УДК 621.22

Д.О. Лозінський, канд. техн. наук, Л.Г. Козлов, канд. техн. наук
Вінницький національний технічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОПОРЦІЙНОГО ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНОГО РОЗПОДІЛЬНИКА З НЕЗАЛЕЖНИМ КЕРУВАННЯМ ПОТОКІВ

Обосновано применения независимого управления потоками на входе и выходе гидродвигателя в гидроприводах, которые работают со знакопеременными нагрузками на рабочем органе. Разработана схема пропорционального электрогидравлического распределителя с независимым управлением потоков, который содержит управляемые обратные клапаны и два распределительных элемента золотникового типа. Представлены результаты исследований пропорционального электрогидравлического распределителя, а также границы значений конструктивных параметров, обеспечивающих его устойчивую работу в гидроприводе.

Applications of independent flow controlling on an input and exit of hydraulic engine in hydraulic drive which work with sign-variable loadings is proved.

The scheme of the electrohydraulic directional control valve with independent flow control which contains controlled check valves and two distributive spool-type elements is developed.

Researches results of the electrohydraulic directional control valve with independent flow control and values border of construction parameters which provide its steady work in a hydraulic drive is presented.

Вступ

Мобільні машини на основі гідропривода (ГП), застосовуються в багатьох галузях народного господарства – це навантажувачі, екскаватори, гідроманіпулятори та ін. Робота таких машин потребує точного переміщення робочих органів (РО) та їх фіксації протягом тривалого проміжку часу [1, 2].

Нерідко режими роботи мобільної техніки супроводжуються значними перепадами величини та напрямку навантаження, що є вкрай несприятливим, оскільки може викликати некероване переміщення РО (наприклад, внаслідок розриву потоку рідини) [3].

Метою роботи є покращення характеристик ГП мобільної машини за рахунок застосування пропорційного електро-гідравлічного розподільника з незалежним керуванням потоків.

Основні результати роботи

Дослідженням ГП присвячено значну кількість робіт, зокрема авторів [3, 4]. Авторами [5] проведені дослідження різновидів дросельного керування РО, їх переваг та недоліків. Проте питанням застосування незалежного керування для розширення функціональних можливостей ГП та підвищення якості його роботи в умовах різнотипного навантаження приділено на нашу думку, недостатньо уваги.

Проаналізуємо характеристики роботи ГП з керуванням на вході (рис. 1, а) та одночасним керуванням на вході та виході гідродвигуна (ГД) (рис. 1, б). Керуючі елементи зображені у вигляді регульованих дроселів f_1 та f_2, Q та p_N – відповідно потік та тиск на вході розподільника, p_C – тиск в поршньовій порожнині гідроциліндра.

Для аналізу запропонованих схем ГП розроблені їх математичні моделі, розв'язок яких виконано в програмному пакеті MatLAB Simulink та отримані перехідні процеси (рис. 2, 3) [6].

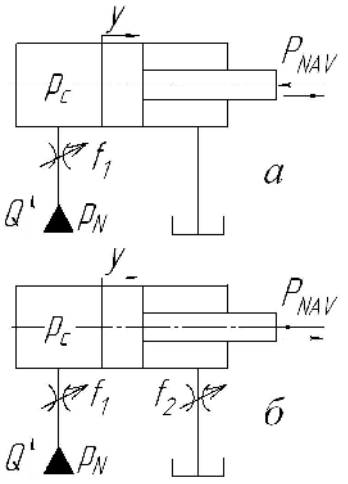

Рис. 1. ГП з керуванням на вході (а) та вході та виході одночасно (б)

Під час роботи із зустрічним навантаженням розглянуті приводи (рис. 1) працюють однаково [5], проте при

навантаженнях, що змінюють напрям своєї дії (наприклад, при проходженні вантажу, що піднімається верхньої "мертвої точки") виникають коливання руху РО (рис. 2), що є небажаним.

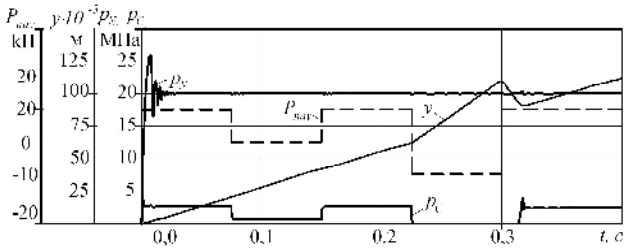

Рис. 2. Перехідний процес в ГП з керуванням на вході при знакозмінних навантаженнях

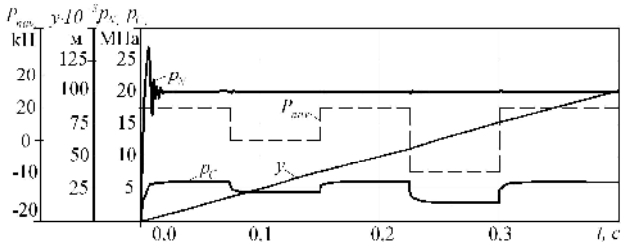

Рис. 3. Перехідний процес в ГП з керуванням на вході та виході ГД при знакозмінних навантаженнях

Порівнявши отримані перехідні процеси, можна зробити висновок, що використання одночасного керування на вході та виході ГД забезпечує зменшення коливальності та перерегулювання величин та тисків p_N та p_c, а також уникнення коливань руху РО (рис. 3).

Отримавши підтвердження доцільності незалежного керування та врахувавши вимоги, що висуваються до сучасних розподільників для мобільних машин, нами запропоновано схему пропорційного електрогідравлічного розподільника з незалежним керуванням потоків (рис. 4) [7].

Розподільник містить лінію нагнітання 1 та лінію живлення першого каскаду 2, робочу секцію 3, переливну секцію 4 та гідролінії виходу 5, 6.

В робочій секції 3 знаходяться золотники другого каскаду 7, 8 із клапанами першого каскаду 9, 10, керовані зворотні клапани 11, 12 із сервоклапаном 13 та логічні клапани 14, 15.

Розроблений розподільник може виконувати керування переміщенням РО в прямому та зворотному напрямках, забезпечує плаваючий режим (при якому порожнини ГД з'єднуються зі зливом) та «нейтральний» режим роботи, при якому за рахунок наявності керованих зворотних клапанів 11, 12 герметизуються обидві порожнини ГД.

Окрім того використання двох золотників 7, 8 дозволяє здійснювати незалежне, пропорційне керування потоками як на вході так і виході ГД, а також виконувати робочі операції за рахунок попутного технологічного навантаження, здійснюючи керування ГД одним золотником, а іншим перепускаючи рідину від насоса під незначним тиском в бак, що значно знижує втрати енергії [8].

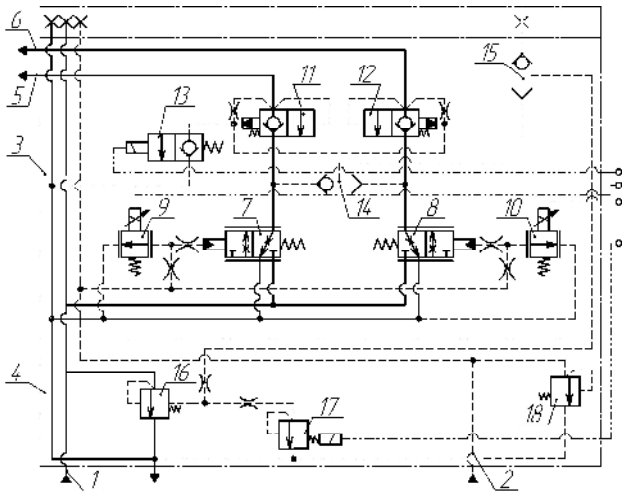

Рис. 4. Гідравлічна схема пропорційного електрогідравлічного розподільника з незалежним керуванням потоків

В переливній секції знаходиться запобіжно-переливний клапан 16 із клапаном керування 17 та запобіжним клапаном 18, що забезпечує регулювання потоку ГД відповідно до навантаження на РО, перепускаючи надлишок рідини в бак під низьким тиском, в той час як в розподільниках, що працюють в режимі постійної витрати, перепуск надлишку рідини здійснюється під тиском налаштування запобіжного клапана (16 – 25 МПа).

Дослідження роботи модернізованого ГП виконані на основі математичної моделі, що включає рівняння нерозривності потоків (1) – (11) та рівняння сил, що діють на золотники другого каскаду 7, 8, керовані зворотні клапани 9, 10, переливний клапан 14 та клапан 16 (12) – (17) [8].

$$\mu \cdot f_2 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_2 - p_1|}{\rho}} \cdot sign(P_2 - P_1) = F_3 \cdot \frac{dy}{dt} + \beta \cdot W_D \cdot \frac{dp_1}{dt} \quad (1);$$

$$\mu \cdot f_1 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{N1} - p_2|}{\rho}} \cdot sign(p_{N1} - p_2) =$$

$$= \mu \cdot f_2 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_2 - p_1|}{\rho}} \cdot sign(p_2 - p_1) + \mu \times$$

$$\times \left[\frac{\pi}{2} \cdot ((x_0 - x) \cdot \sin\beta_1 + 2 \cdot d_{S1}) \cdot (x_0 - x) \cdot \sin\frac{\beta}{2} \right] \times$$

$$\times \sqrt{\frac{2 \cdot p_2}{\rho}} + \beta \cdot W_A \cdot \frac{dp_2}{dt} \quad (2);$$

$$Q_N = \mu \cdot \left[\frac{\pi}{2} \cdot (z \cdot \sin\lambda + 2 \cdot d_{Z1}) \cdot z \cdot \sin\frac{\lambda}{2} \right] \times$$

$$\times \sqrt{\frac{2 \cdot p_N}{\rho}} + \beta \cdot W_C \cdot \frac{dp_N}{dt} + \mu \cdot \pi \cdot d_3 \cdot y \cdot \sin\alpha \times$$

$$\times \sqrt{\frac{2 \cdot |p_N - p_{L1}|}{\rho}} \cdot sign(p_N - p_{L1}) \quad (3);$$

$$\mu \cdot \pi \cdot d_3 \cdot y \cdot \sin\alpha \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_N - p_{L1}|}{\rho}} \cdot sign(p_N - p_{L1}) =$$

$$= F_Z \cdot \frac{dz}{dt} + \mu \cdot \left[\frac{\pi}{2} \cdot (j \cdot \sin\varphi + 2 \cdot d_{Z2}) \cdot j \cdot \sin\frac{\varphi}{2} \right] \times$$

$$\times \sqrt{\frac{2 \cdot p_{L1}}{\rho}} + \beta \cdot W_D \cdot \frac{dp_{L1}}{dt} +$$

$$+ \mu \cdot \left[\frac{\pi}{2} \cdot (l \cdot \sin\gamma + 2 \cdot d_{L1}) \cdot y' \cdot \sin\frac{\gamma}{2} \right] \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{L1} - p_C|}{\rho}} \times$$

$$\times sign(p_{L1} - p_C) \quad (4);$$

$$\mu \cdot \left[\frac{\pi}{2} \cdot (l_1 \cdot \sin\gamma + 2 \cdot d_{L1}) \cdot l_1 \cdot \sin\frac{\gamma}{2} \right] \times$$

$$\sqrt{\frac{2 \cdot |p_{C1} - p_{L3}|}{\rho}} \cdot sign(p_{C1} - p_{L3}) = \beta \cdot W_K \times$$

$$\times \frac{dp_{L3}}{dt} + \mu \cdot \pi \cdot d_3 \cdot y \cdot \sin\alpha \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{L3}|}{\rho}} \quad (5);$$

$$\mu \cdot f_1 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{N1} - p_4|}{\rho}} \cdot sign(p_{N1} - p_4) = \mu \cdot f_2 \times$$

$$\times \sqrt{\frac{2 \cdot |p_4 - p_3|}{\rho}} \cdot sign(p_4 - p_3) + \mu \times$$

$$\times \left[\frac{\pi}{2} \cdot ((x_0 - x_1) \cdot \sin\beta_1 + 2 \cdot d_{S1}) \cdot (x_0 - x_1) \cdot \sin\frac{\beta}{2} \right] \times$$

$$\times \sqrt{\frac{2 \cdot p_4}{\rho}} + \beta \cdot W_L \cdot \frac{dp_4}{dt} \quad (6);$$

$$\mu \cdot f_3 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_C - p_{L2}|}{\rho}} \cdot sign(p_C - p_{L1}) = \mu \times$$

$$\times \left[\frac{\pi}{2} \cdot (s \cdot \sin\delta + 2 \cdot d_{L2}) \cdot s \cdot \sin\frac{\delta}{2} \right] \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_{L2}}{\rho}} +$$

$$+ \beta \cdot W_E \cdot \frac{dp_{L2}}{dt} \quad (7);$$

$$\mu \cdot \left[\frac{\pi}{2} \cdot (l \cdot \sin\gamma + 2 \cdot d_{L1}) \cdot l \cdot \sin\frac{\gamma}{2} \right] \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{L1} - p_C|}{\rho}} \times$$

$$\times sign(p_{L1} - p_C) = \beta \cdot W_F \cdot \frac{dp_C}{dt} + \mu \cdot f_C \times$$

$$\times \sqrt{\frac{2 \cdot |p_C - p_S|}{\rho}} \cdot sign(p_C - p_S) + \mu \cdot f_3 \times$$

$$\times \sqrt{\frac{2 \cdot |p_C - p_{L2}|}{\rho}} \cdot sign(p_C - p_{L2}) \quad (8);$$

$$\mu \cdot f_{C1} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{nav} - p_{C1}|}{\rho}} \cdot sign(p_{nav} - p_{C1}) = \mu \cdot f_3 \times$$

$$\times \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{C1} - p_{L4}|}{\rho}} \times sign(p_C - p_{L1}) + \beta \cdot W_G \cdot \frac{dp_{C1}}{dt} +$$

$$+ \mu \cdot \left[\frac{\pi}{2} \cdot (l_1 \cdot \sin\gamma + 2 \cdot d_{L1}) \cdot l_1 \cdot \sin\frac{\gamma}{2} \right] \times$$

$$\times \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{C1} - p_{L3}|}{\rho}} \cdot sign(p_{C1} - p_{L3}) \quad (9);$$

$$\mu \cdot f_3 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{C1} - p_{L4}|}{\rho}} \cdot sign(p_{C1} - p_{L4}) = \mu \times$$

$$\times \left[\frac{\pi}{2} \cdot (s \cdot \sin\delta + 2 \cdot d_{L2}) \cdot s \cdot \sin\frac{\delta}{2} \right] \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_{L4}}{\rho}} +$$

$$+ \beta \cdot W_G \cdot \frac{dp_{L4}}{dt} \quad (10);$$

$$\mu \cdot f_2 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_4 - p_3|}{\rho}} \cdot sign(p_4 - p_3) =$$

$$= F_3 \cdot \frac{dy_1}{dt} + \beta \cdot W_M \cdot \frac{dp_3}{dt} \quad (11);$$

$$m_3 \frac{dV_y}{dt} = p_1 \cdot F_3 - c \cdot (H + y) - b \frac{dy}{dt} - T \times$$

$$\times sign \frac{dy}{dt} - R_{h3} \quad (12);$$

$$m_3 \frac{dV_{y1}}{dt} = p_3 \cdot F_3 - c \cdot (H + y_1) - b \frac{dy}{dt} - T_1 \times$$

$$\times sign \frac{dy_1}{dt} - R_{h3_1} \quad (13);$$

$$m_L \frac{dV_l}{dt} = p_{L1} \cdot F_{L1} - p_{L2} \cdot F_L + p_C (F_L - F_{L1}) -$$

$$- C_L \cdot (H_L + l) - b_L \frac{dl}{dt} - T_L \quad (14);$$

$$m_L \frac{dV_{l_1}}{dt} = p_{L3} \cdot F_{L1} - p_{L4} \cdot F_L + p_{C1}(F_L - F_{L1}) - $$
$$- C_L \cdot (H_L + l_1) - b_L \frac{dl_1}{dt} - T_{L1} \cdot sign \frac{dl_1}{dt} \quad (15);$$

$$m_Z \frac{dV_Z}{dt} = p_H \cdot F_{Z1} - p_K \cdot F_Z - c_Z \cdot (H_Z + z) -$$
$$- b_Z \frac{dz}{dt} - T_Z \cdot sign \frac{dz}{dt} - R_{hZ} \quad (16);$$

$$p_K \cdot F_{Z2} = C_{Z1} \cdot (H_{Z1} + j + j_0) - b_{Z1} \quad (17).$$

Математична модель розподільника розроблена за таких припущень: величина потоку та тиску на вході в перший каскад постійна (пульсацію витрати в гідролініях не враховано); вважалось, що параметри системи зосереджені; довжини каналів зливних та напірних магістралей відносно малі, тому хвильових процесів не враховували; коефіцієнти витрати через дросельні та золотникові елементи – постійні; об'єми гідроліній за час перехідного процесу не змінювались; втрати тиску в гідролініях не враховувались, оскільки вони незначні у порівнянні з втратами на місцевих опорах; коефіцієнт податливості робочої рідини враховувався як величина, залежна від тиску.

В математичній моделі позначено: Q_N – витрата в лінії нагнітання розподільника; p_N, p_{N1} – тиски в лініях нагнітання 1 та 2; $p_1 - p_5$ – тиски в першому каскаді розподільника; p_{L1}, p_C, p_{C1} p_{L3} – тиски на вході та виході керованих зворотних клапанів 11 та 12; $p_{L2} = p_{L4}$ – тиски між керованими зворотними клапанами 11, 12 та клапаном 13; p_K, p_{K1} – тиски в переливному клапані між елементами 16 та 17; p_{nav}, p_S – тиски навантаження в гідролініях 5 та 6; x, y, y_1, l, l_1, z, j, j_0, s – координати переміщення рухомих елементів розподільника 9 та 10, 7, 8, 11, 12, 16, 17, 13 відповідно; $W_A - W_M$ – об'єми гідроліній у відповідних частинах розподільника; α, β_1, γ, λ, δ, φ – кути нахилу робочих кромок золотників другого каскаду 7, 8; клапанів першого каскаду 9, 10, керованих зворотних клапанів 11, 12, переливного клапана 15, сервоклапанів 13, 17; площі робочих вікон: f_1, f_2, f_0 – дроселів клапанів першого каскаду, f_3 – дроселів керованих зворотних клапанів, f_4, f_5 – дроселів переливного клапана, f_C, f_{C1} –дроселів на виході та вході в розподільник, що формують навантаження, f_{S1}, f_{S2} – площі відкриття робочих вікон клапанів 9, 10; c, c_L, c_Z, c_{Z1}– жорсткість пружин золотників другого каскаду 7, 8, керованих зворотних клапанів 11, 12, пружини переливного клапана 16, сервоклапана 17; m_3, m_Z, m_L – маси рухомих елементів розподільника: 7 та 8, 16, 11 та 12 відповідно; U – напруга керування електромагнітами клапанів першого каскаду 9, 10; R_{h3}, R_{h31}, R_{hl}, R_{hl1}, R_{hZ} – гідродинамічні сили, що діють на елементи 7, 8, 11, 12, 16; T, T_1, T_L, T_{L1}, T_Z – сили сухого тертя, що діють на елементи 7, 8, 11, 12, 16; b, b_Z, b_{Z1}, b_L – коефіцієнти в'язкого тертя, що діють на елементи 7 та 8, 16, 17, 11 та 12; ρ – густина робочої рідини; μ – коефіцієнт витрати; β – коефіцієнт, що враховує сумарну деформацію робочої рідини та гумометалевих рукавів.

Основну блок-схему розв'язання системи диференціальних рівнянь зображено на рис. 5.

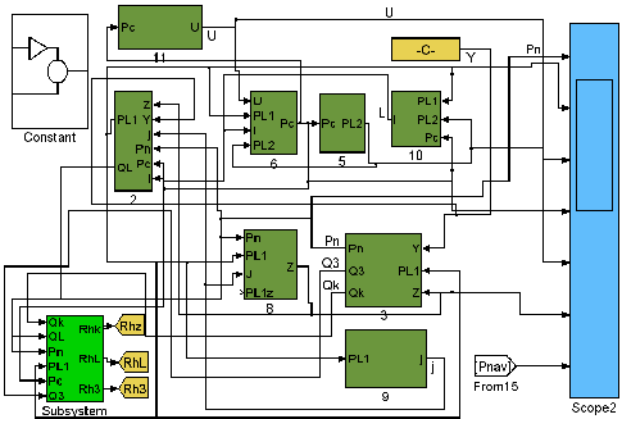

Рис. 5. Блок-схема розв'язання системи диференціальних рівнянь

При керуванні на вході (золотником 1 – y_1) та на виході (золотником 2– y_2) розподільник забезпечує стабільність потоку незалежно від зустрічного технологічного навантаження (навантаження, напрямок якого протилежний напрямку руху РО) (рис. 6, а). Це досягається за рахунок наявності в конструкції розподільника переливної секції.

При попутному технологічному навантаженні (навантаження, напрямок якого співпадає з напрямком руху РО) залежність потоку, що формується золотником 2, (керування на виході – y_2') прямопропорційна величині навантаження (рис. 6, б).

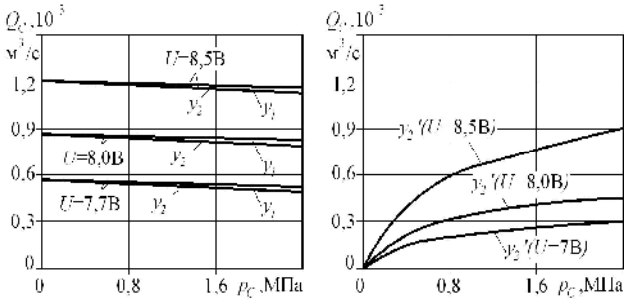

Рис. 6. Залежність потоку на виході розподільника від технологічного навантаження: а – зустрічного, б) – попутного

Керування на виході (y_2) дає більш плавну витратну характеристику $Q_C(U)$ (рис. 7) .

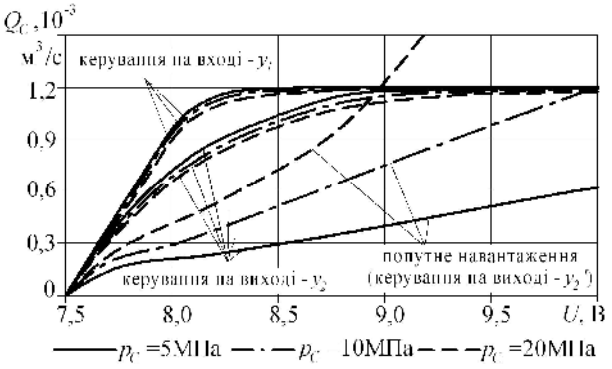

Рис. 7. Залежність потоку на виході розподільника від напруги керування на клапанах першого каскаду 9, 10 для різних режимів роботи та способів керування

В результаті досліджень ГП із запропонованим розподільником отримані наступні перехідні процеси (рис. 8).

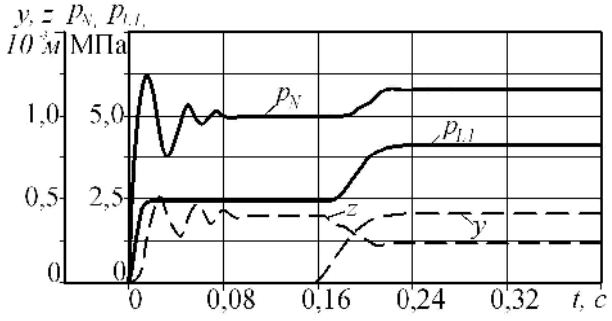

Рис. 8. Перехідні процеси в розподільнику

На основі досліджень встановлено, що стійкість розподільника забезпечується вибором значень параметрів керованих зворотних клапанів, а саме: жорсткістю пружини c_L – (50-150)·10^2 Н/м, площею дроселя f_3 – (1,0-3,0)·10^{-6} м^2 та коефіцієнтом співвідношення діаметрів k_l – (1,2-1,4); параметрами переливного клапана: діаметром d_Z – (15-26)·10^{-6} м^2 та площею дроселя f_4 – (1,0-2,0)·10^{-6} м^2.

Висновки:

Обґрунтовано застосування незалежного керування потоками на вході та виході ГД для зменшення коливань РО при знакозмінних навантаженнях.

Розроблено схему пропорційного електрогідравлічного розподільника з незалежним керуванням потоків, який містить керовані зворотні клапани та два розподільні елементи золотникового типу.

Досліджено роботу пропорційного електрогідравлічного розподільника. визначено межі значень конструктивних параметрів, які забезпечують стійку роботу c_L – (50..150)·10^{2}Н/м, f_3 – (1,0-3,0)·10^{-6} м^2, k_L – (1,2-1,4), d_Z – (15-26)·10^{-6} м^2, f_4 – (1,0-2,0)·10^{-6} м^2.

Список літератури

1. Гойдо, М. Е. Гидроаппаратура с пропорциональным электрическим управленим: Учебное пособие. – 2-е узд., перераб. и доп. / М.Е. Гойдо.–Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2000.– 140с.

2. 6. Лозінський, Д. О. Пропорційний електрогідравлічний розподільник з незалежним керуванням потоків для мобільних машин: автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.02.02 / Д. О. Лозінський; Вінниц. нац. техн. ун-т. — Вінниця, 2010. – 20 с.

3. Жаров, В.П. Моделирование и экспериментальные исследования гидромеханической системы со знакопеременной нагрузкой / В.П. Жаров, А.Т. Рыбак, Р.А. Фридрих // Вестник ДГТУ.– 2006. – Т6.– № 1 (28).– С.17–24.

4. Дорошеко, В. И. Гидрооборудование с дистанционным пропорциональным управлением /В.И. Дорощеко, А.А. Гинзбург // Приводная техника. — 1996. — № 0. — С. 26-28.

5. Лур'є, З.Я. Сравнительный аналіз схем гидроприводов с дроссельными управлением по эксплуатационным показателям / З.Я. Лур'є, И.А. Чекмасова // Промислова гідравліка і пневматика. – 2007. – №4. – С. 63–65.

6. Черных, И. В. Simulink: среда создания инженерных приложений / И.В. Черных. – Диалог-МИФИ, 2004.– 496 с.

7. Пат. 41887 України, МПК^8 F15B 11/00 Гідропривід з пропорційним електрогідравлічним управлінням / Л.Г. Козлов, Д.О. Лозінський; Заявник та патентовласник Вінницький нац. техн. університет.– №u200900907; заявл. 06.02.2009.; опубл. 10.06.2009, Бюл. №11.

8. Сергєєв, С.Г. Про енергетичні втрати в мобільних машинах типу навантажувача «БОРЕКС 2271» / С.Г. Сергєєв, Л.Г Козлов, М.М. Харченко, Д.О. Лозінський // Вісник Тернопільського державного технічного університету.–2009. – № 4.–С.113-119.