

Тема 1.1. Поняття про турбомашину

1.1.1. Види турбомашин.

1.1.2. Відцентрова турбомашина.

1.1.3. Осьова турбомашина.

1.1.4. Величини, які характеризують роботу турбомашин.

1.1.1. Для провітрювання гірничих виробок, водовідливу і отримання стисненого повітря використовують турбомашини – машини з робочими колесами, що мають лопатки. Робочим середовищем є рідина, під якою розуміють рідкі або газоподібні речовини. Кінетична енергія, отримана рідиною на робочому колесі перетворюється на потенціальну енергію тиску. Розрізняють відцентрові і осьові турбомашини.

1.1.2. У *відцентровій* турбомашині рідина входить вздовж осі обертання, а виходить перпендикулярно. Вона складається (рис. 2) з робочого колеса (1) з лопатками (2) і обікачем (3), вала (4), підшипників (5), спірального відводу (6), вхідного патрубка (7), напірного патрубка (8) і дифузора (9).

Переміщуючись вздовж лопаток, рідина отримує приріст енергії. В спіральному відводі, а потім в дифузори кінетична енергія перетворюється в потенціальну (тиск).

Існують турбомашини з одностороннім і двостороннім всмоктуванням.

При послідовному з'єднанні зростає напір (тиск), а при паралельному - подача (продуктивність).

1.1.3. *Осьова* турбомашина (рис. 3) складається з робочого колеса (1) з лопатками (2), вала (3), корпуса (4) з колектором (5), переднього обікача (6), випрямляючого апарату (7), дифузора (8) і підшипників.

Рідина входить і виходить вздовж осі обертання. Перед входом на робоче колесо створюється розрідження, а за колесом - тиск. За робочим колесом встановлено спрямний апарат для вирівнювання закрученого потоку. Існують багатоступеневі машини з послідовно з'єднаними колесами і напрямним апаратом між ними.

1.1.4. Роботу турбомашин характеризують:

Подача (Q) - для насосів або *продуктивність* для вентиляторів - це кількість рідини, що транспортується турбомашиною за одиницю часу. Вимірюється в об'ємних одиницях ($\text{м}^3/\text{с}$, $\text{м}^3/\text{хв}$, $\text{м}^3/\text{год}$) або масових ($\text{кг}/\text{с}$).

Напір (H) - для насосів або тиск (p) для вентиляторів - це приріст повної питомої енергії, яку отримує рідина в турбомашині. Напір вимірюється в м, а тиск в Паскалях ($1\text{Па} = 1\text{Н/м}^2$).

$$p = \rho \cdot g \cdot H$$

де ρ - густина рідини (кг/м^3), $g = 9,8\text{ м/с}^2$ - прискорення вільного падіння.

Тиск вимірюють також в атмосферах $1\text{ кг/см}^2 = 9,8 \cdot 10^4\text{ Па} = 10\text{ м вод. ст.} = 736\text{ мм рт. ст.}$

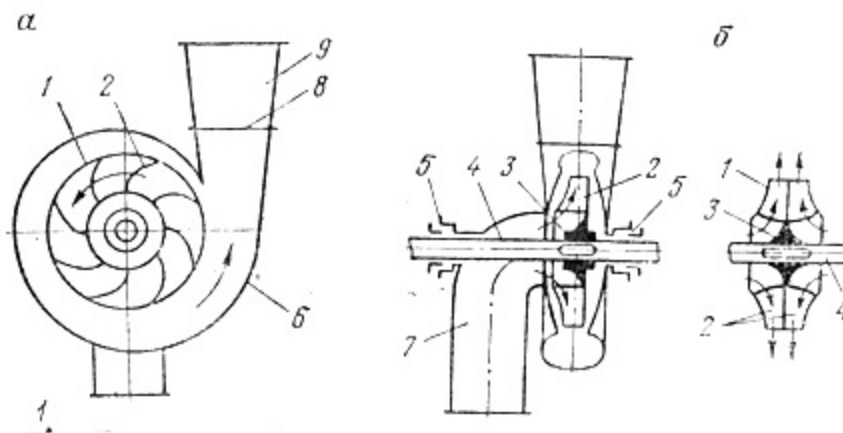


Рис.2. Відцентрова турбомашина

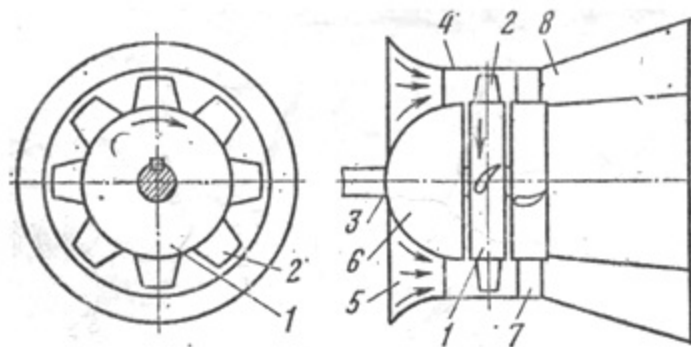


Рис. 3. Осьова турбомашина

Потужність вимірюється в Вт.

Корисна потужність (P_k) - приріст енергії потоку в турбомашині за одиницю часу.

$$P_k = \rho \cdot g \cdot H \cdot Q = p \cdot Q$$

Потужність на валу турбомашини (P) (затрачена) - енергія отримана турбомашиною від двигуна за одиницю часу.

К. К. Д. турбомашини - відношення корисної потужності до всієї затраченої $\eta = \frac{P_k}{P}$

Контрольні запитання до теми 1.1:

1.1.1. В відцентровій турбомашині рідина:

- 1 – входить в вздовж осі обертання, а виходить під кутом 45° до неї;
- 2 – входить перпендикулярно до осі обертання, а виходить вздовж осі;
- 3 – входить вздовж осі обертання, виходить перпендикулярно осі.

1.1.2. осьовій турбомашині:

- 1 – вхід і вихід повітря здійснюється вздовж осі обертання;
- 2 – вхід повітря здійснюється вздовж осі обертання а вихід паралельно до неї;
- 3 – вхід повітря здійснюється вздовж осі обертання, а вихід перпендикулярно до неї.

1.2. Характеристика турбомашин.

План.

1.2.1. Що таке теоретична характеристика турбомашин?

1.2.2. Швидкості частин рідини у каналі між лопатками.

1.2.3. Визначення теоретичного напору.

1.2.4. Визначення теоретичної продуктивності.

1.2.5. Теоретичні індивідуальні характеристики.

1.2.6. Дійсні індивідуальні характеристики.

1.2.7. Коефіцієнт корисної дії (К. К. Д.)

1.2.1. Залежність між теоретичною подачею Q_m і теоретичним напором H_m називаються теоретичною індивідуальною характеристикою турбомашин. цьому допускається відсутність тертя, втрати рідини через нещільність і наявність нескінченно великого числа початок нескінченно малої товщини. В цьому випадку потік ділиться на елементарні струмені.

1.2.2. Частинки рідини приймають участь одночасно в переносному русі обертаючись разом з колесом з коловою швидкістю $U = \omega R$, де ω – кутова швидкість обертання; R – відстань частинки від осі обертання і в відносному русі, вздовж лопаток, з відносною швидкістю W (рис. 4) – β кут між напрямками W і U .

Геометрична сума швидкості U і W називається абсолютною швидкістю рідини

$$\vec{C} = \vec{U} + \vec{W}$$

На рис. 4 показано план швидкостей на вході (положення 1) і виході (положення 2) колеса.

1-2 – траєкторія руху частин рідини α – кут між напрямками U і C .

1.2.3. Для ідеального процесу в турбомашині потужність P , отримана від двигуна ($P = M \cdot \omega$), повністю передається потоку. Де M – момент зовнішніх сил. З іншого боку $P = \rho g Q H_T$

тоді,

$$H_T = \frac{M \cdot \omega}{\rho \cdot g \cdot Q_T}$$

(1)

У відповідності з теоремою про зміну моменту кількості руху дорівнює

$$M = mc_2 l_2 - mc_1 l_1 \quad (2)$$

Враховуючи, що $M = \rho Q$ і $l_1 = R_1 \cos \alpha_1$; $l_2 = R_2 \cos \alpha_2$, з рівняння (2) отримуємо

$$M = \rho Q (R_2 C_2 \cos \alpha_2 - R_1 C_1 \cos \alpha_1)$$

Враховуючи, що $\omega R_1 = U_1$ і $\omega R_2 = U_2$, а проєкції абсолютної швидкості на переносну дорівнюють $C_{1u} = C_1 \cos \alpha_1$; $C_{2u} = C_2 \cos \alpha_2$ з рівняння (1) отримуємо:

$$H_T = \frac{1}{g} (U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u}) \quad (3)$$

Для осьової турбомашини

$$H_T = \frac{1}{g} U (C_{2u} - C_{1u})$$

(4)

Коли потік входить на лопатки колеса не закрученим $C_{1u} = 0$

Для відцентрової турбомашини

$$H_T = \frac{1}{g} U_2 \cdot C_{2u}$$

(5)

Для осьової турбомашини

$$H_T = \frac{1}{g} U \cdot C_{2u}$$

(6)

1.2.4. Теоретичну подачу відцентрової машини отримуємо, як добуток площі вихідного живого перерізу $\pi D_2 \varepsilon_2$ робочого колеса на проєкцію швидкості C_2 на напрямок радіуса ($C_{2r} = C_2 \sin \alpha_2$)

$$Q_m = \pi D_2 \varepsilon_2 C_{2r} \quad (7)$$

де ε_2 - ширина робочого колеса на виході.

В осьовій турбомашині вхідний переріз потоку дорівнює площі, яку описують лопатки,

 $\frac{\pi}{4} (D_2^2 - d_{em}^2)$, де D_2 - діаметр робочого колеса, d_{em} - діаметр втулки.Теоретична продуктивність дорівнює добутку цієї площі на осьову швидкість C_a .

$$Q_m = C_a \frac{\pi}{4} (D_2^2 - d_{em}^2) \quad (8)$$

1.2.5. Теоретичну індивідуальну характеристику відцентрової машини отримуємо, виходячи з рівняння

$$C_{2u} = U_2 + C_2 \cdot \text{ctg} \beta \quad (9)$$

з рівняння (7) і (9):

$$C_{2u} = U_2 + \frac{Q_T}{\pi \cdot D_2 \cdot \varepsilon_2} \cdot \text{ctg} \beta_2$$

(10)

підставимо значення (10) в рівняння (5):

$$H_T = \frac{1}{g} U_2^2 + \frac{1}{g} U_2 \cdot \frac{\operatorname{ctg} \beta_2}{\pi \cdot D_2 \cdot \varepsilon_2} \cdot Q_T \quad (11)$$

для осьової турбомашини:

$$H_T = \frac{1}{g} U^2 - \frac{1}{g} U \cdot \frac{\operatorname{ctg} \beta_2}{\frac{\pi}{4} \cdot (D_2^2 - d_{\text{ем}}^2)} \cdot Q_T \quad (12)$$

Лопатки робочих коліс відцентрових турбомашин можуть бути:

1. Загнуті вперед $\beta_2 < 90^\circ$, $\operatorname{ctg} \beta_2 > 0$; (рис. 5, а)
2. Радіальні $\beta_2 = 90^\circ$, $\operatorname{ctg} \beta_2 = 0$; (рис. 5, б)
3. Загнуті назад $\beta_2 > 90^\circ$, $\operatorname{ctg} \beta_2 < 0$; (рис. 5, в)

На теоретичних індивідуальних характеристиках для всіх типів коліс при $Q_T = 0$:

$$H_T = \frac{1}{g} \cdot U_2^2.$$

При $\beta_2 < 90^\circ$ із зростанням Q_T , H_T зростає при $\beta_2 = 90^\circ$ H_T не змінюється, при $\beta_2 > 90^\circ$ зменшується.

Для зменшення втрат необхідно щоб швидкість C_2 була мінімальна. Максимальний К. Д. досягається при $150^\circ > \beta_2 > 130^\circ$

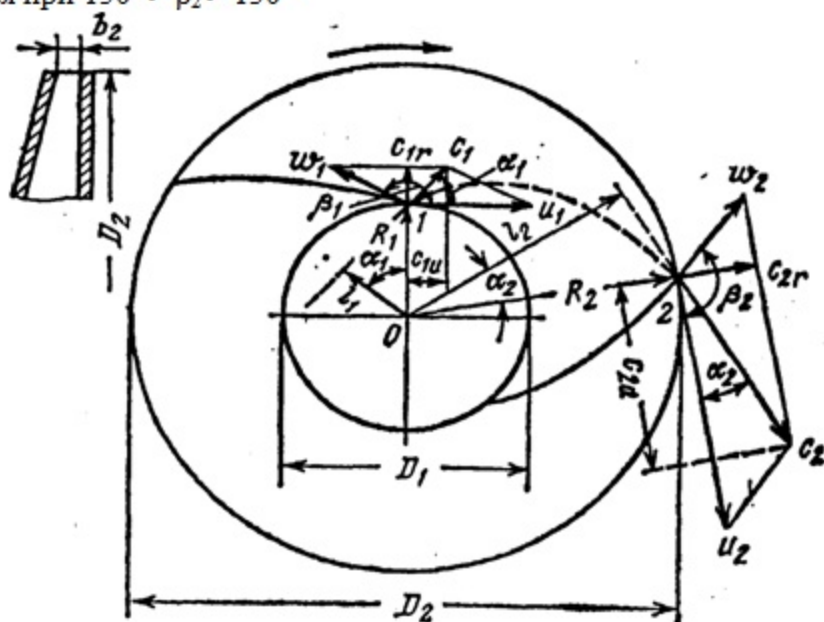


Рис. 4. Швидкості на вході і виході робочого колеса відцентрової машини

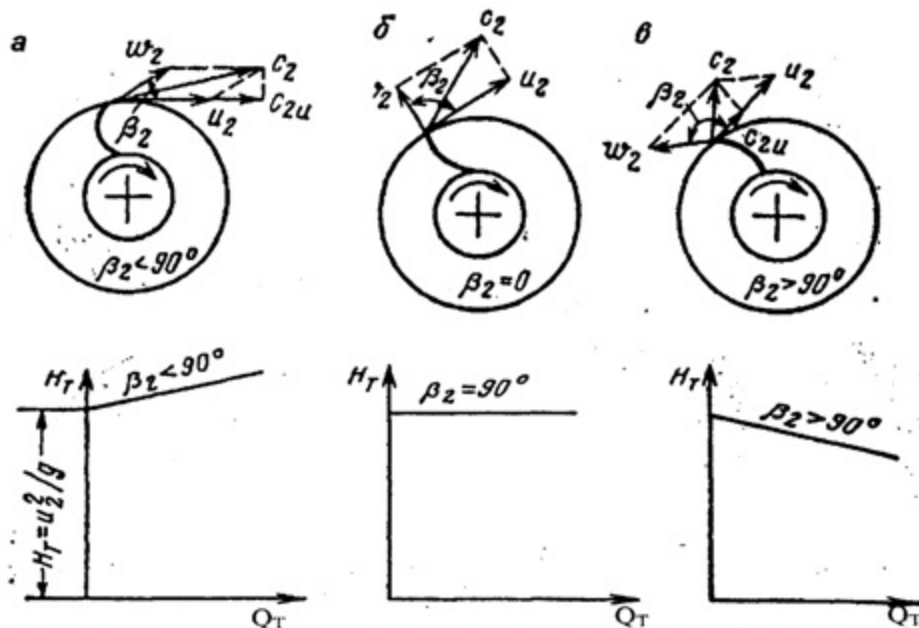


Рис. 5. Робочі колеса відцентрових турбомашин і теоретичні індивідуальні характеристики, що їм відповідають

1.2.6. Дійсна індивідуальна характеристика турбомашини – це залежність між дійсною подачею Q і напором H . На мал.6 показано дійсні індивідуальні характеристики для відцентрової турбомашини (рис. 6, а і б) і осьової (мал. 6, в). H_n - втрати напору

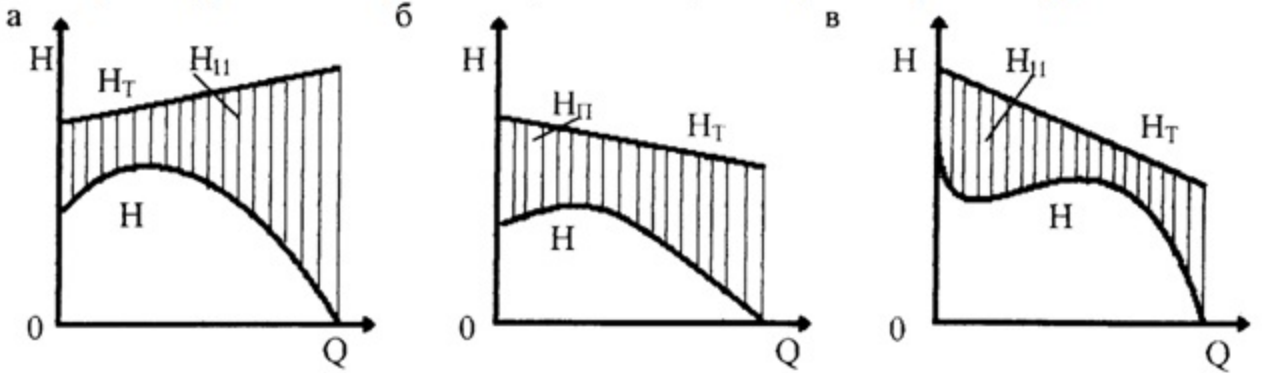


Рис. 6. Форми дійсних індивідуальних характеристик турбомашин

1.2.7. Втрата напору H_n - враховують гідравлічним К. К. Д. $\eta_r = 0,8...0,9$

Об'ємний К. К. Д. $\eta_0 = 0,95...0,98$ враховує зменшення дійсної подачі внаслідок об'ємних втрат.

Механічний К. К. Д. $\eta_m = 0,95...0,99$ - враховує затрати енергії на тертя в підшипниках, сальниках, рідин об зовнішні поверхні дисків робочого колеса і інше.

К. К. Д. турбомашини $\eta = \eta_r \cdot \eta_0 \cdot \eta_m$ - це відношення корисної потужності до потужності турбомашини.

Контрольні запитання до теми 1.2:

- 1.2.1. Теоретична індивідуальна характеристика турбомашини – це залежність між:
- 1) теоретичним напором і швидкістю обертання;
 - 2) теоретичною подачею і відношенню швидкостей руху частин рідини;
 - 3) теоретичним напором і подачею.
- 1.2.2. Переносна U_2 і відносна W_2 швидкість складають кут $\beta_2 = 90^\circ$ $U_2 = 4$ м/с; $W_2 = 3$ м/с
Визначити абсолютну швидкість C_2 .
- 1) 7 м/с;
 - 2) 5 м/с;
 - 3) 1 м/с.
- 1.2.3. Потік входить на робоче колесо не закрученим $C_{u1} = 0$ Визначити теоретичний напір H_T , якщо $\omega = 100$ с⁻¹; $R_2 = 0,1$; $\alpha_2 = 60^\circ$; $C_2 = 20$ м/с; $g = 10$ м/с.
- 1) 70 м;
 - 2) 40 м;
 - 3) 20 м.
- 1.2.4. Визначити теоретичну подачу Q_T відцентрової турбомашини, якщо $D_2 = 10$ см;
 $\alpha_2 = 30^\circ$; $C_2 = 20$ м/с; $e_2 = 10$ мм.
- 1) 0,01 м³/с;
 - 2) 0,01·π м³/с;
 - 3) 2·π м³/с.
- 1.2.5. Визначити теоретичну подачу Q_T осьової турбомашини, якщо $D_2 = 20$ см;
 $d_{зм} = 10$ см; $C_a = 100$ м/с.
- 1) $\frac{3}{4} \cdot \pi$ м³/с;
 - 2) 300·π м³/с;
 - 3) $\frac{300}{4} \cdot \pi$ м³/с.
- 1.2.6. Для якого кута нахилу лопаток досягають максимальних значень К. К. Д.?
- 1) $90^\circ < \beta_2 < 120^\circ$;
 - 2) $\beta_2 = 90^\circ$;
 - 3) $130^\circ < \beta_2 < 155^\circ$.

Тема 1.3. Характеристики зовнішньої мережі. Режими роботи турбомашин

План:

- 1.3.1. Характеристики зовнішньої мережі турбомашин.
- 1.3.2. Режими роботи турбомашин.

1.3.1. Турбомашини працюють на зовнішню мережу вентилятор на систему гірничих виробок шахти чи тупиковий вибій, насос на трубопровід.

Характеристика зовнішньої мережі представляє собою залежність між подачею і напором, який повинна розвивати турбомашини для руху рідини в зовнішній мережі. Напір, що створюється насосною установкою затрачається на підйом рідини на геометричну висоту H_z , створення швидкісного напору $H_{ше}$ і подолання втрат напору в зовнішній мережі H_e .

Швидкісний напір визначиться з рівняння

$$H_{ше} = v^2 / 2g$$

Втрати напору складаються з місцевих і втрат напору по довжині

$$H_e = (\lambda \cdot l / d + \sum \xi) \cdot v^2 / 2 \cdot g = \xi_c \cdot v^2 / 2g, \quad (13)$$

де λ – коефіцієнт тертя, l – довжина труби, d – діаметр,

ξ – коефіцієнт місцевих опорів, v – швидкість руху рідини, ξ_c – сумарний коефіцієнт опорів

Виразивши швидкість через подачу Q і площу поперечного перерізу A ($v = Q/A$), з рівняння

$$(13) \text{ отримаємо} \quad H_e = \xi_c \cdot Q^2 / 2 \cdot g \cdot A^2,$$

$$H_{ш\epsilon} = Q^2 / 2 \cdot g \cdot A^2,$$

$$H = H_z + H_{ш\epsilon} + H_g = H_z + ((1 + \xi_c) / 2 \cdot g \cdot A^2) Q^2.$$

Величина $R = (1 + \xi_c) / 2 \cdot g \cdot A^2$ називається сталою мережі.

Рівняння характеристики зовнішньої мережі для насосів матиме вигляд (рис. 7):

$$H = H_z + R \cdot Q^2. \quad (14)$$

Для вентиляторів, які працюють без геометричної висоти подачі, рівняння матиме вигляд (рис. 8):

$$H = R \cdot Q^2 \quad (15)$$

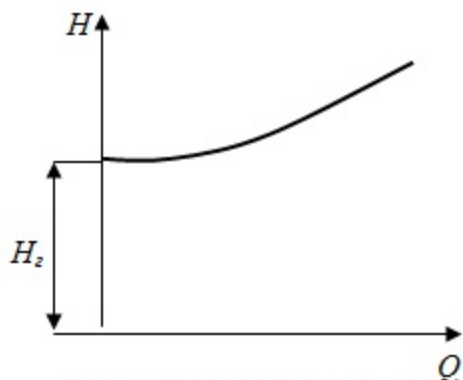


Рис. 7. Характеристика зовнішньої мережі для насосів.

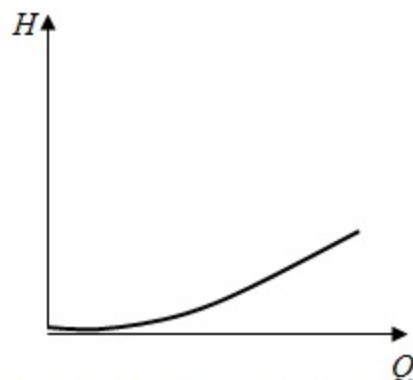


Рис. 8. Характеристика зовнішньої мережі для вентиляторів.

1.3.2. Робочий режим турбомашин – це точка перетину індивідуальної характеристики турбомашин і характеристики зовнішньої мережі, які побудовані в однаковому масштабі.

Розрізняють чотири режими роботи турбомашин:

1. Стійкий (рис. 9) – якщо характеристики перетинаються в одній точці.
2. Оптимальний (рис. 10) – це стійкий режим роботи при максимальному К. К. Д.
3. Нестійкий (рис. 11) – якщо характеристики перетинаються в двох і більше точках.
4. Режим роботи відсутній (рис. 12) – якщо характеристики не перетинаються.

Нестійкий режим роботи або його відсутність свідчать про невірний вибір турбомашини для заданої геометричної висоти. Для усунення нестійкого режиму роботи необхідно: збільшити частоту обертання вала в межах норми або збільшити число послідовно з'єднаних коліс.

Усунути нестійкий режим роботи зміною характеристики мережі не можна, так як турбомашини працює з визначеною геометричною висотою подачі.

В загальному випадку зміна режиму роботи може відбуватися:

1. Зміною характеристики зовнішньої мережі при постійній характеристиці турбомашини.
2. Зміною характеристики турбомашини при постійній характеристиці мережі.

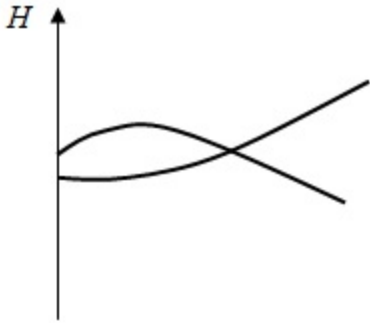
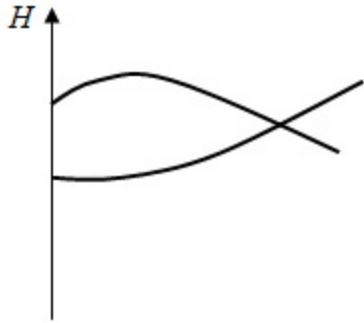




Рис. 9. Сітійкий режим роботи

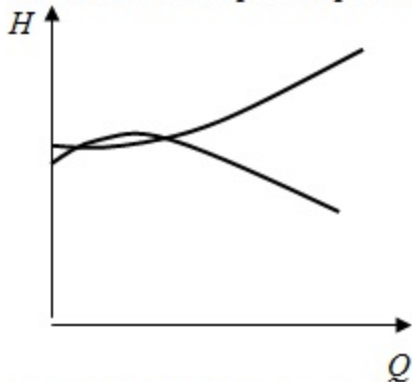


Рис. 11. Нестітійкий режим роботи.

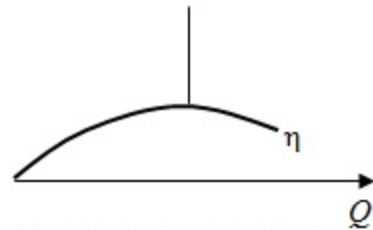


Рис. 10. Оптимальний режим роботи

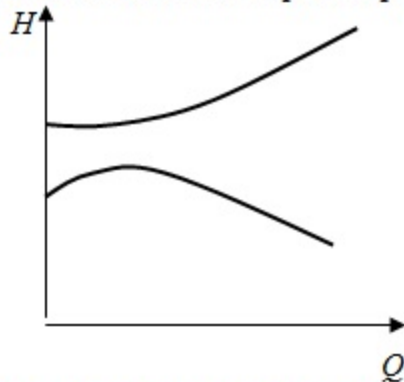


Рис. 12. Режим роботи відсутній.

Контрольні запитання до теми 1.3:

1.3.1.1. Визначити сталу мережі R , якщо сумарний коефіцієнт опорів $\xi = 20$, діаметр трубопроводу $d = 0,2$ м.

1. $10 \text{ с}^2/\text{м}^3$; 2. $1087 \text{ с}^2/\text{м}^3$; 3. $1,09 \text{ с}^2/\text{м}^3$.

1.3.1.2. Насос подає воду на висоту 500 м, стала мережі $R = 1000 \text{ с}^2/\text{м}^3$.

Побудувати характеристику зовнішньої мережі.

1.3.2.1. Оптимальний режим роботи турбомашини буде якщо:

1. Характеристики турбомашини і зовнішньої мережі перетинаються в одній точці;

2. – " – в двох і більше точках;

3. – " – в одній точці, яка відповідає максимальному К.К.Д.

1.3.2.2. Нестітійкий режим роботи можна усунути:

1. Зміною характеристики турбомашини;

2. Зміною характеристики зовнішньої мережі;

3. Усунути неможливо.

Тема 1.4. Закони пропорційності.

План:

1.4.1. Корисна потужність турбомашин і коефіцієнт корисної дії.

1.4.2. Закони пропорційності .

1.4.3. Коефіцієнт швидкохідності.

1.4.1. Корисна потужність турбомашин – це потужність, що надається рідині

$$N_k = Q \cdot H / 10^3 \text{ кВт} \quad (16)$$

де Q – подача турбомашини, $\text{м}^3/\text{с}$, H – тиск турбомашини, Па.

Затрачена потужність – це потужність на валу двигуна N .

Коефіцієнт корисної дії турбомашини

$$\eta = N_k / N \quad (17)$$

Отже потужність на валу двигуна турбомашини визначається за формулою

$$N = Q \cdot H / 10^3 \cdot \eta \quad (18)$$

1.4.2. Дві турбомашини однієї серії, геометрично подібні, які мають робочі колеса діаметрами D_2 і D_2' , з однаковими кутами нахилу лопаток і працюючі на зовнішні мережі з однаковими характеристиками при частотах обертання n і n' . Для таких турбомашин справедливі наступні закони пропорційності

$$Q / Q' = n / n' \cdot (D_2 / D_2')^3; \quad (19)$$

$$H / H' = (n / n')^2 \cdot (D_2 / D_2')^2; \quad (20)$$

$$N / N' = (n / n')^3 \cdot (D_2 / D_2')^5. \quad (21)$$

Закони пропорційності були експериментально встановлені акад. А. Рато і теоретично підтверджені акад. А. П. Германом.

Для однієї турбомашини, якщо $D_2 = \text{const}$

$$Q / Q' = n / n'; \quad H / H' = (n / n')^2; \quad N / N' = (n / n')^3; \quad (22)$$

Для сталої частоти обертання $n = \text{const}$

$$Q / Q' = (D_2 / D_2')^3; \quad H / H' = (D_2 / D_2')^2; \quad N / N' = (D_2 / D_2')^5 \quad (23)$$

1.4.3. Класифікація турбомашин тільки по абсолютній величині напору і подачі не дає повної уяви про особливості конструкції турбомашин, так як одна і та ж турбомашини може розвивати різні подачі і напори в залежності від частоти обертання вала і умов роботи. Тому введемо поняття – коефіцієнт швидкохідності. Коефіцієнтом швидкохідності називають частоту обертання умовної турбомашини, яка геометрично подібна даній, в якій для напору H_s подача дорівнює Q_s .

Для вентиляторів приймають $Q_s = 1 \text{ м}^3/\text{с}$, $H_s = 30 \text{ даПа}$,

для насосів $Q_s = 0,075 \text{ м}^3/\text{с}$, $H_s = 1 \text{ м вод. ст.}$

Отже коефіцієнт швидкохідності для вентиляторів дорівнює

$$n_s = 12,9 \cdot n \cdot Q^{1/2} / H^{3/4}; \quad (24)$$

для насосів

$$n_s = 3,65 \cdot n \cdot Q^{1/2} / H^{3/4} \quad (25)$$

Розмірність Q в $\text{м}^3/\text{с}$, H в даПа для вентиляторів і в м для насосів.

Контрольні запитання:

1.4.1. Визначити потужність на валу двигуна турбомашини, якщо подача $Q = 50 \text{ м}^3/\text{с}$, тиск $H = 3200 \text{ Па}$, К.К.Д. $\eta = 0,81$. 1. 10 кВт; 2. 160 кВт. 3. 200 кВт.

1.4.2.1. В одній турбомашині $D = \text{const}$, швидкість обертання зросла в 3 рази. Як зміниться потужність? 1. Зросте в 27 раз. 2. Зменшиться в 3 рази. 3. Зросте в 3 рази.

1.4.2.2. В геометрично подібній турбомашині $n' = 2 \cdot n$; $D'_2 = 2 \cdot D_2$; потужність $N = 10$ кВт. Чому дорівнює N' ? 1. 80 кВт. 2. 2560 кВт. 3. 320 кВт.

1.4.3.1. Визначити коефіцієнт швидкохідності для вентилятора, якщо $n = 1000$ об/хв, $Q = 49$ м³/с, $H = 256$ даПа. 1. 1411. 2. 240. 3. 14.2.