

10. Филькеништейн Л.Н., Ушаков Ю.А., Красавин В.В. и др. Подбор и освоение футеровки мощных вращающихся печей // Цемент. 1980. № 1. С.21–24. 11. Шубин В.И. Футеровка цементных вращающихся печей. М., 1975. 12. А. с. 1560962 СССР. Способ выпрямления оси вращения печи / В.С.Платонов, В.А.Пашистый, И.В.Кузьо // Открытия. Изобрет. 1990. № 16. 3 с. 13. А. с. 165969 СССР. Способ оптимизации положения оси вращения печи / Л.Д.Величко, М.И.Микитин, И.В.Кузьо и др. // Открытия. Изобрет. 1991. № 24. 4 с.

УДК 621.007.52

Кіндрацький Б.І.

ДУ “Львівська політехніка”, кафедра деталей машин

ОЦІНКА ВПЛИВУ ПЕРЕХІДНИХ ПРОЦЕСІВ НА ДИНАМІЧНУ ТОЧНІСТЬ ПОЗИЦІЮВАННЯ ПНЕВМОПРИВОДУ

© Кіндрацький Б.І., 2000

Запропоновано математичну модель пневмоприводу промислового робота з урахуванням підготовчого й завершального періодів його роботи та періоду вгамування робочого органа до величини статичної точності позиціонування у заданій точці. Алгоритм розв’язування задачі запропоновано методом “зшивання” розв’язків на межі суміжних етапів руху.

Параметричний синтез пневмоприводів промислових роботів (ПР) проводять з використанням одномасних динамічних моделей [1–3], а точність позиціонування захоплювального пристрою (ЗП) маніпулятора визначають як відхилення від заданої точки, обумовлене похибками в кінематичних парах [4]. Робочий цикл пневмоприводу при цьому

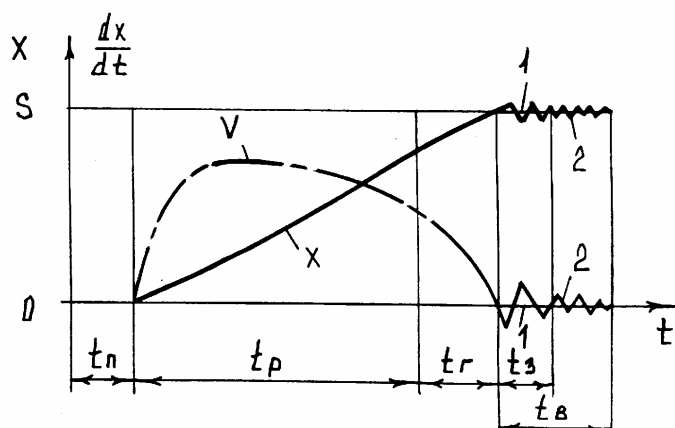


Рис.1. Схема робочого циклу пневмоприводу

подають у вигляді чотирьох етапів [5] (рис.1, крива 1; робочий хід): підготовчий (t_n), рух поршня до початку гальмування (t_b), гальмування (t_a), завершальний (t_c). На зворотному ході етапи повторюються.

Разом з цим, приймальні випробування ПР передбачають визначення часу коливань ЗП від моменту зупинки поршня пневмоциліндра до моменту, коли розмах коливань досягає заданої точності позиціонування [4].

Експериментальні й теоретичні дослідження динаміки ПР засвідчують, що коливання ЗП у точці позиціонування суттєво залежить від характеру перехідних процесів у пневмоприводі на стадії розгону, усталеного

руху та гальмування. Неправильний вибір параметрів приводу й системи керування призводить до значних коливань ЗП у точці позиціонування та збільшення загального часу робочого циклу [2, 3].

Прийнята методика динамічного аналізу технологічних пневмоприводів (пристрої транспортування, вимикання чи затискання, ПР) не враховує підготовчий або завершальний періоди роботи приводу. При потребі тривалість цих періодів розраховують за спрощеними формулами, вважаючи силу опору переміщенню поршня сталою, а відношення площ поршня у безштоковій та штоковій порожнинах $P_{21} = F_1 / F_2$, що дорівнює одиниці. При відхиленні P_{21} від одиниці в межах 10...15 % до розрахунків вносять відповідну поправку [5].

У пневмоприводах ПР з інерційним навантаженням (середнього та великого вантажопідіймання) і позиційною системою керування значення P_{21} значно відрізняється від одиниці [2, 6], а сила опору переміщенню поршня не є сталою. Крім цього, для розрахунку гальмових пристроїв і систем керування ПР не достатньо знати час підготовчого чи завершального періодів, важливим є розрахунок початкових умов, за яких розпочинається переміщення поршня при заданих зовнішніх навантаженнях, і визначення кінематичних характеристик поршня у момент початку гальмування. Неврахування перерахованих особливостей призводить до значних похибок у розрахунках динамічної точності позиціонування ЗП і часу його вгамування.

Враховуючи це, робочий цикл пневмоприводу ПР з інерційним навантаженням, на наш погляд, доцільно розбити на такі періоди роботи (етапи): підготовчий, рух поршня до початку гальмування, гальмування, завершальний, вгамування робочого органа (t_a) до величини статичної точності позиціонування (рис. 1, крива 2).

Розрахунок динамічних характеристик пневмоприводу на кожному з цих етапів дасть змогу за кінцевими умовами руху поршня на попередньому етапі визначити початкові умови його руху на наступному, а, отже, наблизити моделювання динаміки пневмоприводу на етапі вгамування РО до реальних умов роботи, підвищити точність розрахунків.

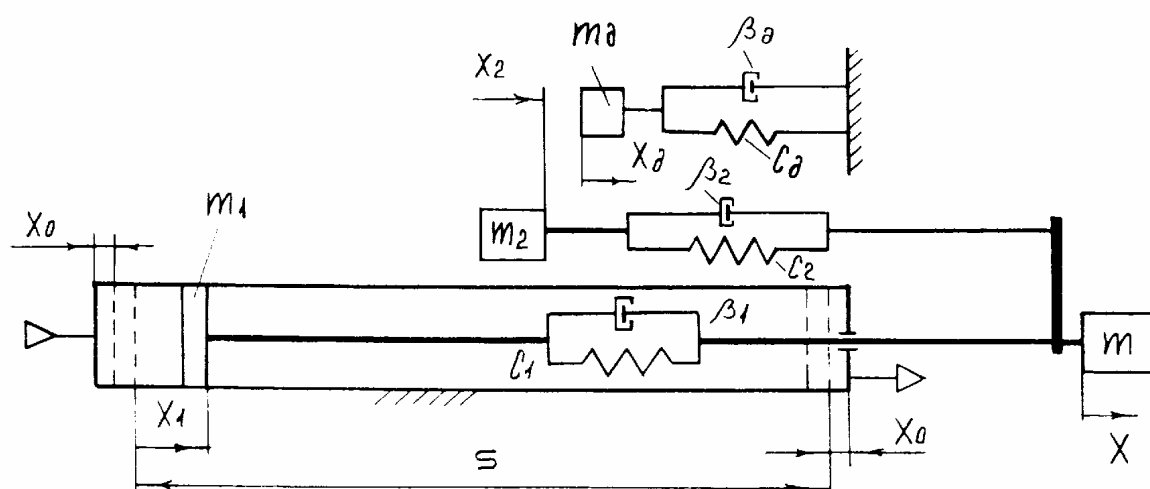


Рис.2. Динамічна модель пневмоприводу

Враховуючи конструктивні особливості та принцип роботи пневмоприводів з автономними гальмовими пристроями (АГП) та позиційною системою керування [7], подамо його динамічну модель у вигляді чотиримасної системи (рис.2). На цьому рисунку позначені: m_1, m, m_2, m_d – зведені маси відповідно поршня, вантажу, каретки гальмового пристрою і амортизатора; c_1, c_2, c_d – зведені жорсткості штока, рейки та амортизатора; $\beta_1, \beta_2, \beta_d$ – коефіцієнти розсіювання енергії в матеріалі штока, рейці та амортизаторі; s – максимальний хід поршня; x_0 – зведений зазор у ПЦ; x_1, x, x_2, x_d – переміщення відповідно поршня, вантажу, каретки та штока амортизатора.

Рівняння руху пневмоприводу ПР (рис.2) на відповідних етапах запишуться так.

Підготовчий період. На цьому етапі маси приводу нерухомі, а тиск у робочій порожнині після відкриття дроселя і сполучення її з магістраллю починає зростати від p_a до тиску, з якого починається рух поршня (маси m_1). Рівняння, які описують перехідні процеси у приводі, матимуть такий вигляд:

$$m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} = p_1^* F_1 - p_2^* F_2 - F_T^*; \quad (1)$$

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{k}{x_0} \frac{G_1(t) RT_1}{F_1}; \quad (2)$$

$$G_1(t) = \begin{cases} \mu_1 f_1 p_1 \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{1}{RT_1} (\sigma^{2/k} - \sigma^{(k+1)/k})}, & 0,528 \leq \sigma < 1; \\ \mu_1 f_1 p_1 \sqrt{\frac{0,469}{RT_1}}, & 0 \leq \sigma < 0,528, \end{cases} \quad (3)$$

де m_1 – зведена маса рухомих частин пневмоприводу до поршня пневмоциліндра; x_1 – лінійне переміщення поршня; t – час; p_1^*, p_2^* – надлишковий тиск відповідно у робочій і вихлопній порожнинах ПЦ; F_1, F_2 – площа поршня відповідно з боку робочої та вихлопної порожнин ПЦ; F_T^* – зведена статична сила тертя між поршнем і гільзою ПЦ; k – показник адіабати; x_0 – зведений зазор у пневмоциліндрі; G_1 – витрата повітря, яке поступає з магістралі у робочу порожнину ПЦ; R – газова стала; T_1 – абсолютна температура повітря, яке поступає з магістралі у робочу порожнину ПЦ; $\sigma = p_1/p_m$ – відношення тиску середовища, в яке поступає повітря до тиску середовища, з якого повітря витікає; p_1, p_m – тиск середовища відповідно у робочій порожнині та магістралі; μ_1 – коефіцієнт витрати повітря, яке поступає з магістралі у робочу порожнину; f_1 – площа поперечного перерізу вхідного отвору пневмоциліндра.

Зведена статична сила тертя між поршнем і гільзою ПЦ визначається за формулою [8]

$$F_T^* = \left[Q_1 + Q_2 \left(1 - \frac{l}{a} \right) - \frac{\Phi_2 c}{a} + Q \left(1 - \frac{l}{2a} \right) + Q_2 \frac{l}{a} + \frac{\Phi_2 c}{a} + Q \frac{l}{2a} \right] \xi_5^*, \quad (4)$$

де Q_1, Q_2, Q – відповідно зведена вага поршня, захоплювача й штока; l – віддаль від центра мас поршня до центра мас захоплювача; a – віддаль між опорами в ПЦ; Φ_2 – сила інерції захоплювача з об'єктом маніпулювання (ОМ); c – зміщення центра мас ОМ від осі штока; ξ_5^* – зведений статичний коефіцієнт тертя у рухомих з'єднаннях ПЦ.

Початкові умови для розв'язування рівнянь (1)–(3) запишуться так: $t=0$; $x_1=0$; $dx_1/dt=0$; $d^2x_1/dt^2=0$; $p_1=p_a$; $p_1^* = p_2^* = 0$.

Рух поршня до початку гальмування. На цьому етапі рівняння руху пневмоприводу матимуть вигляд [9]:

$$\begin{cases} m_1 \frac{d^2x_1}{dt^2} = p_1^* F_1 - p_2^* F_2 - P_T - c_1(x_1 - x) - \beta_1 \left(\frac{dx_1}{dt} - \frac{dx}{dt} \right); \\ m_2 \frac{d^2x_2}{dt^2} = c_1(x_1 - x) + \beta_1 \left(\frac{dx_1}{dt} - \frac{dx}{dt} \right) - c_2(x - x_2) - \beta_2 \left(\frac{dx}{dt} - \frac{dx_2}{dt} \right); \\ (qm_\delta + m_2) \frac{d^2x}{dt^2} = c_2(x - x_2) + \beta_2 \left(\frac{dx}{dt} - \frac{dx_2}{dt} \right) - q \left(c_\delta x_\delta - \beta_\delta \frac{dx_\delta}{dt} \right); \\ \frac{dp_1}{dt} = \frac{k}{x_0 + x_1} \left(\frac{G_1 R T_1}{F_1} - p_1 \frac{dx_1}{dt} \right); \\ \frac{dp_2}{dt} = \frac{k}{s + 2x_0 - x_1} \left(\frac{G_2 R T_2}{F_2} + p_2 \frac{dx_2}{dt} \right), \end{cases} \quad (5)$$

де P_T – сила тертя; G_2 – витрата повітря, яке витікає з вихлопної порожнини; T_2 – абсолютна температура повітря, яке витікає з вихлопної порожнини; q – індикатор режиму роботи приводу (на етапі руху поршня до початку гальмування $q=0$).

Абсолютна температура T_2 пов'язана з абсолютною температурою T_1 співвідношенням [5]:

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_m} \right)^{(k-1)/k}. \quad (6)$$

Масові витрати повітря у робочій порожнині та порожнині вихлопу визначаються за формулами:

$$G_i(t) = \begin{cases} \mu_i f_i p_i \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{1}{RT_i} \left(\sigma^{2/k} - \sigma^{(k+1)/k} \right)}, & 0,528 \leq \sigma < 1; i = \overline{1,2}; \\ \mu_i f_i p_i \sqrt{\frac{0,469}{RT_i}}, & 0 \leq \sigma < 0,528; i = \overline{1,2}. \end{cases} \quad (7)$$

Для робочої порожнини – $\sigma = p_1/p_m$, а для вихлопної порожнини – $\sigma = p_a/p_2$.

Початкові умови для інтегрування рівнянь (5) матимуть такий вигляд: $t=t_i$; $x_1=0$; $dx_1/dt=0$; $d^2x_1/dt^2=0$; $p_1^* = F_T^*/F_1$; $p_2^* = 0$; $x=0$; $dx/dt=0$; $d^2x/dt^2=0$.

Період гальмування. Рівняння руху мас приводу і зміни тиску в порожнинах ПЦ на цьому етапі відрізняються від рівнянь (5)–(7) лише параметром q у третьому рівнянні системи (5). У момент спрацювання амортизатора (гальмового пристрою) приймають $q=1$. На цьому етапі руху початкові умови для інтегрування рівнянь (6) матимуть такий вигляд: $t=t_p$; $x_1=x_p$; $dx_1/dt = dx_p/dt$; $d^2x_1/dt^2 = d^2x_p/dt^2$; $p_1^* = F_T^*/F_1$; $p_2^* = 0$; $x=0$; $dx/dt=0$; $d^2x/dt^2=0$.

Завершальний період. На завершальному етапі роботи приводу шток ПЦ стає нерухомим і у приводі відбуваються такі процеси: тиск у робочій порожнині ПЦ зростає до магістрального, а у вихлопній – спадає до певної величини (у граничному випадку – до атмосферного). Рівняння, які описують перехідні процеси у вихлопній порожнині запишемо так:

$$-kRT_2 G_2(t)dt = F_2 x_0 dp_2; \quad (8)$$

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{k}{x_0} \frac{G_2(t)RT_2}{F_2}; \quad (9)$$

$$G_2(t) = \begin{cases} \mu_2 f_2 p_2 \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{1}{RT_2} (\sigma^{2/k} - \sigma^{(k+1)/k})}, & 0,528 \leq \sigma < 1; \\ \mu_2 f_2 p_2 \sqrt{\frac{0,469}{RT_2}}, & 0 \leq \sigma < 0,528, \end{cases} \quad (10)$$

де $\sigma = p_a/p_2$.

Інтегруючи рівняння (8)–(10), знаходимо час спорожнення вихлопної порожнини до атмосферного тиску у ній або значення тиску у порожнині на момент початку зворотного ходу штока ПЦ. Тривалість зупинки ЗП у точці позиціонування визначається циклограмою технологічного процесу, в якому працює привід. Кінцеві умови завершального етапу роботи приводу є початковими для розрахунку зворотного ходу.

Вгамування робочого органа (ЗП ПР) до величини статичної точності позиціонування. Цей етап роботи приводу відбувається одночасно із завершальним періодом. Його тривалість не повинна перевищувати часу позиціонування ЗП у заданій точці.

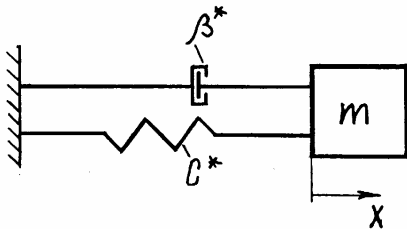


Рис.3. Динамічна модель пневмоприводу на етапі вгамування робочого органа

Динамічну модель пневмоприводу на етапі вгамування можна подати у вигляді маси m і пружнодисипативної ланки, яка з'єднує її з нерухомим ПЦ (рис.3).

Рівняння коливань РО з вантажем вздовж осі штока ПЦ при цьому запишеться так:

$$m \frac{dx}{dt} + \beta^* \frac{dx}{dt} + c^* x = 0, \quad (11)$$

де c^* , β^* – зведені, відповідно, жорсткість і коефіцієнт розсіювання енергії частини штока, висунутої з гільзи ПЦ на величину робочого ходу.

Початковими умовами руху маси m (захоплювача з вантажем) є параметри, визначені на момент фіксації штока: $t=t_3$; $x = x_3$; $\dot{x} = \dot{x}_2$; $\ddot{x} = \ddot{x}_2$.

Розв'язавши рівняння (11) за таких початкових умов, легко визначити час заспокоєння ЗП до величини статичної точності позиціонування.

Висновки. Запропонована математична модель пневмоприводу промислового робота дає змогу визначити повний робочий цикл приводу і динамічну точність позиціонування робочого органа ПР з урахуванням коливань ЗП у точці позиціонування й тривалості спорожнення вихлопної порожнини ПЦ.

Якщо тривалість перехідних процесів на етапі вгамування ЗП і завершального періоду менша від часу виконання технологічної операції робочим органом ПР, то ними мож-

на знехтувати, розглянувши лише розгін, усталений рух і гальмування поршня. У протилежному випадку потрібно визначати тривалість завершального періоду і розрахувати початкові умови для зворотного ходу штока ПЦ наведеним вище методом.

1. Крутиков Г.А., Кудрявцев А.И. Торможение пневмоприводов автоматических манипуляторов с большой инерционной нагрузкой // Вестник машиностроения. 1984. № 9. С.20—23. 2. Филиппов И.Б. Тормозные устройства пневмоприводов. Л., 1987. 3. Крейнин Г.В., Кривц И.Л., Солнцева К.С. и др. Позиционный пневматический привод линейного перемещения // Машиноведение. 1986. № 2. С.42—48. 4. Белянин П.Н. Промышленные роботы и их применение: Робототехника для машиностроения. М., 1983. 5. Герц Е.В. Динамика пневматических систем М., 1985. 6. Соломенцев Ю.М., Жуков К.П., Павлов Ю.А. и др. Промышленные роботы в машиностроении: Альбом схем и чертежей / Под ред. Ю.М.Соломенцева. М., 1987. 7. Кіндрацький Б.И. Пневматический модуль с позиционной системой управления — конструкция и расчет // Proc. of the 11-th Conference on the Problems of Engineering Machines Development. Vol.2. Gliwice—Zakopane. 1998. P.181—188. 8. Кіндрацький Б.И., Бервещький Г.Ю. Вплив тертя у кінематичних парах пневмопривідного модуля на його динамічні характеристики // Вісн. ДУ "Львівська політехніка". 1998. № 354. С.10—14. 9. Кіндрацький Б.И. Пневмопривідні системи у робототехніці. Розрахунок і конструювання // Матеріали 2-го Міжнар. симп. укр. інженерів-механіків у Львові. Львів, 1996. С.16—19.

УДК 621.791.92

Коцюбинський І.С., Палаш В.М.

ДУ "Львівська політехніка", кафедра обладнання
та технології зварювального виробництва

ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ ПОЧАТКОВОЇ ДІЛЯНКИ ВАЛИКА ПРИ ДВОДУГОВОМУ НАПЛАВЛЕННІ ДРОТЯНИМИ ЕЛЕКТРОДАМИ

© Коцюбинський І.С., Палаш В.М., 2000

Запропоновано метод наплавлення початкової ділянки валика при автоматичному дводуговому наплавленні поверхонь деталей машин дротяними електродами під флюсом, який дає змогу підвищити якість початкової ділянки за рахунок регульованого зменшення частки основного металу у наплавленому.

Відновлення деталей машин, а також нанесення на них напиленням шарів металів із спеціальними властивостями не завжди можливе через брак електродних стрічок потрібного хімічного складу. У той же час при традиційному одnodуговому наплавленні електродним дротом продуктивність процесу недостатня, а головне, має місце досить значне проплавлення основного металу – частка його у валиках становить 30...60 %, що спричиняє необхідність багатозарового нанесення покриття.