

УДК 621.221, 62-526

О. В. Дерібо, к. т. н., доц.;

В. О. Чорний

УТОЧНЕНА МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ СИЛОВОЇ ПРОВОДКИ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНОГО СТЕЖНОГО ПРИВОДА

Під час моделювання електрогідравлічних стежних приводів (ЕГСП) систем керування і виконавчих органів технологічних та випробувальних машин для отримання уточнених результатів бажано враховувати й характеристики тих елементів, які є суттєво нелінійними. Такими елементами є, зокрема, шарнірні вузли силової проводки, яка з'єднує гідроциліндр (ГЦ) з об'єктом керування (ОК). Нелінійність цих вузлів обумовлена наявністю зазору в шарнірних підшипниках або в інших шарнірних елементах.

Розрахункова схема силової проводки із зазором у шарнірному вузлі показана на рис. 1. Характеристики механічних елементів систем керування з люфтами широко описані в літературі, наприклад, в [1].

Разом із тим, в реальних гідроприводах для забезпечення бажаної довговічності зазор між кільцями шарнірного підшипника має бути заповнений консистентним мастилом.

Таким чином, задачею дослідження, результати якого висвітлюються в даній статті, є отримання математичної моделі силової проводки з урахуванням в'язкого тертя, яке виникає через наявність у зазорі шарнірного підшипника шару консистентного мастила.

Рівняння руху ОК у відповідності з рис. 1 можна записати у вигляді

$$m \frac{d^2 z_1}{dt^2} + \beta \frac{dz_1}{dt} + C z_1 + P_0 = \Delta z_n C_n, \quad (1)$$

де m — маса ОК, β — коефіцієнт в'язкого тертя, що виникає під час руху ОК, C — жорсткість позиційного навантаження, що діє на ОК, P_0 — постійна сила, що діє на ОК, C_n — загальна жорсткість елементів силової проводки, z_1 — переміщення ОК, Δz_n — пружна деформація елементів силової проводки.

Пружна деформація елементів силової проводки за відсутності зазору складає

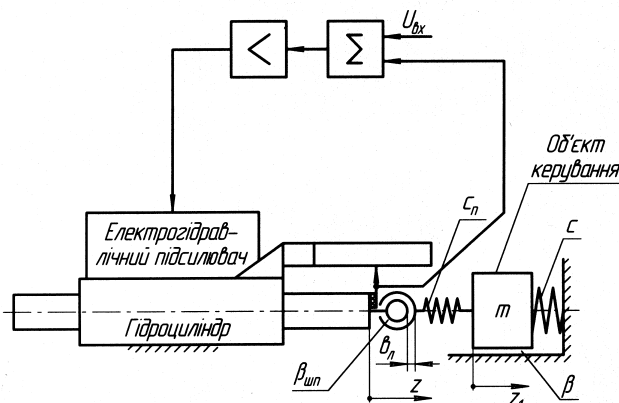


Рис. 1. Розрахункова схема силової проводки електрогідравлічного стежного привода

$$\Delta z_n = z - z_1. \tag{2}$$

Якщо ж зазор ϵ , то величина Δz_n буде нелінійною функцією координат z , z_1 а також коефіцієнта в'язкого тертя $\beta_{\text{шп}}$ в шарнірному підшипнику такого вигляду

$$\Delta z_n = \begin{cases} \frac{d(\Delta z_3)}{dt} \frac{\beta_{\text{шп}}}{C_n}, & \text{якщо } |z - z_1| \leq b_n, \\ (z - z_1) - b_n, & \text{якщо } (z - z_1) > b_n, \\ (z - z_1) + b_n, & \text{якщо } (z - z_1) < -b_n, \end{cases} \tag{3}$$

де b_n — величина радіального зазору між кільцями підшипника, $\Delta z_3 = z - z - \Delta z_{\text{ш}}$.

Таким чином уточнену математичну модель силової проводки складають рівняння (1), (2) та (3).

Однією із задач дослідження було також визначення характеристик в'язкого тертя в шарнірному підшипнику у відносному переміщенні його кілець у радіальному напрямку. Ці характеристики визначалися за допомогою експериментальної установки, схема якої показана на рис. 2.

Установка складається зі стояка 1, закріпленого на столі 2, випробуваного шарнірного підшипника (у даному випадку досліджувався підшипник ШС45, ГОСТ 3635-78), внутрішнє кільце 3 якого нерухомо закріплено на стояку 1 динамометра 4, підтиснутого за допомогою регульовального гвинта 5 і двох кульок 7 до зовнішнього кільця 6. Визначеність положення кільця 6 у кутовому напрямі забезпечує штифт 8.

Фіксація кільця 6 у нижньому положенні здійснювалася ексцентриковим механізмом, що включає кульку 9, важіль 10, жорстко зв'язаний з ексцентриком 11, упор 12, пружину 13, електромагніт 14 із утягуваним сердечником 15.

Експеримент виконувався за такою методикою.

Кільце 6 фіксувалося в крайньому нижньому положенні (це положення кільця 6 показано на рис. 2), після чого динамометр 4 підтискався до нижнього кільця 7. Далі вмикався електромагніт 14, сердечник 15 втягувався і важіль 10 разом з ексцентриком 11 під дією пружини 13 різко поверталися до посадки на упор 12, звільняючи кульку 9 і кільце 6, що під дією сили пружності плоских пружин динамометра 4 переміщувалося у верхнє положення.

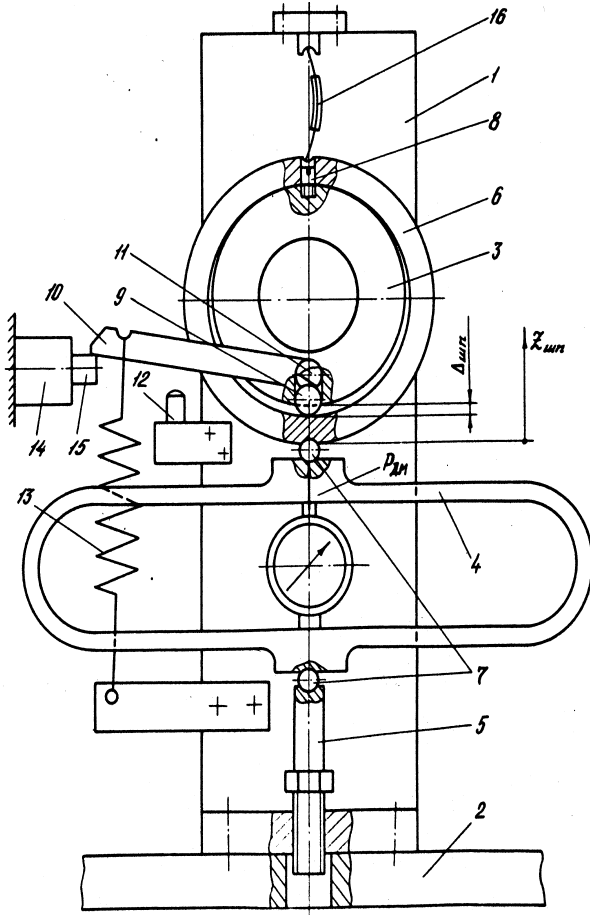


Рис. 2. Схема експериментальної установки для визначення характеристики в'язкого тертя в шарнірному підшипнику

Процес руху кільця 6 реєструвався за допомогою тензорезисторного датчика 16, тензостанції та світлопроменевого осцилографа.

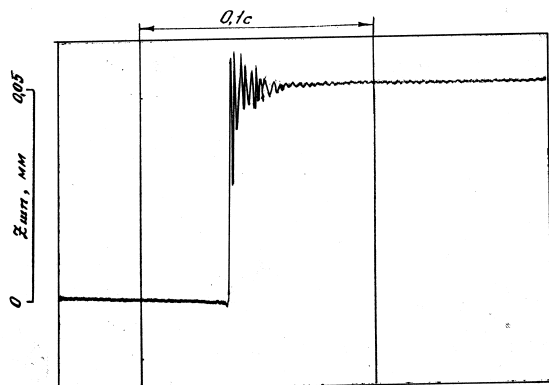


Рис. 3. Експериментальна осцилограма перехідного процесу руху зовнішнього кільця шарнірного підшипника без мастила в зазорі між кільцями

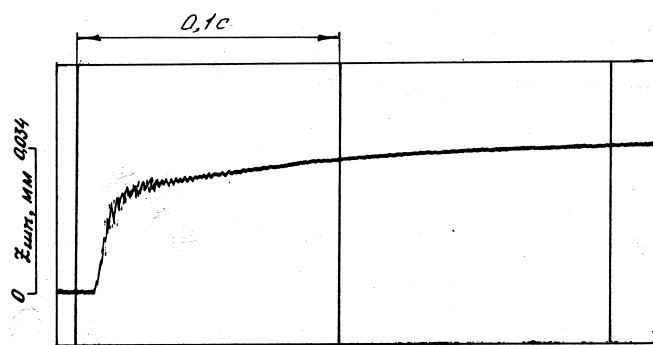


Рис. 4. Експериментальна осцилограма перехідного процесу руху зовнішнього кільця шарнірного підшипника з мастилом в зазорі між кільцями

Перевірка швидкодійності роботи ексцентрикового механізму виконувалася за допомогою осцилографування процесу переміщення кільця 6 без мастила в зазорі між кільцями. З осцилограми (рис. 3) випливає, що в даному випадку переміщення зовнішнього кільця у межах зазору відбувається за $0,77 \cdot 10^{-3}$ с.

Розрахунковий час перехідного процесу залежить від інерційності рухомих частин пристрою і може бути знайдений шляхом інтегрування рівняння сил, що діють на кільце 6. Цей час був знайдений і склав $0,68 \cdot 10^{-3}$ с.

Близькість значень часу переміщення зовнішнього кільця отриманого експериментально й за розрахунком свідчить про те, що робота ексцентрикового механізму істотно не впливає на перехідний процес руху кільця 6.

Потім зазор між кільцями заповнювався мастилом і знову осцилографувався перехідний процес руху зовнішнього кільця. Як мастило використовувався «Литол 24» (ГОСТ 21150-75), що має коефіцієнт динамічної в'язкості 100 Па·с. З осцилограми (рис. 4) випливає, що в даному випадку тривалість перехідного процесу на два порядки більше ніж у «сухому» шарнірному підшипнику. У зв'язку з цим можна зробити висновок, що вплив інерційності рухомих частин на перехідний процес у даному випадку незначний і ним можна знехтувати. Аналіз осцилограми показує також, що фактичне переміщення зовнішнього кільця змащеного шарнірного підшипника дещо менше величини зазору (у розглянутому випадку з силою підтиснення динамометра 177 Н зазначені параметри склали відповідно 0,034 мм і 0,050 мм), що можна пояснити появою важкозруйовної граничної плівки мастила [2] між поверхнями кілець зі спробою їх, зіткнення. З осцилограми випливає, що товщина граничного шару мастила склала 0,008 мм. Слід зазначити, що зі збільшенням сили підтиснення до 2000 Н товщина зазначеного шару практично не змінювалася.

З використанням графічного диференціювання осцилограми переміщення зовнішнього кільця підшипника побудований графік залежності швидкості руху цього кільця від поточного значення радіального зазору між поверхнями кілець з боку дії сили підтиснення (рис. 5).

Очевидно, рівняння сил, що діють на зовнішнє кільце під час його руху матиме вигляд

$$\beta_{\text{шп}} \frac{d(\Delta Z_3)}{dt} = P_{\text{п}}, \tag{4}$$

де $P_{\text{п}}$ — сила підтиснення зовнішнього кільця підшипника.

Звідки

$$\beta_{\text{шп}} = \frac{P_{\text{п}}}{\frac{d(\Delta Z_3)}{dt}}. \tag{5}$$

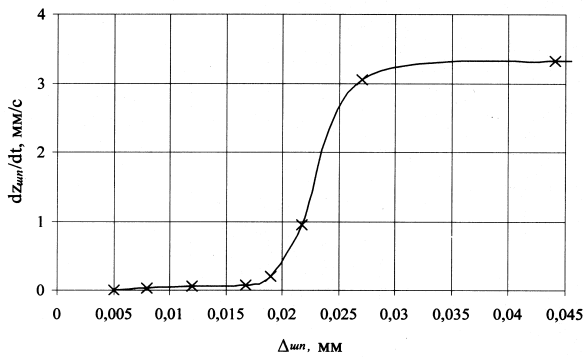


Рис. 5. Залежність швидкості руху зовнішнього кільця шарнірного підшипника від зазору між кільцями зі сторони дії сили підтиснення

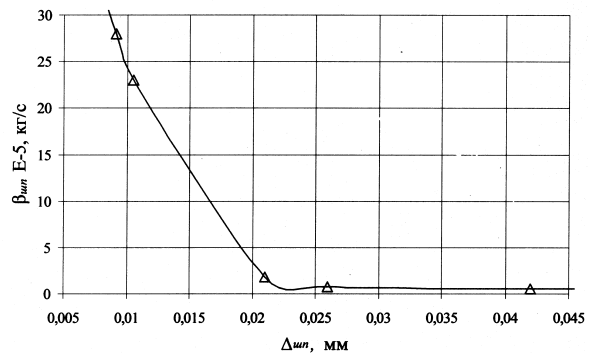


Рис. 6. Залежність коефіцієнта в'язкого тертя в шарнірному підшипнику від зазору зі сторони дії сили підтиснення у відносному русі кільць у радіальному напрямі

Вважаючи, що $P_n = \text{const}$ (через незначний хід зовнішнього кільця) з використанням графіка функції

$$\frac{d(\Delta z_3)}{dt} = f(\Delta_{\text{шп}}), \quad (6)$$

де $\Delta_{\text{шп}}$ — зазор між кільцями зі сторони дії сили підтиснення, можна побудувати залежність $\beta_{\text{шп}} = f(\Delta_{\text{шп}})$ (рис. 6). З цього графіка випливає, що коефіцієнт $\beta_{\text{шп}}$ істотно залежить від величини зазору $\Delta_{\text{шп}}$.

У випадку використання шарнірного підшипника нормального ряду зазорів (максимальний зазор, що допускається, для підшипника типу ШС45 складає 0,05 мм) під час відносного радіального переміщення кільць мінімальне значення коефіцієнта в'язкого тертя складає $\beta_{\text{шп}} = 0,51 \cdot 10^5$ кг/с.

Для шарнірного підшипника вузького ряду зазорів зазначений зазор складає 0,02 мм. З графіка функції $\beta_{\text{шп}} = f(\Delta_{\text{шп}})$ (див. рис. 6) випливає, що мінімальне значення $\beta_{\text{шп}}$ для даного значення зазору складає $2,4 \cdot 10^5$ кг/с.

Таким чином рівняння (1) і (2) та (3) а також отримані експериментально значення коефіцієнта в'язкого тертя можуть бути використані для уточненого моделювання електрогідролічних і гідролічних стежних приводів із шарнірними з'єднаннями в силовій проводці.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Попов Д. Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. — М.: Машиностроение, 1976, — 424 с.
2. Ахматов А. С. Молекулярная физика граничного трения — М.: Физматгиз, 1963. — 472 с.

Рекомендована кафедрою технології та автоматизації машинобудування

Надійшла до редакції 23.09.2004
Рекомендована до опублікування 03.11.2004

Дерібо Олександр Володимирович — начальник науково дослідної частини.

Вінницький національний технічний університет;

Чорний Володимир Олексійович — інженер-програміст інноваційно-впроваджувального підприємства «Інновінн», м. Вінниця.