

ІЛЬІНОВА М.С., ГЛАДКИЙ П.М., канд. техн. наук, ЧЕРНИШ В.М.

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ГІДРОПРИВОДА ВЕРСТАТА З ЧПК

Проектування гідравлічних систем автоматизації, наприклад, гідроприводу гідрофікованого станка-автомата, являється багатоетапним процесом, що складається не лише з вибору структури гідроприводу і його параметрів, але й перевірки його якості.

Однією із найважливіших характеристик, що визначають якість роботи системи гідроприводу на динамічних режимах, являється перехідний процес. При побудові математичної моделі приймаємо наступні припущення: температура робочої рідини стала (тобто сталими вважаємо коефіцієнти кінематичної в'язкості і сили тертя); хвильові процеси в трубопроводах відсутні; сухе тертя рівне нулю; втрати на тертя в магістралях і в зворотному клапані не враховуються; відсутні витоки робочої рідини; тиск в зливній магістралі рівен нулю. При прийнятих припущеннях робота гідравлічної схеми описується наступною системою рівнянь:

$$\begin{cases} \frac{dy}{dt} = V \\ \frac{dV}{dt} = m^{-1}(-p_1 F_n + p_2 F_s + R - Rt), \\ \frac{dp_1}{dt} = E(-\mu_{d2} f d_2 \sqrt{\frac{2g p_1}{\gamma}} + V F_n) / (W_{01} - F_n y); \\ \frac{dp_2}{dt} = E(-V F_s + \mu_{d1} f d_1 \sqrt{\frac{2g(k_0 + k_1(V F_s))}{\gamma}}) / (W_{02} + F_s y). \end{cases}$$

При моделюванні були прийняті наступні числові дані: $D=3,2$ см - діаметр поршня; $d=2$ см - діаметр штока; $d_z=0,6$ см - діаметр золотника; $X_s=0,075$ см - максимальний хід золотника; $R=220$ кгс - навантаження; $E=14000$ кгс/см² - модуль пружності робочої рідини; $\gamma=0,0009$ кгс/см³ - питома вага робочої рідини; $g=980$ см/с² - прискорення вільного падіння; $p_n=55$ кгс/см² - тиск насоса; $\mu=0,62$ - коефіцієнт витрати; $R_t=1$ кгс - сила тертя; $F_n=8,042$ см²; $F_s=4,901$ см² - ефективна площа поршневої і штокової порожнини гідроциліндра; $L=2,5$ см - робочий хід поршня; $W_c=F_n L$ -

максимальний об'єм робочої рідини в гідроциліндрі. Зв'язок між об'ємами робочої рідини в порожнинах гідроциліндра $W_2=W_c-W_1$.

Для отримання єдиного вирішення системи диференціальних рівнянь, необхідно визначити чотири початкових умови: $v(0)=0$ – при $t=0$ положення поршня приймаємо рівним нулю; $V(0)=0$ – поршень нерухомий; $p_2(0)=0$ – тиск в зливній магістралі дорівнює нулю; $p_1(0) = 1,986 \text{ кгс/см}^2$ – тиск в напірній магістралі. Отримана система нелінійних диференціальних рівнянь вирішувалася методом Рунге-Кутта в універсальній математичній системі MathCAD.

При цьому формуються: x_0 – вектор початкових умов; $D(t,x)$ – символічний вектор правих частин рівнянь системи; t_0, t_1 – інтервал часу моделювання; N – число кроків; $Z:=\text{RKadapt}(x_0, t_0, t_1, N, D)$ – завдання рішення методом Рунге-Кутта із змінним кроком; $t := Z^{<0>}$; $x_0 := Z^{<1>}$; $x_1 := Z^{<2>}$; $x_2 := Z^{<3>}$; $x_3 := Z^{<4>}$ - рішення.

При вирішенні системи рівнянь оперуватимемо наступними розмірностями: одиниця довжини – см; одиниця тиску – кгс/см^2 ; одиниця сили – кгс.

Результати розрахунків приведені на рис.1. З розгляду кривих в залежності від $t:V(t);p_1(t);p_2(t)$ у режимі розгону витікає, що ці перехідні процеси закінчуються за $0,035 \text{ с}$. При цьому шток перемістився на $0,05 \text{ см}$. Усталені значення визначуваних параметрів наступні: $V=1,5 \text{ см/с}$; $p_1=29 \text{ кгс/см}^2$; $p_2=1,75 \text{ кгс/см}^2$.

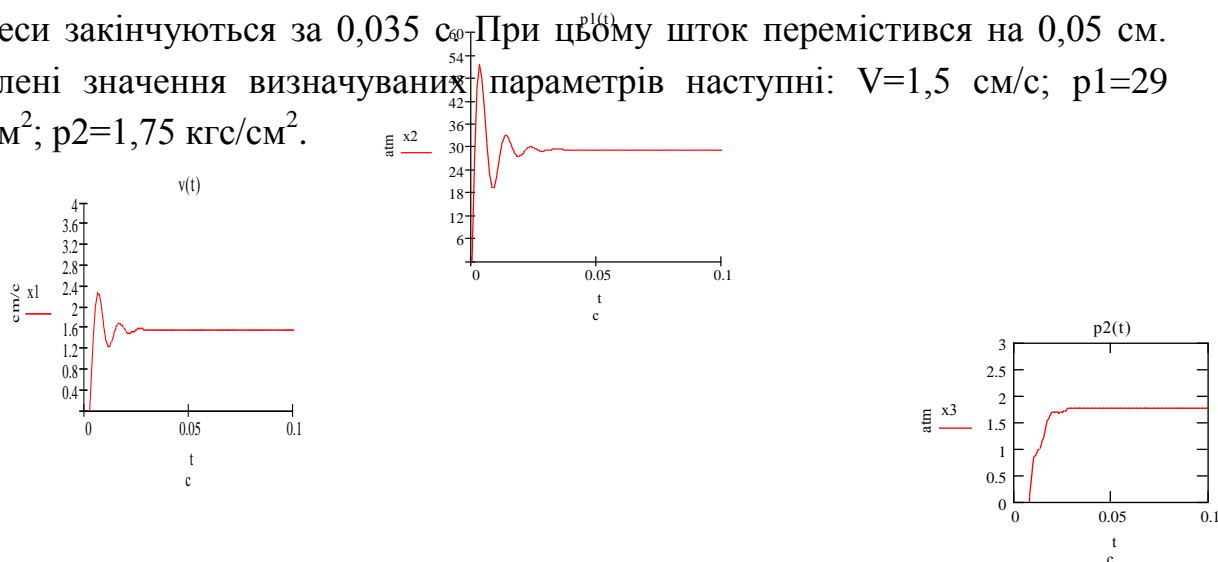


Рис.1. Перехідні процеси

Список літератури: **1.** Гладкий П.М. Оптимальне проектування гідропневмосистем і їх елементів: Навч. посібник. – Харків: НТУ “ХПІ”, 2003. – 240 с. **2.** Черкашенко М. В. Автоматизація проектування систем гідро- і пневмоприводів з дискретним управлінням: Навч. посібник. – 2-е вид., перероб. - Харків: НТУ “ХПІ”, 2001.-182 с. **3.** Емцев Б.Т. Техническая гидромеханика: Учебник. – М.: Машиностроение, 1987. – 440 с. **4.** Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро - и пневмосистем. – 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1987. - 464 с. **5.** Свешников В.К.,

Усов А.А. Станочные гидроприводы. Справочник. – 2 изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1988.- 368 с.