

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ И НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ОДЕСЬКА ПОЛІТЕХНІКА

Кафедра екологічної безпеки та гідравліки

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ  
ДО ПРАКТИЧНИХ ЗАНЯТЬ  
з дисципліни  
«МІЖНАРОДНА ЕКОЛОГІЧНА БЕЗПЕКА»

Одеса– 2022

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ И НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ОДЕСЬКА ПОЛІТЕХНІКА

Кафедра екологічної безпеки та гідравліки

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ  
ДО ПРАКТИЧНИХ ЗАНЯТЬ  
з дисципліни  
«ГІДРОГАЗОДИНАМІКА»

Розглянуто та затверджено на засіданні  
кафедри екологічної безпеки та гідравліки  
Протокол № 3 від 26 жовтня 2021 р.

Одеса – 2022

Методичні рекомендації до виконання практичних робіт з дисципліни "Компресори, вентилятори та нагнітачі" для здобувачів вищої освіти за спеціальністю 144 Теплоенергетика, 143 Атомна енергетика / Укл.: Бутенко О.Г., Смик С.Ю., Карамушко А.В.. Одеса: Національний університет «Одеська політехніка», 2022. – 16 с.

Укладачі: Бутенко О.Г., Смик С.Ю., Карамушко А.В.

## Практичне заняття 1. Визначення параметрів відцентрових насосів і вентиляторів.

Незалежно від принципу дії нагнітачі характеризуються такими параметрами.

1. Подавання  $Q$  (величина, аналогічна витраті) - об'єм рідини, що подає насос за одиницю часу ( $\text{м}^3/\text{с}$ ).

2. Напір  $H$  - різниця питомих енергій рідини на виході з насоса і на вході в нього (м)

$$H = \frac{P_H - P_B}{\rho g} + \frac{V_H^2 - V_B^2}{2g} + (z_H - z_B),$$

де  $P_B$  і  $P_H$  - тиски на всмоктувальній (вхідній) та нагнітальній (вихідній) сторонах насоса;

$V_B$  і  $V_H$  - швидкості на вході та виході з насоса;

$z_B$  і  $z_H$  - висоти точок, де замірялись відповідні тиски.

Питому енергію в нагнітачах, що перекачують газові середовища, характеризують тиском

$$P = P_H - P_B + \frac{\rho(V_H^2 - V_B^2)}{2} + \rho g(z_H - z_B).$$

3. Потужність нагнітача  $N$  - це потужність, що передається від привода до насоса, тобто потужність на його валу (Вт). Потужність, яку внаслідок дії нагнітача передано безпосередньо рідині, називають корисною

$$N_K = PQ = \rho gQH.$$

Корисна потужність завжди менша потужності на валу на величину втрат  $\Delta N$

$$N_K = N - \Delta N = \eta N,$$

де  $\eta = \eta_G \eta_O \eta_M$  - ККД нагнітача, в якому  $\eta_G$  - гідравлічний ККД (враховує втрати на вихоровиникнення і гідравлічне тертя),  $\eta_O$  - об'ємний ККД (враховує витікання та перетікання рідини з зони із більшим тиском у зону з меншим тиском),  $\eta_M$  - механічний ККД (враховує втрати потужності на тертя в сальниках та підшипниках).

Якщо параметри визначаються розрахунковим шляхом і без урахування втрат, то вони називаються ідеальними. Ідеальний напір відцентрового насоса визначається згідно турбінному рівнянню Ейлера

$$H_i^\infty = \frac{c_{2u} R_2 \omega - c_{1u} R_1 \omega}{g},$$

де  $H_i^\infty$  - ідеальний напір робочого колеса з нескінченним числом лопаток,

$R_1$  і  $R_2$  - радіуси робочого колеса на вході і виході,

$\omega$  - кутова швидкість робочого колеса,

$c_{1u}$  і  $c_{2u}$  - проекції абсолютної швидкості входу і виходу на дотичну до кола робочого колеса.

Якщо зважити на те, що  $R\omega = u$ , то

$$H_i^\infty = \frac{c_{2u}u_2 - c_{1u}u_1}{g},$$

де  $u$  - колова швидкість.

Отже, збільшення напору нагнітача можливе за рахунок зменшення  $c_{1u}$ . Ясно, що при  $\alpha_1 = 90^\circ$   $c_{1u} = 0$ , що відповідає колесу з радіальним входом рідини. Тоді

$$\frac{c_{2u}u_2}{g} = H_i^\infty,$$

або, враховуючи, що  $u_2 = \pi D_2 n$ , де  $n$  - частота обертання робочого колеса,  $D_2$  - діаметр колеса

$$\frac{c_{2u}\pi D_2 n}{g} = H_i^\infty.$$

Тобто, збільшення напору можна досягти за рахунок збільшення діаметру робочого колеса, частоти його обертання і проекції швидкості  $c_{2u}$ .

Залежність ідеального напору від подавання насоса називають ідеальною напірною характеристикою. Її розраховують за формулою

$$H_i^\infty = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 \operatorname{ctg} \beta_2 Q}{\pi D_2 b_2 g},$$

де  $b_2$  - ширина робочого колеса на виході,

$\beta_2$  - конструктивний кут.

Для ідеальної потужності робочого колеса

$$N_i^\infty = \rho g Q H_i^\infty = \rho u_2^2 Q - \frac{\rho u_2 \operatorname{ctg} \beta_2 Q^2}{\pi D_2 b_2}.$$

### Приклад задачі.

Розрахувати і накреслити ідеальну напірну характеристику відцентрового насоса з параметрами  $u_2 = 20$  м/с,  $c_{2R} = 10$  м/с,  $\beta_2 = 60^\circ$ ,  $D_2 = 200$  мм,  $Q = 25$  л/с.

Розв'язання.

Щоб розрахувати ідеальну напірну характеристику відцентрового насоса слід скористатися формулою

$$H_i^\infty = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 \operatorname{ctg} \beta_2 Q}{\pi D_2 b_2 g}.$$

Єдиною невідомою у ній є ширина робочого колеса  $b_2$ . Для її визначення можна використати рівняння нерозривності, записане у вигляді

$$c_{2R} = \frac{Q}{\pi D_2 b_2},$$

або

$$b_2 = \frac{Q}{\pi D_2 c_{2R}} = \frac{25 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,2 \cdot 10} = 4 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Далі, задаючись довільними значеннями подавання, розраховуємо точки характеристики, а результати зводимо у табл. 1.

Таблиця 1

$Q$ , л/с	0	5	10	15	20	25	30	35
$H_i^\infty$ , м	40,8	38,5	36,1	33,8	31,4	29,1	26,7	24,4

По точкам креслимо графік

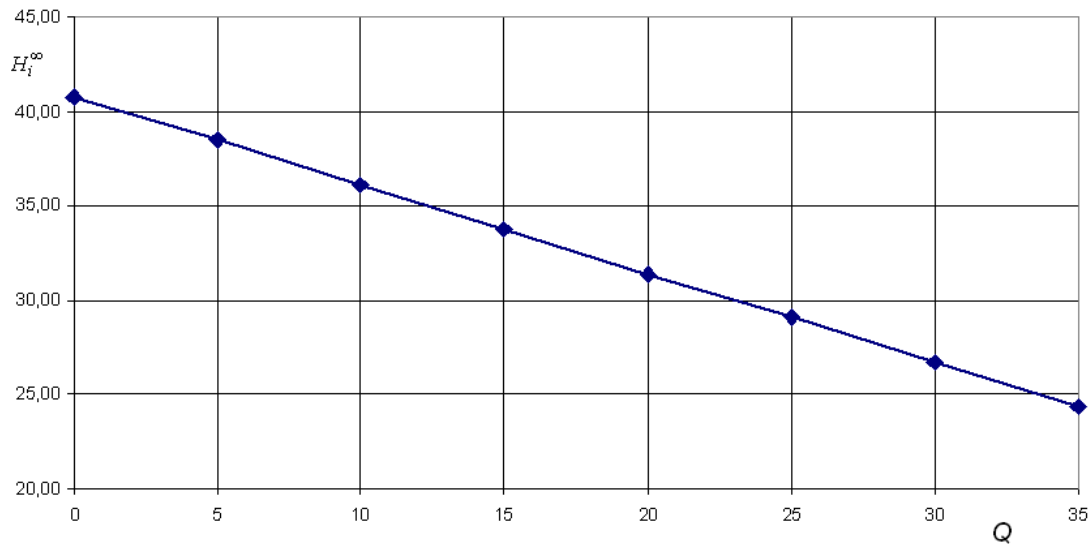


Рис.1 Ідеальна напірна характеристика

#### Задача для самостійного розв'язання.

Розрахувати і накреслити ідеальну характеристику потужності відцентрового насоса з параметрами  $u_2 = 21$  м/с,  $c_{2R} = 9$  м/с,  $\beta_2 = 60^\circ$ ,  $D_2 = 200$  мм,  $Q = 27$  л/с, перекачується вода з густиною  $1000$  кг/м<sup>3</sup>.

#### Контрольні запитання.

1. Який параметр характеризує питому енергію, що отримує рідина у насосі?
2. Що спільного між поняттям “подавання насоса” і “об’ємна витрата”?
3. Чому корисна потужність завжди менша за потужність на валу?
4. Чому турбінне рівняння Ейлера не використовується для інженерних розрахунків?
5. У чому практична цінність турбінного рівняння Ейлера?
6. Що означають індекси  $H_i^\infty$ ?

#### Практичне заняття 2. Робота відцентрових насосів на гідравлічну мережу. Визначення робочої точки і фактичних параметрів насоса.

Один і той же відцентровий нагнітач при незмінній частоті обертання може подавати в мережу різну кількість рідини, створюючи при цьому відповідний напір. Тому, які саме параметри матиме нагнітач, залежить не тільки від його типу, а й від характеристики мережі. Напірна характеристика насоса встановлює залежність його повного напору від подавання; характеристика мережі - напору, який слід створити на її початку для того, щоб забезпечити дану витрату. Отже, для однозначного визначення параметрів насоса, що працює на дану мережу, слід розглянути енергетичний і матеріальний баланси, котрі можна представити так:

$$\left. \begin{aligned} H &= A - BQ^2 \\ H &= H_{ст} + SQ^2 \end{aligned} \right\}$$

Оскільки напірна характеристика насоса практично завжди подається у графічному вигляді, то і задачу розв'язують графічно - шляхом побудови в одному координатному полі  $Q - H$  характеристик насоса і мережі. Точка перетину характеристик відповідає режиму, в якому зберігаються матеріальний і енергетичний баланси. Цю точку називають робочою оскільки за нею визначають подавання ( $Q_n$ ) і напір ( $H_n$ ) насоса.

У загальному випадку опір мережі,  $c^2/m^5$

$$S = \left( \lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta \right) \frac{1}{2gA^2}.$$

Статична висота

$$H_{ст} = (z_k - z_n) + \frac{P_k - P_n}{\rho g}.$$

Отже,

$$H = H_{ст} + SQ^2$$

називається рівнянням характеристики мережі (простого трубопроводу). Характеристика є квадратичною параболою і встановлює залежність між витратою і напором насоса. Якщо  $P_k = P_n$ , то  $H_{ст} = H_z$ , а якщо  $z_k = z_n$  (рис. 2), то характеристика мережі виходить з початку координат.

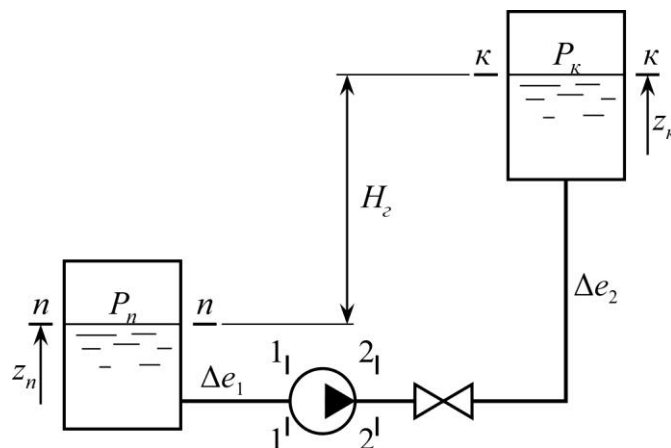


Рис. 2 Схема простого трубопроводу з насосною подачею

### Приклад задачі.

Насос X 90/49 (зовнішній діаметр робочого колеса 214 мм) працює на гідравлічну мережу, опір якої  $S = 3 \cdot 10^4 c^2/m^5$ , а статична висота  $H_{ст} = 10$  м. Визначити параметри насоса.

Розв'язання.

Для визначення параметрів насоса необхідно знайти робочу точку для заданої вище мережі. Характеристика мережі описується рівнянням

$$H = H_{ст} + SQ^2,$$

де напори повинні підставлятися у метрах, а подавання – у кубічних метрах за секунду. Задаючись значеннями витрати, проводимо розрахунки, результати яких представлені у табл. 2.

Таблиця 2

$Q$ , л/с	0	10	20	30	35
$H$ , м	10	13	22	37	46,7

Характеристики насоса знаходимо в [5].

Накресливши характеристики насоса і напірну характеристику мережі у одному координатному полі, отримуємо робочу точку, як точку перетину характеристики мережі (зелена лінія) і напірної характеристики насоса (рис. 3).

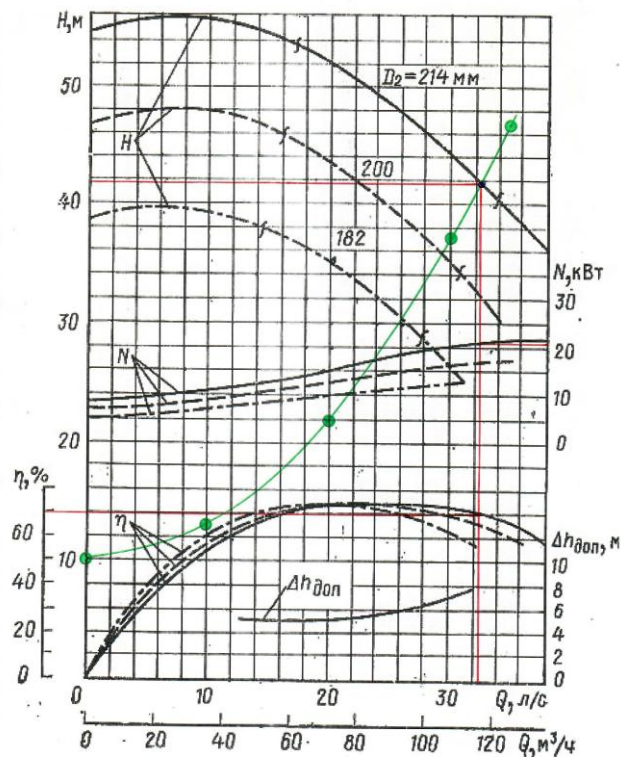


Рис. 3 Визначення параметрів насоса по робочій точці

З графіку бачимо, що подавання насоса  $Q_n = 32,5$  л/с; напір  $H_n = 41,9$  м; ККД  $\eta_n = 0,7$ ; потужність на валу  $N_n = 20,5$  кВт.

Корисна потужність

$$N_k = \rho g Q_n H_n = 1000 \cdot 9,81 \cdot 0,0325 \cdot 41,9 = 13,4 \text{ кВт.}$$

### Задача для самостійного розв'язання.

Визначіть зміну параметрів насоса, якщо опір гідравлічної мережі у попередній задачі збільшиться удвічі.



### Контрольні запитання.

1. Що розуміють під енергетичним і матеріальним балансами насоса і гідравлічної мережі, на яку цей насос працює?
2. Що розуміють під статичною висотою?
3. Від яких величин залежить опір гідравлічної мережі? Які є шляхи для зменшення цього опору?
4. Що таке робоча точка?
5. Поясніть методику визначення параметрів насоса по робочій точці.
6. Чому для інженерних розрахунків використовують дослідні характеристики насоса, а не розрахункові?

### Практичне заняття 3. Розрахунок дросельного регулювання відцентрових насосів. Визначення втрат потужності у дроселі.

Регулювання параметрів насоса може відбуватися або за рахунок зміни характеристики мережі (кількісне регулювання), або за рахунок зміни напірної характеристики насоса (якісне регулювання). До числа засобів першого типу належать дросельне і байпасне регулювання, до другого - зміна частоти обертання робочого колеса. Розглянемо докладно дросельне.

Дроселювання - найбільш простий спосіб змінювати подавання насоса. Він реалізується прикриттям або відкриттям дроселя, який встановлюється на стороні нагнітання (дивись рис. 2). Змінюючи коефіцієнт втрат дроселя, змінюємо опір гідравлічної мережі, а отже і положення робочої точки.

Дросель – це регульований місцевий опір.

#### Приклад задачі.

Насос X 90/49 (зовнішній діаметр робочого колеса 214 мм) працює на гідравлічну мережу, опір якої  $S = 3 \cdot 10^4 \text{ с}^2/\text{м}^5$ , а статична висота  $H_{\text{ст}} = 10 \text{ м}$ . При цьому подавання насоса становить  $Q_n = 32,5 \text{ л/с}$ . Визначити додатковий опір вентиля, при якому подавання зменшиться до 26 л/с.

Розв'язання.

Визначаємо з графіків додаткові втрати напору у дроселі  $\Delta h_{\text{др}} = 47,9 - 30,2 = 17,7 \text{ м}$ , як це показано на рис. 4.

Тоді додатковий опір дроселя

$$S_{\text{др}} = \frac{\Delta h_{\text{др}}}{Q^2} = \frac{17,7}{0,026^2} = 26183 \text{ с}^2/\text{м}^5.$$

Характеристика мережі після дроселювання описується рівнянням

$$H_{\text{др}} = H_{\text{ст}} + (S + S_{\text{др}})Q^2,$$

Розрахунки представимо у табл. 3.

Таблиця 3

$Q, \text{ л/с}$	0	10	20	28
$H, \text{ м}$	10	15,6	32,5	54,1

Додаткові втрати потужності у насосі, пов'язані з дроселюванням

$$\Delta N_{др} = \frac{\rho g Q_{др} \Delta h_{др}}{\eta_{др}} = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 0,026 \cdot 17,7}{0,75} = 6,02 \text{ кВт},$$

Таким чином, для того, щоб зменшити подавання насоса до 26 л/с опір дроселя слід збільшити на  $S_{др} = 26183 \text{ с}^2/\text{м}^5$ .

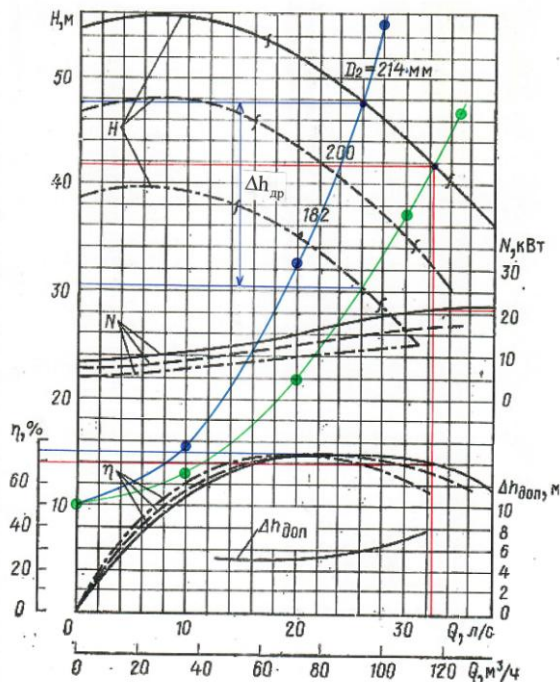


Рис. 4 Дросельне регулювання

#### Задача для самостійного розв'язання.

Визначить, як зміняться параметри насоса та опір гідравлічної мережі у попередній задачі, якщо статична висота збільшиться удвічі.

#### Контрольні запитання.

1. До якого типу належить дросельне регулювання?
2. У чому полягає принцип дросельного регулювання насоса?
3. У чому переваги і недоліки дросельного регулювання?
4. Чи може при дросельному регулюванні збільшитися ККД насоса? Відповідь обґрунтуйте.
5. До якого гранично мінімального значення подавання можна досягти дросельним регулюванням?

#### Практичне заняття 4. Розрахунок частотного регулювання відцентрових насосів.

Як це впливає з турбінного рівняння Ейлера, зміна частоти обертання робочого колеса змінює і параметри насоса. Для перерахунку параметрів використовують наступні співвідношення пропорційності:

$$\frac{H_1}{H_2} = \left( \frac{n_1}{n_2} \right)^2;$$

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2};$$

$$\frac{N_1}{N_2} = \left( \frac{n_1}{n_2} \right)^3.$$

Цей метод регулювання не пов'язаний із додатковими втратами енергії, але вимагає технічної можливості плавно регулювати частоту обертання, що викликає певні труднощі його реалізації.

#### Приклад задачі.

Насос X 90/49 (зовнішній діаметр робочого колеса 214 мм,  $n_1 = 2900$  об/хв) працює на гідравлічну мережу, опір якої  $S = 3 \cdot 10^4 \text{ с}^2/\text{м}^5$ , а статична висота  $H_{\text{ст}} = 10$  м. При цьому подавання насоса становить  $Q_n = 32,5$  л/с. Визначити нову частоту обертання робочого колеса  $n_2$ , при якій подавання зменшиться до 26 л/с.

Розв'язання.

Характеристика мережі описується рівнянням

$$H = H_{\text{ст}} + SQ^2,$$

Розрахунки характеристик мережі, що відповідають умові задачі, представимо у табл. 4.

Таблиця 4

Q, л/с	0	10	20	30	35
H, м	10	13	22	37	46,7

Далі потрібно скористатися наведеними вище співвідношеннями пропорційності, але оскільки вони справедливі тільки для подібних режимів, то необхідно спочатку розрахувати і накреслити криву пропорційності

$$H_{\text{кр}} = kQ^2,$$

де  $k$  – коефіцієнт кривої.

Для побудови кривої пропорційності по параметрам точки А знайдемо її коефіцієнт (рис. 5)

$$k = \frac{H}{Q^2} = \frac{30,2}{0,026^2} = 44675 \text{ с}^2/\text{м}^5.$$

Розрахунки кривої представимо у табл. 5, на рис. 5 вона зображена червоним кольором.

Визначаємо нову частоту обертання робочого колеса насоса

$$n_2 = \frac{Q_1}{Q_2} n_1 = \sqrt{\frac{H_1}{H_2}} n_1 = \frac{26}{31,2} 2900 = \sqrt{\frac{30,2}{43,4}} 2900 \approx 2418 \text{ об/хв.}$$

Таблиця 5

$Q$ , л/с	0	10	20	30	32
$H_6$ , м	0	4,5	17,9	40,2	46,1

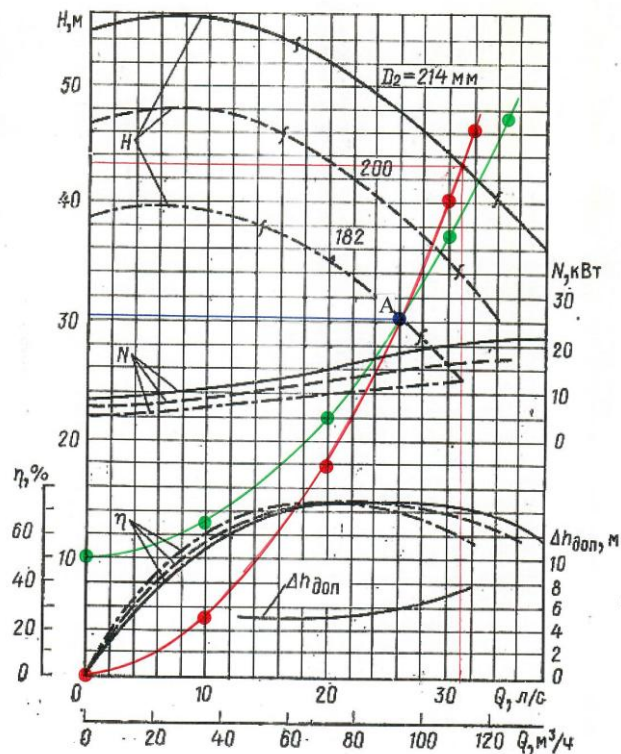


Рис. 5 Частотне регулювання

Таким чином, для того, щоб зменшити подавання насоса до 26 л/с частоту обертання робочого колеса насоса слід зменшити до  $n_2 = 2418$  об/хв.

#### Задача для самостійного розв'язання.

Насос X 90/49 (зовнішній діаметр робочого колеса 214 мм,  $n_1 = 2900$  об/хв) працює на гідравлічну мережу, опір якої  $S = 3,2 \cdot 10^4 \text{ с}^2/\text{м}^5$ , а статична висота  $H_{ст} = 11$  м. Визначити параметри насоса при новій частоті обертання робочого колеса  $n_2 = 2300$  об/хв.

#### Контрольні запитання.

1. До якого типу належить частотне регулювання?
2. У чому полягає принцип частотного регулювання насоса?
3. У чому переваги і недоліки частотного регулювання?
4. Як при частотному регулюванні змінюється ККД насоса?
5. Чому при частотному регулюванні як правило зменшують частоту обертання робочого колеса по відношенню до паспортного значення?

6. За допомогою яких засобів частотне регулювання можливо реалізувати на практиці?

**Практичне заняття 5. Розрахунок байпасного регулювання відцентрових насосів. Визначення втрат потужності у байпасі.**

Байпасне регулювання полягає у тому, що частина подавання насоса  $Q_n$  у кількості  $Q_b$  (витрата через байпасну (обвідну) трубу) повертається у живильний резервуар або у трубу на стороні всмоктування, як це показано на рис.6. Тоді у основний трубопровід надходить витрата

$$Q_{осн} = Q_n - Q_b.$$

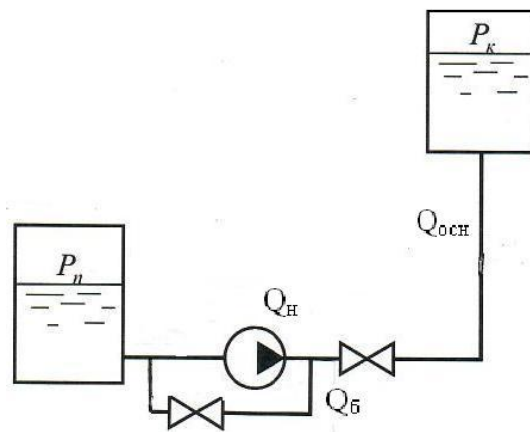


Рис. 6 Схема байпасного регулювання

Таке регулювання, як і дросельне, супроводжується додатковими втратами енергії, що витрачаються на перекачування рідини витратою  $Q_b$  “по колу”.

**Приклад задачі.**

Насос X 90/49 (зовнішній діаметр робочого колеса 214 мм) працює на гідравлічну мережу, опір якої  $S = 6 \cdot 10^4 \text{ с}^2/\text{м}^5$ , а статична висота  $H_{ст} = 10 \text{ м}$ . Визначити подавання насоса та опір байпасної лінії, при якому витрата у основному трубопроводі становитиме 22 л/с.

Розв’язання.

Розраховуємо характеристику основного трубопроводу, а результати зводимо у табл.6.

$$H = H_{ст} + SQ^2,$$

Таблиця 6

Q, л/с	0	5	10	15	20	25	27
H, м	10	11,5	16	23,5	34	47,5	53,7

Креслимо характеристику і знаходимо робочу точку, з якої бачимо, що до початку байпасного регулювання (вентиль на байпасному трубопроводі повністю закритий) подавання насоса складає  $Q = 25,6 \text{ л/с}$ .

Виходячи з того, що байпасна і основна лінії під’єднані одна відносно одної паралельно, робимо наступні дії:

- зі значення  $Q_{\text{осн}} = 22$  л/с проводимо вертикаль до перетину з характеристикою основного трубопроводу (точка А).

- через т. А проводимо допоміжну горизонтальну лінію до перетину з напірною характеристикою насоса (точка В, яка є робочою точкою насоса і складної мережі “основна лінія - байпас”).

Визначаємо, що при відкритій байпасній лінії  $Q_{\text{н}} = 35,2$  л/с. Тоді через байпасну лінію має повернутися витрата

$$Q_{\text{б}} = Q_{\text{н}} - Q_{\text{осн}} = 35,2 - 22 = 13,2 \text{ л/с.}$$

На накресленій раніше допоміжній горизонтальній лінії відкладаємо це значення витрати і таким чином отримуємо точку, що належить характеристиці байпасної лінії. Цій точці відповідіє напір  $H_{\text{н}} = 39$  м.

Враховуючи, що статична висота байпасної лінії завжди дорівнює нулю, розраховуємо її опір

$$S_{\text{б}} = \frac{H_{\text{н}}}{Q_{\text{б}}^2} = \frac{39}{0,0132^2} = 223829 \text{ с}^2/\text{м}^5.$$

Характеристика байпасної лінії

$$H_{\text{б}} = S_{\text{б}}Q^2,$$

Розрахунки представимо у табл. 7.

Таблиця 7

$Q$ , л/с	0	4	8	12	15
$H_{\text{б}}$ , м	0	3,6	14,3	32,2	50,4

Креслимо характеристику байпасної лінії (червона лінія).

І нарешті, шляхом графічного складання накреслених характеристик отримуємо лінію мережі “основна лінія - байпас” (синя лінія).

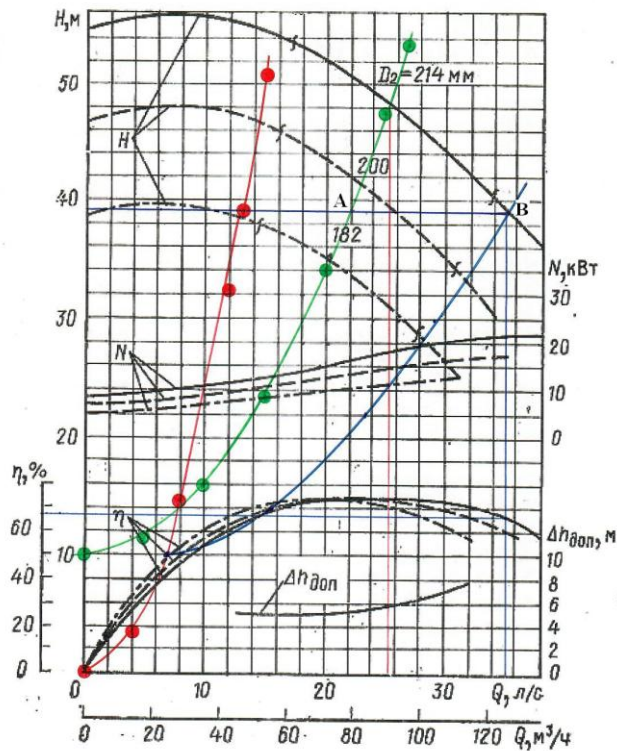


Рис. Байпасне регулювання

Додаткові втрати потужності, пов'язані з байпасним регулювання (втрати у байпасі),

$$\Delta N_6 = \frac{\rho g Q_6 H_n}{\eta_6} = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 0,0132 \cdot 39}{0,67} = 7,54 \text{ кВт,}$$

Таким чином, подавання насоса при байпасному регулюванні  $Q_n = 35,2$  л/с, а опір байпасної лінії, при якому буде забезпечена задана витрата у основному трубопроводі,  $S_6 = 223829 \text{ с}^2/\text{м}^5$ .

#### Задача для самостійного розв'язання.

Насос X 90/49 (зовнішній діаметр робочого колеса 214 мм) працює на основну гідравлічну мережу, опір якої  $S = 5,9 \cdot 10^4 \text{ с}^2/\text{м}^5$ , а статична висота  $H_{ст} = 9$  м, до якої приєднана байпасна лінія, опір якої  $S = 2,3 \cdot 10^5 \text{ с}^2/\text{м}^5$ . Визначити параметри насоса та розподілення його подавання між основною і байпасною лініями.

#### Контрольні запитання.

1. До якого типу належить байпасне регулювання?
2. У чому полягає принцип байпасного регулювання?
3. У чому переваги і недоліки байпасного регулювання?
4. Як при байпасному регулюванні змінюється подавання насоса?

### Список використаної літератури

1. Черкасский В. М. Насосы, вентиляторы, компрессоры: Учебник./В. М. Черкасский.- Москва: «Энергоатомиздат», 1984 . - 415 с.
2. Дурнов П. И. Насосы, вентиляторы, компрессоры: Учебное пособие. / П. И. Дурнов - Киев: Вища школа, 1985. - 260 с.
3. Цабиев О. Н. Насосы, вентиляторы, компрессоры: Навчальний посібник, /О. М. Цабієв, О. Г. Бутенко - Одеса: АО Бахва, 2001. - 100 с.
4. Бутенко О. Г. Гідравліка і гідромашини. Навчальний посібник, / О. Г. Бутенко, О. М. Цабієв, Мельник С.В. - Одеса. “Наука і техніка”. 2004, - 234 с.
5. Насосы АЭС. Справочное пособие/под ред. П. Н. Пака, М. Энергоатомиздат, 1989. - 325 с.