

О. В. Дерібо, к. т. н., доц.

ВИБІР ПАРАМЕТРІВ ДРОСЕЛЬНОГО ГІДРОДВИГУНА ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНОГО СТЕЖНОГО ПРИВОДА З КЕРУВАННЯМ ЗУСИЛЛЯМ НА ВИХІДНОМУ ОРГАНІ

Запропоновано методику визначення основних параметрів дросельного гідродвигуна електрогідравлічного стежного привода для випадку, коли цей привід має забезпечити силовий вплив на об'єкт навантаження у вигляді комбінації постійної складової і моногармонічних коливань сили із заданим діапазоном частот і амплітуд.

Методика дозволяє забезпечити бажаний закон навантаження з мінімальними витратами енергії гідростанцією

Вступ

Одним з поширених режимів роботи машин для динамічних випробувань, а також машин для вібраційної обробки тиском є режим «м'якого» навантаження, тобто режим, який передбачає керування зусиллям на об'єкті навантаження. Якщо машина згаданого вище призначення оснащена електрогідравлічним стежним приводом (ЕГСП), то такий режим передбачає наявність датчика сили. Найчастіше такий датчик встановлюється на штоці гідроциліндра.

Під час проектування таких приводів важливим є забезпечення його бажаних динамічних характеристик. Відомо [1, 2], що за умови забезпечення оптимальної структури системи керування, динамічні характеристики ЕГСП в цілому визначаються його силовим контуром. Тому важливим є вибір параметрів дросельного гідродвигуна ЕГСП, а саме електрогідравлічного підсилювача (ЕГП), гідроциліндра та гідростанції. В статті розглядається розв'язання цієї задачі для випадку, коли ЕГСП має головний зворотний зв'язок по зусиллю на вихідному органі гідроциліндра.

Вихідні передумови та постановка задачі

Розрахункова схема силового контуру ЕГСП показана на рис. 1. Цей контур містить ЕГП з чотирищілинним розподільним золотником 1 у вихідному каскаді підсилення, гідростанцію 2, яка працює в режимі постійного тиску, симетричний гідроциліндр 3 з двостороннім штоком та об'єкт навантаження 4.

В роботі прийняті такі припущення:

- густина, питома вага і модуль пружності робочої рідини постійні;
- тиск на виході гідростанції (тиск живлення) постійний;
- тиск зливу дорівнює нулю;
- коефіцієнти витрат всіх робочих щілин розподільного золотника постійні;
- довжина гідролінії мала і тому хвильовими процесами і гідравлічними втратами в них можна знехтувати;
- об'єми робочих порожнин гідроциліндра однакові й постійні протягом всього періоду коливань;
- зовнішні витрати рідини відсутні;
- зі здійсненням розподільним золотником моногармонічних коливань шток гідроциліндра також здійснює моногармонічні коливання;

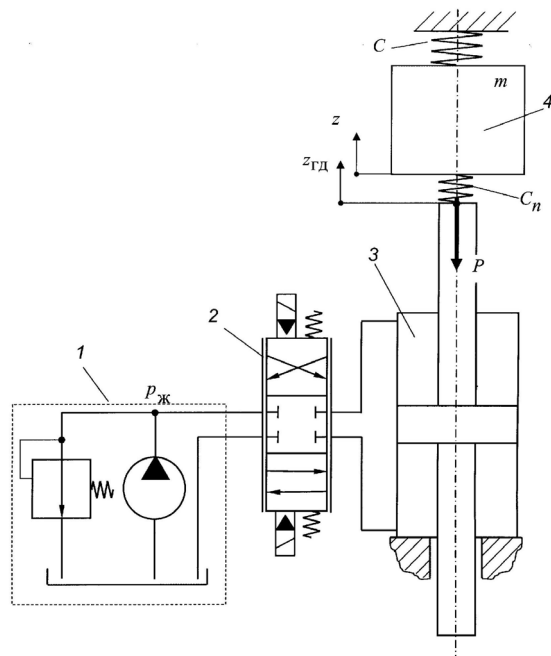


Рис. 1. Схема силового контуру електрогідравлічного дросельного стежного вібропривода

— зусилля на штоці гідроциліндра формується спільною дією постійного, інерційного та позиційного навантажень.

Терміном «дросельний гідродвигун» означений гідроагрегат, який поєднує розподільний золотник та гідроциліндр, що працюють на нестисливій (умовно) рідині. Пружні властивості рідини враховані у зведеній жорсткості силових елементів, розташованих між дросельним гідродвигуном (далі — гідродвигуном), та об'єктом навантаження.

В основу запропонованого в цій роботі підходу покладене співставлення механічної характеристики двигуна та діаграми навантаження, яке використовується в роботах [1—4 та ін]. Під поняттям «діаграма навантаження» в даному випадку розуміють залежність сили на штоці гідроциліндра від швидкості його переміщення. Зокрема, в роботі [1] розглянута методика вибору параметрів дросельного гідродвигуна привода, який має забезпечувати переміщення штока гідроциліндра у вигляді моногармонічних коливань заданої амплітуди і частоти. В роботі [4] розглядається випадок, коли ЕГСП повинен забезпечувати необхідний закон переміщення об'єкта керування, заданий графічно або аналітично у вигляді залежності бажаної максимальної амплітуди переміщень об'єкта керування, від частоти вимушених коливань.

В статті розглянуто випадок, коли ЕГСП має забезпечувати силовий вплив зі сторони штока гідроциліндра на об'єкт керування у вигляді залежності

$$P = P_0 + A_p(\omega) \sin \omega t, \quad (1)$$

де P — координата сили на штоці гідроциліндра P_0 — бажана максимальна постійна складова навантаження; A_p — амплітуда коливальної складової навантаження; ω — частота вимушених коливань.

Вираз $A_p(\omega)$ у формулі (1) означає, що амплітуда коливальної складової навантаження розглядається в даному випадку як функція частоти вимушених коливань.

Вибір параметрів дросельного гідродвигуна

У відповідності з [1] для випадку відпрацювання приводом моногармонічних коливань певної частоти діаграма навантаження описується рівнянням еліпса

$$\left(\frac{P \mp P_0}{A_p(\omega)} \right)^2 + \left(\frac{v}{A_v} \right)^2 = 1, \quad (2)$$

де v — координата швидкості штока гідроциліндра; A_v — амплітуда коливань швидкості штока гідроциліндра.

Згідно [1] параметри $A_p(\omega)$ та A_v визначаються залежностями

$$A_p(\omega) = A_z \left| C - m\omega^2 \right|; \quad (3)$$

$$A_v = \frac{A_z \omega}{A_{МК}(\omega)}, \quad (4)$$

де A_z — амплітуда коливань переміщення об'єкта навантаження; C — коефіцієнт жорсткості позиційного навантаження; m — сумарна зведена маса об'єкта навантаження і рухомих частин машини; $A_{МК}(\omega)$ — амплітудно-частотна характеристика (АЧХ) механічного контуру привода.

В механічний контур привода входять елементи, розташовані між гідродвигуном та об'єктом навантаження, а також сам об'єкт навантаження. Вхідним сигналом для цього контуру є переміщення штока гідроциліндра $z_{ГД}$, а вихідним — переміщення об'єкта навантаження z (див. рис. 1).

У відповідності з [4] АЧХ механічного контуру привода запишемо у вигляді

$$A_{МК}(\omega) = \frac{k_{МК}}{\sqrt{(1 - T_{МК}^2 \omega^2)^2 + 4\xi_{МК}^2 T_{МК}^2 \omega^2}}, \quad (5)$$

де $k_{МК} = \frac{1}{k_{vP}\beta + C/C_{II} + 1}$; $T_{МК} = \sqrt{\frac{m}{C_{II}(1 + k_{vP}\beta) + C}}$; $\xi_{МК} = \frac{C_{II}mk_{vP} + \beta}{2m\sqrt{(C_{II}k_{vP}\beta + C + C_{II})}}$;

$k_{vP} = \frac{k_{QP}}{F^2}$; k_{QP} — коефіцієнт перегікань в гідродвигуні; β — коефіцієнт в'язкого тертя в гідроциліндрі; F — робоча площа поршня гідроциліндра; C_{II} — жорсткість робочої рідини в порожнинах гідроциліндра і трубопроводах, які з'єднують розподільний золотник з гідроциліндром.

Для забезпечення роботи дросельного ЕГСП з мінімальними витратами енергії в процесі відпрацювання моногармонічних коливань, сукупність бажаних діаграм навантаження має повністю охоплюватися механічною характеристикою (7) гідродвигуна, при цьому бажано, щоб запас його потужності був мінімальним.

Відомо [1], що під час відпрацювання гідродвигуном моногармонічних коливань P_0 максимальна потужність розвивається у випадку, коли постійна сила діє у гальмівному напрямку і відповідає координаті навантаження

$$P_{N_{max}}^{розв} = \frac{3}{4}P_0 + \sqrt{\left(\frac{3}{4}P_0\right)^2 - \frac{1}{2}(P_0^2 - A_P^2)}. \quad (6)$$

Відомо також [1 та ін.], що механічна характеристика гідродвигуна з дросельним регулюванням швидкості описується рівнянням параболи, яке у випадку застосування чотирищілинного розподільного золотника, зміщеного на максимально можливу величину від нейтрального положення, матиме вигляд

$$v_{ГД_m} = v_{XX_m} \sqrt{1 - \frac{P_{ГД}}{P_{II}}}, \quad (7)$$

де $v_{XX_m} = k_{vy}y_m$ — максимально можлива для даного гідродвигуна швидкість холостого ходу;

$k_{vy} = \frac{\mu b}{F} \sqrt{\frac{p_{ж}}{\rho}}$ — коефіцієнт крутизни швидкісної характеристики; y_m — максимально можливе зміщення розподільного золотника; μ та b — відповідно коефіцієнт витрати та довжина робочої щілини золотника; $p_{ж}$ — тиск живлення; ρ — густина робочої рідини; $P_{II} = p_{ж}F$ — пускова сила.

Згідно з [1] максимальна потужність, яку може забезпечити дросельний гідродвигун, відповідає координаті навантаження

$$P_{N_{max}}^{заб} = \frac{2}{3}P_{II}. \quad (8)$$

Для забезпечення мінімуму споживаної ЕГСП енергії необхідно вибрати гідродвигун з такою механічною характеристикою, яка б забезпечувала суміщення координат

$$P_{N_{max}}^{розв} = P_{N_{max}}^{заб}. \quad (9)$$

Розв'язуючи спільно рівняння (2—4), (6), (7—9) отримаємо вирази для визначення особливих точок механічної характеристики гідродвигуна, з якими забезпечується мінімум необхідної потужності, у вигляді функцій частоти вимушених коливань і параметрів навантаження

$$P_{\Pi}^{\text{опт}}(\omega) = \frac{3}{2} \left[\frac{3}{4} P_0 + \sqrt{\left(\frac{3}{4} P_0\right)^2 - \frac{1}{2} \{P_0^2 - [A_P(\omega)]^2\}} \right]; \quad (10)$$

$$v_{\text{XXm}}^{\text{опт}} = 1,73 \frac{\omega A_P(\omega)}{A_{\text{МК}}(\omega) |C - m\omega^2|} \sqrt{1 - \left[\frac{\sqrt{\left(\frac{3}{4} P_0\right)^2 - \frac{1}{2} \{P_0^2 - [A_P(\omega)]^2\}} - \frac{1}{4} P_0}{A_P(\omega)} \right]^2}. \quad (11)$$

Знаючи величину P_0 і залежність $A_P(\omega)$ можна побудувати графіки функцій (10) та (11) і на цих графіках знайти максимальні значення $P_{\Pi}^{\text{опт}}$ і $v_{\text{XXm}}^{\text{опт}}$. Ці величини можуть бути вибрані за особливі точки параболи механічної характеристики гідродвигуна. Вибравши величини $p_{\text{ж}}$ та y_m , можна визначити основні параметри гідродвигуна.

Розглянемо приклад застосування запропонованої методики.

На рис. 2 показана функція $A_P(\omega)$, прийнята за вихідну.

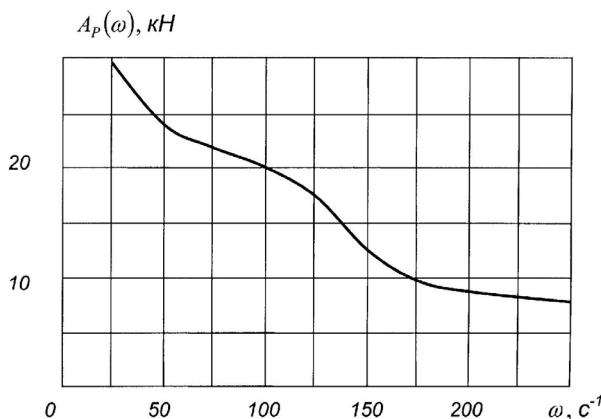


Рис. 2. Приклад залежності бажаної максимальної амплітуди коливань сили на штоці гідроциліндра від частоти

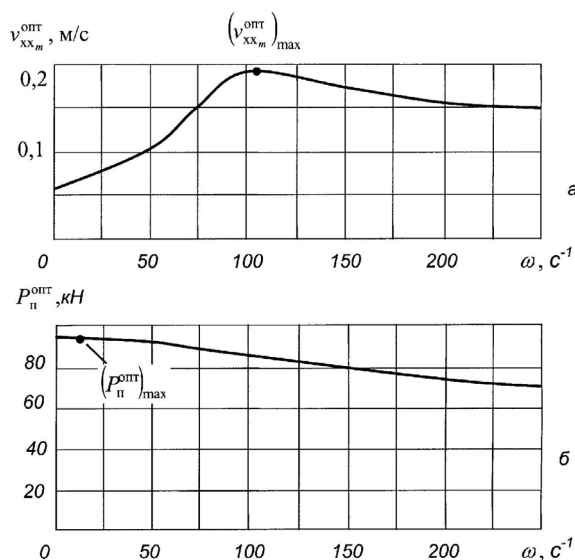


Рис. 3. Залежності оптимальних значень швидкості холостого ходу (а) і пускової сили (б) від частоти вимушених коливань

За початкові параметри самого ЕГСВ і параметри його навантаження приймемо: $P_0, m; C; \beta; C_{\Pi}; k_{QP}; p_{\text{ж}}$ та y_m .

На рис. 3 показані графіки залежностей (10) та (11), побудовані для гідродвигуна з такими початковими параметрами: $P_0 = 100$ кН, $m = 200$ кг; $C = 2 \cdot 10^7$ Н/м; $C_{\Pi} = 5 \cdot 10^8$ Н/м; $\beta = 2,4 \cdot 10^5$ кг/с; $k_{QP} = 1,47 \cdot 10^{-11}$ м⁵/с·Н; $p_{\text{ж}} = 32$ МПа; $y_m = 0,5 \cdot 10^{-3}$ м.

На графіках функцій (9) та (10), знайдемо максимальні значення $P_{n\text{max}}$ та v_{XXmax} (для прикладу, що розглядається, вони складають відповідно 98,7 кН та 0,192 м/с) і приймемо їх за особливі точки параболи механічної характеристики.

Далі знайдемо основні параметри гідродвигуна у послідовності із використанням формул, наведених в роботі [4]. В результаті отримані такі значення: $F = 30,2 \cdot 10^{-4}$ м²; $Q_{\text{ГС}} = 0,731 \cdot 10^{-3}$ м³/с; $G_m = 0,469 \cdot 10^{-6}$ Н^{-0,5} м⁴ с⁻¹; $f_m = 14 \cdot 10^{-6}$ м² = 14 мм²; $b = 28$ мм; $N_{\text{ЕД}} = 29,2$ кВт.

Висновки

Запропоновано методику визначення параметрів дросельного гідродвигуна електрогідравлічного стежного вібропривода для випадку задання закону його навантаження у вигляді бажаної максимальної постійної складової та бажаної залежності максимальної амплітуди коливальної складової від частоти вимушених коливань. Методика дозволяє забезпечити роботу привода з мінімальним запасом потужності гідростанції.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Гамынин Н. С. Гидравлический привод систем управления. — М.: Машиностроение, 1972. — 376 с.
2. Крассов И. М., Сенько Л. И., Середкин В. П. Согласование энергетических возможностей гидравлического привода с объектом управления // Приборы и системы управления. — 1973, — № 5. — С. 17—19.
3. Дерібо А. В., Черный В. А. Применение диаграммы нагрузки к расчету амплитудно-частотной характеристики гидравлического вибропривода испытательных машин // Гидропривод и гидропневмоавтоматика. Вып. 16. — Киев.: Техніка, 1980, — С. 71—74.
4. Вибір параметрів дросельного гідродвигуна електрогідравлічного стежного вібропривода / О. В. Дерібо // Вісник Вінницького політехнічного інституту. — 2007. — № 3. — С. 83—89.

Рекомендована кафедрою технології автоматизації машинобудування

Надійшла до редакції 17.12.07
Рекомендована до друку 27.12.07

Дерібо Олександр Володимирович — доцент кафедри технології автоматизації машинобудування

Вінницький національний технічний університет