'єзометрів, встановлених до розширення і після нього (рис. 5.3).

Розв'язання

Визначаємо відношення діаметрів труб

$$k = \frac{d_2}{d_1} = \frac{0{,}30}{0{,}15} = 2{,}0 .$$

Швидкість на ділянці труби меншого діаметру визначаємо з рівняння нерозривності рідини

$$\upsilon_1 = \upsilon_2 k^2 = 1{,}2 \cdot 2^2 = 4{,}8 \text{ м/с}.$$

По формулі (5.4) знаходимо втрати напору при раптовому розширенні

$$h_{pp} = \frac{(\upsilon_1 - \upsilon_2)^2}{2g} = \frac{(4{,}8 - 1{,}2)^2}{2 \cdot 9{,}81} = 0{,}66 \text{ м}.$$

Різницю показань п'єзометрів

$$h = \frac{\upsilon_1^2}{2g} - \frac{\upsilon_2^2}{2g} - h_{pp} = \frac{4{,}8^2}{2 \cdot 9{,}81} - \frac{1{,}2^2}{2 \cdot 9{,}81} - 0{,}66 = 0{,}44 \text{ м}.$$

Задачу розв'язано.

Приклад розв'язання задачі 2.

При раптовому звуженні горизонтального трубопровода з діаметру d_1 = 0,20 м до d_2 = 0,10 м витрата рідини на виході дорівнює Q_2 = 0,02 м^3/с. Визначити місцеві витрати напора і коефіцієнт опору трубопроводу.

Розв'язання

Визначаємо відношення діаметрів труб

$$n = \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^2 = \left(\frac{0{,}10}{0{,}20}\right)^2 = 0{,}25 .$$

Коефіцієнт опору трубопроводу при раптовому звуженні по (5.7)

$$\zeta_{рз} = \frac{1}{2}(1-n) = \frac{1}{2}(1-0{,}25) = 0{,}375.$$

Середня швидкість рідини на вихідній ділянці

$$\upsilon_2 = \frac{4Q}{\pi d_2^2} = \frac{4 \cdot 0{,}02}{3{,}14 \cdot 0{,}1^2} = 2{,}55 \text{ м/с}.$$

Втрати напору за таких умов

$$h = \zeta_{рз} \frac{\upsilon_2^2}{2g} = 0{,}375 \cdot \frac{2{,}55^2}{2 \cdot 9{,}81} = 0{,}124 \text{ м}.$$

Задачу розв'язано.

Завдання до самостійної роботи

Варіанти 1 – 10

При раптовому розширенні горизонтального трубопровода з діаметру d_1 до d_2 середня швидкість рідини на більшій ділянці дорівнює υ_2. Визначити різницю показань п'єзометрів до і після розширення, дані до розрахунку взяти з табл. вихідних даних.

Таблиця вихідних даних

№	d_1, мм	d_2, мм	υ_2, м/с
1	50	250	2,4
2	100	200	4,3
3	150	350	5,2
4	175	275	3,4
5	180	380	8,0
6	185	385	7,0
7	190	490	0,9
8	200	500	5,4
9	250	550	6,3
10	80	280	0,5

Варіанти 11 – 20

При раптовому звуженні горизонтального трубопровода з діаметру d_1 до d_2 витрата рідини на виході дорівнює Q_2. Визначити місцеві витрати напора і коефіцієнт опору трубопроводу.

Таблиця вихідних даних

№	d_1, мм	d_2, мм	Q, $м^3/с$
11	250	50	0,024
12	200	100	0,043
13	350	150	0,052
14	275	175	0,034
15	380	180	0,008
16	385	185	0,007

17	490	190	0,009
18	500	200	0,540
19	550	250	0,630
10	280	80	0,480

Варіанти 21 – 30

Для обмеження витрат рідини в трубопроводі діаметром d_1 встановлена діафрагма. Надлишкові тиску до неї і після незмінні та дорівнюють P_1 і P_2 відповідно. Визначіти діаметр отвору діафрагми d_2, якщо витрата рідини Q_2. Дані до розрахунків взяти з табл. Вихідних даних.

Таблиця вихідних даних

№	P_1, *кПа*	P_2, *кПа*	d_1, *мм*	Q, $м^3/с$
21	70	20	250	0,024
22	75	25	100	0,043
23	80	20	150	0,052
24	85	25	175	0,034
25	90	30	180	0,008
26	95	35	185	0,007
27	100	30	190	0,009
28	90	30	200	0,540
29	80	30	250	0,630
30	70	30	180	0,480

МОДУЛЬ ІІ. ГІДРАВЛІЧНІ МАШИНИ І УСТАНОВКИ

РОЗДІЛ 6. РУХ РІДИНИ В НАПОРНОМУ ТРУБОПРОВОДІ

6.1. Гідравлічний розрахунок трубопроводів

При розрахунку трубопроводів розглядається сталий рівномірний напірний рух будь-якої рідини, що відповідає турбулентному режиму в круглих циліндричних трубах. У напірних трубопроводах рідина знаходиться під надлишковим тиском, а їх поперечні перерізи повністю заповнені. Рух рідини по трубопроводу відбувається в результаті різниці напорів і в кінці трубопроводу.

Гідравлічний розрахунок трубопроводу зводиться до розв'язання трьох основних завдань:

- визначення витрат трубопроводу Q, якщо відомі напор H, довжина l і діаметр d трубопроводу, з урахуванням наявності певних місцевих опорів або за їх відсутності;
- визначення потрібного напору H, необхідного для забезпечення пропуску відомої витрати Q по трубопроводу довжини l і діаметру d;
- визначення діаметру трубопроводу d у разі відомих величин напору H, витрати Q і довжини l.

Трубопроводи залежно від довжини і схеми їх розташування підрозділяються на прості і складні. ***Прості трубопроводи*** – трубопроводи з постійною однаковою витратою. Трубопроводи складаються з труб однакового діаметру по усій довжині або з ділянок труб різних діаметрів і довжин. Останній випадок відноситься до послідовного з'єднання. Прості трубопроводи залежно від довжини з ділянкою місцевих опорів розділяють на короткі і довгі.

Короткими трубопроводами є трубопроводи з малою довжиною, в яких місцеві опори складають більше 10% гідравлічних втрат по довжині. До них відносяться сифонові трубопроводи, всмоктуючі труби лопатевих насосів, трубопроводи всередині будівель і споруд тощо.

Довгими трубопроводами називають трубопроводи достатньо великої довжини, в яких втрати напору по довжині значно переважають місцеві втрати. Місцеві втрати складають менше 5...10% втрат по довжині трубопроводу і тому ними можна нехтувати або ввести при гідравлічних розрахунках збільшуючий коефіцієнт 1,05...1,1. Довгі трубопроводи входять в систему водопровідних мереж, трубопроводів насосних станцій і підприємств промислового та сільськогосподарського призначення.

Складні трубопроводи мають по розгалуження по довжині, тобто трубопровід складається з мережі труб визначених діаметрів і довжин. Складні трубопроводи підрозділяються на паралельні, тупикові (розгалужені), кільцеві (замкнуті) трубопроводи, які входять у водопровідну мережу.

6.2. Розрахунок коротких трубопроводів

При розрахунку коротких трубопроводів враховуються як місцеві втрати напору, так і втрати по довжині. Для визначення пропускної спроможності трубопроводу (витрат, що проходить через нього) можна використовувати рівняння

$$Q = \mu_c \omega \sqrt{2g\Delta H}, \qquad (6.1)$$

де ΔH – різниця напорів в перерізах трубопроводу, м; ω – площа поперечного перерізу трубопроводу, м^2; μ_c – коефіцієнт витрат системи, який визначається по формулі

$$\mu_c = \frac{1}{\sqrt{\Sigma\zeta + \lambda\frac{l}{d}}}\frac{1}{\sqrt{\zeta_{сис}}}. \qquad (6.2)$$

У випадку знаходження потрібного напору, необхідного для забезпечення заданої пропускної здатності Q, слід застосовувати формулу

$$H = \zeta_{сис}\frac{\upsilon^2}{2g}. \qquad (6.3)$$

Завдання визначення діаметру трубопроводу вирішується методом підбору. Задаючись різними діаметрами, визначається при відомій витраті середня швидкість і число Рейнольдса, виходячи з нього обирається область опору, для якої знаходиться коефіцієнт гідравлічного тертя. Певному діаметру d будуть відповідати втрати натиску ($h_\omega = f(d)$), які дорівнюють потрібному натиску. Задача буде розв'язана при $H = h_\omega$ для даного діаметру трубопроводу.

На практиці найбільш часто зустрічаються задачі розрахунку всмоктуючої труби насосу і трубопроводів з насосною подачою рідини.

Всмоктуюча труба відцентрового насосу являє собою водовід від місця забору до насосу (рис. 6.1, *а*), на вході в який встановлюється вакуумметр. При заданій витраті швидкість води рекомендується брати в межах

$$\upsilon = 0{,}7\ldots1{,}2 \text{ м/с},$$

звідки по формулі (5.5) можна визначити площу перерізу всмоктуючої труби. Діаметр трубопроводу при відомій витраті рідини Q

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi V}}. \qquad (6.4)$$

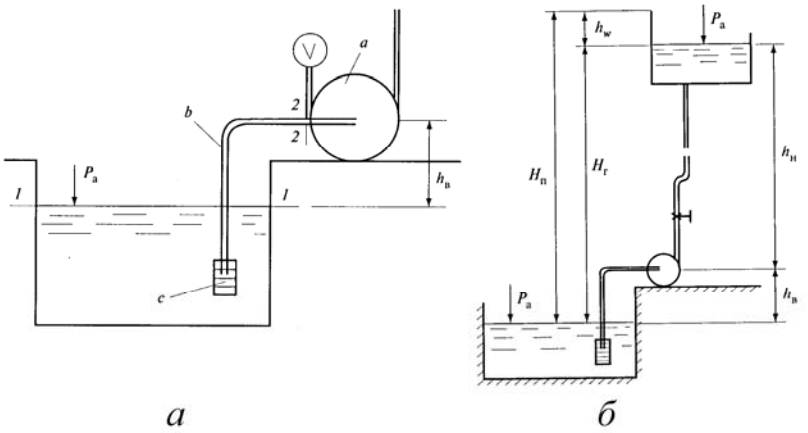
Сумарні гідравлічні втрати в трубопроводі

$$h_\omega = \left(\Sigma\zeta + \lambda\frac{l}{d}\right)\frac{\upsilon_в^2}{2g}, \qquad (6.5)$$

де $\upsilon_в$ – середня швидкість потоку в трубі.

Висоту всмоктування насосу визначають по формулі

$$h_в = H_{вак} - \left(1 + \lambda\frac{l}{d} + \Sigma\zeta\right)\frac{\upsilon_в^2}{2g}. \qquad (6.6)$$



а *б*

Рис. 6.1. До розрахунку коротких трубопроводів: *а* – всмоктуюча труба насосу; *б* – схема насосної установки

Насосна установка, що включає відцентровий насос, всмоктуючий і напірний трубопроводи (рис. 6.1, б) подає воду у відкритий резервуар і повинна здійснити її підйом з витратою Q на геодезичну висоту $H_г$ і, крім того, забезпечити подолання опорів руху води у всмоктуючій і напірних трубах, що характеризуються гідравлічними втратами h_w. В цьому випадку потрібний напор

$$H_{пот} = H_г + h_w. \tag{6.7}$$

Сумарні гідравлічні втрати напору

$$h_W = \left(\Sigma \zeta_в + \lambda_в \frac{l_в}{d_в} \right) \frac{\upsilon_в^2}{2g} + \left(\Sigma \zeta_н + \lambda_н \frac{l_н}{d_н} \right) \frac{\upsilon_н^2}{2g}, \tag{6.8}$$

де $\lambda_в$ і $\lambda_н$ – коефіцієнти тертя всмоктуючого і напірного трубороводів; $\zeta_в$ і $\zeta_н$ – суми коефіцієнтів місцевих опорів всмоктуючого і напірного трубороводів; $l_в$, $d_в$ і $l_н$, $d_н$ – довжини і діаметри всмоктуючого і напірного трубороводів; $\upsilon_в$ і $\upsilon_н$ – середні швидкості в трубопроводах.

Гідравлічні втрати напору також можуть бути визначені через необхідну витрату

$$h_W = \left[\left(\Sigma \zeta_в + \lambda_в \frac{l_в}{d_в} \right) \frac{1}{d_в^4} + \left(\Sigma \zeta_н + \lambda_н \frac{l_н}{d_н} \right) \frac{1}{d_н^4} \right] \frac{8Q^2}{g\pi^2} = kQ^2. \tag{6.9}$$

Коефіцієнт k називається *опором трубопроводів насосної установки*.

6.3. Розрахунок довгих трубопроводів

При розрахунку довгих трубопроводів місцеві втрати напору незначні порівняно з втратами по довжині, тому їх не враховують. Довгими вважають магістральні та інші трубопроводи великої протяжності, при їх розрахунках для отримання оптимальних втрат напору по довжині середню швидкість υ приймають в межах 0,7…1,5 м/с. Таке допущення призводить до того, що швидкісний напор ($\upsilon^2/2g$) змінюється в межах до 0,11 м, що дозволяє виключити його з повного напору, який дорівнює

$$H = z + h_w, \tag{6.10}$$

де z – геометрична висота; h_w — гідравлічні втрати в трубопроводі.

Втрати напору по довжині трубопроводу обчислюються по водопровідній формулі

$$h = \frac{8\lambda l Q^2}{g\pi^2 d^5}. \qquad (6.11)$$

Коефіцієнт гідравлічного тертя в (6.11) визначається по формулі

$$\lambda = 0{,}11\left(\frac{k}{d}\right)^{0{,}25} \qquad (6.12)$$

для квадратичної області опору.

Для обчислення питомого опору в неквадратичній області опору при визначенні λ вводиться поправка Ψ, значення якої залежить від середньої швидкості потоку в трубі.

Важливим є те, що при заданій витраті і довжині водоводу втрати напору залежать від діаметру труби і при збільшенні діаметру втрати напору зменшуються. Для вибору найвигідного діаметру d розглядають функції двох економічних чинників, які враховують експлуатаційні витрати на створення потрібного напору і капітальні витрати на будівництво і вартість трубопроводу, причому перший вид витрат зменшується із збільшенням діаметру, а другий збільшується.

6.4. Розрахунок складних трубопроводів

Розгалужений – трубопровід, що має спільний переріз, в якому розділяються або сходяться декілька гілок труб. На рис. 6.2 представлений розгалужений трубопровід в перерізі *B-B* якого розходиться на три труби. По кожній з труб здійснюється подача води в резервуари на геодезичні висоти $H_{г1}$, $H_{г2}$ і $H_{г3}$. Труби мають різні діаметри d_1, d_2, d_3 і довжини l_1, l_2, l_3. Загальна витрата в основному трубопроводі до розгалуження – Q, в розгалужених трубах витрати відповідно рівні Q_1, Q_2 і Q_3. Для розгалуженого трубопроводу можна записати наступне рівняння

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3. \qquad (6.13)$$

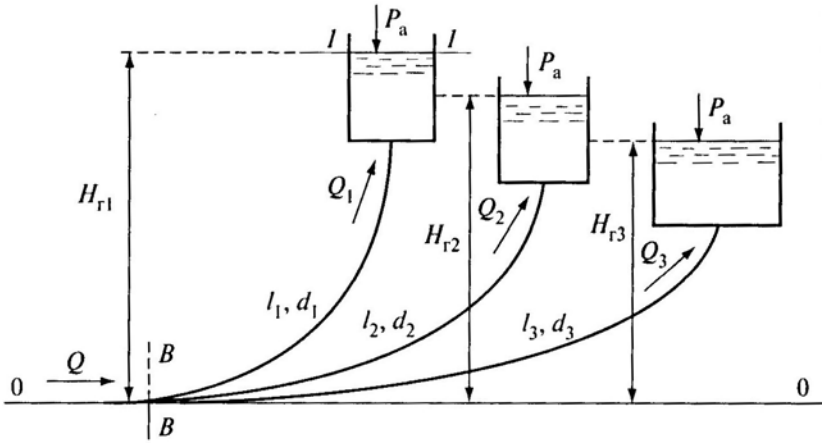


Рис. 6.2. Схема розгалуженого трубопроводу

Якщо вважати трубопровід довгим, то враховуються лише втрати напору по довжині, які визначаються згідно (6.11). Тоді напор в перерізі *B-B*

$$\frac{P_{в1}}{\gamma} = H_{г1} + \frac{8\lambda_1 l_1 Q_1^2}{g\pi^2 d_1^5}. \qquad (6.14)$$

Аналогічно для двох інших трубопроводів можна записати

$$\frac{P_{в2}}{\gamma} = H_{г2} + \frac{8\lambda_2 l_2 Q_2^2}{g\pi^2 d_2^5}. \qquad (6.15)$$

$$\frac{P_{в3}}{\gamma} = H_{г3} + \frac{8\lambda_3 l_3 Q_3^2}{g\pi^2 d_3^5}. \qquad (6.16)$$

Сумісне розв'язання системи рівнянь (6.14) – (6.16) дозволяє визначити витрати Q_1, Q_2 і Q_3.

6.5. Розрахунок водопровідних мереж

Водопровідна мережа є однією з головних частин системи водопостачання, вона складається з магістральних і розподільних трубопроводів. Магістральні трубопроводи (лінії) в основному здійснюють транспортування води, а розподільні забезпечують її подачу з магістральних ліній безпосередньо на об'єкти водоспоживання.

Магістральні лінії водопровідних мереж за своєю формою поділяються на розгалужені (тупикові) і кільцеві (замкнуті). Водопровідна мережа повинна задовольняти наступним основним вимогам: оптимальне забезпечення заданих витрат до місць водоспоживання, надійність експлуатації і економічність.

Вибір діаметрів труб ділянок водопровідної мережі виконується з урахуванням швидкостей в трубопроводі, відповідних економічно найвигіднішим діаметрам. Витрата води в певній вузловій точці магістрального трубопроводу називається *вузловою витратою Q*.

Витрата, рівномірно розподілена на ділянці мережі між вузловими точками – *шляхова витрата* $Q_ш$. На початку ділянки мережі шляхова витрата максимальна, а в кінці дорівнює нулю. Шляхову витрату, що приходиться на одиницю довжини ділянки, називають *питомою витратою* q_0 і визначають по формулі

$$q_0 = \frac{Q_ш}{l}, \qquad (6.17)$$

де l – довжина ділянки, на якій відбувається водорозбір.

Величина питомих шляхових витрат залежить від конкретних об'єктів, що здійснюють водоспоживання, а також від різних моментів роботи мережі.

Витрата води, що проходить через ділянку без використання на водоспоживання і прямує на іншу ділянку мережі, називається *транзитною витратою* $Q_т$, яка є незмінною по довжині ділянки магістральної мережі.

При гідравлічних розрахунках певної ділянки мережі приймається розрахункова витрата $Q_р$, що враховує постійну транзитну і змінну шляхову витрати та визначається по формулі

$$Q_р = Q_т + \alpha Q_п, \qquad (6.18)$$

де α – коефіцієнт, що залежить від співвідношення транзитних і шляхових витрат, а також від рівномірності розподілу водозабору на ділянці мережі довжини l. В цілях спрощення гідравлічного розрахунку трубопроводів мережі він приймається $\alpha = 0{,}5$.

Вузлова витрата в певній точці дорівнює половині шляхових витрат ділянок, що підходять до вузла

$$Q = 0{,}5\Sigma Q_n \,. \qquad (6.19)$$

У ***розгалуженій тупіковій водопровідній мережі*** витрата, що поступає до кожної водозабірної точки, здійснюється з одного боку. Розгалужена мережа складається з головної магістральної лінії та приєднаних до неї відгалужених ділянок трубопроводу, який забезпечують подачу води до кінцевих водозабірних точок (рис. 6.3). Точками позначаються вузли мережі, ділянки довжини l розташовуються між ними. Точка 1 є початком розгалуженої водопровідної мережі, в ній найчастіше встановлюється насосна станція або водонапірна вежа.

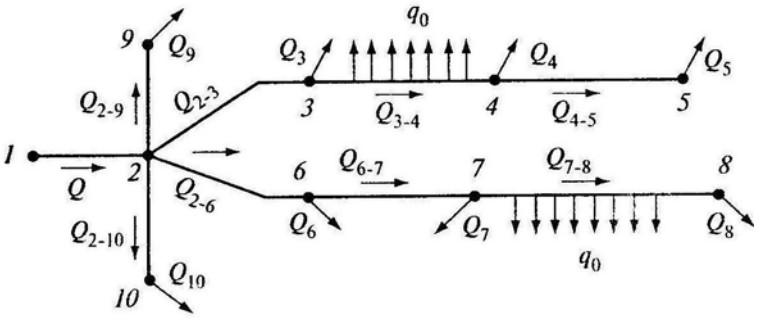


Рис. 6.3. Схема тупікової водопровідної мережі

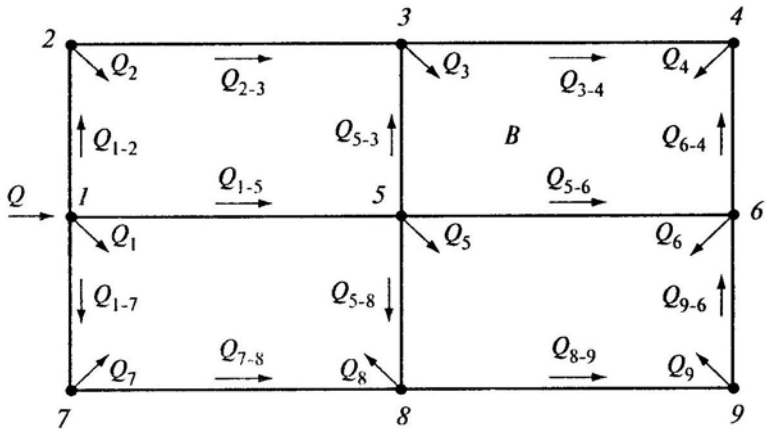
При розрахунку розгалужених водопровідних мереж мають бути відомі довжини l_i ділянок між вузловими точками, витрати води у вузлових точках Q_i, питомі шляхові витрати q_0 на ділянках, геодезичні відмітки розташування вузлових точок z_i та вільні напори h_{i6} у вузлових кінцевих точках.

Розрахунок розгалуженої мережі починається з вибору головної магістральної лінії. Головна магістраль починається в точці мережі 1 і з'єднується з самою віддаленою кінцевою точкою, наприклад 8, що має найбільшу геодезичну висоту z_8. Магістраль повинна забезпечити сумарну витрату, необхідну для подачі води в кінцеві вузлові точки мережі, що знаходяться на геодезичних відмітках, і заданий вільний напор h_e. Вичисливши розрахункові витрати на ділянках магістралей, далі визначаються діаметри трубопроводів, гідравлічні втрати і ухили кожної ділянки. Розрахункова витрата ділянки складається з суми витрат, які будуть в його кінці і на інших ділянках, що знаходяться за ним.

Кільцеві водопровідні мережі є системою суміжних замкнутих кілець (контурів). За надійністю і безперебійністю експлуатації кільцеві мережі мають суттєву перевагу перед розгалуженими. У разі аварії (розрив трубопроводу) на одній з ділянок розгалуженої мережі подача води у вузлові точки, що знаходяться за ділянкою, не може бути забезпечена. У кільцевій мережі подача води не припиняється, оскільки пошкоджена ділянка мережі вимикається, а у вузлові точки вода подається іншими прилеглими до них ділянках. У разі зміни водоспоживання у вузлових точках протягом доби можливо здійснити перетікання води з іншого кільця. У кільцевій мережі при виникненні гідравлічного удару підвищення тиску в трубопроводі буде значно менше, ніж в розгалуженій мережі. Проте довжина кільцевої мережі істотно більше розгалуженої, тому більша і її вартість. Кільцева мережа забезпечує гарантоване водоспоживання у вузлах мережі, що дуже важливо при пожежогасінні. Схема кільцевої водопровідної мережі представлена на рис. 6.4.

Рис. 6.4. Схема кільцевої мережі

У кільцевих мережах, на відміну від розгалужених, невідомими величинами є діаметри ділянок, витрати на них та їх напрями, причому кількість невідомих відповідає числу ділянок кільцевої мережі. Для визначення діаметрів і витрат на кожній ділянці мережі необхідно скласти відповідну кількість рівнянь. Послідовність гідравлічного розрахунку кільцевої водопроводной мережі наступна:



- визначаються шляхові витрати на ділянках кільцевої мережі, які приводяться до вузлових витрат

$$Q_{1-2} = (q_0 l)_{1-2},\ Q_{2-3} = (q_0 l)_{2-3},\ \ldots,\ Q_{1-7} = (q_0 l)_{1-7};$$

- намічається оптимальний напрям потоків води при невідомих діаметрах труб окремими ділянками мережі, виходячи з умови подачі води в найбільш видалені точки по найкоротшому шляху пересування потоку;
- сумарна витрата води, що приходить у вузлову точку, має дорівнювати сумі витрат ділянок, приєднаних до точки, і вузлової витрати;
- діаметри трубопроводів на ділянках визначаються за розрахунковими шляховими витратами з умови найбільш економічно вигідних діаметрів;
- сума гідравлічних втрат в кожному замкнутому кільці при правильному виборі діаметрів труб ділянок має дорівнювати нулю. При цьому вважають, що втрати напору на ділянках, в яких вода рухається за годинниковою стрілкою, дорівнюють втратам напору при русі її проти годинникової стрілки. При дотриманні даної умови сума втрат в будь-якому кільці дорівнюватиме нулю, а гідравлічні втрати на ділянках будуть мінімальні.

Питання до самоконтролю

1. Які фактори призводять до втрат напору в трубопроводах?
2. Чим визначається величина втрат напору по довжині?
3. В яких випадках можна нехтувати місцевими втратами напору?
4. Які трубопроводи називаються короткими, в чому полягає специфіка їх розрахунку?
5. Наведіть класифікацію довгих трубопроводів.
6. В чому полягають переваги кільцевих водопровідних мереж перед розгалуженими?

БЛОК САМОСТІЙНОЇ РОБОТИ № 6

Приклад розв'язання задачі 1. З джерела водопостачання вода з напором Q = 25 л/с подається в напірний резервуар, причому висота насосної установки становить $h_в$ = 3,5 м, а висота підйому води $H_г$ = 25 м (рис. 6.1, *б*). Довжина всмоктуючого трубопроводу становить $l_в$ = 15 м, а нагнітального $l_н$ = 1500 м; сумарний коефіцієнт місцевих опорів всмоктуючого трубопроводу становить $\zeta_в$ = 10, нагнітального $\zeta_н$ = 20, коефіцієнт гідравлічного тертя прийняти рівним λ = 0,025. Визначити потрібний напор і діаметри труб всмоктуючого та напірного трубопроводів.

Розв'язання

Даний трубопровід слід вважати довгим через значну протяжність нагнітальної ділянки, тому для отримання оптимальних втрат напору приймаємо середню швидкість руху води

$$\upsilon = 0{,}85 \text{ м/с}.$$

Визначаємо діаметр всмоктуючої труби

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi\upsilon}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 25 \cdot 10^{-3}}{3{,}14 \cdot 0{,}85}} = 0{,}193 \text{ м}.$$

Приймаємо стандартний діаметр всмоктуючої труби

$$d_в = 200 \text{ мм} = 0{,}2 \text{ м}$$

і визначаємо фактичну швидкість води у всмоктуючому трубопроводі

$$\upsilon_в = \frac{4Q}{\pi d_в^2} = \frac{4 \cdot 25 \cdot 10^{-3}}{3{,}14 \cdot 0{,}2^2} = 0{,}80 \text{ м/с}.$$

Гідравлічні втрати напору у всмоктуючому трубопроводі

$$h_{ов} = \left(\lambda \frac{l_в}{d_в} + \zeta_в \right) \frac{\upsilon_в^2}{2g} = \left(\frac{0{,}025 \cdot 15}{0{,}2} + 10 \right) \frac{0{,}8^2}{2 \cdot 9{,}81} = 0{,}39 \text{ м}.$$

Вакуумметричний напор на вході в насос

$$H_{вак} = h_в + h_{ов} + \frac{\upsilon_в^2}{2g} = 3{,}5 + 0{,}39 + \frac{0{,}8^2}{2 \cdot 9{,}81} = 3{,}92 \text{ м}.$$

Діаметр напірного трубопроводу приймаємо таким же, як і для всмоктуючого

$$d_н = 0{,}2 \text{ м},$$

тоді гідравлічні втрати в напірній лінії

$$h_{он} = \left(\lambda \frac{l_н}{d_н} + \zeta_н \right) \frac{\upsilon_н^2}{2g} = \left(\frac{0{,}025 \cdot 1500}{0{,}2} + 20 \right) \frac{0{,}8^2}{2 \cdot 9{,}81} = 6{,}79 \text{ м}.$$

Визначаємо потрібний напор

$$H_{пот} = H_г + h_{ов} + h_{он} = 25 + 0{,}39 + 6{,}79 = 32{,}18 \text{ м}.$$

За відомою витратою Q = 25 л/с і потрібний напор $H_{пот}$ = 32,18 м по каталогу можна підібрати необхідний насос.

Задачу розв'язано.

Приклад розв'язання задачі 2. Виконати гідравлічний розрахунок тупікової водопровідної мережі за відомими довжинами ділянок l_1 = 500 м, l_2 = 600 м, l_3 = 800 м, l_5 = 300 м, l_6 = 500 м і l_7 = 200 м. Мінімальний вільний напор $h_в$ = 3,5 м, необхідні напори в точках Q_4 = 25 л/с, Q_5 = 20 л/с, Q_6 = 15 л/с і Q_7 = 15 л/с. Матеріал труб – сталь.

Розв'язання

Головна магістраль водопровідної мережі 1-2-4 (рис. 6.5).

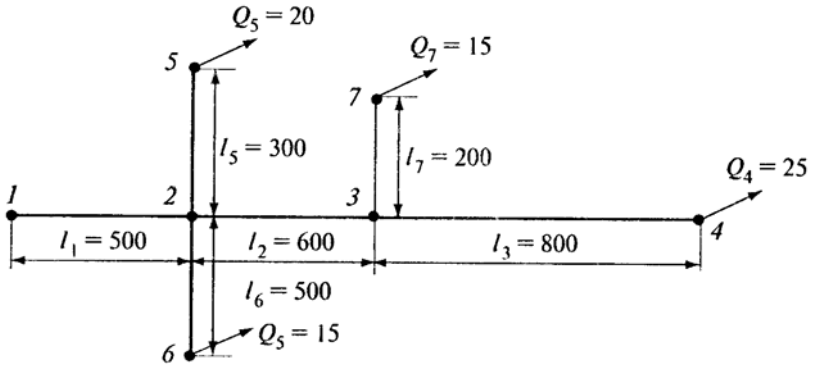


Рис. 6.5. Схема розгалуженої водопровідної мережі

Витрата рідини в початковій точці 1

$$Q_1 = Q_4 + Q_5 + Q_6 + Q_7 = 25 + 20 + 15 + 15 = 75 \text{ л/с}.$$

Транзитні витрати окремих ділянок мережі

$$Q_{2\text{-}3} = Q_1 - Q_5 - Q_6 = 75 - 20 - 15 = 40 \text{ л/с}.$$

$$Q_{3\text{-}4} = Q_{23} - Q_7 = 40 - 15 = 25 \text{ л/с}.$$

Приймаємо середню швидкість руху води

$$\upsilon = 0{,}85 \text{ м/с}$$

і визначаємо діаметри трубопроводів

$$d_{1-2} = \sqrt{\frac{4Q_1}{\pi\upsilon}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 75 \cdot 10^{-3}}{3{,}14 \cdot 0{,}85}} = 0{,}335 \text{ м. Приймаємо } d_{1\text{-}2} = 350 \text{ мм}.$$

$$d_{2-3} = \sqrt{\frac{4Q_{2-3}}{\pi\upsilon}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 40 \cdot 10^{-3}}{3{,}14 \cdot 0{,}85}} = 0{,}244 \text{ м. Приймаємо } d_{2\text{-}3} = 250 \text{ мм}.$$

$$d_{3-4} = \sqrt{\frac{4Q_{3-4}}{\pi\upsilon}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 25 \cdot 10^{-3}}{3{,}14 \cdot 0{,}85}} = 0{,}193 \text{ м. Приймаємо } d_{3\text{-}4} = 200 \text{ мм}.$$

За визначеними діаметрами по *Додатку 6* визначаємо питомий опір трубопроводу в квадритичній зоні.

Таблиця 6.1

Результати розрахунків

Ділянка	Q, л/с	d, м	A, с^2/л^6
1-2	75	0,35	$2{,}25 \cdot 10^{-7}$
2-3	40	0,25	$1{,}32 \cdot 10^{-6}$
3-4	25	0,20	$4{,}21 \cdot 10^{-6}$

Далі визначаємо втрати напору по довжині на окремих ділянках магістралі

$$h_{1-2} = A_{1-2}Q_{1-2}^2 l_{1-2} = 2{,}25 \cdot 10^{-7} \cdot 75^2 \cdot 500 = 0{,}63 \text{ м};$$

$$h_{2-3} = A_{2-3}Q_{2-3}^2 l_{2-3} = 1{,}32 \cdot 10^{-6} \cdot 40^2 \cdot 600 = 1{,}27 \text{ м};$$

$$h_{3-4} = A_{3-4}Q_{3-4}^2 l_{3-4} = 4{,}21 \cdot 10^{-6} \cdot 25^2 \cdot 800 = 2{,}11 \text{ м}.$$

Визначаємо напори в точках головної магістралі

$$H_3 = h_{св} + h_{3-4} = 3{,}5 + 2{,}11 = 5{,}65 \text{ м};$$

$$H_2 = H_3 + h_{2-3} = 5{,}65 + 1{,}27 = 6{,}92 \text{ м};$$

$$H_1 = H_2 + h_{1-2} = 6{,}92 + 0{,}63 = 7{,}55 \text{ м}.$$

П'єзометрична лінія мережі представлена на рис. 6.6.

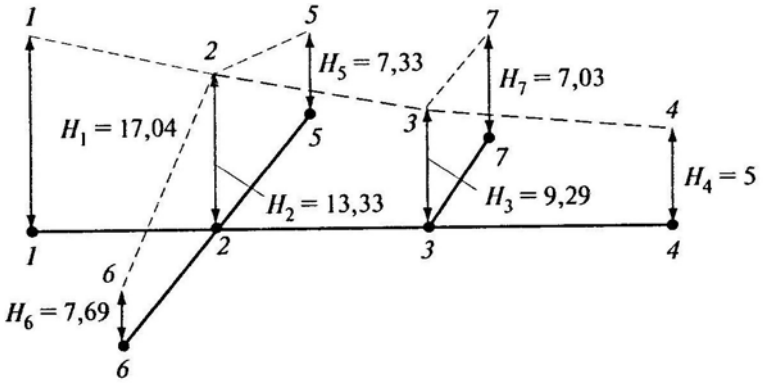


Рис. 6.6. П'єзометрична лінія мережі

Далі виконуємо розрахунок бокових відводів. Для того, аби у вузлі 5 отримати напор H_5, на ділянці 2-5 гідравлічні втрати напору мають дорівнювати

$$h_{2-5} = H_2 - h_в = 6,92 - 3,5 = 3,42 \text{ м}.$$

За витратами визначаємо питомий опір ділянки

$$A_{2-5} = \frac{h_{2-5}}{Q_{2-5}^2 l_{2-5}} = \frac{3,42}{20^2 \cdot 300} = 2,84 \cdot 10^{-5} \text{ с}^2/\text{л}^6.$$

По *Додатку 6* підбираємо діаметр труби $d_{2\text{-}5}$ = 150 мм, для якої дійсне значення коефіцієнту $A = 1,92 \cdot 10^{-5}$ с^2/л^6. Тоді дійсні втрати напору

$$h_{2-5} = A_{2-5}^2 Q_{2-5}^2 l_{2-5} = 1,92 \cdot 10^{-5} \cdot 20^2 \cdot 300 = 2,30 \text{ м}.$$

Тоді напор у вузлі 5

$$H_5 = H_2 - h_{2-5} = 6,92 - 2,30 = 4,62 \text{ м}.$$

Аналогічні розрахунки слід виконати для ділянок 2-6 і 3-7.
Задачу розв'язано.

Завдання до самостійної роботи

Варіанти 1 – 10

З джерела водопостачання вода з напором Q подається в напірний резервуар, причому висота насосної установки становить $h_в$, а висота підйому води $H_г$ (рис. 6.1, *б*). Довжина всмоктуючого і нагнітального трубопроводів становить $l_в$ і $l_н$ відповідно. Сумарні коефіцієнти місцевих опорів трубопроводів $\zeta_в$ і $\zeta_н$, коефіцієнт гідравлічного тертя λ. Визначити потрібний напор і діаметри труб всмоктуючого та напірного трубопроводів.

Таблиця вихідних даних

№	Q, л/с	$H_г$, м	$h_в$, м	$\zeta_в$	$\zeta_н$	$l_в$, м	$l_н$, м	λ
1	50	25	2,4	5	20	5	1500	0,021
2	70	20	4,3	6	21	5	1500	0,022

3	50	35	5,2	7	22	5	1500	0,023
4	75	27	3,4	8	23	5	1500	0,024
5	80	38	8,0	4	24	10	1000	0,025
6	85	38	7,0	5	25	10	1000	0,026
7	90	49	3,9	6	26	10	1000	0,027
8	80	50	5,4	7	27	15	1400	0,028
9	50	55	6,3	8	28	15	1400	0,029
10	80	28	4,5	4	29	15	1400	0,030

Варіанти 11 – 20

Насосна установка за допомогою відцентрового насосу 1 через всмоктуючий трубопровод і клапан 4 подає воду по нагнітальному трубопроводу через зворотній клапан 2 і засув 3 на у водонапорну башню висоти $H_г$ (рис. 6.7). Необхідно визначити діаметри всмоктуючого і нагнітального трубопроводів, виконаних з сталевих труб та визначити робочі параметри відцентрового насосу, який забезпечить необхідну подачу Q і напор $H_{пот}$. При розрахунку середні значення коефіцієнтів місцевих опорів брати по *Додатку 5*.

Таблиця вихідних даних

№	Q, л/с	$H_г$, м	$h_в$, м	$l_в$, м	$l_н$, м
11	25	15	0,4	15	150
12	26	20	0,3	15	150
13	27	15	0,2	15	150
14	28	17	0,4	15	150
15	29	18	1,0	10	110
16	30	18	2,0	10	120
17	31	19	0,9	10	130
18	32	20	0,4	15	140
19	33	15	0,3	15	140
20	34	18	0,5	15	140

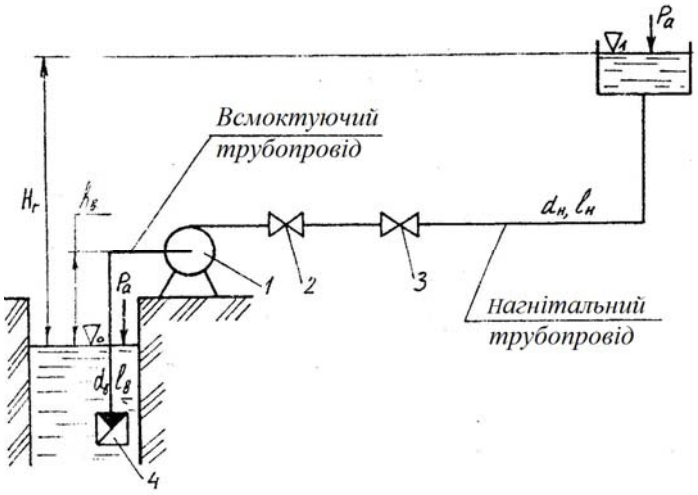


Рис. 6.7. Схема насосної установки

Варіанти 21 – 30

Виконати гідравлічний розрахунок тупікової водопровідної мережі за відомими довжинами ділянок l_i, геодезичними відмітками ∇_1 = 15 м, ∇_3 = 10 м і ∇_4 = 15 м та мінімальним вільним напором $h_в$ = 10 м. Матеріал труб – сталь, схема мережі представлена на рис. 6.8.

Таблиця вихідних даних

№	Q_3, л/с	Q_4, л/с	q, л/с·м	$l_{1\text{-}2}$, м	$l_{2\text{-}3}$, м	$l_{2\text{-}4}$, м
21	2,5	10,0	0,01	500	150	100
22	2,6	11,0	0,02	600	200	90
23	2,7	12,0	0,03	700	250	85
24	2,8	13,0	0,04	500	200	80
25	2,9	14,0	0,05	600	150	70
26	3,0	15,0	0,005	700	100	75
27	3,1	14,0	0,006	500	200	80
28	3,2	12,5	0,007	600	300	85
29	3,3	9,6	0,008	700	250	90
30	3,4	8,0	0,009	800	200	95

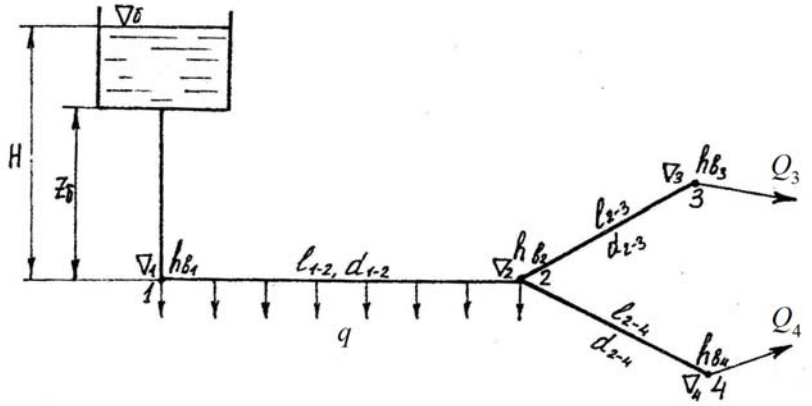


Рис. 6.8. Схема тупікової водопровідної мережі

РОЗДІЛ 7. ГІДРАВЛІЧНИЙ УДАР

7.1. Несталий рух рідини в трубах

Несталий – рух, при якому швидкість і тиск в окремих точках потоку рідини змінюються з часом. При цьому швидкість і тиск є функціями не лише координат окремої точки, але і часу, тому середня швидкість в живому перерізі потоку і витрата рідини змінюються з часом. При експлуатації систем водопостачання і водовідведення часто зустрічаються випадки несталого руху потоків. Такий рух має місце як в напірних трубах, так і у відкритих руслах.

У напірних трубах потік рідини обмежений жорсткими стінками, а площа живого перерізу потоку не залежить від часу і є функцією відстані уздовж труби

$$\omega = f_1(l).$$

На витрату рідини Q відстань не впливає, вона залежить від часу

$$Q = f_2(l).$$

Середня швидкість пов'язана з площею поперечного перерізу, тому для даного моменту часу

$$\upsilon = \frac{Q}{\omega} = \frac{f_2(t)}{f_1(l)} = f(l,t).$$

Для отримання рівняння, що описує зміни гідродинамічних характеристик потоків при несталому русі, використовується рівняння несталого руху елементарного струменю нестискуваної рідини, яке записується у вигляді рівняння Бернулли для двох живих перерізів 1-1 і 2-2

$$z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{u_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{u_2^2}{2g} + h_{дов} + \frac{1}{n}\int_{l_1}^{l_2} \frac{\partial u}{\partial t} dl \,, \qquad (7.1)$$

де $h_{дов}$ – втрати напору по довжині струменю між перерізами. Останній інтеграл в (7.1) називається інерційним напором $h_{ін}$, для прискореного руху потоку він додатний, а для сповільненого – від'ємний. При несталому русі рідини в трубах на окремій ділянці довжини l також слід враховувати інерційний напор $h_{ін}$.

В циліндричній трубі сталого перерізу ω = const втрати напору по довжині визначаються по формулі Дарсі-Вейсбаха

$$h_{дов} = \frac{\lambda l \upsilon^2}{2gd},$$

в свою чергу прискорення $a = \partial u/\partial t$ незмінне по довжині труби, тоді інерційний напор

$$h_{ін} = \frac{al}{g},$$

а рівняння Бернулі набуває вигляд

$$z_1 + \frac{P_1}{\gamma} = z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{\lambda l \upsilon^2}{2gd} + \frac{al}{g}. \qquad (7.2)$$

Формула (7.2) носить назву *основного рівняння несталого руху рідини в циліндричній трубі*.

7.2. Загальні відомості про гідравлічний удар

Явище різкого підвищення тиску в трубі при швидкій зміні швидкості рухи рідини називається ***гідравлічним ударом***. Початок його досліджень в кінці 19 сторіччя пов'язаний з аваріями на Московському водопроводі, причиною яких, як з'ясував М. Жуковський, було швидке закриття засувок на трубопроводах.

Гідравлічний удар в трубах є швидкодіючим періодичним процесом, обумовленим пружними деформаціями рідини і стінок труби. При різкому закритті засувки (затвора) в шарах рідини, що знаходяться у засувки, підвищується тиск. Зупинка рідини і підвищення тиску передаються від одного шару до іншого великою швидкістю по довжині трубопроводу від засувки до початкового перерізу, утворюючи хвилю підвищення тиску. Пружна деформація рідини і стінок пов'язана безпосередньо із швидкістю поширення зміни тиску по довжині трубопроводу. Швидкість, з якою відбувається підвищення тиску, називається швидкістю поширення ударної хвилі C або швидкістю поширення пружної деформації рідини.

Явище гідравлічного удару можна представити у виді етапів розвитку процесу зміни значення тиску в трубопроводі. Схема гідравлічного удару в трубопроводі показана на рис. 7.1.

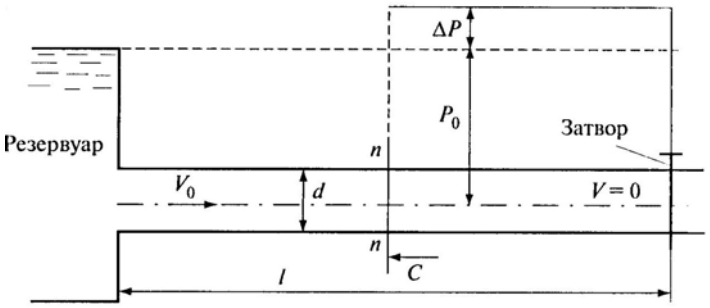


Рис. 7.1. Схема трубопроводу при гідравлічному ударі

Рідина в трубі до закриття затвора рухається із швидкістю υ_0 і має тиск P_0. В результаті різкого і повного закриття затвору в кінці трубопроводу через деякий час поперечні шари рідини, розташовані біля нього, зупиняться, а потім послідовно зупиняться інші шари на шляху до резервуару. Рідина має пружні властивості, початок її стиску шарів відбувається у затвора. Переріз *n-n* характеризує гальмування поперечних шарів рідини в трубопроводі (фронт хвилі), він переміщується одночасно з підвищенням тиску ΔР зі швидкістю *C*, тобто зі швидкістю поширення ударної хвилі.

Деформація рідини у вигляді її стиску і підвищення тиску поширюється у зворотний бік і за час *t* досягне початку труби в резервуарі. Перший етап гідравлічного удару закінчиться, коли рідина повністю буде стиснута на величину Δ*P* по всій довжині труби, стінки якої розширяться на величину Δ*d* і швидкість руху рідини знизиться до нуля. Звільнена частина об'єму труби заповниться рідиною з резервуару, густина якої стане

$$\rho = \rho_0 + \Delta\rho.$$

Підвищення тиску, що передається між шарами до резервуару, називається *прямою ударною хвилею*. Час переміщення прямої ударної хвилі

$$t_{пр} = \frac{l}{C}. \qquad (7.3)$$

В результаті зупинки рідини та її стиску в трубопроводі тиск збільшиться на величину ΔР і стане рівним

$$P = P_0 + \Delta P,$$

а під дією надлишкового тиску ΔР рідина почне рухатися з труби в резервуар. При цьому фронт ударної хвилі *n-n* переміститься назад до затвору зі швидкістю С, що призведе до зменшення тиску. У кінці другого етапу в результаті пружності рідини і стінок трубопроводу рідина рухатиметься у бік резервуару зі швидкістю υ_0, а тиск стане рівним початковому. Підвищення тиску в трубі у напрямку до затвору називається *відбитою ударною хвилею*, час пробігу якої

$$t_{від} = \frac{l}{C}.$$

Час періоду пробігу прямої і відбитої ударних хвиль називається фазою гідравлічного удару

$$T = t_{пр} + t_{від} = \frac{2l}{C}. \qquad (7.4)$$

У початковий момент третього етапу маса рідини в трубі зі швидкістю υ_0 прагне відірватися від затвора. Через те, що відрив маси не може мати місця, станеться зниження тиску в трубопроводі. Фронт ударної хвилі *n-*

n переміщатиметься убік резервуара зі швидкістю *C*, при цьому відбуватиметься стиск стінок труби і розширення рідини. Зниження тиску передається у напрямі до затвору і рідина в трубі у кінці даного етапу опиниться під зниженим тиском

$$P = P_0 - \Delta P.$$

Оскільки тиск на вході в резервуар більше зниженого тиску в трубі, то рідина почне переміщуватися від резервуару до затвору, подальший розвиток процесу гідравлічного удару відбувається у вигляді повторення етапів. Через в'язкість рідини і деформацію стінок труби процес гідравлічного удару буде затухаючим і значення ударного тиску поступово зменшується (рис. 7.2).

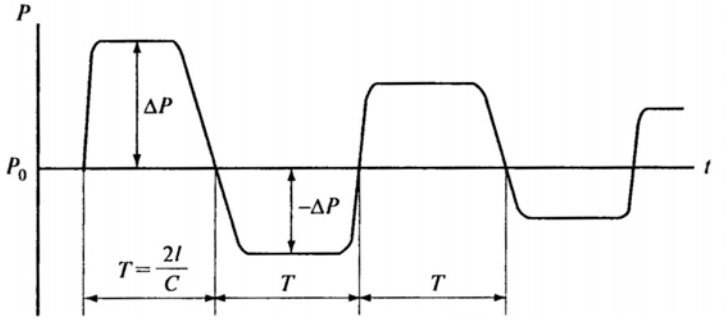


Рис. 7.2. Фази гідравлічного удару

7.3. Прямий гідравлічний удар

Залежно від співвідношення фази удару *T* і часу закриття затвору $t_з$ гідравлічні удари поділяють на:

- *прямі*, з часом закриття $t_з < T$;
- *непрямі* з часом закриття $t_з > T$.

Розглянемо рух рідини в трубі постійного перерізу площею ω, на кінці якої знаходиться замковий пристрій – затвор. Середня швидкість рідини в трубі v_0 і тиск P_0 (рис. 7.3).

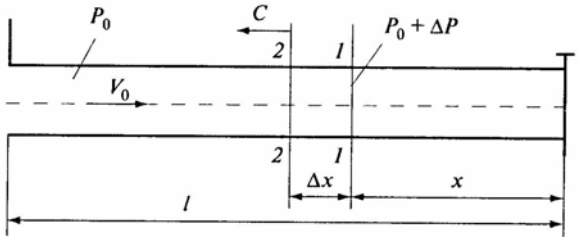


Рис. 7.3. Визначення підвищення тиску в трубі при гідравлічному ударі

При різкому закритті затвора виникає гідравлічний удар, динаміка зміни тиску при якому була розглянута у попередньому пункті. Для визначення величини підвищення тиску Δ*P* розглянемо об'єм рідини масою

$$m = \rho\omega\Delta x. \qquad (7.5)$$

в трубі між перерізами 1-1 і 2-2. Перед перерізом 2-2 швидкість рідини дорівнює швидкості в трубі υ_0, а тиск – P_0. На виділеній ділянці Δx станеться підвищення тиску на величину ΔP, яку можна визначити з теореми про зміну кількості руху для суцільного середовища

$$\Delta P = \rho \upsilon_0 C. \tag{7.6}$$

Рівняння (7.6) є *формулою Жуковського для визначення підвищення тиску при прямому гідравлічному ударі*. Формулу Жуковського також можна представити не через підвищення тиску, а через додатковий напор у трубопроводі

$$\Delta H = C \frac{\upsilon_0}{g}. \tag{7.7}$$

7.4. Непрямий гідравлічний удар

При непрямому гідравлічному ударі в момент повернення ударної хвилі через неперекриту частину перерізу затвору встигає пройти певна витрата води зі швидкістю υ. Це призведе до зниження ступіню підвищення тиску при гідравлічному ударі, а формула Жуковського набуде вигляду

$$\Delta P = \rho C\left(\upsilon_0 - \upsilon\right). \tag{7.8}$$

Якщо прийняти лінійну зміну швидкості при поступовому закритті засувки, то закон зміни швидкості матиме вигляд

$$\upsilon = \upsilon_0\left(1 - \frac{T}{t_з}\right), \tag{7.9}$$

що призведе до наступної формули для визначення ступеню тиску

$$\Delta P = \frac{2\rho \upsilon_0 l}{t_з}. \tag{7.10}$$

З (7.10) видно, що значення тиску при непрямому ударі залежить від довжини трубопроводів і не залежить від від швидкості поширення ударної хвилі C. Тому для зменшення надлишкового тиску в трубі необхідно збільшувати час закриття засувів $t_з$.

Швидкість поширення ударної хвилі по формулі Жуковського

$$C = \sqrt{\frac{E}{\rho}}, \tag{7.11}$$

де E – модуль пружності рідини, Па; ρ – густина рідини, кг/м^3. При густині води ρ = 1000 кг/м^3 і модулі пружності $E = 2 \cdot 10^9$ Па швидкість ударної хвилі (швидкість звуку) становить C = 1425 м/с.

При русі рідини по трубопроводу на швидкість поширення хвилі впливає пружність матеріалу стінок труби

$$C = \frac{1425}{\sqrt{1 + \frac{d}{\delta}\frac{E_в}{E_{ст}}}}, \tag{7.12}$$

де $E_{ст}$ – модуль пружності матеріалу стінок. В табл. 7.1 наведені співвідношення пружностей для найбільш поширених матеріалів труб.

Таблиця 7.1

Відношення модулей пружності води і матеріалу стінок

Матеріал стінок труби	$E_в/E_{ст}$
Сталь	0,01
Чавун	0,02
Асбоцемент	0,11
Вініпласт	0,68...0,73
Поліетилен	1...1,45

7.5. Способи боротьби з гідравлічним ударом

Для забезпечення водопостачання і водовідведення відповідно до вимог водоспоживання використовуються насосні станції, головним елементом устаткування яких є насоси. При раптовій зупинці насоса за рахунок різниці тиску в трубопроводі рідина почне рухатися у бік насоса, в результаті чого в трубопроводі виникне гідравлічний удар. Рух гідравлічного удару матиме місце від зони підвищеного тиску (напірний водовід) до області зниженого тиску (насос).

Підвищення тиску перед насосом може привести до його поломки в результаті деформації та руйнування деталей. Для запобігання негативній дії гідравлічного удару на роботу насоса, перед ним встановлюють зворотні або запобіжні клапани. При різкому збільшенні тиску зворотній клапан перекриває переріз трубопроводу і в результаті гідравлічного удару можливе руйнування корпусу клапана. Запобіжні клапани автоматично відключаються при виникненні в трубопроводі надлишкового тиску, відповідного налаштуванню клапану, і через клапан станеться витікання рідини. Після зниження тиску в трубопроводі клапан закривається.

Для повного забезпечення безаварійної і надійної роботи трубопроводу при можливому виникненні прямого гідравлічного удару проводяться спеціальні протиударні технічні заходи. При непрямому ударі ударне підвищення тиску менше, ніж при прямому, тому необхідно збільшувати час спрацьовування засувок та інших замкових пристроїв порівняно з часом фази гідравлічного удару. Для цього застосовуються запобіжні клапани і гасники гідравлічного удару. На характер гідравлічного удару великий вплив має наявність повітря в підвищених перерізах профілю водоводу. Для випуска повітря, затиснутого у водоводі, в них встановлюються повітряні ковпаки (вантузи).

Питання до самоконтролю

1. Що є причиною виникнення гідравлічного удару?
2. В яких мережах можливе виникнення гідравлічного удару?
3. Які існують види гідравлічного удару, який з ударів є найбільш небезпечним?
4. Чим визначається швидкість поширення ударної хвилі при гідравлічному ударі?
5. Які існують методи та засоби захисту від гідравлічного удару?

Блок самостійної роботи № 7

Приклад розв'язання задачі 1. Чавунним трубопроводом діаметром d = 250 мм і товщиною δ = 10 мм подається вода з витратою Q = 80 л/с. Початковий тиск у затвора трубопроводу становить P_0 = 1,5 ат. Визначити тиск у затвора при його раптовому закритті.

Розв'язання

Середня швидкість руху води в трубопроводі до закриття затвору

$$\upsilon_0 = \frac{4Q}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 80 \cdot 10^{-3}}{3{,}14 \cdot 0{,}25} = 0{,}41 \text{ м/с}.$$

По табл. 7.1 знаходимо відношення модулів пружності для води і матеріалів стінок

$$\frac{E_в}{E_{ст}} = 0{,}02 .$$

Швидкість поширення ударної хвилі визначаємо згідно (7.12), прийнявши густину води ρ = 1000 кг/м^3 і модуль її пружності Е = 2000 МПа

$$C = \frac{1425}{\sqrt{1 + \frac{d}{\delta}\frac{E_в}{E_{ст}}}} = \frac{1425}{\sqrt{1 + \frac{250}{10} \cdot 0{,}02}} = 1164 \text{ м/с}.$$

Підвищення тиску знайдемо по формулі Жуковського

$$\Delta P = \rho \upsilon_0 C = 1000 \cdot 0{,}41 \cdot 1164 = 0{,}48 \text{ МПа}.$$

Тоді тиск біля затвору при його миттєвому закритті

$$P = P_0 + \Delta P = 1{,}5 \cdot 0{,}098 + 0{,}48 = 0{,}63 \text{ МПа}.$$

Задачу розв'язано.

Приклад розв'язання задачі 2. Визначити механічне напруження у стінках сталевого трубопроводу діаметром d = 400 мм і товщиною δ = 10 мм, по якому подається вода з витратою Q = 100 л/с. Довжина трубопроводу становить l = 1500 м, час закриття засувки $t_з$ = 3 с.

Розв'язання

Середня швидкість руху води в трубопроводі до закриття затвору

$$\upsilon_0 = \frac{4Q}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 100 \cdot 10^{-3}}{3{,}14 \cdot 0{,}4} = 0{,}32 \text{ м/с}.$$

По табл. 7.1 знаходимо відношення модулів пружності для води і сталі

$$\frac{E_в}{E_{ст}} = 0{,}01 .$$

Швидкість поширення ударної хвилі визначаємо згідно (7.12), взявши густину води ρ = 1000 кг/м^3 і модуль її пружності E = 2000 МПа

$$C = \frac{1425}{\sqrt{1 + \frac{d}{\delta}\frac{E_в}{E_{ст}}}} = \frac{1425}{\sqrt{1 + \frac{400}{10} \cdot 0{,}01}} = 1204 \text{ м/с}.$$

Тривалість фази гідравлічного удару

$$T = \frac{2l}{C} = \frac{2 \cdot 1500}{1204} = 2{,}49 \text{ с}.$$

Оскільки $t_з > T$, то має місце непрямий гідравлічний удар. Підвищення тиску при непрямому ударі

$$\Delta P = \rho \upsilon_0 C \frac{T}{t_з} = 1000 \cdot 0{,}32 \cdot 1204 \cdot \frac{2{,}49}{3} = 0{,}32 \text{ МПа}.$$

Механічне напруження в стінках трубопроводу під дією надлишкового тиску

$$\sigma = \frac{\Delta P d}{2\delta} = \frac{0{,}32 \cdot 0{,}4}{2 \cdot 0{,}01} = 6{,}4 \text{ МПа}.$$

Зазвичай границя міцності матеріалу труб на розтяг складає [σ] = 100...140 МПа, тому міцність даного трубопроводу забезпечено.
Задачу розв'язано.

Завдання до самостійної роботи

Варіанти 1 – 15

Визначити механічне напруження у стінках сталевого трубопроводу діаметром *d* і товщиною δ, по якому подається вода з витратою *Q*. Довжина трубопроводу становить *l*, час закриття засувки $t_з$. Зробити висновок відносно міцності трубопроводу.

Таблиця вихідних даних

№ варіанту	***d*, мм**	**δ, мм**	***Q*, л/с**	**$t_з$, с**	***l*, м**
1	100	7	20	5,5	1500
2	125	7	25	5,0	1700
3	150	7	30	4,5	2000
4	175	8	35	7,5	2250
5	200	8	40	4,0	3000
6	250	8	45	4,5	1500
7	300	9	50	5,5	1700
8	350	9	55	5,0	2000
9	100	9	60	5,5	2250
10	125	10	65	5,5	3000
11	150	10	70	5,0	1500
12	175	10	75	5,5	1700
13	200	15	80	5,5	2000
14	250	15	85	6,0	2250
15	300	15	90	7,5	3000

Варіанти 16 – 30

Чавунним трубопроводом діаметром *d* і товщиною δ подається вода з витратою *Q*. Початковий тиск у затвора трубопроводу становить P_0, визначити збільшення тиску біля затвору при його раптовому закритті.

Таблиця вихідних даних

№ варіанту	***d*, мм**	***δ*, мм**	***Q*, л/с**	**P_0, МПа**
1	*2*	*3*	*4*	*5*
16	100	7	20	0,5

17	125	7	25	1,0
18	150	7	30	1,5
19	175	8	35	0,5
20	200	8	40	1,0
21	250	8	45	1,5
22	300	9	50	0,5
23	350	9	55	1,0
24	100	9	60	1,5

Продовження таблиці вихідних даних

1	*2*	*3*	*4*	*5*
25	125	10	65	0,5
26	150	10	70	1,0
27	175	10	75	1,5
28	200	15	80	0,5
29	250	15	85	1,0
30	300	15	90	1,5

РОЗДІЛ 8. ВИТІКАННЯ РІДИНИ ЧЕРЕЗ ОТВОРИ І НАСАДКИ

8.1. Загальні характеристики витікання

Витікання рідини з якого-небудь резервуару може проходити через отвори різних розмірів і форм, насадки або короткі труби при різних умовах. Витікання з отвору може бути при постійному напорі H і тиску P_0 на поверхні рідині в резервуарі.

Струмінь з отвору може витікати в атмосферу або під рівень рідини, коли він поширюється в якомусь іншому резервуарі або посудині, в якій знаходиться рідина. При витіканні в атмосферу отвір буде незатопленим, так само як і струмінь, що витікає. Коли витікання відбувається під рівень рідини, отвір є затопленим.

Отвір в резервуарі називається *малим*, якщо в усіх його точках тиск можна вважати практично постійним. Тому і швидкості в різних точках живого перерізу струменя будуть однаковими. Зазвичай до малих отворів відносяться такі, що мають діаметр

$$d \le 0{,}15\left(H + \frac{P_0}{\gamma} \right). \qquad (8.1)$$

Отвором в тонкій стінці називається отвір, товщина стінки якого δ не впливає на умови витікання струменя. При витіканні рідини втрати напору в цьому випадку практично аналогічні місцевим втратам в результаті раптового звуження потоку. Зазвичай до отворів в тонкій стінці відносять випадки, коли

$$\delta \le 0{,}5d. \qquad (8.2)$$

Струмінь рідини при витіканні з отвору на відстані l_0 від входу різко стискається. На цій відстані виникає стиснений переріз *С-С*, стиск струменя відбувається силами інерції, що діють на частки рідини, які рухаються різними траєкторіями до самого отвору. Частки рідини, обтікаючи кромки отвору, мають плавну траєкторію руху і утворюють поверхню струменя, на якій має місце різка зміна течії. У перерізі *С-С* відбувається практично параллельна течія, при якій лінії струму рідини паралельні одна одній, а епюра швидкостей в цьому перерізі близька до прямокутної форми. За стисненим перерізом струмінь потрапляє під дію сили тяжіння. Коефіцієнт стиску струменя

$$\varepsilon = \frac{\omega_c}{\omega}. \qquad (8.3)$$

На стиск струменя впливають межі стінок, які можуть знаходитися досить близько до отвору. Так, якщо відстань від кромок

$$a > (3{,}5...4)d \text{ і } b > (3{,}5...4)d,$$

то бічні стінки і дно резервуару не впливатимуть на ступінь стиску струменя і має місце *досконалий стиск*. При витіканні води з малих отворів у разі досконалого стиску ε = 0,6...0,64. Недосконалий стиск має місце при недотриманні вказаних умов, прицьому стиск струменя зменшується.

Великі отвори – отвори, в яких тиск в точках перерізу істотно відрізняється від тиску на його границях, у зв'язку з чим швидкості в різних точках різні. *Насадками* називають короткі труби, приєднані до стінки в резервуарі, якщо їх довжина

$$l = (3\ldots8)d,$$

де d – діаметр отвору.

8.2. Витікання через отвір в тонкій стінці

Приймаємо переріз 1-1 по вільній поверхні рідини в резервуарі, переріз 2-2 проходить через стиснений переріз струменю *C-C*. Площина порівняння 0-0 проходить через центр стисненого перерізу паралельно вільній поверхні (рис. 8.1), а витікання рідини здійснюється в атмосферу.

Для визначення швидкості і витрат рідини, що витікає з отвору, слід використати рівняння Бернулли

$$H + \frac{P_0}{\gamma} + \frac{\upsilon_1^2}{2g} = (1+\zeta)\frac{\upsilon_c^2}{2g}. \qquad (8.4)$$

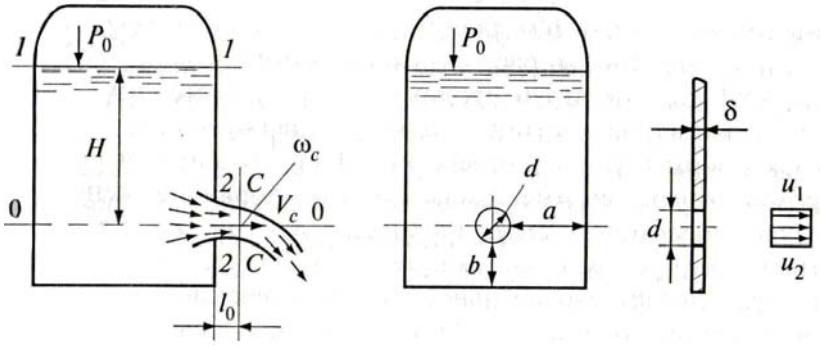


Рис. 8.1. Витікання рідини з малого отвору

Швидкість в резервуарі можна прийняти рівною нулю, оскільки $\omega >> \omega_c$, тоді швидкість в стисненому перерізі

$$\upsilon_c = \sqrt{\frac{2g\left(H + \frac{P_0}{\gamma}\right)}{1+\zeta}}.$$

Введемо поняття коефіцієнту швидкості витікання

$$\varphi = \sqrt{\frac{1}{1+\zeta}}, \qquad (8.5)$$

тоді швидкість в резервуарі

$$\upsilon_c = \varphi\sqrt{2g\left(H + \frac{P_0}{\gamma}\right)}. \qquad (8.6)$$

Фізичний зміст коефіцієнта φ полягає в тому, що він показує відношення дійсної швидкості в перерізі до теоретичної швидкості

$$\upsilon_m = \sqrt{2gH}\ .$$

Добуток двох коефіцієнтів носить назву коефіцієнту витрати отвору

$$\mu = \varepsilon\varphi, \qquad (8.7)$$

тоді остаточно витрата рідини при витіканні через отвір

$$Q = \mu\omega\sqrt{2gH}\ . \qquad (8.8)$$

Коефіцієнт витрати враховує як ступінь стиску, так і втрати напору, які визначаються коефіцієнтом місцевих опорів. Коефіцієнт μ визначають експериментально, його значення змінюється в діапазоні 0,59...0,64. Як правило, для попередніх розрахунків приймають μ = 0,62.

При витіканні через малі отвори за стисненим перерізом відбувається деформація поперечного перерізу струменя, і форма деформованого перерізу відрізняється від форми перерізу отвору, з якого походить витікання. Таке явище носить назву інверсії струменя, і пояснюється поверхневим натягом рідини. Наприклад, при витіканні з круглого отвору поперечний переріз струменя має форму еліпса, а для квадратного перерізу набуває хрестоподібної форми.

8.3. Витікання через великі отвори

Отвір можна вважати великими, якщо тиск в межах його живого перерізу є змінним, а швидкість збільшується по мірі видалення від верхньої кромки отвору.

Розглянемо великий отвір довільної форми в тонкій стінці (рис. 8.2, *а*), для якого напор по верхній кромці отвору H_1, а по нижній – H_2. Виділимо у великому отворі горизонтальну смужку висоти *dH*, яка є площею малого отвору. Напор для такого отвору вважаємо постійними і рівним *H*, тоді елементарна витрата рідини через дану смужку

$$dQ = \mu b(H)dH\sqrt{2gH}.$$

Якщо вважати витрату для малого отвору постійною (μ = const), то повну витрату можна знайти інтегруванням попередньої формули

$$Q = \sqrt{2g}\,\mu\int_{H_1}^{H_2} b(H)\sqrt{H}\,dH. \qquad (8.9)$$

При розрахунках по формулі (8.9) слід знати залежність ширини від висоти отвору *b* (H).

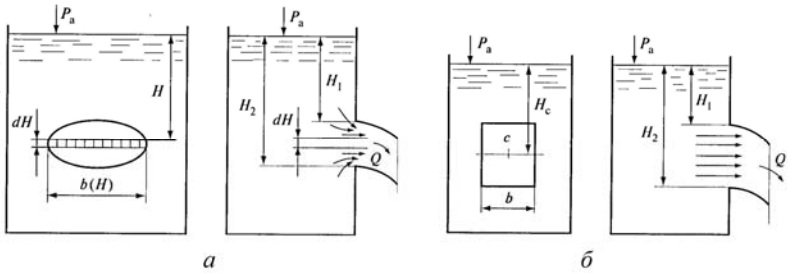


Рис. 8.2. Витікання рідини з великих отворів: *а* – довільної форми, *б* – прямокутної форми

У випадку великого отвору прямокутної форми ширини b (рис. 8.2, *б*) витрата рідини

$$Q = \sqrt{2g}b\mu \int_{H_1}^{H_2} \sqrt{H}\,dH = \mu b\sqrt{2g}\left(H_2^{3/2} - H_1^{3/2}\right).$$

Витрату рідини також можна визначити через напор на рівні центру тяжіння великого отвору H_c (рис. 8.2, *б*)

$$Q = \frac{2}{3}\mu\omega\sqrt{2gH_c}\ , \qquad (8.10)$$

де H_c – відстань від вільної поверхні рідини в резервуарі до центру тяжіння великого отвору.

8.4. Витікання рідини через насадки

Насадком називають патрубок відносно невеликої довжини, що має різні поперечні форми перерізу. Насадки прийнято ділити на три основні типи: циліндричні, конічні і коноїдальні. Питання витікання рідини з насадків різних типів достатньо детально розглянуто в лабораторній роботі до даного розділу.

Циліндричні насадки можуть бути зовнішніми (рис. 8.3, *а*) або внутрішніми (рис. 8.3, *б*). Зовнішній насадок приєднується із зовнішньої сторони резервуару до отвору того ж діаметру під прямим кутом. Довжина патрубка найчастіше становить

$$l = (2\ldots6)d.$$

В результаті обтікання гострих кромок на вході в насадок відбувається стискування струменя усередині насадка, як це має місце при витіканні з малого отвору. За стисненим перерізом площею ω_c має місце розширення струменя до поперечного перерізу самого насадка. Безпосередньо в зоні стисненого перерізу виникає вихороутворення у вигляді кільцевої області. Швидкість струменю в стисненому перерізі значно більша від швидкості на вході в насадок, в результаті чого в даній області тиск є меншим за атмосферний.

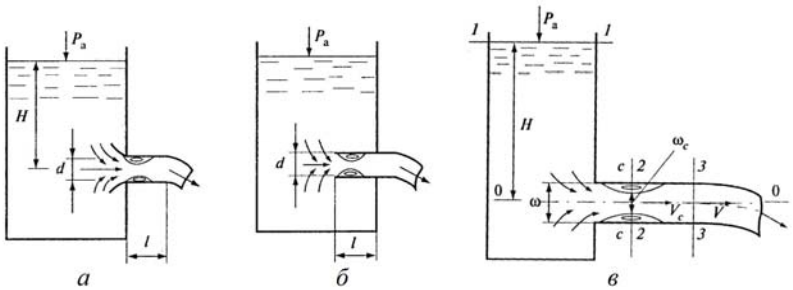


Рис. 8.3. Циліндричні насадки: *а* – зовнішній, *б* – внутрішній; *в* – процес витікання із зовнішнього насадка

Швидкість рідини і її витрата виражаються тими ж самими формулами, що і для отворів

$$\upsilon_н = \varphi_н\sqrt{2gH}; \quad Q_н = \omega\upsilon_н = \varphi_н\omega\sqrt{2gH}.$$

Оскільки в циліндричному насадку відсутній стиск на виході, то коефіцієнт витрат насадку

$$\mu_н = \varepsilon\varphi_н = \varphi_н = \sqrt{\frac{1}{1+\Sigma\zeta}} = \sqrt{\frac{1}{1+0{,}5}} = 0{,}82.$$

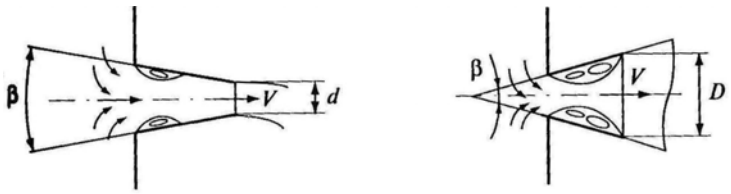
В результаті збільшення швидкості υ_c в стисненому перерізі виникає вакуумметричний тиск. Через різницю тисків повітря стане поступати в насадок, в результаті чого потік буде повністю відриватися від стінок насадку і матиме місце зрив вакууму. В такому режимі витрата рідини через насадок зменшиться і буде дорівнювати витраті при витіканні з отвору в тонкій стінці.

Циліндричний насадок усередині резервуару називається *внутрішнім насадком* (рис. 8.3, *б*). На вході в такий насадок потік зазнає більшого стиску, ніж у зовнішньому насадку. Причиною цього є обтікання потоком вхідного отвору насадка малої товщини δ. Опори на вході, пов'язані з деформацією потоку, залежать від відносної товщини передньої кромки насадку δ/*d*.

Якщо виконується умова $l \le 3d$, то витікання відбувається аналогічно витіканню з малого отвору, тобто струмінь, відриваючись від кромок, не торкається стінок насадка. При збільшення довжини насадке $l > 3d$ внутрішній насадок працює повним перерізом.

Конічні насадки поділяються на ті, що сходяться і що розходяться. Насадок, що сходиться (рис. 8.4, *а*), має форму усіченого конуса, твірні якого спрямовані до вихідного отвору. У таких насадках деформація потоку досить мала, вихрова область значна і втрати напору істотно менші, ніж у циліндричного насадку.

Коефіцієнт витрат для конічних насадків сягає максимальних значень $\mu_н$ = 0,94..0,95 при куті конусності β = 12..14°, а коефіцієнт стиску на виході ε = 0,99. Збільшення кута призводить до зменшення $\mu_н$ і збільшення стиску струменя на виході. Застосування звужуючих насадков дозволяє отримати компактний струмінь з досить великою швидкістю витікання. Насадки такого типу застосовуються в різних струменевих апаратах, гідромоніторах, пожежних наконечниках тощо.



а) *б*)

Рис. 8.4. Конічні насадки: *а* – що сходиться; *б* – що розходиться

У насадків, що розходяться (рис. 8.4, *б*), відбувається розширення перерізу під кутом конусності β, в ньому спостерігається достатньо великий відрив потоку від вхідних кромок, в результаті вихрова область збільшується, а площа стисненого перерізу зменшується. Вакуумметричний напор в стисненому перерізі трохи більший, ніж у зовнішнього циліндричного насадка. Діаметр вихідного отвору насадка визначають по діаметру вхідного d по формулі

$$D = d + 2ltg\frac{\beta}{2}. \tag{8.11}$$

Збільшення довжини l і діаметру D насадку зумовлює зменшення коефіцієнту витрат $\mu_н$. Кут конусності рекомендується встановлювати в межах β = 10...12°. Витрата через насадок визначається по формулі

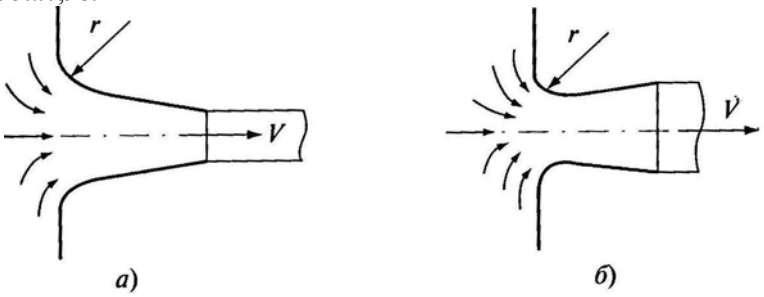
$$Q = \mu_н \omega_0 \sqrt{2gH}, \tag{8.12}$$

де ω_0 – площа вихідного отвору.

При порівнянні зовнішнього циліндричного і конічного насадків при однакових вхідних отворах витрата останнього значно більша.

Конічні насадки використовуються в пожежній техніці для розпилювання за допомогою пінних вогнегасників, зволоження грунтів, у водоструминних насосах, гидроелеваторах, міських і паркових фонтанах для створення струменів різних видів і форм тощо.

Коноїдальний насадок (рис. 8.5) є більш досконалим типом конічного насадку, у якого форма вхідного отвору має плавний контур, який не викликає відриву потоку від стінок, усуває стискування струменю всередині насадку, в результаті чого втрати напору зводяться до мінімуму. Значення коефіцієнтів $\mu_н$ і $\varphi_н$ залежать від форми скруглення та шорсткості внутрішньої поверхні насадку. При розрахунках зазвичай приймають $\mu_н = \varphi_н$ = 0,95...0,98.



а) *б*)

Рис. 8.5. Коноїдальний насадок: *а* – що сходиться; *б* – що розходиться

8.5. Вільні струмені рідини

Вільними струменями називають потік рідини, не обмежений твердими стінками. Вільні струмені можуть бути незатопленими або затопленими.

Затопленим вільним струменем називається струмінь, який витікає в рідину тієї ж або дуже близької густини, що і сам струмінь. До *незатоплених струменів* відносять струмені рідини, які потрапляють в середовище іншої рідині з істотно меншою густиною або в газове середовище.

Струмінь рідини, який витікає з насадка в рідке середовище однакової густини, поступово розширюється і за якийсь час розсіюється в рідині. Струмінь має поверхню розділу, яка відділяє навколишню рідину від струменя. Швидкості витікання з насадку досить великі, тому струмінь є турбулентним з пульсацією швидкостей і тиску. За рахунок поперечних пульсацій здійснюється інтенсивний обмін частками між навколишньою рідиною і безпосередньо струменем, в результаті чого відбувається обмін кількістю руху. При розширенні струмінь захоплює за собою частки рідини з довкілля, збільшуючи свою масу, при цьому його швидкість зменшується. Шар рідини, в якому відбувається перемішування основної маси струменя і оточуючої нерухомої маси, називається турбулентним шаром (рис. 8.6).

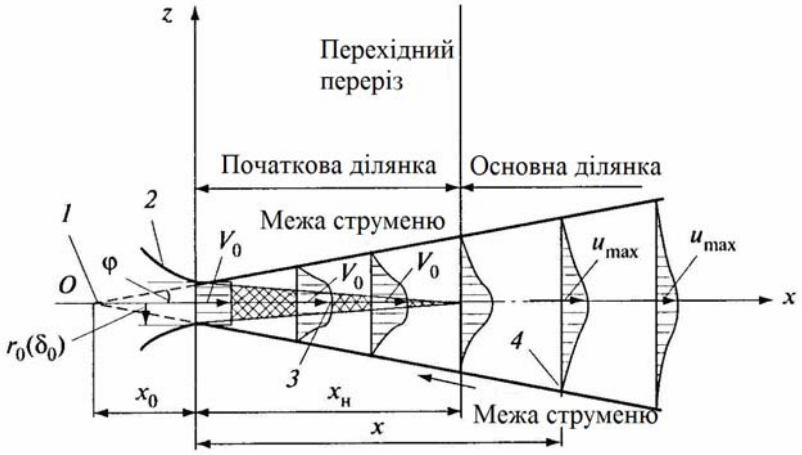


Рис. 8.6. Схема вільного турбулентного струменя: 1 – полюс струменя; 2 – насадок; 3 – ядро струменя; 4 – граничний турбулентний шар

За вихідним перерізом насадка розташовується початкова ділянка струменя з його ядром, яке в межах цієї ділянки поступово звужується. У ядрі швидкості в усіх точках по довжині постійні і можна вважати, що вони дорівнюють швидкості витікання з насадка υ_0. На кінці ядра струменя знаходиться перехідний переріз, яким починається основна ділянка турбулентного струменя. По мірі збільшення поперечного перерізу струменя швидкість при наближенні до межі струменя зменшується, а на межі становить $u = 0$.

Швидкість на осі основної ділянки струменя

$$u_{\max} = \frac{0{,}96\upsilon_0 r_0}{a_0 x + 0{,}29 r_0}, \qquad (8.13)$$

де x – відстань від виходного отвору насадка до перерізу струменя, що розглядається.

Витрата на основній ділянці круглого струменя може бути визначена по формулі

$$Q = 2{,}2Q_0\left(\frac{a_0 x}{r_0} + 0{,}29\right), \qquad (8.14)$$

де Q_0 – витрата з насадку.

Швидкість витікання з насадку в газове середовище достатньо велика, через що струмінб поділяється на три структурні частини: компактну, роздроблену і розпилену.

Компактна частина виникає на порівняно великий довжині від вихідного отвору насадка, в ній зберігається близька до циліндричної форма струменя при збереженні суцільності потоку. Далі струмінь починає розширюватися і насичуватися повітрям, в результаті чого відбувається його дроблення на окремі частини. Ця ділянка відноситься до роздробленої частини струменя, а розпилена частина струменя утворюється в результаті розпаду роздробленої частини на краплі (рис. 8.7).

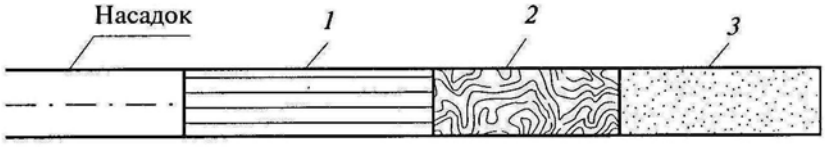


Рис. 8.7. Структурні частини незатопленого струменя: 1 – компактна частина; 2 – роздроблена частина; 3 – розпилена частина

Залежно від призначення струмені підрозділяються на гідромоніторні, пожежні, дощувальні, фонтани, і до кожного з цих типів є свої особливі вимоги.

Гідромоніторні струмені призначаються для руйнування масиву грунту, гідровідбою вугілля, розпушування опадів стічних вод тощо. Для формування струменя води і управління ним служать гідромонітори, струмінь яких повинен мати компактну частину гранично можливої довжини при створенні максимальної динамічної дії на грунт або іншу поверхню.

Пожежні струмені повинні забезпечити значний радіус дії при пожежогасінні зі значно більшим динамічним тиском на кінці. Пожежні струмені поділяють на вертикальні і похилі.

Питання до самоконтролю

1. Наведіть класифікацію отворів та особливості витікання з них рідини.
2. Що називаються насадком, для чого вони використовуються?
3. Проведіть порівняльний аналіз існуючих конструкцій насадків.
4. В чому полягає перевага коноїдальних насадків перед конічними?
5. В якому випадку має місце рух рідини у вигляді вільного струменя?
6. Опишіть внутрішню структуру незатопленого струменя та причини її виникнення.

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 5

ДОСЛІДЖЕННЯ ВИТІКАННЯ РІДИНИ ЧЕРЕЗ ОТВОРИ І НАСАДКИ

Мета роботи: вивчення методики визначення коефіцієнтів витікання рідини з малого отвору в тонкій стінці та з насадок.

Теоретична частина

На практиці часто зустрічається витікання рідини через отвори і насадки, при якому необхідне визначення швидкостей і витрат рідини. У гідравліці розрізняють *малі отвори*, *отвори в тонкій стінці* і *великі отвори*. Малим називають отвір, розмір перерізу якого по вертикалі не перевищує $0{,}1H$ (H – напор над отвором). Отвором в тонкій стінці називають такий отвір, краї якого мають гостру кромку, причому товщина стінки не впливає на форму і умови витікання струменя.

Рідина, що протікає через отвір в тонкій стінці, має тільки місцеві втрати енергії, аналогічні втратам енергії при раптовому звуженні потоку. Вона торкається тільки її внутрішньої кромки, при цьому спостерігається стиснення струменя. Найбільш стисненим є переріз, розташований на відстані близько *0,5d* від внутрішньої кромки отвору. Величина стиснення залежить від розташування отвору щодо стінок і дна посудини. Якщо отвір достатньо далеко від стінок і дна, то стиснення струменя буде *досконалим*. Воно спостерігається в тому випадку, якщо відстань від отвору до найближчої стінки посудини перевищує *3d*. Якщо ці параметри не витримуються, то зменшується кривизна траєкторії частинок рідини поблизу отвору, зменшується і стиснення з відповідного боку. Таке стиснення називається *недосконалим*.

Якщо частина периметра отвору безпосередньо примикає до однієї або декількох стінок посудини, то відповідні траєкторії будуть прямолінійними, і струмінь на цій частині периметра отвору не отримає належного стиску. Таке стиснення називається *неповним*, а відношення площі стисненого перерізу ω_C до площі отвору ω_0 називають коефіцієнтом стиску ε

$$\varepsilon = \frac{\omega_c}{\omega_0}.$$

Коефіцієнт повного досконалого стиснення $\varepsilon = 0{,}6 – 0{,}64$.

Швидкість витікання ідеальної рідини (теоретична швидкість) в стисненому перерізі визначається за формулою Торрічеллі

$$V_m = \sqrt{2gH},$$

де H – напор над центром отвору, $g = 9{,}81$ м/с^2 – прискорення вільного падіння.

Швидкість витікання реальної рідини менше теоретичної через наявність втрат енергії на місцеві гідравлічні опори, що враховується коефіцієнтом швидкості φ

$$\upsilon = \varphi\sqrt{2gH}.$$

Коефіцієнт швидкості відображає вплив розподілу швидкостей в стисненому перерізі

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{\alpha + \varepsilon}}.$$

Оскільки траєкторія струменя, що витікає з отвору, є параболою, то дійсну швидкість можна визначити через координати струменя

$$\upsilon = \frac{x}{\sqrt{2y/g}}$$

де x і y – координати точок, які лежать на осі струменя. Звідси

$$\varphi = \frac{x}{2\sqrt{yH}}.$$

Значення коефіцієнта швидкості для малого отвору в тонкій стінці приймають в межах $\varphi = 0{,}95 – 0{,}97$.

Теоретична витрата ідеальної рідини через малий отвір в тонкій стінці визначається з виразу

$$Q_m = \omega_0 \sqrt{2gH} \ .$$

Дійсна витрата менше теоретичної, оскільки витікання супроводжується втратою енергії на подолання місцевого опору і на стискування струменя. Ці втрати враховуються коефіцієнтом μ, який називають коефіцієнтом витрати

$$Q = \mu\omega_0 \sqrt{2gH} \ .$$

Коефіцієнт витрати залежить від виду стиску струменя: він більший при неповному стисненні, менший при недосконалому і ще менший при досконалому ($\mu = 0{,}6 – 0{,}62$)

$$\mu = \frac{Q}{Q_m} = \varepsilon\varphi, \qquad (1)$$

Якщо відомий коефіцієнт швидкості, то коефіцієнт опору при вході в отвір можна визначити по формулі

$$\zeta = \frac{1}{\varphi^2} - 1 \ . \qquad (2)$$

Для практичних розрахунків приймають $\zeta = 0{,}06$.

Розглянуті вище випадки відносяться до витікання рідини з отвору в тонкій стінці. При значній товщині стінок характер явищ істотним чином змінюється через напрямний вплив стінки.

Насадками називають приєднані до отвору короткі трубки певної довжини (3 – 4 діаметри), в яких є напірний рух. При витіканні в газове середовище насадок називається *незатопленим*. Насадки найчастіше приставляються до отвору для зміни витрат, вони також характеризуються коефіцієнтами μ і φ, а коефіцієнт стиснення струменя ε для них дорівнює одиниці. Оскільки стиснення відбувається тільки усередині насадка (внутрішнє стиснення), то вихідний отвір насадки працює повним перерізом.

Зовнішнім циліндровим насадком (насадком Вентурі) називають пряму циліндрову трубку, приєднану під прямим кутом із зовнішнього боку резервуару до отвору того ж діаметру. Значення коефіцієнтів для циліндрового насадку $\varphi = 0{,}7 – 0{,}8$; $\mu = 0{,}73 – 0{,}82$.

Конічний насадок, що сходиться – насадок, що має форму усіченого конуса, що сходиться у напрямку до вихідного отвору. Також застосовуються насадки, що сходяться, з квадратним і прямокутним поперечними перетинами. При зміні кута конуса змінюються і коефіцієнти μ, φ і ε. Коефіцієнт μ досягає максимального значення $\mu = 0{,}946$ при $\theta = 13{,}24°$, а потім зменшується. Коефіцієнт швидкості безперервно росте і при $\theta = 49°$ рівний $\varphi = 0{,}984$. Стиснення струменя на виході з насадка $\varepsilon = 0{,}98$.

Коноїдальні насадки мають складну форму, їх вхід виконують за формою струменя, що витікає через отвір, а вихідну ділянку – циліндровою. Стиснення струменю на виході з насадка відсутнє ($\varepsilon = 1$), коефіцієнти $\mu = \varphi = 0{,}97 – 0{,}98$.

Насадки, що розходяться, сприяють відриву потоку від стінок, для них приймають $\theta = 5 – 7°$, їх граничний напор менший, ніж у зовнішнього циліндрового насадка, для забезпечення роботи насадка без зриву вакууму. Такі насадки застосовують, якщо необхідно пропустити відносно велику кількість рідини при малих швидкостях на виході або в пристроях, коли потрібно досягти значного вакууму (водоструминні насоси, гідроельоватори). Стиснення струменя у вихідному перерізі відсутнє, при $\theta = 5 – 7°$ коефіцієнти $\mu = \varphi = 0{,}45$. При з'єднанні вхідної частини, виконаної за формою струменя, з конічним насадком, що розходиться, можна

отримати найбільше можливе збільшення витрат. Значення всіх коефіцієнтів для отворів і насадків систематизовано у вигляді табл. 8.1.

Таблиця 8.1

Значення розрахункових коефіцієнтів для великих значень Re

Отвір і насадок	φ	μ	ε	ζ
Отвір в тонкій стінці	0,97	0,62	0,6 – 1	0,06
Зовнішній циліндричний насадок	0,82	0,82	1	0,49
Конічний насадок, що сходиться	0,97	0,95	1	0,06
Коноїдальний	0,97	0,97	1	0,06
Конічний насадок, що розходиться	0,45	0,45	1	3,94

Опис лабораторної установки

Установка для дослідження витікання рідини через отвір і насадки представлена на рис. 1. Вона містить напірний резервуар 1 з водомірним склом, постійний рівень води в якому контролюється зливною трубою 2. У резервуар 1 вода, витрата якої регулюється вентилем 6, поступає по напірному трубопроводу. У бічній стінці напірного резервуару є отвір діаметром 10 мм, який закривається за допомогою гумової пробки. Поряд з отвором в тонкій стінці закріплена посадочна підстава для установки насадок різної довжини діаметром 10 мм. Між напірним баком і мірною посудиною встановлено вимірювальний пристрій 4 для вимірювання вертикальної координати y і горизонтальної координати x струменя 8, що витікає. Витікання струменя води проводиться похилим жолобом 9 в мірну посудину 5. Вода з мірної посудини зливається в загальну ємність установки, яка забезпечена зливною трубою з вентилем.

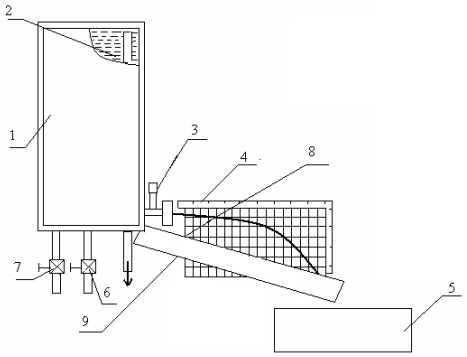


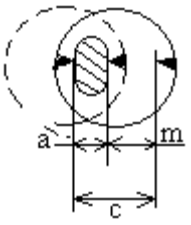
Рис. 1. Установка для дослідження витікання рідини через отвори і насадки: 1 – напірний резервуар; 2 – зливна труба; 3 – мікрометр; 4 – вимірювальний пристрій; 5 – мірна посудина; 6 – напірний вентиль; 7 – зливний вентиль; 8 – досліджуваний струмінь; 9 – похилий жолоб

Порядок виконання роботи

А. *Дослідження витікання з отвору*

1. Відкрити вентиль 6 для встановлення постійного рівня в напірному резервуарі.

2. Відкрити отвір в тонкій стінці і заповнити мірну посудину при постійному рівні в напірному резервуарі, замірявши час початку і кінця його заповнення по секундоміру.



При заповненні мірної посудини провести вимірювання осей еліпса стисненого перерізу струменя, що витікає:

- встановити мікрометр в горизонтальне положення;
- обертаючи мікрометричний гвинт, торкнутися струменя спочатку одним, а потім іншим зубом кільця; записати при цьому відліки по мікрометру n_1 і n_2, враховуючи, що c = 11,5 мм;
- повернути мікрометр вгору на 90° і у вказаній послідовності заміряти довжину вертикальної осі еліпса стисненого перерізу.

3. Виконати вимірювання координат осі струменя в двох точках: при x_1, x_2, для чого на вимірювальному пристрої прийняти довільні значення x_1 і x_2, для них визначити по осі струменя y_1 і y_2, записати результати вимірювань в табл. 8.2.

4. При досягненні в мірному резервуарі рівня прийнятого об'єму, секундомір вимкнути, записати об'єм в напірному резервуарі і виміряти температуру води.

5. Закрити вхідний вентиль 6 і злити воду з мірного і напірного резервуарів.

6. Обчислити коефіцієнт стиснення струменя отвору

$$\varepsilon = \frac{ab}{d^2}$$

і визначити середнє значення коефіцієнта швидкості

$$\varphi_{cp} = \frac{(\varphi_1 + \varphi_2)}{2}.$$

7. Знайти коефіцієнт опору при вході в отвір

$$\xi = \frac{1}{\varphi^2} - 1$$

і кількість води W, що поступила в мірну посудину

$$W = W_2 - W_1.$$

8. Обчислити теоретичні витрати

$$Q_m = S_0\sqrt{2gH};$$

експериментальні витрати

$$Q = \frac{W}{t}$$

і фактичну швидкість витікання води

$$\upsilon_ф = \varphi_{cp}\sqrt{2gH}.$$

4. Обчислюють коефіцієнт витрат

$$\mu = \varepsilon\varphi_{cp}$$

і визначити число Рейнольдса

$$\mathrm{Re} = \frac{Vd_{cp}}{\upsilon}.$$

Таблиця 8.2

Результати вимірювань і розрахунків при витікання крізь отвір

№	*Найменування вимірів і розрахунків*	*Одиниці виміру*	*Результати*
1	*2*	*3*	*4*
I. Визначення коефіцієнта стиснення струменя			
1	Діаметр отвору d	мм	
2	Відстань стисненого перерізу від отвору $l = d/2$	мм	
3	Відстань між зуб´ями кільця мікрометра c	мм	
4	Визначення довжини горизонтальної осі еліпсу стисненого перерізу:		
а)	відлік за мікрометром при торканні струменя правим зубом n_1	мм	
б)	відлік за мікрометром при торканні струменя правим зубом n_2	мм	
в)	різниця відліків m_1	мм	
г)	довжина осі $a = c - m_1$	мм	
5	Визначення довжини вертикальної осі еліпсу стисненого перерізу:		
а)	відлік за мікрометром при торканні струменя верхнім зубом $к_1$	мм	
1	*2*	*3*	*4*
б)	те ж нижнім зубом $к_2$	мм	
в)	різниця відліків m_2	мм	
г)	довжина осі $в = c - m_2$	мм	
6	Коефіцієнт стиснення ε		
II. Визначення коефіцієнта швидкості			
1	Горизонтальна координата x_1	см	
2	Горизонтальна координата x_2	см	
3	Вертикальна координата y_1	см	
4	Вертикальна координата y_2	см	
5	Висота напору над центром отвору H	см	
6	Коефіцієнт швидкості φ_1		

7	Коефіцієнт швидкості φ_2		
8	Середнє значення коефіцієнта швидкості $\varphi_{ср}$		
III. Визначення коефіцієнта опору на вході в отвір			
1	Визначення коефіцієнта опору $\xi = 1/\varphi^2$-1		
2	Визначення дійсних витрат: а) об'єм води в мірній посудині на початку досліду W_1 б) Об'єм води в мірній посудині в кінці досліду W_2 в) кількість води, що поступила до мірної посудини $W=W_2 - W_1$ г) температура води T д) час наповнення мірної посудини t є) витрати води $Q_e=W/t$ ж) швидкість води $V_e=Q/S$	 $см^3$ $см^3$ $см^3$ °С с $см^3/с$ см/с	
3	Теоретичні витрати	$см^3/с$	
4	Коефіцієнт витрат μ		
5	Число Рейнольдса		

Б. *Дослідження витікання з насадка*

1. Заповнить напірний резервуар до постійного рівня, в табл. 8.3 записати об'єм початкового рівня мірної посудини.

2. Відкрити отвір насадка одночасно з включенням секундоміру. При досягненні в мірній посудині заданого об’єму, секундомір вимкнути і закрити насадок пробкою. Записати об’єм верхнього рівня температуру води в табл. 8.3.

3. Закрити вентиль 6 і злити воду з мірної посудини і напірного резервуару.

Таблиця 8.3

Результати вимірювань і розрахунків при витікання крізь насадку

Витікання з насадка			
1	Тип насадка		
	Діаметр отвору насадка d	мм	
	Довжина насадка l	мм	
	Висота напору над центром отвору насадка H	см	

	Визначення дійсних витрат: а) об'єм води в мірній посудині на початку досліду W_1 б) об'єм води в мірній посудині в кінці досліду W_2 в) кількість води, що поступила до мірної посудини $W = W_1 - W_2$ г) температура води д) час наповнення мірної посудини t е) витрати води Q_e	 $см^3$ $см^3$ $см^3$ °C с $см^3/с$	
2	Швидкість води $\upsilon_ф$	см/с	
3	Теоретична швидкість води υ_m	см/с	
4	Коефіцієнт швидкості φ		
5	Коефіцієнт опору насадка ζ		
6	Коефіцієнт витрат μ		
7	Число Рейнольдса Re		

4. Визначити витрати рідини

$$Q_e = \frac{W}{t},$$

після чого знайти фактичну і теоретичну швидкості витікання рідини

$$\upsilon_ф = \frac{Q_e}{S}, \quad \upsilon_m = \sqrt{2gH}\ .$$

5. Обчислити коефіцієнт швидкості

$$\varphi = \frac{\upsilon_ф}{\upsilon_m}.$$

6. Обчислюють коефіцієнт опору насадка по формулі (2).
7. Обчислюють коефіцієнт витрати по формулі (1) і число Рейнольдса

$$\mathrm{Re} = \frac{\upsilon_ф d}{\nu}.$$

8. Зробити висновки по лабораторній роботі, давши порівняння з теоретичними даними експериментальних результатів.

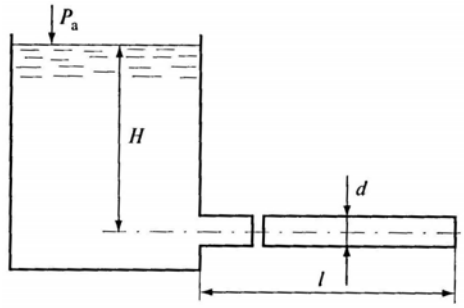
Контрольні питання

1. Які отвори відносять до малих отворів в тонкій стінці?
2. Чим викликається стиснення струменя, яке його розташування по довжині струменя?

3.Які види стиснення струменя бувають і від чого вони залежать?
4.Що називають коефіцієнтом стиснення струменя, коефіцієнтом швидкості, коефіцієнтом витрати і як вони визначаються?

Блок самостійної роботи № 8

Приклад розв'язання задачі 1. Визначити довжину трубопроводу діаметром d = 25 мм, при якій витрата води буде такою ж, як і з малого отвору того ж діаметру. Напори води для отвору і труби дорівнюють H_1 = 6 м і H_2 = 12 м відповідно, а коефіцієнт гідравлічного тертя труби λ = 0,020.



Розв'язання

Формули для витрат рідини:

- при витіканні з отвору

$$Q_o = \mu_o \omega_o \sqrt{2gH_1};$$

- при витіканні з труби

$$Q_m = \mu_m \omega_m \sqrt{2gH_2}\ .$$

За умовами задачі діаметри і витрати в обох випадках рівні між собою, тому

$$\mu_o \sqrt{H_1} = \mu_m \sqrt{H_2}\ .$$

В п. 8.1 показано, що при розрахунках для малих отворів коефіцієнт витрат приймають

$$\mu_o = 0{,}62.$$

З попереднього рівняння знаходимо коефіцієнт витрат для труби

$$\mu_m = \mu_o \sqrt{\frac{H_1}{H_2}} = 0{,}62\sqrt{\frac{6}{12}} = 0{,}44\ .$$

З іншого боку, коефіцієнт витрат для труби

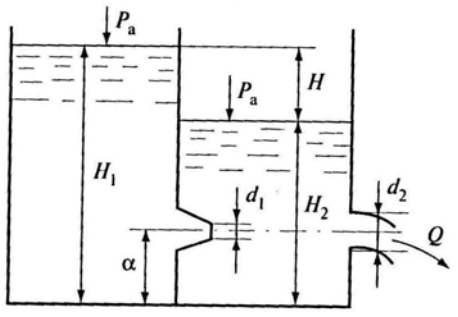
$$\mu_m = \sqrt{\frac{1}{\zeta_{вх} + \lambda\frac{l}{d} + \zeta_{вих}}} = \sqrt{\frac{1}{1{,}5 + \lambda\frac{l}{d}}},$$

де коефіцієнти опорів входу і виходу взяті з *Додатку* 5. Порівнявши дві останні формули, знаходимо необхідну довжину трубопроводу

$$0{,}44^2 = \frac{1}{1{,}5 + \lambda\frac{l}{d}};\quad \lambda\frac{l}{d} = \frac{1}{0{,}44^2} - 1{,}5 = 3{,}66;\quad l = \frac{3{,}66d}{\lambda} = \frac{3{,}66 \cdot 0{,}025}{0{,}020} = 4{,}6\ \text{м}.$$

Задачу розв'язано.

Приклад розв'язання задачі 2. Резервуар розділений на дві частини вертикальною стінкою, в якій зноходиться круглий насадок діаметру d_1 = 100 мм. Глибина води в лівій частині резервуару H_1 = 6 м, а витрата становить Q = 40 л/с. Визначити глибину води H_2 в правій частині резервуару і діаметр малого отвору d_2. Рівні води в резервуарах вважати постійними, відстань від дна до осей отвору і насадку складає a = 0,9 м.



Розв'язання

По табл. 8.1 приймаємо коефіцієнти витрат для отвору $\mu_o = 0{,}62$; для конічного насадку, що сходиться $\mu_н = 0{,}95$.

Площа поперечного перерізу насадка

$$\omega = \frac{\pi d_1^2}{4} = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}1^2}{4} = 0{,}008 \text{ м}^2.$$

Витрати через насадок і отвір постійні

$$Q_н = Q_o = Q = 40 \text{ л/с} = 0{,}04 \text{ м}^3/\text{с}.$$

З формули для витрати рідини через насадок

$$Q_н = \mu_н \omega \sqrt{2g(H_1 - H_2)}$$

визначаємо глибину води в правій частині резервуару

$$H_2 = H_1 - \frac{Q^2}{2g\mu_н^2\omega^2} = 6 - \frac{0{,}04^2}{2 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}95^2 \cdot 0{,}008^2} = 4{,}5 \text{ м}.$$

Напор при витіканні з малого отвору

$$H' = H_2 - a = 4{,}5 - 0{,}9 = 3{,}6 \text{ м}.$$

З формули витрати рідини через малий отвір знаходимо необхідну площу поперечного перерізу отвору

$$Q_o = \mu_o \omega \sqrt{2gH'} \Rightarrow \omega = \frac{Q_o}{\mu_o \sqrt{2gH'}} = \frac{0{,}04}{0{,}62\sqrt{2 \cdot 9{,}81 \cdot 3{,}6}} = 0{,}008 \text{ м}^3/\text{с},$$

з якої, в свою чергу, визначаємо його діаметр

$$\omega = \frac{\pi d_2^2}{4} \Rightarrow d_2 = \sqrt{\frac{4\omega}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}008}{3{,}14}} = 0{,}10 \text{ м} = 100 \text{ мм}.$$

Задачу розв'язано.

Завдання до самостійної роботи

Варіанти 1 – 15

Визначити еквівалентну довжину трубопроводу діаметром d, при якій витрата води буде аналогічна витраті з малого отвору того ж діаметру. Напори води для отвору і труби дорівнюють H_1 і H_2 відповідно, коефіцієнт гідравлічного тертя труби λ.

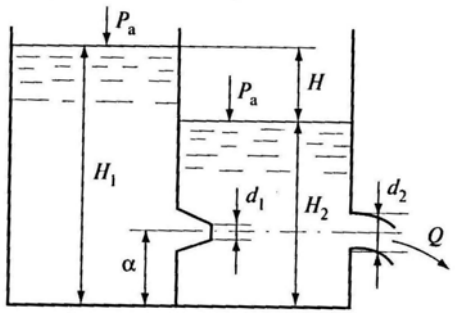
Таблиця вихідних даних

№ варіанту	H_1, **мм**	H_2, **мм**	λ
1	7,0	10,0	0,020
2	8,5	12,5	0,025
3	9,0	15,0	0,030
4	10,5	17,5	0,035
5	11,0	20,0	0,040
6	12,0	25,0	0,045
7	13,0	30,0	0,050
8	15,0	35,0	0,055
9	3,0	10,0	0,060

10	2,5	12,5	0,065
11	3,0	10,5	0,025
12	3,5	11,0	0,025
13	4,0	9,0	0,025
14	4,5	8,0	0,025
15	5,0	7,5	0,025

Варіанти 16 – 30

Резервуар розділений на дві частини вертикальною стінкою, в якій зноходиться круглий насадок діаметру d_1. Глибина води в лівій частині резервуару H_1, а витрата становить Q. Визначити глибину води H_2 в правій частині резервуару і діаметр малого отвору d_2. Рівні води в резервуарах вважати постійними, відстань від дна до осей отвору і насадку складає a.



Таблиця вихідних даних

№ варіанту	***H*₁, мм**	***d*₁, *мм***	***Q*, л/с**	***a, м***
1	7,0	100	30,0	0,20
2	8,5	125	32,5	0,25
3	9,0	150	35,0	0,30
4	10,5	175	37,5	0,35
5	11,0	100	20,0	0,40
6	12,0	125	25,0	0,45
7	13,0	150	30,0	0,50
8	15,0	175	35,0	0,55
9	3,0	100	40,0	0,60
10	2,5	125	42,5	0,65
11	3,0	150	40,5	0,25
12	3,5	175	41,0	0,25
13	4,0	100	59,0	0,25
14	4,5	125	58,0	0,25
15	5,0	150	55,5	0,25

РОЗДІЛ 9. СУЧАСНА ГІДРАВЛІЧНА АПАРАТУРА

9.1. Конструкції сучасних насосів

Значного поширення на виробництві набули різні конструкції насосів, за конструктивними ознаками і принципом дії їх ділять на об'ємні і динамічні.

В об'ємних насосах витіснення рідини з робочих камер здійснюється в результаті обертального, обертально-поступального або поступального руху витиснювачів. До них відносяться поршневі, шестерінчасті, пластинчасті, гвинтові та інші.

В динамічних насосах рідина витісняється з робочої камери під силовою дією робочого колеса, що обертається з великою швидкістю. До динамічних насосів відносяться відцентрові, осьові, вихрові, струменеві. Найбільш поширеними різновидами є відцентрові і осьові. Принцип дії відцентрових насосів: рідина, що підводиться до центральної частини робочого колеса насоса, поступає на його лопаті, що обертаються з великою швидкістю. Під дією відцентрових сил рідина ковзає уздовж лопаток, відкидається до периферії в збірний канал, що розширюється. По каналу рідина поступає в напірний трубопровід.

1. Поршневі насоси

Схема поршневого насоса показана на рис. 9.1. Робочими органами насоса є: робоча камера з клапанами 9 і 10, циліндр з поршнем 5, трубопровід, що всмоктує 8 і напірний 11 трубопровід. Цикл роботи насоса складається з двох тактів: *всмоктування* і *нагнітання*. При русі поршня зліва направо в циліндрі під поршнем створюється вакуум, клапан 9 відкритий, а клапан 10 – закритий. Рідина піднімається по трубопроводу, що всмоктує, робоча камера циліндра заповнюється водою.

При русі поршня справа наліво в робочій камері створюється надмірний тиск. Під його дією закривається клапан 9 і відкривається 10. Рідина витісняється в напірний трубопровід 11. Висота всмоктування насоса не перевищує 6 – 7 м. вод. ст.

Дійсна подача поршневого насоса об’ємна ($м^3/с$) або масова (кг/с)

$$Q_o = \frac{Snl\eta_0}{60}$$

де S – площа поршня, м^2; l – довжина ходу поршня, м; n – частота обертання провідної ланки насосної установки, об/хв; η_0 – об'ємний коефіцієнт корисної дії

$$\eta_0 = 0{,}85 - 0{,}99.$$

Істотним недоліком подібних конструкцій є нерівномірність подачі.

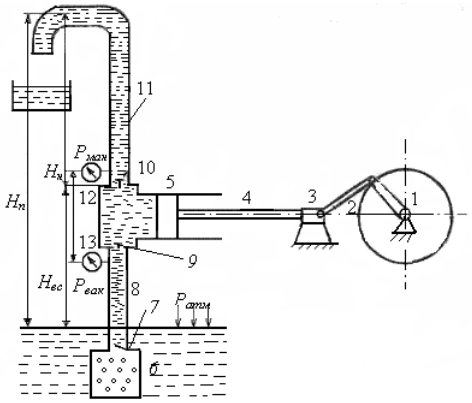


Рис. 9.1. Схема поршневого насосу

Зменшення нерівномірності досягається за рахунок збільшення числа циліндрів насоса, поршні яких розташовуються на одному валу із зсувом кривошипів кожного на кут

$$\alpha = \frac{360°}{Z}$$

один щодо одного. Можливі також інші конструктивні рішення, що дозволяють зменшувати нерівномірність подачі: установка повітряних клапанів, застосування насосів диференціального типу, подвійної дії тощо.

2. Роторно-поршневі насоси

Одноциліндрові поршневі насоси характеризуються великою нерівномірністю подачі.

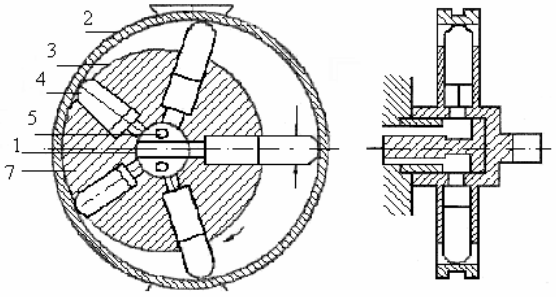


Рис. 9.2. Схема радіально-поршневого насоса

Більш рівномірну подачу рідини можна одержати шляхом застосування багатоциліндрових поршневих машин, циліндри яких об'єднані в один блок. Витіснювачами робочої рідини є поршні, що приводяться в рух безпосередньо від двигуна.

Роторно-поршневі насоси (гідромашини) отримали широке застосування в об'ємних гідропередачах і приводах. Їх використовують в якості постійної і змінної подачі та як гідродвигуни з постійним і змінним моментом, що крутить. По розташуванню робочих камер (циліндрів) щодо осі обертання ротора насоси ділять на радіальні і аксіальні.

Радіально-поршневий насос схематично представлений на рис. 9.2. У насосах цього типу ротор 1 розташований ексцентрично щодо статора 2. У роторі просвердлені радіальні циліндрові отвори (циліндри). Поршні 4 при обертанні ротора здійснюють в циліндрах поворотно-поступальну ходу, ковзаючи своїми сферичними головками по внутрішній поверхні статора. Як розподільний пристрій служить порожниста вісь з перегородкою 5. При обертанні ротора робочі камери по черзі з'єднуються з отвором 3, через який всмоктується рідина, і з отвором 7, через який відбувається її нагнітання.

Робочий об'єм відповідно до ідеальній подачі насоса за один оборот ротора ($м^3$):

$$V_0 = \frac{\pi d^2}{4} \cdot 2l ,$$

де d – діаметр поршня, м; $2l$ – хід поршня по циліндру, м.

Аксіально-поршневі насоси відрізняються від радіальних тим, що поршні у них здійснюють поворотно-поступальні рухи в напрямі, паралельному осі блоку циліндрів. Ці насоси виконуються з наклонним циліндровим блоком або похилою шайбою.

Аксіально-поршневий насос з похилим циліндровим блоком показаний на рис. 9.3. Конструктивно вісь обертання циліндрового блоку нахилена до осі обертання приводного валу. Передача моменту обертання від валу до циліндрового блоку здійснюється через штоки поршнів або за допомогою універсального шарніра (подвійний кардан).

Основним елементом насоса є циліндровий блок (ротор) 2, поршні 3, штоки 5, шарнірно пов'язані з поршнями 3 і настійним диском 4. Диск 4 жорстко пов'язаний з провідним валом 7. Підведення і відведення рідини здійснюється через нерухомий розподільник 1.

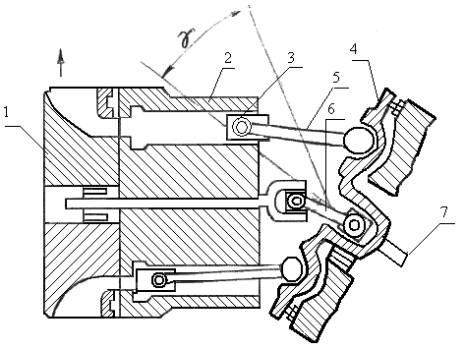


Рис. 9.3. Аксіально-поршневий насос

Схема найпростішого насоса з похилим диском зображена на рис. 9.4. У насосі відсутній карданний або шатуновий зв'язок похилого диска з блоком циліндрів. Поршні 2 притиснуті пружинами 1 або безпосередньо до похилого диска 4 (як показано на рисунку), або через проміжний черевик.

Підведення і відведення рідини здійснюється через нерухомий торцевий розподільник. Зміна робочого об'єму, а отже регулювання подачі, проводиться автоматично або уручну шляхом зміни кута β нахилу диска за допомогою шарнірної тяги 3.

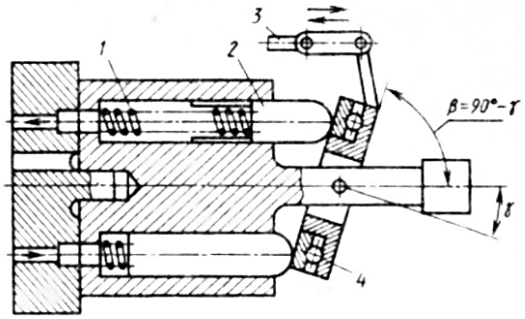


Рис. 9.4. Аксіально-поршневий насос з похилим диском

Розглянуті роторно-поршневі насоси мають властивість оборотності; тому вони застосовуються і як насоси, і як гидромотори.

Робочий об'єм насоса при числі циліндрів Z і їх діаметрі d визначається з виразу:

$$V_0 = \frac{\pi d^2}{4} \cdot D\sin(\alpha Z),$$

де D - діаметр блоку насоса, м; α – кут нахилу блоку (шайби).

Аксіальні роторно-поршневі насоси і гідромотори мають менші габарити в порівнянні з радіальними гідромашинами, високий ККД; вони придатні для роботи на високих частотах обертання (до 20000 об/хв) і тиску до 30 МПа.

Середню подачу аксіально-поршневого насоса визначають по формулі

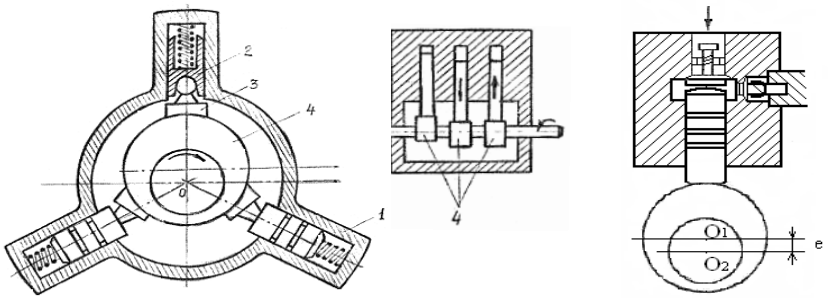
$$Q_0 = \eta_0 \frac{\pi d^2}{120} r_0 z n tg\gamma,$$

де r_0 – радіус кола осей циліндрів, γ – кут нахилу шайби.

3. Кулачкові насоси

Схема кулачкового насоса приведена на рис. 9.5. Основними елементами є корпус 1, робочі поршні 2, приводний кулачковий вал 4. Вісь обертання кулачкового валу зміщена щодо геометричної осі корпусу на величину ексцентриситету *e*. При обертанні кулачкового валу поршні здійснюють поворотно-поступальну ходу на шляху *l = 2e*.

Рис. 9.5. Схема кулачкових насосів



Основний недолік поршневих кулачкових насосів – нерівномірність подачі. Для вирівнювання подачі застосовують багатопоршневі насоси з числом циліндрів *Z* = 3 – 11 в одному ряду і із зсувом фаз їх робочих циклів на кут α = 360°/*Z*.

У корпусі насоса циліндри можуть розташовуватися в один ряд. Компактність конструкції насоса досягається радіальним розташуванням циліндрів, осі яких перетинаються в центрі симетрії корпусу.

Робочий об'єм насоса при числі циліндрів *Z* і їх діаметрі *d* визначається по формулі

$$V_0 = \frac{\pi d^2}{4} \cdot eZ \ .$$

Подача кулачкового насоса

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} \cdot \frac{ezn\eta_0}{60} \ ,$$

де η_0 = 0,75 – 0,95 – об'ємний ККД насоса; *n* – частота обертання кулачкового валу, об/хв.

4. Шестерінчасті насоси

Сучасні шестерінчасті насоси (рис. 9.6) виконуються з шестернями зовнішнього і внутрішнього зачеплення. Більш поширені насоси з шестернями зовнішнього зачеплення.

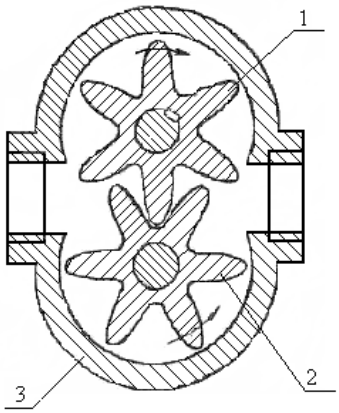


Рис. 9.6. Схема шестерінчастого насоса

Останні виконуються у вигляді пари однакових шестерень – ведучої і веденої, що знаходяться в зачепленні і поміщені в корпусі насоса з малими зазорами торців. По обидві сторони зони зачеплення в корпусі є порожнини, сполучені з напірною лінією і лінією, що всмоктує. Із сторін торців корпус замикається бічними дисками. При обертанні шестерень у порожнині, яка всмоктує, зуби виходять із зачеплення,

об'єм камери всмоктування збільшується, тиск зменшується. Робоча рідина, підведена до патрубку, що всмоктує, поступає в камеру всмоктування, заповнює западини, що вивільнилися (робоча камера) і далі переноситься по периферії корпусу в порожнину нагнітання. Порожнина нагнітання утворюється з протилежного боку, де зубці входять в зачеплення, витісняючи робочу рідину із западин в нагнітальний патрубок. За один оберт шестерень робочий об'єм насоса можна визначити як суму об'ємів западин обох шестерень, що відповідає об'єму кільця, яке має зовнішній діаметр, рівний діаметру кола виступів шестерень, з товщиною висоти зуба h і ширині шестерні b. Об'єм цього кільця

$$V_0 = 2\pi m^2 zb = 2\pi dmb ,$$

де m - модуль зачеплення, мм; z – число зубів шестерні.

Оскільки у шестерень об'єм западин між зубами трохи більше об'єму самих зубів, то уточнена формула для визначення робочого об'єму насоса має вигляд

$$V_0 = 7m^2 zb = 7dmb .$$

Теоретична подача шестерінчастого насоса (м^3/с)

$$Q_m = \frac{bSZn}{30},$$

де S – площа робочої частини зуба, що видавлює рідину, яка приблизно дорівнює

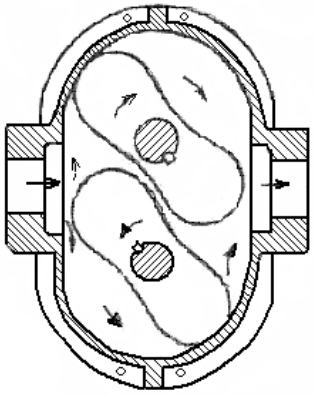
$$S = \frac{\pi D^2}{Z^2},$$

де D – діаметр початкового кола шестерні. Витоки рідини враховуються об'ємним ККД $\eta_0 = 0{,}8 \div 0{,}95$.

Дійсна подача шестерінчастого насоса (м^3/с)

$$Q = \frac{\pi bD^2 n\eta_0}{30Z}.$$

Шестерінчасті насоси реверсивні, тобто зміною напряму обертання шестерні міняється напрям руху рідині в трубопроводі. Шестерінчасті насоси з внутрішнім зачепленням компактніші, ніж із зовнішнім. Вони мають кращу здатність до всмоктування, можуть працювати при великих частотах обертання, проте складні у виготовленні. З цієї причини вони не набули широкого поширення в сучасному машинобудуванні.



5. Коловоротні насоси

Коловоротні насоси (рис. 9.7) відносяться до шестерінчастих. Основними робочими органами насосів є рухомі ротори – ведучий і ведений.

Рис. 9.7. Схема коловоротного насоса

Конструктивно ротори можуть бути з двома або трьома зубами. Профілі зубів щільно замикаються між собою і статором насоса. При обертанні роторів в порожнині всмоктування їх зуби виходять із зачеплення, об'єм камери всмоктування збільшується, тиск зменшується і рідина поступає в камеру всмоктування. При подальшому обертанні роторів об'єм правої камери зменшується (зуби входять в зачеплення) і рідина витісняється в нагнітальний

трубопровід. Оскільки ротори не можуть передавати момент, що крутить, усередині статора, то для цього вони сполучені між собою шестерінчастою парою, розташованою за межами корпусу насоса.

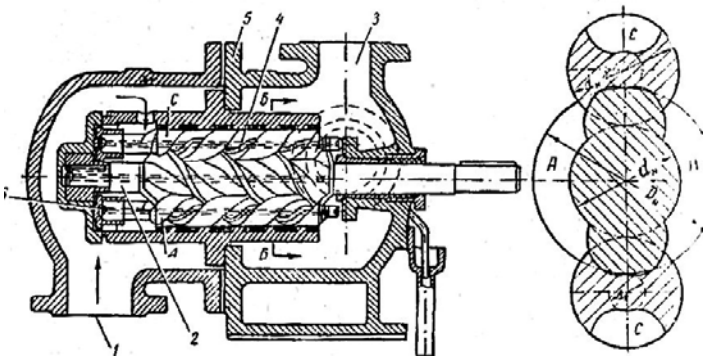
Коловоротні насоси застосовують для перекачування великих об'ємів дуже в'язких рідин (кам'яновугільних смол, бітумів тощо) при невеликому тиску.

6. Гвинтові насоси

Гвинтові насоси (рис. 9.8) відрізняються рівномірною подачею рідини, високим ККД, вони компактні, безшумні, надійні в роботі, допускають високе число обертів і достатньо великий тиск.

Основними робочими органами гвинтових насосів є гвинти, поміщені в корпус. Гвинтові насоси виготовляються в одно-, двух-, трьох- і багатогвинтовому виконанні. Звично один гвинт веде, решта відомі. Виступи одного гвинта входять в западини іншого.

Рис. 9.8. Схема гвинтового насоса



Западини між зубами гвинтової нарізки під час роботи заповнені рідиною і є замкнутими об'ємами, що відділяють порожнину всмоктування від порожнини нагнітання. При обертанні гвинтів в порожнині всмоктування гвинтові зуби розкривають западини, об'єм камери всмоктування збільшується, тиск зменшується і рідина поступає в камеру з трубопроводу, що всмоктує. При подальшому обертанні гвинтів рідина, що заповнила западини, переноситься уздовж осі по гвинтовій нарізці з камери всмоктування в камеру нагнітання, де зуби гвинтів, входивши в западини, витісняють рідину в камеру нагнітання і далі в напірний трубопровід. При подачі робочої рідини під тиском в камеру всмоктування гвинтова гідромашина працює як гвинтовий гідродвигун.

Подача гвинтового насоса визначається за формулою

$$Q = \frac{(S_к - S_в) t n \eta_0}{60},$$

де $S_к$ – площа поперечного перерізу порожнини корпусу, в якій розміщені гвинти, м^2; $S_в$ – площа тіла гвинтів, м^2; t – крок гвинтової нарізки, м; $\eta = 0{,}75 – 0{,}98$ – об'ємний ККД.

За початкову величину при розрахунку площі тіла гвинтів насосів приймають діаметр основного кола провідного гвинта $d_н$, через який виражається решта розмірів:

$$D_н = \frac{5d_н}{3}, \quad d_в = \frac{d_н}{3}, \quad t = \frac{10d_н}{3},$$

де $D_н$ – зовнішній діаметр гвинта; $d_в$ – внутрішній діаметр нарізки відомого гвинта.

Зовнішній діаметр відомих гвинтів рівний діаметру основного кола провідного гвинта. З урахуванням необхідної герметичності теоретична подача за один оборот гвинта

$$q_t = (S_к - S_в)t = 4{,}14d_н^3 \text{ - для трьохгвинтових насосів;}$$

$$q_t = (S_к - S_в)t = \frac{3\pi(D_н^2 - d_н^2)t}{16} \text{ - для двогвинтових насосів.}$$

Подача гвинтового насоса рівномірна, без помітної пульсації, досягає 10 000 ÷ 15 000 л/хв.

Гвинтові насоси мають велику здатність до самовсмоктування (до 6 – 7 м. вод. ст), можливість змінювати тиск в широкому діапазоні, відносно постійний ККД, компактність. Проте складність виготовлення, що вимагає високої точності, обмежує їх широке застосування на сучасному етапі.

Гвинтові насоси і гідродвигуни застосовуються в об'ємних гідроприводах, гідравлічних системах регулювання парових і гідравлічних турбін, в нафтовій промисловості.

7. Пластинчасті насоси

Основними робочими органами пластинчастих насосів (рис. 9.9) є ротор 1, поміщений в циліндровому розточуванні корпусу насоса між двома щільно притиснутими до нього торцевими дисками 2.

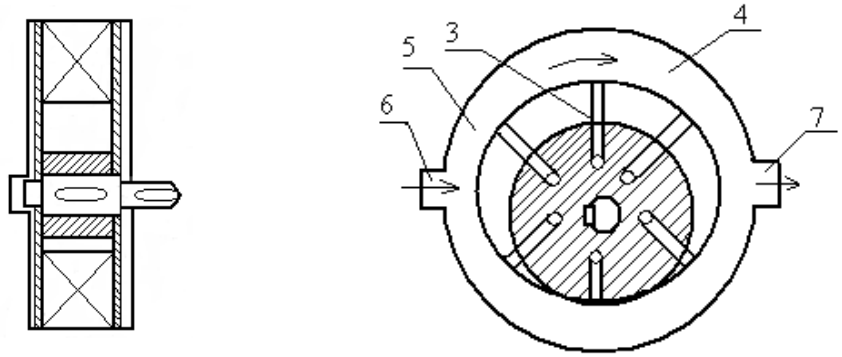


Рис. 9.9. Схема роторно-пластинчастого насоса разової дії

У радіальних, або злегка похилих до радіусу ротора пазах, поміщені пластини-витіснювачі. Вісь обертання ротора розташовується по відношенню до статора 4 ексцентрично. При обертанні ротора пластини притискаються до внутрішньої поверхні статора відцентровими силами, або спеціальними пружинами, здійснюючи одночасно поворотно-поступальну ходу в його пазах. Об'єм між сусідніми пластинами, у міру обертання ротора змінюється по величині. У зоні всмоктування об'єм між пластинами збільшується і заповнюється рідиною. У зоні нагнітання цей об'єм зменшується і рідина з нього витісняється в нагнітальну порожнину. Пластинчасті насоси виготовляються з постійною і регульованою подачею. Регулювання подачі пластинчастих насосів здійснюється зміною ексцентриситету *е.*

Подача пластинчастих насосів пульсуюча. Для зменшення пульсації подачі рідини в насосах застосовується від 4 до 12 пластин.

Пластинчасті насоси бувають однократної, двократної і багатократної дії. Істотним недоліком роторно–пластинчастих насосів і гідромашин однократної дії є наявність великого одностороннього навантаження на підшипники. Для усунення цього недоліку застосовують роторно-пластинчасті гідромашини двократної дії.

У пластинчастому насосі двократної дії подача рідини з кожної робочої камери в нагнітальний трубопровід за один оборот ротора проводиться двічі.

Робочий об'єм пластинчастого насоса одноразової дії

$$V = 2be(2\pi r - z\sigma),$$

де b – ширина ротора, e – ексцентриситет, r – радіус статора, z – число пластин, σ – товщина пластини.

Робочий об'єм пластинчастого насоса двократної дії

$$V = 2b[\pi(r_2^2 - r_1^2) - \frac{(r_2 - r_1)z\sigma}{\cos\alpha}],$$

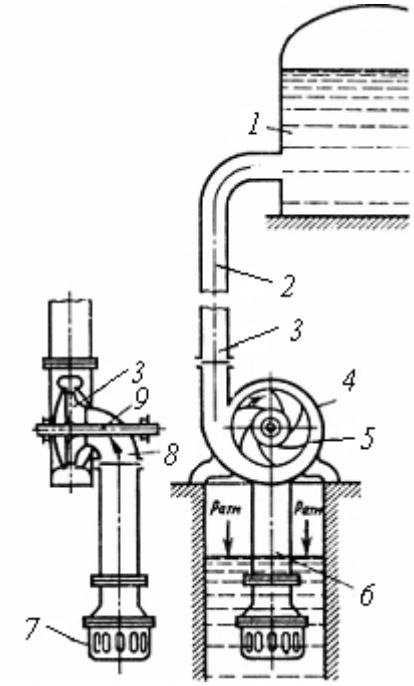
де r_1 і r_2 – великий і малий радіуси статора, α – кут нахилу пластин (для радіальних пластин cosα = 1). Для нереверсивних насосів α = 7 – 15°, ККД пластинчастого насоса η = 0,75 – 0,98.

Пластинчасті гідромашини розраховані на роботу при невеликій подачі (5 – 200 л/хв) і достатньо високому тиску (до 7 МПа). Завдяки малим габаритам, надійності в роботі, високому ККД пластинчасті насоси широко застосовуються в гідроприводах машин.

8. Відцентровий насос

В сучасній техніці широкого поширення набули відцентрові насоси різних типів, що відрізняються один від одного конструктивно і експлуатаційними даними.

Відцентрові насоси розрізняються по числу ступенів тиску, по розташуванню вала, умовам руху рідини з робочого колеса в корпус насоса та іншим ознакам.



По числу ступенів тиску насоси розділяються на одноступінчаті двухступінчасті і багато-ступінчаті, в яких рідина проходить через послідовно сполучені робочі колеса, що поступово збільшують напор до заданого рівня. Для збільшення продуктивності застосовуються насоси з двостороннім входом. У таких насосів більша продуктивність при однаковому напорі.

Залежно від розташування валу робочого колеса, розрізняють насоси з горизонтальним і вертикальним валом. Для поліпшення умов входу рідини, в корпус насоса вводять додатково напрямний апарат, цілий ряд насосів працюють без нього.

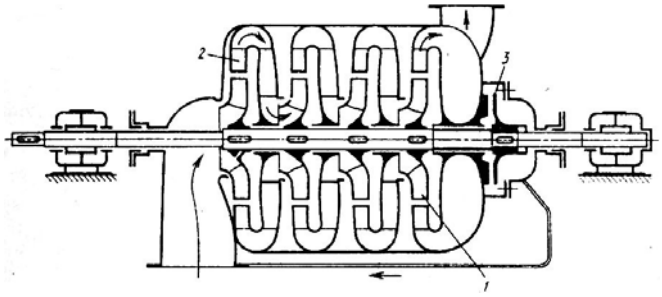
Рис. 9.10. Схема одноступінчатого відцентрового насоса з одностороннім входом

Відцентрові насоси ділять на тихохідні, нормальної швидко-хідності і бистрохідні. Найбільш поширений тип сучасного відцентрового насоса – насос з горизонтальним валом, що сполучений з двигуном і має спіральну камеру.

Схема одноступінчатого відцентрового насоса з одностороннім входом приведена на рис. 9.10. У корпусі 4, виконаному у вигляді равлика, на валу 9 обертається робоче колесо 5 з криволінійними лопатками. Вал з колесом приводиться в обертання від електродвигуна. Корпус насоса складається з робочої камери і двох патрубків: що всмоктує 8 і нагнітача 3. Патрубок, що всмоктує, підходить до центру корпусу насоса, а нагнітач розташований на периферії і є як би продовженням равлика. Патрубок 8 сполучений з трубопроводом, що всмоктує 6, на кінці якого встановлений фільтр грубого очищення 7. Всередині розташований зворотний клапан, що попереджає зворотний рух рідини. Патрубок 3 приєднаний до напірного трубопроводу 2, що подає рідину від насоса до місця призначення, наприклад до резервуару 1.

Рис. 9.11. Схема багатоступінчастого відцентрового насоса з одностороннім входом

Відцентрові насоси не володіють властивістю самовсмоктування, тому перед пуском насос і трубопровід, що всмоктує, заповнюється рідиною. Зворотний клапан при цьому повинен бути закритий. У крупних відцентрових насосах для цих цілей служать спеціальні вакуумні насоси, що відсисають повітря з



трубопроводу, що всмоктує. У насосі створюється вакуум, що забезпечує надходження в нього рідини перед запуском. Після заповнення насоса рідиною включають двигун, робоче колесо обертається з великою частотою. При цьому рідина, що заповнює робоче колесо, переміщується за профілем лопаток від центру насоса до периферії, в нагнітальний трубопровід.

В результаті такого переміщення в центрі насоса утворюється вакуум, і під дією атмосферного тиску, що діє на вільну поверхню рідини, відкривається зворотний клапан і рідина по трубопроводу, що всмоктує, поступає в насос. Таким чином, у всій системі створюється безперервний рух рідини, який при постійній частоті обертання робочого колеса вважають сталими.

Одноколісні насоси з одностороннім входом застосовують при невеликих подачах і потужностях. При збільшенні подачі зростають зусилля, що зміщують робоче колесо у напрямі всмоктування.

Одноколісні насоси відносять до групи низьконапірних. Вони створюють тиск не вище 1,0 МПа. Для збільшення напору зазвичай на валу встановлюють два, три і більш за колеса.

Рідина, проходячи послідовно через кожне колесо, збільшує тиск приблизно на однакову величину. Такі насоси називаються багатоступінчастими (рис. 9.11).

Основними частинами насоса є робоче колесо 1, напрямний апарат 2, гідравлічна п'ята 3. Число коліс на одному валу такого відцентрового насоса не перевищує 12.

Значення ККД відцентрових насосів змінюється в широких межах, залежно від розмірів насоса і досконалості його проточної частини: для малих насосів $\eta = 0{,}27 – 0{,}8$; у великих насосах ККД досягає величини $\eta = 0{,}9$, що свідчить про досконалість відцентрового насоса як гідравлічної машини.

9. Вихровий насос

Робочим органом вихрового насоса (рис. 9.12) є робоче колесо 1 з радіальними або похилими лопатками, укладене в циліндровому корпусі з малими зазорами торців. У бічних або периферійних стінках корпусу виконаний концентричний канал 2, сполучений з вхідним 5 і напірним 3 патрубками. Простір між вхідною і напірною порожнинами розділений глухою перемичкою 4.

Процес роботи вихрового насоса полягає в наступному. При всмоктуванні рідина переміщається уздовж лопаток робочого колеса від периферії до центру, тобто в зворотному в порівнянні з відцентровим насосом напрямі. Потрапляючи на лопатки і обертаючись разом з ними, рідина під дією відцентрової сили отримує значну кінетичну енергію і викидається цією силою в концентричний канал між робочим колесом і корпусом, де кінетична енергія перетвориться в енергію тиску.

Під дією підвищеного тиску рідина переміщається в сусідній простір між лопатями всередину колеса, потім знову відкидається відцентровою силою в канал і так далі. Таким чином частинки рідини описують вихреподібні спіральні траєкторії. За один оборот робочого колеса одна і та ж кількість рідини багатократною дією відцентрової сили відкидається від центру до периферії, внаслідок чого послідовно нарощується запас енергії рідини. Це приріст енергії може бути порівнянне із збільшенням напору в багатоступінчатому відцентровому насосі. Тому при однакових розмірах і рівних колових швидкостях робочих коліс вихрові насоси створюють напор, що в 4 – 9 разів перевищує напор відцентрових насосів.

Робота вихрових насосів характеризується самовсмоктуванням, що також вигідно відрізняє їх від відцентрових. Для запуску вихрового насоса достатньо тієї кількості води, що залишається в насосі після попереднього пуску.

Недоліком вихрових насосів є відносно низький ККД, що не перевищує 45%. Це пояснюється значними втратами напору в процесі вихроутворення на подолання гідравлічних опорів колеса, і тертя об стінки каналу. Ці втрати враховуються гідравлічним ККД ($\eta_г$). ККД насоса знижується також в результаті витоків рідини через зазори торців між робочим колесом і корпусом насоса і через зазор між колесом і перемичкою; ці втрати враховуються об'ємним ККД (η_0).

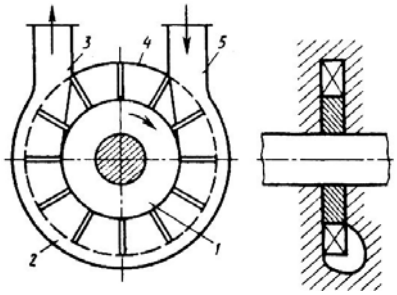


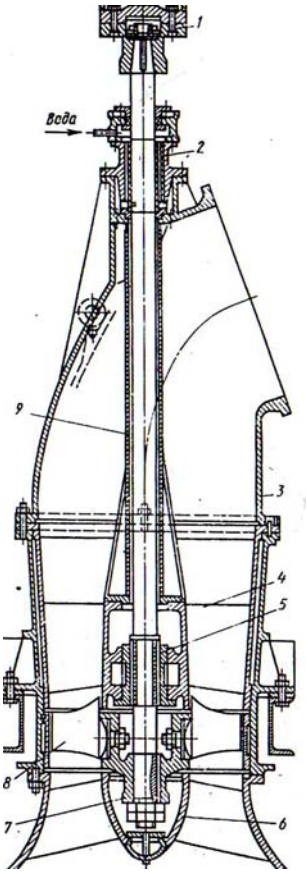
Рис. 9.12. Схема вихрового насоса

Низький ККД перешкоджає застосуванню вихрових насосів при великих потужностях. Вони розвивають подачу до 12 л/с, напор насосів досягає 250 м, потужності 20 кВт, коефіцієнт швидкохідності $n_s = 10 – 25$.

Область застосування цих насосів по подачі і тиску близька до області застосування об'ємних насосів (поршневих і роторних). Особливо перспективно їх використання для перекачування сумішей рідини і газу. Їх застосовують для подачі легколетючих рідин (бензин, спирт тощо), а також рідин, насичених парами кислот, лугів і зріджених газів.

10. Осьові насоси

Останнім часом широкого поширення набувають осьові (пропелерні) насоси малого напору і великої продуктивності. Перевага цих насосів – простота, компактність конструкції, а також можливість перекачування забруднених рідин.



Осьовий насос (рис. 9.13) складається з робочого колеса, що складається з маточини 7 із закріпленими на ній лопатками 8. Обтічник 6 забезпечує плавне підведення рідини до лопаток. Число лопаток коливається від 3 до 6. За робочим колесом розміщується направляючий апарат 4 з нерухомими лопатками. Відведення рідини в напірний трубопровід виконане у вигляді коліна 3. Вал 9 обертається в двох підшипниках 2 і 5 і сполучений муфтою 1 з валом електродвигуна.

У крупних осьових насосах лопатки робочого колеса поворотні, кут їх повороту регулюється спеціальним механізмом. Робоче колесо осьового насоса передає рідині поступальну і обертальну ходу в напрямі, протилежному обертанню робочого колеса.

Для усунення обертального руху рідини і зменшення втрат напору в проточній порожнині насоса служить направляючий апарат, через який рідина проходить перед виходом в напірний трубопровід.

Рис. 9.13. Схема осьового насоса

Теоретична подача осьового насоса (м^3/с):

$$Q = \frac{\pi(D^2 - d^2)\upsilon_z}{4},$$

де D – зовнішній діаметр робочого колеса, м; d – діаметр маточини, м; $K_\upsilon = 0{,}55n_s^{3/4}$ – коефіцієнт швидкості; υ_z – осьова швидкість, яка визначається по формулі

$$\upsilon_z = K_\upsilon\sqrt{2gH}\ .$$

Осьові насоси, що випускаються промисловістю, можуть бути використані для перекачування прісної і морської води. Вони успішно працюють в зрошувальних системах, а також на станціях перекачування каналів з примусовим підйомом води.

Вертикальні осьові насоси серій ОВ і ОПВ (О – жорстко-лопатевий, ОП – поворотно-лопатевий), які застосовуються на могутніх теплових електростанціях. Вони входять головним чином в системи прямого і оборотного водопостачання із ставком-охолоджувачем і встановлюються на берегових насосних станціях. Такі насоси перекачують від 170 до 165 000 м^3/год рідини при натиску від 1,3 до 28 м.

11. Струменеві насоси

Струменевий насос (рис. 9.14) не має рухомих частин, а робочим органом є сама рідина.

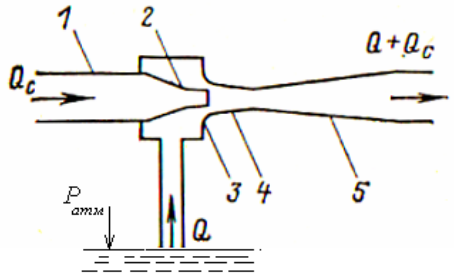


Рис. 9.14. Схема струменевого насоса

Насос складається з трубопроводу 1, по якому підводиться рідина під натиском, сопла 2, камер змішування 3, 4 і дифузора 5. Рідина з сопла 2 викидається з великою швидкістю в камеру змішування 4 і захоплює рідину, що відсмоктується в неї, передаючи їй частину енергії. Витрата рідини, що перекачується позначена Q, а рідині, що створює напор – Q_c. Ці рідини можуть бути різними. Наприклад Q_c – чиста вода, а Q – забруднена.

9.2. Прилади вимірювання витрат рідини

Вимірювання витрат відбувається за допомогою звужуючих пристроїв, до яких відносяться стандартні діафрагми, сегментні діафрагми, сопла і водоміри Вентури. Вимір витрати рідини здійснюється за перепадом (різницею) тисків на звужуючому пристрої. Перепад тиску виникає в результаті збільшення середньої швидкості в звужуючій частині пристрою, тобто збільшення кінетичної енергії. У результаті гідростатичний тиск в межах звуженого перерізу встановлюється менше тиску перед звужуючим пристроєм. Перепад тиску (напоровши) буде тим більше, чим більше буде витрата потоку рідини. Залежність між витратою нестискуваного потоку рідини і різницею тисків встановлюється за допомогою рівняння Бернулі.

Різниця тисків в звужуючому пристрої визначається за допомогою дифманометрів поплавцевого, кільцевого сильфонного і мембранного типів. При вимірюванні перепадів тиску найбільш досконалим пристроєм є вимірювальний перетворювач «Сапфір», який дозволяє визначити перепад тисків в діапазоні від 60 Па до 16 МПа. Перепаду тисків відповідає електричний сигнал в мікроамперах (мкА), що передається приладу, який перетворює його у величину витрати рідини і фіксує поточну витрату на шкалі приладу.

Принцип роботи електромагнітного витратоміра полягає у використанні явища електромагнітної індукції. Сам прилад складається з первинного блоку, розташованого в трубопроводі, вимірювального передавального і індикаторного блоків. Первинний блок створює магнітне поле по контуру труби, по якій рухається потік рідини. При зміні середньої швидкості (витрати) потоку змінюється ЕРС (електрорушійна сила) індукції, величина якої перетворюєься в електричний сигнал, відповідний до певної витрати рідини. Сам сигнал передається на вимірювальний блок, який показує витрату рідини. Показання приладу не залежать від густини та в'язкості рідини, наявності твердих часток в потоці, тиску в трубопроводі.

В корпус турбінного витратоміру вбудована осьова турбіна. Потік води, що проходить по трубопроводу, куди вбудований витратомір, передає кінетичну ергию робочому колесу турбіни. В результаті передачі енергії колесо обертається з певною кутовою швидкістю, а частота обертання валу колеса турбіни відповідає витраті рідини в трубопроводі. Обертання турбінного колеса через черв'ячную передачу, що знаходиться в корпусі, передається лічильному пристрою, розташованому зовні корпуса, який фіксує витрату за інтервал часу (година, доба, місяць). Витратоміри такого типу призначені для виміру витрат чистої води.

Тахометричні витратоміри можуть бути оснащені тангенціальними або шнековими перетворювачами. У тангенціального перетворювача є камера закручування потоку рідини. який, проходячи камерою, отримує гвинтовий рух. У камері знаходиться кулька, яка за рахунок відцентрових сил при гвинтовому русі потоку притискається до зовнішньої поверхні камери при обертанні її відносно осі. Частота обертання кульки пропорційна витраті рідини. Витратомір оснащений магнітоіндукційним перетворювачем, який перетворить

кутову швидкість кульки в електричний сигнал. Сигнал потрапляє на вимірювально-показуючий блок, фіксуючий витрати рідини.

При шнековому перетворювачі закручування потоку рідини здійснюється при обтіканні лопатей шнека. В результаті гвинтового руху рідини кулька отримує обертальний рух відносно осі потоку. Її кутова швидкість обертання відповідає витраті рідини. Такі витратоміри призначені для виміру витрат неагресивних і чистих рідин, без вмісту зважених часток.

Принцип роботи ультразвукових витратомірів полягає у фіксації ультразвукової хвилі в потоці рідини. Витратоміри принципово розрізняються залежно від методу поширення ультразвукового променя. Перший тип заснований на визначенні зносу потоком ультразвукового променя, спрямованого нормально до осі рідини, що рухається, інший – на вимірі швидкості проходження ультразвукових імпульсів в напрямі потоку рідини і проти нього.

Ультразвукові витратоміри можуть бути переносними або стаціонарними. Витратомір включає датчики, що випромінюють ультразвукові хвилі, та реєструючі пристрої з таймером. Датчики встановлюються безпосередньо на прямій ділянці трубопроводу один навпроти одного, причому ділянка повинна мати довжину, що дорівнює 5...8 діаметрам труби. Датчики приєднуються до переносного або стаціонарного реєструючого пристрою, який фіксує витрату за певний проміжок часу. Головною перевагою витратоміру є можливість безконтактного виміру витрати будь-яких рідин з великою точністю в трубопроводах з діаметром умовного проходу від 30 до 1600 мм.

Витратометр Вентурі являє собою циліндричну вставку, яка плавно звужується, а потім розширюється (рис. 9.15). Для вимірювання тискурідини використовуються два п'єзометри: один в розширеній частині, інший – в звуженні. При зміні витрати рідини, що проходить по трубопроводу, змінюється різниця свідчень п'єзометрів Δh. Рівняння Бернулі для перерізів 1-1 і 2-2

$$z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g}. \qquad (9.1)$$

Оскільки друга швидкість більша, то свідчення п'єзометра в першому перерізі будуть більше, а різниця свідчень п'єзометрів

$$\Delta h = \left(z_1 + \frac{P_1}{\gamma}\right) - \left(z_2 + \frac{P_2}{\gamma}\right) = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g}. \qquad (9.2)$$

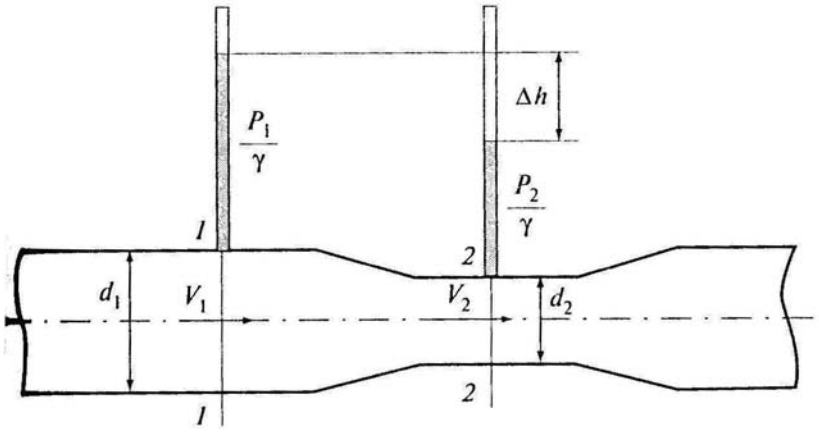


Рис. 9.15. Витратомір Вентурі

Теоретична витрата рідини в трубопроводі складає

$$Q_m = \frac{\pi d_1^2}{4}\sqrt{\frac{2g\Delta h}{\left(\frac{d_1}{d_2}\right)^4 - 1}}. \qquad (9.3)$$

По даній формулі можна визначити витрати рідини, якщо відомі діаметри труби і звуження та виміряна різниця п'єзометричних висот.

Формули (9.1) – (9.3) справедливі для ідеальної рідини, при русі ж через витратомір в'язкої рідини виникають втрати напору, тому необхідно ввести в кінцеву формулу відповідну поправку на опір у вигляді коефіцієнту витрат водоміра

$$Q = \mu Q_m . \qquad (9.4)$$

Коефіцієнт витрати водоміра Вентури, виготовленого відповідно до стандарту виміру витрат рідин, становить μ = 0,97..0,99.

9.3. Прилади вимірювання напору

Трубка Піто служить для виміру повного напору. Нехай рідина рухається в напірному трубопроводі, в який опущена зігнута під прямим кутом трубка з наконечником. Трубка встановлюється отвором наконечника проти руху потоку рідини (рис. 9.16)

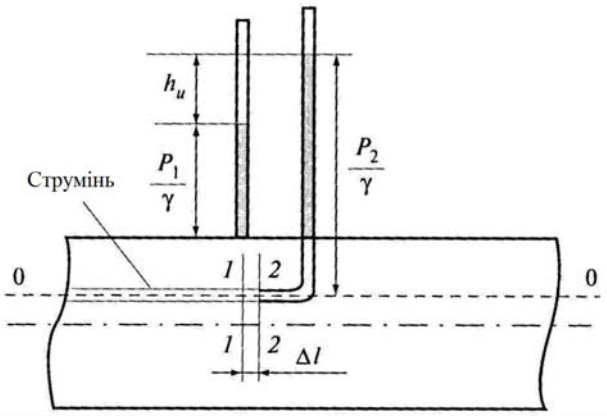


Рис. 9.16. Трубка Піто

Швидкість руху рідини усередині трубки після її заповнення дорівнюватиме нулю. Якщо потік рідини обтікає яку-небудь перешкоду, то поблизу перешкоди швидкість потоку сповільнюється і в центрі області обтікання утворюється критична точка, в якій швидкість дорівнює нулю. У нашому випадку критична точка лежить на осі вхідного отвору наконечника трубки і швидкість на виході отвору $u = 0$.

Розглянемо рух елементарного струменя рідини, вісь якого співпадає з віссю трубки Піто. Переріз 1-1 струміня буде знаходитися на елементарній відстані Δl від отвору наконечника трубки, а переріз 2-2 – в площині отвору трубки. У площині поперечного перерізу труби встановлюється звичайна пьєзометрична трубка. Нехай діаметр трубки досить малий, тому можна прийняти тиск в перерізі отвору рівномірним. Цей тиск відповідатиме тиску в точці 2. Рівняння Бернулли для струміня на ділянці 1-2

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{u_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{u_2^2}{2g}. \tag{9.5}$$

В п'єзометричній трубці рідина за рахунок гідростатичного тиску підніметься на висоту P_1/γ, в трубці Піто на висоту P_2/γ, а швидкість в точці 2 дорівнює нулю. Таким чином

$$\frac{P_2}{\gamma} = \frac{P_1}{\gamma} + \frac{u_1^2}{2g}, \tag{9.6}$$

а різниця п'єзометричних висот

$$h_u = \frac{P_2 - P_1}{\gamma} = \frac{u_1^2}{2g}. \tag{9.7}$$

Знаючи виміряну величину h_u, визначаємо швидкість в точці, де встановлена трубка Піто:

$$u = \sqrt{2gh_u}. \tag{9.8}$$

9.3. Прилади вимірювання швидкості рідини

Вимірювання швидкості відбувається за допомогою трубки Піто-Прандтля, яка відміну від трубки Піто, являє собою трубку в трубці (рис. 9.17). Центральна трубка з плавним наконечником на вході діаметром d спрямована назустріч набігаючому потоку рідини і вимірює повний тиск P_2 з урахуванням динамічного тиску $\rho u^2/2$.

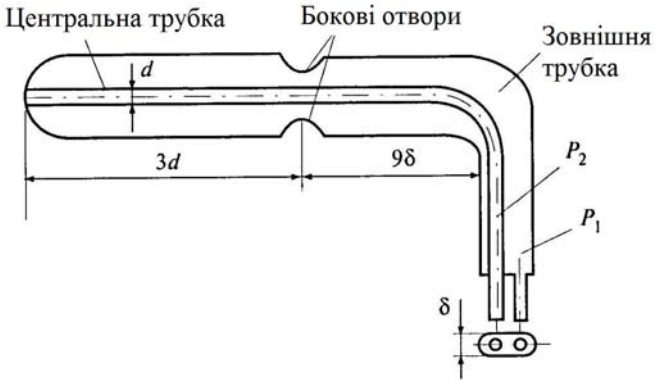


Рис. 9.17. Трубка Піто-Прандтля

Зовнішня трубка має на бічній поверхні отвори, розташовані приблизно на відстані 3d від вхідного отвору трубки, а площини перерізів центральної і зовнішньої трубок не сполучаються між собою. В торцевій частині зовнішня трубка заглушена, її отвори служать для визначення гідростатичного тиску P_1. Кінці трубок найчастіше під'єднуються до диференціального манометра, при застосуванні рідинного манометра, заповненого рідиною, густина ρ_{pid} має бути більше густини рідини ρ. Ця обставина враховується при визначенні швидкості и в точці встановлення трубки Піто-Прандтля

$$u = \sqrt{2g\left(\frac{\rho_{pid}}{\rho} - 1\right)h_u} \ .$$

З урахуванням похибки при вимірюванні швидкості трубкою можна записати

$$u = \varphi\sqrt{2g\left(\frac{\rho_{pid}}{\rho} - 1\right)h_u} \ , \qquad (9.9)$$

де φ – коефіцієнт трубки, який визначається в процесі її тарирування.

Достатньо перспективним методом вимірювання швидкості потока є оптичний метод, пов'язаний з використанням лазерів. При застосуванні лазера не відбувається збурення потоку, оскільки в ньому відсутні бідь-які чужорідні тіла. Вимір швидкості заснований на використанні доплерівського зміщення частоти світла, розсіяного в потоці рідини, що містить неоднорідності.

Встановлено, що застосування водопровідної води відповідає вимогам неоднорідності рідини. Метод вимірює складові швидкості в точці u_x, u_y, u_z в певному обраному напрямі потоку з дуже високою мірою турбулентності. Загальна назва установок – лазерний вимірювач швидкості.

Точність фіксації вимірюваної точки у вимірюваному полі складає менше 0,1 мм. Це дозволяє досліджувати граничний шар при обтіканні будь-яких тіл потоком рідини або газу з дуже великою точністю. Слід зазначити, що застосування лазерних вимірювачів швидкості при дослідженні розподілу швидкостей в потоці рідині вимагає наявності спеціальних гідравлічних стендів і устаткування.

Питання до самоконтролю

1. Які характеристики руху рідин потребують вимірювання?
2. Що називається витратою рідини, які типи витрат бувають?
3. Якими методами реалізується вимірювання витрат рідини?
4. Опишіть конструкцію трубки Піто та поясніть принцип її дії?
5. В чому полягає відмінність трубки Піто-Прандтля від трубки Піто?
6. Які переваги і недоліки оптичних методів вимірювання швидкості рідини?

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 6

ЕНЕРГЕТИЧНІ ВИПРОБУВАННЯ ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСУ

Мета роботи: ознайомлення з конструкцією насосної установки, принципом роботи насоса, і визначення параметрів роботи насоса для різних режимів, побудова основних характеристик $H = f(Q)$, $N = f(Q)$, $\eta = f(Q)$ при постійній швидкості обертання робочого колеса.

Теоретична частина

Насосами називають гідравлічні машини, що перетворюють механічну енергію двигуна в енергію руху рідини. Простота конструкції і зручність в експлуатації забезпечили відцентровим насосам достатньо значне поширення.

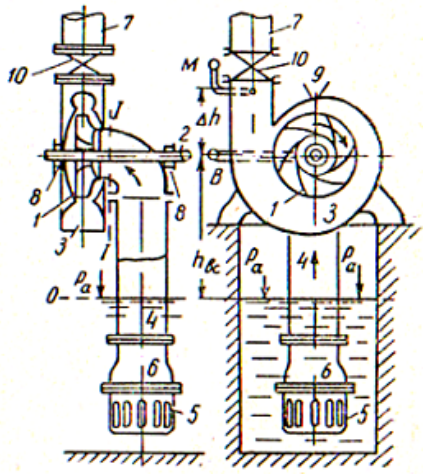


Схема одноколісного відцентрового насоса з горизонтальним валом приведена на рис. 1. Головною частиною відцентрового насоса є робоче колесо 1, що складається із зігнутих лопатей, укріплених в дисках. Колесо укладене в нерухому спіральну камеру 3. Рідина до насоса підводиться по всмоктуючій трубі 4, на кінці якої закріплений зворотний клапан 6 з фільтром грубого очищення води 5. Зворотний клапан необхідний для заливки насоса перед його пуском. По нагнітальній трубі 7 рідина з насоса поступає в напірний трубопровід. На одному валу з робочим колесом знаходиться двигун, що приводить його до руху.

Рис. 1. Схема відцентрового насоса

У місцях перетину робочого валу з кожухом встановлюють сальники 8 з ущільнюючим набивками для запобігання витоку води і попадання повітря у всмоктуючу трубу. Насоси обладнані вакуумметром, манометром та краном для заливки насоса 9 і засувкою 10 на нагнітальній трубі, що служить для регулювання витрати і відключення нагнітальної лінії від насоса.

У нагнітальній трубі встановлюють зворотний клапан, який автоматично закривається при зупинці насоса, відключаючи останній від напірної лінії. Перед пуском насос заливається рідиною, зворотний клапан труби, яка всмоктує, при цьому закритий.

Після того, як весь насос, включаючи всмоктуючу трубу, заповнений рідиною, запускається двигун, який приводить в обертання робоче колесо. Частинки рідини під дією відцентрової сили переміщаються від входу в насос до виходу з нього. В результаті вказаного руху у трубопроводі, що всмоктує, створюється вакуум. При цьому зовнішній (атмосферний) тиск, що діє на вільну поверхню рідини, відкриває нижній клапан 6 і рідина починає поступати в насос. При русі рідини через робоче колесо відбувається перетворення механічної енергії двигуна в кінетичну енергію рухомої рідини.

При знятті характеристик відцентрового насоса зміна режиму його роботи (при $n = const$) проводиться зміною ступеня відкриття засувки, встановленої на напірному трубопроводі. При цьому визначаються наступні величини: подача, напор, потужність, коефіцієнт корисної дії.

Подача (*продуктивність*) – кількість рідини, яка подається насосом в мережу в одиницю часу. Розрізняють об'ємну ($м^3$/год, $м^3$/с) і масову (кг/год, кг/с) подачі.

Напор – приріст механічної енергії одиниці маси рідини, що пройшла через робочі органи насоса. Напор H зазвичай вимірюється в метрах стовпа рідини, що перекачують, або в Па. Манометричний напор насоса H визначають за формулою

$$H = H_Г + \frac{V_н^2 - V_в^2}{2g} + h_п,$$

де $V_н$ и $V_В$ – середні швидкості в трубопроводі, що нагнітає і трубопроводі, що всмоктує; $h_п$ – різниця висот між манометром і вакуумметром. Якщо діаметри всмоктуючого і що нагнітаючого трубопроводів рівні, то

$$H = H_М + H_В + \Delta z. \quad (1)$$

Потужність N, споживана електродвигуном насоса, визначається по формулі

$$N = \eta_{ел.дв.} IU, \quad (2)$$

де I – сила струму, А; U – напруга, В; $\eta_{ел.дв.}$ – ККД двигуна.

Корисна потужність на валу відцентрового насоса визначається по формулі

$$N = \rho g Q H \quad (3)$$

де ρ – густина рідини, кг/$м^3$; g – прискорення вільного падіння, м/$с^2$; H – напор, створюваний насосом, м; Q – подача, $м^3$/с.

$$\eta = \frac{N_п}{N} \cdot 100\%. \quad (4)$$

Коефіцієнт корисної дії – відношення корисної потужності до споживаної. Величина ККД насоса залежить від багатьох чинників: розміру і типу насосів, якості виготовлення і збірки його окремих складових,

умов експлуатації тощо. ККД лопатевих насосів коливається в межах 0,27...0,9. При цьому найвищі коефіцієнти відповідають насосам великих розмірів.

Опис лабораторної установки

Схема лабораторної установки приведена на рис. 2. Відцентровий насос 1, що працює по замкненому циклу, встановлений на одному валу з електродвигуном 2. Вода всмоктується насосом з бака 5, встановленого нижче відцентрового насоса (установка працює під попереднім заповненням). Всмоктування здійснюється через трубопровід, що всмоктує 3, на якому встановлений вакуумметр 8, який показує рівень вакууму у порожнини, що всмоктує, насоса в міліметрах ртутного стовпчика. Манометр 9, який встановлено на трубопроводі, що нагнітає, показує тиск води (кг/см^2) залежно від режиму роботи насоса, який встановлюється шляхом відкриття або закриття вентиля 7.

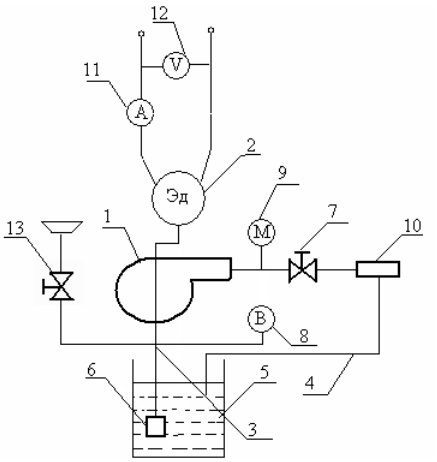


Рис. 2. Схема насосної установки

Вимірювання витрат води здійснюється за допомогою лічильника води 10. Вимірювання потужності, споживаної електродвигуном, проводиться амперметром 11 і вольтметром 12.

Перед виконанням роботи слід ретельно ознайомитися з конструкцією насоса і схемою лабораторної установки. Експериментальна частина зводиться до створення сталих режимів роботи насосної установки і одночасної реєстрації показань контрольно-вимірювальних приладів, які введені в схему. Оскільки число оборотів двигуна залишається постійним, умови роботи насоса змінюються при зміні опору напірного трубопроводу вентилем 7. Параметри тиску в нагнітальному трубопроводі задаються викладачем.

Порядок виконання роботи

1. При закритому вентилі 7 запускають електродвигун насоса.
2. Якщо показання манометра рівні нулю, насос необхідно залити. Для цього відкривають вентиль 13 і заливають воду у вороньку заливної труби. При фіксації постійного рівня в заливній воронці вентиль 13 закривають і знову запускають електродвигун насоса. Якщо стрілка манометра перемістилася від нуля шкали управо і фіксує постійний тиск, приступають до випробування насоса.
3. Перший дослід провадять при закритій засувці, тобто при $Q = 0$. При цьому записують показання манометра, вакуумметра, амперметра і вольтметра.
4. Для проведення другого досліду відкривають вентиль 7, встановлюють перше положення стрілки вакуумметра 8 згідно рекомендації викладача. При постійному положенні стрілки вакуумметра записують показання манометра, вакуумметра, амперметра, вольтметра і показання стрілки лічильника 10, одночасно запускаючи секундомір. В ході досліду відбувається переміщення стрілки лічильника 10 на 5 – 20 розподілів, тобто переміщення визначуваного в другому досліді об'єму води W_2.
5. Решту дослідів проводять в тій же послідовності, що і другий дослід. При цьому відкривають вентиль 7 і встановлюють положення стрілки вакуумметра 8 (значення h_{pm}) згідно рекомендації викладача. Всього необхідно провести 8 – 10 дослідів, після чого закрити вентиль 7 і вимкнути електродвигун насосної установки.

6. Подача насоса визначається за формулою

$$Q = \frac{W}{t}.$$

7. Напор насоса знаходять за формулою (1). Манометр проградуйований в одиницях кгс/см^2, а вакуумметр – в мм. рт. ст. Ці одиниці необхідно перевести в м. вод. ст.

1кгс/см^2 = 10 м. вод. ст. = 735,6 мм. рт. ст.

8. Потужність, споживана насосом, визначається по формулі (2), причому $\eta_{ел.дв.}$ = 0,75...0,85.

9. Корисна потужність насоса визначається за формулою (3), коефіцієнт корисної дії – за формулою (4).

10. Обчисливши параметри насоса для кожного положення вентиля на напірному трубопроводі, будують характеристики насоса (рис. 3).

Таблиця 1

Результати вимірювань і розрахунків

№	*Вимірювані і розрахункові величини*	*Один. вимір.*	*Результати вимірювань і розрахунків*							
I. Визначення подачі насоса										
1	Показання лічи-льника на почат-ку досліду A_1	м^3								
2	Показання лічильника в кінці досліду A_2	м^3								
3	Час досліду t	с								
4	Об'єм води, що перекачує насос $W = A_1 - A_2$	м^3								
5	Подача насоса $Q = W/t$	м^3/с								
II. Визначення робочого напору насоса										
1	Показання манометра	кгс/см^2 м. водн. стовпа								
2	Показання вакуумметра	мм. рт. стовпа м. водян. стовпа								
3	Робочий напор насоса, H	м. вод. стовпа								
III. Визначення потужності і ККД										
1	Показання амперметра I	А								
2	Показання вольтметра U	В								
3	Потужність, споживана насосом, N	Вт								
4	Корисна потужність насоса	Вт								

	N_n									
5	ККД насоса η	%								

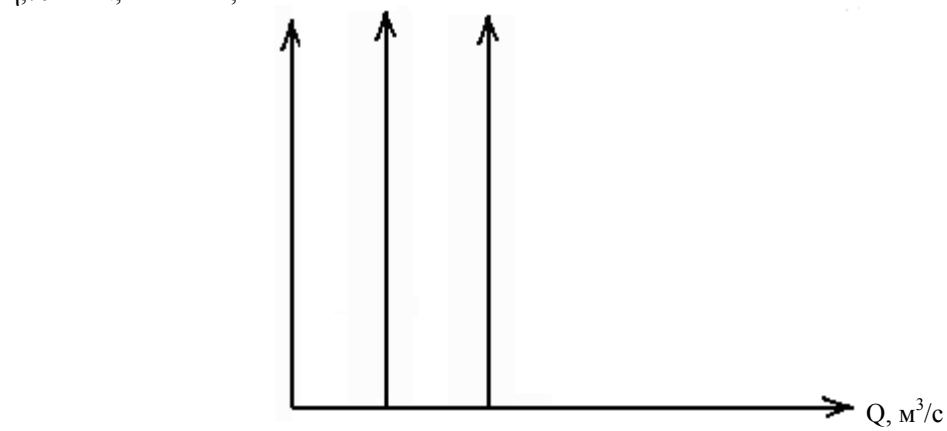


Рис. 3. Графік робочих характеристик насоса

Контрольні питання

1. Розкрийте призначення і особливості конструкції відцентрового насоса.
2. Поясніть принцип дії відцентрового насоса і особливості його запуску.
3. Що називається напором і подачею насоса, яким чином регулюється подача?
4. Які залежності називаються характеристиками відцентрового насоса?
5. Як визначити витрату, корисну потужність, ККД і потужність на валу насоса?

Д О Д А Т К И

Додаток 1
Зразок оформленя титульного листа

Міністерство освіти і науки України

Луганський національний університет імені Тараса Шевченка

Кафедра технологій виробництва і професійної освіти

САМОСТІЙНА РОБОТА

з дисципліни

«Гідравліка і гідравлічні машини»

Вариант 1.5.

(перша цифра - № задачи, друга – номер в журналі)

Виконав: студент групи (№ группы) (підпис) П. І. Б.

Прийняв: (підпис) П. І. Б.

Луганськ – 2014

Додаток 2
Кінематичний коефіцієнт в'язкості води

t,° C	*ν, см²/ с*	*t, ° C*	*ν, см²/ с*
0	0,0178	17	0,0109
5	0,0152	18	0,0106
7	0,0143	19	0,0104
8	0,0139	20	0,0101
9	0,0135	21	0,010
10	0,0131	22	0,0099
11	0,0127	24	0,0092
12	0,0124	26	0,0088
13	0,0121	28	0,0084
14	0,0118	30	0,0080
15	0,0115	35	0,0073
16	0,0112	40	0,0065

Додаток 3

Характеристики рідин при температурі 20° С

Назва рідини	*Густина ρ, кг/м³*	*Питома вага γ, Н/м³*	*Кінематична в'язкість ν·10⁻⁶, м²/ с*
Вода прісна	998,2	9790	1,01
Вода морська	1020-1030	10006 - 10104	-
Бензин	680-780	6670-7650	0,83-0,93
Керосин	790-820	7750-8040	2-3
Масло веретенне	890	8730	48
Масло індустріальне	880-920	8630-9030	40-500
Масло трансформаторне	887	8600	30
Масло гідравлічне	978	9600	30
Скіпідар	870	8530	1,83
Спирт етіловий	790	7750	1,54
Нафта	850-950	8340-9320	20-130
Повітря	1,2	11,6	15,7

Додаток 4

Абсолютна шорсткість труб з різних матеріалів

№	*Труби різних матеріалів*	*к, мм*
1	Скло	0
2	Труби, тягнуті з латуні, свинцю, міді	0 – 0,002
3	Високоякісні безшовні сталеві труби	0,06 – 0,2
4	Сталеві труби, не вживані	0,15
5	Чавунні асфальтовані труби	0,1 – 0,2
6	Чавунні труби, не вживані	0,25
7	Нові сталеві труби	0,065 – 0,10
8	Труби вживані	0,5
9	Труби забруднені	1 – 2

Додаток 5

Середні значення коефіцієнтів місцевих опорів

№	*Тип опору*	*ζ*
1	Вхід в трубу з резервуару	0,5
2	Вихід з труби в резервуар	1,0
3	Коліно з закругленням $\beta = 90°$	0,3
4	Коліно без закруглення $\beta = 90°$	1,0
5	Коліно з кутом $\beta = 90°$	0,6
6	Сітка на вході в трубу	3,0
7	Засувка, повністю відкрита	0,05
8	Пробковий кран, відкритий	0,16
9	Вентиль, повністю відкритий	3,0
10	Зворотній клапан на вході в трубу	4...8
11	Зворотній клапан в трубі	2...5

Додаток 6

Значення питомого опору трубопроводу A і граничних витрат Q

d, мм	**Сталеві труби**			**Чавунні труби**		
	Межі зміни *Q*, л/с		*A*, $с^2/л^6$	Межі зміни *Q*, л/с		*A*, $с^2/л^6$
	верхня	*нижня*		*верхня*	*нижня*	
100	9,3	13,4	$1,59 \cdot 10^{-4}$	6,6	10,6	$3,12 \cdot 10^{-4}$
125	13,4	19,0	$5,01 \cdot 10^{-5}$	10,6	16,8	$9,67 \cdot 10^{-5}$
150	19,0	25,0	$1,92 \cdot 10^{-5}$	16,8	28,3	$3,71 \cdot 10^{-5}$
175	25,0	33,4	$8,57 \cdot 10^{-6}$	-	-	-
200	33,4	53,0	$4,21 \cdot 10^{-6}$	28,3	51,2	$8,09 \cdot 10^{-6}$
250	53,0	82,0	$1,32 \cdot 10^{-6}$	51,2	82,2	$2,53 \cdot 10^{-6}$
300	82,0	118	$5,04 \cdot 10^{-7}$	82,2	121	$9,49 \cdot 10^{-7}$
350	118	161	$2,25 \cdot 10^{-7}$	121	167	$4,37 \cdot 10^{-7}$
400	161	211	$1,11 \cdot 10^{-7}$	167	220	$2,19 \cdot 10^{-7}$
450	211	268	$6,02 \cdot 10^{-8}$	220	286	$1,19 \cdot 10^{-7}$
500	268	360	$3,46 \cdot 10^{-8}$	286	394	$6,78 \cdot 10^{-8}$
600	360	507	$1,31 \cdot 10^{-8}$	394	581	$2,60 \cdot 10^{-8}$
700	507	676	$0,59 \cdot 10^{-8}$	581	808	$1,15 \cdot 10^{-8}$
800	676	888	$3,03 \cdot 10^{-9}$	808	1080	$5,67 \cdot 10^{-9}$
900	888	1130	$1,58 \cdot 10^{-9}$	1080	1396	$3,07 \cdot 10^{-9}$
1000	1130	1528	$0,91 \cdot 10^{-9}$	1396	1930	$1,75 \cdot 10^{-9}$
1200	1528	2197	-	-	-	-
1400	2197	2810	-	-	-	-
1500	2810	3248	-	-	-	-

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Ухин Б. В. Гидравлика: Учебник / Б. В. Ухин, А. А. Гусев. – М.: ИНФРА-М, 2008. – 432 с.

2. Штеренлихт Д. В. Гидравлика: Учебник для вузов. 3-е изд., перераб. и доп. – М.: КолосС, 2004. – 656 с.
3. Дробнис В. Гидравлика и гидравлические машины. – М.: Просвещение, 1997. – 225 с.
4. Башта Т. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. – М.: Машиностроение, 2002. – 185 с.
5. Угинчус А. Гидравлика и гидравлические машины. – Х.: Изд-во Харьковского Ордена Трудового Красного Знамени Государственного Университета имени М. А. Горького, 1986. – 233 с.
6. Алаи С. Н. Практикум по машиноведению. – М.: Просвещение, 1985. – 274 с.
7. Сайретдинов С. Гидравлика систем водоснабжения и водоотведения. – М., 2004. – 480 с.
8. Идельчик И. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. – Л., 1960. – 75 с.
9. Кривченко Г. Гидравлические машины. – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 553 с.
10. Рабинович Е. З. Гидравлика. Учебное пособие для вузов. – М.: Недра, 1990. – 278 с.
11. Вакина В. В. Машиностроительная гидравлика. Примеры расчетов - К.: Вища школа, 1997. – 208 с.
12. Столбов Л.С. Основы гидравлики и гидропривода станков. М.: Машиностроение, 1988. – 255 с.
13. Альтшуль А. Д. Гидравлика и аэродинамика. – М.: Стройиздат, 1997. – 414 с.
14. Гейер М.С. Гидравлика и гидропривод. М.: Недра, 1981. – 296 с.
15. Куколевский И. И. Сборник задач по машиностроительной гидравлике. М.: Машиностроение, 1972. - 472 с.

Чесноков О. В., Калайдо О. В., Колесніков В. О. «Гідравліка і гідравлічні машини». – Навчальний посібник для студентів напрямів підготовки «Технологічна освіта» і «Професійна освіта» усіх форм навчання.

Вивчення дисципліни «Гідравліка і гідравлічні машини» базується на знаннях, отриманих при вивченні вищої математики, фізики і теоретичної механіки. Одним з найбільш важливих питань що при вивченні гідравліки студентами денної та заочної форм навчання є правильна організація навчального процесу.

В результаті вивчення дисципліни «Гідравліка і гідравлічні машини» студент:

- повинен вивчити основні закони руху і рівноваги рідин, методи розрахунку їх характеристик, принцип роботи і конструкції гідравлічних машин;
- повинен вміти проводити гідравлічні розрахунки різних технічних пристроїв, вміти знаходити тиск і сили в рідині, проводити гідравлічні розрахунки простих і складних трубопроводів, мати уявлення про методи розрахунку гідравлічних машин та їх характеристик.

Даний навчальний посібник складено відповідно до робочої навчальної програми дисципліни «Гідравліка і гідравлічні машини», його метою є закріплення лекційного матеріалу, підготовка до лекцій і

лабораторних занять, набуття навичок в рішенні конкретних інженерних завдань. Процес набуття нових знань побудовано на рішеннях конкретних гідравлічних задач.

Навчальний посібник «Гідравліка і гідравлічні машини» містить 9 розділів лекційного матеріалу з лабораторними роботами до них. До кожного розділу (окрім останнього) додається блок самостійної роботи, який і є критерієм оцінки якості самостійної роботи студентів. Самостійна робота студентів сформована у вигляді комплексного завдання, для вирішення якої вимагається вивчення попередніх розділів курсу. В той же час, зміст завдання дозволяє приступити до виконання етапів контрольної роботи у міру вивчення окремих розділів дисципліни.

Ключові слова: рідина, тиск, густина, швидкість, напор,

Чесноков А. В., Калайдо А. В., Колесніков В. А. «Гидравлика и гидравлические машины». – Учебное пособие для студентов направлений подготовки «Технологическое образование» и «Профессиональное образование» всех форм обучения.

Изучение дисциплины «Гидравлика и гидравлические машины» базируется на знаниях, полученных при изучении высшей математики, физики и теоретической механики. Одним из наиболее важных аспектов изучения гидравлики студентами дневной и заочной форм обучения является правильная организация учебного процесса.

В результате изучения дисциплины «Гидравлика и гидравлические машины» студент:

- должен изучить основные законы движения и равновесия жидкостей, методы расчета их характеристик, принцип работы и конструкции гидравлических машин;
- должен уметь проводить гидравлические расчеты разных технических устройств, находить давление и силы в жидкости, проводить гидравлические расчеты простых и сложных трубопроводов, иметь представление о методах расчета гидравлических машин и их характеристик.

Данное учебное пособие составлено в соответствии с рабочей учебной программой дисциплины «Гидравлика и гидравлические машины», его целью является закрепление лекционного материала, подготовка к лекциям и лабораторным занятиям, приобретение навыков в решении инженерных заданий. Процесс приобретения новых знаний построен на решениях конкретных гидравлических задач.

Учебное пособие «Гидравлика и гидравлические машины» содержит 9 разделов лекционного материала с лабораторными работами к ним. К каждому разделу (кроме последнего) добавлен блок самостоятельной работы, который и является критерием оценки качества самостоятельной работы студентов. Самостоятельная работа студентов сформирована в виде комплексного задания, для решения которой требуется изучение предыдущих разделов курса. В то же время, содержание задания позволяет приступить к выполнению этапов контрольной работы по мере изучения отдельных разделов дисциплины.

Ключевые слова: жидкость, давление, плотность, скорость, напор

Chesnokov A. V., Kalaydo A. V., Kolesnikov V. A. «Hydraulics and hydraulic machines» – Textbook for the students of preparation directions «Technological education» and «Professional education. Transport» different studies forms.

The study of discipline «Hydraulics and hydraulic machines» is based on the knowledges, got at the study of higher mathematics, physics and theoretical mechanics. One of the most essential aspects of hydraulics study is a correct organization of educational process.

As result of study of discipline «Hydraulics and hydraulic machines» students must:

- study the basic laws of motion and equilibrium of liquids, methods of it descriptions calculation, principle of work and construction of hydraulic machines;
- be able to conduct the hydraulic calculations of different technical devices, find pressure and forces in a liquid, to conduct the hydraulic calculations of simple and difficult pipelines, know about the methods of calculation hydraulic machines and it descriptions.

This textbook made in accordance with the executable educational code of discipline «Hydraulics and hydraulic machines», it purpose is fixing of lecture material, preparation to the lectures and laboratory employments, acquisition of skills in the decision of engineerings tasks. The process of new knowledges acquisition is built on the decisions of concrete hydraulic tasks.

The textbook «Hydraulics and hydraulic machines» contains 9 divisions of lecture material with laboratory works in it. To every division (except for the last) the block of individual work, which is the estimation quality criterion of students individual work, is added. Individual students work is formed as a complex task, for the decision of which the study of previous divisions of course is required. At the same time, maintenance of task allows to begin implementation of the control work stages as far as the study of separate divisions of discipline.

Keywords: liquid, pressure, closeness, speed, velocity, water

Навчальне видання

ЧЕСНОКОВ Олексій Вікторович
КАЛАЙДО Олександр Віталійович
КОЛЕСНІКОВ Валерій Олександрович

ГІДРАВЛІКА І ГІДРАВЛІЧНІ МАШИНИ

Навчальний посібник
для студентів напрямів підготовки «Технологічна освіта»
і «Професійна освіта» всіх форм навчання

За редакцією авторів
Комп'ютерне макетування – О. В. Калайдо

Здано до склад. 06. 02. 2013 р. Підп. до друку 06. 03. 2013 р.
Формат 60x84 1/16. Папір офсет. Гарнітура Times New Roman
Друк ризографічний. Ум. друк. арк. 6,22.
Наклад 300 прим. Зам. № 133.

Видавець і виготовлювач
Видавництво Державного закладу
«Луганський національний університет імені Тараса Шевченка»
вул. Оборонна, 2, м. Луганськ, 91011. т/ф: (0642) 58-03-20.
e-mail: alma-mater@list.ru
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК №3459 від 09.04.2009 р.