

УДК 621.221, 62-526

О. В. Дерібо, к. т. н., доц.;

О. В. Сердюк;

І. О. Сивак, д. т. н., проф.

ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНИЙ СТЕЖНИЙ ПРИВОД ПРИСТРОЮ ДЛЯ ОБРОБКИ ПОВЕРХНЕВИМ ПЛАСТИЧНИМ ДЕФОРМУВАННЯМ

Запропоновано в пристроях для поверхневого пластичного деформування (обкочування і вигладжування) застосувати електрогідравлічний стежний привод зі зворотним зв'язком за силою деформування. Розроблено математичну модель такого приводу, яка може бути використана для імітаційного числового дослідження з метою вибору його параметрів, що забезпечують необхідні технологічні режими.

Вступ та постановка задачі

Під час оброблення зовнішніх поверхонь деталей способами поверхневого пластичного деформування (ППД) важливою умовою є наявність керованості силою деформування. Ця задача ускладнюється, якщо оброблювана поверхня має ексцентриситет відносно осі обертання заготовки або є некруглою у відповідності зі своїм службовим призначенням. Одним із можливих шляхів розв'язання цієї задачі є застосування в пристрої для обробки ППД електрогідравлічного стежного приводу (ЕГСП), який працюватиме в режимі «м'якого» навантаження, тобто в режимі, який передбачає керування зусиллям на об'єкті навантаження (заготовці).

Для розробки такого приводу важливим є вибір таких його конструктивних параметрів, які б забезпечили необхідні динамічні характеристики з точки зору бажаної продуктивності обробки.

Метою статті є розробка математичної моделі ЕГСП пристрою для ППД, яка була б придатна для числового імітаційного дослідження з визначенням його раціональних конструктивних параметрів.

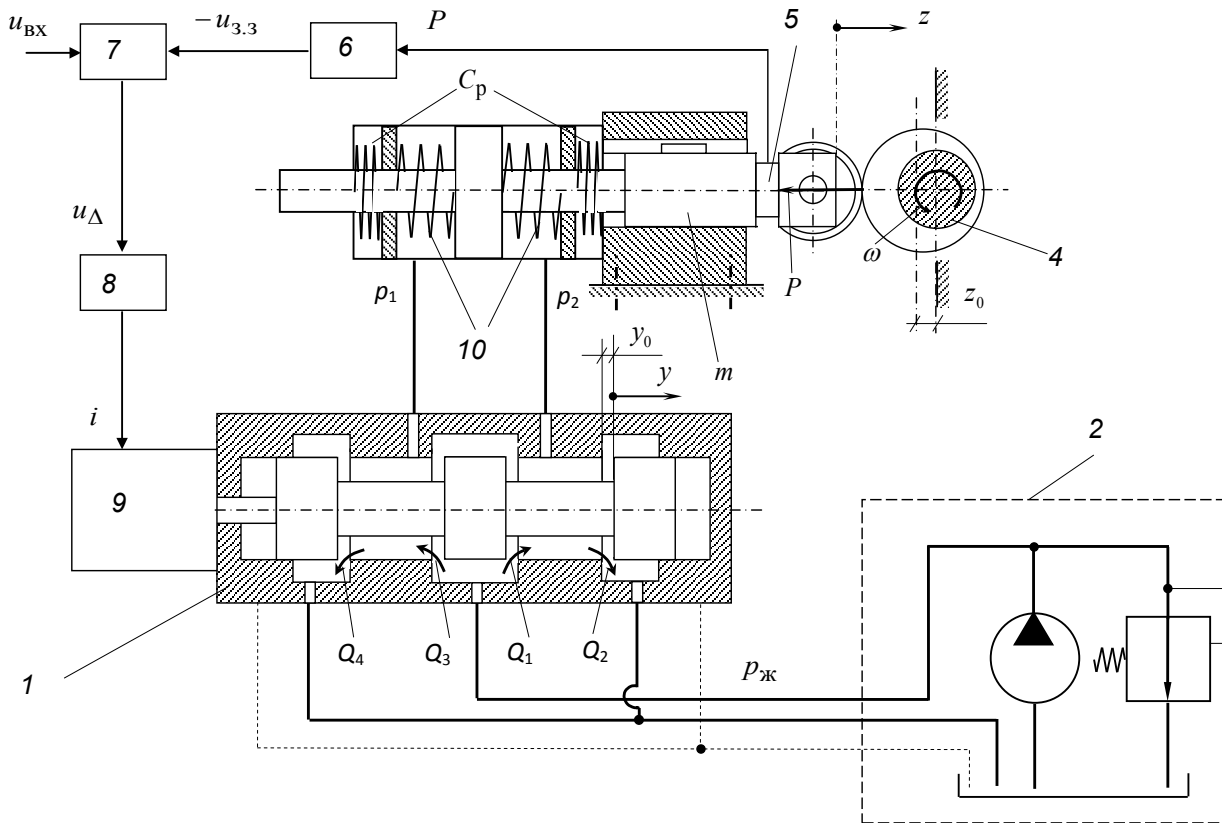
Устрій ЕГСП

Конструктивно-розрахункова схема ЕГСП показана на рисунку. ЕГСП містить електрогідравлічний підсилювач (ЕГП) 1 з чотирищільним проточним золотником у вихідному каскаді підсилення, гідростанцію 2, яка працює в режимі постійного тиску, симетричний (недиференціальний) гідроциліндр 3 та об'єкт керування — пристрій для ППД з оброблюваною заготовкою 4. ЕГСП має від'ємний головний зворотний зв'язок за силою, що діє на обкочувальний ролик. Сигнал з датчика сили 5 через підсилювач сигналу зворотного зв'язку 6 подається на суматор 7, який формує сигнал відхилення. Цей сигнал надходить до підсилювача сигналу відхилення 8 і далі на вхід першого каскаду 9 ЕГП. Нежорсткі пружини 10 призначені для утримання поршня в нейтральному положенні за відсутності сигналу відхилення.

Математична модель ЕГСП

Під час розробки математичної моделі ЕГСП зроблені такі припущення: густина, питома вага і модуль пружності робочої рідини постійні; тиск на виході гідростанції (тиск живлення) постійний; тиск зливу дорівнює нулю; коефіцієнти витрат усіх робочих вікон розподільного золотника постійні й однакові; довжина гідроліній мала й тому хвильовими процесами і гідравлічними втратами

в них можна знехтувати; об'єми робочих порожнин гідроциліндра однакові й постійні; зовнішні витрати рідини відсутні; зусилля на штоковий гідроциліндр формується спільною дією інерційного, швидкісного та технологічного навантажень; пружні зміщення заготовки через нежорсткість технологічної системи відсутні; датчик сили, підсилювач сигналу зворотного зв'язку, підсилювач сигналу відхилення та ЕГП є ідеальними підсилювальними ланками. Вважатимемо також, що ЕГП і гідроциліндр працюють на нестисливій (умовно) рідині. Пружні властивості рідини враховані як жорсткість C_p пружин (див. рисунок).



Конструктивно-розрахункова схема ЕГСП

З урахуванням прийнятих припущень запишемо послідовно рівняння руху елементів ЕГСП.

Рівняння датчика головного зворотного зв'язку

$$u_{3.3} = -k_{3.3} P_T. \quad (1)$$

Рівняння суматора

$$u_{\Delta} = u_{BX} - u_{3.3}. \quad (2)$$

Рівняння підсилювача сигналу відхилення

$$i = k_{iu} u_{\Delta}. \quad (3)$$

Рівняння ЕГП

$$y = k_{ЕГП} i. \quad (4)$$

Рівняння витрат рідини через робочі вікна золотника [1]

$$Q_1 = b(y_0 + y) \mu \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{ж} - p_1)}; \quad (5)$$

$$Q_2 = b(y_0 - y) \mu \sqrt{\frac{2}{\rho} p_1}; \quad (6)$$

$$Q_3 = b(y_0 - y)\mu\sqrt{\frac{2}{\rho}(p_{\text{ж}} - p_2)}; \quad (7)$$

$$Q_4 = b(y_0 + y)\mu\sqrt{\frac{2}{\rho}p_2}. \quad (8)$$

Рівняння балансу витрат в робочих порожнинах гідроциліндра

$$F \frac{dz}{dt} = Q_1 - Q_2 - Q_{\text{ст}_1}; \quad (9)$$

$$F \frac{dz}{dt} = Q_4 - Q_3 - Q_{\text{ст}_2}. \quad (10)$$

Рівняння рівноваги сил на штокові гідроциліндра

$$F\Delta p = m \frac{d^2z}{dt^2} + \beta \frac{dz}{dt} + P_{\text{т}}; \quad (11)$$

$$\Delta p = p_1 - p_2. \quad (12)$$

Рівняння переміщення поршня гідроциліндра під час обробки (обкочування або вигладжування) поверхні заготовки

$$z = z(t). \quad (13)$$

Якщо оброблювана поверхня заготовки циліндрична, але неспіввісна із віссю обертання заготовки, то рівняння (13) матиме вигляд

$$z = z_0 \sin \omega t. \quad (14)$$

У формулах (1—14) використані такі позначення: $k_{3.3}$, k_{iu} , $k_{\text{ЕГП}}$ — відповідно, коефіцієнти підсилення датчика головного зворотного зв'язку, підсилювача сигналу відхилення, ЕГП; i — сила струму на вході першого каскаду підсилення ЕГП; y , z — відповідно, зміщення золотника ЕГП і поршня гідроциліндра від нейтрального (середнього) положення; F — площа поршня гідроциліндра (однакова для обох порожнин); y_0 — лінійний зазор між торцями золотника і гільзи в нейтральному положенні золотника; b — довжина робочого вікна золотника; Q_1 , Q_2 , Q_3 , Q_4 — витрати робочої рідини через відповідні робочі вікна золотника; $p_{\text{ж}}$ — тиск живлення (тиск на вході ЕГП); p_1 і p_2 поточні значення тисків відповідно в лівій і правій порожнинах гідроциліндра; μ — коефіцієнт витрати робочих вікон золотника; ρ — густина робочої рідини; m — маса рухомих частин виконавчого органу; β — коефіцієнт в'язкого тертя у виконавчому органі; $P_{\text{т}}$ — технологічне навантаження; $Q_{\text{ст}_1}$ і $Q_{\text{ст}_2}$ — додаткові витрати робочої рідини в робочих порожнинах гідроциліндра, спричинені її стисливістю; ω — частота обертання заготовки; z_0 — зміщення (ексцентриситет) осі оброблюваної поверхні відносно осі обертання заготовки.

Величини $Q_{\text{ст}_1}$ і $Q_{\text{ст}_2}$ визначаються співвідношеннями [2]

$$Q_{\text{ст}_1} = \frac{F^2}{C_p} \frac{dp_1}{dt};$$

$$Q_{\text{ст}_2} = \frac{F^2}{C_p} \frac{dp_2}{dt},$$

де C_p — жорсткість рідини в порожнинах гідроциліндра.

Жорсткість рідини в порожнинах гідроциліндра можна знайти з формули [1]

$$C_p = \frac{2F^2 E_p}{V_0 \left(1 + \frac{V_T}{V_0}\right)}.$$

де V_{pg} — об'єм рідини у кожній з порожнин гідроциліндра у середньому положенні поршня; V_T — об'єм рідини в каналах і трубопроводах, які з'єднують кожну з порожнин гідроциліндра з ЕГП; $E_p = 1400$ МПа — модуль пружності робочої рідини.

Таким чином, математичну модель ЕГСП пристрою для ППД складають рівняння (1—14). Запропоновану модель планується використати для імітаційного числового дослідження динаміки ЕГСП за допомогою пакету «MATLAB Simulink» і вибору його параметрів, які б забезпечили необхідні режими ППД, а саме силу на обкочувальному ролику в межах 500...1700 Н і швидкість обкочування 50...100 м/хв [3].

Результати імітаційного числового дослідження будуть опубліковані в подальших роботах.

Висновки

Запропоновано в пристроях для поверхневого пластичного деформування (обкочування і вигладжування) застосувати електрогидравлічний стежний привод зі зворотним зв'язком за силою деформування. Розроблена математична модель такого приводу, яка може бути використана для імітаційного числового дослідження з метою вибору його параметрів, що забезпечують необхідні технологічні режими.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Лещенко В. А. Гидравлические следящие приводы станков с программным управлением / В. А. Лещенко. — М. : Машиностроение, 1975. — 288 с.
2. Электрогидравлические следящие системы / [В. А. Хохлов, В. Н. Прокофьев, Н. А. Борисова и др.] ; под ред. В. А. Хохлова. — М. : Машиностроение, 1971. — 432 с.
3. Смелянский В. М. Механика упрочнения деталей поверхностным пластическим деформированием. — М.: Машиностроение, 2002. — 300 с.

Рекомендована кафедрою технології та автоматизації машинобудування

Надійшла до редакції 12.07.10
Рекомендована до друку 2.09.10

Дерібо Олександр Володимирович — доцент, **Сердюк Ольга Валентинівна** — асистент, **Сивак Іван Онуфрійович** — завідувач кафедри.

Кафедра технології та автоматизації машинобудування, Вінницький національний технічний університет