

1.3. Характеристика турбомашин.

План.

- 1.3.1. Що таке теоретична характеристика турбомашин?
- 1.3.2. Швидкості частин рідини у каналі між лопатками.
- 1.3.3. Визначення теоретичного напору.
- 1.3.4. Визначення теоретичної продуктивності.
- 1.3.5. Теоретичні індивідуальні характеристики.
- 1.3.6. Дійсні індивідуальні характеристики.
- 1.3.7. Коефіцієнт корисної дії (К. К. Д.)

1.3.1. Залежність між теоретичною подачею Q_T і теоретичним напором H_T 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.

1.3.2. 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

$$C = U + W$$

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 .

1.3.3. 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 $P = \rho g Q H_T$

$$H_T = \frac{M \cdot \omega}{\rho \cdot g \cdot Q_T} \quad (1)$$

тоді,

У відповідності з теоремою про зміну моменту кількості руху дорівнює

$$M = m c_2 l_2 - m c_1 l_1 \quad (2)$$

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 проекції абсолютної швидкості на переносну дорівнюють $C_{1u} = C_1 \cos \alpha_1$; $C_{2u} = C_2 \cos \alpha_2$ з рівняння (1) отримуємо:

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

$$H_T = \frac{1}{g} U (C_{2u} - C_{1u}) \quad (4)$$

Для осьової турбомашини

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

$$H_T = \frac{1}{g} U_2 \cdot C_{2u} \quad (5)$$

Для відцентрової турбомашини

$$H_T = \frac{1}{g} U \cdot C_{2u} \quad (6)$$

Для осьової турбомашини

1.3.4. Теоретичну подачу відцентрової машини отримуємо, як добуток площі вихідного живого перерізу $\pi D_2 B_2$ робочого колеса на проекцію швидкості C_2 на напрямок радіуса ($C_{2r} = C_2 \sin \alpha_2$)

$$Q_T = \pi D_2 B_2 C_{2r}, \quad (7)$$

де b_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 .

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

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

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

$$C_{2u} = U_2 + \frac{Q_T}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2} \cdot \operatorname{ctg} \beta_2 \quad (10)$$

з рівняння (7) і (9):

підставимо значення (10) в рівняння (5):

$$H_T = \frac{1}{g} U_2^2 + \frac{1}{g} U_2 \cdot \frac{\operatorname{ctg} \beta_2}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2} \cdot Q_T \quad (11)$$

для осьової турбомашини:

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

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. К. Д. досягається при $150^\circ > \beta_2 > 130^\circ$

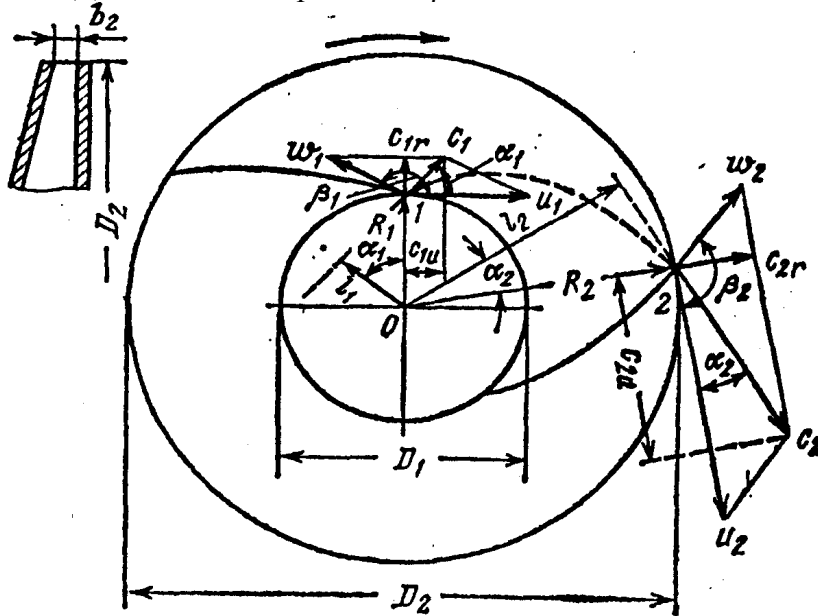


Рис. 4. Швидкості на вході і виході робочого колеса відцентрової машини

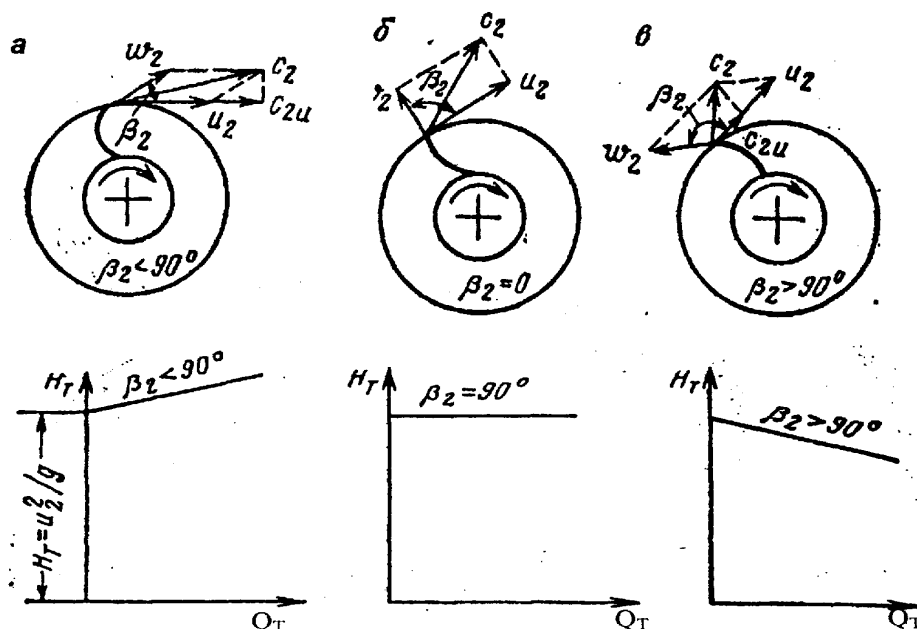


Рис. 5. Робочі колеса відцентрових турбомашин і теоретичні індивідуальні характеристики, що їм відповідають

1.3.6. 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

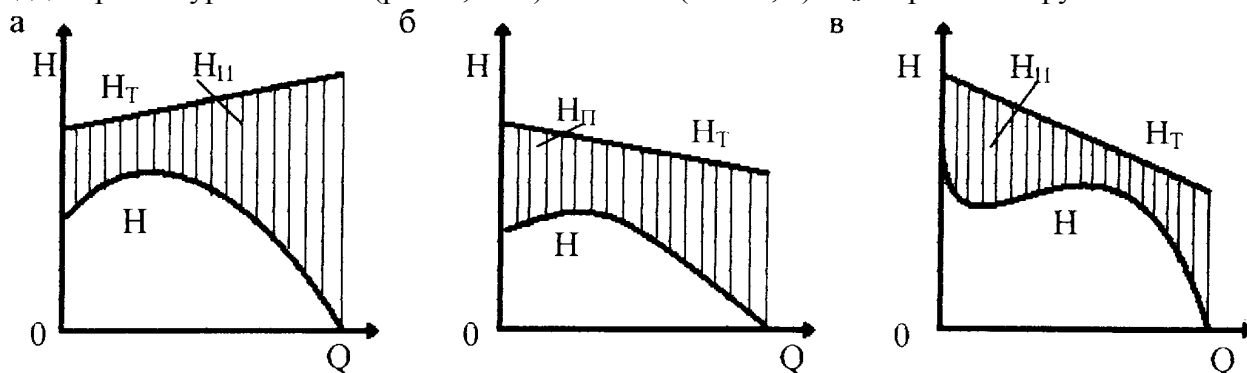


Рис. 6. Форми дійсних індивідуальних характеристик турбомашин

1.3.7. 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 1.3:

1.3.1. Теоретична індивідуальна характеристика турбомашини – це залежність між: теоретичним напором і швидкістю обертання; теоретичною подачею і відношенню швидкостей руху частин рідини; теоретичним напором і подачею.

1.3.2. 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.

1.3.3. 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.

1.3.4. Визначити теоретичну подачу Q_T відцентрової турбомашини, якщо $D_2 = 10$ см;

$\alpha_2 = 30^\circ$; $C_2 = 20$ м/с; $v_2 = 10$ мм.

1) $0,01$ м³/с; 2) $0,01 \cdot \pi$ м³/с; 3) $2 \cdot \pi$ м³/с.

1.3.5. Визначити теоретичну подачу Q_T осьової турбомашини, якщо $D_2 = 20$ см;

$d_{\text{вм}} = 10$ см; $C_a = 100$ м/с.

1) $\frac{3}{4} \cdot \pi$ м³/с; 2) $300 \cdot \pi$ м³/с; 3) $\frac{300}{4} \cdot \pi$ м³/с.

1.3.6. Для якого кута нахилу лопаток досягають максимальних значень К. К. Д.?

$90^\circ < \beta_2 < 120^\circ$; 2) $\beta_2 = 90^\circ$; 3) $130^\circ < \beta_2 < 155^\circ$.

Тема 1.4. Характеристики зовнішньої мережі. Режими роботи турбомашин

План:

1.4.1. Характеристики зовнішньої мережі турбомашин.

1.4.2. Режими роботи турбомашин.

1.4.1. 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 витрачається на підйом рідини на геометричну висоту H_r , створення швидкісного напору $H_{\text{шв}}$ і подолання втрат напору в зовнішній мережі H_v .

Швидкісний напір визначиться з рівняння $H_{\text{шв}} = v^2 / 2g$

Втрати напору складаються з місцевих і втрат напору по довжині

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

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) отримаємо

$$H_v = \xi_c \cdot Q^2 / 2 \cdot g \cdot A^2,$$

$$H_{\text{шв}} = Q^2 / 2 \cdot g \cdot A^2,$$

$$H = H_r + H_{\text{шв}} + H_v = H_r + ((1 + \xi_c) / 2 \cdot g \cdot A^2) Q^2.$$

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

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

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

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

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

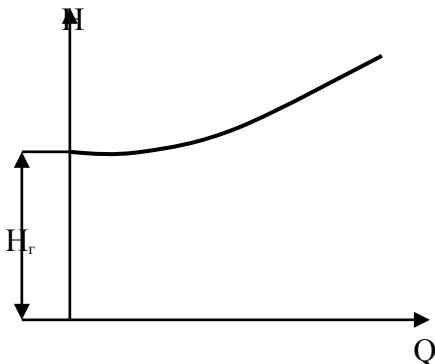


Рис. 7. Характеристика зовнішньої мережі для насосів.

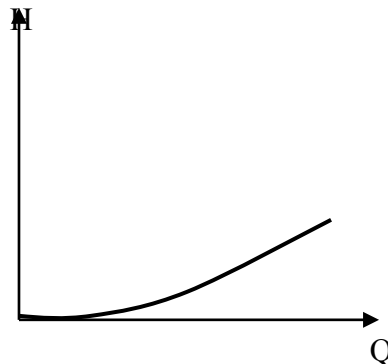


Рис. 8. Характеристика зовнішньої мережі для вентиляторів.

1.4.2. 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.

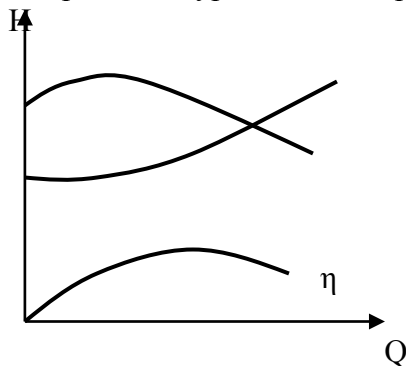


Рис. 9. Стійкий режим роботи

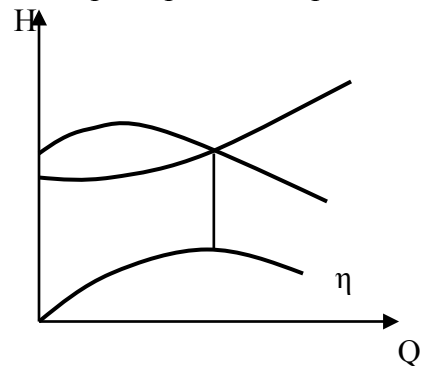


Рис. 10. Оптимальний режим роботи

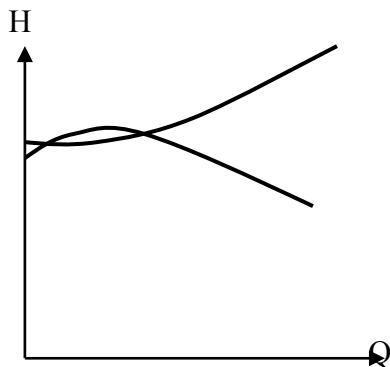


Рис. 11. Нестійкий режим роботи.

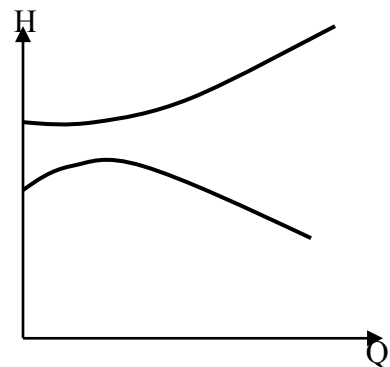


Рис. 12. Режим роботи відсутній.

Контрольні запитання до теми 1.4:

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

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

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

Побудувати характеристику зовнішньої мережі.

1.4.2.1. Оптимальний режим роботи турбомашини буде якщо:

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

– " – в двох і більше точках;

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

1.4.2.2. Нестійкий режим роботи можна усунути:

1. Зміною характеристики турбомашини;
2. Зміною характеристики зовнішньої мережі;
3. Усунути неможливо.