

**УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ**

БУДІВЕЛЬНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

Кафедра будівельної механіки та гідравліки

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

**до виконання розрахунково-графічних робіт з дисципліни
«ГІДРАВЛІКА ТА ГІДРОПРИВІД»**

Харків 2020

Методичні вказівки розглянуто і рекомендовано до друку на засіданні кафедри будівельної механіки та гідравліки 6 лютого 2020 р., протокол № 5.

Методичні вказівки складаються з теоретичної частини, індивідуальних завдань і прикладів розв'язання задач. Індивідуальне завдання складає для денної форми навчання зміст розрахунково-графічної роботи, для заочної – зміст контрольної роботи.

Рекомендовано для студентів механіко-енергетичного факультету спеціальності 273 «Залізничний транспорт» усіх форм навчання.

Укладачі:

старш. викл. М. В. Павлюченков,
доц. І. В. Калашніков

Рецензент

доц. М. О. Ковальов

ЗМІСТ

Вступ.....	4
1 Основні фізичні властивості рідини.....	5
2 Гідростатика.....	7
2.1 Гідростатичний тиск і його властивості.....	7
2.2 Основне рівняння гідростатики.....	8
2.3 Епюри та сили гідростатичного тиску.....	10
3 Основи гідродинаміки.....	12
3.1 Основні поняття.....	12
3.2 Рівняння нерозривності потоку та рівняння Бернуллі	13
3.3 Втрати енергії.....	16
4 Витікання рідини крізь отвори і насадки.....	21
4.1 Витікання крізь отвори.....	21
4.2 Витікання рідини з насадків.....	23
5 Основні параметри динамічних насосів.....	24
6 Індивідуальні завдання.....	26
7 Приклади розв'язання задач.....	32
Список літератури.....	44
Додаток А.....	45

ВСТУП

Закони рівноваги та руху рідини і питання використання її енергії захоплювали людство з найдавніших часів. Швидке зростання гідротехніки, теплоенергетики, гідромашинобудування сприяли інтенсивному розвитку гідравліки, який характеризується синтезом теоретичних та експериментальних методів. Вітчизняній науці в галузі об'ємного і гідродинамічного приводу завжди належала і нині належить провідна роль.

Основними завданнями дисципліни «Гідравліка та гідропривід» є опанування основ гідравліки; ознайомлення з існуючими типами гідравлічних машин, гідравлічних приводів та їх характеристиками і властивостями; опанування методів визначення параметрів режимів роботи гідравлічних машин та гідравлічних приводів.

Гідравліка є однією з технічних наук, яка застосовується до розв'язання задач інженерної практики. Практичне значення гідравліки зростає у зв'язку з потребами сучасної техніки у створенні високопродуктивних засобів механізації, автоматизації та роботизації на основі гідроприводу, вирішенні питань проектування різноманітних гідротехнічних споруд, систем і механізмів.

Гідравліка складається з таких розділів: гідростатика, кінематика рідини і гідродинаміка. У гідростатиці розглядаються закони рівноваги рідини, у кінематиці – зв'язки між геометричними характеристиками руху і часом (це швидкість, прискорення), а у гідродинаміці – рух рідини і сили, які спричиняють цей рух.

Гідравлічні приводи є невід'ємним елементом високоефективної техніки через велику питому потужність, високу швидкодію, мають малі габарити, економічні і добре сполучаються з мікропроцесорною технікою управління. Розрахунок, аналіз роботи гідравлічного приводу є дуже цікавим, захоплюючим процесом. Навички та вміння, здобуті студентами при вивченні цього курсу, гарантують якісний рівень розв'язання теоретичних, практичних і прикладних задач гідромеханічних процесів.

1 Основні фізичні властивості рідини

Рідина – це суцільне середовище, яке може легко змінювати свою форму під дією навіть незначних сил.

Текучість. Це найхарактерніша властивість рідини, легкорухливість її частинок, яка зумовлена неспроможністю рідини сприймати дотичні напруження в стані спокою. Рідина не може зберігати своєї форми, вона набирає форми того резервуара, в якому вона міститься.

Густина рідини (питома маса). Густиною середовища називають границю відношення маси нескінченно малої частинки Δm навколо певної точки до її об'єму ΔW , коли останній наближується до нуля:

$$\rho = \lim_{\Delta W \rightarrow 0} \frac{\Delta m}{\Delta W} \quad (1.1)$$

або для безперервного середовища

$$\rho = m/W. \quad (1.2)$$

Питома вага. У гідравліці також використовують таку характеристику рідини, як питома вага, що є відношенням ваги рідини G до об'єму W , який вона займає:

$$\gamma = G/W \quad (1.3)$$

Оскільки питома вага і густина – це відношення ваги та маси до однакового об'єму, то маємо такий зв'язок між ними:

$$\gamma = \rho g, \quad (1.4)$$

де g – прискорення вільного падіння, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

Стисливість рідини. Густина нестисливої рідини мало змінюється при зміні тиску. Це характеризується залежністю

$$\Delta W = -\beta_p W_0 \Delta p, \quad (1.5)$$

де β_p – коефіцієнт об'ємного стискування (для води $\beta_p = 5 \cdot 10^{-6} \text{ см}^2/\text{Н}$); W_0 – початковий об'єм рідини; Δp – градієнт тиску.

Температурне розширення рідини. Густина також мало змінюється із зміною температури:

$$\Delta W = \beta_T W_0 \Delta T, \quad (1.6)$$

де β_T – температурний коефіцієнт об’ємного розширення; ΔT – градієнт температури.

Пружність. Це здатність рідини відновлювати свій об’єм після припинення дії зовнішніх сил.

Опір розтяжним зусиллям. Міцність рідини на розрив характеризується дуже великими значеннями. Однак наявність у рідині дуже малих твердих частинок або бульбашок газу призводить до різкого її зменшення (практично до нуля). З урахуванням цього на практиці вважають, що рідина не чинить опору розтяжним зусиллям, і тому ними нехтують.

Капілярність. Поверхневий шар нестисливої рідини перебуває в особливому напруженому стані, що зумовлений неврівноваженістю дії молекулярних сил і характеризується силами поверхневого натягу. Вплив цих факторів більший у трубках малого діаметра, в яких рідина, що змочує стінки трубки (наприклад вода), піднімається, а рідина, що не змочує стінки трубки (наприклад ртуть), опускається. Це явище називають *капілярністю*.

В’язкість рідини. Це властивість рідини і газу чинити при своєму русі опір відносному зсуву своїх частинок.

У рідині, що рухається, швидкості різні в різних шарах. Вони відрізняються на величину зміни швидкості du . Між шарами рідини виникають сили внутрішнього тертя. За гіпотезою Ньютона закон внутрішнього тертя в рідині записують у вигляді:

$$\tau = \pm \mu \frac{du}{dy}, \quad (1.7)$$

де τ – дотичне напруження (або сила опору, що припадає на одиницю площі); μ – динамічна в’язкість, $Па \cdot c$; $\frac{du}{dy}$ – градієнт швидкості, тобто зміна швидкості на одиницю довжини в перпендикулярному напрямі.

З формули випливає, що в рідині, яка перебуває в стані спокою, $\tau = 0$, тобто в’язкість виявляється лише під час її руху.

У гідравлічних розрахунках часто використовують величину ν – кінематичну в'язкість, яка є відношенням динамічної в'язкості μ до густини ρ ,

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}, \quad (1.8)$$

Сили, які діють у рідині. В рідині діють *масові* і *поверхневі* сили.

Масові сили діють на кожний елемент рідкого середовища і, за другим законом Ньютона, вони дорівнюють добутку маси тіла на прискорення.

До масових сил належать сили тяжіння

$$G = mg, \quad (1.9)$$

а також сили інерції

$$J = -m \frac{du}{dt}, \quad (1.10)$$

де $\frac{du}{dt}$ – прискорення руху тіла; знак «мінус» показує, що сила інерції має напрям, протилежний прискоренню.

Поверхневі сили виявляються на граничних поверхнях рідкого тіла. Поверхневу силу, яка діє нормально до будь-якої площини, називають *силою опору*. Сили тиску виявляються як під час руху, так і за умови рівноваги рідини, сили опору, згідно з формулою (1.7), тільки при русі рідини.

2 Гідростатика

2.1 Гідростатичний тиск і його властивості

Гідростатика вивчає загальні закони спокою рідини та їх використання на практиці.

Гідростатичний тиск є границею відношення сили тиску до площі дії за умови наближення розміру площини до нуля

$$p = \lim_{\omega \rightarrow 0} \frac{P}{\omega}. \quad (2.1)$$

Таким чином, гідростатичний тиск є нормальним напруженням, що виникає у рідині під впливом зовнішніх та внутрішніх сил. Середній по площині тиск

$$p = P/\omega, \quad (2.2)$$

де P – сила тиску, H ; ω – площа, m^2 .

Розмірність тиску – $1 \text{ Н/м}^2(\text{Па})$ або $1 \text{ кг/см}^2(\text{ат})$ – 1 атмосфера.

Гідростатичний тиск має *дві основні властивості*:

а) гідростатичний тиск спрямований по нормалі до поверхні, на яку він діє (тобто перпендикулярно до поверхні);

б) у будь-якій точці рідини гідростатичний тиск є однаковим за всіма напрямками і не залежить від орієнтування площини дії, залежить лише від глибини занурення точки.

Гідростатичний тиск відносно абсолютного нуля (повний вакуум) називають *абсолютним*, а відносно умовного нуля (атмосферний тиск: $P_{ат} \approx 10^5 \text{ Па} \approx 1,0 \text{ ат}$) – *надлишковим* або *манометричним*. Тиск обумовлений вагою рідини, називають *ваговим* і, якщо на поверхні об'єму рідини діє атмосферний тиск, ваговий є і надлишковим. Тиск, менший за атмосферний, називають *вакуометричним*.

$$\left. \begin{aligned} P_{над} &= P_{абс} - P_a \\ P_{вак} &= P_{ат} - P_{абс} \\ P_{абс} &= P_{ат} + P_{над} \\ P_{абс} &= P_{ат} - P_{вак} \end{aligned} \right\} \cdot \quad (2.3)$$

2.2 Основне рівняння гідростатики

Розглянемо об'єм рідини (рисунок 2.1), який перебуває у спокої. На нього діють: сили тиску – P_0 і P , а також сила ваги – G . Складемо умову рівноваги об'єму відносно осі OZ :

$$P_0 + G - P = 0, \quad (2.4)$$

де $P_0 = p_0\omega$; $P = p\omega$; $G = \rho \cdot \omega = \gamma h\omega$.

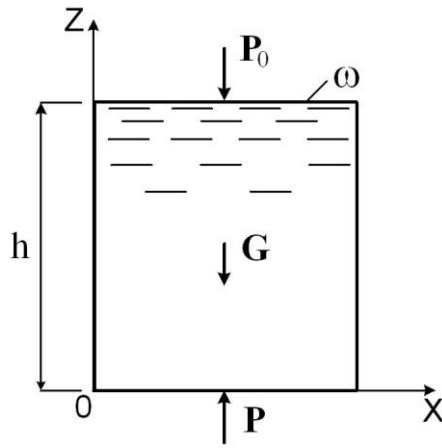


Рисунок 2.1

Тоді

$$p_0\omega + \gamma h\omega - p\omega = 0$$

Звідки

$$p = p_0 + \gamma h. \quad (2.5)$$

Тиск p у будь-якій точці об'єму рідини дорівнює тиску на поверхні p_0 та тиску, обумовленому вагою вищерозташованих шарів рідини ($p_p = \gamma h$).

Рівняння (2.5) є одним із основних рівнянь гідростатики з фізичної точки зору.

Розглянемо рівновагу того самого об'єму з геометричної точки зору.

Для точки В $p_B = p_0 + \gamma(Z_A - Z_B)$. Поділимо на γ :

$$\frac{p_B}{\gamma} = \frac{p_0}{\gamma} + Z_A - Z_B,$$

тоді

$$Z_B + \frac{p_B}{\gamma} = Z_A + \frac{p_A}{\gamma}. \quad (2.6)$$

Поверхня, що проходить через точку А, – *поверхня рівного тиску*.

Рівняння (2.6) є основним рівнянням гідростатики з геометричної точки зору.

З рисунка 2.2 і рівняння (2.5) випливає $p_A = p_0$; $p_B = p_0 + \gamma h_B$; $p_C = p_0 + \gamma h_C$, поверхневий тиск p_0 передається у решту точок об'єму без змін – закон Паскаля. Закон Паскаля використовується в машинах, що діють тиском рідини: гідравлічні преси, домкрати тощо.

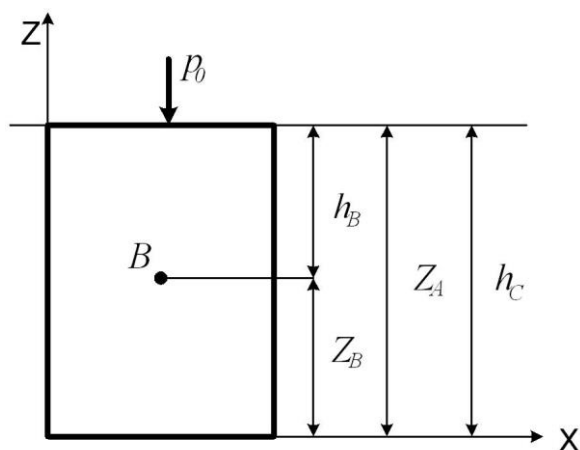


Рисунок 2.2

2.3 Епюри та сили гідростатичного тиску

1 Плоска горизонтальна поверхня (рисунок 2.3) – епюра має прямокутний переріз, а її об'єм є силою тиску.

$$P = (p_0 + \gamma h) \omega \quad (2.7)$$

при

$$p_0 = p_{ат} - p_{надл} = \gamma h \omega \quad (2.8)$$

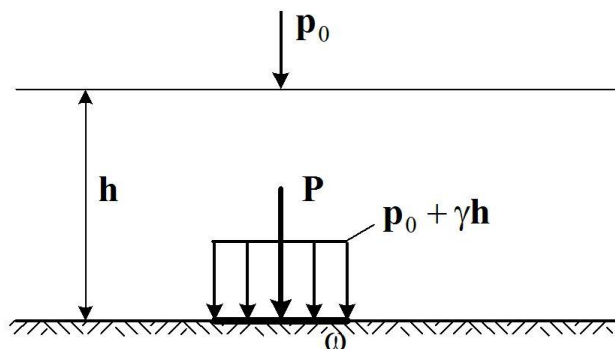


Рисунок 2.3

2 Плоска вертикальна або похила до горизонту поверхня (рисунок 2.4) – епюра має форму трапеції (абсолютний тиск) і трикутника (надлишковий тиск).

$$P = p_{ц.в.} \omega = (p_0 + \gamma \frac{h}{2}) \omega \quad (2.9)$$

або при $p_0 = p_{ат}$

$$P_{надл} = \gamma \frac{h}{2} \omega, \quad (2.10)$$

де $p_{ц.в.}$ – тиск у центрі ваги.

Координата точки прикладення сили тиску (центр тиску) визначається за формулою:

$$Y_D = Y_{ц.в.} + \frac{I_0}{Y_{ц.в.} \omega}, \quad (2.11)$$

де $Y_{ц.в.}$ – координата центру ваги площі; I_0 – момент інерції площі відносно центральної осі.

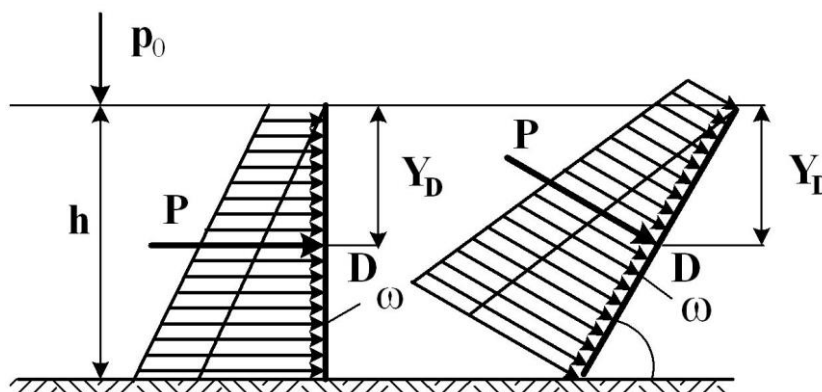


Рисунок 2.4

3 Криволінійна поверхня (рисунок 2.5) – епюра має криволінійну форму. Силу гідростатичного тиску розкладають на горизонтальну та вертикальну складові

$$P = \sqrt{P_z^2 + P_v^2} . \quad (2.12)$$

Горизонтальна складова – сила, яка діє на вертикальну проєкцію криволінійної поверхні і визначається аналогічно до пункту 2

$$P_G = p_{ц.в.} \omega_{в.п.} = (p_0 + \gamma \frac{h}{2}) DL, \quad (2.13)$$

де $p_{ц.в.}$ – тиск у центрі ваги вертикальної проєкції; $\omega_{в.п.}$ – площа вертикальної проєкції.

Вертикальна складова дорівнює:

$$P_B = \gamma W_{TT}, \quad (2.14)$$

де W_{TT} – об'єм тіла тиску.

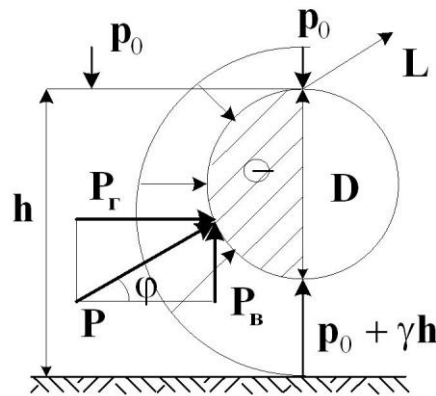


Рисунок 2.5

3 Основи гідродинаміки

3.1 Основні поняття

Основними параметрами руху є такі:

- швидкість руху в окремих точках U , м/с;
- середня швидкість потоку V , м/с;
- витрата (кількість рідини в одиницю часу) Q , м³/с, кг/с, Н/с;
- гідродинамічний тиск p , Н/м²;
- глибина потоку h , м.

Сталий рух – рух потоку, при якому його параметри не є функціями часу.

Несталий рух – рух потоку, при якому його параметри є функціями часу і простору.

Рівномірний рух – сталий рух, при якому параметри не є функціями довжини.

Нерівномірний рух – сталий рух, при якому параметри (окрім витрати) є функціями довжини.

Траєкторія частинки – крива руху частинки.

Лінія течії – крива, в кожній точці якої вектор швидкості дотичний до неї.

Елементарна струминка – пучок ліній течії.

Потік рідини – сукупність елементарних струминок.

Основними гідравлічними елементами потоку є:

- *живий переріз* – поверхня, проведена нормально до всіх ліній течії, ω , м²;

- *змочений периметр* – частина периметра твердого русла, змочена рідиною, χ , м;

- *гідравлічний радіус* – відношення живого перерізу до змоченого периметра $R = \frac{\omega}{\chi}$, м;

- *середня швидкість* – швидкість, при якій через живий переріз потоку за одиницю часу проходить такий самий об'єм рідини, як і при місцевих швидкостях, V , м/с;

- *витрата* – об'єм рідини, що протікає в одиницю часу через живий переріз потоку, Q , м³/с.

3.2 Рівняння нерозривності потоку та рівняння Бернуллі

Рівняння нерозривності потоку пов'язує витрати і середні швидкості у різних перерізах потоку:

$$Q_1 = \omega_1 V_1; Q_2 = \omega_2 V_2; Q_n = \omega_n V_n. \quad (3.1)$$

При сталому русі:

$$Q_1 = Q_2 = Q_n = const; \omega_1 V_1 = \omega_2 V_2 = \omega_n V_n = const, \quad (3.2)$$

звідки

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{V_1}{V_2}; \text{ або } V_2 = V_1 \frac{\omega_1}{\omega_2} \quad (3.3)$$

Рівняння Бернуллі – закон зберігання енергії стосовно до рідини, який пов’язує швидкість і гідродинамічний тиск у потоці, а також потенціальну та кінематичну енергії у перерізі і вздовж потоку.

Для одного живого перерізу елементарної струминки «ідеальної» (не в’язкої) рідини рівняння має вигляд:

$$Z + \frac{p}{\gamma} + \frac{U^2}{2g} = const \quad (3.4)$$

для двох перерізів (рисунок 3.1)

$$Z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{U_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{U_2^2}{2g}; \quad (3.5)$$

для сталого потоку в’язкої рідини

$$Z_2 + \frac{p}{\gamma} + \frac{\alpha V^2}{2g} = const \quad (3.6)$$

$$Z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha V_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha V_2^2}{2g} + \sum_1^n h_n, \quad (3.7)$$

де Z – питома (віднесена до одиниці ваги) потенціальна енергія положення, яка залежить від положення центру ваги перерізу над площиною порівняння; $\frac{p}{\gamma}$ – питома потенціальна енергія тиску –

залежить від тиску у центрі ваги перерізу; $\frac{U^2}{2g}$ та $\frac{\alpha V^2}{2g}$ – питома кінетична енергія; α – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу місцевих швидкостей по живому перерізу потоку; $\sum_1^n h_n$ – втрата питомої енергії між перерізами 1-1 і 2-2.

Таким чином, згідно з рівнянням Бернуллі, повна питома енергія в першому перерізі дорівнює повній питомій енергії у другому перерізі з доданням втрати енергії між перерізами.

Розглянемо рівняння Бернуллі з геометричної точки зору (рисунок 3.1).

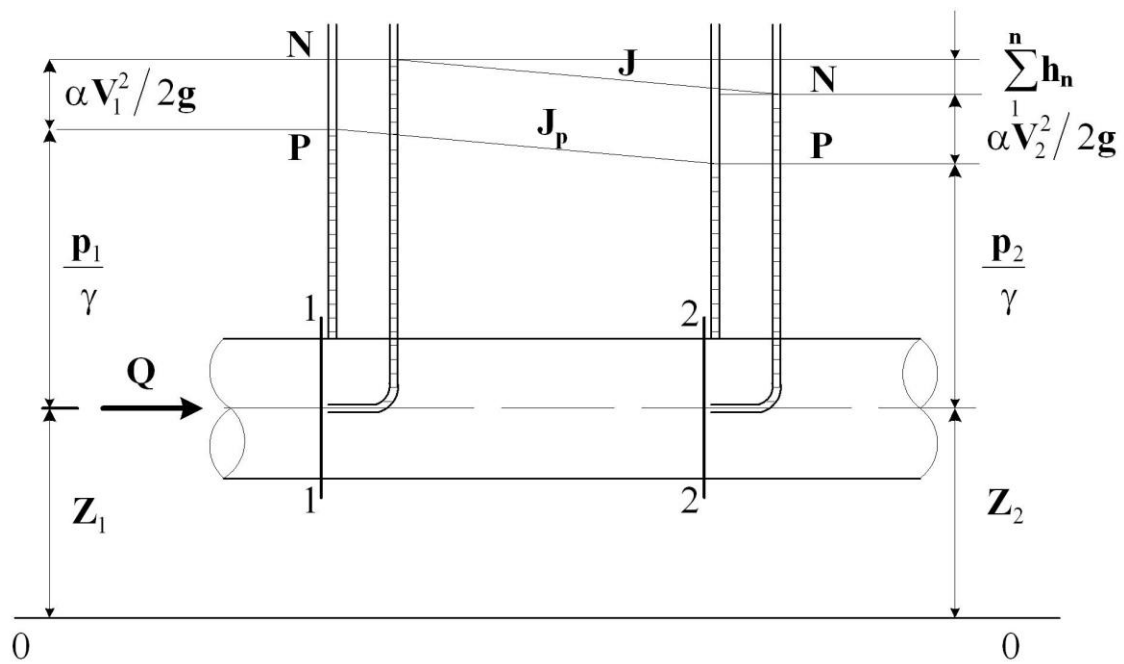


Рисунок 3.1

На рисунку 3.1 у перерізах 1-1 і 2-2 встановлені дві трубки: п'єзометрична і гідродинамічна (трубка Піто), які наочно демонструють *геометричний зміст кожного члена рівняння Бернуллі*:

Z_1 і Z_2 – координати центру ваги перерізу, або геометричний напір;

$\frac{p_1}{\gamma}$ і $\frac{p_2}{\gamma}$ – висота стовпа рідини у п'єзометрі – п'єзометричний напір;

$\frac{\alpha V_1^2}{2g}$ і $\frac{\alpha V_2^2}{2g}$ – додаткова висота у гідродинамічних трубках у порівнянні з п'єзометричними – швидкісний напір;

$\sum_1^n h_n$ – різниця повних напорів у перерізах або втрати напору.

Таким чином, згідно з рівнянням Бернуллі, повний напір у першому перерізі дорівнює повному напору у другому перерізі з доданням втрати напору між перерізами.

На рисунку 3.1 лінія $N-N$ є лінією повної енергії, або повного напору (напірна лінія). Вона характеризує втрати енергії (напору) і має уклон

$$I = \frac{\sum^n h_n}{\ell} . \quad (3.8)$$

Уклон напірної лінії називається *гідравлічним уклоном*.

Лінія $p-p$ є п'єзометричною, або лінією потенціальної енергії, і її уклон називають п'єзометричним

$$I_p = \frac{\left(Z_1 + \frac{p_1}{\gamma} \right) - \left(Z_2 + \frac{p_2}{\gamma} \right)}{\ell} . \quad (3.9)$$

Рівняння нерозривності потоку та Бернуллі дають змогу розв'язувати більшість задач, які пов'язані з рухом рідин.

Застосовуються обидва рівняння також з практичною метою, наприклад, для вимірювання швидкостей трубкою Піто і витрати витратоміром Вентурі.

3.3 Втрати енергії

Втрати енергії, залежно від опору руху рідини, можна поділити на *втрати по довжині* та *місцеві*.

Втрати енергії по довжині виникають внаслідок сил тертя рідини об стінки труб і каналів.

Місцеві втрати енергії виникають внаслідок внутрішнього тертя в рідинах, яке найбільше на ділянках різкої зміни перерізу або напрямку потоку (зміна діаметрів, закруглення, засувки, вентиля, фільтри тощо).

При дослідженні втрат енергії було встановлено їх залежність від режимів руху рідини, які обумовлені в'язкістю, густиною і швидкістю рідини, а також геометричними параметрами русла. Існує два режими руху: *ламінальний* (ламіна – шар) – рідина рухається окремими шарами, які не зміщуються між собою; *турбулентний* (турбулюс – вихор) – у рідині створюється система вихрів, які взаємодіють між собою і з руслом.

Найбільш повне дослідження режимів руху рідини було виконано англійським фізиком О. Рейнольдсом, який запропонував безрозмірну характеристику режиму – *число Рейнольдса* – Re ,

$$Re = \frac{V\ell}{\frac{\mu}{\rho}} = \frac{V\ell}{\nu}, \quad (3.10)$$

де V – швидкість руху; ℓ – характерний розмір русла; ν – кінематична в'язкість.

Для напірної круглої труби

$$Re = \frac{Vd}{\nu} = \frac{4Q}{\pi d\nu}; \quad (3.11)$$

для відкритого русла

$$Re = \frac{VR}{\nu}; \quad (3.12)$$

для безнапірної круглої труби

$$Re = \frac{Vd}{4\nu} = \frac{Q}{\pi d\nu}, \quad (3.13)$$

де

$$R = \frac{\omega}{\chi} = \frac{\pi d^2}{4\pi d} = \frac{d}{4}. \quad (3.14)$$

Рейнольдс встановив також критичне значення числа Re , яке дорівнює:

для круглих напірних труб $Re_{кр} = 2320$,

для безнапірних русел $Re_{кр} = 580$.

Таким чином,

для напірних труб:

ламінальний режим $< (Re_{кр} = 2320) <$ турбулентний режим;

для безнапірних:

ламінальний режим $< (Re_{кр} = 580) <$ турбулентний режим.

У напірних і безнапірних системах залізничного транспорту є здебільш турбулентний режим руху.

Втрати енергії по довжині і при ламинальному, і при турбулентному режимах можна визначити за формулою Дарсі-Вейсбаха:

для напірних труб

$$h_o = \lambda \frac{\ell}{d} \frac{V^2}{2g} = \lambda \frac{8\ell Q^2}{\pi g d^5}; \quad (3.15)$$

для безнапірних

$$h_o = \lambda \frac{\ell}{4R} \frac{V^2}{2g} = \lambda \frac{\ell Q^2}{8R^3 g \chi^2}, \quad (3.16)$$

де λ – коефіцієнт тертя (втрат по довжині).

Коефіцієнт тертя при ламінарному режимі визначається за формулою:

$$\lambda = \frac{64}{Re}. \quad (3.17)$$

При турбулентному режимі коефіцієнт тертя, у загальному випадку, залежить від трьох факторів: шорсткості стінок водоводу, в'язкості рідини і режиму руху. Згідно з існуючими поглядами, структура поперечного перерізу турбулентного потоку поділяється на дві частини: ламінарний шар біля стінок русла і турбулентне ядро (рисунок 3.2).

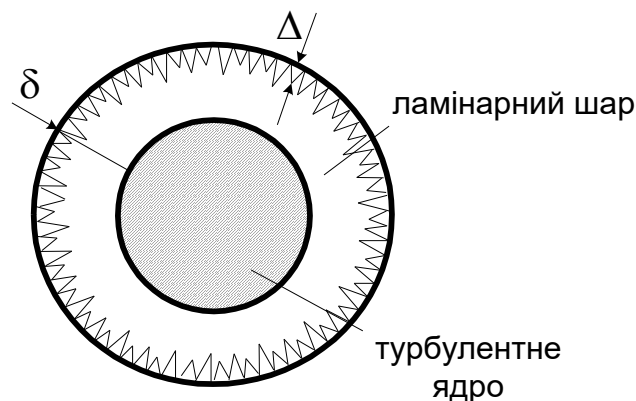


Рисунок 3.2

Товщина ламінарного шару δ залежить від ступеня турбулентності потоку, який характеризується числом Рейнольдса. В деяких випадках ламінарний шар покриває виступи шорсткості Δ , в інших буває однаковим з ними або меншим за них. Залежно від співвідношення товщини

ламінарного шару δ і висоти виступів шорсткості Δ у турбулентному потоці виділяють три зони гідравлічного опору і три групи формул для визначення коефіцієнта тертя.

Перша зона – виконується умова $\delta > \Delta$ – зона гладких труб. У цьому випадку коефіцієнт тертя залежить лише від числа Рейнольдса і визначається за формулою:

$$\lambda = \frac{A}{Re^n}, \quad (3.18)$$

де A та n – емпіричні коефіцієнти.

Існує велика кількість формул вказаної структури. Можна навести формули, які здебільше використовуються у розрахунках,

формула Блазіуса

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}; \quad (3.19)$$

формула Конакова П. К.

$$\lambda = \frac{1}{(1,8 \lg Re - 1,5)^2}. \quad (3.20)$$

Друга зона – виконується умова: $\delta \cong \Delta$ – перехідна зона. У цьому випадку коефіцієнт тертя залежить від усіх трьох факторів і може бути визначений за формулою Альтшуля А. Д.

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25} \quad (3.21)$$

Третя зона – виконується умова: $\delta < \Delta$ – квадратична або автомобельна зона. У цьому випадку коефіцієнт тертя залежить тільки від шорсткості русла. Для визначення коефіцієнта тертя можна використати формулу (3.21) у вигляді:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} \right)^{0,25}, \quad (3.22)$$

тому що значення $\frac{68}{Re}$ – нескінченно мала величина.

Для розрахунків безнапірних потоків формула (3.16) використовується у вигляді, який отримав французький інженер Шезі. Запишемо формулу (3.16) у вигляді

$$h_0 \cdot 4R \cdot 2g = \lambda \ell V^2, \quad (3.23)$$

звідки

$$V = \sqrt{\frac{8gRh_0}{\lambda \ell}} = \sqrt{\frac{8g}{\lambda}} \cdot \sqrt{R \frac{h_0}{\ell}} = c\sqrt{R \cdot I}, \quad (3.24)$$

де $c = \sqrt{\frac{8g}{\lambda}}$ – швидкісний коефіцієнт (коефіцієнт Шезі); $I = \frac{h_0}{\ell}$ – гідравлічний уклон.

Для витрати рідини маємо:

$$Q = \omega V = \omega c \sqrt{R \cdot I}. \quad (3.25)$$

Для втрат енергії по довжині

$$h_0 = \frac{\ell Q^2}{\omega^2 c^2 R}. \quad (3.26)$$

Для визначення коефіцієнта Шезі запропоновано велику кількість напівемпіричних формул, із яких найбільш досконалою є формула Павловського М. М.

$$c = \frac{1}{n} R^y, \quad (3.27)$$

де n – коефіцієнт шорсткості русел; y – експериментальний показник степеня,

$$y = 2,5\sqrt{n} - 0,13 - 0,75\sqrt{R}(\sqrt{n} - 0,10). \quad (3.28)$$

Широко застосовуються також формули:

Базена -

$$C = \frac{87}{1 + \frac{\gamma}{\sqrt{R}}}, \quad (3.29)$$

де γ – коефіцієнт шорсткості;

Манінга -

$$C = \frac{1}{n} R^{1/6}. \quad (3.30)$$

Місцеві втрати енергії визначаються за формулою:

$$h_m = \zeta \frac{V^2}{2g}. \quad (3.31)$$

Для напірних труб

$$h_m = \zeta \frac{8Q^2}{\pi^2 g d^4}, \quad (3.32)$$

де ζ – коефіцієнт місцевих опорів, визначається переважно дослідним шляхом.

Для безнапірних русел

$$h_m = \zeta \frac{8Q^2}{2gR^2 \chi^2}. \quad (3.33)$$

Визначення місцевих втрат, особливо у безнапірних природних руслах, є дуже складною задачею, тому їх часто визначають, як відсоток від втрат по довжині.

При розрахунку коротких гідравлічних систем втрати енергії за довжиною і місцеві розраховуються і підсумовуються. При таких розрахунках вводиться поняття коефіцієнта опору системи:

$$\zeta_{\text{сист.}} + \sum_1^n \lambda \frac{\ell}{d} + \sum_1^n \zeta. \quad (3.34)$$

4 Витікання рідини крізь отвори і насадки

4.1 Витікання крізь отвори

При витіканні рідини крізь отвори розрізняють:

- малі отвори – $a \leq 0,1H$ (рисунок 4.1);
- великі отвори – $a > 0,1H$;

де a – вертикальний розмір отвору; H – напір над центром отвору;

а також:

- отвори у тонкій стінці – опори зосереджені на одній площині (гострі кромки);
- отвори в товстій стінці – опори об'ємні (без гострих кромок).

Розглянемо витікання рідини крізь малий отвір у тонкій стінці при сталому напорі. У цьому випадку струмина рідини зазнає двох видів опорів: місцевий опір на вході в отвір і опір під час звуження струмини на виході. Звуження відбувається внаслідок дії сил інерції бокових струмин, які рухаються під кутом до осі отвору. Запишемо рівняння Бернуллі для перерізів 1-1 і 2-2 відносно площини порівняння 0-0, яка проведена крізь центр ваги перерізу 2-2 (рисунок 4.1).

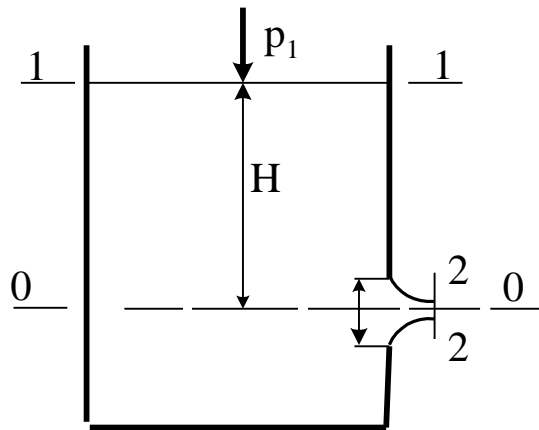


Рисунок 4.1

$$Z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha V_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha V_2^2}{2g} + h_e,$$

де $Z_1 = H$; $Z_2 = 0$; $p_1 = p_2 = p_{атм}$; $V_1 \cong 0$; $V_2 = V_c$ – швидкість у стиснутому перерізі; $h_e = \zeta \frac{V_c^2}{2g}$; тоді

$$H = \frac{\alpha V_c^2}{2g} + \zeta \frac{V_c^2}{2g} = \frac{V_c^2}{2g} (\alpha + \zeta)$$

або

$$V_c = \sqrt{\frac{1}{\alpha + \zeta}} \cdot \sqrt{2gH} = \phi \sqrt{2gH}, \quad (4.1)$$

де $\sqrt{\frac{l}{\alpha + \zeta}} = \phi$ – коефіцієнт швидкості;

витрата

$$Q = \omega_c \cdot V_c = \varepsilon \omega \phi \sqrt{2gH} = \mu \omega \sqrt{2gH}, \quad (4.2)$$

де ω_c – площа стиснутого перерізу; ε – коефіцієнт стиску; μ – коефіцієнт втрати.

Фізичний зміст коефіцієнтів:

$\phi = \frac{V}{V_m}$ – відношення дійсної швидкості до теоретичної – ураховує зменшення швидкості внаслідок місцевого опору на вході в отвір;

$\varepsilon = \frac{\omega_c}{\omega}$ – відношення стиснутої площі до площі отвору – ураховує зменшення площі струмини у стиснутому перерізі;

$\mu = \frac{Q}{Q_m}$ – відношення дійсної витрати до теоретичної – ураховує зменшення витрати внаслідок сумарних втрат напору.

Час витікання рідини з посудини при змінному напорі визначається за формулою:

$$t = \frac{2\Omega H}{\mu \omega \sqrt{2gH}}, \quad (4.3)$$

де Ω – площа перерізу посудини.

4.2 Витікання рідини з насадків

Насадок – це короткий патрубок, довжина якого складає від трьох до чотирьох лінійних розмірів внутрішнього перерізу.

Насадки використовуються з метою підвищення витрати та одержування струмини з потрібними параметрами (швидкість, дальність польоту, компактність, дисперсність).

Витрата підвищується внаслідок утворення вакууму у стиснутому перерізі, а параметри – конструкцією насадка (конічні збіжні, конічні розбіжні тощо).

Формула для визначення витрати при витіканні рідини з насадків виводиться аналогічно до отворів і має таку саму структуру:

$$Q = \mu_n S \sqrt{2gH}, \quad (4.4)$$

де μ_n – коефіцієнт витрати насадка.

5 Основні параметри динамічних насосів

Незалежно від виконуваних функцій, насос є складовою частиною будь-якої насосної установки. У насосній установці рідина з приймального резервуара по всмоктувальному трубопроводу надходить у насос і далі нагнітається по напірному трубопроводу в інший резервуар, водонапірну башту або у водопровідну мережу. У нижній частині всмоктувального трубопроводу розташована сітка, що оберігає насос від потрапляння твердих предметів, а також може бути приймальний клапан, якщо заливання насоса перед пуском його в роботу здійснюється з напірної лінії. У тих випадках, коли насос встановлений «під залив» або з'єднаний зі всмоктувальними трубопроводами інших насосів, на всмоктувальному трубопроводі встановлюють засувку.

Робота насосної установки характеризується подачею, напором, потужністю і коефіцієнтом корисної дії.

Подача насоса Q являє собою обсяг рідини, що подається в одиницю часу через напірний патрубок. Одиниці вимірювання – 1 л/с , $1 \text{ м}^3/\text{с}$, $1 \text{ м}^3/\text{год}$. Іноді її називають витратою рідини.

Напір насоса H являє собою різницю питомих енергій потоку рідини у вихідному і вхідному патрубках насоса. Напір виражають у метрах водяного стовпа.

Потужність насоса N , кВт, визначається роботою насоса, що здійснюється ним при підйманні рідини в одиницю часу на висоту H .

Повним коефіцієнтом корисної дії насоса η називають відношення корисної потужності насоса до споживаної потужності. Повний коефіцієнт корисної дії насоса залежить від досконалості конструкції насоса. Сучасні великі насоси мають коефіцієнт корисної дії $0,80-0,92$, а малі насоси – $0,45-0,75$.

У динамічних насосах перекачування рідини здійснюється внаслідок зміни тиску в робочій камері при обертанні робочого колеса, пропелера або турбіни.

Параметри відцентрових насосів (витрата, напір, висота допустимого вакууму, потужність і ККД) виражаються графічно відповідними кривими, які називаються «характеристики насоса» (рисунок 5.1).

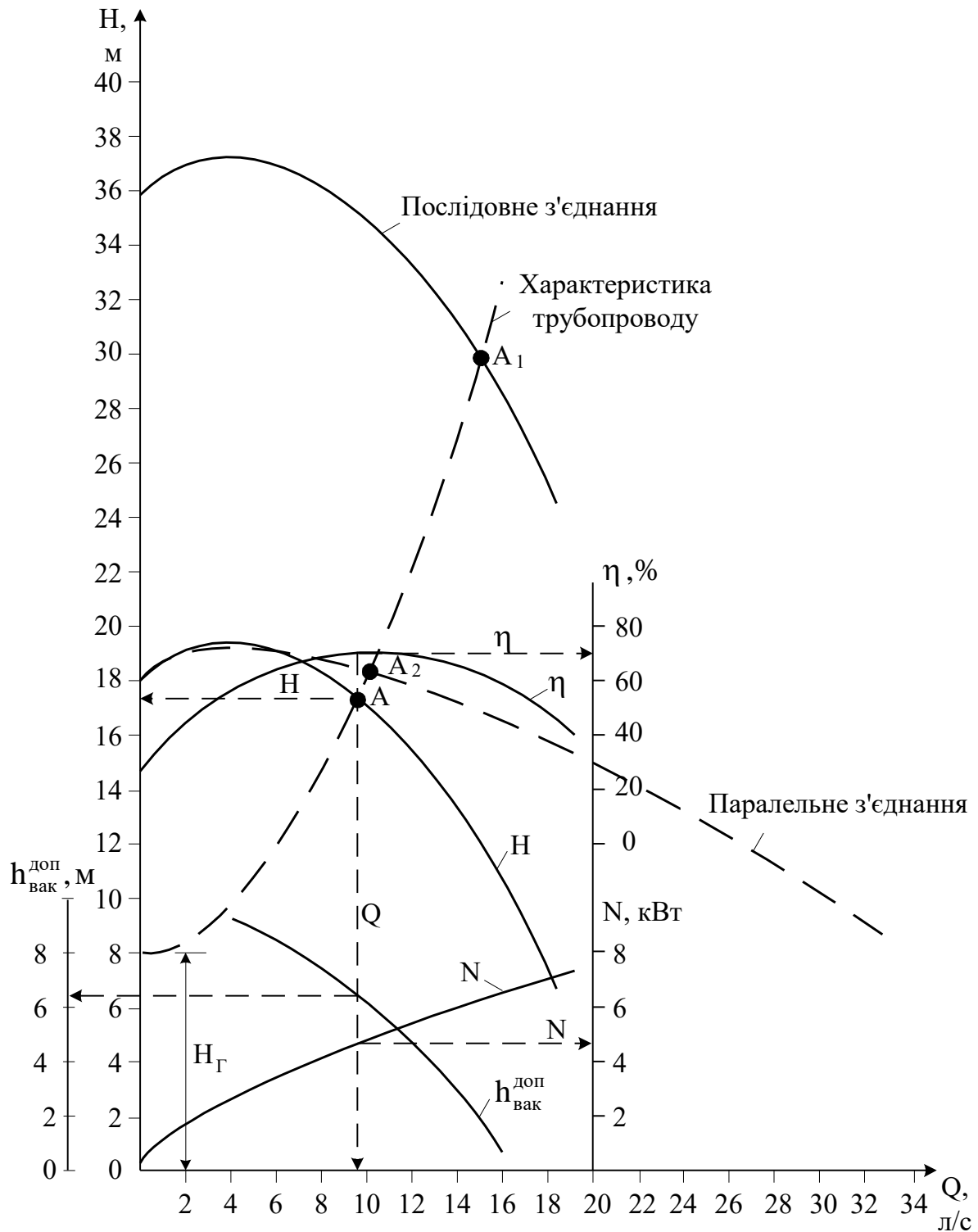


Рисунок 5.1

При роботі насоса на мережу для визначення дійсних параметрів насоса потрібно мати також характеристику мережі, координати якої обчислюються за формулою:

$$H = H_{\Gamma} + \sum_I^n h_B, \quad (5.1)$$

де H_{Γ} – геометрична висота подачі води – різниця відміток рівнів води в резервуарі і джерелі; $\sum_I^n h_B$ – сума втрат напору в мережі.

Для обчислення координат беруть ряд витрат у межах подачі насоса і визначають відповідні напори. За отриманими координатами будують графік напірної характеристики трубопроводу (парабола) на характеристиках насоса до перетину кривих $H = f(Q)$. Точка перетину А називається «робочою» (рисунок 5.1) і характеризує *дійсні параметри насоса* при підключенні його до мережі.

6 Індивідуальні завдання

Індивідуальні завдання складаються із задач. Індивідуальне завдання складає для денної форми навчання зміст розрахунково-графічної роботи, для заочної – зміст контрольної роботи.

Чисельні значення вихідних даних слід вибирати з таблиці до кожної задачі та додатка А залежно від шифру, який надається деканатом або вказується викладачем.

Задача 1. У вертикальному циліндричному резервуарі, що має діаметр D , зберігається нафта, вага її G , густина $\rho = 850 \text{ кг/м}^3$, коефіцієнт температурного розширення $\beta_T = 0,00072 \text{ 1/}^\circ\text{C}$. Розширення стінок резервуара не враховується.

Потрібно визначити:

- 1 Об'єм нафти в резервуарі при температурі $\theta \text{ }^\circ\text{C}$.
- 2 Зміну рівня нафти в резервуарі, якщо температура підвищиться до $T, \text{ }^\circ\text{C}$.

Вихідні дані за варіантом подані в таблиці 6.1.

Таблиця 6.1

Вихідні дані	Остання цифра шифру									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$D, м$	2	3	4	5	6	7	8	9	10	2
$G, кН$	500	700	1000	2000	3000	4000	5000	6000	7000	900
$T, °C$	10	20	30	40	50	60	45	35	25	15

Задача 2. Вертикально розташований резервуар круглого перерізу діаметром D угорі закритий кришкою у вигляді півсфери (рисунок 6.1). Циліндрична частина має висоту H . Резервуар заповнений рідиною, густина якої ρ . Манометр, що приєднаний на висоті h від дна резервуара, показує надлишковий тиск p .

Потрібно визначити:

1 Вертикальне зусилля P_z , що відкриває напівсферичну кришку.

2 Горизонтальне зусилля P_x , що розриває циліндричну частину резервуара по твірних.

3 Силу гідростатичного тиску P , що діє на дно резервуара.

Вихідні дані за варіантом подані в таблиці 6.2.

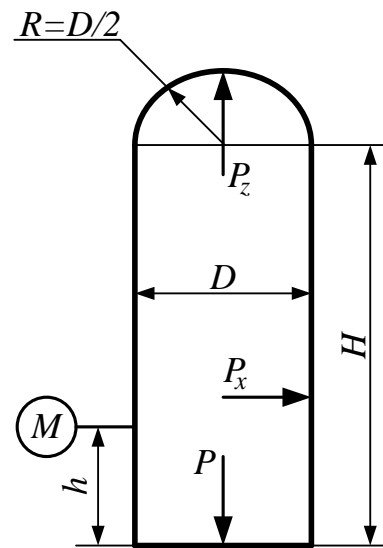


Рисунок 6.1

Таблиця 6.2

Вихідні дані	Остання цифра шифру									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$D, м$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$H, м$	2	4	6	8	3	4	5	6	7	12
$\rho, кг/м^3$	800	900	1000	800	900	1000	800	900	1000	800
$h, м$	0	2	6	0	1,5	4	0	3	7	10
$p, МПа$	0,05	0,1	0,02	0,14	0,07	0,05	0,11	0,09	0,06	0,05

Задача 3. Масилорозбірна колонка з'єднується з витискним резервуаром трубопроводом, що має довжину l і діаметр d ; різниця позначок виливного отвору колонки й рівня мастила в баці h постійна і дорівнює $0,2$ м. Температура мастила T . На трубопроводі є чотири повороти під кутом 90° і вентиль із прямоструминним рухом рідини. Густина мастила $\rho = 900$ кг/м³. Еквівалентна шорсткість поверхні труби $\Delta_E = 0,07$ мм.

Потрібно визначити надлишковий тиск p_0 , який слід створити на поверхні витискного резервуара (рисунок 6.2), щоб забезпечити наповнення маслянки, що має об'єм W , із масилорозбірної колонки за 30 с.

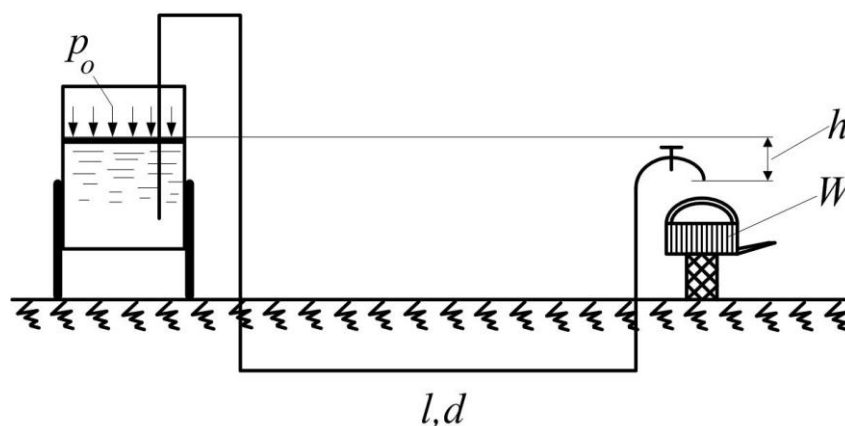


Рисунок 6.2

Вихідні дані за варіантом подані в таблиці 6.3.

Таблиця 6.3

Вихідні дані	Остання цифра шифру									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$l, \text{ м}$	100	120	140	160	180	200	100	110	130	150
$d, \text{ мм}$	15	20	20	25	15	20	32	25	15	20
$T, \text{ }^\circ\text{C}$	50	40	30	20	45	35	25	15	40	30
$W, \text{ л}$	6	7	8	9	6,5	7,5	8,5	5	5,5	7

Задача 4. У теплообміннику (рисунок 6.3) охолодна вода проходить по двох послідовно з'єднаних секціях (ходах), кожна з яких складається з n паралельно з'єднаних латунних трубок довжиною l і діаметром d . Діаметри вхідного й вихідного патрубків теплообмінника D ; витрата води, що проходить через теплообмінник, Q ; кінематична в'язкість ν ; коефіцієнти місцевих опорів: на вході в трубку й у теплообмінник $\zeta_{ex} = 0,5$, на виході з трубки і з теплообмінника $\zeta_{вих} = 1$. Еквівалентна шорсткість поверхні трубки $\Delta_E = 0,006$ мм.

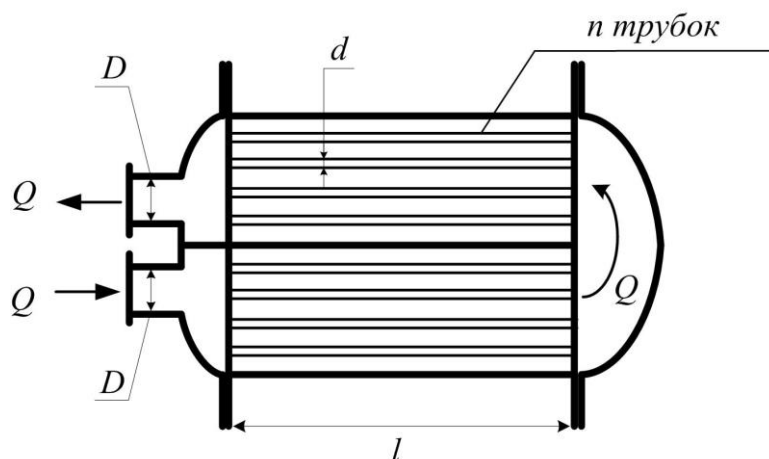


Рисунок 6.3

Потрібно визначити втрату напору по довжині й у місцевих опорах при русі води по латунних трубках, а також місцеву втрату напору при вході води в теплообмінник і виході з нього.

Вихідні дані за варіантом подані в таблиці 6.4.

Таблиця 6.4

Вихідні дані	Остання цифра шифру									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
n	100	120	140	160	180	200	220	240	260	280
$l, м$	2	4	6	1,5	3	4,5	6	5	1	4
$d, мм$	12	20	25	14	16	18	22	12	14	16
$D, мм$	100	250	300	150	200	250	350	150	200	300
$Q, м^3/с$	0,022	0,075	0,137	0,049	0,072	0,100	0,170	0,054	0,080	0,110
$\nu, см^2/с$	0,0178	0,015	0,014	0,013	0,012	0,011	0,010	0,009	0,008	0,070

Задача 5. У кожній цистерні (рисунок 6.4) для промивання встановлюється прилад 5, що складається з трьох конічно-збіжних насадків із діаметром вихідного отвору d_1 . Усі насадки працюють під надлишковим тиском p . Вода, яка підігріта у нагрівачі 2, 3, 4 до температури T , подається до них насосом 1 по трубі діаметром d , довжиною l (розмір вказано до точки розгалуження труби). Еквівалентна шорсткість поверхні труби $\Delta_E = 0,75$ мм.

Потрібно визначити:

1 Витрату води Q_1 конічно-збіжного насадка, прийнявши коефіцієнт витрати $\mu = 0,97$.

2 Подачу насоса Q при одночасній роботі всіх насадків.

3 Напір насоса H .

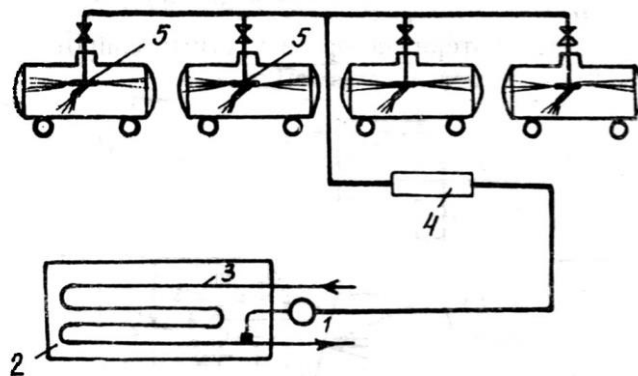


Рисунок 6.4

Примітка – при визначенні напору насоса втрати напору від точки розгалуження до насадків не враховувати у зв'язку з великими діаметрами труб.

Вихідні дані за варіантом подані в таблиці 6.5.

Таблиця 6.5

Вихідні дані	Остання цифра шифру									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$d_1, \text{мм}$	6	7	8	9	10	6	7	8	9	10
$p, \text{МПа}$	0,7	0,8	0,9	1	1,1	1,2	0,7	0,8	0,9	1
$T, ^\circ\text{C}$	60	55	50	60	55	50	60	55	50	60
$d, \text{мм}$	150	150	200	200	250	150	200	250	300	350
$l, \text{м}$	1000	500	300	800	900	400	2000	600	1500	700

Задача 6. Відцентровий насос, характеристики якого при $n_1=2900$ об/хв зображено на рисунку 6.5, працює на трубопроводі, що має довжину l , діаметр d , еквівалентну шорсткість $\Delta_E = 0,1$ мм, і забезпечує підйом води з температурою T на геометричну висоту H_T .

Потрібно:

1 Обчислити значення потрібних напорів H при подачах насоса Q , що дорівнюють 5, 10, 15, 20, 25 л/с, і побудувати в координатах характеристики насоса $H = f(Q)$ характеристику трубопроводу.

2 Визначити робочу точку насоса A_1 і відповідні їй значення подачі насоса Q_{A_1} , напору H_{A_1} , потужності N_{A_1} , ККД η_{A_1} і допустимої вакуумметричної висоти всмоктування $H_{\text{вак}}^{\text{дон}}$.

3 Знайти частоту обертання вала насоса n_2 , при якій подача води насосом зменшиться у m разів по відношенню до подачі, що відбувається при $n_1 = 2900$ об/хв. Вихідні дані за варіантом подані в таблиці 6.6.

Таблиця 6.6

Вихідні дані	Остання цифра шифру									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$H_T, м$	35	15	5	25	30	35	42	30	40	25
$l, м$	260	510	7	82	75	310	15	32	75	800
$d, мм$	100	100	50	75	100	150	50	75	100	150
$T, °C$	10	20	30	40	50	60	70	10	20	30
m	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,25	1,35

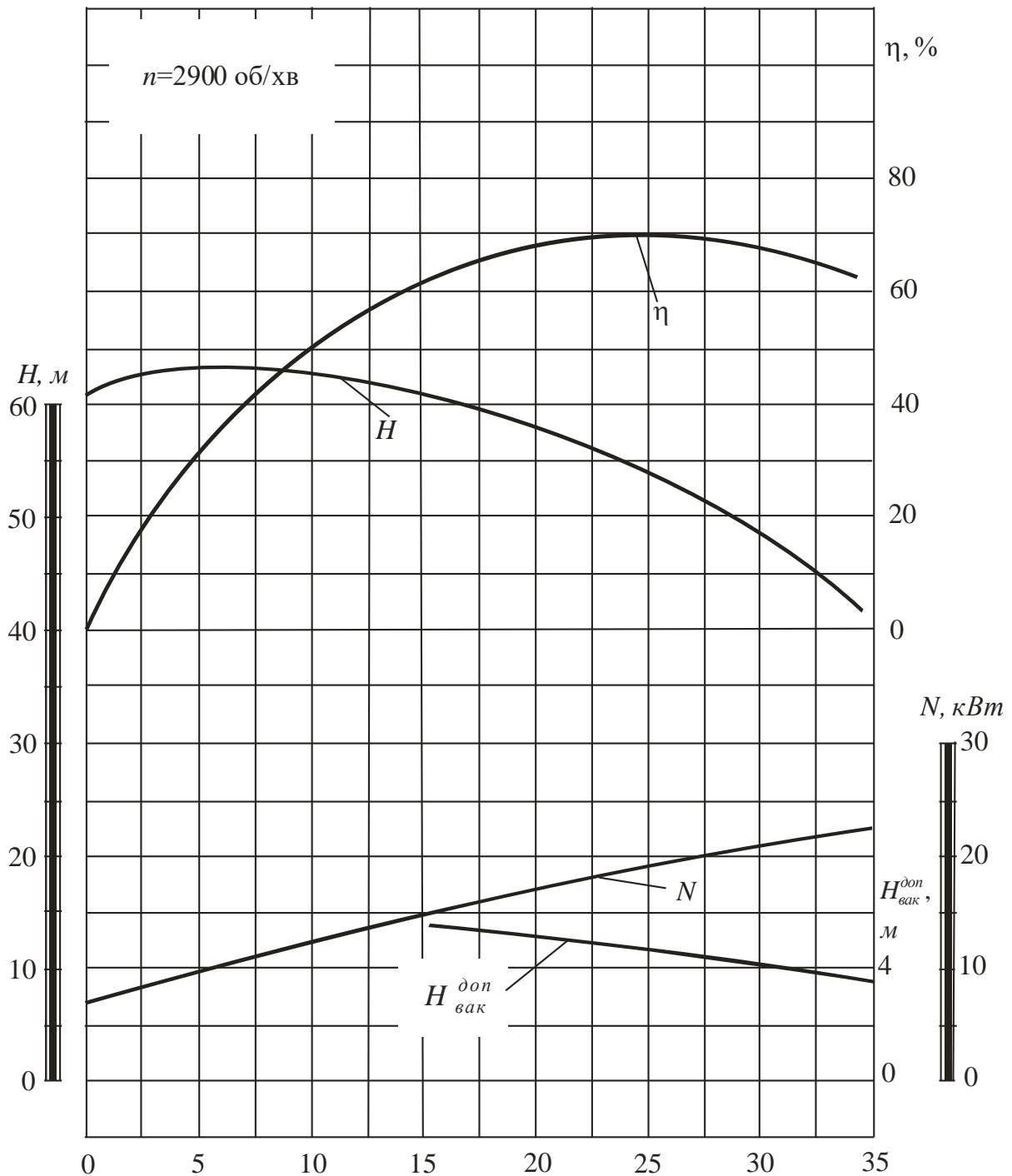


Рисунок 6.5

7 Приклади розв'язання задач

Задача 1. У вертикальному циліндричному резервуарі, що має діаметр $D=2$ м, зберігається нафта, вага її $G=500$ кН, густина $\rho=850$ кг/м³, коефіцієнт температурного розширення $\beta_T=0,00072$ 1/°С. Розширення стінок резервуара не враховується.

Потрібно визначити:

1 Об'єм нафти в резервуарі при температурі $0\text{ }^{\circ}\text{C}$.

2 Зміну рівня нафти в резервуарі, якщо температура підвищиться до $T=10\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Розв'язання: Об'єм нафти в резервуарі при температурі $0\text{ }^{\circ}\text{C}$:

$$W_0 = \frac{G}{\rho g} = \frac{500 \times 10^3}{850 \times 9,81} = 60\text{ м}^3,$$

де g – прискорення повільного падіння, $g=9,81\text{ м/с}^2$.

При підвищенні температури об'єм нафти збільшиться на

$$\Delta W = \beta_T W_0 \Delta T,$$

де ΔT – збільшення температури, $\Delta T = T$.

Тоді підвищення рівня нафти в циліндричному резервуарі складатиме:

$$\Delta h = \frac{4\Delta W}{\rho D^2} = \frac{4\beta_T W_0 \Delta T}{\rho D^2} = \frac{4 \times 0,00072 \times 60 \times 10}{3,14 \times 2^2} = 0,14\text{ м}.$$

Задача 2. Вертикально розташований резервуар круглого перерізу діаметром $D=1\text{ м}$ угорі закритий кришкою у вигляді півсфери. Циліндрична частина має висоту $H=2\text{ м}$. Резервуар заповнений рідиною, густина якої $\rho=800\text{ кг/м}^3$. Манометр, що приєднаний на висоті $h=0\text{ м}$ від дна резервуара, показує надлишковий тиск $p=0,05\text{ МПа}$.

Потрібно визначити:

1 Вертикальне зусилля P_z , що відкриває напівсферичну кришку.

2 Горизонтальне зусилля P_x , що розриває циліндричну частину резервуара по твірних.

3 Силу гідростатичного тиску P , що діє на дно резервуара.

Розв'язання: Визначимо розташування п'єзометричної площини (площини з надлишковим тиском, що дорівнює нулю). Відстань цієї площини від площини з відомим тиском p

$$h_p = \frac{p}{\rho g} = \frac{0,05 \cdot 10^6}{800 \cdot 9,81} = 6,37\text{ м}.$$

Вертикальне зусилля P_z , що відкриває півсферичну кришку,

$$P_z = \rho g W_{TT},$$

де W_{TT} – об'єм тіла тиску (див. рисунок 7.1).

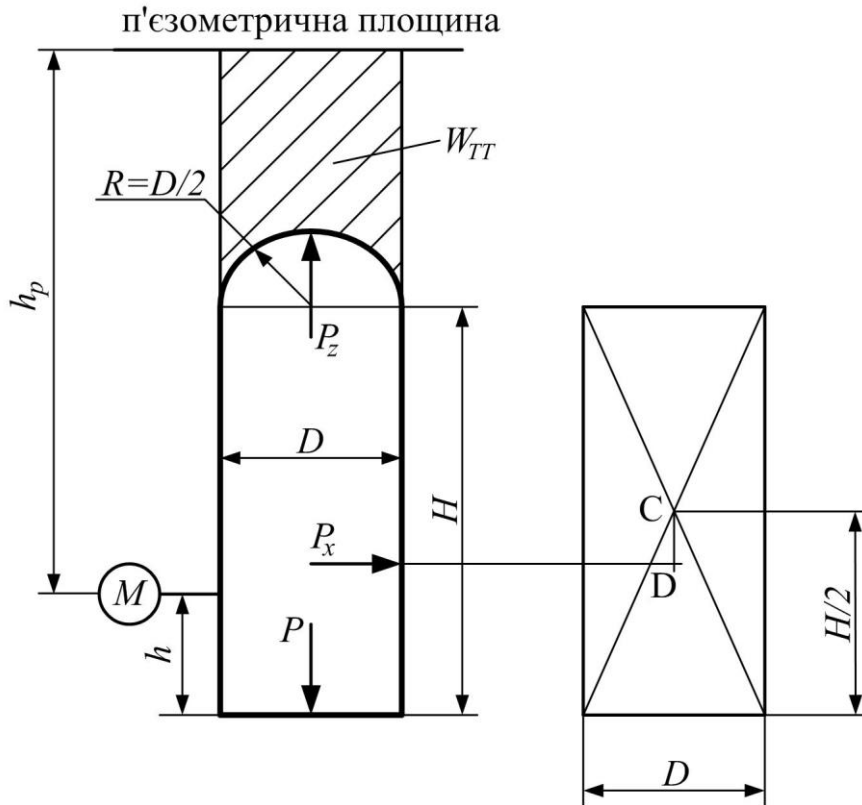


Рисунок 7.1

Об'єм тіла тиску

$$W_{TT} = \frac{\pi D^2}{4} (h_p + h - H) - \frac{\pi D^3}{12} = \frac{3,14 \cdot 1^2}{4} (6,37 + 0 - 2) - \frac{3,14 \cdot 1^3}{12} = 2,65 \text{ м}^3.$$

Тоді

$$P_z = 800 \cdot 9,81 \cdot 2,65 = 20,8 \text{ кН}.$$

Горизонтальне зусилля P_x , що розриває циліндричну частину резервуара по твірних,

$$P_x = p_c D H,$$

де p_c – тиск у центрі ваги (точка С на рисунку 7.1) площі проєкції циліндричної частини резервуара на вертикальну площину,

$$p_c = \rho g \left(h_p + h - \frac{H}{2} \right).$$

Тоді

$$P_x = \rho g \left(h_p + h - \frac{H}{2} \right) DH = 800 \cdot 9,81 \cdot \left(6,37 + 0 - \frac{2}{2} \right) \cdot 1 \cdot 2 = 84,3 \text{ кН}.$$

Зусилля, що діє на дно резервуара,

$$P = p_1 \frac{\pi D^2}{4},$$

де p_1 – тиск на дні резервуара,

$$p_1 = p + \rho gh.$$

Тоді

$$P = (p + \rho gh) \frac{\pi D^2}{4} = (0,05 \cdot 10^6 + 800 \cdot 9,81 \cdot 0) \frac{3,14 \cdot 1^2}{4} = 39,3 \text{ кН}.$$

Задача 3. Мастилорозбірна колонка з'єднується з витискним резервуаром трубопроводом, що має довжину $l=110$ м і діаметр $d=25$ мм; різниця позначок виливного отвору колонки й рівня мастила в баці h постійна і дорівнює $0,2$ м. Температура мастила $T=15$ °С. На трубопроводі є чотири повороти під кутом 90° і вентиль із прямоструминним рухом рідини. Густина мастила $\rho = 900$ кг/м³. Еквівалентна шорсткість поверхні труби $\Delta_E = 0,07$ мм.

Потрібно визначити надлишковий тиск p_0 , який слід створити на поверхні витискного резервуара (рисунок 7.2), щоб забезпечити наповнення маслянки, що має об'єм $W=5$ л, із мастилорозбірної колонки за 30 с.

Розв'язання: Складемо рівняння Бернуллі для перерізів потоку 1-1 та 2-2 (див. рисунок 7.2):

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{V_2^2}{2g} + \zeta_{\text{вх}} \frac{V_2^2}{2g} + 4\zeta_{\text{п}} \frac{V_2^2}{2g} + \zeta_{\text{в}} \frac{V_2^2}{2g} + \lambda \frac{l}{d} \frac{V_2^2}{2g},$$

де для обраних перерізів: $z_1 - z_2 = h$; $p_1 = p_0$; $p_2 = 0$.

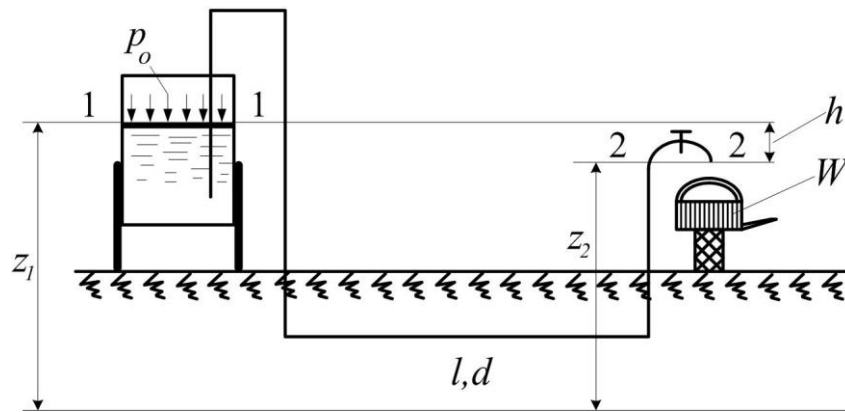


Рисунок 7.2

Крім того, із рівняння витрати:

$$Q = V_1 S_1 = V_2 S_2,$$

де $S_2 = \frac{\pi d^2}{4}$, $S_1 \gg S_2$,

впливає:

$$V_2 = \frac{4Q}{\pi d^2}, \quad V_1 = V_2 \frac{S_2}{S_1} \approx 0.$$

Тоді з рівняння Бернуллі

$$p_0 = \frac{8Q^2 \rho}{\pi^2 d^4} \left(\alpha_2 + \zeta_{BX} + 4\zeta_{II} + \zeta_B + \lambda \frac{l}{d} \right) - \rho gh.$$

Потрібна витрата мастила

$$Q = \frac{W}{t} = \frac{5 \cdot 10^{-3}}{30} = 1,67 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с},$$

де t – час наповнення маслянки, $t = 30$ с.

Число Рейнольдса для потоку мастила в трубопроводі

$$Re = \frac{4Q}{\rho \nu d} = \frac{4 \times 1,67 \times 10^{-4}}{3,14 \times 0,025 \times 0,56 \times 10^{-4}} = 152,$$

де ν – кінематична в'язкість мастила, при температурі $T = 15$ °C; кінематична в'язкість мастила $\nu = 0,56 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$.

Знайдене число Рейнольдса вказує на ламінарний режим течії ($Re < Re_{KP} = 2320$, де Re_{KP} – критичне число Рейнольдса).

При ламінарному режимі: коефіцієнт Коріоліса, що враховує нерівномірність розподілу швидкості по перерізу потоку $\alpha_2 = 2$; коефіцієнт втрат по довжині потоку на тертя

$$\lambda = \frac{64}{Re} = \frac{64}{152} = 0,421.$$

Коефіцієнти місцевих опорів за довідником: на вході в трубу – $\zeta_{\text{вх}} = 0,5$; поворот під кутом 90° – $\zeta_{\text{п}} = 0,25$; вентиль із прямоструминним рухом рідини – $\zeta_{\text{в}} = 0,75$.

Підставляючи числові значення, одержимо:

$$p_0 = \frac{8 \cdot (1,67 \cdot 10^{-4})^2 \cdot 900}{3,14^2 \cdot 0,025^4} \left(2 + 0,5 + 4 \cdot 0,25 + 0,75 + 0,421 \frac{110}{0,025} \right) - 900 \cdot 9,81 \cdot 0,2 = 94,9 \text{ кПа}.$$

Задача 4. У теплообміннику (рисунок 6.3) охолодна вода проходить по двох послідовно з'єднаних секціях (ходах), кожна з яких складається з $n=240$ паралельно з'єднаних латунних трубок довжиною $l=5$ м і діаметром $d=12$ мм. Діаметри вхідного й вихідного патрубків теплообмінника $D=150$ мм; витрата води, що проходить через теплообмінник, $Q=0,054$ м³/с; кінематична в'язкість $\nu = 0,009$ см²/с; коефіцієнти місцевих опорів: на вході в трубку й у теплообмінник $\zeta_{\text{вх}} = 0,5$, на виході з трубки і з теплообмінника $\zeta_{\text{вих}} = 1$. Еквівалентна шорсткість поверхні трубки $\Delta_E = 0,006$ мм.

Потрібно визначити втрату напору по довжині й у місцевих опорах при русі води по латунних трубках, а також місцеву втрату напору при вході води в теплообмінник і виході з нього.

Розв'язання: Витрата води в окремій трубці

$$Q_l = \frac{Q}{n} = \frac{0,054}{240} = 2,25 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Число Рейнольдса для потоку води в трубці

$$Re = \frac{4Q_l}{\pi d \nu} = \frac{4 \cdot 2,25 \cdot 10^{-4}}{3,14 \cdot 0,012 \cdot 0,009 \cdot 10^{-4}} = 26500.$$

Знайдене число Рейнольдса вказує на турбулентний режим течії ($Re > Re_{кр} = 2320$, де $Re_{кр}$ – критичне число Рейнольдса).

При турбулентному режимі коефіцієнт втрат по довжині потоку на тертя за формулою Альтшуля:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{68}{Re} + \frac{A_E}{d} \right)^{0,25} = 0,11 \left(\frac{68}{26500} + \frac{0,006 \cdot 10^{-3}}{12 \cdot 10^{-3}} \right)^{0,25} = 0,0259.$$

Втрата напору по довжині й у місцевих опорах при русі води по латунних трубках

$$h = \frac{8Q^2}{\pi^2 g d^4} \left(\zeta_{вх} + \zeta_{вих} + \lambda \frac{l}{d} \right).$$

Чисельне значення

$$h = \frac{8 \cdot (2,25 \cdot 10^{-4})^2}{3,14^2 \cdot 9,81 \cdot 0,012^4} \left(0,5 + 1 + 0,0259 \frac{5}{0,012} \right) = 2,48 \text{ м.}$$

Місцеву втрату напору при вході води в теплообмінник і виході з нього визначимо як суму втрат напору: втрат напору при вході води в теплообмінник, втрат напору при виході з теплообмінника, втрат напору на двох послідовно з'єднаних секціях, кожна з яких є паралельним з'єднанням латунних трубок.

При паралельному з'єднанні трубок у секції втрата напору на з'єднанні (секції) дорівнює втраті напору на окремій трубці. При послідовному з'єднанні двох однакових секцій втрата напору на такому з'єднанні дорівнює сумі втрат напору на кожній секції, тобто подвоюється. Виходячи з цього місцева втрата напору при вході води в теплообмінник і виході з нього

$$\Sigma h = \frac{8Q^2}{\pi^2 g D^4} (\zeta_{вх} + \zeta_{вих}) + 2h = \frac{8 \cdot 0,054^2}{3,14^2 \cdot 9,81 \cdot 0,15^4} (0,5 + 1) + 2 \cdot 2,48 = 5,67 \text{ м.}$$

Задача 5. У кожній цистерні (рисунок 6.4) для промивання встановлюється прилад 5, що складається з трьох конічно-збіжних насадків із діаметром вихідного отвору $d_1 = 8$ мм. Усі

насадки працюють під надлишковим тиском $p=0,8$ МПа. Вода, підігріта у нагрівачі 2, 3, 4 до температури $T=55$ °С, подається до них насосом 1 по трубі діаметром $d=250$ мм, довжиною $l=600$ м (розмір вказано до точки розгалуження труби). Еквівалентна шорсткість поверхні труби $\Delta_E=0,75$ мм.

Потрібно визначити:

1 Витрату води Q_1 конічно-збіжного насадка, прийнявши коефіцієнт витрати $\mu=0,97$.

2 Подачу насоса Q при одночасній роботі всіх насадків.

3 Напір насоса H .

Примітка - при визначенні напору насоса втрати напору від точки розгалуження до насадків не враховувати у зв'язку з великими діаметрами труб.

Розв'язання: При температурі $T=55$ °С: густина води $\rho=985$ кг/м³; кінематична в'язкість $\nu=5,3 \cdot 10^{-7}$ м²/с.

Витрата води конічно-збіжного насадка

$$Q_1 = \mu \frac{\pi d_1^2}{4} \sqrt{\frac{2p}{\rho}} = 0,97 \frac{3,14 \cdot 0,008^2}{4} \sqrt{\frac{2 \cdot 0,8 \cdot 10^6}{985}} = 1,97 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Подача насоса при одночасній роботі всіх дванадцяти насадків

$$Q = 12 \cdot Q_1 = 12 \cdot 1,97 \cdot 10^{-3} = 0,0236 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Число Рейнольдса для потоку води в трубі

$$Re = \frac{4Q}{\pi d \nu} = \frac{4 \cdot 0,0236}{3,14 \cdot 0,25 \cdot 5,3 \cdot 10^{-7}} = 227000.$$

Знайдене число Рейнольдса вказує на турбулентний режим течії ($Re > Re_{кр} = 2320$, де $Re_{кр}$ – критичне число Рейнольдса).

При турбулентному режимі коефіцієнт втрат по довжині потоку на тертя за формулою Альтшуля:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{68}{Re} + \frac{\Delta_E}{d} \right)^{0,25} = 0,11 \left(\frac{68}{227000} + \frac{0,75 \cdot 10^{-3}}{250 \cdot 10^{-3}} \right)^{0,25} = 0,0264.$$

Напір насоса

$$H = \frac{p}{\rho g} + \lambda \frac{8Q^2 l}{\pi^2 g d^5} = \frac{0,8 \cdot 10^6}{985 \cdot 9,81} + 0,0264 \frac{8 \cdot 0,0236^2 \cdot 600}{3,14^2 \cdot 9,81 \cdot 0,25^5} = 83,5 \text{ м.}$$

Задача 6. Відцентровий насос, характеристики якого при $n_1=2900$ об/хв зображено на рисунку 7.3, працює на трубопровід, що має довжину $l=260$ м, діаметр $d=100$ мм, еквівалентну шорсткість $\Delta_E = 0,1$ мм, і забезпечує підйом води з температурою $T=10$ °C на геометричну висоту $H_r = 35$ м.

Потрібно:

1 Обчислити значення потрібних напорів H при подачах насоса Q , що дорівнюють 5, 10, 15, 20, 25 л/с, і побудувати в координатах характеристики насоса $H = f(Q)$ характеристику трубопроводу.

2 Визначити робочу точку насоса A_1 і відповідні їй значення подачі насоса Q_{A_1} напору H_{A_1} , потужності N_{A_1} , ККД η_{A_1} і допустимої вакуумметричної висоти всмоктування $H_{\text{вак}}^{\text{дон}}$.

3 Знайти частоту обертання вала насоса n_2 , при якій подача води насосом зменшиться у $m=1,1$ разу по відношенню до подачі, що відбувається при $n_1 = 2900$ об/хв.

Розв'язання: Потрібний напір

$$H = H_r + \lambda \frac{8Q^2 l}{\pi^2 g d^5}, \quad (7.1)$$

де коефіцієнт втрат по довжині потоку на тертя

$$\lambda = \begin{cases} \frac{64}{\text{Re}}, \text{Re} < \text{Re}_{\text{кр}} = 2320 \\ 0,11 \left(\frac{68}{\text{Re}} + \frac{\Delta_E}{d} \right)^{0,25}, \text{Re} > \text{Re}_{\text{кр}} \end{cases}; \quad (7.2)$$

g – прискорення повільного падіння, $g=9,81$ м/с²; Re – число Рейнольдса; $\text{Re}_{\text{кр}}$ – критичне число Рейнольдса.

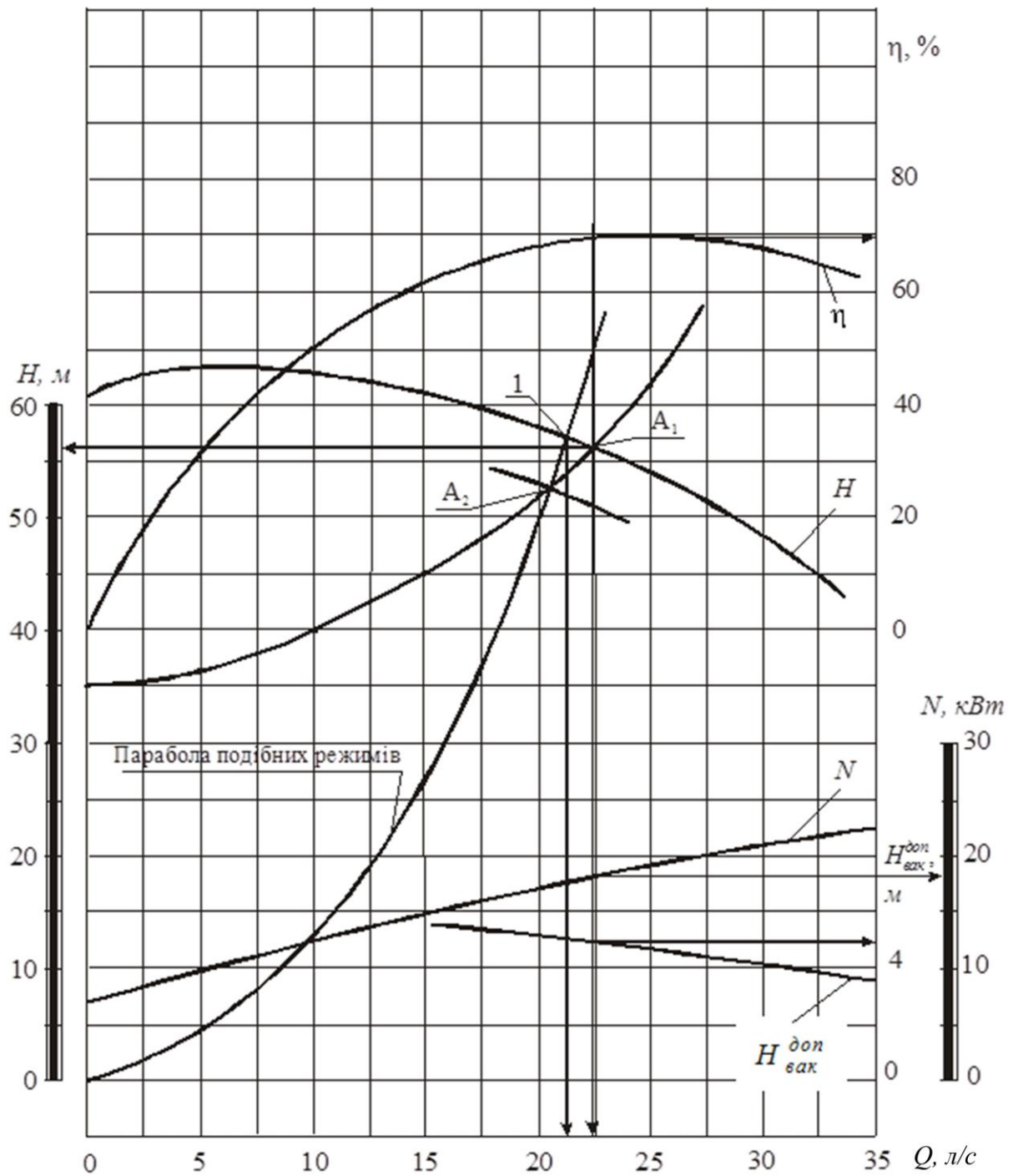


Рисунок 7.3

Число Рейнольдса для потоку води в трубопроводі

$$Re = \frac{4Q}{\pi d\nu}, \quad (7.3)$$

де ν – кінематична в'язкість води.

При температурі $T=10\text{ }^{\circ}\text{C}$ кінематична в'язкість води $\nu = 1,31 \cdot 10^{-6}\text{ м}^2/\text{с}$.

Розрахунки за формулами (7.1)–(7.3) зведено до таблиці 7.1.

Таблиця 7.1

$Q, \text{ л/с}$	Re	λ	$H, \text{ м}$
0	-	-	35
5	48600	0,0243	36,3
10	97200	0,0223	39,8
15	146000	0,0215	45,4
20	194000	0,0211	53,1
25	243000	0,0208	62,9
30	292000	0,0206	74,9

За даними таблиці 7.1 побудовано в координатах насоса $H = f(Q)$ характеристику трубопроводу (див. рисунок 7.3). Точка A_1 перетину кривих (характеристики насоса та характеристики трубопроводу) є робочою точкою. Цій робочій точці відповідають (знайдено за графіком):

- подача насоса $Q_{A_1} = 22,3\text{ л/с}$;
- напір $H_{A_1} = 57\text{ м}$;
- потужність $N_{A_1} = 18\text{ кВт}$;
- ККД $\eta_{A_1} = 69\text{ \%}$;
- допустима вакуумметрична висота всмоктування $H_{\text{вак}}^{\text{дон}} = 4,9\text{ м}$.

Для визначення частоти обертання вала насоса n_2 , при якій подача води насосом зменшиться у $m=1,1$ разу по відношенню до подачі, що відбувається при $n_1 = 2900$ об/хв, скористаємося критеріальними співвідношеннями для подібних режимів роботи насоса:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}; \quad \frac{H_1}{H_2} = \frac{n_1^2}{n_2^2}.$$

Подачі насоса та напори, які задовольняють ці рівняння, є координатами точок, що лежать на параболі подібних режимів роботи насоса:

$$H = aQ^2, \quad (7.4)$$

де a – коефіцієнт (параметр рівняння) параболі.

Зокрема можна побудувати параболу, що проходить через робочу точку A_2 , яка належить характеристиці трубопроводу і відповідає частоті обертання вала насоса n_2 .

Точка A_2 має координати:

$$Q_{A_2} = \frac{Q_{A_1}}{m} = \frac{22,3}{1,1} = 20,3 \text{ л/с};$$

$$H_{A_2} = H_{\Gamma} + \lambda \frac{8Q_{A_2}^2 l}{\pi^2 g d^5} = 35 + 0,0211 \frac{8 \cdot (20,3 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 260}{3,14^2 \cdot 9,81 \cdot 0,1^5} = 53,7 \text{ м},$$

$$\text{при } Re = \frac{4 \cdot 20,3 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,1 \cdot 1,31 \cdot 10^{-6}} = 197000;$$

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{68}{197000} + \frac{0,1 \cdot 10^{-3}}{100 \cdot 10^{-3}} \right)^{0,25} = 0,0211.$$

Тоді коефіцієнт параболі подібних режимів роботи насоса, яка проходить через робочу точку A_2 ,

$$a = \frac{H_{A_2}}{Q_{A_2}^2} = \frac{53,7}{20,3^2} = 0,13 \text{ м/(л/с)}^2.$$

При відомім коефіцієнті a за рівнянням (7.4) будемо параболу подібних режимів (див. рисунок 7.3).

Точка 1 перетину параболі з характеристикою насоса при частоті обертання вала n_1 визначає подачу насоса $Q_1 = 21$ л/с (визначено за графіком).

Тоді при $Q_2 = Q_{A_2}$ із критеріального рівняння для подач подібних режимів насоса впливає:

$$n_2 = n_1 \frac{Q_{A_2}}{Q_1} = 2900 \frac{20,3}{21} = 2800 \text{ об/хв.}$$

Список літератури

Основна

- 1 Ковальов М. О., Єгорова І. М. Гідравліка і гідропривід: конспект лекцій. Харків: УкрДУЗТ, 2017. 74 с.
- 2 Єгорова І. М. Гідравліка: конспект лекцій. Харків: УкрДАЗТ, 2012. 46 с.
- 3 Борщов В. А. Гідравліка та гідравлічні машини. Програма дисципліни та індивідуальні завдання. Харків, 2009. 30 с.
- 4 Єгорова І. М., Павлюченков М. В. Методичні вказівки до виконання лабораторних робіт з дисципліни «Гідравліка». Харків, 2016. 102 с.

Допоміжна

- 5 Башта Т. М. Машиностроительная гидравлика: справочное пособие. Москва: Машиностроение, 1971. 672 с.
- 6 Башта Т. М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. Москва: Машиностроение, 1974. 606 с.
- 7 Абрамов Е. И., Колисниченко К. А., Маслов В. Т. Элементы гидропривода. Киев: Техника, 1977. 320 с.
- 8 Богданович Л. Б. Гидравлические приводы. Киев: Вища школа, 1980. 232 с.
- 9 Брацлавский Х. Л. Гидродинамические передачи строительных и дорожных машин. Москва: Машиностроение, 1976. 149 с.
- 10 Смыслов В. В. Гідравліка і аеродинаміка. Київ: Вища школа, 1971. 348 с.
- 11 Башта Т. М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. Москва: Машиностроение, 1982. 423 с.

Додаток А

Кінематична в'язкість води

$T, ^\circ\text{C}$	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
$\nu, \text{cm}^2/\text{c}$	0,0178	0,0131	0,0101	0,0090	0,0066	0,0058	0,0048	0,0040	0,0036	0,0030

Кінематична в'язкість осьових мастил

$T, ^\circ\text{C}$	0	10	15	20	25	30	35	40	45	50
$\nu, \text{cm}^2/\text{c}$	1,48	0,74	0,56	0,43	0,33	0,26	0,21	0,18	0,14	0,11

Густина води

$T, ^\circ\text{C}$	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60
$\rho, \text{kg}/\text{m}^3$	1000	999,6	998,9	998,2	996,9	995,6	993,9	992,2	990	988	985	983

Коефіцієнти місцевих опорів

Вхід у трубу з резервуара під прямим кутом	0,5
Вихід з труби у резервуар під прямим кутом	1
Поворот труби під кутом 90° (плавний)	0,1–0,4
Вентиль із прямоструминним рухом рідини	0,5–1

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
до виконання розрахунково-графічних робіт з дисципліни
«Гідравліка та гідропривід»

Відповідальний за випуск Павлюченков М. В.

Редактор Буранова Н. В.

Підписано до друку 03.03.20 р.

Формат паперу 60x84 1/16. Папір писальний.

Умовн.-друк. арк. 2,5. Тираж 50. Замовлення №

Видавець та виготовлювач Український державний університет
залізничного транспорту,
61050, Харків-50, майдан Фейєрбаха, 7.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 6100 від 21.03.2018 р.