ЛЕКЦІЯ №8. Динамічні гідравлічні машини

Змістовий модуль2 “Сільськогосподарське водопостачання, насоси”

Тема: Динамічні насоси.

Мета: Ознайомитися з класифікацією, будовою і принципом дії динамічних гідравлічних машин. Ознайомитися з основними параметри, і методикою підбору динамічних насосів. Вивчити методику побудови робочої характеристики відцентрового насоса.

План лекції

1. Призначення,класифікація, будова і принцип дії динамічних гідравлічних машин.
2. Основні параметри, порядок підбору динамічних насосів.
3. Основне рівняння лопатевих насосів. Характеристики насосів.
4. Робота насоса з трубопроводом.
5. Висота усмоктування, кавітація.

Рекомендована література

1. Гідравліка та її використання в агропромисловому комплексі / В.А.Дідур, О.Д.Савченко, Д.П Журавель, С.І. Мовчан; – К.: Аграрна освіта, 2008. – 577 с. (с. 149 – 154? 159 - 177).
2. Гідравліка, сільськогосподарське водопостачання та гідропневмопривод. / В.А.Дідур, О.Д.Савченко, С.І.Пастушенко, С.І. Мовчан; – Запоріжжя: Прем’єр, 2005. – 464 с. (с. 119 – 125, 129 - 144).
3. Палишкин, Н.А. Гидравлика и сельскохозяйственное водоснабжение / Н.А. Палишкин; – М.: Агропромиздат, 1990. – 351 с. (с.126 - 176).
4. Исаев, А.П. Гидравлика и гидромеханизация сельскохозяйственных процессов / А.П.Исаев, Б.И. Сергеев, В.А.Дидур; – М.: Агропромиздат, 1990. – 400с. (с. 89 - 141).
5. Карасев, Б.В. Гидравлика, основы сельскохозяйственного водоснабжения и канализации / Б.В.Карасев;–Минск: “Вышейшая школа”, 1983 – 288 с. (с. 44 - 60).
6. Костюченко, Э.В. Практикум по гидравлике и гидромеханизации сельскохозяйственных процессов / Э.В. Костюченко, В.И.Лаптев, Л.А.Холодок; – Минск, Ураджай, 1991. – 272 с. (с.146 - 167).

Матеріал лекції

1. Призначення,класифікація, будова і принцип дії динамічних гідравлічних машин

Насоси – це гідравлічні машини, призначені для створення потоку рідинного середовища. Вони передають енергію рідині, яка протікає в їх середині. Таким чином, у насосах відбувається перетворення механічної енергії на енергію рідини (гідравлічну енергію).

Насоси є широко розповсюдженою гідравлічною машиною в агропромисловому виробництві. У сільськогосподарському водопостачанні та на меліоративних системах саме насосами забезпечується механізована подача води споживачам. Насоси використовуються в сільських опалювальних системах, на підприємствах з переробки сільськогосподарської продукції.

Промисловістю випускається біля 3,5 тис. різних типів і марок насосів. Для полегшення використання такої великої кількості насосів існує Державний стандарт. Згідно з ним насоси певним чином класифікуються.

Приведемо класифікацію найбільш широко розповсюджених гідравлічних машин, якими являються динамічні насоси (рис. 1).

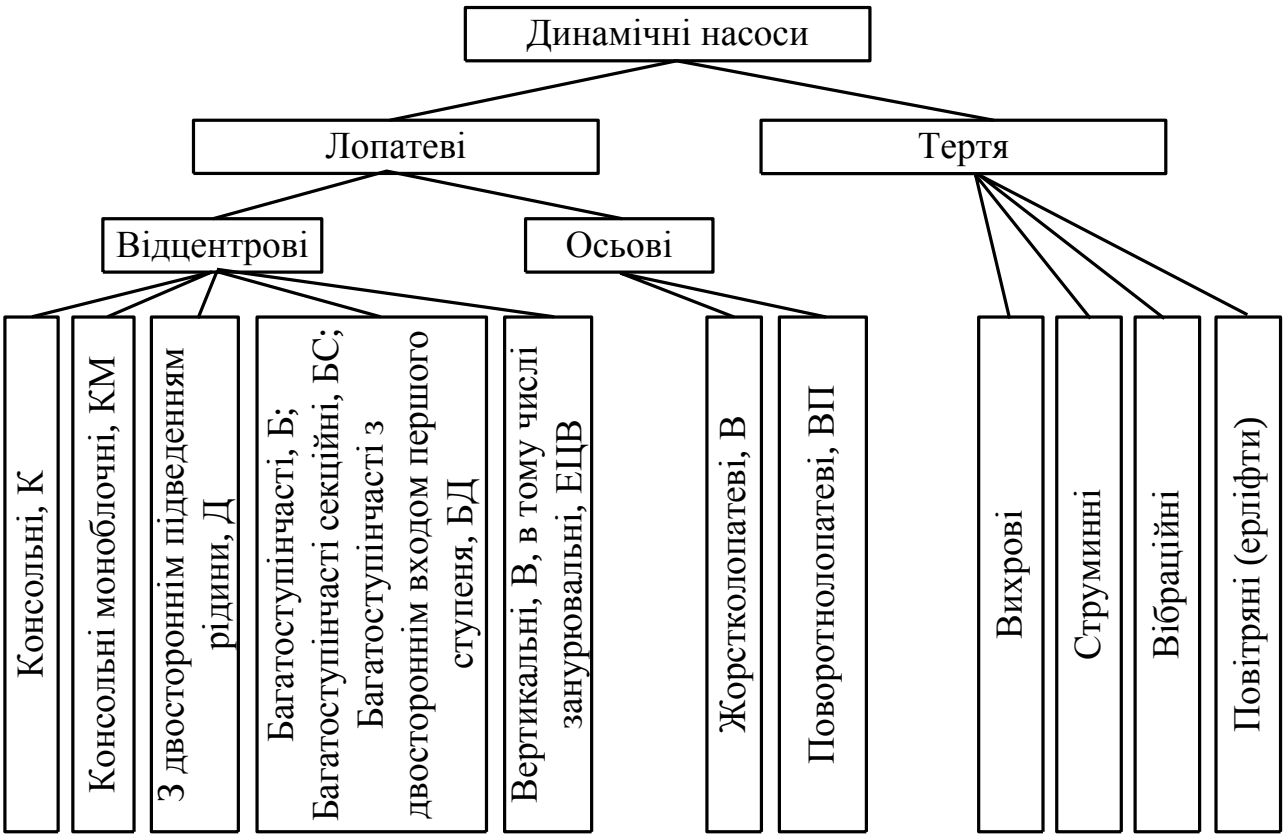

Рис. 1. Класифікація динамічних насосів

Динамічні насоси– це насоси, в яких рідина переміщується під дією на неї сили в камері, яка постійно сполучається із входом і виходом насоса. До них

належать лопатеві, що включають відцентрові, осьові, та насоси і пристрої тертя, до яких належать вихрові, шнекові, струминні, вібраційні і повітряні водопідйомники.

Найбільшу групу в класифікації динамічних насосів представляють відцентрові насоси, будову і принцип дії яких розглянемо нижче.

Відцентрові насоси – це динамічні лопатеві насоси, які працюють на принципі використання відцентрової сили і в яких робочим органом є робоче колесо.

Відцентрові насоси найбільше розповсюджені в сільськогосподарському виробництві та в комунальному секторі на селі. Вони призначені для перекачування рідин (переважно води) при температурі від +5 до +105 °С.

Відцентровий насос складається з двох основних конструкцій – ***корпуса,*** виготовленого у вигляді спіральної (равликоподібної) камери, і розташованого всередині його ***робочого колеса*** (рис. 2).

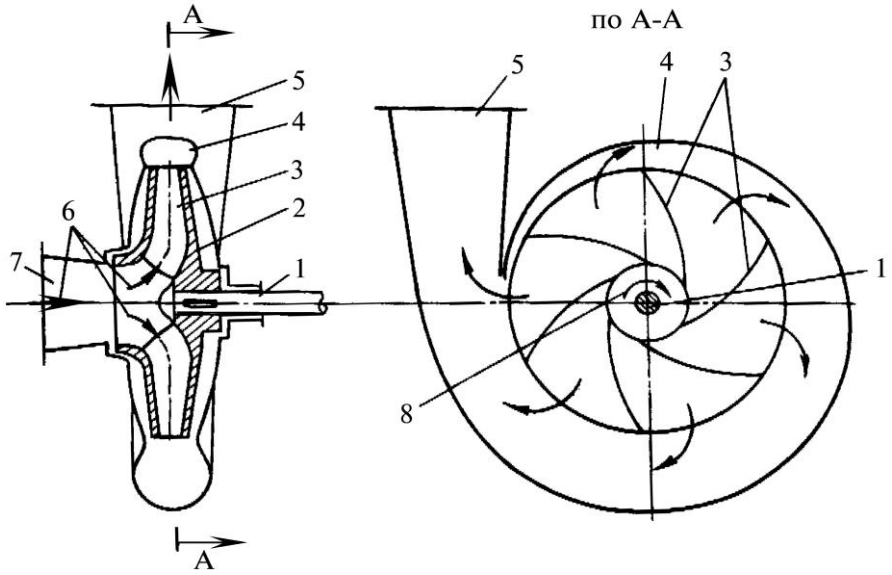

Рис. 2. Схема одноступінчастого (консольного) відцентрового насоса:
1 – вал; 2 – робоче колесо; 3 – лопаті робочого колеса; 4 – спіральна (равликоподібна) камера (корпус насоса); 5 – нагнітальний (дифузорний) патрубок; 6 – напрямок потоку рідини; 7 – усмоктувальний патрубок; 8 – напрямок обертання робочого колеса

Робоче колесо – це два диски (передній і задній), з'єднані між собою лопатями; воно насаджене на вал, з яким і обертається. З торцевої сторони до ***корпуса*** приєднаний усмоктувальний патрубок, через який за допомогою усмоктувальної труби до насоса підводиться рідина, яку він перекачує. Напірний патрубок відлитий заодно з корпусом, до якого і приєднується напірний трубопровід.

Обов'язковою умовою роботи відцентрових насосів є те, що перед пуском усмоктувальна лінія й насос повинні бути заповнені рідиною, яку перекачують.

Рідина відцентровими насосами подається за рахунок відцентрової сили, яка виникає при обертанні робочого колеса, тому вони й називаються ***відцентровими.***

Принцип дії відцентрових насосів полягає в тому, що при обертанні робочого колеса на кожен об'єм рідини, що знаходиться в міжлопатевому каналі на відстані ***r*** від осі вала і який має масу ***M,*** діє відцентрова сила $F=\omega^2 \cdot M \cdot r$, де ω – кутова швидкість обертання вала. Під дією відцентрової сили рідина викидається з робочого колеса до периферії, а на вході в нього створюється розрідження (вакуумметричний тиск). Під дією атмосферного тиску (у випадку відкритого джерела) рідина по усмоктувальному трубопроводу безперервно надходить до входу робочого колеса. Рідина, яка виходить з робочого колеса, потрапляє у відвідний спіральний канал, який поступово розширюється, у ньому швидкість її зменшується, а напір (тиск, згідно з рівнянням Бернуллі) збільшується. З відвідного каналу рідина надходить у напірний патрубок, а потім у напірний трубопровід.

Таким чином, у відцентрових насосах рідина входить у насос в осьовому напрямку, а виходить у радіальному.

2. Основні параметри, порядок підбору динамічних насосів

Основними параметрами насосів являються: подача, напір (тиск), потужність, коефіцієнт корисної дії (ККД) і частота обертання.

Подача насоса Q, **м^3/с,** – об'єм або маса рідини, яку насос подає за одиницю часу. Сказане можна виразити формулами

$$Q = W / T \text{ і } Q = M / T, \qquad (1)$$

де W – об'єм; T – час; M – маса.

Крім розмірності витрати, м^3/с, застосовуються й інші (у тому числі й несистемні) – л/с, м^3/г та масові – кг/с, т/г.

Напір насоса H, **м,** – це приріст енергії потоку, віднесеної до одиниці ваги рідини, яка проходить через робочий орган насоса.

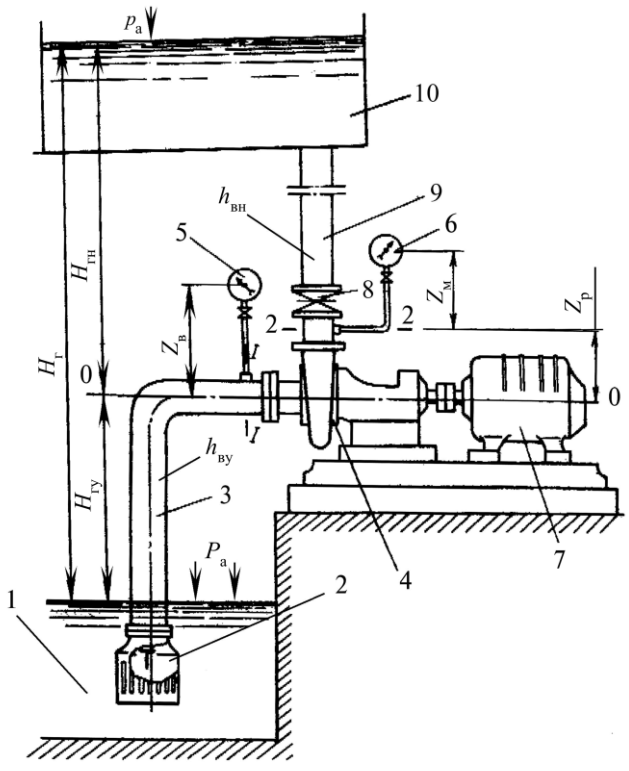

Рис. 3. Схема насосної установки:

1 – джерело; 2 – усмоктувальний пристрій 3 – усмоктувальна труба;

4 – насос; 5 – вакуумметр; 6 – манометр; 7 – електродвигун; 8 – засувка;

9 – напірний трубопровід; 10 – напірний) резервуар

Напір насоса вимірюється в метрах стовпа рідини, яку перекачує насос.

В інженерній практиці розрізняють манометричний (експлуатаційний) і проектний (той, що вимагається) напори.

Манометричний напір встановлюється за показаннями приладів 5 і 6 на діючій насосній установці. (рис. 3).

Для знаходження манометричного напору використаємо рівняння Бернуллі, згідно з яким повна питома енергія визначається по формулі

$$E_{\text{пит пов}} = Z + P/\gamma + \alpha V^2/(2g) = H. \qquad (2)$$

Оскільки з енергетичної точки зору напір насоса являє собою різницю повної питомої енергії на виході і вході насоса, можна записати:

$$H = E_{\text{вих}} - E_{\text{вх}} = H_{\text{вих}} - H_{\text{вх}}. \qquad (3)$$

Позначимо: $P_{\text{м}}$, $P_{\text{в}}$ – тиск, який показують відповідно манометр і вакуумметр, Па; $H_{\text{гу}}$, $H_{\text{гн}}$ – геометрична (геодезична) висота відповідно усмоктування й нагнітання, м; $H_{\text{г}} = H_{\text{гу}} + H_{\text{гн}}$ – повна геометрична висота підняття рідини, м; $Z_{\text{в}}$, $Z_{\text{м}}$ – перевищення відповідно вакуумметра й манометра над точкою їхнього підключення, м; $Z_{\text{Р}}$ – різниця рівнів перерізів 1-1 і 2-2 Прийнявши площину порівняння 0-0 на рівні осі насоса, напір у першому перерізі (на вході насоса) буде

$$H_1 = \frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g}, \qquad (4)$$

на виході з насоса –

$$H_2 = \frac{P_2}{\gamma} + Z_{\text{Р}} + \frac{V_2^2}{2g}. \qquad (5)$$

Тоді, згідно з рівнянням (4.229),

$$H = H_2 - H_1 = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + Z_{\text{р}} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g}. \qquad (6)$$

Оскільки $p_1 = p_{\text{а}} - p_{\text{в}} + \rho g Z_{\text{в}}$, а $p_2 = p_{\text{а}} + p_{\text{м}} + \rho g Z_{\text{м}}$, то напір насоса буде дорівнювати:

$$H = \frac{p_{\text{м}} + p_{\text{в}}}{\rho \text{g}} + (Z_{\text{р}} + Z_{\text{м}} - Z_{\text{в}}) + + \frac{V_{\text{н}}^2 - V_{\text{ус}}^2}{2\text{g}}. \qquad (7)$$

Замінимо $(Z_{\text{р}} + Z_{\text{м}} - Z_{\text{в}}) = Z$, тоді отримаємо рівняння ***манометричного напору***:

$$H = Z + \frac{P_{\text{м}} + P_{\text{в}}}{\rho g} + \frac{V_{\text{н}}^2 - V_{\text{ус}}^2}{2g}, \qquad (8)$$

де Z – відстань по вертикалі між точками вимірювання тиску на виході і вході насоса; $V_{\text{н}}$ і $V_{\text{ус}}$ – середні швидкості руху рідини в нагнітальному й усмоктувальному патрубках, які можна знайти за формулою

$$V = 4Q/\pi d^2, \qquad (9)$$

де d – діаметр відповідно усмоктувального або нагнітального трубопроводу. Для води рекомендуються такі швидкості: в усмоктувальному

трубопроводі при діаметрі до 250 мм – 0,7…1,0 м/с, при діаметрі 250…800 мм – 1,0…1,5 м/с; у нагнітальному – при діаметрі до 250 мм – 1,0...1,5 м/с, при діаметрі 250…800 – 1,3…2,0 м/с [1].

Проектний напір встановлюється за проектною схемою насосної установки за залежністю

$$H = H_{\text{г}} + \sum h_{\text{в}}\,, \tag{10}$$

де $H_{\text{г}}$ – геометрична висота підняття рідини,

$$H_{\text{г}} = H_{\text{гу}} + H_{\text{гн}}, \tag{11}$$

де $H_{\text{гу}}$ – висота усмоктування, $H_{\text{гн}}$ – висота нагнітання; $\sum h_{\text{в}}$ – сума втрат напору в усмоктувальному трубопроводі $h_{\text{ву}}$ і нагнітальному $h_{\text{вн}}$.

Тиск насоса виражається залежністю

$$p = \rho g H\,, \tag{12}$$

де H – напір насоса.

Таким чином, напір насоса – це тиск, виражений у метрах стовпа рідини, яку перекачує насос.

***Потужність насоса N*, Вт.** Розрізняють корисну і споживану потужності.

Корисна потужність $N_{\text{кор}}$ – це робота, яку виконує насос за секунду при переміщенні одного кубічного метра рідини на шляху, що дорівнює висоті стовпа, на який піднімається рідина. Вона визначається за формулою

$$N_{\text{кор}} = \rho g Q H\,, \tag{13}$$

де Q – подача; H – напір насоса.

Споживана потужність $N_{\text{спож}}$ – це потужність, яку споживає насос. Вона визначається приладами (за силою струму) і вираховується за формулою

$$N_{\text{спож}} = \sqrt{3} \cdot U \cdot I \cdot \cos\varphi \cdot \eta_{\text{дв}}\,, \tag{14}$$

де U – лінійна напруга мережі, U = 380 В; I – сила струму, А; cos φ – коефіцієнт потужності (наприклад, φ = 0,89); $\eta_{\text{дв}}$ – коефіцієнт корисної дії (ККД) електродвигуна (наприклад, $\eta_{\text{дв}}$ = 0,86).

Коефіцієнт корисної дії насоса η – це величина співвідношення корисної і споживаної потужностей:

$$\eta = \frac{N_{\text{кор}}}{N_{\text{спож}}}\,. \tag{15}$$

Частота обертання n, с^{-1}, – це кількість обертів, або ходів робочого органу насоса, за одиницю часу.

Підбір насосів. Насоси підбираються за двома основними технічними показниками (характеристиками) – напором H і подачею Q.

Підбираються насоси за зведеними таблицями або графіками полів відповідного типу насосів, наприклад насосів типу “К” (рис. 3) [2]. На графіках у координатах Q і H нанесені криволінійні клітини (поля), які обмежують область оптимального застосування за ККД того чи іншого насоса. Верхня лінія кожного з полів відповідає напірній характеристиці базового насоса, нижня –

напірній характеристиці насоса з обточеним робочим колесом, бокові лінії відповідають робочій зоні насоса, яка обмежується хвилястими лініями.

Марка насоса, який відшуковується (підбирається), визначається по клітині (полю), в якому перетнуться координати заданих Q і H, в якій би частині поля не опинилася точка їхнього перетину. Наприклад, при необхідних напорі H = 30 м і подачі Q = 30 м^3/год точка перетину координат опиниться в полі насоса К - 45/30, n = 2900(рис. 3), що означає – цей насос слід приймати для цих умов.

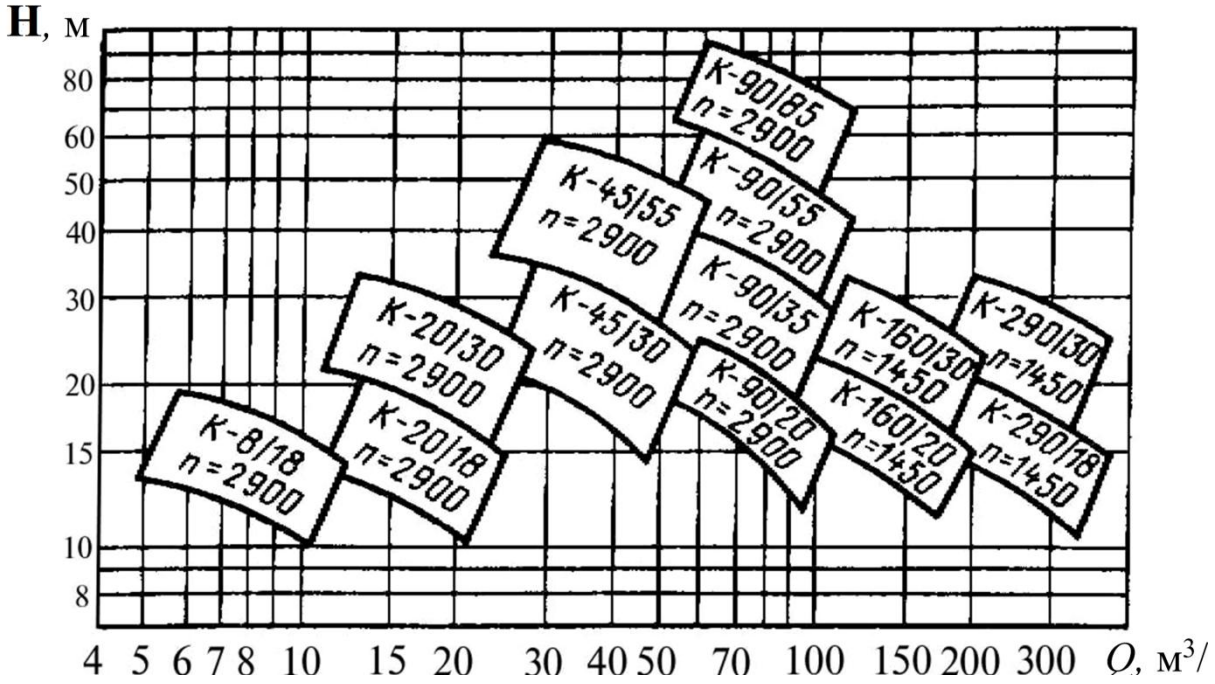

Рис. 3. Зведений графік полів насосів типу “К” (КМ)

Після того, як насос підібраний, робота ведеться з робочими характеристиками його, за допомогою чого встановлюються дійсні параметри роботи насоса в цих умовах (із заданими трубопроводами), про що йтиметься в наступному питанню.

3. Основне рівняння лопатевих насосів. Характеристики насосів

Метою виведення основного рівняння лопатевих насосів є теоретичне обґрунтування перетворення в насосі кінетичної енергії на напір насоса, необхідний для подолання геометричної (геодезичної) висоти підняття рідини і гідравлічних опорів в усмоктувальному й нагнітальному трубопроводах.

Рівнянням користуються при розробці нових конструкцій лопатевих (відцентрових і осьових) насосів.

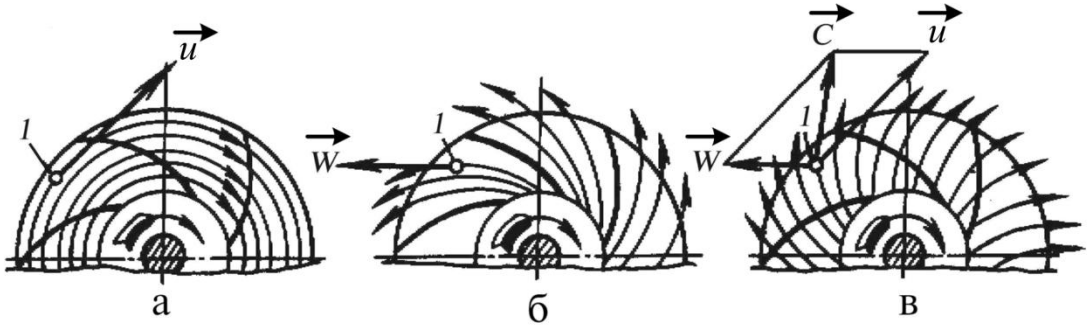

Рис. 4. Схема руху рідини в лопатевому колесі насоса:
а – переносний (окружний); б – відносний;
в – абсолютний; 1 – частка рідини

Отже, в робоче колесо рідина входить вздовж осі зі швидкістю V_1. У робочому колесі кожна частка рідини бере участь у двох видах руху: переносному – обертається разом з робочим колесом (рис. 5, вектор *u)* і відносному – рухається вздовж лопатей відносно робочого колеса (рис. 5, вектор *W*).

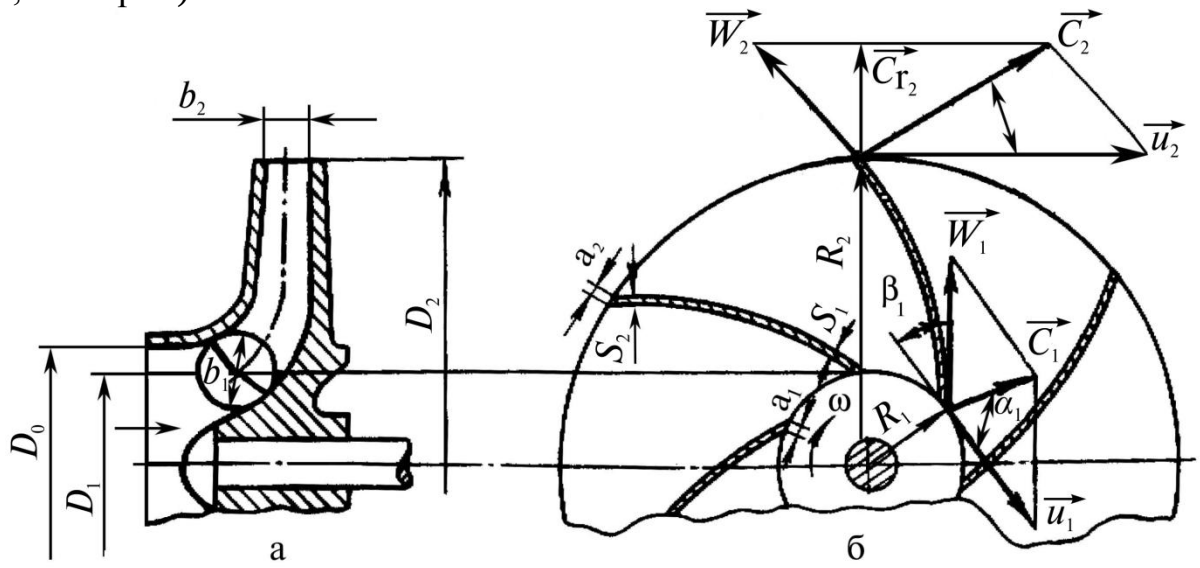

Рис. 5. Схема робочого колеса насоса (а) і трикутників швидкостей на вході і виході робочого колеса (б).

Позначення величин на схемі робочого колеса насоса (рис.5,а) і трикутниках швидкостей на вході і виході робочого колеса (рис.5,б):

D_0 – діаметр вхідного отвору робочого колеса; D_1, D_2 – діаметри входу і виходу каналів; R_1, R_2 – радіуси входу і виходу; b_1, b_2 – ширина лопаті (каналів) на вході і виході; S_1, S_2 – товщина лопаті на вході і виході; u_1, u_2 – окружні швидкості на вході і виході; W_1, W_2 – відносні швидкості на вході і виході; C_1, C_2 – абсолютні швидкості на вході і виході; C_{r2} – радіальна складова абсолютної швидкості; α_1, α_2 – кути між абсолютними й окружними швидкостями на вході і виході.

Абсолютний рух точки 1 характеризується вектором абсолютної швидкості $\vec{C} = \vec{u} + \vec{W}$.

Керуючись цим, побудуємо на вході і виході робочого колеса насоса трикутники швидкостей (рис. 5,б).

Для виведення основного рівняння скористуємося теоремою про зміну моменту кількості руху, згідно з якою зміна моменту кількості руху рідини

дорівнює сумі моментів зовнішніх сил, які діють на потік, тобто моменту, прикладеному до колеса ззовні.

При виведенні рівняння приймаються такі допущення: кількість лопатей у робочому колесі нескінченно велика, вони зовсім тонкі, і рух між ними ідеально струминний, лопаті ідеально гладкі, рух рідини в колесі осьосиметричний.

З фізики відомо, що кількість руху $KP = Mc$, де M – маса тіла; c – швидкість руху тіла. У випадку, що розглядається, $M = \rho q$, де q – витрата рідини, яка протікає через один канал між двома суміжними лопатями та дисками робочого колеса. Таким чином, M – це маса рідини, яка протікає через один канал за одиницю часу. Підставимо значення маси у формулу кількості руху, застосувавши при цьому символ "штрих", позначаючи, що кількість руху належить до одного каналу, отримаємо на вході і виході робочого колеса:

$$Kp_1 = Mc_1 = \rho q c_1; \qquad Kp_2 = Mc_2 = \rho q c_2. \tag{16}$$

Рівняння моментів кількості руху на вході і виході робочого колеса (каналу) будуть мати такий вигляд:

$$M_{\text{кр}'1} = \rho q c_1 \cdot R_1 \cos\alpha_1; \qquad M_{\text{кр}'2} = \rho q c_2 \cdot R_2 \cos\alpha_2, \tag{17}$$

де R_1, R_2 – радіуси відповідно вхідного і вихідного кіл (кругів) робочого колеса; α_1, α_2 – кути між векторами абсолютної й окружної швидкостей відповідно на вході і виході робочого колеса.

Зміна моменту кількості руху буде мати такий вигляд:

$$\Delta M_{\text{кр}'} = M_{\text{кр}'2} - M_{\text{кр}'1} = \rho q (C_2 R_2 \cos\alpha_2 - C_1 R_1 \cos\alpha_1). \tag{18}$$

Сума змін моментів, тобто для всього робочого колеса, складе

$$\sum \Delta M_{\text{кр}'} = \sum \rho q (C_2 R_2 \cos\alpha_2 - C_1 R_1 \cos\alpha_1). \tag{19}$$

У рівнянні (2.15) всі величини постійні, змінна тільки q, але $\sum q = Q$, тоді

$$\sum \Delta M_{\text{кр}'} = \rho Q (C_2 R_2 \cos\alpha_2 - C_1 R_1 \cos\alpha_1). \tag{20}$$

Оскільки, згідно з прийнятою для виведення рівняння теоремою, зміна моменту кількості руху повинна дорівнювати моменту зовнішніх сил M, тобто моменту, створюваному привідним двигуном, будемо мати:

$$\sum \Delta M_{\text{кр}'} = M. \tag{21}$$

Підставимо це значення в (20):

$$M = \rho Q (C_2 R_2 \cos\alpha_2 - C_1 R_1 \cos\alpha_1), \tag{22}$$

де M – момент, з яким робоче колесо діє на рідину при нескінченній кількості лопатей без урахування втрат напору.

Потужність, яку робоче колесо (насос) надає перекачуваній рідині, визначається за відомою залежністю

$$N_{\text{кор}} = \rho g Q H_{\text{т}}, \tag{23}$$

де $H_{\text{т}}$ – теоретичний напір, оскільки в процесі виведення попередніх рівнянь вважалося, що поверхня каналів ідеально гладка, а значить, і відсутні втрати напору.

У свою чергу зв'язок між потужністю й моментом описується такою формулою:

$$N_{\text{кор}} = M \cdot \omega, \tag{24}$$

де ω – кутова швидкість обертання робочого колеса, тоді

$$M\omega = \rho g Q H_{\text{т}}. \tag{25}$$

Підставивши значення моменту, отримаємо:

$$\rho g Q H_{\text{т}} = \rho Q \omega (C_2 R_2 \cos\alpha_2 - C_1 R_1 \cos\alpha_1). \tag{26}$$

Після скорочення величин і керуючись тим, що окружна швидкість дорівнює добутку кутової швидкості на радіус обертання, тобто $\omega \cdot R = u$, і розв'язавши рівняння відносно теоретичного напору, отримаємо:

$$H_{\text{т}} = \frac{C_2 u_2 \cos\alpha_2 - C_1 u_1 \cos\alpha_1}{g}. \tag{27}$$

Рівняння (27) є основним рівнянням лопатевих (у тому числі й відцентрових) насосів для теоретичного напору. Воно виведене для ідеальних умов. Фактичний напір буде менше теоретичного внаслідок втрат енергії на тертя в лопатевому колесі, неплавності та неосьосиметричності лопатей, кінцевої кількості їх і реальної товщини. Дійсний напір буде

$$H = \varepsilon \eta_{\text{г}} \frac{C_2 u_2 \cos\alpha_2 - C_1 u_1 \cos\alpha_1}{g} \tag{28}$$

де ε – коефіцієнт стиснення, який враховує вплив кінцевої кількості лопатей у робочому колесі насоса (ε = 0,75…0,9); $\eta_{\text{г}}$ – гідравлічний ККД, що враховує втрати енергії в робочому колесі на тертя ($\eta_{\text{г}}$ = 0,9…0,95) [1].

У кінцевому підсумку, задача полягає в отриманні найбільшого напору насоса. Досягти цього можна зменшенням другого члена чисельника у формулі (28) з наближенням його значення до нуля. Оскільки швидкості C_1 і u_1 обернути на нуль неможливо, то досягти цього можна тільки кутом α_1, наближаючи його до 90°, косинус якого дасть нуль, що й надасть можливість позбавитися від'ємника в чисельнику рівняння (28). Саме тому при розробці конструкцій насосів прагнуть, щоб рідина в колесо входила в радіальному напрямку, тобто при куті α_1 = 90°, і тоді напір буде максимальним:

$$H = \varepsilon \eta_{\text{г}} \frac{C_2 u_2 \cos\alpha_2}{g}. \tag{29}$$

Цією формулою й користуються при конструюванні робочих коліс нових насосів, але надійно визначити напірну характеристику насоса за нею неможливо, вона будується за експериментальними даними.

Робочі характеристики насосів – це графічне зображення залежностей напору, потужності і ККД від подачі насоса, тобто $H = f(Q)$, $N = f(Q)$, $\eta = f(Q)$.

В якості незалежної перемінної прийнята подача насоса Q, тому що вона безпосередньо пов'язана з витратою рідини в трубопроводі. Робочі характеристики насосів є основним технічним документом для проектування насосних установок.

Робочі характеристики насосів будуються за результатами енергетичних випробувань виготовлених на заводі насосів. Випробування насосів здійснюється на спеціальних (випробувальних) стендах (рис. 6).

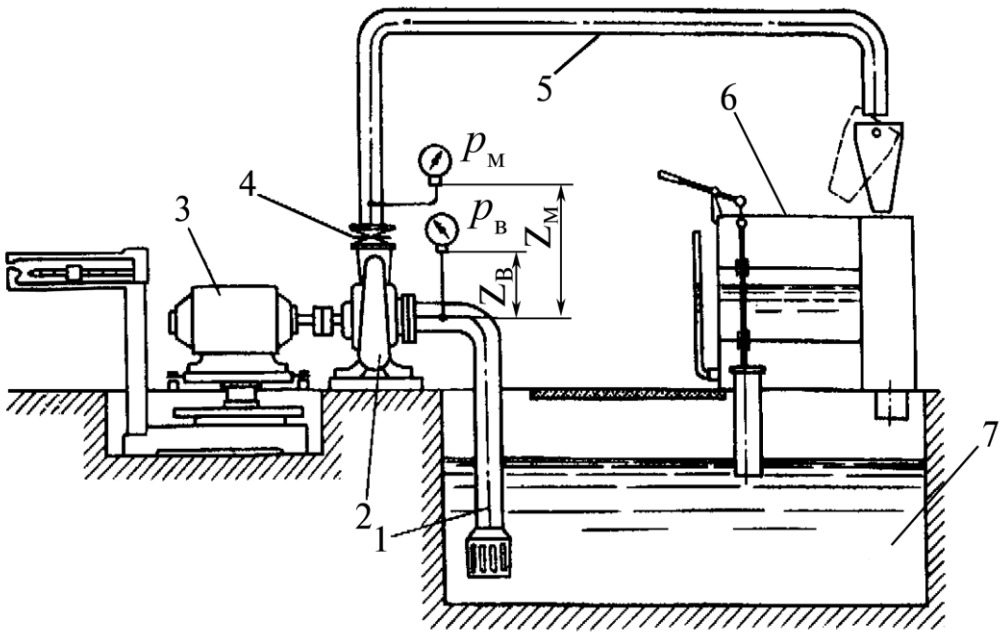

Рис. 6 Схема стенда для енергетичних випробувань відцентрових насосів:

1 – усмоктувальний трубопровід; 2 – випробовуваний насос; 3 – електродвигуни; 4 – засувка; 5 – напірний трубопровід; 6 – мірний резервуар; 7 – резервуар з водою

Випробування насосів здійснюється таким чином. Регулюючи ступінь відкриття засувки на напірному трубопроводі, при постійній частоті обертання робочого колеса, отримуються різні подачі Q і відповідні їм напори H. Подача насоса визначається за допомогою мірного резервуара, водозливу чи витратовимірювача.

Повний напір насоса H встановлюється за залежністю (8), тобто як манометричний напір. Споживана потужність $N_{спож}$ встановлюється за показанням електровимірювальних приладів і визначається за залежністю (14), частота обертання робочого колеса вимірюється тахометром. Корисна потужність $N_{кор}$ встановлюється за залежністю (13). Коефіцієнт корисної дії встановлюється за залежністю (15).

За даними випробувань будуються графічні залежності $H = f(Q)$, $N = f(Q)$, $\eta = f(Q)$ (рис. 6).

Характеристика H-Q (рис. 7) називається напірною і є основною характеристикою, тому що за нею підбираються насоси. Характеристика N-Q – потужнісна характеристика. Характеристика η-Q – характеристика ККД.

Точка a на характеристиці η-Q, яка відповідає максимальному значенню ККД, визначає оптимальні робочі параметри насоса $Q_{опт}$, $H_{опт}$ і $N_{опт}$.

Отже, характеристика H-Q – це залежність напору від подачі насоса. На характеристиці H-Q хвилястими лініями позначається ***робоча зона***, тобто зона, в якій необхідно експлуатувати насос. Вона відповідає максимальним значенням ККД. За окресленням напірна характеристика є кривою, яка безперервно знижується.

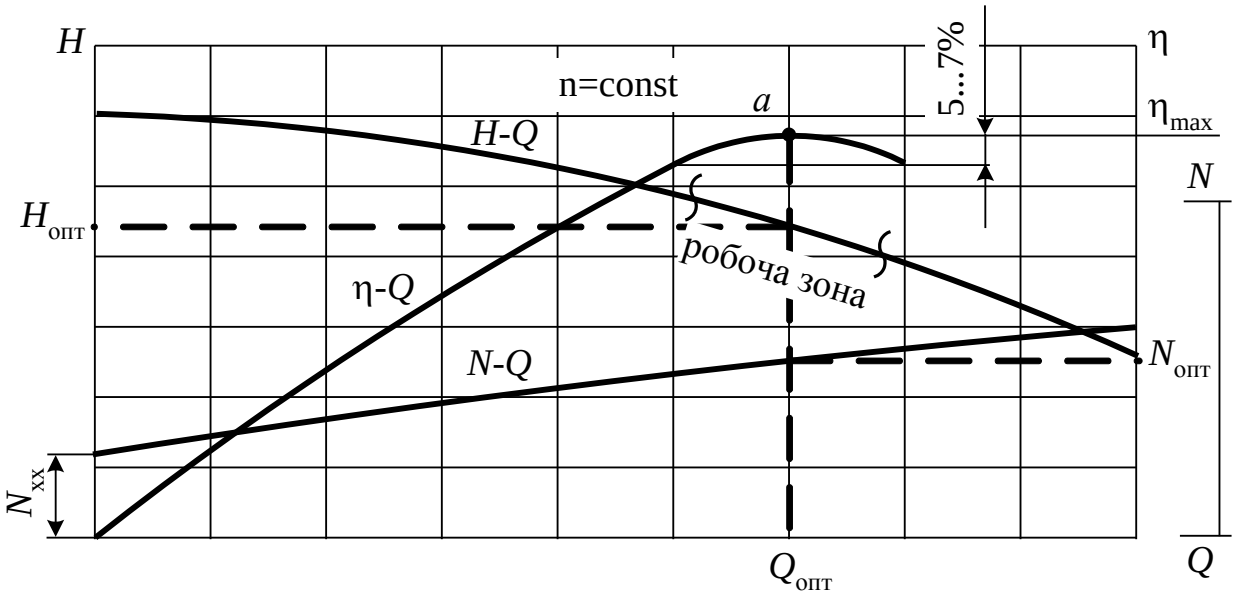

Рис. 7. Схема робочих характеристик відцентрових насосів

Потужнісна характеристика *N-Q* – це залежність корисної потужності від подачі насоса. Вона показує, що при збільшенні подачі потужність насоса збільшується. При нульовій подачі, тобто при холостому ході, потужність $N_{х\ х}$ мінімальна (рис. 7), а тому пуск великих насосів здійснюється при закритій засувці на напірному трубопроводі. Робота насоса при закритій засувці допускається протягом нетривалого часу.

Характеристика коефіцієнта корисної дії *η-Q* – це залежність ККД від подачі насоса. У тривалому режимі насоси слід експлуатувати при максимальних значеннях ККД, зниження ККД від максимальних значень допускається в межах 5…7%.

4. Робота насоса з трубопроводом

Як відзначалося раніше, насос забезпечує перекачування рідини тільки сумісно з усмоктувальним та нагнітальним трубопроводами. Площа поперечного перерізу трубопроводу (його діаметр) суттєво впливає на технічні показники роботи насосної установки.

Трубопровід у системі насосної установки має також свою напірну характеристику. Оскільки гідравлічний опір трубопроводу пропорційний квадрату витрати рідини, тобто $h_в = K\,Q^2$, можемо записати:

$$H_т = H_г + K \cdot Q^2 . \qquad (30)$$

Згідно з формулою (30), насос у насосній установці забезпечує подолання геометричної висоти підняття рідини та гідравлічних опорів, ця ж формула є рівнянням параболи, яка не проходить через початок координат, а крутизна її залежить від величини опору трубопроводу.

Якщо на графік робочих характеристик насоса нанесено напірну характеристику трубопроводу, то на перетині її з напірною характеристикою насоса отримаємо точку *A*, яка називається ***робочою точкою***, їй відповідають фактичні $H_ф$, $Q_ф$, $N_ф$, $\eta_ф$ – параметри роботи насоса з цим трубопроводом (рис. 8). Напірна характеристика трубопроводу будується по декількох точках,

які отримують, задавшись декількома значеннями витрати Q у формулі (30). Величина K окремо вираховується для усмоктувальної лінії $K_{ус}=(\lambda l/d+\sum\zeta)V^2/(2g)$ і нагнітальної $K_н = A\cdot l_р\cdot\beta$.

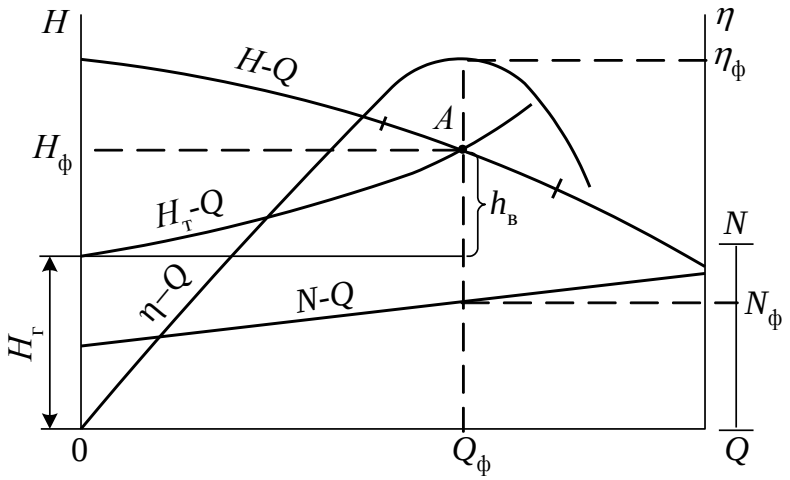

Рис. 8. Робочі характеристики насоса і трубопроводу:
$h_в$ – втрати напору

Величина $H_г$ є постійною й обумовлюється необхідною висотою підняття рідини.

При проектуванні насосної установки необхідно прагнути, щоб робоча точка A якомога більше відповідала максимальному значенню ККД, тобто знаходилася в межах робочої зони на характеристиці H-Q.

Сумісна робота насосів застосовується у випадках, коли технічні показники одного насоса не задовольняють вимог, що ставляться до насосної установки, а також коли цього вимагають технологічні умови, наприклад, на меліоративних насосних станціях необхідність забезпечення одним чи декількома насосами подачі води, кратної витраті води дощувальними машинами.

Отже, сумісна робота насосів застосовується, коли не вистачає напору чи подачі одного насоса, і для цього в насосній установці чи на насосній станції декілька насосів об’єднуються для роботи на один трубопровід. При цьому виникає необхідність знати напір і подачу насосів, які працюють сумісно. Є два способи з’єднання насосів, які працюють сумісно, – паралельний і послідовний.

Паралельна робота насосів застосовується у випадках, коли не вистачає подачі одного насоса. При ній в одну лінію об’єднуються напірні патрубки двох чи більше насосів, а усмоктувальні трубопроводи для кожного насоса влаштовуються окремо.

Розглянемо спочатку паралельну роботу двох однакових насосів, технічні показники при ній будуть

$$Q = Q_1 + Q_2; \qquad H = H_1 = H_2, \tag{31}$$

де Q_1, Q_2 – подача першого і другого насосів; H_1, H_2 – напір першого і другого насосів.

Для установлення режиму роботи паралельно з’єднаних насосів необхідно побудувати сумарну напірну характеристику двох насосів і на неї

нанести в тому ж масштабі характеристику трубопроводу. Сумарна напірна характеристика будується шляхом складання подачі при однакових напорах.

Наприклад, для знаходження точки ***в*** сумарної характеристики H-Q_{1+2} необхідно подвоїти відрізок ***аб***. Таким же способом знаходиться декілька точок, і по них будується характеристика H-Q_{1+2}. Побудувавши на цьому ж графіку характеристику трубопроводу $H_т$-Q, на їх перетині отримаємо робочу точку **А,** яка визначає сумарні подачу Q_A і напір H_A двох паралельно з'єднаних насосів. Оскільки насоси однакові, то подача кожного з них дорівнює половині сумарної, тобто $Q_1 = Q_A/2$.

При роботі одного насоса на цей же трубопровід його робочою точкою буде точка **В** (подача Q_B і напір H_B). Подача насоса Q_B (рис. 9, а), який працює на один і той же трубопровід, більше подачі кожного з насосів Q_1 при паралельній роботі, тобто при паралельній роботі подача кожного з них менше на величину $\Delta Q = Q_B - Q_1$. Пояснюється це тим, що при сумарній подачі Q_A втрати напору в трубопроводі збільшуються у квадратичній залежності від подачі, що й викликає збільшення напору. У свою чергу це приводить до зміщення робочої точки по напірній характеристиці насоса вліво (вгору), у результаті чого зменшується подача.

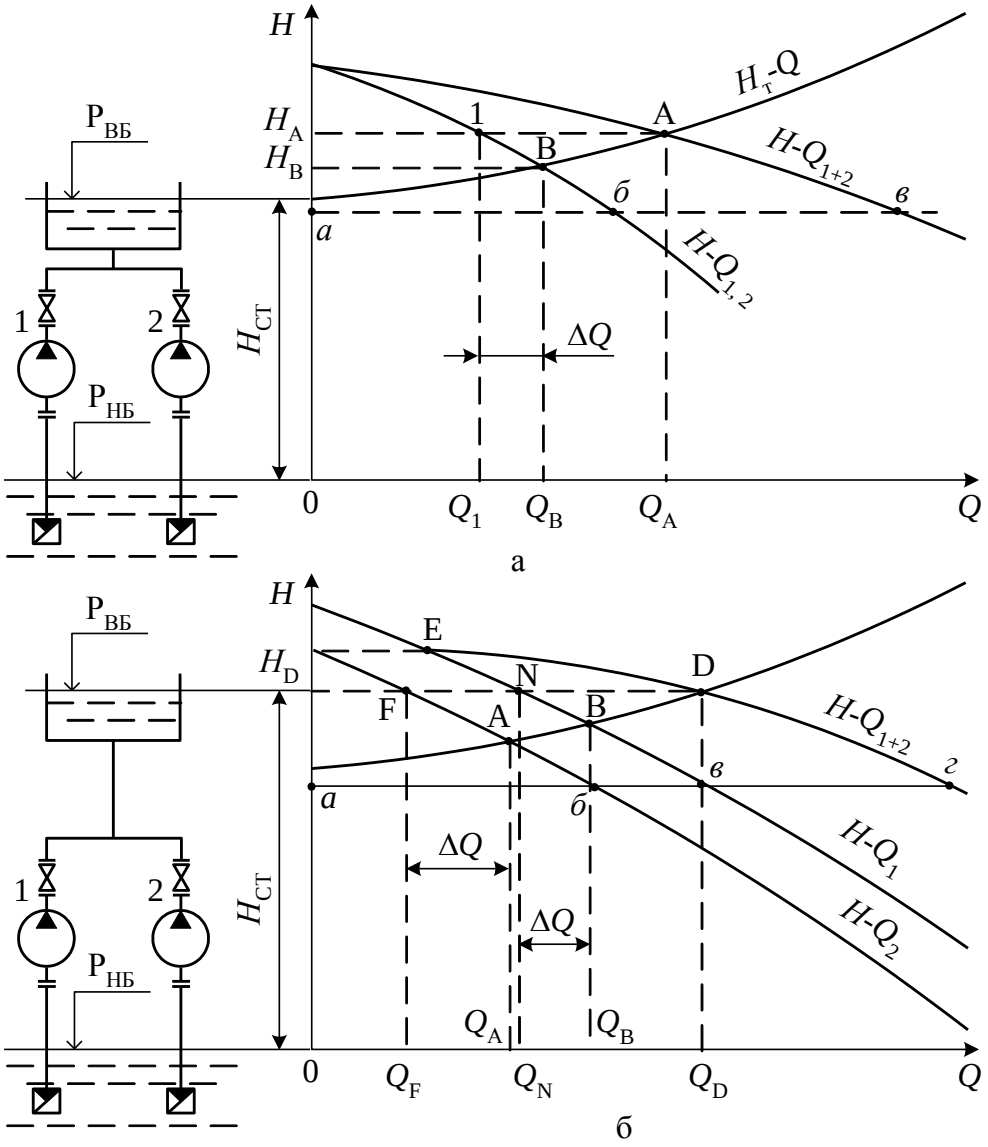

Рис. 9. Схеми з'єднання і характеристики паралельної роботи двох насосів: а – однакових, б – різнотипних

При паралельній роботі двох різнотипних насосів на загальний трубопровід їх сумісна робота розпочнеться в момент, коли порівняються їхні напори (рис. 9,б). Цьому напору відповідає точка **E** на напірній характеристиці H-Q_1 іншого насоса. Від цієї точки і слід будувати сумарну напірну характеристику H-Q_{1+2}, для чого підсумовуються подачі обох насосів при однакових напорах. Наприклад, точку ***г*** отримуємо складанням відрізків ***аб*** і ***ав***.

Точка перетину сумарної характеристики H-Q_{1+2} з характеристикою трубопроводу (точка D) визначає напір H_D, який розвиває кожен насос, і сумарну подачу Q_D двох насосів. Для установлення подачі кожного з двох насосів при паралельній роботі з точки D проведемо горизонтальну лінію до перетину її з напірними характеристиками обох насосів (точки ***F*** і ***N***). Ці точки, крім напору H_D, визначають і подачу кожного з насосів Q_F і Q_N. При роботі насосів по одному їхній режим характеризується точками **A** (першого) і **B** (другого).

Загальний ККД паралельно з'єднаних насосів визначається залежністю

$$\eta_{1+2} = Q_{1+2} / \left(Q_F \eta_F + Q_N \eta_N\right). \qquad (32)$$

З розглянутого видно, що при паралельній роботі доцільно застосовувати насоси з приблизно однаковими напорами.

Послідовна робота насосів застосовується у випадках, коли напору одного насоса недостатньо. При ній до напірного патрубка попереднього (першого) насоса приєднується усмоктувальний патрубок наступного насоса.

Розглянемо послідовну роботу двох насосів з однаковою подачею (рис. 10). Технічні показники при цьому з'єднанні насосів будуть

$$Q = Q_1 = Q_2; \qquad H = H_1 + H_2. \qquad (33)$$

Для установлення режиму роботи послідовно з'єднаних насосів побудуємо сумарну напірну характеристику, і на неї нанесемо характеристику трубопроводу.

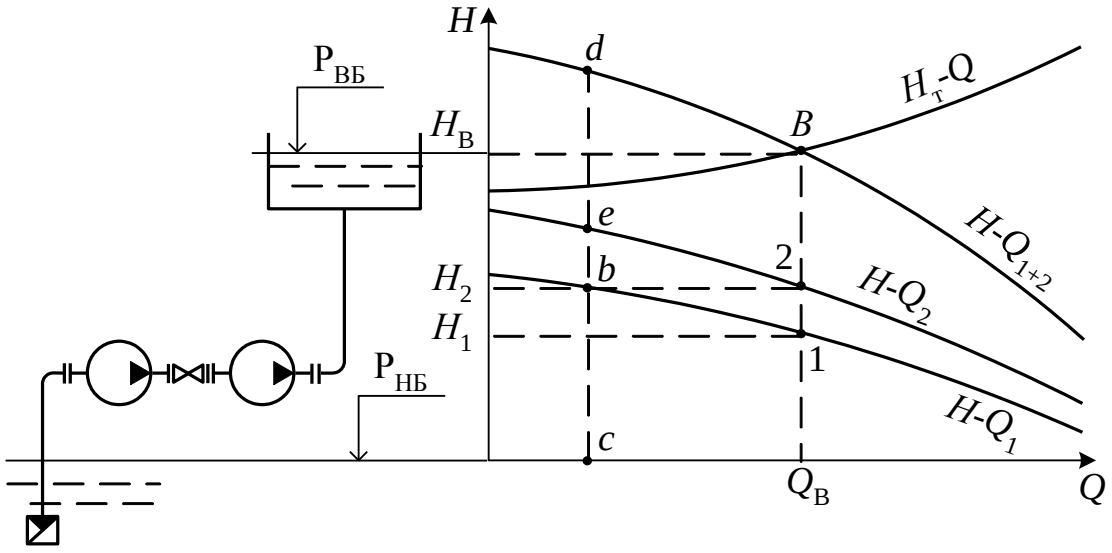

Рис. 10. Схема з'єднання і характеристики послідовної роботи двох насосів

При побудові сумарної напірної характеристики H-Q_{1+2} підсумовуються напори обох насосів при однакових подачах (рис. 10). Наприклад, для побудови

точки ***d*** при довільно вибраній подачі підсумовуємо відрізки ***cb*** і ***ce***, тобто ***cd = cb+ce***.

Робоча точка **B** розташована на перетині сумарної характеристики H-Q_{1+2} з характеристикою трубопроводу $H_т$-Q, по ній визначаються сумісний напір H_B, напір кожного насоса H_1, H_2 і подача Q_B.

Загальний ККД послідовно з'єднаних насосів визначається за залежністю

$$\eta_{1+2} = H_{1+2} /(H_1 / \eta_1 + H_2 / \eta_2). \quad (34)$$

Якщо послідовно з'єднані однакові насоси, то ККД їх зберігається, а загальний напір

$$H_{\text{п}} = n \cdot H_{\text{і}}, \quad (35)$$

де n – кількість насосів; $H_{\text{і}}$ – напір кожного насоса.

Все ж слід відзначити, що у виробничих умовах розглянуте послідовне з'єднання насосів застосовується рідко. Частіше застосовуються багатоступінчасті насоси, прикладом яких є, зокрема, занурювальні насоси (ЕВВ), за допомогою яких піднімаються підземні води в сільськогосподарському водопостачанні.

5. Висота усмоктування, кавітація

Висота усмоктування $\boldsymbol{H_{\text{ус}}}$ – це висотне розташування осі насоса по відношенню до відмітки динамічного рівня рідини в її джерелі (рис. 11).

Висота усмоктування є важливим параметром при проектуванні насосних установок. Неточне її визначення може викликати погіршення й навіть повний зрив роботи насоса. Таким чином, висота усмоктування, або установки насоса над рівнем рідини в джерелі, не повинна перевищувати допустимого її значення $H_{\text{ус}}^{\text{доп}}$, що для відкритих джерел визначається залежністю

$$H_{\text{ус}}^{\text{доп}} = \frac{p_{\text{а}}}{\gamma} - \frac{p_{\text{п}}}{\gamma} - h_{\text{в ус}} - \Delta h_{\text{кав}}, \quad (36)$$

де $p_{\text{а}}$ – атмосферний тиск; $p_{\text{п}}$ – тиск пароутворення; $h_{\text{в ус}}$ – втрати напору в усмоктувальному трубопроводі; $\Delta h_{\text{кав}}$ – кавітаційний запас.

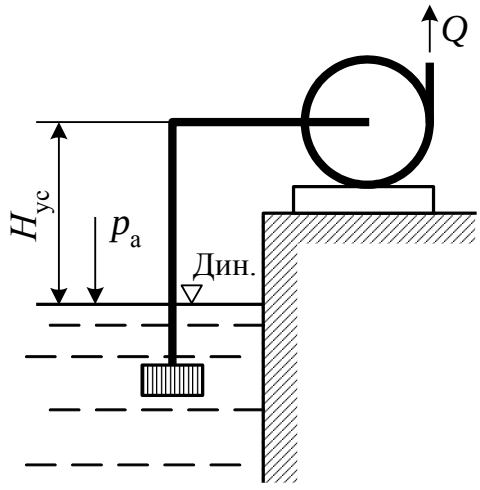

Рис. 11. Схема насосної установки

У випадку, коли перекачуваною рідиною є вода, що найбільш поширено, елементи рівняння (36) мають такі значення: $P_а/\gamma_в$ = 10 м; $P_п/\gamma_в$ = 0,12…0,24 м; втрати напору в усмоктувальному трубопроводі $h_{в\ ус}$ вираховуються за методикою гідравлічного розрахунку гідравлічно коротких трубопроводів; $\Delta h_{кав}$ – кавітаційний запас, береться з графіка робочих характеристик насоса. Таким чином, допустима висота усмоктування для більшості насосів складає 4…8 м. Якщо насос встановлений над рівнем рідини в джерелі на висоті, більшій за допустиму, то це є однією з причин кавітації.

Кавітація – це порушення суцільності потоку рідини, яке відбувається внаслідок зниження тиску в насосі до критичного значення. Критичним називається тиск пароутворення в рідині. При кавітації з рідини виділяються пара і розчинені в рідині гази. Бульбашки пари і газу переносяться в область з тиском вище критичного, де й руйнуються з великою швидкістю, що супроводжується місцевими гідравлічними ударами. Внаслідок механічних і хімічних процесів, які відбуваються при кавітації, руйнується метал деталей насосів, а поверхня стає шорсткою.

Отже, перевищення допустимої висоти установки насоса є основною причиною кавітації, але її розвитку сприяє значне збільшення подачі насоса, наприклад при збільшенні частоти обертання робочого колеса.

Явище кавітації є небезпечним для насосної установки, а тому його треба попереджувати, усуваючи вищеназвані причини. Все ж іноді позбавитися кавітації неможливо, тоді робочі колеса виготовляються з більш стійких матеріалів – необробленого чавуну, вуглецевої та нержавіючої сталі. Наявність кавітації в насосі легко встановити по шуму, тріску і дрижанню насосного агрегату, що супроводжується зниженням подачі, напору і ККД.

Питання для самоконтролю до лекції № 8.

1. Що таке динамічні насоси?
2. Де використовуються динамічні насоси?
3. Як класифікуються динамічні насоси?
4. Якими технічними показниками характеризуються насоси?
5. Розкажіть порядок підбору насосів.
6. Що таке відцентрові насоси, яка їх будова?
7. Поясніть принцип роботи відцентрових насосів.
8. Що таке робочі характеристики відцентрових насосів.
9. Поясніть роботу відцентрового насоса з трубопроводом.
10. Як знаходиться робоча точка системи “насос – трубопровід”?
11. Поясніть сумісну (паралельну і послідовну) роботу насосів.
12. Що таке висота усмоктування і кавітація насосів?