

Практична робота 3

Визначення статичних та динамічних опорів турбомеханізмів

Режим роботи відцентрових турбомеханізмів характеризується трьома основними параметрами:

- Подача (або витрати) Q [$\text{м}^3/\text{с}$; $\text{м}^3/\text{хв}$; $\text{м}^3/\text{год}$];
- Напір H [Па ; $\text{Н}/\text{м}^2$] — для вентиляторів; [м] — для насосів;
- Кутова швидкість ω [$\text{об}/\text{хв}$; $1/\text{с}$].

Ці величини визначають момент опору та потужність на валу механізму, за якими здійснюється вибір потужності двигуна.

Для відцентрового вентилятора потужність на валу визначає величина енергії, що передається газу, який переміщується за одиницю часу. Маса газу, яка переміщується за секунду:

$$m = Fv \rho, \text{ [кг/с]},$$

де F — площа перерізу газопроводу [м^2],
 v — швидкість руху газу [$\text{м}/\text{с}$];
 ρ — щільність газу [$\text{кг}/\text{м}^3$].

Тоді вираз для енергії газу, який переміщується:

$$W = \frac{mv^2}{2} t = \frac{Fv^3 \rho}{2} t, \text{ [Дж]}$$

звідки потужність на валу вентилятора:

$$P = \frac{Fv^3 \rho}{2\eta}, \text{ [Вт]};$$

де η_B, η_{II} — ККД вентилятора та передачі.

Якщо ввести позначення для подачі Q та напору H як:

$$Q = Fv, \text{ [м}^3\text{/с]} \text{ — об'єм газу, який переміщується за секунду; } H = \frac{\rho v^2}{2}, \text{ [Па];}$$
$$\text{кг}/(\text{м} \cdot \text{с}^2)] \text{ — кількість енергії, яка передається одиниці ваги, тоді } P = \frac{HQ^2}{\eta_B \eta_{II}}, \text{ [Вт].}$$

З отриманих виразів видно, що $Q \approx C_1 \cdot \omega$, $H \approx C_2 \cdot \omega^2$, $P \approx C_3 \cdot \omega^3$, $M = P/\omega \approx C_3 \cdot \omega^2$, де C_1, C_2, C_3 — постійні коефіцієнти.

Пам'ятка

1 атм = 1,01340⁵ Па; 1 Па = 1 Н/м²; 1 бар = 105 Па.

Відцентровий насос

Для відцентрового насоса, розмірковуючи аналогічно, отримаємо потужність на валу:

$$P = \frac{QH\rho g}{\eta_e \eta_{II}}, \text{ [Вт]},$$

де Q , [м³/с] — подача чи об'єм рідини, яка переміщується за секунду;
 H , [м] — напір, що створюється насосом;
 ρ , [кг/м³] — щільність рідини;
 $g=9,81$ м/с² — прискорення вільного падіння.

Напір H визначається за формулою:

$$H = H_{\Gamma} + \Delta H + \frac{P_2 - P_1}{\rho g}, \text{ [м]},$$

де H_{Γ} — геодезичний напір, що дорівнює різниці висот нагнітання та всмоктування, [м];
 ΔH — втрата напору в магістралі (залежить від перерізу труб, якості їх обробки, викривлення ділянок), [м];
 P_2 — тиск в резервуарі, куди перекачується рідина, [Па];
 P_1 — тиск в резервуарі, звідки перекачується рідина, [Па].

Характеристики відцентрових механізмів

Основною характеристикою насосів, вентиляторів та компресорів є залежність створюваного напору H від подачі цих механізмів Q .

Q - H характеристика разом із залежністю ККД від подачі при постійній швидкості визначають експлуатаційні властивості відцентрованих турбо-механізмів.

Розрахувати теоретично зазначені характеристики доволі складно, тому на практиці використовують експериментальні залежності $H=f(Q)$ та $\eta=f(Q)$, які наводяться в каталогах насосів для незмінної номінальної швидкості $\omega_H = \text{const}$.

Для отримання Q - H характеристики для довільної швидкості використовують закони пропорційності:

$$\frac{Q}{H} = \text{const}; \frac{H}{\omega^2} = \text{const}; \text{ тоді: } \frac{Q_1}{Q_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2}; \frac{Q_1}{Q_2} = \left(\frac{\omega_1}{\omega_2}\right)^2; \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{Q_1}{Q_2}\right)^2$$

У випадку відомої номінальної $Q-H$ характеристики задаються рядом значень Q_e , яким відповідають значення H_e на вихідній природній $Q-H$ характеристиці з $\omega_H = const$ та відповідно до виразу

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{Q_1}{Q_2} \right)^2$$

розраховують параболу $H = H_e \left(\frac{Q}{Q_e} \right)^2$, які проходять через обрані точки на вихідній характеристиці. Кожній точці параболу згідно з $\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$ відповідає

певна швидкість механізму $\omega = \omega_e \left(\frac{Q}{Q_e} \right)$.

З'єднавши точки парабол з однаковим значенням ω , визначаємо $Q-H$ характеристику для $\omega = const$.

З'єднавши точки парабол з однаковим значенням ω , визначаємо $Q-H$ характеристику для $\omega = const$.

Визначення статичного моменту M_C на валу механізму

Момент опору знаходять через потужність P_C на валу механізму:

$$M_C = P_C / \omega$$

а) В окремому випадку, коли $H_{cm} = 0$ (відсутній статичний напір в магістралі)

$$H_{max} = H_e \left(\frac{Q}{Q_e} \right)^2 = H_e \left(\frac{\omega}{\omega_H} \right)^2; \quad Q = Q_e \left(\frac{\omega}{\omega_H} \right)^2;$$

$$M_C = \frac{P_C}{\omega} = \frac{QH}{\eta\omega} = Q_e \left(\frac{\omega}{\omega_H} \right)^2 H_e \left(\frac{\omega}{\omega_H} \right)^2 \frac{1}{\eta\omega} = \frac{Q_e H_e}{\eta_H \omega_H} \left(\frac{\omega}{\omega_H} \right)^2 = M_{ce} \left(\frac{\omega}{\omega_H} \right)^2$$

де M_{ce} — момент опору, який відповідає номінальній швидкості механізму,

$$M_{ce} = \frac{Q_e H_e}{\eta_H \omega_H}$$

- б) У випадку коли $H_{стг} \neq 0$:
- будують сімейство статичних $Q-H$ характеристик по відомій природній характеристиці з каталогу;
 - відповідно до параметрів магістралі будують характеристику напору в магістралі $H_{маг} = f(Q)$;
 - отримують точки перетину сімейства $Q-H$ характеристик та напору в магістралі $H_{маг} = f(Q)$, визначають для кожної точки Q та H ;
 - розраховують статичний момент в кожній з цих точок $M_c = (Q \cdot H) / (\eta \cdot \omega)$;
 - будують характеристику $M_c = f(\omega)$.

Вибір двигуна

Турбомеханізми відцентрового типу зазвичай характеризуються тривалим режимом роботи, тому номінальна потужність двигуна насосів і вентиляторів, що працюють з постійною швидкістю, визначається з умови:

$$P_H \geq P_C$$

Розрахунок потужності поршневих турбомеханізмів

Робота компресора супроводжується пульсаціями моменту опору на його валу. У такті стиснення постійна сила F тиску газу на поршень викликає зміну моменту опору на валу компресора за наступним законом:

$$M_{cT} = F \rho = P S_{II} R \sin(\omega t) = M_{cT. \max} \sin(\omega t)$$

$$M_{cT} = P S_{II} \cdot \rho = R \sin(\varphi), \quad \varphi = \omega t, \quad M_{cT. \max} = P S_{II} R$$

де P — вихідний тиск компресора;
 S_{II} — площа поршня;
 ρ — радіус поршня;
 φ — кут повороту кривошипно-шатунного механізму;
 ω — кутова швидкість обертання кривошипа;
 R — радіус кривошипа;
 M_{CTmax} — амплітудне значення моменту опору.

З даних виразів видно, що момент опору, а значить і потужність на валу поршневих турбомеханізмів змінюється за синусоїдальним законом в залежності від кута повороту кривошипа φ .

Зміна моменту опору $M_C=f(Q)$ наведено на рисунках.

З рисунків видно, що на середню величину моменту опору M_C накладається періодична складова з кутовою частотою ω для компресорів одинарної дії (рис. 6,а) і 2ω — для компресорів подвійної дії (рис. 6,б).

Для двоступінчатого компресора (рис. 6,в) при тому ж об'ємі циліндра другої ступені сила і момент опору в такті стискання другого ступеня виявляються більшими через більший тиск в циліндрі другого ступеня.

Для вирівнювання графіка навантаження зазвичай на валу компресорів встановлюють маховик.

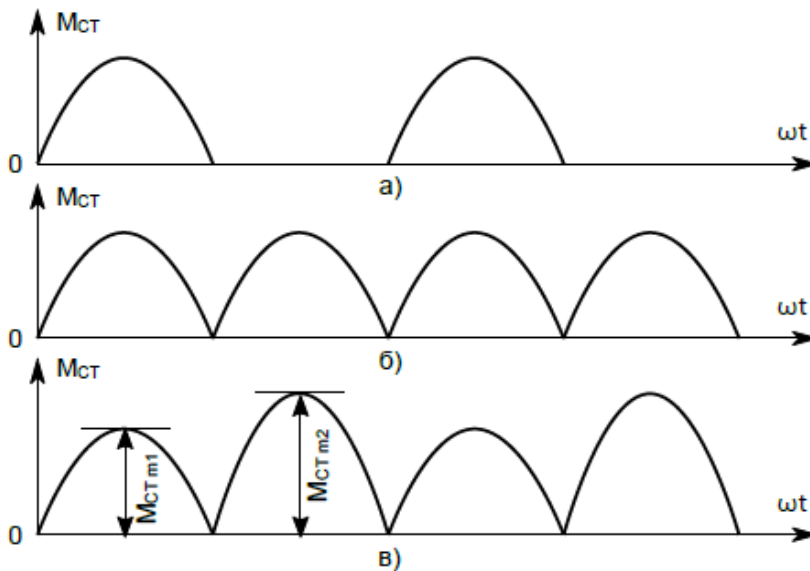


Рис.6. Діаграми роботи компресорного механізма

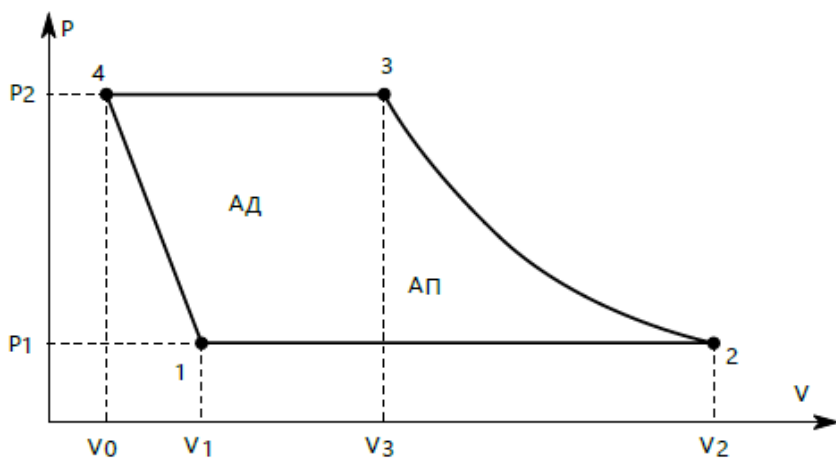


Рис. 7. Діаграми роботи компресорного механізму

Потужність на валу поршневих турбокомпресорів визначається з індикаторної діаграми стиснення газу $P=f(V)$ (залежність тиску газу в циліндрі P від об'єму газу під поршнем V).

У точці 4 (рис.7) поршень одноступінчастого компресора простої дії знаходиться в крайньому правому положенні. На ділянці 4-1 при переміщенні поршня ліворуч відбувається розширення газу, який залишився в просторі під поршнем — тиск знижується з P_2 до P_1 .

У точці 1 відкривається всмоктуючий клапан. При подальшому збільшенні об'єму від V_1 до V_2 відбувається всмоктування газу при тиску, трохи меншому P_1 через втрати на проходження газу через всмоктуючий клапан.

У точці 2 поршень починає рухатися праворуч, всмоктувальний клапан закривається і починається такт стиснення газу (ділянка 2-3). Цей процес може здійснюватися за адіабатичним законом (без віддачі тепла в зовнішнє середовище), за ізотермічним законом (при постійній температурі газу), або ж за політропічним законом (реальний процес, що супроводжується відведенням частини, виділеного при стисненні газу, тепла в систему охолодження компресора).

У точці 3 відкривається нагнітальний випускний клапан, що з'єднує циліндр з ресивером (акумулятором стисненого до тиску P_2 газу). На ділянці 3-4 відбувається виштовхування газу з тиском трохи більшим P_2 (через втрати на проходження газу через випускний клапан) з циліндра в ресивер. У точці 4 цикл закінчується.

Площа, обмежена індикаторною діаграмою, дорівнює роботі A_{IND} , виконаною компресором за один цикл. Вона має дві складові:

$A_{П}$ — робота політропічного процесу стиснення газу, [Дж]

$A_{Д}$ — додаткова робота, [Дж]

Робота політропічного процесу стиснення газу:

$$A_{\Pi} = \frac{n}{n-1} P_1 V_2 \left(\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right), [\text{Дж}];$$

- де P_1 — початковий тиск газу, [Па];
 P_2 — кінцевий тиск стиснутого газу, [Па];
 V_2 — початковий об'єм газу, [м³];
 n — показник політропи, який визначається із рівняння $PV^n = \text{const}$:

$$P_1 V_2^n = P_2 V_3^n; \frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{V_3}{V_2} \right)^n; \ln \left(\frac{P_1}{P_2} \right) = \ln \left(\frac{V_3}{V_2} \right)^n; \ln \left(\frac{P_1}{P_2} \right) = n \ln \left(\frac{V_3}{V_2} \right);$$

$$n = \frac{\ln(P_1) - \ln(P_2)}{\ln(V_3) - \ln(V_2)}$$

Додаткова робота:

$$A_{Д} = (P_2 - P_1) \left(V_3 - \frac{V_1 + V_0}{2} \right), [\text{Дж}].$$

Повна робота, що здійснюється компресором за один цикл, яка визначається з індикаторної діаграми:

$$A_{\text{інд}} = A_{\Pi} + A_{Д}, [\text{Дж}].$$

Якщо політропічна діаграма невідома, то для визначення політропічної роботи стиснення газу користуються наближеною формулою:

$$A_{\Pi} = \frac{A_I + A_{Д}}{2}, [\text{Дж}].$$

- де A_I — робота ізотермічного стисання газу (при постійній температурі процесу, $PV = \text{const}$), [Дж];
 $A_{Д}$ — робота адіабатичного стисання газу (без теплообміну із зовнішнім середовищем, при $PV^\gamma = \text{const}$), [Дж].

$$A_I = P_1 V_1 \ln \left(\frac{P_2}{P_1} \right), [\text{Дж}];$$

$$A_{Д} = \frac{\gamma}{\gamma-1} P_1 V_2 \left(\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right), [\text{Дж}];$$

де $\nu = C_p / C_v$ — відношення теплоємності газу при постійному тиску C_p до теплоємності газу при постійному обсязі C_v .

- для одноатомних газів $\nu = 5/3$;
- для двоатомних газів $\nu = 7/5$;
- для багатоатомних газів $\nu = 4/3$.

Обсяг газу V_3 , необхідний для розрахунку додаткової роботи A_D , у разі відсутності політропічної діаграми знаходиться таким чином:

$$V_{3II} = \frac{V_{3I} - V_{3A}}{2}, [\text{м}^3];$$

де V_{3II} — об'єм газу для політропічного стиснення газу, $[\text{м}^3]$;
 V_{3I} — об'єм газу для ізотермічного стиснення газу (визначається за індикаторною діаграмою), $[\text{м}^3]$;

V_{3A} — об'єм газу для адіабатичного стиснення газу, $[\text{м}^3]$.

Об'єм газу V_{3A} визначається на основі адіабатичного закону $PV^\nu = \text{const}$ із рівняння $P_1 V_1^\nu = P_2 V_{3A}^\nu$:

$$V_{3A} = \sqrt[\nu]{\frac{P_1 V_1^\nu}{P_2}}, [\text{м}^3];$$

Середня потужність на валу поршневого компресора за цикл роботи:

$$P_c = \frac{k_3 Q_1 A_{\text{інд}}}{V_p \eta_k \eta_{II}}, [\text{Вт}];$$

де k_3 — коефіцієнт запасу, що враховує чинники, які неможливо врахувати.

$k_3 = 1,05 \dots 1,3$ (більші значення відносяться до меншої потужності);

Q_1 — подача (продуктивність) компресора, зведена до початкового тиску газу P_1 , $[\text{м}^3/\text{с}]$;

V_p — робочий об'єм циліндра (обсяг газу, що всмоктується компресором за цикл при початковому тиску газу P_1), $[\text{м}^3]$;

η_k — ККД компресора, $\eta_k = 0,6 \dots 0,8$;

η_{II} — ККД механічної передачі.

Турбомеханізм поршневого типу зазвичай характеризується тривалим режимом роботи, тому номінальна потужність двигуна компресорів, що працюють з постійною швидкістю, визначається з умови:

$$P_H \geq P_c.$$

Орієнтовно потужність двигуна компресорів можна визначити за спрощеною формулою:

$$P_H = \frac{M_{cp} \omega_H}{\eta_k \eta_{II}}, [\text{Вт}];$$

де M_{cp} — середнє значення моменту опору за один оберт валу, [Н·м];

ω_H — номінальна швидкість обертання валу компресора, [рад/с].

Для потужних турбомеханізмів, потужність розраховують через середньоквадратичне значення статичного моменту:

$$P_H = \frac{M_{E\Phi} \omega_H}{\eta_k \eta_{II}}; \quad M_{E\Phi} = \sqrt{\int_0^{2\pi} M^2 d\varphi / (2\pi)}, [\text{Н·м}].$$

