

КОПІЯ

СИСТЕМИ ПРИВОДІВ. ТЕХНОЛОГІЯ І ОБЛАДНАННЯ МАШИНОБУДІВНОГО ВИРОБНИЦТВА

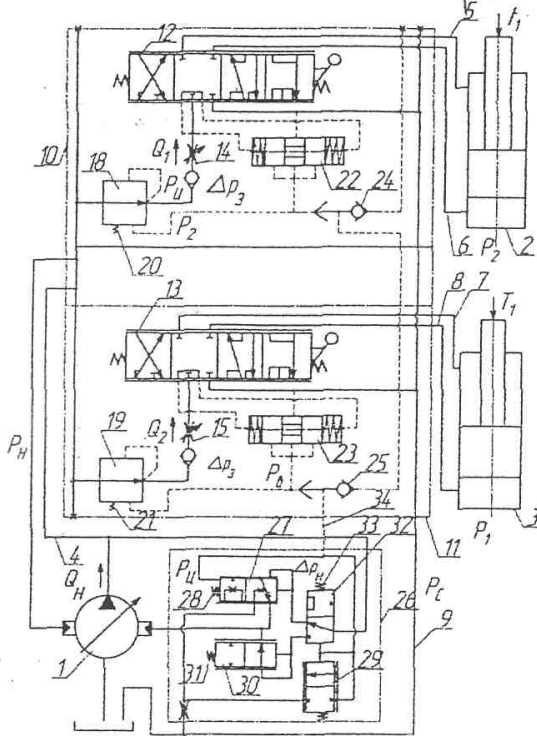


Рис. 1. Схема гідропривода, чутливого до навантаження.

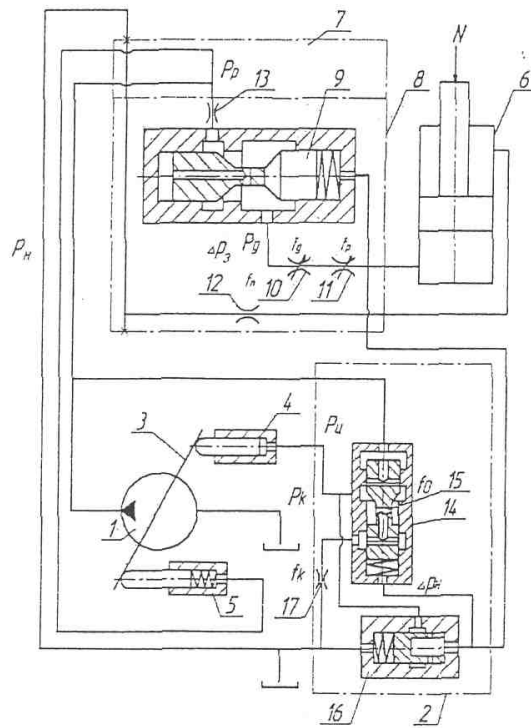


Рис. 2. Розрахункова схема гідропривода, чутливого до навантаження.

У процесі дослідження гідропривода з LS-регулюванням застосовувався метод математичного моделювання. Створено розрахункову схему, на основі якої розроблені лінійні та нелінійні моделі гідропривода, які дозволили вивчити структуру досліджуваних об'єктів та їх динамічні характеристики.

Розрахункова схема гідропривода (рис. 2) включає насос 1 з регулятором 2, планшайбою 3, сервоциліндрами 4, 5, а також гідроциліндр 6, переливну 7 та робочу 8 секції гідророзподільника.

Робоча секція гідророзподільника містить золотник 9 та дроселі 10, 11, 12, 13. Провідність дроселів 10, 11, 12, 13 еквівалентна провідності дроселя 15, провідності робочого та зливного вікон розподільного золотника 13 і провідності гідролінії 4 на ділянці від точки 35 до точки 36 (рис. 1). Регулятор насоса містить золотник 14 з дроселем 15, запобіжний клапан 16 і дросель 17.

Математичну модель гідропривода складено за таких основних припущеннях: розглядається система із зосередженими параметрами; температура робочої рідини прийнято постійною; хвильові процеси в гідроприводі не враховувалися; коефіцієнти витрати потоку через дросельні та золотникові елементи є постійними; режими роботи безкавітаційні; втрати тиску в гідролініях, за виключенням ділянок, що входять до складу зони регулювання, не враховувалися; перетікання робочої рідини в щілинах гідроагрегатів не враховувалось, за виключенням вузла регулювання гідророзподільника.

З урахуванням вищезазначеного нелінійна математична модель гідропривода з регульованим насосом має вигляд

$$m_u \frac{d^2 u}{dt^2} = p_u F_u - p_n F_n \pm N - b_u v_u - T_u \cdot \text{sign} v_u,$$

$$m_3 \frac{d^2 y}{dt^2} = p_u f_3 - p_0 f_3 + c_3 (y_n - y) - b_3 v_y - T_3 \cdot \text{sign} v_u - R_y,$$

$$b_p \frac{dz}{dt} = p_n f_z - c_p (z_p + z) - p_u f_z - R_p,$$

$$\frac{de}{dt} = \frac{F_0}{b_e} p_u - \frac{c_0}{b_e} (e_0 + e),$$

$$0,25 \cdot \pi \cdot d_8^2 \cdot k \cdot n \cdot \text{tg} \gamma \cdot p_n =$$

$$= A_2 \sqrt{p_n} \cdot \sqrt{2(p_n - p_u)}$$

$$+ \mu_3 \cdot f_4(z)$$

Міністерство освіти і науки України
 Інститут проблем механіки і машинобудівництва
 Канцелярія
 Вірно-авт. канцелярією

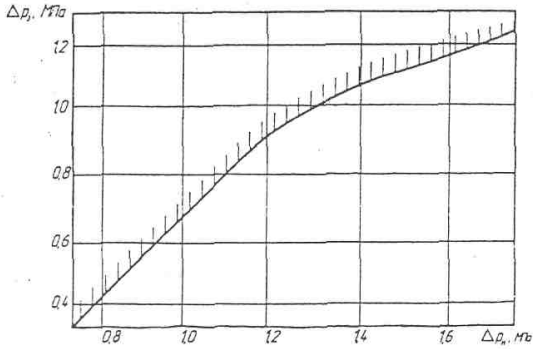


Рис. 3. Вплив величин керуючих перепадів на стійкість гідропривода.

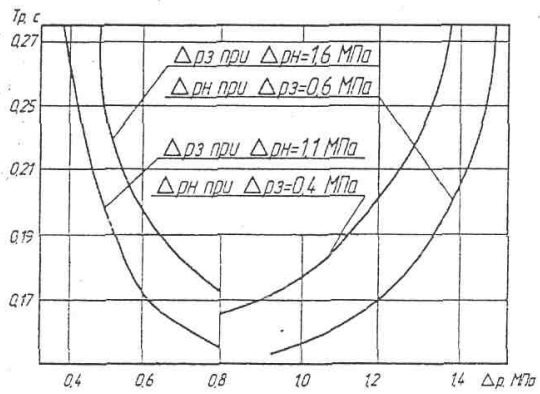


Рис. 4. Вплив різниці в настройці керуючих перепадів Δp_3 і Δp_H на час регулювання.

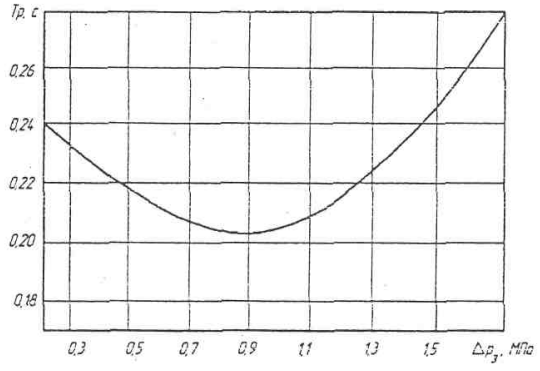


Рис. 5. Вплив величини Δp_3 при постійній різниці $\Delta p_H - \Delta p_3 = 0,5$ МПа на час регулювання T_p .

Висновки

1. Різниця між величинами керуючих перепадів тиску Δp_H і Δp_3 в гідроприводі, чутливого до навантаження, суттєво впливає на стійкість його роботи та час регулювання.
2. Стійка робота гідропривода та мінімізація часу регулювання досягається при таких значеннях керуючих перепадів: $\Delta p_H = 1,4-1,6$ МПа, $\Delta p_3 = 0,8-1,0$ МПа.

Література

1. Drive and Control Systems for Combine Harvesters and Forage Harvesters. — Bosch Rexroth AG, 2001, RE 98071.
2. SB 12 LS — Wegeventile von Bosch: Katalog. — 198 р.
3. Load-independent proportional valve. Type PVG 120: Catalogue НК.51.А1.02. Danfoss 11/91.
4. Козлов Л.Г., Петров О.В. Вибір параметрів зворотного зв'язку в гідроприводі, чутливого до навантаження // Вісник ВПІ. — 2006. — № 3. — С. 31—42.
5. Влияние величины управляющего перепада в регуляторе потока на характеристики гидросистемы, чувствительной к нагрузке / Л.Г. Козлов, Ю.А. Буреников, А.В. Бойко и др. — Винница: Винниц.политехн. ин-т, 1992. — 18 с.
6. Козлов Л.Г. Вдосконалення систем керування гідроприводів з LS-регулюванням. — Дис... канд. техн. наук. — Вінниця, 2000.
7. Козлов Л.Г., Петров О.В. Використання САЕ/САD комплексу на базі MATLAB-SIMULINK та Компас 3D для проектування гідроапаратури нового покоління // Інформаційні технології та комп'ютерна інженерія. — 2005. — № 2. — С. 101—105.

