Міністерство освіти і науки України

ДЕРЖАВНИЙ БІОТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет мехатроніки та інжинірингу

Кафедра обладнання та інжинірингу переробних і харчових виробництв

МЕХАНІКА РІДИН ТА ГАЗІВ В ГАЛУЗІ

Частина 3.
ГІДРАВЛІЧНІ МАШИНИ ТА ПРИСТРОЇ

Методичні вказівки
до практичних та лабораторних робіт

для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти
денної та заочної форм навчання
за спеціальностями 131 «Прикладна механіка»,
133 «Галузеве машинобудування»

Харків
2024

Міністерство освіти і науки України

ДЕРЖАВНИЙ БІОТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет мехатроніки та інжинірингу

Кафедра обладнання та інжинірингу переробних і харчових виробництв

МЕХАНІКА РІДИН ТА ГАЗІВ В ГАЛУЗІ

Частина 3.
ГІДРАВЛІЧНІ МАШИНИ ТА ПРИСТРОЇ

Методичні вказівки
до практичних та лабораторних робіт

для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти
денної та заочної форм навчання
за спеціальностями 131 «Прикладна механіка»,
133 «Галузеве машинобудування»

Затверджено
рішенням Науково-методичної комісії
факультету мехатроніки та інжинірингу
Протокол № 3 від 30 грудня 2024 р.

Харків
2024

УДК 532(072)
М-53

Схвалено
на засіданні кафедри обладнання та інжинірингу
переробних і харчових виробництв
Протокол № 2 від 26 вересня 2024 р.

Рецензенти:

В.М. Михайлов, проректор з наукової роботи, професор кафедри обладнання та інжинірингу переробних і харчових виробництв Державного біотехнологічного університету, д-р техн. наук, професор;

В.О. Потапов, професор кафедри інтегрованих електротехнологій та енергетичного машинобудування Державного біотехнологічного університету, д-р техн. наук, професор

М-53 Механіка рідин та газів в галузі. У 3 ч. Ч. 3. Гідравлічні машини та пристрої [Електронне видання] : методичні вказівки до практичних та лабораторних робіт для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти денної та заочної форм навчання за спеціальностями 131 «Прикладна механіка», 133 «Галузеве машинобудування» / уклад.: А.О. Шевченко, С.В. Прасол. – Електрон. дані. – Харків: ДБТУ, 2024. – 1 електрон. опт. диск (CD-ROM); 12 см. – Назва з тит. екрана.

Зміст методичних вказівок до практичних та лабораторних робіт «Механіка рідин та газів в галузі» узгоджений з робочими програмами відповідних навчальних дисциплін за спеціальностями 131 «Прикладна механіка» та 133 «Галузеве машинобудування». Методичні вказівки призначені для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти та розраховані для використання в навчальному процесі ДБТУ, а також в інших ЗВО за умови адаптації під конкретний навчальний план. Матеріал може бути корисним для дипломної роботи студентів та широкого кола фахівців, які займаються проектуванням високотехнологічних гідравлічних процесів та апаратів у галузі переробних і харчових виробництв.

Частина 3 «Гідравлічні машини та пристрої» містить 2 роботи «Теоретичні передумови для розрахунку та визначення показань приладів насосної установки» та «Вибір відцентрового насоса. Розрахунок насосної установки»; 3 додатки: «Значення шорсткості труб», «Фізичні властивості води на лінії насичення», «Технічна характеристика насосів типу «Д» та список рекомендованої літератури.

УДК 532(072)

Відповідальний за випуск: *О.В. Богомолов*, завідувач кафедри обладнання та інжинірингу переробних і харчових виробництв, д-р техн. наук, професор

© Шевченко А.О., Прасол С.В., 2024
© ДБТУ, 2024

ЗМІСТ

1. Теоретичні передумови для розрахунку та визначення показань приладів насосної установки 4
1.1. Теоретичні передумови розрахунку насосної установки 4
1.2. Гідравлічний розрахунок технологічних трубопроводів 5
1.3. Визначення показань приладів насосної установки 8
1.4. Зміст звіту 12
1.5. Контрольні запитання 12
2. Вибір відцентрового насоса. Розрахунок насосної установки 12
2.1. Вибір відцентрового насоса 12
2.2. Методика розрахунку насосної установки 15
2.3. Завдання для самостійного розрахунку 26
2.4. Зміст звіту 27
2.5. Контрольні запитання 27
Додаток 1. Значення шорсткості труб 27
Додаток 2. Фізичні властивості води на лінії насичення 28
Додаток 3. Технічна характеристика насосів типу «Д» 29
Список використаних джерел / Рекомендована література 30

1. ТЕОРЕТИЧНІ ПЕРЕДУМОВИ ДЛЯ РОЗРАХУНКУ ТА ВИЗНАЧЕННЯ ПОКАЗАНЬ ПРИЛАДІВ НАСОСНОЇ УСТАНОВКИ

Мета роботи:

1. Вивчити теоретичні передумови для розрахунку насосної установки.
2. Вивчити основи гідравлічного розрахунку технологічних трубопроводів.
3. Навчитись визначати показання приладів насосної установки.

1.1. Теоретичні передумови розрахунку насосної установки

Для забезпечення технологічних процесів у механіці рідин та газів потрібно підтримувати нормальний його режим, використовуючи для цього різні перекачувальні та нагнітальні пристрої. Такими пристроями, зокрема, є гідравлічні машини (насоси), які, працюючи на технологічному трубопроводі, забезпечують необхідну подачу (продуктивність) Q, створюючи при цьому потрібний напір H. Для визначення цього напору використовують рівняння Бернуллі та закон нерозривності потоку.

Для розрахунку насосних установок керуються наступними передумовами:

1. Рівняння Бернуллі та рівняння нерозривності потоку застосовуються для усталеного руху рідини.
2. Рівняння Бернуллі складається для двох живих перерізів, нормальних до напрямку швидкості, де рух усталений чи плавно змінюється (лінії течії паралельні між собою).
3. Нумерувати перерізи слід такими чином, щоб рідина рухалась від перерізу I–I до перерізу II–II, в іншому випадку знак перед втратами h_w набуває від'ємного значення.
4. Перший розрахунковий переріз обирається там, де відомі значення параметрів, що входять у рівняння Бернуллі, другий, – де ці параметри (p, z, v) треба визначити.
5. Порівняльна площина повинна бути горизонтальною, висота центра тяжіння живого перерізу z – вище від порівняльної площини вважається додатною, а нижче – від'ємною.
6. Останній член правої частини рівняння Бернуллі враховує всі втрати напору між розрахунковими перерізами: як місцеві h_r, так і на тертя по довжині h_l.
7. Якщо рівняння Бернуллі містить ряд невідомих швидкостей, то до нього додатково дописується стільки рівнянь нерозривності потоку, скільки в наявності невідомих швидкостей. Після цього всі швидкості виражають через одну, яка і визначається за рівнянням Бернуллі

1.2. Гідравлічний розрахунок технологічних трубопроводів

Рівняння балансу енергії насосної установки зводиться до того, що сума всіх гідравлічних опорів, які виникають під час руху рідини у всмоктувальному і нагнітальному трубопроводах, дорівнює енергії, що витрачається на подолання цих опорів.

Розглянемо два випадки. Перший (рис. 1.1, а) – насос розміщений вище забірної посудини, другий (рис. 1.1, б) – насос розміщений нижче забірної посудини з підпором на всмоктуванні.

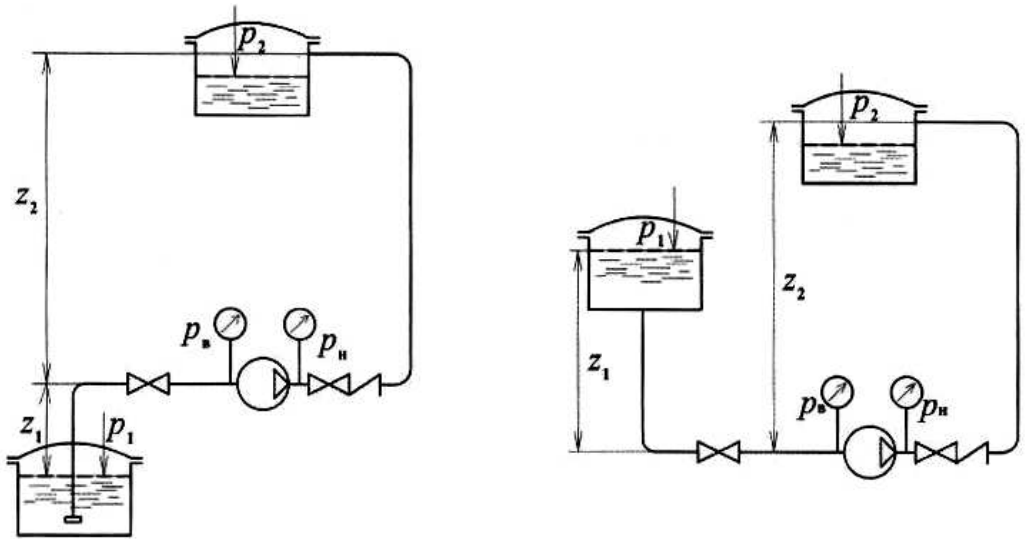


Рисунок 1.1 – Схеми насосних установок: а – насос розміщений вище забірної посудини; б – насос розміщений нижче забірної посудини

Складемо баланс енергії для цих двох випадків:

– для першого $$\frac{p_1}{\rho \cdot g} + H = z_1 + z_2 + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + h'_W + h''_W, \qquad (1.1)$$

– для другого $$\frac{p_1}{\rho \cdot g} + H = z_2 - z_1 + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + h'_W + h''_W, \qquad (1.2)$$

У рівняннях (1.1) та (1.2) ліва частина – це енергія, яку треба затратити, щоб задовольнити суму членів правої частини рівнянь. З цих рівнянь виходить:

– для першого випадку $$H = z_1 + z_2 + \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} + h'_W + h''_W, \qquad (1.3)$$

– для другого випадку $$H = z_2 - z_1 + \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} + h'_W + h''_W, \qquad (1.4)$$

де z_1 та z_2 – висота відповідно всмоктування і нагнітання, відповідно;

p_1 та p_2 – тиск, відповідно, у всмоктувальній і нагнітальній посудинах;
h'_W та h''_W – втрати напору у всмоктувальному і нагнітальному трубопроводах.

У рівняннях (1.3) та (1.4) сума перших чотирьох членів правої частини називається статичним напором $H_{ст}$, який становить:

– для першого випадку
$$H_{ст} = z_1 + z_2 + \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g}, \tag{1.5}$$

– для другого випадку
$$H_{ст} = z_2 - z_1 + \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g}. \tag{1.6}$$

З урахування рівнянь (1.5) та (1.6) формули (1.3) і (1.4) набувають узагальненого вигляду
$$H = H_{ст} + h'_W + h''_W \tag{1.7}$$

Рівняння (1.7) показує, що напір H, створюваний насосом, йде на подолання статичного напору $H_{ст}$ та гідравлічного опору в трубопроводах насосної установки. Для кожної установки статичний напір $H_{ст}$ є величиною сталою.

Загальні втрати напору в нагнітальному та всмоктувальному трубопроводах розраховуються окремо за рівнянням:
$$h_W = h_h + h_r = \frac{\upsilon^2}{2g}\left(\lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta\right), \tag{1.8}$$

де h_l та h_r – втрати напору, відповідно, по довжині трубопроводу і на місцевих опорах, м;
λ – коефіцієнт опору тертя по довжині;
l, d – відповідно довжина та внутрішній діаметр трубопроводу, м;
$\sum \zeta$ – сума коефіцієнтів місцевих опорів.

Згідно рівняння нерозривності потоку рідини за відомої подачі Q розраховуємо діаметр трубопроводу, м:
$$\upsilon = \frac{Q}{F} = \frac{4Q}{\pi \cdot d^2}, \tag{1.9}$$

звідки
$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi}} = \sqrt{\frac{Q}{0{,}785\upsilon}}. \tag{1.10}$$

Під час визначення діаметрів всмоктувального $d_{вс}$ і нагнітального $d_н$ трубопроводів задаємося значеннями швидкості руху рідини в них: у всмоктувальному – від 0,7 до 1,7, у нагнітальному – від 1,5 до 3,0 м/с.

За розрахунковими значеннями діаметрів $d_{вс}$ та $d_н$ згідно довідкових даних беремо найближчі значення діаметрів трубопроводів, які випускає промисловість: $d_{ст} = D - 2\delta$ (D – зовнішній діаметр труби; δ – товщина стінки).

За стандартними діаметрами труб уточнюємо швидкості рідини у всмоктувальному та нагнітальному трубопроводах:

$$\upsilon_{вс} = \frac{Q}{0{,}785 d_{вс}^2} \text{ та } \upsilon_{н} = \frac{Q}{0{,}785 d_{н}^2}. \quad (1.11)$$

Задаємося рядом значень величин подачі Q_i, які беремо з рівномірним кроком, починаючи від 0 до заданого значення Q_p плюс два кроки, розраховуємо втрати напору h'_w h''_w за формулою (1.8) і відповідні значення напору H_i – за формулою (1.7). За отриманими значеннями H_i та Q_i будуємо трубопровідну характеристику $H = f(Q)$ (рис. 1.2).

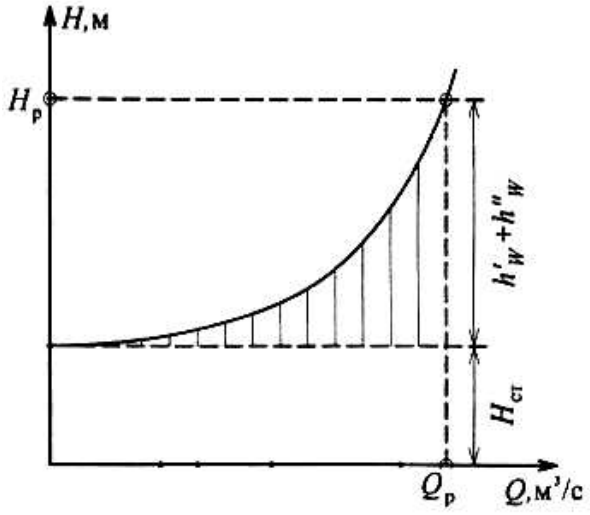


Рисунок 1.2 – Характеристика трубопроводу

Побудові характеристики трубопроводу передують наступні розрахунки. Для кожного значення Q_i та визначених діаметрів всмоктувального $d_{вс}$ і нагнітального $d_н$ трубопроводів визначаємо за рівнянням (1.11) середню швидкість руху рідини.

Для визначення втрат напору по довжині трубопроводу використовуємо формулу Дарсі-Вейсбаха:

$$h_l = \lambda \frac{l}{d} \frac{\upsilon^2}{2g}. \quad (1.12)$$

Коефіцієнт опору тертя λ є функцією числа Re = $\upsilon \cdot d/\nu$ та відносної шорсткості $\overline{\Delta} = \Delta / d$ (Δ – еквівалентна шорсткість, береться з довідкових матеріалів), за значеннями цих величин виконуються розрахунки за попередньо підібраними рівняннями. Так, для ламінарного режиму руху $\lambda = f(\mathrm{Re})$ та розраховується за формулою

$$\lambda = 64/\mathrm{Re}. \quad (1.13)$$

Щоб визначити коефіцієнт опору тертя під час турбулентного режиму руху, потрібно знати область гідравлічного опору. Для цього рекомендуються наступні емпіричні залежності:

– область гідравлічно гладких труб Re < $\mathrm{Re}_{гл}$, де $\mathrm{Re}_{гл} = 20d/\Delta$. У цьому разі труба вважається гідравлічно гладкою та розрахунки доцільно виконувати

за рівнянням Блазіуса:

$$\lambda = \frac{0{,}3164}{\mathrm{Re}^{0{,}25}} \text{ при } 2320 < \mathrm{Re} < 10^5; \qquad (1.14)$$

– доквадратична область гідравлічних опорів буде у разі, якщо розраховане число Рейнольдса $\mathrm{Re}_{гл} < \mathrm{Re} < \mathrm{Re}_{кв}$, де $\mathrm{Re}_{кв} = 500\, d/\Delta$. Тоді труба вважається гідравлічно шорсткою у доквадратичній області гідравлічних опорів і розрахунки доцільно виконувати за рівнянням Альтшуля:

$$\lambda = 0{,}11\left(\overline{\Delta} + \frac{68}{\mathrm{Re}}\right)^{0{,}25}; \qquad (1.15)$$

– квадратична область гідравлічних опорів буде у разі, якщо розраховане число Рейнольдса $\mathrm{Re} > \mathrm{Re}_{кв}$. Тоді труба вважається гідравлічно шорсткою у квадратичній області гідравлічних опорів і розрахунки доцільно виконувати за рівнянням Шифринсона:

$$\lambda = 0{,}11\left(\overline{\Delta}\right)^{0{,}25}. \qquad (1.16)$$

Отже, отримавши коефіцієнти опору тертя за довжиною трубопроводу, розраховуємо для різних значень Q_i втрати напору по довжині h_l за рівнянням (1.12).

Коефіцієнти місцевих опорів визначаються за довідниками залежно від типу місцевого опору і діаметра трубопроводу, ступеня його відкриття тощо. Отримавши коефіцієнти місцевих опорів, визначаємо втрати на них напору h_r для різних значень Q_i за формулою

$$h_r = \sum \xi \cdot \frac{\upsilon^2}{2g}. \qquad (1.17)$$

де $\sum \xi$ – сума коефіцієнтів місцевих опорів окремо для всмоктувального та нагнітального трубопроводів.

Розрахунок повторюється відповідно до кількості прийнятих значень Q_i і отриманих значень напорів H_l. За цими значеннями будуємо графік $H_i - Q_i$, як показано на рис. 1.2. Заданому значенню подачі в робочій точці Q_p відповідає напір H_p.

1.3. Визначення показань приладів насосної установки

Показання приладів визначаються за допомогою рівняння Бернуллі.

У процесі нагнітання насос завжди створює надлишковий тиск, а на всмоктувальному патрубку, залежно від розміщення забірної посудини, може бути або тиск, або розрідження. Розрідження завжди буде у разі розміщення забірної посудини нижче рівня насоса. Якщо посудина розміщена вище насоса, то може бути і тиск, і розрідження. Тиск виникає у тому разі, якщо висота z_1 (підпір на всмоктуванні) буде більшою за втрати

напору h'_w у всмоктувальній мережі, а якщо $z_1 < h'_w$, то спостерігається розрідження.

Показання приладу на всмоктувальному патрубку насоса.

Розглянемо два випадки.

Перший випадок – насос розміщений вище рівня рідини у забірній посудині (рис. 1.3).

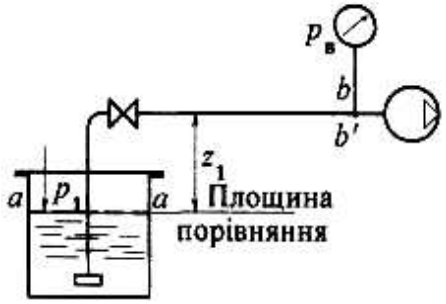


Рисунок 1.3 – Всмоктувальна лінія розміщена нижче насосної установки

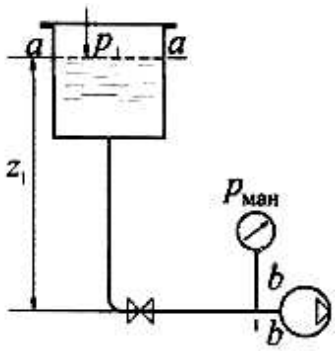


Рисунок 1.4 – Всмоктувальна лінія розміщена вище насосної установки

Для аналізу рівняння за порівняльну площину беремо переріз $a - a$, який збігається з вільною поверхнею рідини в посудині. У цьому разі $z_a = 0$; $p_a = p_1$; $\upsilon_a = 0$; $z_b = z_1$; $p_b = ?; \upsilon_b = \upsilon_{тр.в}$ (індекс тр. в. стосується швидкості в трубі на всмоктуванні), втрати напору h'_w визначаємо за формулою (1.8).

Підставляємо результати аналізу у вихідне рівняння Бернуллі, отримаємо:

$$\frac{p_1}{\rho g} = z_1 + \frac{p_b}{\rho g} + \frac{\upsilon^2_{тр.в}}{2g} + h'_w. \qquad (1.18)$$

З отриманої залежності визначаємо напір і тиск, м. ст. рідини, у перерізі $b - b$:

$$\frac{p_b}{\rho g} = \frac{p_1}{\rho g} - z_1 - \frac{\upsilon^2_{тр.в}}{2g} + h'_w. \qquad (1.19)$$

або тиск, Па,

$$p_b = p_1 - \rho \cdot g \cdot z_1 - \rho \frac{\upsilon^2_{тр.в}}{2} - \rho \cdot g \cdot h'_w. \qquad (1.20)$$

При цьому тиск, Па, що вимірюється вакуумметром, становить

$$p_{вак} = p_{ат} - p_b, \qquad (1.21)$$

що відповідає показанню приладу на вході рідини в насос.

Другий випадок – насос розміщений нижче рівня рідини в забірній посудині (рис. 1.4). Баланс енергії складаємо для розрахункових перерізів $a - a$ та $b - b$. Порівняльну площину проводимо через горизонтальну вісь

насоса; Рівняння Бернуллі за формою запису відповідає попередньому випадку, але значення окремих доданків відрізняються від попередніх і становлять $z_a = z_1$; $p_a = p_1$; $\upsilon_a = 0$; $z_b = 0$; $p_b = ?$; $\upsilon_b = \upsilon_{тр.в}$, втрати напору h'_w визначаємо за формулою (1.8).

Після підстановки всіх величин у рівняння Бернуллі отримаємо

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} = \frac{p_b}{\rho g} + \frac{\upsilon^2_{тр.в}}{2g} + h'_w, \tag{1.22}$$

звідки напір, м ст. рідини,

$$\frac{p_b}{\rho g} = z_1 \frac{p_1}{\rho g} - \frac{\upsilon^2_{тр.в}}{2g} + h'_w. \tag{1.23}$$

або тиск, Па, становлять

$$p_b = \rho \cdot g \cdot z_1 + p_1 - \rho \frac{\upsilon^2_{тр.в}}{2g} - \rho \cdot g \cdot h'_w. \tag{1.24}$$

Тиск p_b відповідає абсолютному тиску рідини на вході її в насос. Показання манометра, Па, при цьому становитимуть

$$p_{ман} = p_b - p_{ат} = p_{абс} - p_{ат}. \tag{1.25}$$

Показання приладу на нагнітальному патрубку насоса. Аналогічно всмоктуванню запишемо рівняння Бернуллі для розрахункових перерізів $c - c$ та $d - d$ (рис. 1.5). Порівняльну площину умовно проведемо через переріз $c - c$.

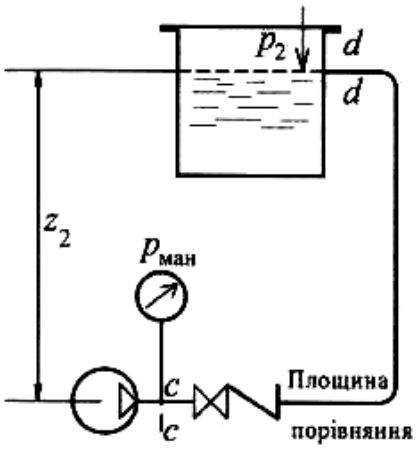


Рисунок 1.5 – Нагнітальна лінія насосної установки

При цьому

$$z_c + \frac{p_c}{\rho g} + \frac{\upsilon^2_c}{2g} = z_d + \frac{p_d}{\rho g} + \frac{\upsilon^2_d}{2g} + h''_w, \tag{1.26}$$

де $z_c = 0$; $p_c = ?$; $\upsilon_c = \upsilon_{тр.н}$; $z_d = z_2$; $p_d = p_2$; $\upsilon_d = \upsilon_{тр.н}$ (індекс тр. н. стосується швидкості на виході з насоса), втрати напору h''_w визначаємо за формулою (1.8).

Підставивши в рівняння Бернуллі значення кожної складової, отримаємо створюваний насосом напір, м ст. рідини:

$$\frac{p_c}{\rho g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + h_w'', \tag{1.26}$$

або тиск, Па: $$p_c = \rho \cdot g \cdot z_2 + p_2 + \rho \cdot g \cdot h_w''. \tag{1.27}$$

Тиск p_c відповідає абсолютному тиску рідини на виході її з насоса. Показання манометра, Па, при цьому становитиме

$$p_{ман} = p_c - p_{ат} = p_{абс} - p_{ат}. \tag{1.28}$$

Загальний баланс енергії насосної установки. Для насосної установки загальний баланс енергії є алгебраїчною сумою частинних балансів для всмоктувальної і нагнітальної мереж трубопроводів. Так, якщо рідина із посудини, розміщеної нижче рівня відмітки насоса, подається насосом в іншу посудину, що міститься вище рівня насоса (рис. 1.6, а),

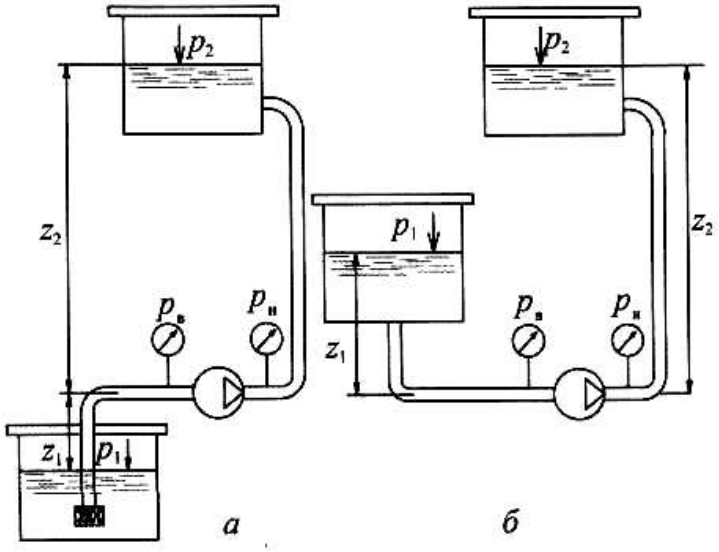


Рисунок 1.6 – До визначення енергетичного балансу насосної установки

$$\frac{p_1}{\rho g} + H = \frac{p_2}{\rho g} + z_1 + z_2 + h_w, \tag{1.29}$$

звідки $$H = z_1 + z_2 + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + h_w. \tag{1.30}$$

де $$h_w = h_w' + h_w''. \tag{1.31}$$

Якщо рідина подається насосом з посудини, розміщеної вище його установлювальної відмітки (рис. 1.6, б), то

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + H = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + H + h_w, \tag{1.32}$$

звідки $$H = z_2 - z_1 + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + h_w. \tag{1.33}$$

Значення H у формулах (1.29) – (1.33) відповідає напору, створеному насосом, тобто механічній енергії, що передається відцентровим насосом одиниці ваги (1 Н) і має лінійну розмірність.

1.4. Зміст звіту

Звіт з роботи повинен містити:

1. Номер та назву роботи.
2. Мету роботи.
3. Відомості (стисло) щодо теоретичних передумов розрахунку насосної установки, гідравлічного розрахунку технологічних трубопроводів, визначення показань приладів насосної установки та схеми дослідних установок.
4. Висновки з виконання роботи.

1.5. Контрольні запитання

1. Які передумови для розрахунку насосних установок?
2. Поясніть методику гідравлічного розрахунку насосної установки з насосом розміщеним вище забірної посудини.
3. Поясніть методику гідравлічного розрахунку насосної установки з насосом розміщеним нижче забірної посудини.
4. Як будується графік характеристики трубопроводу?
5. Яким рівнянням визначаються втрати напору по довжині трубопроводу?
6. Як визначається коефіцієнт опору тертя?
7. Як визначаються втрати на місцеві опори?
8. Поясніть методики визначення показань приладів насосної установки.
9. Як визначається загальний баланс енергії насосної установки?

2. ВИБІР ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСА. РОЗРАХУНОК НАСОСНОЇ УСТАНОВКИ

Мета роботи:

1. Вивчити методику вибору відцентрового насосу.
2. Вивчити методику розрахунку насосної установки.
3. Виконати розрахунок насосної установки згідно варіанту.

2.1. Вибір відцентрового насоса

Для вибору насоса потрібно знати подачу і напір у робочій точці та призначення насоса, тобто взаємозв'язок між Q_p та H_p. Працездатність насоса визна-

чається графічним способом – суміщенням на одному графіку в однаковому масштабі характеристик Q – H насоса і трубопроводу, що є параболою, зміщеною по осі напорів на величину статичного напору установки $H_{ст}$.

Насос у такій установці працює в режимі, в якому споживаний напір дорівнює створеному насосом напору. Точка перетину характеристик $Q-H$ насоса та трубопроводу називається робочою точкою (т. *K* на рис. 2.1). Якщо робоча точка відповідає оптимальному режиму роботи насоса, то вважається, що насос обрано вірно.

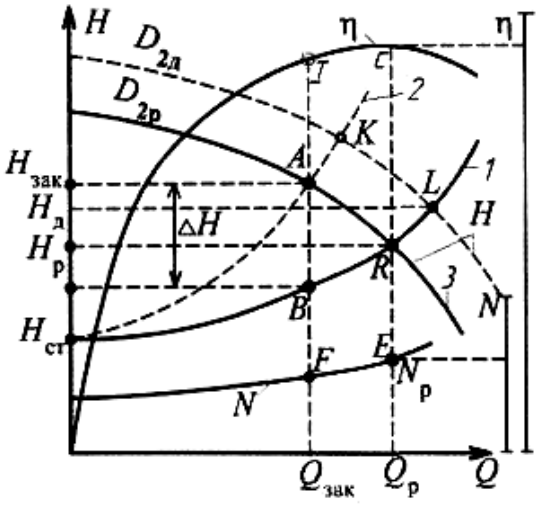


Рисунок 2.1 – Характеристики насосаі трубопроводу: 1 – характеристика трубопроводу; *2* – характеристика трубопроводу з частковим закриттям запірного органа; 3 – характеристика насоса з обточеним колесом

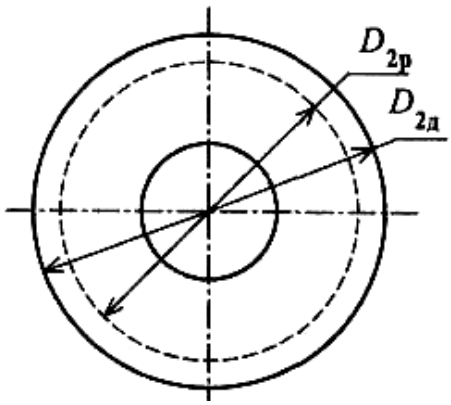


Рисунок 2.2 – Обточування робочого колеса на нові параметри напору

Регулювання напору насоса обточуванням робочого колеса або зміною частоти обертання. При виборі насоса не завжди робоча точка відповідає заданим Q_p та H_p. У цьому разі характеристику насоса слід змінити обточуванням по периметру робочого колеса (рис. 2.2) або зміною частоти його обертання. При цьому засувка на нагнітальному патрубку повинна бути повністю відкритою.

Розглянемо приклад. При суміщенні характеристики насоса і трубопровода робочою є точка *L,* що не відповідає Q_p та H_p (рис. 2.1, крива 3) за діаметра робочого колеса $D_{2\partial}$. Застосуємо другий закон подібності відцентрових машин:

$$\frac{H_\partial}{H_p}=\left(\frac{D_{2\partial}}{D_{2p}}\right)^2\cdot\left(\frac{n_\partial}{n_p}\right)^2\cdot\frac{\eta_\partial}{\eta_p}. \qquad (2.1)$$

При цьому, якщо виконується обточування робочого колеса, то за умови, що $\eta_\partial \approx \eta_p$ та $n_\partial = n_p$, отримаємо

$$\frac{H_д}{H_p} = \left(\frac{D_{2д}}{D_{2p}}\right)^2. \qquad (2.2)$$

З рівняння (2.2) визначаємо потрібний діаметр робочого колеса, який відповідатиме новим розрахунковим параметрам насоса:

$$D_{2p} = D_{2д}\sqrt{\frac{H_p}{H_д}}. \qquad (2.3)$$

Напір $H_д$ є на одній вертикалі з H_p під час подачі Q_p у точці R. У визначеному D_{2p} відношення $(D_{2p} / D_{2д})^2$ = С є величиною сталою. За цієї умови з рівняння (2.2) можна визначити напір H, який відповідає новому діаметру робочого колеса:

$$H = H_д / C. \qquad (2.4)$$

Напір насоса $H_д$ береться з основної характеристики насоса за діаметра робочого колеса $D_{2д}$ та різних значень Q. Розрахувавши H, будуємо характеристику насоса $H = f(Q)$ за діаметра колеса D_{2p} (рис. 2.1, крива 3).

Аналогічно будується характеристика насоса у разі зменшення частоти обертання робочого колеса. Тоді

$$\frac{H_p}{H_д} = \left(\frac{n_д}{n_p}\right)^2 \quad \text{та} \quad n_p = n_д\sqrt{\frac{H_p}{H_д}}. \qquad (2.5)$$

За сталості співвідношень частот обертання $(n_д / n_p)^2 = M$ напір нової характеристики H становитиме $H = H_д / M$, але у цьому разі треба мати на увазі, що подача Q теж змінюється відповідно до першого закону подібності відцентрових машин $Q_д / Q_p = n_д / n_p$. Маючи значення Q_p та H_p, визначаємо на характеристиках величини N_p та η_p.

Дросельне регулювання подачі насоса. Часткове закриття запірного елемента на нагнітальному трубопроводі спричиняє збільшення напору та зменшення подачі. Ці зміни відповідають новому живильному значенню живого перерізу течії в запірному органі. Якщо запірний елемент прикрити на n %, то нове значення подачі становитиме

$$Q'_p = Q_p\frac{100 - n}{100}. \qquad (2.6)$$

При цьому напір, створюваний насосом, підвищиться до H'_p.

Графоаналітичним способом визначаємо нове значення напору насоса H'_p, яке відповідає Q'_p (рис. 2.3, точка a'). При цьому напір у трубопроводі змінюється

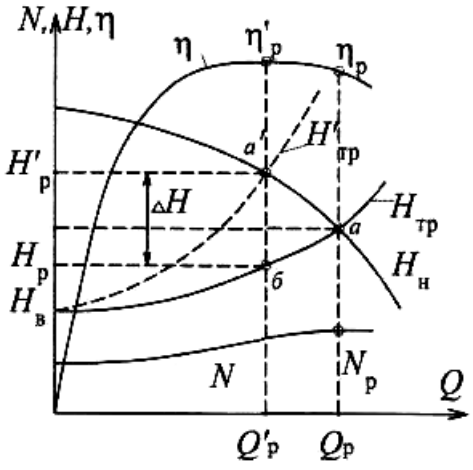


Рисунок 2.3 – Дросельне регулювання подачі насоса

на $\Delta H = H_{a'} - H_б$ (відстань між точками a' nf $б$ у напрямку осі ординат) і становитиме $H'_p = H_{a'} - \Delta H$.

Новим значенням Q'_p та H'_p відповідають нові значення потужності та ККД. Втрати потужності насоса на часткове закриття запірного органу становлять

$$\Delta N = \frac{\rho \cdot g \cdot \Delta H \cdot Q'_p}{1000 \eta'_p}. \qquad (2.7)$$

2.2. Методика розрахунку насосної установки

Розрахуємо насосну установку для перекачування води згідно наступних вихідних даних: подача насоса Q = 0,07 м^3/с; висота всмоктування z_1 = 11 м; висота нагнітання z_2 = 67 м; значення абсолютного тиску в забірній посудині p_1 = 0,6 ата; тиск у посудині споживача p_2 = 1,8 ата; довжина всмоктувального трубопроводу l_1 = 23 м; довжина нагнітального трубопроводу l_2 = 115 м; кути: α = 95°, β = 135°; температура води t = 35 °С; наявність верхньої засувки К «+»; матеріал труб М –7 (згідно з додатком 1 цифрі 7 відповідають труби сталеві, що були в експлуатації).

Завдання розрахунку:

1. Згідно умови накреслити схему установки і скласти баланс енергії.
2. Виконати гідравлічний розрахунок трубопроводу для заданих умов.
3. Обрати відцентровий насос.
4. Визначити робочу точку.
5. Визначити показання приладів насосної установки для робочої точки.

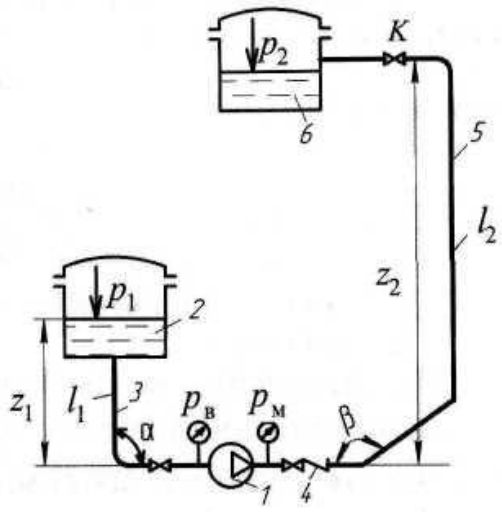


Рисунок 2.4 – Схема розрахункової насосної установки

Схема насосної установки, показана на рис. 2.4, складається з насоса *1,* який всмоктує воду з посудини *2* по трубопроводу *3* і подає її трубопроводом *5* у посудину споживача *6.* На всмоктувальному трубопроводі, що має поворот на кут α, розміщено засувку типу «Лудло», на нагніталь-ному з поворотом на кут β та 90° – дві засувки типу «Лудло» і зворотний клапан *4.* Перед насосом встановлено мановакуумметр, а за насосом – манометр. Насосна установка виконується за схемою, в якій забірна посудина розміщена вище насоса на відстані z_1 по вертикалі, а посудина споживача – вище насоса на відстані z_2 по вертикалі. Тобто розрахункова схема відповідає варіанту, показаному на рис. 1.6, а.

Розв'язок

1. Задаємося попередніми значеннями швидкостей руху води, м/с у трубопроводах: всмоктувальному $\upsilon_в = 1$ (допустимі швидкості 0,7…1,7), нагнітальному $\upsilon_н = 2{,}2$ (допустимі швидкості 1,5…3,0), де індексами «в» та «н» позначені відповідні швидкості всмоктування і нагнітання, якими задалися.

2. За рівнянням постійності витрат $Q = \upsilon \cdot F = \upsilon \cdot \pi \cdot d^2 / 4$ визначаємо попередні значення внутрішніх діаметрів трубопроводів:

– всмоктувального: $d_в = \sqrt{\dfrac{4Q}{\pi \cdot \upsilon_в}} = \sqrt{\dfrac{0{,}07}{0{,}785 \cdot 1}} = 0{,}299$ м;

– нагнітального: $d_н = \sqrt{\dfrac{4Q}{\pi \cdot \upsilon_н}} = \sqrt{\dfrac{0{,}07}{0{,}785 \cdot 2{,}2}} = 0{,}201$ м.

3. За державним стандартом (ГОСТ 10704-76) беремо діаметри сталевих електрозварних прямошовних труб, мм: всмоктувальних – 325×5, нагнітальних – 219×5.

Ураховуючи те, що стандарти передбачають позначення зовнішнього діаметру та через знак «×» товщину стінки, то внутрішні діаметри становитимуть для трубопроводів:

– всмоктувального: $d_в = 325 - 2 \cdot 5 = 315$ мм $= 0{,}315$ м;

– нагнітального: $d_н = 219 - 2 \cdot 5 = 209$ мм $= 0{,}209$ м.

4. Уточнюємо значення швидкостей руху води, м/с, згідно зі стандартними значеннями діаметрів трубопроводів:

– всмоктувального: $\upsilon_в = \dfrac{Q}{0{,}785 d_в} = \dfrac{0{,}07}{0{,}785 \cdot 0{,}315^2} = 0{,}899$ м;

– нагнітального: $\upsilon_н = \dfrac{Q}{0{,}785 d_н} = \dfrac{0{,}07}{0{,}785 \cdot 0{,}209^2} = 2{,}04$ м.

Уточнені значення швидкостей відповідають допустимим, наведеним у п.1.

5. Для побудови характеристики трубопроводу розбиваємо задане значення подачі $Q_р = 0{,}07$ м^3/с на 10 значень з приблизно рівномірним кроком між ними і додаємо 2 кроки поза $Q_р$. Отримані дані зводимо до таблиці:

Q_i, м^3/с	0,0	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09
Q_i, л/с	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90

6. Розраховуємо площі живих перерізів трубопроводів:

– всмоктувального: $F_в = 0{,}785 d_в^2 = 0{,}785 \cdot 0{,}315^2 = 0{,}0779$ м^2;

– нагнітального: $F_в = 0{,}785 d_н^2 = 0{,}785 \cdot 0{,}209^2 = 0{,}0343$ м^2.

7. Для кожного кроку Q_i визначаємо за формулою $\upsilon = Q / F$ швидкості руху води в трубопроводах, м/с:

– всмоктувальному:

υ = 0 / 0,0779 = 0; υ = 0,01 / 0,0779 = 0,128;
υ = 0,02 / 0,0779 = 0,257; υ = 0,03 / 0,0779 = 0,385;
υ = 0,04 / 0,0779 = 0,513; υ = 0,05 / 0,0779 = 0,642;
υ = 0,06 / 0,0779 = 0,770; υ = 0,07 / 0,0779 = 0,899;
υ = 0,08 / 0,0779 = 1,027; υ = 0,09 / 0,0779 = 1,155;

– нагнітальному:

υ = 0 / 0,0343 = 0; υ = 0,01 / 0,0343 = 0,291;
υ = 0,02 / 0,0343 = 0,583; υ = 0,03 / 0,0343 = 0,875;
υ = 0,04 / 0,0343 = 1,166; υ = 0,05 / 0,0343 = 1,458;
υ = 0,06 / 0,0343 = 1,749; υ = 0,07 / 0,0343 = 2,040;
υ = 0,08 / 0,0343 = 2,332; υ = 0,09 / 0,0343 = 2,624.

Отримані значення зводимо в розрахункову таблицю:

$\upsilon_{вi}$, м/с	0	0,128	0,257	0,385	0,513	0,642	0,770	0,899	0,027	1,155
$\upsilon_{нi}$, м/с	0	0,291	0,583	0,875	1,166	1,458	1,749	2,040	2,332	2,624

8. Розраховуємо значення критеріїв Рейнольдса $\mathrm{Re} = \frac{\upsilon \cdot d}{\nu}$, для чого визначаємо кінематичний коефіцієнт в'язкості (додаток 2), який за температури t = 35 °С становить $\nu = 0{,}73 \cdot 10^{-6}$ м^2/с для мережі:

– всмоктувальної:

$0 \cdot 0{,}315 / (0{,}73 \cdot 10^{-6}) = 0$; $0{,}128 \cdot 0{,}315 / (0{,}73 \cdot 10^{-6}) = 55230$;
$0{,}257 \cdot 0{,}315 / (0{,}73 \cdot 10^{-6}) = 110900$; $0{,}385 \cdot 0{,}315 / (0{,}73 \cdot 10^{-6}) = 166130$;
$0{,}513 \cdot 0{,}315 / (0{,}73 \cdot 10^{-6}) = 221363$; $0{,}642 \cdot 0{,}315 / (0{,}73 \cdot 10^{-6}) = 277027$;
$1{,}770 \cdot 0{,}315 / (0{,}73 \cdot 10^{-6}) = 332260$; $0{,}899 \cdot 0{,}315 / (0{,}73 \cdot 10^{-6}) = 387924$;
$1{,}027 \cdot 0{,}315 / (0{,}73 \cdot 10^{-6}) = 4431557$; $1{,}155 \cdot 0{,}315 / (0{,}73 \cdot 10^{-6}) = 498390$;

– нагнітальної:

$0 \cdot 0{,}209 / (0{,}73 \cdot 10^{-6}) = 0$; $0{,}128 \cdot 0{,}291 / (0{,}73 \cdot 10^{-6}) = 83314$;
$0{,}583 \cdot 0{,}209 / (0{,}73 \cdot 10^{-6}) = 166914$; $0{,}875 \cdot 0{,}209 / (0{,}73 \cdot 10^{-6}) = 250513$;
$1{,}166 \cdot 0{,}209 / (0{,}73 \cdot 10^{-6}) = 333827$; $1{,}458 \cdot 0{,}209 / (0{,}73 \cdot 10^{-6}) = 417427$;
$1{,}749 \cdot 0{,}209 / (0{,}73 \cdot 10^{-6}) = 500741$; $2{,}040 \cdot 0{,}209 / (0{,}73 \cdot 10^{-6}) = 584055$;
$2{,}332 \cdot 0{,}209 / (0{,}73 \cdot 10^{-6}) = 667655$; $2{,}624 \cdot 0{,}209 / (0{,}73 \cdot 10^{-6}) = 751255$.

Отримані значення зводимо в розрахункову таблицю:

$Re_{вi}$	0	55230	110900	166130	221363
$Re_{нi}$	0	83314	166914	250513	333827

$Re_{вi}$	277027	332260	387924	443157	498390
$Re_{нi}$	417427	500741	584055	667655	751255

9. Обчислюємо значення величин відносної шорсткості. Згідно додатку 1 для труб М –7 (відповідно до завдання) шорсткість Δ є в межах 0,1…0,15. Для розрахунків приймаємо Δ = 0,12 мм.

Для всмоктувального трубопроводу:

$$\overline{\Delta}_в = \frac{\Delta}{d_в} = \frac{0{,}12}{315} = 3{,}81 \cdot 10^{-4}.$$

Для нагнітального трубопроводу:

$$\overline{\Delta}_н = \frac{\Delta}{d_н} = \frac{0{,}12}{209} = 5{,}74 \cdot 10^{-4}.$$

10. Визначаємо межі зон гідравлічних опорів (Г – гідравлічно гладких труб, Д – до квадратичної зони, К – квадратичної зони) за емпіричними значеннями критеріїв Рейнольдса для трубопроводу:

– всмоктувального: $Г - \mathrm{Re}_{в.гл} = \frac{20}{\overline{\Delta}_в} = \frac{20}{3{,}81 \cdot 10^{-4}} = 52493;$

$$Д - \mathrm{Re}_{в.кв} = \frac{500}{\overline{\Delta}_в} = \frac{20}{3{,}81 \cdot 10^{-4}} = 1312335;$$

– нагнітального: $Г - \mathrm{Re}_{н.гл} = \frac{20}{\overline{\Delta}_н} = \frac{20}{5{,}74 \cdot 10^{-4}} = 34843;$

$$Д - \mathrm{Re}_{н.кв} = \frac{500}{\overline{\Delta}_н} = \frac{20}{5{,}74 \cdot 10^{-4}} = 871080.$$

11. Порівнюючи між собою критерії Рейнольдса, отримані в п.8, з даними межових значень, обираємо розрахункові рівняння для визначення коефіцієнтів опору тертя по довжині. Усі значення критеріїв Рейнольдса для всмоктувального трубопроводу містяться між значеннями $\mathrm{Re}_{в.гл}$ та $\mathrm{Re}_{в.кв}$, що відповідає до квадратичній зоні гідравлічних опорів. Те саме спостерігається і для нагнітального трубопроводу. Виходячи з цього коефіцієнти опору тертя по довжині розраховуються за формулою Альтшуля для трубопроводу:

– всмоктувального ($\lambda_{вi} = \sqrt[4]{\overline{\Delta}_в + \frac{68}{\mathrm{Re}_{вi}}}$):

$$\lambda_{в1} = \sqrt[4]{3{,}81 \cdot 10^{-4} + \frac{68}{0}} = \infty$$ – не має фізичного змісту;

$$\lambda_{в2} = \sqrt[4]{3{,}81 \cdot 10^{-4} + \frac{68}{55230}} = 0{,}2; \qquad \lambda_{в3} = \sqrt[4]{3{,}81 \cdot 10^{-4} + \frac{68}{110900}} = 0{,}178;$$

$$\lambda_{в4} = \sqrt[4]{3{,}81 \cdot 10^{-4} + \frac{68}{166130}} = 0{,}168; \qquad \lambda_{в5} = \sqrt[4]{3{,}81 \cdot 10^{-4} + \frac{68}{221363}} = 0{,}162;$$

$$\lambda_{в6} = \sqrt[4]{3{,}81\cdot10^{-4} + \frac{68}{277027}} = 0{,}158; \qquad \lambda_{в7} = \sqrt[4]{3{,}81\cdot10^{-4} + \frac{68}{332260}} = 0{,}156;$$

$$\lambda_{в8} = \sqrt[4]{3{,}81\cdot10^{-4} + \frac{68}{387924}} = 0{,}154; \qquad \lambda_{в9} = \sqrt[4]{3{,}81\cdot10^{-4} + \frac{68}{443157}} = 0{,}152;$$

$$\lambda_{в10} = \sqrt[4]{3{,}81\cdot10^{-4} + \frac{68}{498390}} = 0{,}151;$$

– нагнітального ($\lambda_{нi} = \sqrt[4]{\overline{\Delta}_н + \frac{68}{\mathrm{Re}_{нi}}}$):

$$\lambda_{н1} = \sqrt[4]{5{,}74\cdot10^{-4} + \frac{68}{0}} = \infty$$ – не має фізичного змісту;

$$\lambda_{н2} = \sqrt[4]{5{,}74\cdot10^{-4} + \frac{68}{83314}} = 0{,}193; \qquad \lambda_{н3} = \sqrt[4]{3{,}81\cdot10^{-4} + \frac{68}{1166914}} = 0{,}177;$$

$$\lambda_{н4} = \sqrt[4]{5{,}74\cdot10^{-4} + \frac{68}{250513}} = 0{,}171; \qquad \lambda_{н5} = \sqrt[4]{5{,}74\cdot10^{-4} + \frac{68}{333827}} = 0{,}167;$$

$$\lambda_{н6} = \sqrt[4]{5{,}74\cdot10^{-4} + \frac{68}{417424}} = 0{,}165; \qquad \lambda_{н7} = \sqrt[4]{5{,}74\cdot10^{-4} + \frac{68}{500741}} = 0{,}163;$$

$$\lambda_{н8} = \sqrt[4]{5{,}74\cdot10^{-4} + \frac{68}{584055}} = 0{,}162; \qquad \lambda_{н9} = \sqrt[4]{5{,}74\cdot10^{-4} + \frac{68}{667655}} = 0{,}161;$$

$$\lambda_{н10} = \sqrt[4]{5{,}74\cdot10^{-4} + \frac{68}{751255}} = 0{,}160.$$

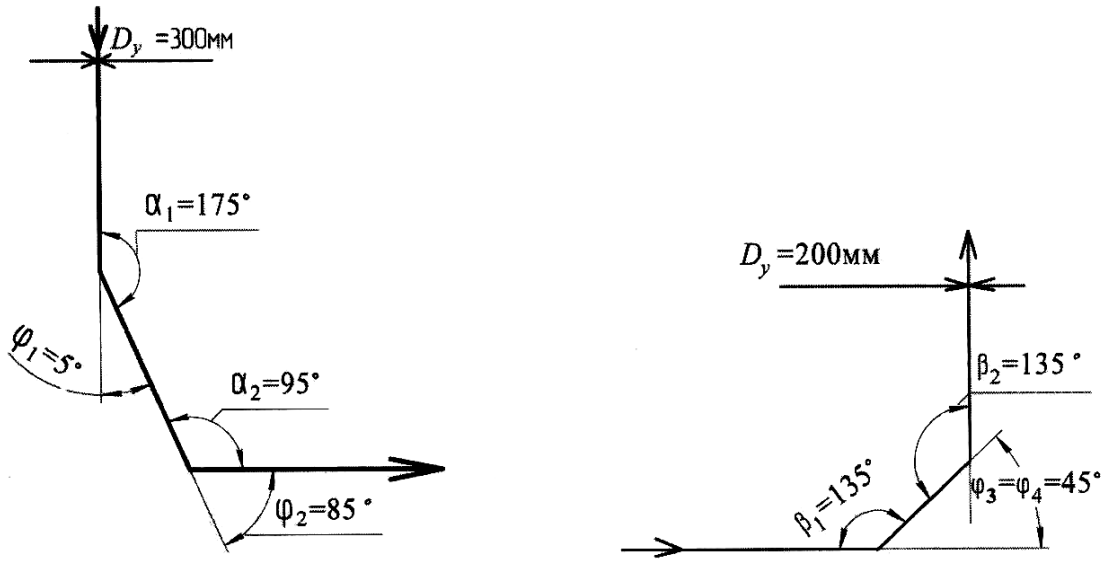
Отримані значення зводимо в розрахункову таблицю:

$\lambda_{вi}$, м/с	∞	0,200	0,178	0,168	0,162	0,158	0,156	0,154	0,152	0,151
$\lambda_{нi}$, м/с	∞	0,193	0,177	0,171	0,168	0,165	0,163	0,162	0,161	0,160

12. Визначаємо коефіцієнти опору тертя для місцевих опорів відповідно до схем трубопроводів на рис. 2.5.

Всмоктувальний трубопровід. Значення коефіцієнтів опору береться із довідкової літератури залежно від виду опору та діаметру труби. На вході з посудини *2* в трубу *3* (рис. 2.4) коефіцієнт опору $\zeta_{вх} = 0{,}5$ [1, с 190]. Повороти трубопроводу розраховуємо за формулою $\zeta_{пов} = \zeta_{90}\frac{2\varphi}{180^\circ}$. Для труби діаметром 300 мм $\zeta_{90} = 0{,}45$ [3].

Так як згідно умови кут $\alpha_2 = 95°$, то згідно схеми а (рис. 2.5) кут $\alpha_1 = 175°$. Кут $\varphi_1 = 180° - \alpha_1 = 180 - 175 = 5°$. Коефіцієнт місцевого опору повороту на кут φ_1 становить: $\zeta_5 = \zeta_{90}\frac{2\varphi_1}{180^\circ} = 0{,}45\frac{2\cdot5}{180} = 0{,}025.$



а б

Рисунок 2.5 – Розрахункові схеми поворотів: а – всмоктувального трубопроводу: б – нагнітального трубопроводу

Коефіцієнт місцевого опору повороту на кут φ_2, що дорівнює $\varphi_2 = 180 - \alpha_2 = 180 - 95 = 85°$, становить: $\zeta_{85} = \zeta_{90}\frac{2\varphi_2}{180^\circ} = 0{,}45\frac{2\cdot 85}{180} = 0{,}425.$

Коефіцієнт місцевого опору повністю відкритої засувки «Лудло» для труби діаметром 300 мм $\zeta_{зас} = 0{,}15$ [3].

Сумарний коефіцієнт місцевих опорів всмоктувального трубопроводу:

$$\sum \zeta_в = \zeta_{вх} + \zeta_5 + \zeta_{85} + \zeta_{зас} = 0{,}5 + 0{,}025 + 0{,}425 + 0{,}15 = 1{,}1.$$

Нагнітальний трубопровід. Коефіцієнт місцевого опору повністю відкритої засувки «Лудло» для труби діаметром 200 мм $\zeta_{зас} = 0{,}15$ [3]. При цьому нагнітальний трубопровід обладнано двома засувкми.

Коефіцієнт місцевого опору зворотного клапану *4* (рис. 2.4) $\zeta_{кл} = 1{,}9$ [1, с 191].

Повороти трубопроводу розраховуємо за формулою $\zeta_{пов} = \zeta_{90}\frac{2\varphi}{180^\circ}$. Для труби діаметром 200 мм $\zeta_{90} = 0{,}37$ [3].

Коефіцієнт місцевого опору повороту на кут $\varphi_3 = \varphi_4 = 180° - 135° = 45°$ згідно схеми б (рис. 2.5) становить: $\zeta_{45} = \zeta_{90}\frac{2\varphi_{3,4}}{180^\circ} = 0{,}37\frac{2\cdot 45}{180} = 0{,}185.$

Коефіцієнт місцевого опору на виході з трубопроводу *5* в посудину *6* (рис. 2.4) $\zeta_{вих} = 1{,}0$ [1, с 191].

Сумарний коефіцієнт місцевих опорів нагнітального трубопроводу:

$$\sum \zeta_н = 2\zeta_{зас} + \zeta_{кл} + 2\zeta_{45} + \zeta_{90} + \zeta_{вих} = 2\cdot 0{,}15 + 1{,}9 + 2\cdot 0{,}185 + 0{,}37 + 1{,}0 = 3{,}94.$$

13. Визначаємо за формулою Дарсі-Вейсбаха втрати напору по довжині трубопроводів:

– всмоктувального ($h_{вi} = \lambda_{вi} \frac{l_в}{d_в} \frac{\upsilon_{вi}^2}{2g}$):

$$h_{в1} = \infty \cdot \frac{0}{2 \cdot 9{,}81} = 0; \qquad h_{в2} = 0{,}2 \frac{23}{0{,}315} \cdot \frac{0{,}128^2}{2 \cdot 9{,}81} = 0{,}0122;$$

$$h_{в3} = 0{,}178 \frac{23}{0{,}315} \cdot \frac{0{,}257^2}{2 \cdot 9{,}81} = 0{,}0437; \quad h_{в4} = 0{,}168 \frac{23}{0{,}315} \cdot \frac{0{,}385^2}{2 \cdot 9{,}81} = 0{,}0927;$$

$$h_{в5} = 0{,}162 \frac{23}{0{,}315} \cdot \frac{0{,}513^2}{2 \cdot 9{,}81} = 0{,}0158; \quad h_{в6} = 0{,}158 \frac{23}{0{,}315} \cdot \frac{0{,}642^2}{2 \cdot 9{,}81} = 0{,}242;$$

$$h_{в7} = 0{,}156 \frac{23}{0{,}315} \cdot \frac{0{,}770^2}{2 \cdot 9{,}81} = 0{,}344; \quad h_{в8} = 0{,}154 \frac{23}{0{,}315} \cdot \frac{0{,}899^2}{2 \cdot 9{,}81} = 0{,}463;$$

$$h_{в9} = 0{,}152 \frac{23}{0{,}315} \cdot \frac{1{,}027^2}{2 \cdot 9{,}81} = 0{,}596; \quad h_{в10} = 0{,}151 \frac{23}{0{,}315} \cdot \frac{1{,}155^2}{2 \cdot 9{,}81} = 0{,}750;$$

– нагнітального ($h_{нi} = \lambda_{нi} \frac{l_н}{d_н} \frac{\upsilon_{нi}^2}{2g}$):

$$h_{н1} = \infty \cdot \frac{0}{2 \cdot 9{,}81} = 0; \qquad h_{в2} = 0{,}193 \frac{115}{0{,}209} \cdot \frac{0{,}291^2}{2 \cdot 9{,}81} = 0{,}458;$$

$$h_{н3} = 0{,}177 \frac{115}{0{,}209} \cdot \frac{0{,}583^2}{2 \cdot 9{,}81} = 1{,}687; \quad h_{н4} = 0{,}171 \frac{115}{0{,}209} \cdot \frac{0{,}875^2}{2 \cdot 9{,}81} = 3{,}672;$$

$$h_{н5} = 0{,}617 \frac{115}{0{,}209} \cdot \frac{1{,}166^2}{2 \cdot 9{,}81} = 6{,}367; \quad h_{н6} = 0{,}165 \frac{115}{0{,}209} \cdot \frac{1{,}458^2}{2 \cdot 9{,}81} = 9{,}837;$$

$$h_{н7} = 0{,}163 \frac{115}{0{,}209} \cdot \frac{1{,}749^2}{2 \cdot 9{,}81} = 13{,}984; \quad h_{н8} = 0{,}162 \frac{115}{0{,}209} \cdot \frac{2{,}04^2}{2 \cdot 9{,}81} = 18{,}907;$$

$$h_{н9} = 0{,}161 \frac{115}{0{,}209} \cdot \frac{2{,}332^2}{2 \cdot 9{,}81} = 24{,}555; \quad h_{н10} = 0{,}160 \frac{115}{0{,}209} \cdot \frac{2{,}624^2}{2 \cdot 9{,}81} = 30{,}896.$$

Отримані значення зводимо в розрахункову таблицю:

$h_{вi}$, м	0	0,0122	0,0437	0,0927	0,158
$h_{нi}$, м	0	0,4580	1,6870	3,6720	6,367

$h_{вi}$, м	0,242	0,344	0,463	0,596	0,750
$h_{нi}$, м	9,837	13,984	18,907	24,555	30,896

14. Визначимо за формулою Дарсі втрати напору на місцевих опорах у трубопроводах:

– всмоктувальному ($h_{рві} = \sum \zeta_в \frac{\upsilon_{ві}^2}{2g}$):

$$h_{гв1} = 1{,}1 \cdot \frac{0^2}{2 \cdot 9{,}81} = 0; \qquad h_{гв2} = 1{,}1 \cdot \frac{0{,}128^2}{2 \cdot 9{,}81} = 0{,}000918;$$

$$h_{гв3} = 1{,}1 \cdot \frac{0{,}257^2}{2 \cdot 9{,}81} = 0{,}0037; \qquad h_{гв4} = 1{,}1 \cdot \frac{0{,}385^2}{2 \cdot 9{,}81} = 0{,}00831;$$

$$h_{гв5} = 1{,}1 \cdot \frac{0{,}513^2}{2 \cdot 9{,}81} = 0{,}0148; \qquad h_{гв6} = 1{,}1 \cdot \frac{0{,}642^2}{2 \cdot 9{,}81} = 0{,}0231;$$

$$h_{гв7} = 1{,}1 \cdot \frac{0{,}770^2}{2 \cdot 9{,}81} = 0{,}0332; \qquad h_{гв8} = 1{,}1 \cdot \frac{0{,}899^2}{2 \cdot 9{,}81} = 0{,}0453;$$

$$h_{гв9} = 1{,}1 \cdot \frac{1{,}027^2}{2 \cdot 9{,}81} = 0{,}0591; \qquad h_{гв10} = 1{,}1 \cdot \frac{1{,}155^2}{2 \cdot 9{,}81} = 0{,}0747;$$

– нагнітальному ($h_{рні} = \sum \zeta_н \frac{\upsilon_{ні}^2}{2g}$):

$$h_{гн1} = 3{,}94 \cdot \frac{0^2}{2 \cdot 9{,}81} = 0; \qquad h_{гв2} = 3{,}94 \cdot \frac{0{,}291^2}{2 \cdot 9{,}81} = 0{,}017;$$

$$h_{гн3} = 3.94 \cdot \frac{0{,}583^2}{2 \cdot 9{,}81} = 0{,}0683; \qquad h_{гн4} = 3{,}94 \cdot \frac{0{,}875^2}{2 \cdot 9{,}81} = 0{,}154;$$

$$h_{гн5} = 3{,}94 \cdot \frac{1{,}166^2}{2 \cdot 9{,}81} = 0{,}273; \qquad h_{гн6} = 3{,}94 \cdot \frac{1{,}458^2}{2 \cdot 9{,}81} = 0{,}427;$$

$$h_{гн7} = 3{,}94 \cdot \frac{1{,}749^2}{2 \cdot 9{,}81} = 0{,}614; \qquad h_{гн8} = 3{,}94 \cdot \frac{2{,}04^2}{2 \cdot 9{,}81} = 0{,}836;$$

$$h_{гн9} = 3{,}94 \cdot \frac{2{,}332^2}{2 \cdot 9{,}81} = 1{,}092; \qquad h_{гн10} = 3{,}94 \cdot \frac{2{,}624^2}{2 \cdot 9{,}81} = 1{,}382.$$

Отримані значення зводимо в розрахункову таблицю:

$h_{гві}$, м	0	0,000918	0,0037	0,00831	0,0148
$h_{гні}$, м	0	0,0170	0,0683	0,154	0,273

$h_{гві}$, м	0,0231	0,0332	0,0453	0,0591	0,0747
$h_{гні}$, м	0,427	0,614	0,836	1,092	1,382

15. Розраховуємо загальні втрати напору у трубопроводах:

– всмоктувальному ($h_{w_{вi}} = h_{вi} + h_{r_{вi}}$):

$h_{wв1} = 0 + 0 = 0;$ $h_{wв2} = 0{,}0122 + 0{,}000918 = 0{,}0131;$

$h_{wв3} = 0{,}0473 + 0{,}0037 = 0{,}441;$ $h_{wв4} = 0{,}0927 + 0{,}0031 = 0{,}101;$

$h_{wв5} = 0{,}158 + 0{,}0148 = 0{,}173;$ $h_{wв6} = 0{,}242 + 0{,}0231 = 0{,}265;$

$h_{wв7} = 0{,}344 + 0{,}0332 = 0{,}377;$ $h_{wв8} = 0{,}463 + 0{,}0453 = 0{,}508;$

$h_{wв9} = 0{,}596 + 0{,}0591 = 0{,}654;$ $h_{wв10} = 0{,}750 + 0{,}0747 = 0{,}825;$

– нагнітальному ($h_{w_{нi}} = h_{нi} + h_{r_{нi}}$):

$h_{wн1} = 0 + 0 = 0;$ $h_{wн2} = 0{,}458 + 0{,}0170 = 0{,}457$;

$h_{wн3} = 1{,}687 + 0{,}0683 = 1{,}755$; $h_{wн4} = 3{,}672 + 0{,}154 = 3{,}826$;

$h_{wн5} = 6{,}367 + 0{,}273 = 6{,}640;$ $h_{wн6} = 9{,}837 + 0{,}427 = 10{,}264$;

$h_{wн7} = 13{,}984 + 0{,}614 = 14{,}598;$ $h_{wн8} = 18{,}907 + 0{,}836 = 19{,}743$;

$h_{wн9} = 24{,}555 + 1{,}092 = 25{,}647;$ $h_{wн10} = 30{,}896 + 1{,}382 = 32{,}278.$

Загальні втрати насосної установки ($h_{wi} = h_{w_{вi}} + h_{w_{нi}}$):

$h_{w1} = 0 + 0 = 0;$ $h_{w2} = 0{,}0131 + 0{,}475 = 0{,}488$;

$h_{w3} = 0{,}0441 + 1{,}755 = 1{,}799$; $h_{w4} = 0{,}101 + 3{,}826 = 3{,}927$;

$h_{w5} = 0{,}173 + 6{,}640 = 6{,}813$; $h_{w6} = 0{,}265 + 10{,}264 = 10{,}592$;

$h_{w7} = 0{,}377 + 14{,}598 = 14{,}975;$ $h_{w8} = 0{,}508 + 19{,}743 = 20{,}251$;

$h_{w9} = 0{,}654 + 25{,}647 = 26{,}301;$ $h_{w10} = 0{,}825 + 32{,}278 = 33{,}103.$

Отримані значення зводимо в розрахункову таблицю:

$h_{wвi}$, м	0,0	0,0131	0,0441	0,173	0,265
$h_{wнi}$, м	0,0	0,475	1,755	3,826	6,640
h_{wi}, м	0,0	0,488	1,799	3,927	6,813

$h_{wвi}$, м	0,265	0,3770	0,5080	0,6540	0,8250
$h_{wнi}$, м	10,264	14,598	19,743	25,647	32,278
h_{wi}, м	10,529	14,975	20,251	26,301	33,103

16. Розраховуємо значення гідростатичного напору, який є величиною сталою доля кожної насосної установки. Переводимо значення тисків у забірній посудині і посудині споживача із технічних систем одиниць (МКГСС) в систему СІ: p_1 = 0,6 ата = 0,6 · $9{,}81 \cdot 10^4$ = $5{,}886 \cdot 10^4$ Па; p_2 = 1,8 ата = = 1,8 · $9{,}81 \cdot 10^4$ = $17{,}658 \cdot 10^4$ Па. Значення густини води визначаємо за заданої температури 35 °С за додатком 2.

Отже, гідростатичний напір становить:

$$H_{cm} = z_2 - z_1 + \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} = 67 - 11 + \frac{17{,}658 \cdot 10^4}{994{,}03 \cdot 9{,}81} = 68{,}07 \text{ м.}$$

17. Визначаємо повний напір, створюваний насосною установкою з урахуванням загальних втрат напору ($H_{mpi} = H_{cm} + h_{wi}$):

$H_{mp1} = 68{,}07 + 0 = 68{,}07$; $H_{mp2} = 68{,}07 + 0{,}478 = 68{,}558$;

$H_{mp1} = 68{,}07 + 1{,}799 = 68{,}869$; $H_{mp2} = 68{,}07 + 3{,}927 = 71{,}997$;

$H_{mp1} = 68{,}07 + 6{,}813 = 74{,}883$; $H_{mp2} = 68{,}07 + 10{,}529 = 78{,}599$;

$H_{mp1} = 68{,}07 + 14{,}975 = 83{,}045$; $H_{mp2} = 68{,}07 + 20{,}251 = 88{,}321$;

$H_{mp1} = 68{,}07 + 26{,}301 = 94{,}371$; $H_{mp2} = 68{,}07 + 33{,}103 = 101{,}17$.

Для побудови характеристики трубопроводу $H_{mp} = f(Q)$ отримані значення зводимо в таблицю, в якій повторюємо раніше отримані значення подач, згідно з п.5.

Q_i, л/с	0	10	20	30	40
H_{mpi}, м	68,07	68,558	69,869	71,997	74,883

Q_i, л/с	50	60	70	80	90
H_{mpi}, м	78,599	83,045	88,321	94,371	101,17

18. За даними цієї таблиці будуємо графік $H_{mp} = f(Q)$ – характеристику трубопроводу (рис. 2.6). Отриманий графік відтворює закон зміни напору, необхідного для руху рідини через дану систему всмоктувального і нагнітального трубопроводів за різної подачі насоса. Статична частина напору при цьому не змінюється.

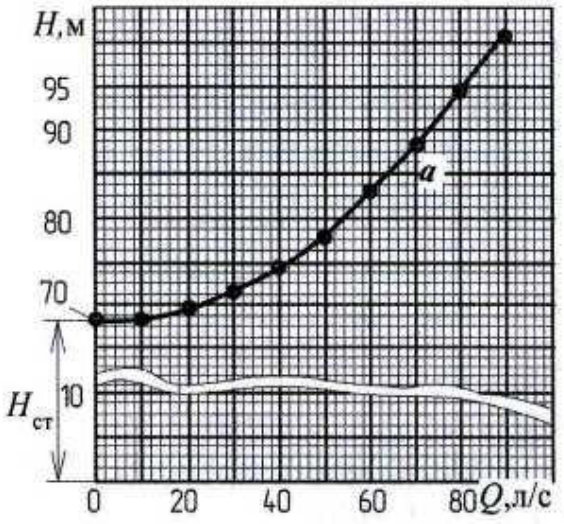


Рисунок 2.6 – Трубопровідна характеристика насосної установки

Q – H-характеристика трубопроводу показує величину втрат напору під час підіймання і нагнітання рідини, а також під час подолання системи опорів у трубопровідній мережі (на місцевих опорах та по довжині трубопроводів).

19. За параметрами робочої точки *а* трубопровідної характеристики, де Q = 70 л/с, $H_{тр}$ = 88,321 м згідно додатку 3 до встановлення підходить або один насос Д200-95 з напором $H_д$ = 82 м, або два насоси Д320-70 з напором $H_д$ = 47 м. Для прикладу розглянемо умови, за яких обрано послідовне встановлення двох насосів типу Д320-70. Частота обертання робочого колеса насоса n = 2950 об/хв. Діаметр робочого колеса $D_д$ = 205 мм. Конструкція насоса типу Д наведена на рис. 2.7

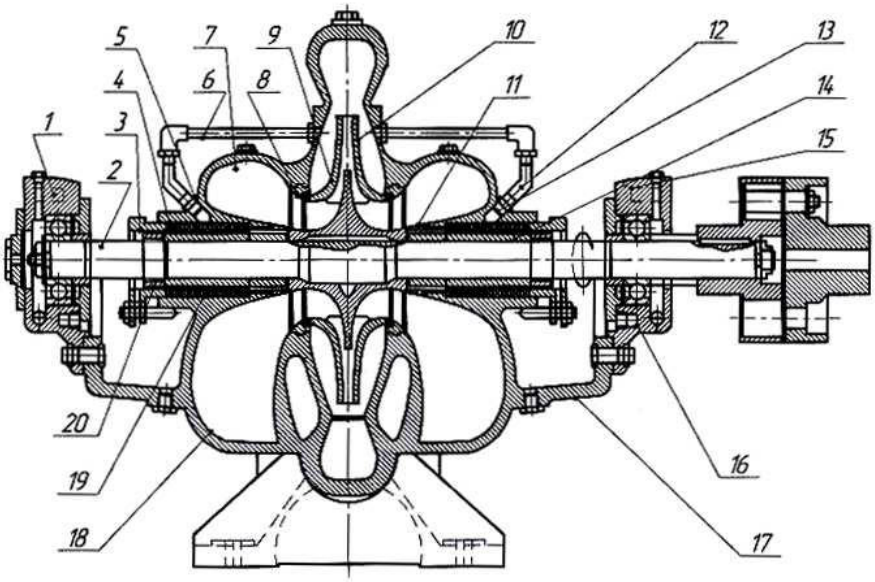


Рисунок 2.7 – Відцентровий насос типу Д: 1, 15 – корпус підшипника; 2 – вал; 3 – букса сальника; 4 – сальникова набивка; 5 – гідроущільнення сальника; 6, 12, 13 – трубки до гідроущільнень сальників; 7 – верхня частина корпусу насоса; 8 – регулювальні кільця; 9 – кільця ущільнення; 10 – робоче колесо; 11 – опорна втулка сальника; 14 – опорна втулка робочого колеса;16 – установочний шуруп; 17, 18, 19 – нижня частина корпусу насоса; 20 – кільця упорів

20. Для досягнення потрібного напору в робочій точці беремо половинне значення напору у цій точці: $H_{тр0,5}$ = 88,321/2 = 44,161 м. Далі обточуємо робоче колесо насоса до досягнення цього значення напору і з'єднуємо послідовно два насоси з однаковим ступенем обточування в один агрегат. При цьому досягаємо розрахункового значення напору $H_I + H_{II}$ = = 44,161 + 44,161 = 88,322 м.

Розраховуємо ступінь обточування робочого колеса діаметром 205 мм:

$$D_p = \sqrt{\frac{H_p}{H_д}} = 205\sqrt{\frac{44{,}161}{47}} = 193 \text{ мм},$$

де індексами *р* та *д* відповідно позначено розрахункові та дійсні значення параметрів.

21. Визначаємо показання приладів насосної установки для робочої точки. Показання мановакуумметра на вході до першого насоса агрегату:

$$p_{мв} = p_1 + \rho \cdot g \cdot z_1 - \rho \frac{\upsilon_{в.р}^2}{2} - \rho \cdot g \cdot h_{wв8} = 5{,}886 \cdot 10^4 + 994{,}03 \cdot 9{,}81 \cdot 11 -$$

$$- 994{,}03 \frac{0{,}899}{2} - 994{,}03 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}508 = 1{,}608 \cdot 10^5,$$

або в технічній системі МКГСС $p_{мв} = \frac{1{,}608 \cdot 10^5}{9{,}81 \cdot 10^4} = 1{,}639$ ата.

2.3. Завдання для самостійного розрахунку

Розрахувати насосну установку для перекачування води за вихідними даними, варіанти яких наведено в табл. 2.1.

Таблиця 2.1 – Варіанти завдань для самостійного розв'язку

Вихідні дані	**Варіанти завдань**				
	1	**2**	**3**	**4**	**5**
***Q*, м³/с**	0,01	0,02	0,04	0,05	0,06
***z₁*, м**	6,0	8,0	10,0	7,0	4,0
***z₂*, м**	20,0	50,0	46,0	35,0	30,0
***p₁*, ата**	1,2	1,1	0,9	0,8	0,7
***p₂*, ата**	1,6	1,2	1,3	1,4	1,5
***l₁*, м**	17	18	25	16	22
***l₂*, м**	50	90	100	70	130
***α*, °**	90	95	100	105	145
***β*, °**	100	110	120	130	120
***t*, °С**	20	30	40	60	50
***K*, +/–**	+	–	+	–	+
***M*, №**	6	5	16	11	8

Вихідні дані	**Варіанти завдань**				
	6	**7**	**8**	**9**	**10**
***Q*, м³/с**	0,12	0,03	0,08	0,1	0,09
***z₁*, м**	4,5	5,0	7,5	8,0	8,5
***z₂*, м**	32,0	34,0	37	25,0	36,0
***p₁*, ата**	1,8	1,9	0,7	2,1	2,0

Продовження таблиці 2.1

Вихідні дані	Варіанти завдань				
	6	**7**	**8**	**9**	**10**
p_2, ата	4,4	2,5	1,7	3,5	2,6
l_1, м	25	24	20	18	23
l_2, м	110	80	120	140	125
α, °	265	270	135	140	265
β, °	110	115	110	115	120
t, °С	10	40	60	70	50
K, +/–	+	–	+	–	+
M, №	16	2	14	3	7

2.4. Зміст звіту

Звіт з роботи повинен містити:

1. Номер та назву роботи.
2. Мету роботи.
3. З Відомості (стисло) щодо методики вибору відцентрового насосу та розрахунку насосної установки.
4. Розрахунок насосної установки згідно варіанту.
5. Висновки з виконання роботи.

2.5. Контрольні запитання

1. Які потрібні вихідні параметри для вибору відцентрового насоса?
2. Як визначається працездатність насоса?
3. Як здійснюється регулювання напору насоса обточуванням робочого колеса?
4. Як здійснюється дросельне регулювання подачі насоса?
5. Наведіть послідовність розрахунку насосної установки.

ДОДАТОК 1
ЗНАЧЕННЯ ШОРСТКОСТІ ТРУБ

№ з/п	Характеристика поверхні	Шорсткість, мм
1.	Технічно гладкі труби з латуні, міді, свинцю і скла	0,0015…0,01
Суцільнотягнуті сталеві труби		
2.	Нові	0,02…0,1
3.	Очищені після багатьох років експлуатації	до 0,4

Продовження додатку 1

№ з/п	Характеристика поверхні	Шорсткість, мм
4.	Трубопроводи систем опалення	0,2
5.	Водопроводні, які перебувають в експлуатації	1,2…1,5
Суцільнозварені сталеві труби		
6.	Нові або старі у доброму стані	0,04…0,1
7.	Такі, що були в експлуатації	0,1…0,15
8.	Забруднені під час роботи на воді, не кородовані	0,95…1,0
9.	Зі значними відкладеннями	2,0…4,0
Чавунні труби		
10.	Нові	0,25…1,0
11.	Водопровідні, які були в експлуатації	1,4
12.	Такі, що були в експлуатації, кородовані	1,0…1,5
13.	З відкладеннями	
14.	Зі значними відкладеннями	2,0…4,0
15.	Очищені після багатьох років експлуатації	0,3…1,5
16.	Значно кородовані	до 0,3

ДОДАТОК 2
ФІЗИЧНІ ВЛАСТИВОСТІ ВОДИ НА ЛІНІЇ НАСИЧЕННЯ

Температура, t, °С	Густина, ρ, кг/м^3	Питома теплоємність, C_p, кДж/(кг·К)	Коефіцієнт тепло провідності, λ, Вт/(м·К)	Кінематичний коефіцієнт в'язкості, $\nu \cdot 10^6$, м^2/с	Критерій Прандтля, Pr
0	999,8	4,237	0,551	1,790	13,7
10	999,6	4,212	0,575	1,300	9,56
20	998,2	4,204	0,599	1,000	7,06
30	995,6	4,199	0,618	0,805	5,50
40	992,2	4,199	0,634	0,659	4,30
50	988,0	4,199	0,648	0,556	3,56
60	983,2	4,204	0,659	0,479	3,00
70	977,7	4,212	0,668	0,415	2,56
80	971,8	4,216	0,674	0,366	2,23
90	965,3	4,224	0,680	0,326	1,95
100	958,3	4,229	0,683	0,295	1,75

ДОДАТОК 3
ТЕХНІЧНА ХАРАКТЕРИСТИКА НАСОСІВ ТИПУ «Д»

Марка насоса	Діаметр робочого колеса, мм	Подача, $м^3$/год	Напір, м	Частота обертання, об/хв	Потужність, кВт	ККД	Допустимий кавітаційний запас
Д200-36	300 320 350	180 190 200	25 29 36	1450	22 27 35	67 69 72	5 5,5
Д200-95	240 255 280	160 180 200	70 82 95	2950	56 67 85	65 67 70	5 5,7 6,5
	255 280	100	19,8 23	1450	8 10	67 70	3,5
Д320-50	340 365 405	300 320	83 89	1450	36 47 76	70 74 76	4 4,5
Д320-70	205 220 242	275 300 320	47 55 70	2950	45 66 90	74 76 78	5,2 5,4 6
Д500-65	390 432 465	420 450 500	45 55 65	1450	68 90 135	76	4,5
Д630-90	430 475 525	420 460 500	24 30 36	960	38 51 66	75	5
	450 490 525	520 585 630	65 78,5 90	1450	127 170 265	75	6,5
Д800-57	360 405 432	660 750 800	38 48 57	1450	85 125 177	82	4
Д1250-65	390 430 460	600 750 800	18,5 23 28	960	40 55 95	86	4,5
	390 430 460	1000 1100 1250	42 54 65	1450	150 200 314	86	6

Продовження додатку 3

Марка насоса	Діаметр робочого колеса, мм	Подача, $м^3$/год	Напір, м	Частота обертання, об/хв	Потужність, кВт	ККД	Допустимий кавітаційний запас
Д1520-125	535 570 625	1000 1100 1250	86 100 125	1450	340 425 560	76	5
Д1600-90	460 515 540	850 975 1000	27 35 40	960	85 102 148	87	5
	460 515 540	1200 1325 1600	66 84 90	1450	280 400 500	87	7

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ / РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА

1. Гідравліка, гідравлічні машини та гідропневмопривід. Ч. 1. Гідравліка і гідравлічні машини / В.Р. Кулінченко, І.В. Дубковецький, О.М. Деменюк. Київ : НУХТ, 2011. 246 с.

2. Механіка рідин і газів в галузі [Електронне видання] : конспект лекцій для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти денної та заочної форм навчання за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування» / А.О. Шевченко, О.А. Маяк, С.В. Прасол. Харків : ДБТУ, 2024. 92 с. URL : https://repo.btu.kharkov.ua/handle/123456789/61194.

3. Гідравліка та гідравлічні машини в розрахунках і конструюванні : навч. посіб. / В.Р. Кулінченко, І.К. Мотуз. Київ : ІЗМН, 1996. 624 с.

4. Гідравліка та гідропневмопривід : опорний конспект лекцій для студентів, що навчаються за спеціальністю 131 «Прикладна механіка» (освітній ступінь – «бакалавр»). Видання 2-ге, доповнене і перероблене / укладачі: А.О. Шевченко, І.В. Бабкіна, О.А. Маяк, С.В. Прасол. Харків : ХДУХТ, 2020. 67 с.

5. Процеси і апарати харчових виробництв. У 2 ч. Ч.1. Основи курсу. Гідравлічні, гідромеханічні та механічні процеси : конспект лекцій для студентів, що навчаються за спеціальністю 181 «Харчові технології» (освітній ступінь – «бакалавр») / О.І. Черевко [та ін.]. Харків : ХДУХТ, 2020. С. 20–37.

6. Процеси і апарати харчових виробництв : підручник. 2-ге вид., доп. та випр. / О.І. Черевко, А.М. Поперечний. Х. : Світ Книг, 2014. С. 42–86.

7. Механіка рідин та газів в галузі (спец. 131 «Прикладна механіка») [Електронний ресурс] : Портал дистанційного навчання Державного біотехнологічного університету. URL : http://moodle.btu.kharkiv.ua/course/view.php?id=2426.

8. Механіка рідин і газів в галузі (спец. 133 «Галузеве машинобудування») [Електронний ресурс] : Портал дистанційного навчання Державного біотехнологічного університету. URL : http://moodle.btu.kharkiv.ua/course/view.php?id=2327.

Навчальне електронне видання комбінованого використання
Можна використовувати в локальному та мережному режимах

МЕХАНІКА РІДИН ТА ГАЗІВ В ГАЛУЗІ

Частина 3.
ГІДРАВЛІЧНІ МАШИНИ ТА ПРИСТРОЇ

Методичні вказівки
до практичних та лабораторних робіт

Укладачі:

ШЕВЧЕНКО Андрій Олександрович
ПРАСОЛ Світлана Володимирівна

Підп. до друку 30.12.2024 р. Один електронний оптичний диск (CD-ROM); супровідна документація. Об’єм даних 889 Кб. Тираж 10 прим.

Державний біотехнологічний університет
61002, м. Харків, вул. Алчевських, 44