

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ  
ДЕРЖАВНИЙ ВИЩИЙ НАВЧАЛЬНИЙ ЗАКЛАД  
„НАЦІОНАЛЬНИЙ ГІРНИЧИЙ УНІВЕРСИТЕТ”

**ГІДРОМЕХАНІКА. МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ  
ДО ВИКОНАННЯ ДОМАШНІХ ЗАВДАНЬ  
СТУДЕНТАМИ ІЗДО НАПРЯМІВ ПІДГОТОВКИ 6.050301 ГІРНИЦТВО,  
6.050502 ІНЖЕНЕРНА МЕХАНІКА**

Дніпропетровськ  
2011

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ  
ДЕРЖАВНИЙ ВИЩИЙ НАВЧАЛЬНИЙ ЗАКЛАД  
„НАЦІОНАЛЬНИЙ ГІРНИЧИЙ УНІВЕРСИТЕТ”



МЕХАНІКО-МАШИНОБУДІВНИЙ ФАКУЛЬТЕТ  
Кафедра гірничої механіки

**ГІДРОМЕХАНІКА. МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ  
ДО ВИКОНАННЯ ДОМАШНІХ ЗАВДАНЬ  
СТУДЕНТАМИ ІЗДО НАПРЯМІВ ПІДГОТОВКИ 6.050301 ГІРНИЦТВО,  
6.050502 ІНЖЕНЕРНА МЕХАНІКА**

Дніпропетровськ  
НГУ  
2011

Гідромеханіка. Методичні вказівки до виконання домашніх завдань студентами ІЗДО напрямів підготовки 6.050301 Гірництво, 6.050502 Інженерна механіка / І.М. Чеберячко, В.Г. Дерюгін, Віт. Г. Шворак, В.Є. Кириченко, Вол. Г. Шворак. – Д.: Національний гірничий університет, 2011. – 58 с.

**Автори:** І.М. Чеберячко, канд. техн. наук, доц.  
В.Г. Дерюгін, канд. техн. наук, доц.  
Віт. Г. Шворак, канд. техн. наук, доц.  
В.Є. Кириченко, канд. техн. наук, асист.  
Вол. Г. Шворак, асист.

Затверджено методичною комісією з напряму підготовки 0902 Інженерна механіка (протокол № 2 від 12.04.2011 р.) за поданням кафедри гірничої механіки (протокол № 15 від 30.03.2011 р.).

Методичні вказівки містять концептуальне викладення основних тем дисципліни „Гідромеханіка” та складаються з частин, в яких наведені короткі методичні вказівки за всіма розділами курсу, умови задач у загальному вигляді без числових значень деяких величин, варіанти числових значень та рисунки для розв’язання домашніх завдань.

Відповідальний за випуск завідувач кафедри гірничої механіки, д-р техн. наук, проф. В.І. Самуся

## Вступ

Зміст методичних вказівок відповідає програмі дисципліни «Гідромеханіка», що складається з таких частин: гідравліка — вивчення законів рівноваги і руху нестисливої рідини; гідравлічні машини та гідроприводи — ознайомлення з принципом дії, розрахунком, сферою застосування та експлуатацією різних лопатевих гідромашин і гідродинамічних передач, об'ємних насосів і гідроприводів.

Теоретичний курс необхідно опрацьовувати послідовно за окремими темами відповідно до наведеної програми. Студенти також повинні уважно вивчити виведення формул, звертаючи особливу увагу на закони теоретичної механіки, що при цьому використовуються.

Після засвоєння теоретичного курсу студенти виконують контрольне завдання. Робота з підручником обов'язково повинна бути супроводжена розв'язанням задач з розділу курсу. Задачі слід розв'язувати самостійно, пам'ятаючи, що так краще засвоюється і закріплюється теоретичний матеріал, з'ясовується суть гідравлічних явищ.

Залежно від спеціальностей та навчального плану контрольне завдання може складатися з однієї, двох чи трьох контрольних робіт, але кожне контрольне завдання повинно містити задачі з усіх розділів курсу. Виконані контрольні роботи студент-заочник надсилає до заочного відділення або до відповідної кафедри університету, де їх реєструють та перевіряють. Якщо всі задачі контрольної роботи виконані правильно, роботу зараховують та повертають студенту. Якщо студентом були припущені грубі та суттєві помилки, тоді робота повертається йому на виправлення. Виправлену контрольну роботу студент-заочник вдруге надсилає до вищого навчального закладу, обов'язково додаючи перший варіант свого розв'язання задач із зауваженнями викладача. Контрольні роботи студент повинен надіслати до університету за 10 днів до початку екзаменаційної сесії. Роботи, що були надіслані пізніше, перевіряються після сесії.

Лабораторні роботи звичайно проводяться протягом екзаменаційної сесії, у спеціально відведений для цього час. Виконані роботи студент повинен оформити та захистити.

Порядок виконання контрольних і лабораторних робіт, складання заліку та іспиту встановлюється кафедрою та Інститутом заочно-дистанційної освіти вищого навчального закладу. Іспит дозволяється скласти при наявності заліку з курсу. Якщо навчальним планом іспит з дисципліни «Гідромеханіка» не передбачено, тоді при отриманні заліку студент також повинен продемонструвати свої теоретичні знання. Під час складання заліку студент-заочник зобов'язаний показати викладачу всі зараховані контрольні роботи і журнал-звіт оформлених лабораторних робіт. Залік з курсу студент отримує після вдалого захисту всіх контрольних та лабораторних робіт.

## 1. Програма та методичні вказівки до вивчення розділу „ГІДРАВЛІКА”

Предмет гідравліки. Коротка історична довідка. Роль вітчизняних вчених у розвитку гідравліки, гідромашин та гідроприводів. Використання гідромашин, гідроприводів і гідроавтоматики в сучасному машинобудуванні та комплексній механізації виробництва. Гідравліка є однією із загально-інженерних дисциплін, що забезпечують фундаментальну підготовку спеціалістів.

### 1.1. Основні властивості рідини

Визначення рідини. Сили, що діють на рідину. Тиск у рідині. Стисливість. Закон Ньютона для рідинного тертя. В'язкість. Поверхневий натяг. Тиск насиченої пари рідини. Розчинення газів у рідині. Особливості рідин, що застосовуються в гідросистемах. Модель ідеальної рідини. Неньютонівські рідини.

#### Методичні вказівки

**Рідина** – фізичне тіло, молекули якого слабо зв'язані між собою. Тому під дією навіть незначної сили рідина змінює свою форму. Рідина займає проміжне місце між твердим тілом та газом. Вона схожа на тверде тіло, але не здатна самостійно зберігати свою форму, що зближує її з газом. Із зміною тиску і температури у рідин міняється й об'єм. Рідини *стискаються* незначно; наприклад, при підвищенні тиску від 0,1 до 10 МПа об'єм води зменшується лише на 0,5%. Тому частіше за все в гідравлічних розрахунках рідини вважаються нестисливими. Проте при розгляді окремих питань, наприклад гідравлічного удару, стисливість рідини слід враховувати. З підвищенням температури рідини *розширюються*; так, при підвищенні температури води з 4 до 100°C її об'єм збільшується приблизно на 4%.

Властивість рідини опиратися зсуву або ковзанню стичних шарів називається *в'язкістю*. Завдяки в'язкості з'являються сили внутрішнього тертя між суміжними шарами рідини, що течуть з різними швидкостями. Вона характеризує ступінь текучості рідини, рухомості її частинок. Вода належить до найменш в'язких рідин. В'язкість ефіру та спирту ще менше. Найменшу в'язкість має рідка вуглекислота. Її в'язкість у 50 разів менша за в'язкість води. З підвищенням тиску в'язкість рідини збільшується. Проте залежність в'язкості від тиску суттєва лише при великих перепадах тиску, що вимірюються десятками мегапаскалів. В усіх інших випадках вплив тиску на в'язкість можна не враховувати. При збільшенні температури в'язкість рідини помітно зменшується. Зазначимо також, що в'язкість газів збільшується із зростанням температури. Доки рідина не рухається, в'язкість не виявляється, тому при розв'язанні задач рівноваги рідини її не треба брати до уваги. Під час руху рідини необхідно враховувати сили тертя, що виникають унаслідок в'язкості та підкоряються відомому закону Ньютона. Проте існують і такі рідини, у яких сили тертя з'являються вже у стані спокою при їх прагненні почати рухатися. Такі рідини називаються неньютонівськими або аномальними. До них можна віднести нафтопродукти при температурі, близькій до температури застигання,

масляні фарби та мастила при низьких температурах, колоїдні розчини, литий бетон, глинястий розчин, який використовують при бурінні свердловин, та ін.

Для спрощення розгляду законів механіки рідин Л. Ейлер ввів поняття *ідеальної* рідини, тобто такої уявної рідини, яка є абсолютно рухомою (нев'язкою). При русі ідеальної рідини в ній не з'являються сили внутрішнього тертя.

Молекули, що розташовані на поверхні рідини, притягують молекули, які знаходяться нижче. Це викликає появу поверхневого натягу рідини, дією якого пояснюється капілярне підняття або спускання рідини у трубках малого діаметра або у вузьких щілинах. Якщо рідина змочує тверді стінки, з якими вона стикається, тоді відбувається капілярне підняття (наприклад, вода у скляній трубці), якщо не змочує – опускання рідини (наприклад, ртуть у скляній трубці). Цю властивість рідини слід враховувати при використанні трубок малого діаметра для виміру рівня або тиску рідини.

При випаровуванні рідини в закритому просторі через деякий час пара наситить його, отже, кількість випаровуваних та кількість конденсованих молекул зрівнюється і кількість молекул рідини в просторі буде максимальною. При цьому в навколишньому просторі встановлюється тиск, який називається *тиском насиченої пари* рідини. Чим вище температура, тим більше тиск насиченої пари. При нагріванні рідини тиск насиченої пари збільшується, а коли він починає перевищувати зовнішній тиск, рідина кипить, перетворюючись на пару. Зі збільшенням тиску температура кипіння зростає, а зі зменшенням – знижується. Поняття тиску насиченої пари пов'язано зі шкідливим явищем – *кавітацією*.

Молекули газу з навколишнього середовища проникають усередину рідини через її вільну поверхню. Цей процес розчинення газів у рідині продовжується до її насичення. Об'єм газу, який може бути розчинений при даній температурі в рідині до її насичення, збільшується лінійно зі зростанням тиску на її вільній поверхні. При зниженні тиску частина розчиненого газу виділяється з рідини, до того ж цей процес відбувається інтенсивніше, ніж розчинення. При виділенні газу рідина спінюється. Повітря, повністю розчинене в мастилах, практично не впливає на їх фізико-механічні властивості, проте його виділення та піноутворення при зниженні тиску в гідравлічних системах погіршує ці властивості мастил. У звичайних умовах вода вміщує близько 2% (за об'ємом) повітря, розчиненого в ній.

## 1.2. Гідростатика

Властивості тиску у нерухомій рідині. Рівняння рівноваги рідини (Ейлера). Інтегрування рівнянь Ейлера. Поверхні рівного тиску. Вільна поверхня рідини. Основне рівняння гідростатики. Закон Паскаля. Прилади для вимірювання тиску. Сила тиску рідини, що діє на плоскі та криволінійні стінки. Закон Архімеда. Плавання тіл. Відносний спокій рідини. Приклади використання гідростатики у гідросистемах (відповідно спеціальності).

## Методичні вказівки

Гідростатика вивчає закони рівноваги рідини. Вона розглядає розподіл тиску в рідині, що перебуває у спокої, числове визначення та визначення напрямку і точки прикладання сили тиску рідини, що діють на плоскі та криволінійні поверхні.

Як відомо, одиницею тиску є ньютон на квадратний метр – паскаль. Для практичних розрахунків ця одиниця незручна, тому частіше за все використовують кратні одиниці – кілопаскаль (кПа) та мегапаскаль (МПа):  $1 \text{ кПа} = 10^3 \text{ Па}$ ;  $1 \text{ МПа} = 10^6 \text{ Па}$ .

Атмосферний тиск у будь-якій точці залежить від її висоти над рівнем моря і незначно коливається в одній і тій самій точці. Нормальний атмосферний тиск на рівні моря при температурі  $0^\circ \text{C}$  приймають  $p_{\text{ат}} = 101,3 \text{ кПа}$ .

Часто верхня частина рідини стикається з газом. Поверхня розділення рідини та газоподібного середовища називається **вільною поверхнею рідини**.

Розрізняють абсолютний тиск  $p_{\text{аб}}$ , манометричний (надлишковий)  $p_{\text{м}}$  та вакуум  $p_{\text{в}}$ , між якими існують (рис. 1) такі залежності:

$$p_{\text{м}} = p_{\text{аб}} - p_{\text{ат}}; \quad p_{\text{в}} = p_{\text{ат}} - p_{\text{аб}}; \quad p_{\text{в}} = -p_{\text{м}}, \quad (1)$$

де  $p_{\text{ат}}$  – атмосферний або тиск між умовними нулями, Па. На рис. 1.1 можна прослідити межі виміру різних тисків. Вакуум, наприклад, не може бути більше атмосферного тиску.

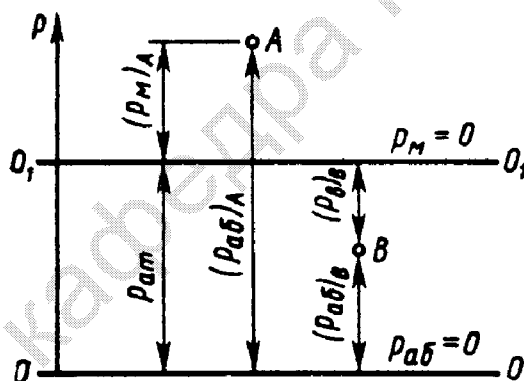


Рис. 1.1

Рідина тисне на поверхню, з якою вона стикається. При визначенні сили гідростатичного тиску, як правило, оперують манометричним тиском або вакуумом, оскільки атмосферний тиск діє на розрахункову конструкцію з усіх боків, його можна не брати до уваги. При визначенні сили тиску часто використовується так звана п'єзометрична площина або площина атмосферного тиску, або горизонтальна площина, що проходить через рівень рідини, у п'єзометрі, приєднаному до посудини. Поверхня рідини на рівні п'єзометричної площини піддається лише дії атмосферного тиску, тобто  $p_{\text{м}} = 0$ . Якщо посудина з рідиною відкрита, тоді п'єзометрична площина збігається з вільною поверхнею рідини. У випадку ж, коли посудина герметично закрита, вона може розташуватися вище або нижче вільної поверхні. У цілому відстань за вертикаллю до п'єзометричної площини визначається за формулою

$$h = \frac{p}{\rho g}, \quad (2)$$

де  $\rho$  – густина рідини,  $p$  – манометричний тиск або вакуум у будь-якій точці рідини,  $g$  – прискорення сили тяжіння. Відстань  $h$  відкладається вгору від тієї точки рідини, у якій тиск дорівнює  $p$ , якщо він манометричний, та вниз – у разі вакууму.

Силу тиску на плоску поверхню можна визначити аналітичним та графічним методами. При аналітичному методі силу тиску виражають формулою

$$F = p_c A, \quad (3)$$

де  $p_c$  – гідростатичний тиск у центрі тяжіння плоскої фігури;  $A$  – площа фігури.

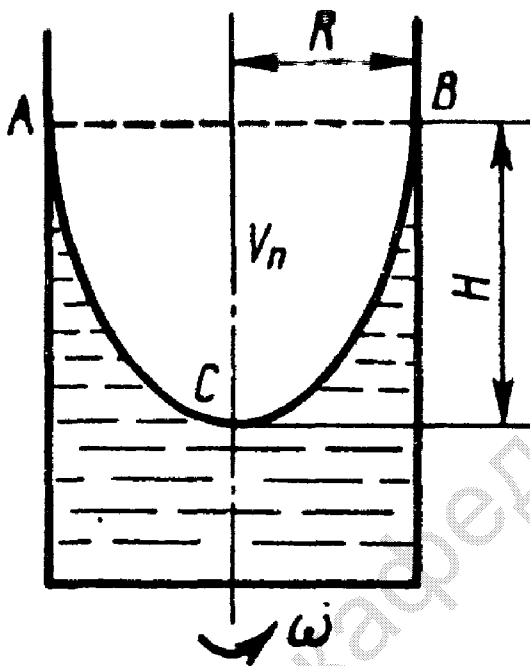


Рис. 1.2

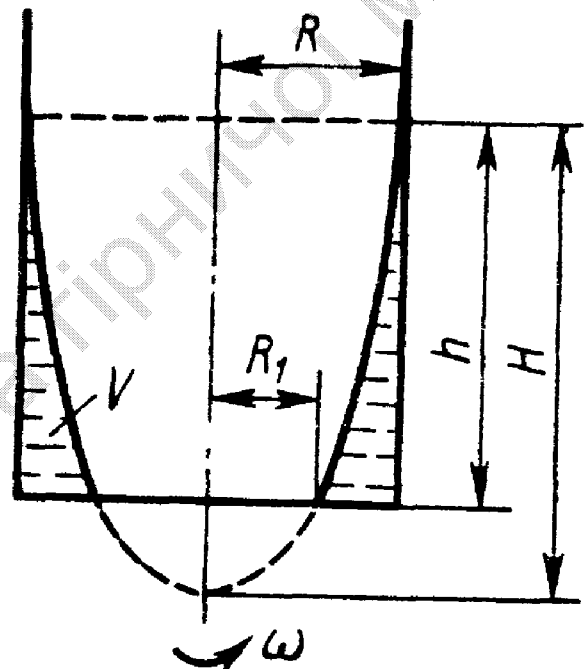


Рис. 1.3

При графоаналітичному методі будують епюри тиску, що виражають закон розподілу тиску на контур тіла, зануреного у рідину. Сила тиску дорівнює об'єму просторової епюри, а вектор сили проходить крізь центр тяжіння цієї епюри. Рівнодіюча сила тиску рідини на криволінійну поверхню звичайно виражається трьома взаємно перпендикулярними складовими:  $F_x$ ,  $F_y$ ,  $F_z$ . Горизонтальні складові  $F_x$  та  $F_y$  розраховують як проєкції цієї криволінійної поверхні на відповідну вертикальну площину. Для визначення вертикальної складової  $F_z$  будують тіла тиску. При цьому криволінійна поверхня проєктується вертикально на п'єзометричну площину. **Тілом тиску** називається тіло, що знизу обмежується криволінійною поверхнею, зверху – п'єзометричною площиною, а з боків – вертикальними проєктуючими поверхнями. Сила  $F_z$  розраховується за формулою

$$F_z = \rho g V, \quad (4)$$

де  $V$  – об'єм тіла тиску.



При визначенні сили тиску рідини на складну поверхню часто буває доцільно спочатку графічно підсумувати епюри, а також тіла тиску, що збудовані для окремих частин цієї поверхні.

Спокій рідини відносно стінок посудини, що рухається разом з рідиною, називається *відносним її спокоєм* або *рівновагою*. При цьому окремі частинки рідини не зміщуються одна відносно одної, а вся маса рідини рухається як одне тверде тіло. У даному випадку до сили тяжіння додається ще друга – сила інерції, та поверхня рідини частіше за все перестає бути горизонтальною. У відносному спокої може розглядатися, наприклад, рідина у цистерні, що пересувається, пальне у баці машини, що рухається, рідина у посудині, що обертається, та ін. Поверхня рідини при обертанні разом з циліндричною посудиною відносно її вертикальної осі симетрії з постійною кутовою швидкістю  $\omega$  під дією відцентрових сил набуває форми параболоїда обертання  $ACB$  (рис. 1.2), висота  $H$  якого визначається за формулою

$$H = \frac{\omega^2 R^2}{2g}, \quad (5)$$

а об'єм параболоїда – за рівнянням

$$V_n = \frac{\pi R^2 H}{2}. \quad (6)$$

Коли при обертанні рідини її вільна поверхня перерізає дно посудини (рис. 1.3), об'єм рідини можна розраховувати за двома варіантами:

$$V = \frac{\pi(R^2 - R_1^2)h}{2} \quad \text{або} \quad V = \frac{\pi g h^2}{\omega^2}, \quad (7)$$

тут значення  $R$ ,  $R_1$  та  $h$  визначаються згідно з рис. 1.3.

### 1.3. Кінематика та динаміка рідин

Види руху рідини. Основні поняття кінематики рідини: лінія течії, трубка течії, струминка, живий переріз, витрати. Потік рідини. Середня швидкість. Рівняння витрат. Диференційне рівняння руху ідеальної рідини. Рівняння Бернуллі для сталого руху ідеальної рідини. Геометричне та енергетичне тлумачення рівняння Бернуллі. Рівняння Бернуллі для відносного руху ідеальної рідини. Рівняння Бернуллі для потоку в'язкої рідини. Коефіцієнт Коріоліса. Загальні відомості про гідравлічні витрати. Види гідравлічних витрат. Трубка Піто. Витратомір Вентурі. Короткі відомості про рух газів: умови застосовності законів гідравліки до руху газів.

#### Методичні вказівки

Основним рівнянням гідродинаміки є рівняння Бернуллі. Його складають для двох живих перерізів потоку. Для сталого руху реальної рідини воно має такий вигляд:

$$z_1 + p_1 / (\rho g) + \alpha_1 v_1^2 / (2g) = z_2 + p_2 / (\rho g) + \alpha_2 v_2^2 / (2g) + \Sigma h, \quad (8)$$

де  $z_1, z_2$  – геометричний напір або висота положення – відстань від горизонтальної порівняльної площини, що була вибрана довільно, до центра тяжіння початкового та кінцевого перерізу (в енергетичному розумінні це питома, тобто віднесена до одиниці ваги рідини, потенційна енергія положення), відповідно;  $p_1, p_2$  – тиск у центрі тяжіння початкового та кінцевого перерізу, відповідно;  $p_1/(\rho g), p_2/(\rho g)$  – п'єзометричний напір – вертикальна відстань між центром тяжіння початкового та кінцевого перерізу, відповідно, і рівнем рідини у п'єзометрі (питома потенціальна енергія тиску);  $v_1, v_2$  – середня швидкість потоку в початковому та кінцевому перерізі, відповідно;  $\alpha$  – коефіцієнт Коріоліса (відношення дійсної кінетичної енергії потоку до умовної кінетичної енергії, яка визначається за середньою швидкістю);  $\alpha_1 v_1^2/(2g), \alpha_2 v_2^2/(2g)$  – швидкісний напір (питома кінетична енергія) в початковому та кінцевому перерізі, відповідно;  $\Sigma h$  – гідравлічні втрати напору (та частина питомої механічної енергії, яку рідина втрачає на подолання опорів на ділянці потоку між перерізами 1 та 2. Внаслідок роботи сил тертя вона перетворюється у теплову енергію та розсіюється у просторі). Гідравлічні втрати складаються з втрат на тертя  $h_{mp}$  та місцевих  $h_m$ , тобто  $\Sigma h = h_{mp} + h_m$ . Рівняння Бернуллі є окремим випадком закону збереження енергії. Воно може бути подане і в іншому вигляді, де всі члени являють собою енергію, віднесену до одиниці об'єму:

$$\rho g z_1 + p_1 + \alpha_1 v_1^2 \rho / 2 = \rho g z_2 + p_2 + \alpha_2 v_2^2 \rho / 2 + \Delta p, \quad (9)$$

де  $\Delta p = \rho g \Sigma h$  – втрати тиску.

Як видно, рівняння Бернуллі виражає зв'язок між трьома різними величинами потоку: висотою положення  $z$ , тиском  $p$  та середньою швидкістю  $v$ .

Під час розв'язання практичних задач, крім рівняння Бернуллі, використовується також рівняння постійності витрат, тобто рівності витрат  $Q$  в усіх перерізах сталого потоку:

$$Q = v_1 S_1 = v_2 S_2 = \dots = v_n S_n = \text{const}, \quad (10)$$

тобто виходить, що середні швидкості  $v$  обернено пропорціональні площам  $S$  живих перерізів.

Умови використання рівняння Бернуллі:

1. Рівняння застосовується тільки для сталого руху в'язкої нестисливої рідини у тому випадку, коли з масових сил на неї діє лише сила тяжіння.

2. Два живих перерізи, для розрахунку яких використовується рівняння Бернуллі, повинні бути нормальні до векторів швидкостей та розташовуватися на прямолінійних ділянках потоку. Рух рідини в оточенні вибраних перерізів має бути паралельно-струминний або плавно змінюватися, хоча потік між ними може мінятися й різко. На ділянці потоку між перерізами не повинно бути джерела або споживача енергії рідини (насоса або гідродвигуна).

3. Якщо потік несталий або на ділянці між розрахунковими перерізами є джерело або споживач енергії, до наведених рівнянь (8), (9) необхідно дописати додаткові члени.

4. Звичайно розрахункові перерізи зручно підбирати там, де відомий тиск. Але до рівняння повинна потрапити і незнайома величина, яку треба визначити.

Нумерація вибраних перерізів 1 і 2 відбувається за напрямком потоку. У протилежному разі змінюється знак гідравлічних втрат  $\Sigma h$  або  $\Delta p$ .

5. Площина порівняння повинна бути горизонтальною. Висоту її дозволяється вибирати довільно, але зручно використовувати площину, що проходить через центр тяжіння нижнього розрахункового перерізу.

6. Геометричний напір  $z$ , вищий за площину порівняння, вважається позитивним, а нижчий – негативним.

7. Коли площа розрахункового перерізу порівняно більша, швидкісний напір  $\alpha v^2/(2g)$  і член  $\alpha v^2 \rho/2$  є дуже малими на відміну від інших членів або дорівнюють нулю.

#### 1.4. Режими руху рідини та основи гідродинамічної подібності

Ламінарний та турбулентний режими руху рідини. Число Рейнольдса. Основи теорії гідродинамічної подібності. Критерії гідродинамічної подібності. Моделювання гідродинамічних явищ. Подібність повна та часткова.

#### 1.5. Ламінарний рух рідини

Розподіл швидкостей за перерізом круглої труби. Втрати напору на тертя за довжиною труби (формула Пуазейля). Початкова ділянка потоку. Ламінарна течія у плоских та кільцевих зазорах. Особливі випадки ламінарної течії (змінна в'язкість, облітерація).

##### Методичні вказівки

Втрати напору на тертя за довжиною труби у будь-якому режимі руху рідини визначають за допомогою формули Дарсі:

$$h_{mp} = \lambda l v^2 / (d 2g) \quad \text{або} \quad \Delta p_{mp} = \lambda \rho l v^2 / (2d). \quad (11)$$

При ламінарній течії рідини  $\lambda = 64 / \text{Re}$  і перша формула (11) перетворюється у формулу Пуазейля:

$$h_{mp} = 64 l v^2 / (\text{Re} d 2g), \quad (12)$$

де  $\lambda$  – коефіцієнт гідравлічного тертя;  $l$  – довжина розрахункової ділянки труби;  $d$  – діаметр труби;  $\text{Re}$  – число Рейнольдса,  $\text{Re} = v d / \nu$ ;  $\nu$  – кінематична в'язкість рідини. З формули (12) виходить, що при ламінарній течії рідини гідравлічні втрати на тертя прямо пропорційні середній швидкості потоку. До того ж вони залежать від фізичних властивостей рідини та від її геометричних параметрів, а втрати на тертя ніяк не пов'язані із шорсткістю стінок труби.

На витрату рідини, що тече крізь вузькі зазори, дуже впливають товщина та ексцентричність кільцевого зазору.

#### 1.6. Турбулентний рух рідини

Особливості турбулентного руху рідини. Пульсації швидкостей та тиску. Розподіл усереднених швидкостей за перерізом. Дотичні напруги у турбулентному потоці. Втрати напору у трубах. Формула Дарсі; коефіцієнт

втрат на тертя за довжиною (коефіцієнт Дарсі). Шорсткість стінок, абсолютна та відносна. Графіки Нікурадзе та Муріна. Гідравлічно гладкі та шорсткі труби. Формули для визначення коефіцієнта Дарсі та області їх застосування. Рух у не круглих трубах.

### Методичні вказівки

Втрати напорі на тертя за довжиною труби при турбулентному русі розраховують також за формулою Дарсі (11), але у цьому випадку коефіцієнт тертя визначають за іншими залежностями, ніж у ламінарному потоці. Таким чином, формула Дарсі є універсальною – її можна використовувати для будь-яких рідин при будь-якому режимі руху.

Існує ряд формул для визначення коефіцієнта  $\lambda$  залежно від режиму течії рідини та числа Рейнольдса, наприклад:

- 1) ламінарного руху (I зона,  $Re \leq 2320$ ):  $\lambda = 64 / Re$ ;
- 2) невизначеного руху (II зона,  $2320 < Re < 4000$ ). Трубопроводи з рухом рідини, що відповідає цій зоні, проектувати не рекомендується;
- 3) турбулентного руху ( $Re \geq 4000$ ) для:
  - а) зони гладких труб (III зона,  $4000 \leq Re \leq 10d / \Delta_e$ ), формула Прандтля – Нікурадзе:

$$1 / \sqrt{\lambda} = -2 \lg [2,51 / (Re \sqrt{\lambda})]; \quad (13)$$

- б) перехідної зони (IV зона,  $10d / \Delta_e < Re < 560d / \Delta_e$ ), формула Колбрука:

$$1 / \sqrt{\lambda} = -2 \lg [2,51 / (Re \sqrt{\lambda}) + \Delta_e / (3,71d)]; \quad (14)$$

- в) зони шорстких труб (V зона,  $Re > 560d / \Delta_e$ ), формула Прандтля – Нікурадзе:

$$1 / \sqrt{\lambda} = -2 \lg [\Delta_e / (3,71d)]. \quad (15)$$

Зону V ще називають зоною квадратичного опору, тому що тут гідравлічні втрати на тертя пропорційні квадрату швидкості. Для турбулентного руху найбільш загальною є формула IV зони. З неї як окремі випадки легко вивести формули для III та V зон. Зі збільшенням номера зони зростає число Рейнольдса, підвищується турбулентність, а товщина ламінарного пристінного шару зменшується і, отже, збільшується вплив шорсткості та зменшується вплив в'язкості, тобто числа  $Re$  на коефіцієнт гідравлічного тертя. У перших трьох зонах коефіцієнт  $\lambda$  залежить лише від числа  $Re$ , у IV зоні – від числа  $Re$  та відносної шорсткості  $\Delta_e/d$ , а у зоні V – лише від шорсткості  $\Delta_e/d$ .

Для труб промислового виготовлення з природною шорсткістю для будь-якої області опору при турбулентному режимі руху можна користуватися формулою А.Д. Альтшуля:

$$\lambda = 0,11(\Delta_e / d + 68 / Re)^{0,25}. \quad (16)$$

Однак для визначення коефіцієнта  $\lambda$  не завжди зручно використовувати розглянуті вище формули. Таким чином, для полегшення розрахунків тут наведено номограму Колбрука – Уайта (див. додаток), за допомогою якої  $\lambda$  визначається досить легко за відомими  $Re$  та  $\Delta_e/d$ .

## 1.7. Місцеві гідравлічні опори

Основні види місцевих опорів. Коефіцієнт місцевих втрат. Місцеві втрати напору за великих чисел Рейнольдса. Раптове розширення труби (теорема Борда). Дифузори. Звуження труби. Коліна. Місцеві втрати напору за малих чисел Рейнольдса. Кавітація у місцевих гідравлічних опорах. Практичне використання кавітації.

### Методичні вказівки

Місцеві гідравлічні втрати визначають за формулою Вейсбаха:

$$h_m = \xi v^2 / (2g) \quad \text{або} \quad \Delta p_m = \xi \rho v^2 / 2, \quad (17)$$

де  $\xi$  – коефіцієнт місцевого опору;  $v$  – середня швидкість у перерізі, як правило, після місцевого опору.

Коефіцієнт  $\xi$  за великих чисел Рейнольдса залежить лише від виду місцевого опору, а при ламінарній течії ще й від числа Рейнольдса. Наведені у додатку табл. Д.3 значення коефіцієнта  $\xi$  деяких місцевих опорів належать до турбулентної течії з великими числами Рейнольдса. Для ламінарного руху коефіцієнт повинен бути перерахований, зважаючи на вплив числа Рейнольдса.

Просте підсумовування втрат у місцевих опорах можливе, якщо вони розташовані один від одного на відстані, що дорівнює не менш ніж 20 – 30 діаметрам труби. В іншому випадку опори впливають один на одного і працюють як одна система, для якої необхідно визначити певне значення коефіцієнта місцевого опору за допомогою експерименту.

## 1.8. Витікання рідини крізь отвори та насадки

Витікання рідини крізь отвори у тонкій стінці при постійному напорі. Коефіцієнти стиснення, швидкості, витрат. Витікання рідини крізь циліндричний насадок. Насадки різного типу. Витікання при змінному напорі (спорожнення резервуарів).

### Методичні вказівки

Витрати рідини при її витіканні крізь отвір або насадок визначають за формулою

$$Q = vS = \mu S \sqrt{2gH_0} \quad \text{або} \quad Q = \mu S \sqrt{2\Delta p / \rho}, \quad (18)$$

де  $\mu$  – коефіцієнт витрат;  $S$  – площа отвору або перерізу насадка;  $H_0$  – діючий напір

$$H_0 = H + [(p_0 - p) / (\rho g)] + \alpha_0 v_0^2 / (2g), \quad (19)$$

тут  $H$  – відстань від центру ваги площі отвору або перерізу насадка до поверхні рідини у резервуарі;  $p$  – тиск у середовищі, в якому відбувається витікання рідини;  $v_0$  – швидкість проходу рідини в резервуарі;  $\alpha_0 v_0^2 / (2g)$  – величина мала, і тому нею можна знехтувати;  $\Delta p$  – витрати тиску при витіканні рідини через місцевий опір (наприклад, коли використовують дросель, розподільник та іншу гідравлічну апаратуру).

Коефіцієнт витрат  $\mu$  малого отвору залежить від числа Рейнольдса. Зі збільшенням  $Re$  коефіцієнт  $\mu$  спочатку збільшується, досягає максимального значення  $\mu_{\max} = 69$  при  $Re = 350$ , а тоді починає зменшуватися та стабілізується на значенні, що дорівнює  $0,60$ . Таким чином, отвори (а також насадки) за великих чисел  $Re$  зручно використовувати у ролі приладів для виміру витрат рідини.

При витіканні рідини крізь занурений отвір або насадок для визначення витрат використовують наведені формули (18), але в цьому випадку напір  $H_0$  беруть як різницю гідростатичних напорів з обох боків стінки. Виходячи з цього, витрати у даному випадку не залежать від висоти розташування отвору або насадка.

У разі витікання рідини крізь насадок утворюється вакуум, який збільшує його пропускну здатність та є прямопропорційним напору  $H_0$ . Коефіцієнт витрат насадка залежить від тиску та числа Рейнольдса. За своїм значенням він перевищує коефіцієнт витрат малого отвору. Наприклад, для зовнішнього циліндричного насадка  $\mu = 0,80$ , для колоїдального –  $\mu = 0,96-0,99$ .

### 1.9. Гідравлічний розрахунок трубопроводів

Основне розрахункове рівняння простого трубопровода. Основні розрахункові задачі. Поняття про визначення економічно найвигіднішого діаметра трубопровода. Сифонний трубопровід. Послідовне та паралельне з'єднання трубопроводів. Складні трубопроводи. Трубопровід з насосною подачею. Поняття про електрогідродинамічну аналогію. Основи розрахунку газопроводів.

#### Методичні вказівки

При розрахунку напірних трубопроводів і для визначення гідравлічних витрат застосовують рівняння Бернуллі (8), (9), сталості витрат (10) та формули (11), (17). Відносно місцевих витрат та витрат на тертя трубопроводи діляться на короткі та довгі. До коротких відносять всмоктувальні трубопроводи насосів, сифонні труби, деякі гідролінії гідроприводів та інші трубопроводи. При їх розрахунку оцінюють та визначають втрати на тертя та місцеві втрати.

Розрахунок довгих трубопроводів ведуть за спрощеним рівнянням Бернуллі. У даному випадку швидкісні напори порівняно з іншими членами рівняння дуже малі та ними звичайно нехтують. Отже, відбувається збіг між напірною і п'єзометричною лініями. Місцеві втрати або зовсім не оцінюються, або без точного розрахунку приймаються такими, що дорівнюють деякій частці витрат за довжиною, як правило  $10-15\%$ .

Розрахунок простих трубопроводів зведено до трьох типових задач з визначення напору, витрат, діаметра трубопровода. Їх розв'язують аналітичним та графоаналітичним методами. Задачі другого та третього типів аналітичним методом вирішити безпосередньо не можна і доводиться застосовувати метод підбору. Тому для цих випадків зручніше застосовувати графоаналітичний метод. При цьому для задачі другого типу будується гідравлічна

характеристика трубопроводу, яка свідчить про зв'язок між витратами та гідравлічними втратами, тобто  $\Sigma h = f(Q)$ .

Для того, щоб побудувати таку характеристику, необхідно знати лише геометричні параметри труби: діаметр, довжину та шорсткість. Довільно підбирають декілька значень витрат та визначають відповідні їм гідравлічні втрати. Криву характеристики труби будують за даними розрахунку. При ламінарній течії рідини характеристика труби має вигляд прямої лінії.

При розрахунку складних трубопроводів зручно користуватися графоаналітичним методом, графічно складаючи гідравлічні характеристики окремих труб.

### 1.10. Несталий рух рідини

Несталий рух нестисливої рідини у жорстких трубах з урахуванням інерційного напору. Явище гідравлічного удару. Формула Жуковського для прямого удару. Поняття про непрямий удар. Методи послаблення гідравлічного удару. Практичне використання гідравлічного удару в техніці.

#### Методичні вказівки

Розрахунок жорсткого трубопроводу при несталому русі нестисливої рідини виконують за рівнянням Бернуллі (8), (9) з додатковим інерційним членом, який урахує втрати напору на подолання сили локальної інерції. Наприклад, таким чином розраховують лінію всмоктування поршневого насоса з дуже нерівномірною подачею рідини та труби при випорожненні резервуара у випадку раптового відкриття крана.

При раптовій зміні швидкості потоку в напірному трубопроводі різко змінюється тиск – виникає гідравлічний удар. Він сприймається як шкідливе явище, тому що може викликати аварії у гідросистемах. У цьому відношенні прямий удар більш небезпечний, ніж непрямий. При прямому ударі підвищення тиску прямопропорційне зміні швидкості потоку, густині рідини та швидкості розповсюдження ударної хвилі у ній.

### 1.11. Взаємодія потоку зі стінками

Теорема імпульсів. Дія вільного струменя на тверді перешкоди. Сили дії напірного потоку на стінки.

## 2. Програма та методичні вказівки до вивчення розділу „ЛОПАТЕВІ ГІДРОМАШИНИ ТА ГІДРОДИНАМІЧНІ ПЕРЕДАЧІ”

### 2.1. ЛОПАТЕВІ НАСОСИ

#### 2.1.1. Загальні відомості про гідромашини

Насоси та гідродвигуни. Класифікація насосів. Принцип дії динамічних та об'ємних машин. Основні параметри: подача (витрати), напір, потужність, ККД.

##### Методичні вказівки

Гідравлічні машини служать для перетворення механічної енергії в енергію рухомої рідини (насоси) або для перетворення гідравлічної енергії потоку рідини в механічну (гідравлічні двигуни). Гідравлічним приводом називають гідравлічну систему, яка складається з насоса та гідродвигуна з відповідною регулюючою та розподільною апаратурою та служить для передавання енергії на відстань. За допомогою гідравлічного приводу можна перетворювати механічну енергію в кінетичну на виході системи з одночасним виконанням функції регулювання та реверсування швидкості вихідної ланки, а також перетворювати один вид руху в інший.

Існують дві основні групи насосів: об'ємні (поршневі та роторні) та динамічні (в тому числі лопатеві та вихрові). Насоси розрізняють за герметичністю (перші – герметичні, другі – проточні); характеристикою (перші мають жорстку характеристику, другі – пологоспадну); подачею (перші мають порційну подачу, другі – рівномірну). Напір, що утворюється об'ємними насосами, не залежить від подачі, а у лопатевих – напір та подача взаємозв'язані. Цим зумовлюється різниця можливих напорів, що утворюються обома групами насосів, методів регулювання їх подачі та ін.

У робочому колесі лопатевого насоса основна частина підвідної енергії передається рідині шляхом динамічної дії лопаток на потік. При натіканні потоку на поверхню лопатки (спрофільована аналогічно до крил літака) утворюється перепад тиску та виникають піднімальні сили. Робоче колесо виконує роботу, долаючи при своєму обертанні момент цих сил. Для цього до колеса насоса підводять механічну енергію двигуна, яка насосом перетворюється в енергію рухомої рідини. Характерною ознакою об'ємного насоса є наявність однієї або декількох робочих камер, об'єми яких при роботі насоса періодично змінюються. При збільшенні об'єму камер вони заповнюються рідиною, а при зменшенні – рідина витискається до відвідної лінії. Основні параметри насосів: подача, напір, потужність, коефіцієнт корисної дії (ККД), частота обертання.



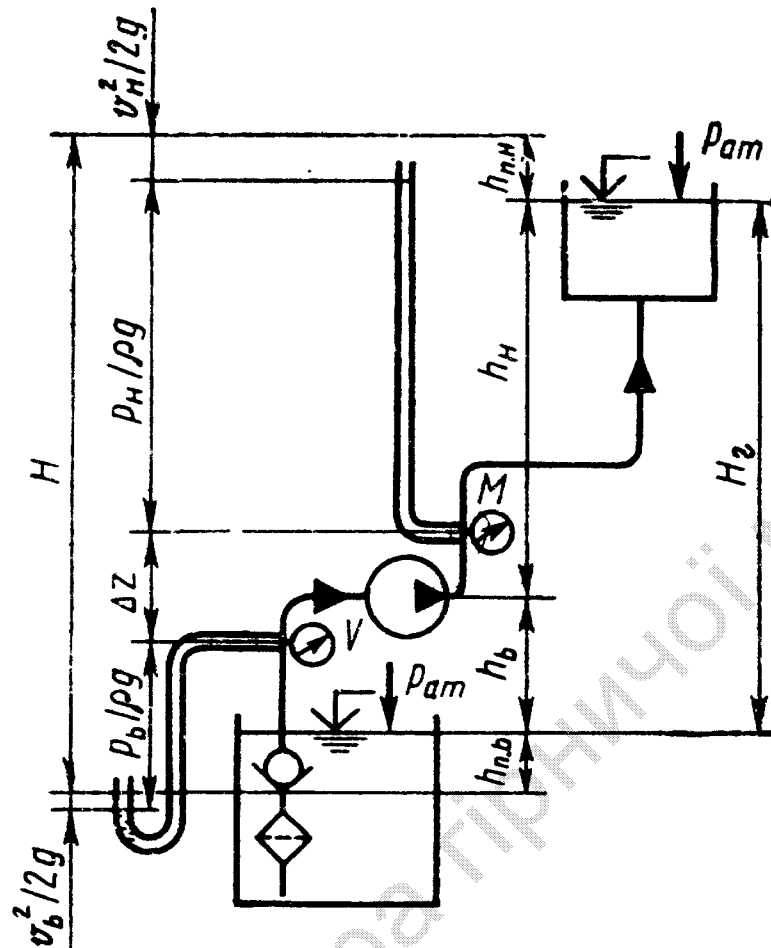


Рис. 2.1

Подача насоса — це кількість рідини (об'єм), що подається насосом за одиницю часу, тобто витрати потоку крізь насос. Напором  $H$  насоса (рис. 2.1) називається механічна енергія, що віддається насосом одиниці ваги ( $1H$ ) рідини. Тому напір має лінійну розмірність. Напір насоса дорівнює різниці повного напору поза насосом та напору перед ним і звичайно виражається у метрах стовпа рідини, що транспортується:

$$H = H_n - H_b = p_n / (\rho g) - p_b / (\rho g) + \Delta z + (v_n^2 - v_b^2) / (2g), \quad (20)$$

де  $p_n$  та  $p_b$  — абсолютні тиски у місцях встановлення манометра та вакуумметра;  $v_n$  та  $v_b$  — середні швидкості у нагнітальному та всмоктувальному трубопроводах;  $\Delta z$  — вертикальна відстань між точками встановлення вакуумметра та манометра;  $\rho$  — густина рідини, що транспортується;  $g$  — прискорення сили тяжіння.

Завдяки тому, що вертикальна відстань між точками встановлення приладів буває звичайно невеликою, а швидкісні напори  $v^2/(2g)$  на виході та на вході у насос однакові або дуже близькі, тоді напір насоса можна визначити за спрощеною формулою:

$$H = (p_n - p_b) / (\rho g). \quad (21)$$

Насос передає рідині не всю механічну енергію, яка підводиться до насоса. Відношення корисної потужності насоса до споживаної потужності двигуна називається коефіцієнтом корисної дії насоса (ККД). Він дорівнює добутку

трьох коефіцієнтів корисної дії: об'ємного, гідравлічного та механічного. Об'ємний ККД ураховує втрати об'єму рідини (витік рідини крізь ущільнення, зменшення подачі через кавітацію та проникнення повітря в насос), гідравлічний ККД – зменшення напору насоса, що викликано гідравлічними опорами в самому насосі (при заході рідини у насосне колесо та виході з нього, опір рідини у міжлопатевих каналах насосного колеса та ін.), та механічний ККД – тертя між елементами машини.

### 2.1.2. Основи теорії лопатевих насосів

Відцентрові насоси. Схеми відцентрових насосів. Рівняння Ейлера для насоса та турбіни. Теоретичний напір насоса. Вплив кількості лопаток на теоретичний напір. Корисний напір. Втрати енергії у насосі. Коефіцієнт корисної дії насоса. Характеристика відцентрових насосів. Основи теорії подібності насосів. Формули подібності. Коефіцієнт швидкохідності та типи лопатевих насосів. Осьові насоси.

#### Методичні вказівки

Рух частинок рідини у робочому колесі є складним процесом, тому що обертається і саме робоче колесо, а рідина рухається за його міжлопатеви́ми каналами. Сума цих двох рухів дає абсолютний рух частинок рідини по відношенню до нерухомого корпусу насоса.

Основне рівняння лопатевих насосів уперше було виведене А. Ейлером. Воно зв'язує напір насоса зі швидкостями руху рідини у характерних перерізах. Швидкості руху рідини залежать від подачі та частоти обертання робочого колеса насоса, а також від геометрії елементів цього колеса (діаметра, ширини каналів, форми лопатей) та умов підведення. Звідси основне рівняння дає можливість за заданими величинами напору, частоти обертання та подачі насоса визначити вихідні елементи робочого колеса.

Умови протікання рідини в робочому колесі і спіральній камері насоса настільки складні, що уявлення про характер взаємозв'язку основних робочих параметрів відцентрового насоса вдається одержати тільки експериментальним шляхом, тобто випробуваннями насоса в лабораторії. Робоча характеристика лопатевих насосів будується у вигляді залежності напору насоса, споживаної їм потужності та ККД від подачі насоса при постійній частоті обертання робочого колеса. Зі зміною частоти обертання робоча характеристика насоса також міняється.

При конструюванні нових зразків лопатевих машин проводять лабораторні дослідження на моделях, тому що теоретичні вирішення більшості питань не дають задовільних відносно точності результатів. На моделях перевіряють форму лопат робочого колеса і напрямного апарата, визначають ККД насоса та фіксують, як він змінюється залежно від частоти обертання, подачі й напору, досліджують можливість виникнення кавітації і т.д. Для переходу від модельних даних до натурального вигляду застосовують теорію подібності

лопатевих насосів. Перерахувавши згідно з теорією подібності характеристику модельного насоса, можна одержати характеристику проектного.

Теорія подібності дозволяє визначити параметр, що залишається однаковим для всіх геометрично подібних насосів при їхній роботі на схожих режимах. Цей параметр називають питомим числом обертів чи коефіцієнтом швидкохідності. При заданій частоті обертання коефіцієнт швидкохідності збільшується з ростом подачі та зі зменшенням напору.

### 2.1.3. Експлуатаційні розрахунки лопатевих насосів

Застосування формул подібності для перерахування характеристик насосів. Насосна установка. Регулювання подачі. Послідовне і рівнобіжне з'єднання насосів. Кавітація в лопатевих насосах. Кавітаційна характеристика. Кавітаційний запас. Формула С.С. Руднева та її застосування.

#### Методичні вказівки

Елементарну гідросистему для переміщення рідини насосом називають насосною установкою. Вона в основному складається з приймального резервуара, всмоктувального та нагнітального трубопроводів, насоса і напірного резервуара.

Потрібним напором  $H_{номр}$  установки називають енергію, яку необхідно надати одиниці ваги рідини для її переміщення трубопроводом з приймального резервуара в напірний при заданій витраті:

$$H_{номр} = h_n + h_e + (p_2 - p_1) / (\rho g) + \Sigma h_n = H_{ст} + \Sigma h_n, \quad (22)$$

де  $h_n$  – геометрична висота нагнітання;  $h_e$  – геометрична висота всмоктування;  $p_2 - p_1$  – різниця тисків у напірному і приймальному резервуарах;  $\Sigma h_n = h_{н.в} + h_{н.н}$  – сума втрат напору у всмоктувальному і нагнітальному трубопроводах;  $H_{ст}$  – статичний напір установки.

При сталому режимі роботи установки розвиваний насосом напір дорівнює потрібному напору установки:

$$H = H_{номр}. \quad (23)$$

Треба відрізнити потрібний напір насоса від звичайного напору. Потрібний напір визначається самою насосною установкою (висотою підйому рідини, тиском в напірному і приймальному резервуарах, гідравлічними втратами у всмоктувальному і нагнітальному трубопроводах), тобто тиском у всмоктувальному й нагнітальному трубопроводах насоса. Напір насоса характеризує міцність його корпусу, частоту обертання, іноді – об'ємним ККД.

Режим роботи насоса, а також його підбір визначають сполученням на тому самому графіку в однакових масштабах робочих характеристик насоса і насосної установки. Остання являє собою параболу (при турбулентному режимі течії), зміщену вздовж осі напорів на числове значення статичного напору установки (22). Насос у цій установці працює в такому режимі, при якому потрібний напір дорівнює напору насоса. Точку перетину зазначених двох характеристик називають робочою. Якщо робоча точка відповідає оптимальному режиму роботи насоса, то вважається, що насос підібраний

правильно. Однак необхідну подачу насоса можна змінювати. Для цього треба змінити або характеристику насоса (частоту обертання насоса), або характеристику насосної установки (дроселюванням). Найбільш економічний метод регулювання подачі і напору – зміна частоти обертання. Він в основному здійснюється застосуванням електродвигунів постійного струму чи шляхом спеціальних передач.

Через надмірне падіння тиску на всмоктувальному боці насоса може виникнути кавітація (пустотоутворення), унаслідок чого різко падає ККД насоса, знижується подача рідини і напір. Крім того, з'являються сильна вібрація і поштовхи, супроводжувані характерним шумом. Для запобігання кавітації насос необхідно установити таким чином, щоб тиск рідини в ньому був більший за тиск насиченої пари при даній температурі. Це забезпечується обмеженням висоти всмоктування насоса (рис. 4). Припустиму висоту всмоктування визначають таким співвідношенням:

$$h_e \leq p_{am} / (\rho g) - p_n / (\rho g) - h_{n,e} - \sigma H, \quad (24)$$

де  $p_n$  – тиск насиченої пари;  $h_{n,e}$  – втрата напору у всмоктувальному трубопроводі при повній подачі;  $\sigma$  – коефіцієнт кавітації;  $H$  – повний напір насоса.

Коефіцієнт кавітації часто визначають за формулою С.С. Руднева, запропонованою на підставі узагальнення отриманих даних:

$$\sigma = \frac{10}{H} (n \sqrt{Q/C})^{4/3}, \quad (25)$$

де  $H$  – повний напір насоса, м;  $n$  – частота обертання робочого колеса, хв<sup>-1</sup>;  $Q$  – подача насоса, м<sup>3</sup>/с;  $C$  – коефіцієнт, що характеризує конструкцію насоса.

Припустима висота всмоктування в насосах найчастіше визначається за припустимою вакуумметричною висотою всмоктування, що позначається на характеристиках усіх типів насосів як функція витрати. Необхідно пам'ятати, що при зміні частоти обертання змінюється і припустима вакуумметрична висота всмоктування.

Руйнівній дії кавітації піддаються гідравлічні турбіни, а також золотники, клапани й інші апарати об'ємного гідроприводу.

#### 2.1.4. Вихрові і струминні насоси

Схема вихрового насоса, принцип дії, характеристика, області застосування. Вихрова гідротурбіна. Схема струминного насоса, принцип дії, області застосування.

## 2.2. ГІДРОДИНАМІЧНІ ПЕРЕДАЧІ

### 2.2.1. Загальні поняття

Призначення й області застосування гідродинамічних передач. Принцип дії та класифікація. Робочі рідини.

## **Методичні вказівки**

Характеристики машин, між якими передається механічна енергія, часто не відповідають одна одній, у результаті чого машини працюють неекономічно. Узгодження цих характеристик досягається шляхом застосування гідродинамічних передач, у яких немає безпосереднього контакту між ведучою і веденою ланками, що обертаються з різними кутовими швидкостями. Обертальний рух у гідропередачах передається через проміжне середовище – робочу рідину.

Гідропередача являє собою механізм, що складається з двох гранично-зближених в одному корпусі лопатевих систем – відцентрового насоса і лопатевої турбіни, що переносять потоком рідини енергію від двигуна до робочої машини. Кінетичний зв'язок між лопатевими робочими органами гідропередачі забезпечує плавну зміну швидкості обертання веденого вала залежно від його навантаження.

Гідропередачі розділяються на гідромуфти і гідротрансформатори. Вони використовуються в машинобудуванні й на транспорті: у тепловозах, автомобілях, приводах потужних вентиляторів і насосів, у суднових і бурових установках, у землерийних і шляхових машинах.

### **2.2.2. Гідродинамічні муфти**

Будова і робочий процес гідромуфти. Основні параметри, рівняння і характеристики. Спільна робота гідромуфти з двигуном. Регулювання гідромуфт.

### **2.2.3. Гідродинамічні трансформатори**

Будова, класифікація, робочий процес, основні параметри і рівняння. Втрати енергії в гідротрансформаторі. Зовнішні характеристики гідротрансформаторів різних типів. Формули подібності для гідротрансформаторів і їхнє застосування. Спільна робота гідротрансформаторів з двигунами. Комплексні гідротрансформатори.

## **3. Програма та методичні вказівки до вивчення розділу „ОБ'ЄМНІ НАСОСИ ТА ГІДРОПРИВОДИ”**

### **3.1. ОБ'ЄМНІ НАСОСИ**

#### **3.1.1. Загальні положення**

Об'ємні насоси, принцип дії, загальні властивості та класифікація, застосування в гідроприводах і в системах гідроавтоматики.

### **Методичні вказівки**

В об'ємному насосі рухомі робочі органи – витискувачі (поршень, плунжер, пластина, зуб шестірни, гвинтова поверхня) – замикають певну порцію рідини в робочій камері й витісняють її спочатку в камеру нагнітання, а потім – у напірний трубопровід. Витискувачі надають рідині, головним чином, потенційну енергію тиску, а в лопатевому насосі – кінетичну. Об'ємні насоси розділяють на дві групи: 1) поршневі (клапанні) і 2) роторні (безклапанні). Таке розмежування зроблене за такими ознаками (властивостями): оборотність (перші – необоротні, другі – оборотні); швидкохідність (перші – тихохідні, низькооборотні, другі – високооборотні); рівномірність подачі (перші відрізняються великою нерівномірністю, другі забезпечують більш рівномірну подачу); характер перекачуваної рідини (перші здатні перекачувати будь-які рідини, другі – лише неагресивні, чисті відфільтровані та мастильні рідини).

Подача об'ємного насоса пропорційна його розмірам і швидкості руху витискувачів рідини. Напір об'ємних насосів майже не залежить не від подачі, не від швидкості руху витискувачів рідини. Необхідний тиск у системі визначається корисним зовнішнім навантаженням (зусиллям, прикладеним до витискувача) і гідравлічним опором системи. Найбільший можливий тиск, що розвивається насосом, обмежується потужністю двигуна і механічною міцністю корпусу і деталей насоса. Чим більше напір об'ємних насосів, тим більше витікання рідини через ущільнення і тим нижче об'ємний коефіцієнт корисної дії. Напір, при якому об'ємний ККД знижується до економічно припустимої межі, може вважатися максимально припустимим.

### **3.1.2. Поршневі і плунжерні насоси**

Будова, області застосування поршневих і плунжерних насосів. Індикаторна діаграма. ККД поршневих насосів. Графіки подачі і способи її вирівнювання. Діафрагмені насоси. Поршневі компресори.

### **Методичні вказівки**

Зворотно-поступальний рух поршня здійснюється за допомогою кривошипно-шатунного механізму. Швидкість поршня і подача насоса при цьому виходять нерівномірними: хід нагнітання чергується з ходом усмоктування, причому швидкість поршня по довжині його шляху безупинно міняється. Роботу поршневого насоса можна дуже наочно простежити по індикаторній діаграмі, тобто по графічному зображенню зміни тиску в циліндрі насоса перед поршнем. На цій діаграмі можна простежити вплив повітряних ковпаків на процеси всмоктування і нагнітання, а також залежність миттєвого максимуму і мінімуму тиску, що обумовлюють у першому випадку міцність насоса, у другому – можливість появи кавітації, від кількості ходів за хвилину. По індикаторній діаграмі можна судити про справну роботу всмоктувального і нагнітального клапанів насоса і виявити різні несправності його роботи.

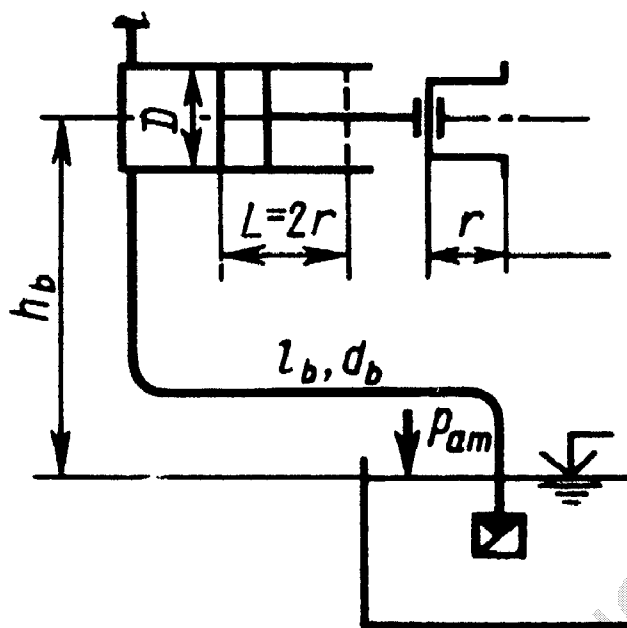


Рис. 3.1

Геометрична висота всмоктування  $h_e$  (рис. 3.1) завжди повинна бути менше висоти атмосферного тиску –  $h_e < p_{atm} / (\rho g)$ . При визначенні  $h_e$  необхідно враховувати не тільки тиск насиченої пари  $p_n$  перекачуваної рідини, гідравлічні опори всмоктувального трубопроводу  $h_{n.e}$ , але і втрати напору  $h_{in}$  на подолання сил інерції:

$$h_e \leq p_{atm} / (\rho g) - p_n / (\rho g) - v_e^2 / (2g) - h_{n.e} - h_{in}. \quad (26)$$

Гідравлічні втрати у всмоктувальному трубопроводі (на тертя по довжині і місцеві) визначаються раніше зазначеними способами. Інерційний напір  $h_{in}$  з'являється внаслідок несталого руху рідини в усмоктувальному трубопроводі, викликуваного нерівномірним рухом поршня в циліндрі поршневого насоса. Утрати напору на подолання сил інерції визначають за формулою

$$h_{in} = a l_e D^2 / (g d_e^2), \quad (27)$$

де  $a$  – прискорення поршня, що залежить від його положення в циліндрі, тобто від кута  $\varphi$  повороту кривошипа;  $g$  – прискорення сили тяжіння.

Прискорення поршня розраховують за формулою

$$a = r \omega^2 \cos \varphi, \quad (28)$$

де  $\omega$  – кутова швидкість кривошипа.

Якщо у формулу (26) підставити максимальне значення інерційного напору  $h_{in}$ , то  $v_e^2 / (2g)$  і  $h_{n.e}$  відкидаються, тому що швидкість потоку рідини в цьому випадку в усмоктувальному трубопроводі дорівнює нулю. В усмоктувальному трубопроводі відцентрового насоса рідина тече при усталеному русі і сили інерції в ній не виявляються.

### 3.1.3. Роторні насоси

Класифікація роторних насосів, загальні властивості й області застосування. Будова та особливості роторних насосів різних типів: а) роторно-поршневих; б) пластинчастих (шиберних); в) шестеренних; г) гвинтових. Визначення робочих обсягів. Подача і її рівномірність. Характеристики насосів. Регулювання подачі. Робота насоса на трубопровід.

#### Методичні вказівки

Більш рівномірну подачу рідини (на відміну від одноциліндрових поршневих насосів) можна одержати застосуванням багатоциліндрових роторно-поршневих машин, об'єднаних у загальний блок. Витиснення рідини в таких насосах здійснюється послідовно кожним поршнем. Циліндри цих насосів можуть бути розташовані радіально й аксиально відносно осі блоку. Вони істотно відрізняються від поршневих насосів (безклапанні, оборотні, високооборотні, велика рівномірність подачі, можливість її регулювання). Усе це обумовило широке застосування роторно-поршневих насосів в об'ємних гідроприводах.

## 3.2. ОБ'ЄМНИЙ ГІДРОПРИВІД

### 3.2.1. Основні поняття

Принцип дії об'ємного гідроприводу. Основні поняття. Класифікація об'ємних гідроприводів за характером руху вихідної ланки й інших ознак. Елементи гідроприводу (гідродвигуни і гідроапаратура, фільтри, гідроаккумулятори, гідролінії). Робочі рідини, застосовувані в гідроприводах.

#### Методичні вказівки

Гідравлічний привід складається з джерела енергії робочої рідини (насоса), що одержує механічну енергію від ведучої ланки (наприклад від електродвигуна), і споживача енергії рідини (гідродвигуна), що передає механічну енергію виконавчому органу. Насос і гідродвигун з'єднують два основних трубопроводи, по одному з яких робоча рідина переміщається від насоса до двигуна, а по другому вона повертається від гідродвигуна до насоса. На обох трубопроводах монтуються керуючі і регулюючі гідроапарати.

Об'ємні гідроприводи мають високу швидкодію, незначні розміри і невелику масу. Високий модуль пружності робочої рідини і герметичність гідроапаратів (у порівнянні з гідродинамічними передачами) забезпечують механічну твердість зв'язку між ведучою і веденою ланками. Виключення поломок у машинах і механізмах з об'ємним гідроприводом забезпечується запобіжними клапанами.



Повний ККД гідроприводу порівняно високий. Утрати потужності в гідропередачі, що складається з насоса і гідромотора, визначають як добуток їх ККД, тобто

$$\eta = \eta_n \eta_m, \quad (29)$$

де  $\eta_n, \eta_m$  – повні ККД насоса і гідромотора відповідно.

Якщо гідролінії гідроприводу досить довгі і на них змонтована різна апаратура, необхідно зважати на гідравлічні втрати на тертя по довжині і місцеві гідравлічні втрати. Ці втрати тиску враховуються гідравлічним ККД передачі, отже,

$$\eta_z = (p_n - \Delta p) / p_n = 1 - \Delta p / p_n, \quad (30)$$

де  $p_n$  – тиск на виході з насоса;  $\Delta p = \Delta p_{тр} + \Delta p_m$  – втрати тиску на тертя по довжині і на місцевих опорах.

Повний ККД передачі дорівнює добутку повних ККД насоса, гідромотора, а також гідравлічного ККД передачі:

$$\eta = \eta_n \eta_m \eta_z, \quad (31)$$

чи визначається як відношення корисної потужності на валу гідромотора до привідної потужності насоса  $P_{пр.н.}$ :

$$\eta = P_{пол.м} / P_{пр.н.} \quad (32)$$

Повний ККД гідроприводу середньої потужності звичайно дорівнює 80–85 %, хоча в окремих випадках він досягає 90–94 %.

Робочі рідини гідроприводів мають такі властивості: змащуваність, незначна зміна в'язкості в широкому діапазоні температури, великий модуль пружності, хімічна стабільність, здатність до розчинення повітря, гарна теплопровідність, можливо менший коефіцієнт теплового розширення й ін.

Одна з найбільш важливих характеристик мінерального мастила – його в'язкість. Вона повинна мати певне значення при тому тиску і тій температурі, що будуть під час експлуатації гідроприводу. Слід вибирати робочу рідину з оптимальною в'язкістю. У гідроприводах машин залежно від їхнього призначення, умов експлуатації і ступеня надійності знаходять застосування олії та мінеральні мастила, синтетичні рідини, гліцерин, спиртогліцеринові і водогліцеринові суміші, вода та водомасильні емульсії, гас і гасомасильні суміші. У гідроприводах верстатів та інших машин звичайно використовують мінеральні масла.

В'язкість мінеральних масел у значній мірі залежить від температури. Температура робочої рідини 55–60°C вважається нормальною. З підвищенням температури в'язкість зменшується, а з ростом тиску – підвищується. Так, при тиску 15 МПа в'язкість олії може зрости на 25–30 % порівняно з її значенням, розрахованим при атмосферному тиску.

Зі збільшенням в'язкості зростають втрати тиску в гідросистемі, однак одночасно зменшуються втрати рідини. Оскільки втрати тиску і рідини призводять до зниження ККД гідроприводу, необхідно строго дотримувати рекомендацій заводу-виготівника, що стосуються характеристик робочої рідини.

Найкращими сортами масел для гідроприводу металорізальних верстатів є масла з високим ступенем очищення – веретенне масло АУ і турбінні мастила 22 і 30.

### 3.2.2. Гідродвигуни

Силові гідроциліндри, їхнє призначення і будова. Розрахунок гідроциліндрів. Поворотні гідродвигуни. Роторні гідродвигуни – гідромотори. Оборотноість роторних насосів і гідромоторів. Гідромотори роторно-поршневих, пластинчастих, шестеренних і гвинтових типів. Розрахунок крутного моменту і потужності на валу гідромотора. Регулювання робочого об'єму. Високомоментні гідромотори.

#### Методичні вказівки

Під об'ємним гідродвигуном розуміють гідромашину, призначену для перетворення енергії потоку масла в енергію руху вихідної ланки гідроприводу. Робочий процес цієї гідромашини заснований на попереминому заповненні робочої камери маслом і витисненні його з неї.

Гідродвигуни, як і насоси, залежно від того, яку енергію потоку рідини (потенціальну чи кінетичну) вони перетворюють у механічну роботу вихідної ланки, підрозділяють на об'ємні й лопатеві (динамічні). Об'ємні гідродвигуни розділяють на гідродвигуни з обмеженим (які рухаються зворотно-поступальним чи зворотно-поворотним рухом) і необмеженим ходом (обертів). Перші називають гідроциліндрами, а другі – гідромоторами.

Застосовувані у верстатобудуванні гідроциліндри за напрямом дії робочого середовища підрозділяють на циліндри одно- і двосторонньої дії, а за конструкцією робочої камери – на поршневі (з одно- чи двостороннім штоком) і плунжерні циліндри.

Основні параметрами гідроциліндрів: геометричні – діаметри циліндра і штока, робочі площі поршня в поршневій і штоковій камерах, хід поршня; динамічні – зусилля, що розвивається циліндром, при русі поршня в якому-небудь напрямку, швидкість руху поршня в одному чи в іншому напрямку, кількість робочої рідини, що надходить чи зливається з циліндра, тиск масла в поршневій чи штоковій камері циліндра. Основні параметри циліндрів регламентуються державними стандартами.

У процесі роботи устаткування циліндр повинний подолати зовнішні навантаження, сили тертя і тяжіння, а в динамічних режимах – інерційні навантаження.

При визначенні швидкості руху поршня чи зусилля, що розвивається циліндром, треба враховувати коефіцієнт корисної дії гідроциліндра (об'ємний чи механічний).

До лопатевих гідродвигунів відносять гідротурбіни різних типів, що не слід плутати з роторними гідромоторами обертального руху. Гідротурбіни відрізняються як принципом роботи, так і робочими характеристиками.

Помітного розходження в конструкціях об'ємного насоса і гідромотора немає, іноді вони можуть бути зовсім однаковими. Роторний насос (наприклад шестеренний) без яких-небудь переробок може працювати як гідромотор. В техніці гідромотори застосовуються значно менше, ніж електромотори, однак іноді вони мають деякі переваги. Наприклад, у середньому гідромотори в 3 рази менші за розміром і в 15 разів – за масою, ніж електромотори аналогічної потужності. Діапазон регулювання частоти обертання вала набагато ширший, причому плавне регулювання частоти обертання здійснюється в гідромотора легше (шляхом регулювання його робочого об'єму).

Основні параметри гідромоторів: робочий об'єм, кількість масла, споживаного гідромотором (витрата), крутний момент і частота обертання гідромотора, перепад тиску в камерах гідромотора, потужність на валу.

У зв'язку з витоками і механічним тертям у гідромоторі фактичні значення витрати масла, крутного моменту й ефективної потужності трохи відрізняються від їхніх теоретичних значень. Розходження фактичних і теоретичних значень параметрів враховуються об'ємним і механічним коефіцієнтами корисної дії гідромотора.

### 3.2.3. Гідроапаратура й елементи гідроавтоматики

Класифікація гідроапаратів і елементів гідроавтоматики. Розподільні пристрої. Призначення, принцип дії й основні типи. Клапани. Принцип дії, будова і характеристики. Дросельні пристрої. Призначення, принцип дії і характеристики. Фільтри. Гідроаккумулятори. Гідролінії. Позначення гідроапаратів і елементів. Позначення гідроапаратів і елементів гідроавтоматики за ЄСКД.

#### Методичні вказівки

Розподільні пристрої призначені для зміни чи напрямку, пуску і зупинки потоку робочої рідини в двох чи більше гідролініях залежно від наявності зовнішнього сигналу керування. За допомогою розподільників можливе реверсування руху робочих органів у верстатах і машинах, зупинка робочого органу, а також виконання інших операцій. Найбільш широке застосування в об'ємних гідроприводах одержали золотникові розподільники. Вони мають запірно-регульовальний елемент у вигляді золотника, що робить осьове переміщення з одного робочого положення в інше.

Види виконань розподільників класифікують за конструкцією, типом керування, діаметром умовного переходу, приєднанням, кількістю робочих позицій, номінальним тиском та ін.

Розподільники випускають двох конструктивних виконань: із прийнятими вітчизняними і міжнародними приєднувальними розмірами. За типом керування розрізняють розподільники з ручним, ножним, механічним, гідравлічним, електричним, електрогідравлічним, пневматичним і пневмогідравлічним керуванням. Кожному діаметру умовного переходу відповідає визначена номінальна витрата робочої рідини. За видом приєднання

розрізняють різьбове і стикове виконання розподільників. За кількістю робочих позицій – дво- і трипозиційні апарати.

Нові можливості компоновання відкриває система модульного монтажу гідроапаратури. Наявність двох стикових площин у гідроапаратів дозволяє встановлювати різні апарати один на одного у вертикальний пакет. Застосування такого модульного монтажу спрощує виготовлення гідроприводів, дозволяє гранично скоротити кількість трубопроводів. Варто помітити, що такий метод монтажу має і деякі недоліки.

При проектуванні нескладних об'ємних гідроприводів часто виконують не занадто складні гідравлічні розрахунки, як наприклад, підбір діаметра гідролінії будь-якого призначення й обчислення гідравлічних утрат, підбір гідравлічних апаратів і обчислення їхніх робочих характеристик, розрахунок основних характеристик гідроприводу й ін.

Тиск у будь-якому перерізі гідроліній гідроприводу може бути визначений за спрощеним рівнянням Бернуллі:

$$p_1 - p_2 = \Delta p = \Delta p_{тр} + \Delta p_m, \quad (33)$$

де  $p_1, p_2$  – гідродинамічний тиск в перерізах;  $\Delta p$  – загальні втрати тиску;  $\Delta p_{тр}$  – утрати тиску на тертя по довжині;  $\Delta p_m$  – утрата тиску місцева.

При гідравлічному розрахунку трубопроводів гідроприводу враховуються як утрати на тертя по довжині, так і місцеві. Місцеві втрати при поворотах і розгалуженнях трубопроводу, у місцях різкого розширення чи звуження й інших у розрахунках не враховуються, тому що вони незначні порівняно з втратами в гідравлічних апаратах. Основні місцеві втрати спостерігають при протіканні робочої рідини через гідравлічні апарати, наприклад, розподільники рідини, фільтри, клапани, дроселі й ін.

Втрати тиску в гідравлічних апаратах найчастіше оцінюють за витратою рідини, що проходить через апарати. Утрати тиску в апараті визначають експериментальним шляхом за номінальною витратою  $Q_{ном}$ . При витраті  $Q$ , що відрізняється від  $Q_{ном}$ , утрати тиску визначають за формулою

$$\Delta p = \Delta p_{ном} (Q / Q_{ном})^2, \quad (34)$$

де  $\Delta p_{ном}$  – втрати тиску в апараті при номінальній витраті  $Q_{ном}$ .

При виборі швидкості потоку в гідролініях гідроприводу необхідно враховувати, що зі збільшенням швидкості збільшується втрата напору в системі, а зменшення швидкості веде до збільшення діаметра і ваги трубопроводу і, отже, до збільшення його вартості. Збільшення площі поперечного перерізу трубопроводу викликає збільшення обсягу рідини, а це, у свою чергу, погіршує твердість системи (збільшується абсолютна стискальність рідини). Швидкість рекомендованого потоку рідини також є функцією робочого тиску.

Гідравлічні апарати між собою звичайно з'єднують твердими і гнучкими трубопроводами. У гідроприводах широко застосовують сталеві безшовні холоднодеформовані труби, мідні труби і гідравлічні рукава, в яких рідина подається під високим тиском. Основні характеристики трубопроводу (гідролінії): його зовнішній діаметр і товщина стінки. Мінімумально припустима товщина стінки  $\delta$ , мм, залежить від робочого тиску  $p$ , МПа:

$$\delta = d / (2 (\sigma / p - 1)), \quad (35)$$

де  $d$  – внутрішній діаметр трубопроводу, мм;  $\sigma$  – допустима напруга на розрив для матеріалу трубопроводу, МПа (для труб, виготовлених зі сталі 20,  $\sigma = 140$  МПа).

Отримана товщина стінки округляється у більшу сторону до ряду: 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1,0; 1,2; 1,4; 1,5; 1,6 і т. д.

При виборі внутрішнього діаметра трубопроводу для тієї чи іншої лінії гідросистеми необхідно враховувати швидкість потоків робочої рідини в напірних трубопроводах залежно від номінального тиску: при тиску до 2,5 МПа – не більше 2,0 м/с; при тиску до 6,3 МПа – 3,2; при тиску до 16 МПа – 4,0; при тиску до 32 МПа – 5,0 м/с. Для зливальних ліній звичайно приймають  $v = 2$  м/с, а для всмоктувальних –  $v \leq 1,6$  м/с.

Визначений за рекомендованими швидкостями діаметр гідролінії округляється до стандартного зовнішнього діаметра. У загальному випадку швидкість потоку робочої рідини і діаметри гідролінії вибирають такими, щоб утрати тиску на тертя по довжині  $\Delta p_{тр}$  не перевищували 5–6 % від робочого тиску  $p_n$  насоса, тобто

$$\Delta p_{тр} \approx (0,05 - 0,06) p_n. \quad (36)$$

Загальні втрати тиску  $\Delta p$  у місцевих опорах і на тертя по довжині звичайно не перевищують 10 % від робочого тиску насоса, тобто  $\Delta p \approx 0,10 p_n$ .

### 3.2.4. Схеми гідроприводу і системи гідроавтоматики

Схеми гідроприводу із замкнутою і розімкнутою циркуляцією, із дросельним і об'ємним регулюванням швидкості. Порівняння різних способів регулювання швидкості гідроприводу. Стабілізація швидкості. Синхронізація руху декількох гідродвигунів.

#### Методичні вказівки

Швидкість руху поршня чи гідроциліндра та швидкість обертання вала гідромотора регулюється зміною подачі насоса (об'ємне регулювання) чи зміною витрати гідродвигуна шляхом установки дроселя і пропускання робочої рідини через перепускний клапан при незмінній подачі насоса (дросельне регулювання). Остання схема більш зручна, але пов'язана з утратою потужності і нагріванням рідини. Дросельне регулювання менш економічне, ніж об'ємне, при якому насос з перемінною подачею дозволяє плавно змінювати швидкість робочого органа без великих втрат енергії.

При дросельному регулюванні кількість рідини, що надходить у гідродвигун чи у відвід з гідродвигуна, регулюється дроселем, підключеним на вході, виході з гідродвигуна чи паралельно насосу. Майже у всіх схемах гідроприводу має перевагу дросельне регулювання на виході, тому що в цьому випадку робочий орган гідродвигуна буде навантажений по обидва боки, і тому його рух відрізняється значною плавністю.

При всіх трьох схемах установки дроселя швидкість гідродвигуна змінюється залежно від навантаження. Великий перепад тиску, утворений на

дроселі, утрудняє одержання характерних витрат, тому що для цього необхідно надмірно зменшувати площу прохідного перерізу дроселювальної щілини. Це призводить до швидкого її забруднення.

З метою підтримування сталої швидкості гідродвигунів незалежно від навантаження необхідно мати постійний перепад тиску на дроселі. Для цього застосовують регулятори потоку, що являють собою комбінацію дроселя з регулятором постійного перепаду тиску на дроселювальній щілині.

У практиці машинобудування досить часто виникає необхідність у синхронній роботі декількох гідродвигунів. Вирішення завдань особливо утруднено, коли споживачі енергії віддалені один від одного на значну відстань, тому й неможливо забезпечити між ними міцний зв'язок. Залежно від призначення машини, компоновання механізмів і можливого ступеня неузгодженості між їхніми діями застосовують гідромеханічний і гідравлічний способи синхронізації. Особливо широке розповсюдження одержав гідравлічний спосіб синхронізації, оскільки здебільшого використовується тільки нормалізована гідравлічна апаратура. Зважаючи на спосіб підключення гідродвигунів у систему (паралельно чи послідовно), усі гідравлічні синхронізуючі пристрої поєднують у дві великі групи, кожний із двох випадків застосування синхронізуючих пристроїв створює різну точність синхронізації в русі декількох гідроциліндрів чи гідромоторів.

Об'ємний спосіб регулювання застосовують у гідроприводах потужністю понад 4 кВт, коли потрібні великі зусилля на вихідній ланці в момент пуску машини під навантаженням.

#### **4. КОНТРОЛЬНІ ЗАВДАННЯ**

Залежно від спеціальності студента-заочника навчальним планом ІЗДО передбачається виконання однієї чи декількох контрольних робіт, у кожному з яких входить визначена кількість задач.

Номери контрольних задач студент-заочник вибирає за останньою (табл. 1), а числові значення – за передостанньою цифрою шифру своєї залікової книжки (табл. 5).

Кількість і тематика задач у контрольних роботах за необхідності можуть бути змінені відповідно до вимог спеціальності, обсягу курсу і встановленої кафедрою особливості його вивчення.

В умовах задач контрольних робіт не завжди вказують усі цифрові значення параметрів, необхідних для вирішення задач (наприклад, може бути не зазначена щільність, коефіцієнт в'язкості чи інший параметр). Тоді відсутні параметри студентів треба вибрати з таблиць, поміщених у додатку. У разі потреби можна користатися також даними інших довідників, обов'язково вказуючи у своїй контрольній роботі назву довідника, номер таблиці чи графіка.

Таблиця 1

Остання цифра шифру	При виконанні однієї контрольної роботи	При виконанні двох контрольних робіт		При виконанні трьох контрольних робіт		
		у першій	у другій	у першій	у другій	у третій
1	1, 4, 10, 19, 22	1, 6, 10, 16	19, 22, 25	1, 6, 7	11, 13, 16	19, 22, 25
2	2, 5, 11, 20, 23	2, 5, 11, 17	20, 23, 26	2, 5, 8	12, 14, 17	20, 23, 26
3	3, 6, 12, 21, 24	3, 4, 12, 18	21, 24, 27	3, 4, 9	10, 15, 18	21, 24, 27
4	1, 5, 11, 20, 23	2, 6, 11, 16	19, 23, 28	3, 5, 8	11, 15, 17	19, 23, 28
5	2, 6, 12, 21, 24	3, 5, 12, 17	20, 24, 25	2, 6, 9	12, 15, 16	20, 24, 25
6	3, 4, 10, 19, 22	1, 4, 10, 18	21, 22, 26	1, 4, 9	10, 13, 18	21, 22, 26
7	1, 6, 12, 21, 24	3, 6, 12, 16	19, 24, 27	1, 5, 8	11, 14, 17	19, 24, 27
8	2, 4, 11, 20, 22	1, 5, 10, 17	20, 22, 28	2, 4, 7	12, 13, 16	20, 22, 28
9	3, 5, 10, 19, 23	2, 4, 11, 18	21, 23, 26	3, 6, 7	10, 14, 16	21, 23, 26
0	1, 6, 10, 20, 22	2, 4, 10, 18	20, 24, 25	2, 5, 9	11, 14, 18	20, 24, 25

#### 4.1. ЗАДАЧІ

**Задача 1.** Автоклав обсягом 25,0 л наповнений рідиною і закритий герметично. Коефіцієнт температурного розширення рідини  $\alpha$ , її модуль пружності  $E$ . Визначити підвищення тиску в автоклаві при збільшенні температури рідини на величину  $T$ . Об'ємною деформацією автоклава знехтувати.

**Задача 2** (рис. 4.1)\*. Визначити швидкість  $v$  рівномірного ковзання прямокутної пластини ( $a \times b \times c$ ) по похилій площині під кутом  $\alpha = 12^\circ$ , якщо між пластиною і площиною знаходиться шар масла товщиною  $\delta$ . Температура масла  $30^\circ\text{C}$ , щільність матеріалу пластини  $\rho$ .

**Задача 3** (рис. 4.2)\*. Зазор між валом і втулкою заповнений маслом, товщина шару якого дорівнює  $\delta$ . Діаметр вала  $D$ , довжина втулки  $L$ . Вал обертається рівномірно під впливом обертального моменту  $M$ . Визначити частоту обертання вала, якщо температура масла дорівнює  $40^\circ\text{C}$ .

**Задача 4** (рис. 4.3)\*. Закритий резервуар заповнений дизельним паливом, температура якого  $20^\circ\text{C}$ . На вертикальній стінці він має прямокутний отвір ( $D \times b$ ), закритий напівциліндричною кришкою, яка може повертатися навколо горизонтальної осі  $A$ . Вакуум-манометр  $MV$  показує манометричний тиск  $p_m$  чи вакуум  $p_v$ . Глибина палива над кришкою дорівнює  $H$ . Визначити зусилля  $F$ , яке

\* Рисунки подані у Додатку (п. 7, с. 52).

необхідно прикласти до нижньої частини кришки, щоб вона не відкривалася. Силою ваги кришки знехтувати. На схемі показати вектори діючих сил.

**Задача 5** (рис. 4.4)\*. Вертикальна циліндрична цистерна з напівсферичною кришкою до самого верха заповнена рідиною, густина якої  $\rho$ . Діаметр цистерни  $D$ , висота її циліндричної частини  $H$ . Манометр  $M$  показує манометричний тиск  $p_m$ . Визначити силу, що розтягує болти  $A$ , і горизонтальну силу, що розриває цистерну по перерізу  $I-I$ . Силою ваги кришки знехтувати. Вектори сил показати на схемі.

**Задача 6** (рис. 4.5)\*. Круглий отвір між двома резервуарами закрито конічною кришкою з розмірами  $D$  і  $L$ . Закритий резервуар заповнений водою, а відкритий – рідиною  $\mathcal{J}$ . До закритого резервуара зверху приєднаний вакуумманометр  $MV$ , що показує манометричний тиск  $p_m$  чи вакуум  $p_v$ . Температура рідин  $20^\circ\text{C}$ , глибини  $h$  і  $H$ . Визначити силу, що зриває болти  $A$ , і горизонтальну силу, що діє на кришку. Силою ваги кришки знехтувати. Вектори сил показати на схемі.

**Задача 7** (рис. 4.6)\*. Циліндрична цистерна наповнена бензином, температура якого  $20^\circ\text{C}$ . Діаметр цистерни  $D$ , довжина  $L$ . Глибина бензину в горловині  $h = 20$  см, її діаметр  $d = 30$  см. Визначити сили тиску на плоскі торцеві стінки  $A$  і  $B$  цистерни в двох випадках: 1) коли цистерна не рухається; 2) при русі цистерни горизонтально з позитивним прискоренням  $a$ .

**Задача 8** (рис. 4.7)\*. Відкритий циліндричний резервуар заповнений рідиною  $\mathcal{J}$  до висоти  $0,8 H$ . Діаметр резервуара  $D$ , температура рідини  $20^\circ\text{C}$ . Визначити: 1) обсяг рідини, що виливається з резервуара при його обертанні з частотою  $n$  навколо його вертикальної осі; 2) силу тиску на дно резервуара і горизонтальну силу, що розриває резервуар по перерізу  $I-I$  при його обертанні.

**Задача 9** (рис. 4.8)\*. Циліндрична посудина діаметром  $D$  і висотою  $H$  цілком заповнена водою, температура якої  $20^\circ\text{C}$ . Діаметр отвору зверху дорівнює  $d$ . Визначити: 1) з якою граничною частотою можна обертати посудину навколо її вертикальної осі, щоб у посудині залишилося 75% первісного обсягу води; 2) силу тиску на дно посудини і горизонтальну силу, що розриває посудину по перерізу  $I-I$  при її обертанні з визначеною частотою.

**Задача 10** (рис. 4.9)\*. По сифонному трубопроводу довжиною  $l$  рідина  $\mathcal{J}$ , температура якої  $20^\circ\text{C}$ , скидається з відстійника  $A$  у відвідний канал  $B$ . Який повинний бути діаметр  $d$  трубопроводу (його еквівалентна шорсткість  $\Delta_e$ ), щоб забезпечити скидання рідини в кількості  $Q$  при напорі  $H$ ? Трубопровід має приймальний клапан із сіткою ( $\zeta_k$ ), плавні повороти труби здійснюються на кут  $45^\circ$ , радіус округлення труби  $R = 2r$ . Побудувати п'єзометричну і напірну лінії. Дані відповідно до варіанта завдання вибрати з табл. 5.

**Задача 11** (рис. 4.10)\*. Відцентровий насос, що перекачує рідину  $\mathcal{J}$ , температура якої  $20^\circ\text{C}$ , розвиває подачу  $Q$ . Визначити припустиму висоту всмоктування  $h_v$ , якщо довжина всмоктувального трубопроводу  $l$ , діаметр  $d$ ,

\* Рисунки подані у Додатку (п. 7, с. 52).



еквівалентна шорсткість  $\Delta_e$ , коефіцієнт опору зворотного клапана  $\zeta_k$ , а показання вакуумметра не перевищувало б  $p_1$ .

Побудувати п'єзометричну і напірну лінії. Дані відповідно до варіанта завдання вибрати з табл. 5.

**Задача 12** (рис. 4.11)\*. У баці  $A$  рідина підігрівається до температури  $50^\circ\text{C}$  і самопливом по трубопроводу довжиною  $l_1$  попадає у виробничий цех. Напір у баці  $A$  дорівнює  $H$ . Яким повинний бути діаметр трубопроводу, щоб забезпечувалася подача рідини в кількості  $Q$  при манометричному тиску в кінці трубопроводу не нижче  $p_m$ ? Побудувати п'єзометричну і напірну лінії. Дані для вирішення задачі відповідно до варіанта завдання вибрати з табл. 5.

**Задача 13** (рис. 4.12)\*. З великого закритого резервуара  $A$ , в якому підтримується постійний рівень рідини, а тиск на поверхні рідини дорівнює  $p_1$ , по трубопроводу, що складається з двох послідовно з'єднаних труб, рідина  $\mathcal{J}$ , температура якої  $20^\circ\text{C}$ , тече у відкритий резервуар  $B$ . Різниця рівнів рідини в резервуарах дорівнює  $H$ . Довжина труб  $l_1$  і  $l_2$ , діаметри  $d_1$  і  $d_2$ , а еквівалентна шорсткість  $\Delta_e$ .

Визначити витрати  $Q$  рідини, що протікає по трубопроводу. У розрахунках прийняти, що місцеві втрати напору складають 20 % від утрат по довжині. Дані для вирішення задачі відповідно до варіанта завдання вибрати з табл. 5.

**Задача 14** (рис. 4.13)\*. З великого закритого резервуара  $A$ , у якому підтримується постійний рівень рідини, а тиск на поверхні її дорівнює  $p_1$  по трубопроводу, що складається з двох паралельно з'єднаних труб однакової довжини  $l_1$  але різних діаметрів  $d_1$  і  $d_2$  (еквівалентна шорсткість  $\Delta_e$ ), рідина  $\mathcal{J}$ , температура якої  $50^\circ\text{C}$ , тече у відкритий резервуар  $B$ . Різниця рівнів рідини в резервуарах дорівнює  $H$ .

Визначити витрати  $Q$  рідини, що протікає в резервуар  $B$ . У розрахунках прийняти, що місцеві втрати напору складають 20 % від утрат по довжині. Дані для вирішення задачі відповідно до варіанта завдання вибрати з табл. 5.

**Задача 15** (рис. 4.14)\*. З великого резервуара  $A$ , у якому підтримується постійний рівень рідини, по трубопроводу, що складається з трьох труб, довжина яких  $l_1$  і  $l_2$ , діаметри  $d_1$  і  $d_2$ , а еквівалентна жорсткість  $\Delta_e$ , рідина  $\mathcal{J}$ , температура якої  $20^\circ\text{C}$ , тече у відкритий резервуар  $B$ . Різниця рівнів рідини в резервуарах дорівнює  $H$ .

Визначити витрати  $Q$  рідини, що протікає в резервуар  $B$ . У розрахунках прийняти, що місцеві втрати напору складають 20 % від утрати по довжині. Дані для вирішення задачі відповідно до варіанта завдання вибрати з табл. 5.

**Задача 16** (рис. 4.15)\*. У бак, розділений перегородкою на два відсіки, подається рідина  $\mathcal{J}$  в кількості  $Q$ . Температура рідини  $20^\circ\text{C}$ . У перегородці бака є циліндричний насадок, діаметр якого  $d$ , а довжина  $l = 3d$ . Рідина з другого відсіку через отвір діаметром  $d_1$  надходить назовні. Визначити висоту  $H_1$  і  $H_2$  рівнів рідини. Дані для вирішення задачі відповідно до варіанта завдання вибрати з табл. 5.

\* Рисунки подані у Додатку (п. 7, с. 52).

**Задача 17** (рис. 4.16)\*. У бак, розділений перегородками на три відсіки, подається рідина  $\mathcal{J}$  в кількості  $Q$ . Температура рідини  $20^\circ\text{C}$ . У першій перегородці бака є коноїдальний насадок, діаметр якого дорівнює  $d$ , а довжина  $l = 3d$ ; у другій – циліндричний насадок з таким самим діаметром  $d$  і довжиною  $l = 3d$ . Рідина з третього відсіку через отвір діаметром  $d_1$  надходить назовні. Визначити  $H_1$ ,  $H_2$  і  $H_3$  рівнів рідини.

**Задача 18** (рис. 4.17)\*. У бак, розділений на дві секції перегородкою, у якій установлений циліндричний насадок діаметром  $d$  і довжиною  $l = 4d$ , надходить рідина  $\mathcal{J}$  в кількості  $Q$ , температура рідини  $20^\circ\text{C}$ . З кожної секції рідина самопливом через отвори діаметром  $d$  надходить назовні.

Визначити розподіл витрат, що впливають через лівий  $Q_1$  і правий  $Q_2$  відсіки, якщо потік є сталим.

**Задача 19** (рис. 4.18)\*. Шток силового гідроциліндра  $\mathcal{Ц}$  навантажений силою  $F$  і під дією тиску  $p$  переміщається ліворуч-праворуч, роблячи робочий хід за час  $t$ . Робоча рідина при цьому зі штокової порожнини циліндра зливається через дросель  $\mathcal{ДР}$ . Діаметри поршня і штока відповідно дорівнюють  $D_n$  і  $D_w$ .

Визначити необхідний тиск  $p$  робочої рідини в лівій частині циліндра і потрібну подачу  $Q$ . Втрати тиску в дроселі  $\Delta p_d = 250$  кПа. ККД гідроциліндра: об'ємний  $\eta_o = 0,97$ , механічний  $\eta_m = 0,90$ .

**Задача 20** (рис. 4.19)\*. Робоча рідина – мастило  $\mathcal{Ж}$ , температура якого  $50^\circ\text{C}$ , з насоса підводиться до гідроциліндра  $\mathcal{Ц}$  через дросель  $\mathcal{ДР}$ . Поршень циліндра зі штоком переміщається проти навантаження  $F$  зі швидкістю  $v_n$ . Рідина, що витісняється поршнем, зі штокової порожнини попадає в бак  $B$  через зливальну лінію, довжина якої дорівнює  $l_3$ , а діаметр –  $d_3$ .

Визначити зовнішню силу  $F$ , яка заглушена штоком при його русі. Тиск на вході в дросель визначається показанням манометра  $M$ , а протитиск у штоковій порожнині циліндра – утратами тиску в зливальній лінії. Коефіцієнт витрати дроселя прийняти  $w = 0,64$ , діаметр отвору дроселя дорівнює  $4d_d$ . Діаметр поршня  $D_n$ , а діаметр штока  $D_w$ . ККД гідроциліндра: об'ємний  $\eta_o = 1,0$ , механічний  $\eta_m$ .

**Задача 21** (рис. 4.20)\*. Вал гідродвигуна  $\mathcal{Д}$ , робочий обсяг якого  $V_0$ , навантажений крутним моментом  $M_k$ . До двигуна підводиться потік робочої рідини – мастило  $\mathcal{Ж}$ , температура якого  $60^\circ\text{C}$ , з витратою  $Q$ . ККД гідродвигуна: об'ємний  $\eta_o = 0,96$ , гідромеханічний  $\eta_{гм}$ .

Визначити частоту обертання вала гідродвигуна і показання манометра  $M$ , встановленого безпосередньо перед двигуном, якщо втрати тиску в зворотному клапані  $K_{зв}$  складає  $\Delta p_{кл} = 15,0$  кПа. Довжина зливальної лінії дорівнює  $l_3$ , а діаметр  $d_3$ . Еквівалентна шорсткість  $\Delta_e = 0,05$  мм.

**Задача 22** (рис. 4.21)\*. Відцентровий насос, характеристика якого задана (табл. 2), подає воду на геометричну висоту  $H_2$ . Температура води  $T = 20^\circ\text{C}$ .

\* Рисунки подані у Додатку (п. 7, с. 52).

Труби всмоктування і нагнітання відповідно мають діаметри  $d_e$  і  $d_n$ , а довжину  $l_e$  і  $l_n$ . Еквівалентна шорсткість  $\Delta_e = 0,06$  мм. Надлишковий тиск у нагнітальному резервуарі в процесі роботи насоса залишається постійним і дорівнює  $p_0$ .

При побудові характеристики насосної установки з місцевих гідравлічних опорів слід урахувати плавні повороти труб з радіусами  $R = 2d$ , опір засувки з коефіцієнтом місцевого опору  $\zeta_3$  і вхід у резервуар.

Знайти робочу точку при роботі насоса на трубопровідну мережу. Визначити, як змінюються напір і потужність насоса при зменшенні засувкою подачі води на 20 %.

Таблиця 2

$Q$ , л/с	0,0	0,30	0,50	0,70	0,90	1,10	1,30	1,50	1,70	1,90
$H$ , м	12,0	11,7	11,5	11,2	10,8	10,2	9,30	8,10	6,00	1,80
$\eta$ , %	0,0	34,0	50,0	60,0	65,0	69,0	70,0	68,0	62,0	51,0

**Задача 23** (рис. 4.21)\*. Відцентровий насос, характеристика якого задана в умові (табл. 3), працює в системі, перекачуючи воду, температура якої  $T = 40^\circ\text{C}$ , із закритого резервуара  $A$  у відкритий резервуар  $B$ . Сталеві труби всмоктування і нагнітання відповідно мають діаметри  $d_e$  і  $d_n$ , довжину  $l_e$  і  $l_n$ , а їхня еквівалентна шорсткість  $\Delta_e = 0,1$  мм. Перепад горизонтів у резервуарах дорівнює  $H_z$ , а надлишковий тиск у резервуарі  $A - p_0$ .

Знайти робочу точку при роботі насоса в установці (визначити напір, подачу і потужність на валу насоса). При побудові характеристики насосної установки місцеві гідравлічні опори врахувати в крутих поворотах і при вході нагнітального трубопроводу в резервуар.

Таблиця 3

$Q$ , л/с	0,0	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0
$H$ , м	13,0	14,0	14,3	14,0	13,1	11,8	10,0	5,50	4,00
$\eta$ , %	0,0	27,0	40,0	50,0	58,0	62,0	60,0	51,0	35,0

**Задача 24.** Два послідовно (рис. 4.22, а)\* чи паралельно (рис. 4.22, б)\* з'єднаних відцентрових насоси  $N_1$  і  $N_2$  встановлені близько один від одного, обидва працюють на сполучений довгий трубопровід довжиною  $l$  і діаметром  $d$ . Геометричний напір установки  $H_z$  у процесі роботи залишається незмінним.

Знайти робочу точку при роботі насосів на трубопровідну мережу. Визначити потужність кожного з насосів, якщо вони перекачують воду, температура якої  $20^\circ\text{C}$ . Еквівалентна шорсткість трубопроводу  $\Delta_e = 0,50$  мм. Оскільки насоси знаходяться близько один від одного, а трубопровід довгий, опором усмоктувальних і сполучних трубопроводів можна знехтувати.

Характеристики зазначених у таблиці варіантів насосів наведені в додатку (табл. Д.5).

**Задача 25** (рис. 4.23)\*. В установці гідравлічного преса насос  $H$  засмоктує робочу рідину – мастило  $Ж$ , температура якого  $55^\circ\text{C}$ , з бака  $B$  і через трипозиційний розподільник  $P$  нагнітає її в прес. Під час пресування по трубопроводу 2 рідина подається в праву сторону мультиплікатора  $M$ . При

\* Рисунки подані у Додатку (п. 7, с. 52).

поверненні рухливого інструмента преса у вихідне верхнє положення рідина подається по трубопроводу 3 у робочий гідроциліндр Ц. Коли поршень гідроциліндра рухається нагору, через трубопровід 5 мультиплікатор М заправляється робочою рідиною. Об'ємні втрати рідини при цьому компенсуються насосом через зворотний клапан  $K_{зв}$ .

Визначити корисну потужність силового гідроциліндра Ц при його робочому ході (при русі поршня вниз), якщо створюваний насосом тиск  $p_n$ , а подача  $Q_n$ . Діаметр поршня  $D_n$ , штока –  $D_{ш}$ . ККД гідроциліндра: механічний  $\eta_m = 0,90$ , об'ємний  $\eta_o = 0,95$ . Діаметр поршня рухливого елемента мультиплікатора: великого  $D_1$ , малого  $D_2$ . ККД мультиплікатора (механічний і об'ємний) дорівнює одиниці. Розміри трубопроводів такі: довжина ділянок  $l$ , діаметри  $d_1 = d_2$  і  $d_3 = d_4$ . Еквівалентна шорсткість гідроліній  $\Delta_e$ .

**Задача 26** (рис. 4.24)\*. Насос Н гідросистеми подовжньої подачі робочого столу металорізального верстата нагнітає робочу рідину – мастило Ж, температура якого  $T$  °С, через розподільник Р у силовий гідроциліндр Ц, шток якого навантажений силою  $F$ . Діаметр поршня гідроциліндра  $D_n$ , штока  $D_{ш}$ . ККД гідроциліндра: механічний  $\eta_m = 0,90$ , об'ємний  $\eta_o = 1,0$ . Довжина ділянок трубопроводу  $l$ . Діаметри напірних і зливальних гідроліній однакові і дорівнюють  $d$ . Еквівалентна шорсткість гідроліній  $\Delta_e = 0,06$  мм. Місцеві опори в гідросистемі врахувати лише в розподільнику Р.

Визначити швидкість переміщення робочого столу вправо (І позиція розподільника Р), якщо характеристика насоса з перепускним клапаном  $Q_n = f(p_n)$  задана (табл. 4).

Таблиця 4

$Q_m$ , л/с	0,00	1,50	1,65
$p_m$ , МПа	4,00	3,00	0,00

**Задача 27** (рис. 4.25)\*. У гідроприводі обертального руху робоча рідина – мастило Ж, температура якого  $T$  °С, з бака В нагнітається регульованим насосом Н через розподільник Р у гідромотор. Робочий обсяг гідромотора  $V_0$ , а частота обертання  $n$ . ККД гідромотора: об'ємний  $\eta_o = 0,95$ , гідромеханічний  $\eta_{гм} = 0,80$ . Крутний момент, що розвивається гідромотором,  $M_k$ .

Номінальні втрати в розподільнику при номінальній витраті  $Q_{ном}$  складають  $\Delta p_{ном} = 250$  кПа. Довжина кожної з ділянок сталевих гідроліній дорівнює  $l$ , а діаметри всіх ліній –  $d$ . Еквівалентна шорсткість  $\Delta_e = 0,075$  мм. Місцеві опори в гідросистемі, крім розподільника, врахувати в плавних поворотах гідроліній і в штуцерних приєднаннях. Коефіцієнт опору одного штуцера прийняти  $\zeta_{ш} = 0,60$ .

Визначити необхідну подачу насоса і ККД гідроприводу, якщо ККД насоса дорівнює  $\eta_n$ .

**Задача 28** (рис. 4.26)\*. Насос Н нагнітає робочу рідину – мастило Ж, температура якого  $T = 55$  °С, через розподільник Р у гідродвигун Д, вал якого

\* Рисунки подані у Додатку (п. 7, с. 52).

навантажений крутним моментом  $M_k$ . Робочий обсяг гідромотора дорівнює  $V_0$ . ККД гідромотора: об'ємний  $\eta_o = 0,97$ , гідромеханічний  $\eta_{gm} = 0,85$ .

Номинальний тиск працюючого в гідроприводі насоса  $p_{ном}$ , номінальна витрата  $Q_{ном}$ , а об'ємний ККД  $\eta_{н.о} = 0,85$ . Утрати тиску в розподільнику  $\Delta p_p = 20,0$  кПа. Інші місцеві втрати тиску в системі складають 30 % утрат тиску на тертя по довжині.

Площа прохідного перерізу дроселя  $DP$ , що встановлений паралельно насосу, дорівнює  $S_d$ , а його коефіцієнт витрати  $\mu_d = 0,60$ . Довжину кожної пронумерованої ділянки гідролінії прийняти  $l = 150d$ , де  $d$  – внутрішній діаметр гідролінії. Еквівалентна шорсткість  $\Delta \epsilon = 0,050$  мм.

Вирішуючи задачу графоаналітичним способом, визначити тиск  $p_n$ , що розвивається насосом, і частоту обертання вала гідромотора  $n_m$  (запобіжний клапан не відкривається).

Таблиця 5

№ задачі	Фізична величина, її розмірність	Передостання цифра шифру студентської залікової книжки									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	Олія, масло, мастило	Індустріальне мастило 12	Турбінне Мастило	Індустріальне мастило 50	Трансформаторне масло	АМГ-10	Індустріальне мастило 20	Касторова олія	Веретенне мастило АУ	Індустріальне мастило 30	Турбінне мастило
	$a$ , мм	580	400	590	530	470	630	310	850	720	450
	$b$ , мм	450	250	300	260	290	440	140	740	570	280
	$c$ , мм	12	43	10	13	20	11	15	7	6	35
	$\delta$ , мм	0,4	0,7	1,1	0,5	0,4	0,9	1,2	0,6	0,5	0,9
	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	800	240	680	450	260	640	1100	2500	2100	270
2	Олія, масло, мастило	Індустріальне мастило 50	Касторова олія	Індустріальне мастило 30	Турбінне Мастило	Індустріальне мастило 12	Веретенне мастило АУ	Індустріальне мастило 20	АМГ-10	Трансформаторне масло	Індустріальне мастило 30
	$M$ , Н·м	520	1,35	9,20	4,50	2,65	3,30	15,5	6,10	1,65	8,50
	$\delta$ , мм	3,3	0,8	2,2	1,5	1,1	1,7	2,8	2,1	1,4	1,9
	$D$ , мм	480	100	180	470	270	400	250	340	230	200
	$L$ , мм	1400	300	700	1200	780	640	1300	850	590	630
	$\alpha \cdot 10^{-6}$ 1/°C	649	832	698	351	956	735	187	536	150	653
3	$E$ , 10 <sup>9</sup> Па	1,58	1,95	1,67	2,08	1,48	1,72	24,6	4,08	2,06	1,75
	$T$ , °C	40,5	11,0	38,5	45,0	19,9	32,0	5,5	21,0	39,5	32,5
	$p_m$ , кПа	11,4	0,00	–	4,68	–	7,66	–	0,00	13,2	–
4	$p_v$ , кПа	–	–	2,85	–	3,42	–	8,45	–	–	4,26
	$D$ , м	0,94	1,40	0,86	0,90	1,10	0,68	0,82	1,20	1,00	0,96
	$b$ , м	1,70	2,65	1,42	1,67	1,75	1,10	1,45	2,30	1,80	1,63
	$H$ , м	0,96	1,65	0,76	0,52	0,95	1,15	1,50	0,85	0,65	0,93

Продовження табл. 5

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
5	$D$ , м	2,40	1,70	2,80	2,00	1,80	2,60	2,10	1,60	2,20	1,90
	$H$ , м	4,10	3,00	5,30	3,70	3,40	4,80	4,30	3,20	4,50	3,80
	$p_M$ , кПа	32,3	18,6	0,00	19,1	0,00	26,7	21,4	0,00	16,2	14,2
	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	980	930	890	1090	1130	950	970	998	1220	1000
6	Ж	Бензин	Гас Т-1	Дизельне паливо	Гліцерин	Бензин	Дизельне паливо	Нафта важка	Гас Т-2	Нафта легка	Гліцерин
	$D$ , мм	700	620	450	570	640	500	390	600	520	550
	$L$ , мм	550	560	410	470	530	420	360	540	440	460
	$h$ , м	2,40	1,96	1,48	2,10	2,15	1,40	1,69	1,82	1,10	1,50
	$H$ , м	3,20	2,35	1,70	2,60	2,75	1,60	1,90	2,25	1,40	1,75
	$p_M$ , кПа	0,00	–	0,00	27,9	–	0,00	–	37,5	–	16,2
	$p_b$ , кПа	–	24,1	–	–	28,9	–	37,7	–	25,6	–
7	$D$ , м	2,24	2,10	1,90	1,82	1,74	1,68	1,52	1,46	1,20	1,72
	$L$ , м	4,08	3,80	3,68	3,48	3,26	3,06	2,84	2,64	2,40	3,20
	$a$ , м/с <sup>2</sup>	7,20	8,43	6,25	5,86	4,37	9,81	7,75	6,70	3,26	5,20
8	Ж	Гліцерин	Нафта легка	Трансформаторне масло	Бензин	Вода	Дизельне паливо	Гліцерин	Нафта важка	Вода	Гас Т-1
	$D$ , м	1,16	1,28	1,40	1,20	1,00	1,30	1,26	1,10	1,70	1,30
	$H$ , м	1,60	1,55	2,45	2,80	2,00	2,35	1,80	1,45	1,60	1,64
	$n$ , 1/с	1,38	1,32	2,00	2,10	1,69	1,75	1,41	1,72	1,85	1,43
9	$D$ , см	20	24	30	46	26	34	42	38	28	22
	$H$ , см	28	36	42	50	30	40	52	45	34	26
	$d$ , см	16	20	24	36	22	28	34	32	22	18
10, 11, 12	Ж	Вода	Гас Т-1	Гас Т-2	Дизельне паливо	Бензин	Нафта легка	Вода	Гас Т-1	Гас Т-2	Дизельне паливо
	$Q$ , л/с	1,2	1,4	1,7	2,3	2,6	3,1	3,4	1,9	2,1	2,7
	$H$ , м	4,00	4,30	4,70	5,10	3,80	4,20	4,60	4,80	5,00	4,50
	$l$ , м	12,0	12,8	13,2	14,0	12,6	13,3	13,7	14,1	14,8	14,7
	$\Delta_e$ , мм	0,060	0,070	0,120	0,030	0,050	0,060	0,070	0,120	0,045	0,070
	$d$ , мм	32	40	50	32	50	40	50	40	32	40
	$p_1$ , кПа	78,2	72,0	68,0	63,0	66,2	69,0	73,0	75,6	79,0	67,0
$\zeta_K$	6,0	6,4	7,0	7,2	6,8	6,6	6,5	7,4	7,7	7,9	
13, 14, 15	Ж	Гас Т-2	Дизельне паливо	Вода	Гас Т-1	Дизельне паливо	Вода	Гас Т-1	Дизельне паливо	Бензин	Вода
	$H$ , м	6,00	6,40	6,80	6,20	5,80	5,60	5,30	4,90	4,70	4,50
	$l_1$ , м	10,0	9,7	9,3	9,0	8,7	8,9	9,2	9,6	9,7	9,9
	$l_2$ , м	6,0	6,1	8,3	8,1	7,7	7,4	7,1	6,8	7,3	7,5
	$d_1$ , мм	60	55	50	65	70	60	65	60	55	50
	$d_2$ , мм	45	45	40	45	50	50	45	45	40	40
	$p_1$ , кПа	24,2	27,0	32,6	35,0	37,2	41,0	38,0	31,0	29,6	28,0
$\Delta_e$ , мм	0,070	0,060	0,030	0,050	0,060	0,035	0,045	0,065	0,120	0,045	

Продовження табл. 5

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
16, 17, 18	<i>Ж</i>	Вода	Гас Т-1	Вода	Гас Т-2	Вода	Гас Т-1	Вода	Гас Т-1	Вода	Гас Т-1
	$Q$ , л/с	1,9	2,2	2,4	2,7	3,1	3,4	2,9	3,2	3,5	2,8
	$d$ , мм	32	40	32	45	40	40	25	25	40	25
	$d_1$ , мм	25	32	25	40	32	32	20	20	35	20
19	$F$ , кН	30,0	25,0	20,0	15,0	10,0	15,0	20,0	25,0	30,0	35,0
	$s$ , мм	500	560	450	400	360	320	360	400	450	500
	$t$ , с	20,0	25,0	18,0	15,0	13,0	10,0	15,0	25,0	30,0	35,0
	$D_n$ , мм	160	125	100	80	63	80	100	125	160	200
	$D_{ш}$ , мм	50	40	32	40	25	40	40	50	63	50
20	<i>Ж</i>	Касто- рова оля	Транс- форма- торне масло	АМГ- 10	Вере- тенне масти- ло АУ	Інду- стіальне масти- ло 12	Інду- стіальне масти- ло 20	Інду- стіальне масти- ло 30	Інду- стіальне масти- ло 50	Турбін- не масти- ло	Транс- форма- торне масло
	$v_n$ , см/с	2,00	3,00	3,50	4,00	4,50	5,00	5,50	6,00	6,50	7,00
	$l_3$ , м	2,50	2,60	2,70	2,80	2,90	2,40	2,30	2,20	2,10	2,00
	$d_3$ , мм	13	15	13	11	11	9	13	18	25	30
	$p_m$ , МПа	1,50	1,60	1,70	1,80	1,90	2,00	1,90	1,80	1,70	1,60
	$d_0$ , мм	7,00	7,00	5,50	4,90	4,70	4,50	6,30	8,50	11,5	15,0
	$D_n$ , мм	200	160	125	100	90	80	ПО	140	180	220
	$D_{ш}$ , мм	50	40	40	32	25	32	36	45	56	90
	$\eta_m$ , мм	0,95	0,94	0,93	0,92	0,91	0,90	0,88	0,86	0,84	0,82
21	<i>Ж</i>	Транс- форма- торне масло	Турбін- не масти- ло	АМГ- 10	Вере- тенне масти- ло АУ	Інду- стіальне масти- ло 12	Інду- стіальне масти- ло 20	Інду- стіальне масти- ло 30	Інду- стіальне масти- ло 50	Турбін- не масти- ло	Транс- форма- торне масло
	$Q$ , л/хв	18,0	20,0	22,0	24,0	26,0	28,0	30,0	35,0	40,0	50,0
	$V_0$ , см <sup>3</sup>	100	80	40	50	63	40	50	40	80	160
	$M_k$ , Н·м	50,0	45,0	40,0	35,0	30,0	25,0	20,0	15,0	10,0	10,0
	$\eta_{em}$	0,85	0,86	0,87	0,88	0,89	0,90	0,80	0,81	0,82	0,83
	$l_3$ , мм	3,00	3,20	3,30	3,10	2,90	2,80	2,70	2,50	2,40	2,20
	$d_3$ , мм	10	13	13	13	14	14	15	15	16	18
22	$H_z$ , м	0,0	1,50	2,00	2,50	3,00	3,50	4,00	4,50	5,00	5,50
	$l_6$ , м	4,50	4,00	5,00	5,50	6,00	6,50	5,00	4,50	5,00	10,0
	$l_n$ , м	10,0	9,50	18,0	15,0	17,0	20,0	22,0	25,0	29,0	30,0
	$d_6$ , мм	40	40	32	40	32	25	32	40	32	40
	$d_n$ , мм	20	25	20	25	16	25	20	25	32	32
	$p_0$ , кПа	25,0	50,0	40,0	35,0	30,0	25,0	20,0	10,00	5,0	0,0
	$\zeta_3$	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,70	0,65	0,75
23	$H_z$ , м	0,0	14,00	5,00	- 2,00	6,00	0,0	13,00	12,50	-1,50	12,00
	$p_0$ , кПа	0,0	80,0	10,0	10,0	0,0	15,0	50,0	60,0	-25,0	20,0
	$l_6$ , м	10,0	12,0	14,0	16,0	18,0	20,0	19,0	17,0	15,0	13,0
	$l_n$ , м	45,0	40,0	35,0	30,0	25,0	30,0	35,0	40,0	45,0	50,0
	$d_6$ , мм	63	80	50	50	63	80	63	80	40	80
	$d_n$ , мм	40	50	50	40	50	40	50	50	40	50

Продовження табл. 5

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
24	Н1	1	2	5	2	4	5	7	3	7	6
	Н2	1	3	4	2	6	5	6	2	7	4
	Спосіб сполучення	Паралельно		Послідовно		Паралельно		Послідовно		Паралельно	
	$H_c$ , м	12,0	10,0	65,0	42,0	50,0	20,0	67,0	39,0	25,5	48,0
$l$ , м	110	140	190	170	450	550	670	105	380	500	
$d$ , мм	65	90	100	70	200	150	150	60	175	180	
25	Ж	АМГ-10	А-10	Індустріальне мастило 50	Індустріальне мастило 12	Індустріальне мастило 30	Турбінне мастило	Індустріальне мастило 20	Веретенне мастило АУ	Веретенне мастило АУ	Трансформаторне масло
	$Q_n$ , л/хв	32,0	25,0	16,0	12,5	8,00	5,00	3,20	50,0	63,0	32
	$p_n$ , МПа	2,50	4,0	6,3	12,5	16,0	16,0	10,0	1,60	1,00	1,60
	$D_n$ , мм	200	160	125	100	80	63	63	160	250	160
	$D_{ш}$ , мм	63	50	50	40	32	32	40	63	80	50
	$D_1$ , мм	180	250	180	160	125	100	80	80	63	160
	$D_2$ , мм	100	160	100	80	50	50	50	40	32	80
	$l_1 = l_2$ , м	2,50	2,40	2,40	2,50	3,00	1,90	2,00	1,80	2,80	2,20
	$l_3 = l_4$ , м	2,00	1,80	1,60	1,40	1,50	2,00	1,80	2,20	1,75	2,00
	$d_1 = d_2$ , мм	15	13	10	8	5	5	5	13	18	13
	$d_3 = d_4$ , мм	8	8	5	5	5	5	5	10	13	10
	$\Delta_e$ , мм	0,060	0,070	0,075	0,05	0,040	0,050	0,040	0,10	0,080	0,013
26	Ж	Трансформаторне масло	Веретенне мастило АУ	Веретенне мастило АУ	Турбінне мастило	Індустріальне мастило 20	Індустріальне мастило 30	Індустріальне мастило 12	Індустріальне мастило 50	Трансформаторне масло	АМГ-10
	$F$ , кН	5,00	8,00	10,0	14,0	20,0	25,0	35,0	50,0	60,0	70,0
	$D_n$ , мм	50	63	80	80	100	125	160	160	200	220
	$D_{ш}$ , мм	20	32	40	40	50	63	80	80	100	110
	$T$ , °C	60	50	60	50	70	50	60	55	50	60
	$l_1$ , м	1,50	1,60	1,70	1,80	1,90	2,0	1,90	1,80	1,70	1,60
	$l_2 = l_3$ , м	1,20	1,25	1,30	1,35	1,10	1,2	1,10	1,30	1,20	1,40
	$l_4$ , м	2,00	2,10	2,15	2,20	2,25	2,30	2,35	2,40	2,40	2,30
	$d$ , мм	20	21	22	23	24	25	24	23	22	20
	27	Ж	Веретенне мастило АУ	Турбінне мастило	Індустріальне мастило 20	Індустріальне мастило 30	Індустріальне мастило 12	Індустріальне мастило 50	Трансформаторне масло	АМГ-10	Веретенне мастило АУ
$M_k$ , Н·м		100	80,0	60,0	50,0	40,0	30,0	25,0	20,0	15,0	10,0
$V_0$ , см <sup>3</sup>		200	180	160	140	125	112	100	90	80	71
$n$ , с <sup>-1</sup>		10,0	8,00	7,00	6,00	5,00	4,00	3,00	2,0	2,0	20
$Q_{ном}$ , л/хв		160	100	70	50	50	25	16,0	12,5	12,5	100
$l$ , м		1,50	1,60	1,70	1,80	1,90	2,0	1,90	1,80	1,70	1,60
$d$ , мм		25	25	20	18	15	15	13	8	7	25
$\eta_n$		0,65	0,84	0,70	0,74	0,76	0,73	0,80	0,85	0,85	0,60



Закінчення табл. 5

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
	Ж	Транс- форма- торне масло	АМГ-10	Вере- тенне масти- ло АУ	Індуст- ріальне масти- ло 12	Індуст- ріальне масти- ло 20	Індуст- ріальне масти- ло 30	Індуст- ріальне масти- ло 50	Турбін- не масти- ло	Транс- форма- торне масло	Вере- тенне масти- ло АУ
28	$M_k, \text{Н}\cdot\text{м}$	20,0	12,0	8,00	15,0	20,0	30,0	100	150	40	150
	$V_0, \text{см}^3$	125	50	40	63	80	100	200	200	50	200
	$Q_{ном}, \text{л/хв}$	35	12,3	18	26	38	50	100	70	50	35
	$p_{ном}, \text{МПа}$	2,50	2,50	2,50	2,50	2,50	2,50	6,3	6,3	6,3	6,3
	$S_\delta, \text{мм}^2$	6,60	2,25	3,25	4,70	6,90	9,10	11,4	8,00	5,70	4,00
	$d, \text{мм}$	10	7	8	9	10	13	18	15	13	10

## 5. МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ КОНТРОЛЬНИХ ЗАВДАНЬ

Контрольні завдання, розроблені для студентів-заочників, допоможуть їм, з одного боку, більш глибоко ознайомитися з основними положеннями курсу гідравліки, гідравлічних машин і гідроприводів, а з другого – застосовувати вивчені закономірності під час вирішення практичних завдань.

**Задачі 1, 2, 3.** Ці задачі складені за темою «Основні властивості рідин». У задачі 1 розглядаються стисливість і температурне розширення, а в задачах 2, 3 – в'язкість рідини.

При розв'язанні задачі 1 використовують відомі формули для визначення коефіцієнтів об'ємного стиску і температурного розширення рідини. Цікаво, що підвищення тиску в герметичній заповненій рідиною посудині не залежить від її об'єму.

Задачу 2 розв'язують за допомогою формули Ньютона:

$$T = \mu A (du / dn), \quad (37)$$

де  $T$  – сила тертя;  $\mu$  – динамічна в'язкість рідини;  $A$  – площа зіткнення твердої поверхні з рідиною;  $du/dn$  – градієнт швидкості. Отже, градієнт швидкості  $du/dn = v/\delta$ . Пластина ковзає під впливом сили  $F = G \sin \alpha$ , де  $G$  – вага пластини. При рівномірному русі пластини сила тертя  $T$  за величиною дорівнює силі  $F$ .

Задачу 3 вирішують за тією самою методикою, що і задачу 2, тільки силу тертя в даному випадку визначають за формулою моменту:

$$M = T (D/2 + \delta/2). \quad (38)$$

Беручи до уваги малий зазор, другим доданком  $\delta/2$  у дужках можна знехтувати. Коли  $\delta < D$ , кривизною шару рідини також нехтують, розглядаючи її рух у зазорі як плоскопаралельний (див. рис. 7, б). Вважаючи, що швидкості  $v$  у шарі мастила змінюються за прямолінійним законом, епюра дотичних напружень  $\tau$  має вигляд прямокутника. Отже, сила тертя  $T$  проходить через центр тяжіння цієї епюри, тобто посередині шару мастила. Кутову швидкість  $\omega$  і частоту  $n$  обертання вала визначають за допомогою відомих формул:

$$v = \omega D/2, \quad (39)$$

$$\omega = 2\pi n. \quad (40)$$

**Задачі 4, 5, 6.** Ці задачі складені за темою «Гідростатика». Вони зв'язані з визначенням сили тиску рідини на криволінійні стінки.

При вирішенні задачі 4 визначають горизонтальну  $F_x$  і вертикальну  $F_z$  складові рівнодійної сили тиску рідини на кришку.

Горизонтальна сила  $F_x$  дорівнює силі тиску на вертикальну проекцію кришки і визначається так само, як і сила тиску на плоску поверхню:

$$F_x = p_c A, \quad (41)$$

де  $p_c$  – тиск у центрі ваги вертикальної проекції кришки, тобто прямокутника;  $A$  – площа цієї проекції.

Відстань між центром тиску і центром тяжіння проекції криволінійної поверхні визначають за формулою

$$e = I / (h_c A), \quad (42)$$

де  $I$  – момент інерції, у даному випадку для прямокутника  $I = bD^3/12$ ;  $h_c$  – відстань від п'єзометричної площини до центра тяжіння проекції стінки.

Силу  $F_x$  можна визначити і графоаналітичним способом за допомогою епюри тиску.

Вертикальну силу  $F_z$  обчислюють за формулою (4). При побудові первісних тіл тиску верхню і нижню частини кришки окремо проектують вертикально на горизонтальну п'єзометричну площину. Відстань по вертикалі до цієї площини можна визначити за формулою (2). У даному випадку доцільно підсумовувати графічно первісні тіла тиску. Вектор сили  $F_z$  проходить через центр тяжіння тіла тиску. Центр тяжіння півкола розраховується за формулою:

$$x = 2D / (3\pi). \quad (43)$$

Силу  $F$  визначають з рівняння моментів відносно осі  $A$ .

При вирішенні задачі 5 вертикальну силу  $F_z$ , що розтягує болти  $A$ , визначають за формулою (4). При побудові тіла тиску кришка проектується вертикально нагору на горизонтальну п'єзометричну площину. Вертикальну відстань до цієї площини визначають за формулою (2).

Повну горизонтальну силу  $F_x$ , що розриває цистерну по перерізу  $I-I$ , зручно розкласти на дві частини: силу  $F_1$ , діючу на верхню напівсферичну частину цистерни, і силу  $F_2$ , що діє на її циліндричну частину. Сили  $F_1$  і  $F_2$  обчислюють за формулою (41). Положення центра тяжіння півкола визначають за формулою (43).

Розв'язання задачі 6 подібно до розв'язання задачі 4. Сили визначають окремо від рідин, що діють ліворуч і праворуч, а потім їх підсумовують з урахуванням напрямків.

**Задачі 7, 8, 9.** Ці задачі розглядають відносний спокій рідини.

При вирішенні задачі 7 сили тиску рідини на торцеві стінки можна визначити за формулою (3). При русі цистерни з прискоренням  $a$  п'єзометрична площина стає похилою до горизонту під кутом  $\alpha$ . Причому

$$\operatorname{tg} \alpha = a/g. \quad (44)$$

Хід розв'язання задачі 8 може бути таким: 1) визначити первісний об'єм рідини перед обертанням; 2) за формулою (40) знайти кутову швидкість  $\omega$ ; 3) за

формулами (5), (6) визначити висоту й об'єм параболоїда обертання; 4) обчислити об'єм рідини, що знаходиться в резервуарі при його обертанні; 5) визначити об'єм рідини, що зливається з резервуара; 6) обчислити силу тиску, що діє на дно резервуара (вона дорівнює силі тяжіння рідини, що знаходиться в ньому); 7) за формулою (41) визначити горизонтальну силу, що розриває резервуар по перерізу  $l-l$  при його обертанні.

Вирішення задачі 9 аналогічно вирішенню задачі 8, а саме: 1) обчислити первісний об'єм рідини в посудині; 2) визначити об'єм зливальної рідини (він дорівнює об'єму параболоїда обертання з діаметром основи  $d$ ); 3) знайти висоту цього параболоїда за допомогою формули (6); 4) за формулою (5) визначити кутову швидкість обертання посудини; 5) знайти частоту обертання за допомогою формули (40); 6) визначити силу тиску, що діє на дно (вона дорівнює силі тяжіння рідини, що знаходиться в посудині); 7) за формулою (41) обчислити горизонтальну силу, діючу по перерізу  $l-l$  при обертанні посудини. При цьому необхідно знайти висоту параболоїда обертання, діаметр основи якого дорівнює  $D$ .

**Задачі 10, 11, 12.** Ці задачі складені за темою «Гідравлічний розрахунок трубопроводів» і розділом «Гідравлічно короткі трубопроводи». Їх вирішують за допомогою рівняння Бернуллі (8). При цьому враховують як утрати по довжині [за формулою (11)], так і місцеві втрати [за формулою (17)].

Хід розв'язання задач такий:

1) вибирають два живих перерізи в потоці так, щоб у них було відомо найбільше вхідних у рівняння Бернуллі гідродинамічних параметрів ( $z$ ,  $p$ ,  $v$ ). За перший переріз можна брати вільну поверхню рідини в резервуарі  $A$  (задачі 10 і 12) або вільну поверхню в колодязі (задача 11), за другий – вільну поверхню в каналі 5 (задача 11), місце підключення вакуумметра (задача 12) чи місце підключення манометра (задача 13);

2) вибирають горизонтальну площину порівняння, що проходить через центр тяжіння одного з розрахункових перерізів;

3) для вибраних перерізів виписують рівняння Бернуллі і визначають окремі його доданки, беручи до уваги таке:

– геометричні висоти  $z_1$  і  $z_2$  вищі за площину порівняння вважаються позитивними, а нижчі – негативними;

– тиск на поверхні відкритих резервуарів дорівнює атмосферному, а в закритих чи у трубі – сумі атмосферного і тиску за приладом (манометричний тиск зі знаком плюс, вакуумне значення зі знаком мінус);

– швидкісний напір  $\alpha v^2/(2g)$  у резервуарах є незначним порівняно з іншими членами співвідношення (8) і прирівнюється нулю;

– гідравлічні втрати складаються з втрат по довжині і місцевих втрат;

4) перетворюють рівняння Бернуллі, для того щоб визначити залишене невідоме.

У задачі 11 гідравлічні втрати визначають у такий спосіб: за формулою (10) розраховують швидкість потоку рідини в трубопроводі:

– розраховують число Рейнольдса за формулою

$$Re = vd/v, \quad (45)$$

де  $v$  – середня швидкість потоку рідини в трубі;  $d$  – діаметр труби;  $\nu$  – кінематична в'язкість рідини;

– обчислюють режим потоку рідини,

– за формулами (13), (14), (15), (16) чи за номограмою Кольбрука–Уайта (додаток, п. 3) розраховують значення коефіцієнта гідравлічного тертя,

– за формулою (11) обчислюють утрати напору по довжині, а за (16) – місцеві гідравлічні втрати.

Задачі 10 і 12 рекомендується вирішувати графоаналітичним методом за допомогою кривої взаємозалежності між напором  $H$  і діаметром  $d$  трубопроводу:  $H = f(d)$ . За вибраним значенням діаметра трубопроводу  $d$  обчислюють коефіцієнт гідравлічного тертя  $\lambda$  і напір  $H$ . Відповідно до отриманих даних будують криву  $H = f(d)$ , за допомогою якої і за відомим напором  $H$  визначають діаметр  $d$ .

Для побудови п'єзометричної і напірної ліній вибирають допоміжні вертикалі з кінців труб однакового діаметра чи осей місцевих опорів. Проводять лінію, що є кривою первісної енергії (напору), далі вниз на кожній наступній вертикалі відкладають значення гідравлічних втрат, розраховані між цими вертикалями. Через отримані точки також проводять лінію, що є напірною лінією. Якщо на кожній вертикалі вниз від раніше відзначених точок відкладати значення кінетичних енергій  $\alpha_1 v_1^2 / (2g)$ ,  $\alpha_2 v_2^2 / (2g)$  і т.д., одержимо п'єзометричну лінію. Вона рівнобіжна напірній лінії і знаходиться нижче неї.

**Задачі 13, 14, 15.** Ці задачі складені за тією ж темою, що і задачі 10, 11, 12, але належать до розділу «Гідравлічно довгі й складні трубопроводи». Їх також вирішують за допомогою рівняння Бернуллі (8), враховуючи лише втрати по довжині. Що ж стосується місцевих втрат, то вони дорівнюють деякій частці втрат по довжині. Методика вирішення цих задач подібна до методики вирішення задачі 10. Гідравлічні втрати визначають графоаналітичним методом, складаючи гідравлічну характеристику трубопроводу  $H = f(d)$ . Насамперед будують характеристики окремих простих трубопроводів за даними розрахунку втрат напору при різних значеннях витрати. На основі характеристик окремих трубопроводів будують загальну характеристику трубопроводу.

При розрахунку послідовно з'єднаних труб загальну характеристику трубопроводу одержують шляхом додавання гідравлічних характеристик окремих труб у напрямку осі напору  $H$ , тому що на всіх ділянках такого трубопроводу відбувається однакова витрата (задача 13), тобто втрати всього трубопроводу дорівнюють сумі втрат окремих труб.

У випадку паралельно з'єднаних трубопроводів (задача 14) загальну гідравлічну характеристику трубопроводу одержують шляхом додавання окремих характеристик у напрямку осі витрати  $Q$ , тому що гідравлічні втрати у всіх рівнобіжних лініях рівні між собою.

При змішаному з'єднанні труб (задача 15) спочатку складають гідравлічні характеристики паралельно з'єднаних труб (по осі  $Q$ ), а потім до них додають гідравлічну характеристику послідовно приєднаної труби (по осі  $H$ ). За

допомогою кривої  $H = f(Q)$  за відомим напором  $H$  визначають витрату  $Q$ .  
Задачі 13, 14, 15 можна вирішувати на ЕОМ.

**Задачі 16, 17, 18.** Ці задачі складені за темою «Витікання рідини через отвори і насадки». Для вирішення цих задач застосовують формулу витрати рідини при її витіканні через отвір чи насадок (18), а діючий напір визначають за формулою (19). У випадку затопленого отвору чи насадка за діючий напір береться різниця п'єзометричних напорів на обох сторонах стінки.

Можна вважати, що коефіцієнт витрати не залежить від числа Рейнольдса, тобто є постійним: для отвору  $\mu = 0,62$ , для циліндричного насадка  $\mu = 0,80$ , для коноїдального насадка  $\mu = 0,97$ .

**Задача 19.** Потрібну подачу визначає швидкість переміщення поршня в циліндрі, а робочий тиск у лівій частині циліндра – корисне навантаження  $F$ . При визначенні подачі необхідно врахувати об'ємний ККД циліндра, що оцінює об'ємні втрати робочої рідини в циліндрі. Механічний ККД враховує механічне тертя між поршнем і циліндром, а також між штоком і його ущільненнями, він має значення при визначенні робочого тиску в циліндрі. Необхідно також пам'ятати, що поршень у циліндрі навантажений тиском з обох боків – поршня і штока.

**Задача 20.** Під час вирішення цієї задачі слід користатися поясненнями для задачі 19. Крім того, при підведенні робочої рідини в поршневу порожнину циліндра, зі штокової буде менша витрата через неоднакову площу поршня по обидва боки.

Втрати тиску при протіканні рідини через дросель визначають за формулою (17). Для розрахунку зовнішньої сили  $F$  необхідно скласти рівняння рівноваги всіх сил, що діють на поршень і шток.

**Задача 21.** Перепад тиску на гідродвигуні визначають за формулою:

$$\Delta p_d = 2\pi M_k / (V_0 \eta_{zm}). \quad (46)$$

Протитиск за гідродвигуном створює втрати тиску в його зливальній гідролінії.

**Задача 22.** Для визначення робочої точки насоса необхідно спочатку побудувати на міліметровому папері задану характеристику насоса і графік потрібного напору установки, виконавши розрахунки за рівнянням:

$$H_{номр} = H_z + (p_2 - p_1) / (\rho g) + \Sigma h_n, \quad (47)$$

де  $H_z$  – геометрична висота нагнітання;  $p_2 - p_1$  – різниця тисків (надлишкових чи абсолютних) у напірному і приймальному резервуарах;  $\Sigma h_n$  – сума втрат напору в усмоктувальному і нагнітальному трубопроводах.

Оскільки втрати залежать від витрати, то сумарні втрати напору можна виразити в такий спосіб:

$$\Sigma h_n = \Sigma h_{n,в} + \Sigma h_{n,н} = k_в Q^2 + k_н Q^2 = Q^2 (k_в + k_н), \quad (48)$$

де  $k_в$ ,  $k_н$  – опір трубопроводів. Вони визначаються за відомими формулами для розрахунку гідравлічно коротких трубопроводів, беручи до уваги місцеві втрати і втрати на тертя по довжині. Наприклад, для нагнітального трубопроводу

$$k_н = (2\zeta_{нов} + \zeta_3 + \zeta_{ex} + \lambda_n l_n / d_n) 16 / (\pi^2 d_n^4 2g). \quad (49)$$

Вільно задаючи кілька значень витрати (у діапазоні, зазначеному в табл. 2), визначають коефіцієнти опору  $k_v$  і  $k_n$ , а після цього і  $\Sigma h_n$ . Точка перетину характеристик насоса  $H = f(Q)$  із графіком потрібного напору дає робочу точку. Орієнтуючись на цю точку, визначають напір, подачу і ККД насоса. Шляхом прикриття засувки (шляхом збільшення гідравлічних утрат) нова робоча точка переміщається лівіше по кривій характеристики насоса. Відповідно до значення подачі насоса, що зменшене на 20 % порівняно з попереднім, знову розраховують напір і ККД насоса. В обох випадках обчислюють потужність насоса і порівнюють:

$$P = \rho g H Q / \eta. \quad (50)$$

Розрахунок точок графіка потрібного напору установки трудомісткий і монотонний. Якщо змога, їх можна виконати на ЕОМ.

**Задача 23.** Під час вирішення цієї задачі слід користатися поясненнями для задачі 22. При побудові графіка потрібного напору можливі три різних випадки: 1) напірний рівень знаходиться вище приймального; статичний напір установки [див. рівняння (22)] є позитивним і його значення відкладається нагору від осі абсцис графіка; 2) приймальний і напірний рівні збігаються, отже, статичний напір установки дорівнює нулю і характеристика потрібного напору починається від початку координат; 3) напірний рівень знаходиться нижче приймального, статичний напір установки є негативним. У цьому випадку рідина може перетікати в нижній резервуар самопливом, а застосування насоса викликає необхідність збільшення витрати.

**Задача 24.** Послідовне з'єднання декількох насосів звичайно застосовують для збільшення напору, коли один насос не може створити необхідного напору, рівнобіжне з'єднання використовують для збільшення подачі. В обох випадках для одержання робочої точки при роботі насосів на трубопровід необхідно побудувати сумарну характеристику насосів і характеристику установки.

Для побудови сумарної характеристики насосів у разі їхнього рівнобіжного з'єднання необхідно скласти характеристики насосів за абсцисами (витратами), тому що в цьому випадку  $H_n = H_1 = H_2$  і  $Q_n = Q_1 + Q_2$ . Для побудови сумарної характеристики послідовно з'єднаних насосів необхідно скласти характеристики за ординатами (напорами). У цьому випадку  $H_n = H_1 + H_2$ , а  $Q_n = Q_1 = Q_2$ .

Для побудови характеристики установки слід користатися поясненнями для задач 22 і 23 аж до застосування ЕОМ. Перетинання кожної сумарної характеристики насосів з характеристикою потрібного напору установки дає робочу точку для кожного випадку з'єднання насосів. Щоб визначити напір кожного з насосів при їхньому послідовному з'єднанні, необхідно опустити перпендикуляр з робочої точки до перетинання його з характеристиками окремих насосів. Аналогічно виходить подача кожного з насосів при їхньому рівнобіжному з'єднанні.

При відомих напорі  $H$ , подачі  $Q$ , а також ККД  $\eta$  визначають потужність кожного з насосів за формулою (50).

**Задача 25.** Розрахунок даної гідравлічної передачі рекомендується провести в такому порядку:

1. Визначити витрату робочої рідини у мультиплікаторі  $M$  за формулою

$$Q_m = Q_n (D_1/D_2)^2. \quad (51)$$

Витрата за гідроциліндром  $\Pi$  (нехтуючи об'ємними втратами) дорівнює витраті, що надходить у циліндр, тобто  $Q_c = Q_m$ .

2. Користуючись табл. Д. 4 (додаток, п. 5), підібрати розподільник з номінальною витратою  $Q_{ном}$  і номінальними втратами  $\Delta p_{ном}$  тиску. Розрахувати дійсні втрати тиску в розподільнику

$$\Delta p_p = p_{ном}(Q_n/Q_{ном})^2. \quad (52)$$

3. За відомою витратою насоса  $Q_n$  визначити втрати тиску на тертя  $\Delta p_{1,2}$  в гідролініях 1 і 2.

4. Розраховані втрати тиску  $\Delta p_p$  у розподільнику поділяють на дві частини пропорційно:  $\Delta p_{1,2}$  і  $\Delta p_{3,4}$ .

5. Визначити тиск перед мультиплікатором:

$$p_1 = p_n - (\Delta p_{1,2} + \Delta p_{1,2}) \quad (53)$$

і за ним

$$p_2 = p_1 (D_1/D_2)^2. \quad (54)$$

6. За витратою  $Q_c$  обчислити втрати тиску  $\Delta p_{3,4}$  у гідролініях 3 і 4.

7. Аналогічно пункту 2 підібрати фільтр і розрахувати дійсні втрати тиску  $\Delta p_f$  у ньому.

8. Визначити протитиск  $\Delta p_z$  у гідроциліндрі.

9. Скласти рівняння рівноваги поршня циліндра  $\Pi$  й обчислити можливе корисне навантаження  $F$  на шток.

10. Визначити швидкість переміщення поршня  $v_n$  гідроциліндра і корисну потужність гідроциліндра:

$$P = v_n F \eta_0 \eta_m. \quad (55)$$

**Задача 26.** Вирішення задачі зводиться до побудови характеристики насоса із запобіжним клапаном (наведена характеристика насоса) і характеристики потрібного тиску системи гідроприводу, тобто до визначення робочої точки насоса.

Характеристика об'ємного насоса будується за номінальними параметрами насоса  $Q_{ном}$  і  $p_{ном}$ , а також за об'ємним ККД насоса  $\eta_0$ . Максимальна подача насоса буває при нульовому тиску і визначається співвідношення

$$Q_{max} = Q_{ном} / \eta_0. \quad (56)$$

Через отримані дві точки проводять пряму лінію.

При зростанні перепаду тиску на запобіжному клапані  $K_{пр}$  витрата рідини через нього збільшується. Оскільки запобіжний клапан завжди встановлюється паралельно насосу (див. рис. 30), при його частковому відкритті частина подачі насоса  $Q_n$  зливається через нього ( $Q_k$ ), а що залишилася – надходить у систему ( $Q_c$ ). Отже,  $Q_c = Q_n - Q_k$ . Для одержання загальної характеристики насосної установки необхідно з характеристики насоса графічним шляхом відняти характеристику запобіжного клапана. Таким чином, отримуємо загальну характеристику насоса, що має вигляд ламаної лінії. Така характеристика задана в умові дійсної задачі.

Характеристика потрібного тиску системи будується аналогічно способу, викладеному в задачі 22. При цьому

$$p_{\text{номр}} = p_{\text{ст}} + \Sigma \Delta p_n, \quad (57)$$

де  $p_{\text{ст}}$  – статичний тиск, обумовлений корисним навантаженням  $F$ ;  $\Sigma \Delta p_n$  – загальні втрати тиску в системі. Робочу точку дає перетинання наведеної характеристики насоса з характеристикою потрібного тиску системи.

**Задача 27.** Задачу рекомендується вирішувати у такій послідовності:

1. Визначити необхідну подачу насоса, що нагнітається в гідромотор:

$$Q_n = V_0 n / \eta_0. \quad (58)$$

2. Згідно з розрахованою подачею насоса обчислити загальні втрати тиску  $\Sigma \Delta p_n$  у системі гідроприводу.

3. Розрахувати перепад тиску на гідромоторі за формулою (1).

4. Тиск, що розвивається насосом, визначити як суму перепаду тиску на гідромоторі і втрат тиску в системі

$$p_n = p_m + \Sigma \Delta p_n. \quad (59)$$

5. Обчислити ККД гідроприводу як відношення корисної потужності гідромотора до потужності насоса

$$\eta = M_k \omega / (p_n Q_n / \eta_n). \quad (60)$$

**Задача 28.** Тиск, що розвивається насосом, і частоту обертання вала гідродвигуна (подача насоса) визначають графоаналітичним способом. Для цього необхідно побудувати характеристики насоса, гідродвигуна, дроселя, а також гідроліній з розподільником.

Порядок побудови характеристики насоса зазначений у методичних указівках до задачі 26.

1. Перепад тиску на гідродвигуні визначають за формулою (46). Характеристика гідродвигуна має вигляд горизонтальної прямої лінії, оскільки момент, що розвивається двигуном, від подачі насоса не залежить.

2. Витрату через дросель при деяких значеннях тиску насоса розраховують (нехтуючи втратами тиску в порівняно коротких лініях 6 і 7) за формулою (18). Ця характеристика має вигляд параболи.

3. При побудові характеристики гідроліній з розподільником (залежність сумарних утрат від витрати) використовують витрати, що попадають у систему

$$(Q_c = Q_n - Q_{др}).$$

4. Звернувши увагу на те, що гідролінії з розподільником до гідродвигуна приєднані послідовно, а дросель – паралельно, графічно будують характеристику потрібного тиску системи. Перетинання характеристик насоса і потрібного тиску системи дає робочу точку насоса.

5. За робочою точкою графічно визначають тиск, що розвивається насосом, і подачу, а також витрату, що протікає через дросель.

6. Розраховують частоту обертання вала гідродвигуна, використовуючи формулу (58).



## ДОДАТОК

### 1. Середні значення густини $\rho$ і кінематичної в'язкості $\nu$ деяких рідин

Таблиця Д.1

Рідина	Густина, кг/м <sup>3</sup> , при $T$ , °С		Кінематична в'язкість, Ст, при $T$ , °С			
	20	50	20	40	60	80
Вода	998		0,010	0,0065	0,0047	0,0036
Нафта, легка	884	–	0,25	–	–	–
Нафта, важка	924	–	1,4	–	–	–
Бензин	745	–	0,0073	0,0059	0,0049	–
Гас Т-1	808	–	0,025	0,018	0,012	0,010
Гас Т-2	819	–	0,010	–	–	–
Дизпаливо	846	–	0,28	0,12	–	–
Гліцерин	1245	–	9,7	3,3	0,88	0,38
Ртуть	13550	–	0,0016	0,0014	0,0010	–
Касторова олія	960	–	15	3,5	0,88	0,25
Трансформатор- не масло	884	880	0,28	0,13	0,078	0,048
АМГ-10	–	850	0,17	0,11	0,085	0,65
Веретенне мастило АУ	–	892	0,48	0,19	0,098	0,059
Індустріальне мастило 12	–	883	0,48	0,19	0,098	0,059
Індустріальне мастило 20	–	891	0,85	0,33	0,14	0,080
Індустріальне мастило 30	–	901	1,8	0,56	0,21	0,11
Індустріальне мастило 50	–	910	5,3	1,1	0,38	0,16
Турбінне мастило	–	900	0,97	0,38	0,16	0,088

Примітка. 1. Густину рідини при іншій температурі можна визначити за формулою  $\rho_T = \rho_0 / (1 + \alpha \Delta T)$ , де  $\rho_T$  – густина рідини при температурі  $T = T_0 + \Delta T$ ;  $\Delta T$  – зміна температури;  $T_0$  – температура, при якій густина рідини дорівнює  $\rho_0$ ,  $\alpha$  – коефіцієнт температурного розширення рідини (у середньому для мінеральних масел можна прийняти  $\alpha = 0,00071 / ^\circ\text{C}$ ).

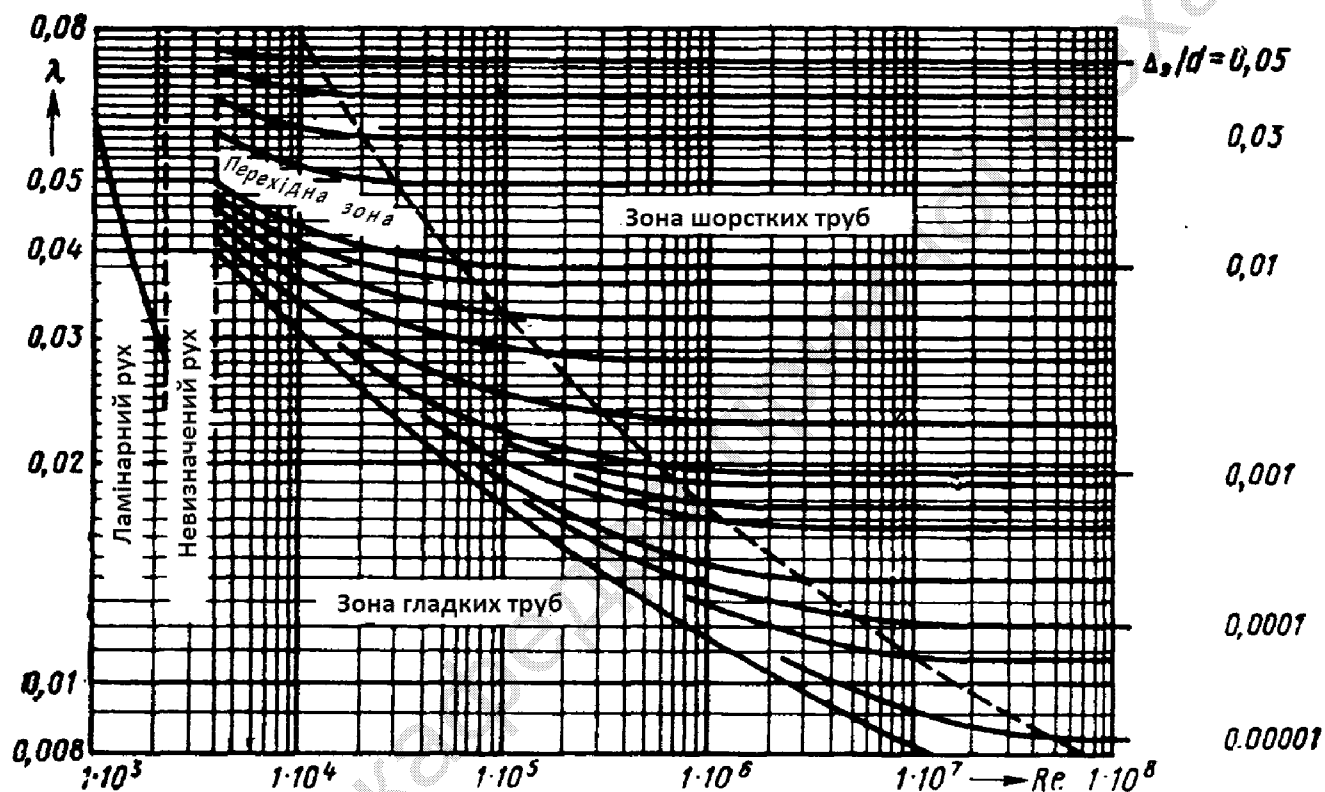
2. Стокс  $\text{Ст} = \text{см}^2/\text{с} = 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$ .

## 2. Залежність густини води від температури

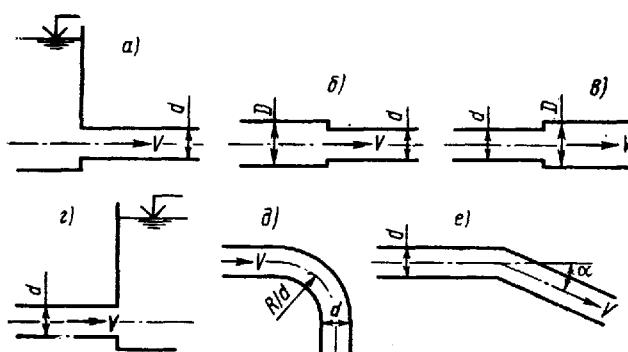
Таблиця Д.2

Температура $T$ , °C	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Щільність $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	1000	1000	998	996	992	988	983	978	972	965	958

## 3. Номограма Кольбука – Уайта для визначення коефіцієнта гідравлічного тертя



## 4. Значення коефіцієнтів $\zeta$ деяких місцевих опорів



Таблиця Д.3

Тип перешкоди	Схема опору за рисунком	Значення коефіцієнтів $\xi$
1	2	3
Вхід у трубу	<i>a</i>	0,50
Раптове звуження	<i>б</i>	$0,50 [1 - (d/D)^2]$
Раптове розширення	<i>в</i>	$[(D/d)^2 - 1]^2$
Вихід із труби	<i>г</i>	1,0

Продовження табл. Д.3

Плавний поворот (див. схему на рис. <i>д</i> )		Крутий поворот (див. схему на рис. <i>е</i> )	
4	5	6	7
$d/R$	$\xi$	$\alpha^\circ$	$\xi$
0,20	0,14	20	0,12
0,40	0,21	30	0,16
0,60	0,44	45	0,32
0,80	0,98	60	0,56
-	-	90	1,19

### 5. Втрати тиску в деяких гідравлічних елементах (у місцевих опорах)

Таблиця Д.4

Найменування елемента гідроприводу	Типорозмір	Номінальна витрата $Q_{ном}$ , л/хв	Найбільший робочий тиск $p$ , МПа	Утрати тиску $\Delta p_{ном}$ , МПа
Фільтр пластинчастий	0,12М41-11	5	–	0,10
	0,12Г41-12	12,5	–	0,10
	0,12Г41-13	25	–	0,10
	0,12Г41-14	50	–	0,10
	0,12М41-15	100	–	0,10
Розподільник золотниковий з електричним керуванням	ПГ73-11	8	20	0,20
	ПГ73-12	20	20	0,10
	Г72-33	40	20	0,10
	ПГ73-24	80	20	0,30
	ПГ73-25	160	20	0,10

## 6. Характеристики деяких відцентрових насосів

Таблиця Д.5

№ насоса	Параметри і їхні одиниці	Числові значення				
1	$Q$ , л/с	0	1,6	3,0	3,9	4,5
	$H$ , м	20,0	20,3	17,4	14,5	12,0
	$\eta$ , %	0	44,0	55,5	53,0	47,0
2	$Q$ , л/с	0	2,0	5,5	8,3	10,0
	$H$ , м	33,7	34,5	30,8	24,0	19,0
	$\eta$ , %	0	45,0	64,0	63,5	58,0
3	$Q$ , л/с	0	3,0	5,5	6,1	7,0
	$H$ , м	20,0	21,0	18,5	17,5	16,0
	$\eta$ , %	0	56,0	68,0	66,0	60,0
4	$Q$ , л/с	0	4,0	8,3	16,7	19,5
	$H$ , м	62,0	64,0	62,0	50,0	44,5
	$\eta$ , %	0	35,0	54,4	66,3	63,0
5	$Q$ , л/с	0	4,0	8,3	12,5	15,0
	$H$ , м	34,0	35,2	34,8	31,0	27,0
	$\eta$ , %	0	40,0	62,0	71,0	71,5
6	$Q$ , л/с	0	10,0	19,4	25,0	33,4
	$H$ , м	62,0	63,0	59,0	54,9	43,0
	$\eta$ , %	0	48,0	65,5	71,0	66,0
7	$Q$ , л/с	0	10,0	18,0	25,0	33,4
	$H$ , м	37,0	39,0	37,7	34,6	28,0
	$\eta$ , %	0	53,0	72,0	78,0	74,5

## 7. Рисунки

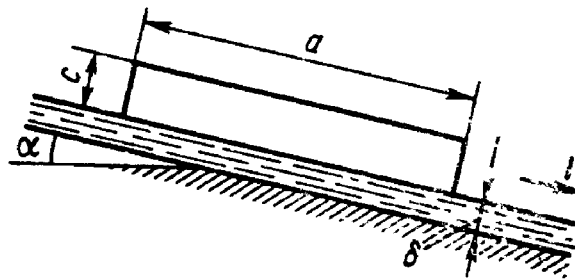


Рис. 4.1

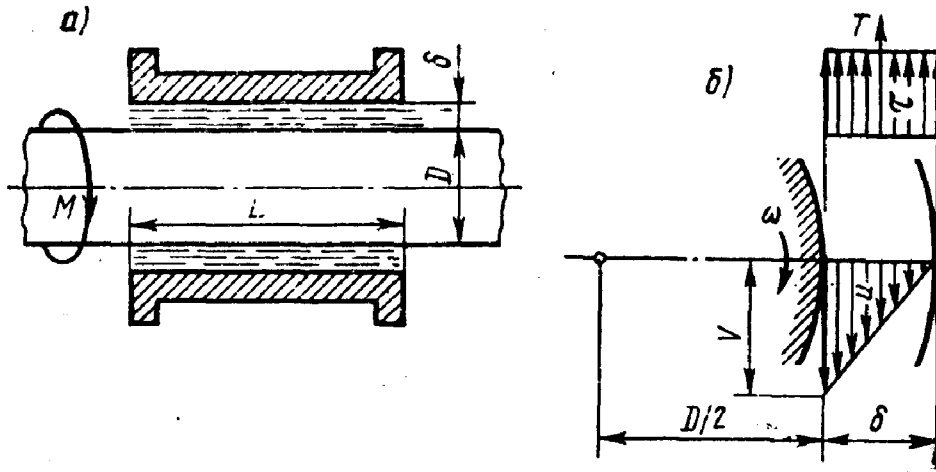


Рис. 4.2

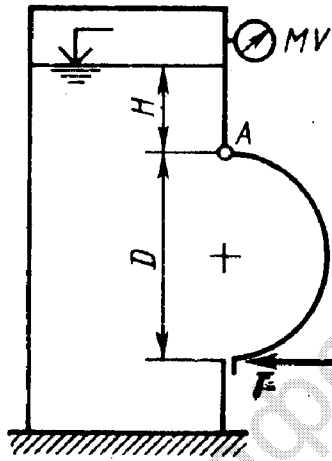


Рис. 4.3

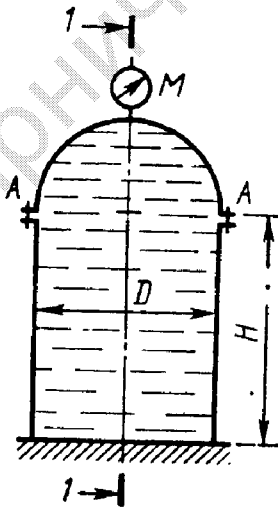


Рис. 4.4

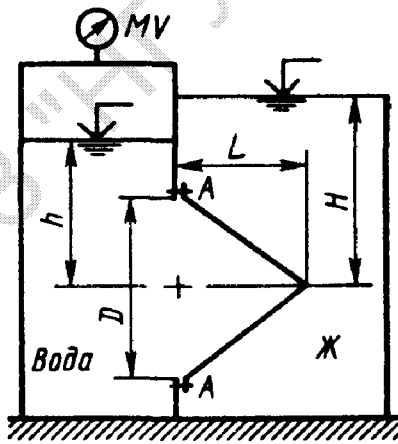


Рис. 4.5

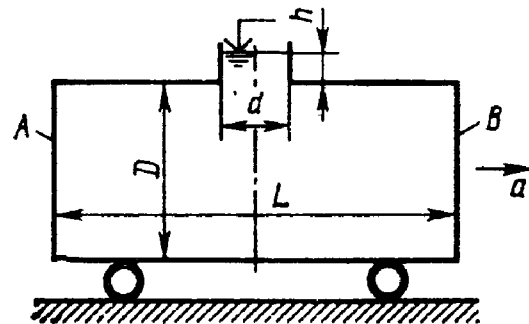


Рис. 4.6

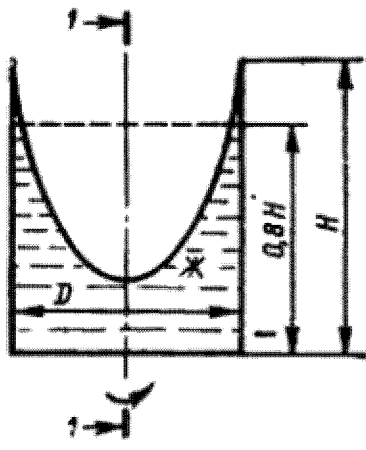


Рис. 4.7

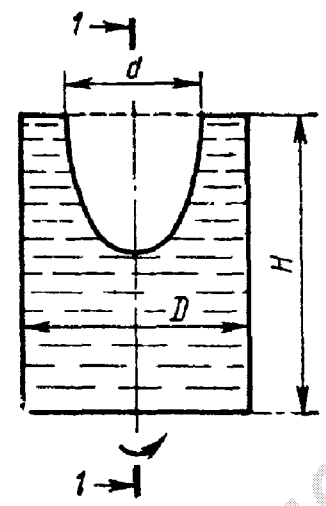


Рис. 4.8

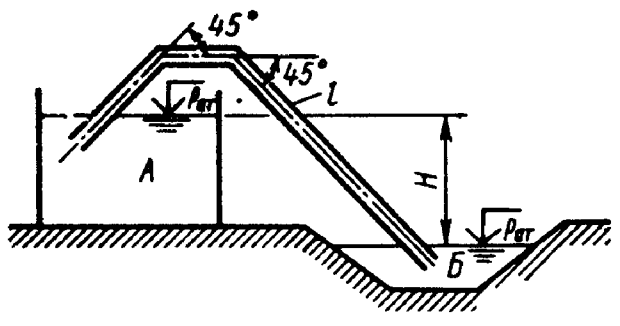


Рис. 4.9

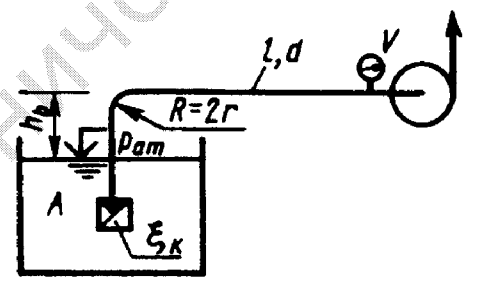


Рис. 4.10

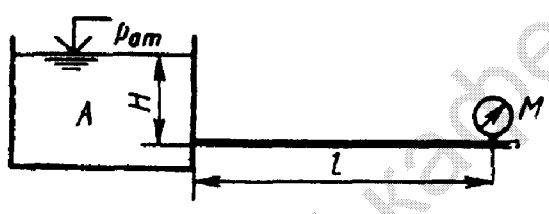


Рис. 4.11

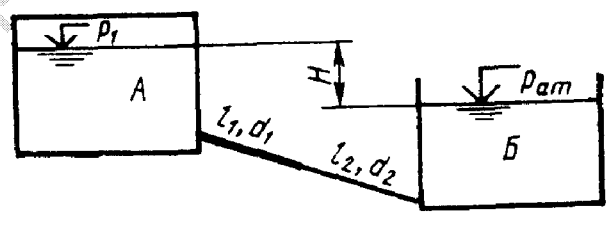


Рис. 4.12

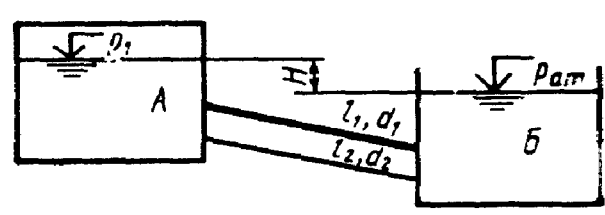


Рис. 4.13

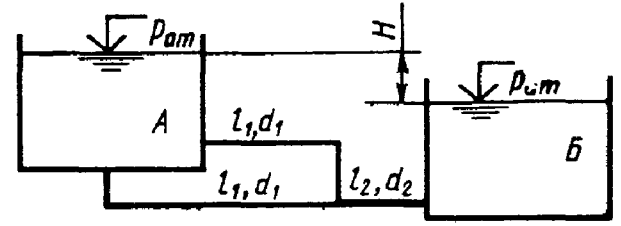


Рис. 4.14

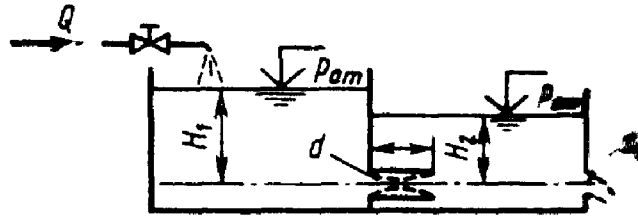


Рис. 4.15

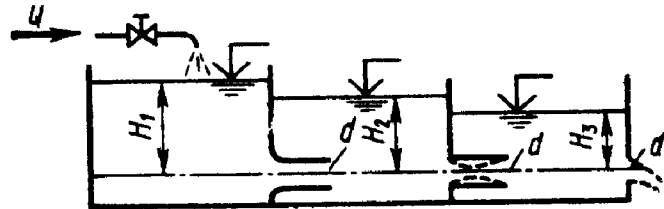


Рис. 4.16

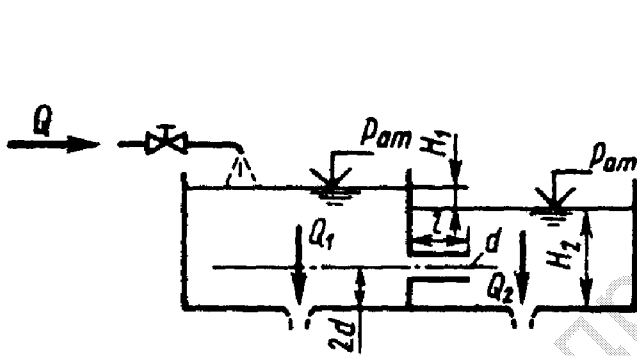


Рис. 4.17

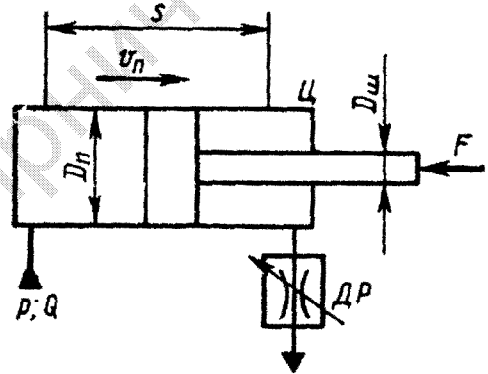


Рис. 4.18

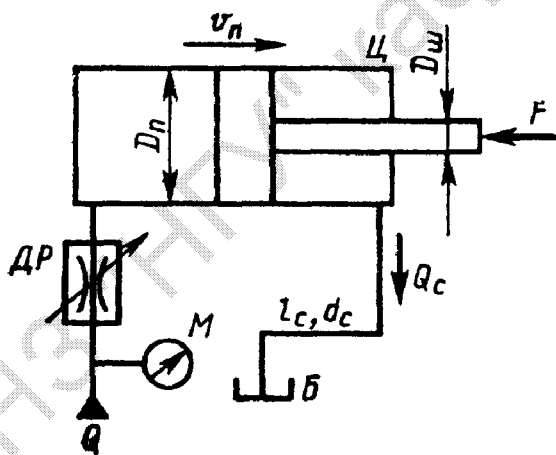


Рис. 4.19

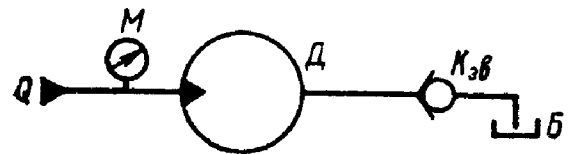


Рис. 4.20

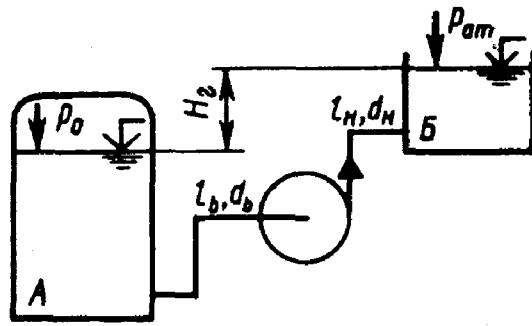


Рис. 4.21

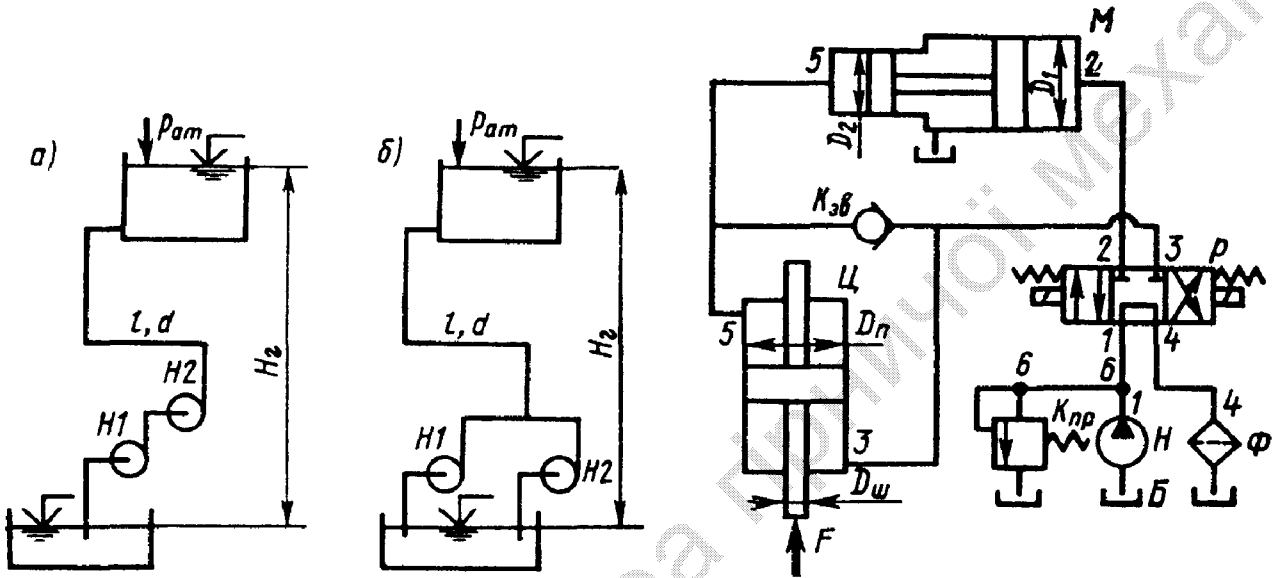


Рис. 4.22

Рис. 4.23

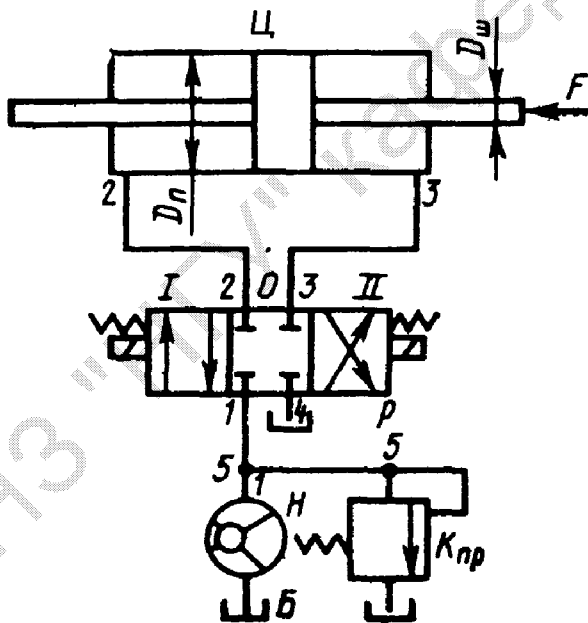


Рис. 4.24

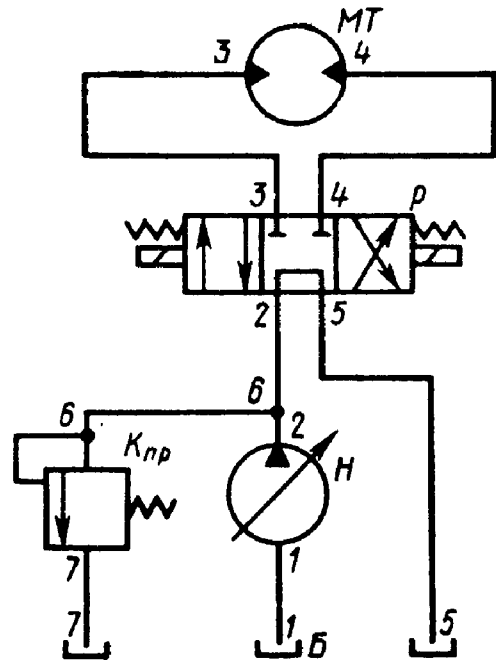


Рис. 4.25



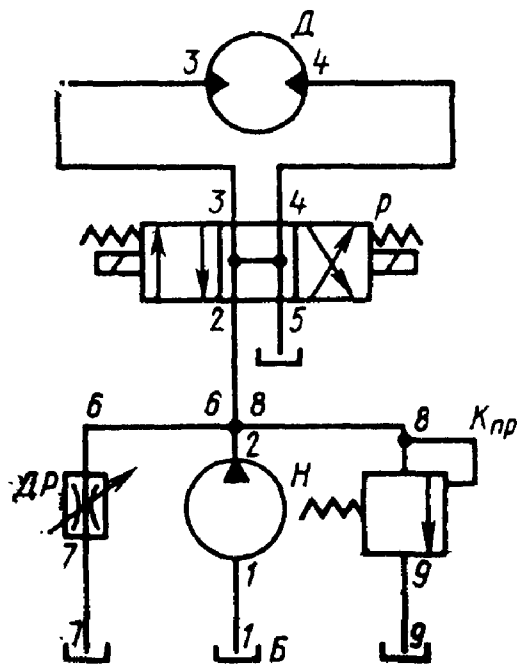


Рис. 4.26

### Список літератури

1. Гидравлика и гидропривод [Текст] / В.Г. Гейер, В.С. Дулин, А.Г. Боруменский, А.Н. Заря. – М.: Недра, 1981. – 295 с.
2. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы [Текст] / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др. – М.: Машиностроение, 1970. – 462 с.
3. Ковалевский, В.Ф. Справочник по гидроприводам горных машин [Текст] / В.Ф. Ковалевский, Н.Т. Железняков, Ю.Е. Бейлин. – М.: Недра, 1973. – 502 с.
4. Коваль, П.В. Гидравлика и гидропривод горных машин [Текст] / П.В. Коваль. – М.: Машиностроение, 1979. – 319 с.

Чеберячко Іван Михайлович  
Дерюгін Валентин Георгійович  
Шворак Віталій Григорович  
Кириченко Володимир Євгенович  
Шворак Володимир Григорович

ГІДРОМЕХАНІКА. МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ  
ДО ВИКОНАННЯ ДОМАШНІХ ЗАВДАНЬ  
СТУДЕНТАМИ ІЗДО НАПРЯМІВ ПІДГОТОВКИ 6.050301 ГІРНИЦТВО,  
6.050502 ІНЖЕНЕРНА МЕХАНІКА

Редактор Ю.В. Рачковська

Пілписано до друку 15.02.11. Формат 30x42/4.  
Папір офсетний. Ризографія. Ум. друк. арк. 3,2.  
Обл.-вид. арк. 3,2. Тираж 100 прим. Зам. №

Державний ВНЗ «Національний гірничий університет»  
49005, м. Дніпропетровськ, просп. К. Маркса, 19.