

## **ВПЛИВ ПОКАЗНИКА ПОЛІТРОПИ НА ЕНЕРГОЄМНІСТЬ ВІБРОМАШИН ІЗ ПНЕВМОМЕХАНІЧНИМ КЕРУВАННЯМ**

*Наведені результати досліджень залежності енергоємності робочих процесів вібромашин з пневмомеханічним керуванням від показника полі шляху.*

**Постановка проблеми у загальному вигляді і її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями.** Вібромашини з пневматичними приводами на сьогоднішній день широко використовуються в різноманітних галузях народного господарства, зокрема у машинобудуванні, хімічній, харчовій промисловості тощо. Основними причинами цього є їх висока надійність в умовах пилового забруднення, пожегобезпечність, простота обслуговування та інші. Серед пневматичних приводів, які використовуються в цих машинах, особливу увагу заслуговують приводи із пневмомеханічним керуванням, оскільки вони забезпечують більш ефективне використання енергії розширення попередньо стисненого (на окремих фазах робочого циклу) повітря, ніж інші з аналогічними конструкціями. Однак підготовка енергоносія для пневмоприводів пов'язана зі значними фінансовими затратами, тому питання зниження енергоємності робочих процесів вібромашин, оснащених ними, становить актуальну наукову задачу.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій, в яких започатковано розв'язання даної проблеми.** Дослідження залежності енергоємності робочих процесів вібраційних та ударних машин із пневмомеханічними системами керування від окремих конструктивних параметрів їх приводів започатковані в роботі [1]. Однак дослідження залежності енерговитрат цих

машин від характеру термодинамічних процесів у робочих камерах їх приводів у цій роботі не проводились.

**Цілі статті.** Дослідити залежність енергоємності робочих процесів вібромашин із пневмомеханічними системами керування від показника політропи.

**Виклад основного матеріалу дослідження з повним обґрунтуванням отриманих наукових результатів.** Для спрощення проведення досліджень робочих процесів вібромашин і вібромеханізмів із пневматичними приводами дуже часто термодинамічні процеси у їх робочих камерах вважають адіабатними. Такий підхід істотно полегшує процес створення і дослідження математичних моделей, однак результати теоретичних та експериментальних досліджень при цьому істотно відрізняються. Стосовно витрати стисненого повітря, то її експериментальне значення зазвичай перевищує величини, визначені в результаті досліджень комплексної математичної моделі або отримані за спрощеними методиками.

Результати проведених досліджень свідчать, що в дійсності робочі процеси в камерах приводів цих машин на більшості фаз політропні. Крім того, величина показника політропи коливається в деяких межах залежно від специфіки термодинамічного процесу, що протікає в камері. До речі, фази наповнення робочих камер стисненим повітрям із лінії живлення та випуску відпрацьованого повітря із робочих камер завжди політропні.

Дослідимо, як впливає показник політропи на величину витрат стисненого повітря на фазах наповнення та спорожнення робочих камер, вважаючи процеси в них політропними.

Масові витрати повітря відповідно для випадків наповнювання та спорожнювання камер привода визначатимуться за виразами [2, с.242]:

$$G_M = f_e n p_M \varphi(\sigma) (1/RT_M)^{0,5};$$

$$G_{Be} = f_{Be} n p_e \varphi(\sigma_B) (1/RT_B)^{0,5},$$

де  $f_e, f_{Be}$  - ефективні площі конструктивних елементів відповідно механізму впуску та системи випуску;  $n$  – показник політропи;  $p_M, p_B$  – відповідно тиск повітря в мережі живлення та тиск випуску відпрацьованого повітря;  $\varphi(\sigma), \varphi(\sigma_*)$  - функція витрати відповідно при наповненні та спорожненні камери;  $R$  - газова стала;  $T_M$  - температура стисненого повітря в напірній магістралі;  $T_B$  - температура відпрацьованого повітря.

Прийнявши для визначення  $f_e$  та  $f_{Be}$  за базові залежності, наведені в джерелі [3, с. 425-426], та виконавши їх перетворення з допущенням, що процес в робочих камерах політропний, а режими надходження та випуску повітря підкритичні, отримаємо:

$$f_e = \frac{(1-\sigma_a) e^{-\frac{t}{\tau_0 V}}}{n^2 \varphi(\sigma) \tau_0 \sigma_{Hk} \sqrt{RT_M}} \cdot \left[ \frac{(\sigma_{Hk} - \sigma_a) \varphi(\sigma_*)}{\varphi(\sigma_{Hk})} + \frac{\sigma_a}{\sigma_{Hk}} \psi_1(\sigma_{Hk}) \right];$$

$$f_{Be} = \frac{\sigma_B^{\frac{3n-1}{2n}} (1-\sigma_a) e^{-\frac{t}{\tau_{0B} V_B}}}{2n^2 \sigma_a^{\frac{3n-1}{2n}} \varphi(\sigma_B) \sqrt{RT_B} \left[ (1-\sigma_a) e^{-\frac{t}{\tau_{0B} V_B}} + \sigma_a \right] \tau_{0B}} \times$$

$$\times \left[ \frac{(\sigma_{B.лк} - \sigma_a) \varphi(\sigma_{B*})^{(n-1)}}{\varphi(\sigma_{B.лк}) \sigma_{B.лк}^{\frac{n+1}{2n}} (3n-1)} \right],$$

де  $\sigma_a = p_a / p_M$  (де  $p_a$  - атмосферний тиск);  $t$  – постійна часу пневматичної інерційної ланки:  $t = V / R T_M \alpha$  (де  $\alpha$  - провідність опору, виражає залежність масової витрати повітря від перепаду тисків на конструктивному елементі; для розрахунків доцільно приймати усереднені значення для кожного окремого виду конструктивних елементів механізму впуску та системи випуску);  $\tau_0$  - стала часу наповнення камери;  $V$  - об'єм камери наповнення;  $\sigma_{Hk} = 1 - e^{-\frac{t}{\tau_0}} (1 - \sigma_a)$ ;  $\varphi(\sigma_*)$  - функція витрати при критичному співвідношенні тисків під час наповнення камери:

$$\varphi(\sigma_*) = \sqrt{\frac{2}{\sigma_*^n - \sigma_*^{n+}}} \quad (\text{де } \sigma_* = \frac{p_*}{p_M} \text{ - критичне співвідношення}$$

тисків при наповненні камери;  $p_*$  - критичний тиск);  $\varphi(\sigma_{Hk})$  - функція витрати по некоректованій експоненті аналогічно функції  $\varphi(\sigma)$ ;  $\psi_1(\sigma_{Hk})$  - функція співвідношення тисків при наповненні камери;  $\sigma_B$  - безрозмірний тиск у камері спорожнення:  $\sigma_B = p_a / p$ ;  $\tau_{0B}$  - стала часу спорожнення камери;  $V_B$  - об'єм камери спорожнення;  $\sigma_{B,нк}$  - безрозмірний тиск у камері спорожнення:  $\sigma_{B,нк} = \frac{\sigma_a}{(1 - \sigma_a)e^{-\frac{t}{\tau_B}} + \sigma_a}$ ;  $\varphi(\sigma_{B*})$  - функція

витрати при критичному співвідношенні тисків під час спорожнення камери;  $\varphi(\sigma_{B,нк})$  - функція витрати по некоректованій експоненті аналогічно функції  $\varphi(\sigma)$ .

Підставивши отримані вирази для визначення  $f_e$  та  $f_{Be}$  відповідно у формули для визначення  $G_M$  та  $G_{Be}$  і виконавши їх перетворення, отримаємо:

$$G_M = \frac{p_M (1 - \sigma_a) e^{-\frac{t}{\tau_{0V}}}}{\pi \sigma_{Hk}} \cdot \left[ \frac{(\sigma_{Hk} - \sigma_a) \varphi(\sigma_*)}{\varphi(\sigma_{Hk})} + \frac{\sigma_a}{\sigma_{Hk}} \psi_1(\sigma_{Hk}) \right];$$

$$G_{Be} = \frac{p_{Be} \sigma_B^{\frac{3n-1}{2n}} (1 - \sigma_a) e^{-\frac{t}{\tau_{0B} V_B}}}{2n \sigma_a^{\frac{3n-1}{2n}} \left[ (1 - \sigma_a) e^{-\frac{t}{\tau_{0B} V_B}} + \sigma_a \right] \tau_{0B}} \cdot \left[ \frac{(\sigma_{B,нк} - \sigma_a) \varphi(\sigma_{B*})^{(n-1)}}{\varphi(\sigma_{B,нк}) \sigma_{B,нк}^{\frac{n+1}{2n}} (3n-1)} \right].$$

**Висновки.** Таким чином, отримані залежності дають можливість оцінити вплив показника політропи на енерговитрати вібраційних машин із пневмомеханічними системами керування. Знаючи вплив показника політропи, можна шляхом варіювання іншими параметрами (складниками формул) коректувати витрати стисненого повітря, таким чином зменшуючи енергоємність робочих процесів цих машин.

**Література:**

1. Стасюк В.М. Пневматичний привод виконавчих органів ударних машин із механічним зв'язком поршня-ударника з впускними елементами: Дис... канд. техн. наук: 050203. – Вінниця, 2003. – 296 с.

2. Стасюк В.М. Визначення сталих наповнення та спорожнення робочих камер пневматичних приводів із механічним зв'язком між елементами системи повітророзподілу / В.М. Стасюк, Л.О. Гуменюк // Вісник Національного університету водного господарства та природокористування. – 2006. - №2 (34). Частина 1. – С. 367 – 372.

3. Стасюк В.М., Стасюк В.В. Дослідження системи впуску-випуску приводів із пневмомеханічним керуванням / В.М. Стасюк, В.В. Стасюк // Вісник Національного університету водного господарства та природокористування. – 2009. - №3 (47). Частина 2. – С. 424 – 429.