

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 применение 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 потоками, 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-гідралічного розподільника з незалежним керуванням потоків.

### Основні результати роботи

Дослідженням ГП присвячено значну кількість робіт, зокрема авторів [3, 4]. Авторами [5] проведено 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 різномінального навантаження приділено, на нашу думку, недостатньо уваги.

Проаналізуємо характеристики роботи ГП з керуванням на вході (рисунок 1а) та одночасним керуванням на вході та виході гідродвигуна (ГД) (рисунок 1б). 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 поршневій порожнині гідроциліндра.

Для аналізу запропонованих схем ГП розроблено їх математичні моделі, розв'язок яких виконано в програмному пакеті MatLAB Simulink та отримано переходні процеси (рисунки 2, 3) [6].

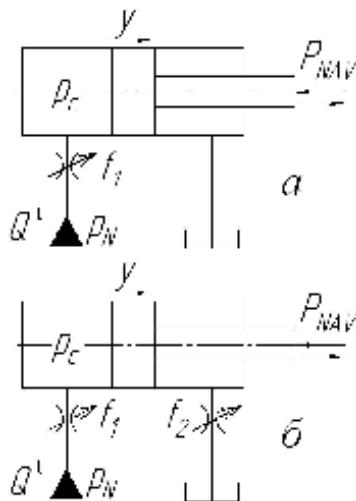


Рисунок 1 — ГП з керуванням на вході (а)  
та вході та виході одночасно (б).

Протягом роботи із зустрічним навантаженням розглянуті приводи (рисунок 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 (рисунок 2), що є небажаним.

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

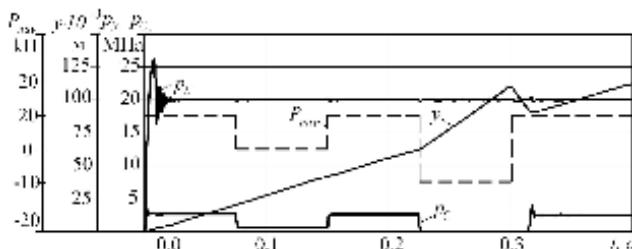


Рисунок 2 — Перехідний процес в ГП з керуванням на вході при знакозмінних навантаженнях

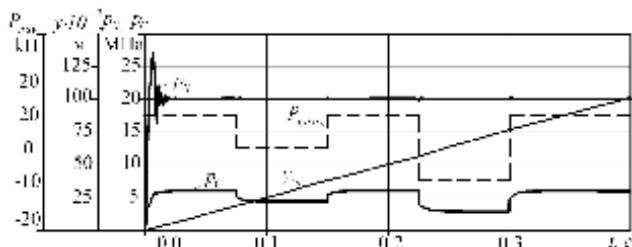


Рисунок 3 — Перехідний процес в ГП з керуванням на вході та виході ГД при знакозмінних навантаженнях

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

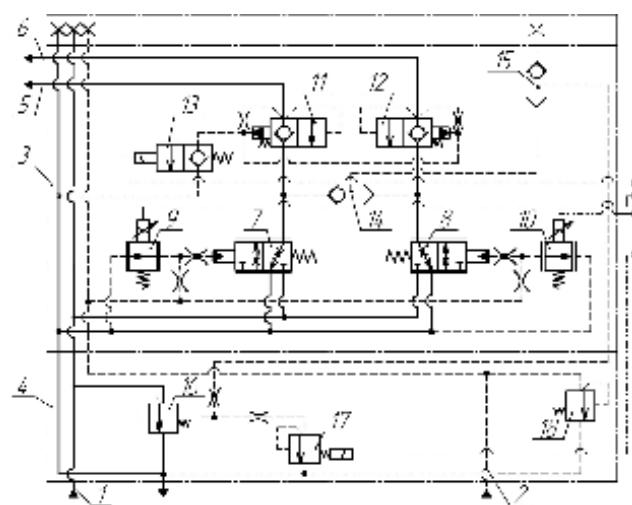
Розподільник містить лінію нагнітання 1 та лінію живлення першого каскаду 2, робочу секцію 3, переливну секцію 4 та гідролінії виходу 5, 6.

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].

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 MPa).



$$\begin{aligned} & \mu \cdot \pi \cdot d_3 \cdot y \cdot \sin \alpha \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_N - p_{L1}|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_N - p_{L1}) = \\ & = F_z \cdot \frac{dz}{dt} + \mu \cdot \left[ \frac{\pi}{2} \cdot (j \cdot \sin \varphi + 2 \cdot d_{z2}) \cdot j \cdot \sin \frac{\varphi}{2} \right] \times \\ & \times \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{L1}|}{\rho}} + \beta \cdot W_D \cdot \frac{dp_{L1}}{dt} + \\ & + \mu \cdot \left[ \frac{\pi}{2} \cdot (l \cdot \sin \gamma + 2 \cdot d_{L1}) \cdot y \cdot \sin \frac{\gamma}{2} \right] \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{L1} - p_C|}{\rho}} \times \\ & \times \text{sign}(p_{L1} - p_C); \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} & \mu \cdot \left[ \frac{\pi}{2} \cdot (l_1 \cdot \sin \gamma + 2 \cdot d_{L1}) \cdot l_1 \cdot \sin \frac{\gamma}{2} \right] \times \\ & \times \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{C1} - p_{L3}|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_{C1} - p_{L3}) = \beta \cdot W_K \times \\ & \times \frac{dp_{L3}}{dt} + \mu \cdot \pi \cdot d_3 \cdot y \cdot \sin \alpha \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{L3}|}{\rho}}; \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} & \mu \cdot f_1 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{N1} - p_4|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_{N1} - p_4) = \mu \cdot f_2 \times \\ & \times \sqrt{\frac{2 \cdot |p_4 - p_3|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_4 - p_3) + \mu \times \\ & \times \left[ \frac{\pi}{2} \cdot ((x_0 - x_1) \cdot \sin \beta_1 + 2 \cdot d_{s1}) \cdot (x_0 - x_1) \cdot \sin \frac{\beta}{2} \right] \times \\ & \times \sqrt{\frac{2 \cdot |p_4|}{\rho}} + \beta \cdot W_L \cdot \frac{dp_4}{dt}; \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} & \mu \cdot f_3 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_C - p_{L2}|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_C - p_{L2}) = \mu \times \\ & \times \left[ \frac{\pi}{2} \cdot (s \cdot \sin \delta + 2 \cdot d_{L2}) \cdot s \cdot \sin \frac{\delta}{2} \right] \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{L2}|}{\rho}} + \\ & + \beta \cdot W_E \cdot \frac{dp_{L2}}{dt}; \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} & \mu \cdot \left[ \frac{\pi}{2} \cdot (l \cdot \sin \gamma + 2 \cdot d_{L1}) \cdot l \cdot \sin \frac{\gamma}{2} \right] \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{L1} - p_C|}{\rho}} \times \\ & \times \text{sign}(p_{L1} - p_C) = \beta \cdot W_F \cdot \frac{dp_C}{dt} + \mu \cdot f_C \times \\ & \times \sqrt{\frac{2 \cdot |p_C - p_S|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_C - p_S) + \mu \cdot f_3 \times \\ & \times \sqrt{\frac{2 \cdot |p_C - p_{L2}|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_C - p_{L2}); \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} & \mu \cdot f_{C1} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{nav} - p_{C1}|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_{nav} - p_{C1}) = \mu \cdot f_3 \times \\ & \times \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{C1} - p_{L4}|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_{C1} - p_{L4}) + \beta \cdot W_G \cdot \frac{dp_{C1}}{dt} + \\ & + \mu \cdot \left[ \frac{\pi}{2} \cdot (l_1 \cdot \sin \gamma + 2 \cdot d_{L1}) \cdot l_1 \cdot \sin \frac{\gamma}{2} \right] \times \\ & \times \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{C1} - p_{L3}|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_{C1} - p_{L3}); \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} & \mu \cdot f_3 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{C1} - p_{L4}|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_{C1} - p_{L4}) = \mu \times \\ & \times \left[ \frac{\pi}{2} \cdot (s \cdot \sin \delta + 2 \cdot d_{L2}) \cdot s \cdot \sin \frac{\delta}{2} \right] \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{L4}|}{\rho}} + \\ & + \beta \cdot W_G \cdot \frac{dp_{L4}}{dt}; \end{aligned} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} & \mu \cdot f_2 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_4 - p_3|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_4 - p_3) = \\ & = F_3 \cdot \frac{dy_1}{dt} + \beta \cdot W_M \cdot \frac{dp_3}{dt}; \\ & m_3 \frac{dV_y}{dt} = p_1 \cdot F_3 - c \cdot (H + y) - b \cdot \frac{dy}{dt} - T \times \\ & \times \text{sign} \frac{dy}{dt} - R_{h3}; \end{aligned} \quad (11)$$

$$\begin{aligned} & m_3 \frac{dV_{y1}}{dt} = p_3 \cdot F_3 - c \cdot (H + y_1) - b \cdot \frac{dy}{dt} - T_1 \times \\ & \times \text{sign} \frac{dy}{dt} - R_{h31} \end{aligned} \quad (12)$$

$$m_3 \frac{dV_{y1}}{dt} = p_3 \cdot F_3 - c \cdot (H + y_1) - b \frac{dy}{dt} - T_1 \times \\ \times \text{sign} \frac{dy_1}{dt} - R_{h31} \quad (13)$$

$$m_L \frac{dV_L}{dt} = p_{L1} \cdot F_{L1} - p_{L2} \cdot F_L + p_C (F_L - F_{L1}) - \\ - C_L \cdot (H_L + l) - b_L \frac{dl}{dt} - T_L; \quad (14)$$

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

$$m_z \frac{dV_z}{dt} = p_H \cdot F_{z1} - p_K \cdot F_z - c_z \cdot (H_z + z) - \\ - b_z \frac{dz}{dt} - T_z \cdot \text{sign} \frac{dz}{dt} - R_{hz}; \quad (16)$$

$$p_K \cdot F_{z2} = C_{z1} \cdot (H_{z1} + j + j_0) - b_{z1}. \quad (17)$$

Математичну модель розподільника розроблено за таких припущення: 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 переходного процесу не змінювались; втрати тиску в гідролініях не враховувалися, 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;  $p_N, p_{NI}$  — тиски в лініях нагнітання 1 та 2;  $p_1, \dots, p_5$  — 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;  $\beta, \varphi_1, \varphi_2, \lambda, \delta, \psi$  — 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; площин 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,  $f_{S1}, f_{S2}$  — площині відкриття робочих вікон клапанів 9, 10;  $c, c_L, c_Z, c_{Z1}$  — жорсткість пружин золотників другого каскаду 7, 8, керованих зво-

ротних клапанів 11, 12, пружини переливного клапана 16, сервоклапана 17;  $m_3, m_z, m_L, m_{L1}$  — маси рухомих елементів розподільника: 7 та 8, 16, 11 та 12 відповідно;  $U$  — напруга керування електромагнітами клапанів першого каскаду 9, 10;  $R_{h3}, R_{h31}, R_{hp}, R_{h11}, R_{hz}$  — 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;  $b, b_L, b_Z, b_{Z1}, b_L$  — коефіцієнти в'язкого тертя, що діють на елементи 7 та 8, 16, 17, 11 та 12;  $c$  — густина робочої рідини;  $m$  — коефіцієнт витрати;  $b$  — коефіцієнт, що враховує сумарну деформацію робочої рідини та гумометалевих рукавів.

Основну блок-схему розв'язання системи диференціальних рівнянь зображенено на рисунку 5.

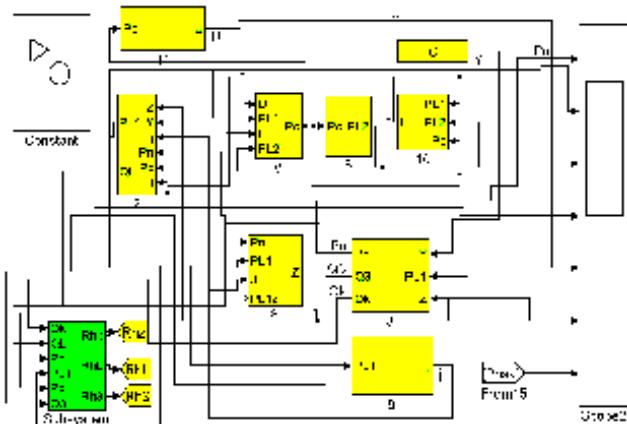


Рисунок 5 — Блок-схема розв'язання системи диференціальних рівнянь.

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) (рисунок 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 —  $y_2'$ ) є прямопропорційною величині навантаження (рисунок 6, б).

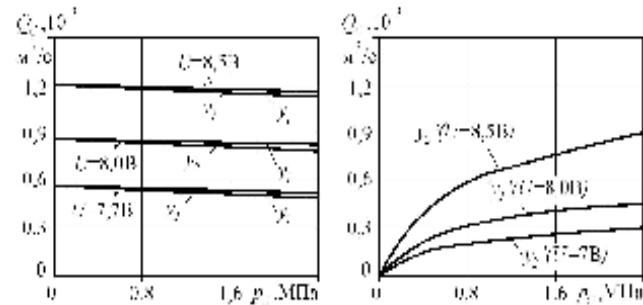


Рисунок 6 — Залежність потоку на виході розподільника від технологічного навантаження: а) — зустрічного, б) — попутного.

Керування на виході ( $y_3$ ) дає більш плавну витратну характеристику  $Q_C(U)$  (рисунок 7).

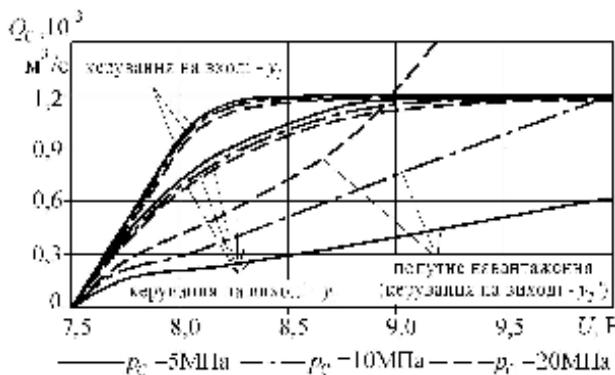


Рисунок 7 — Залежність потоку на виході розподільника від напруги керування на клапанах першого каскаду 9, 10 для різних режимів роботи та способів керування.

В результаті досліджень ГП із запропонованим розподільником отримані наступні переходні процеси (рисунок 8).

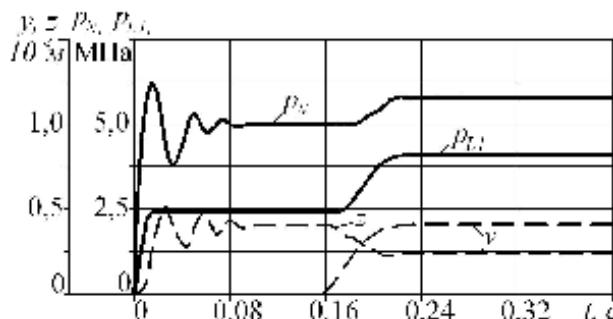


Рисунок 8 — Переходні процеси в розподільнику.

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

### Висновки

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

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

Досліджено роботу пропорційного електрогідралічного розподільника, визначено можні значення конструктивних параметрів, які забезпечують стійку роботу  $c_L = (50-150) \cdot 10^2 \text{Н/м}, f_3 = (1,0-3,0) \cdot 10^{-6} \text{м}^2, k_l = (1,2-1,4), d_z = (15-26) \cdot 10^{-6} \text{м}^2, f_4 = (1,0-2,0) \cdot 10^{-6} \text{м}^2$ .

### Література

1. Гайдо, М. Е. Гидроаппаратура с пропорциональным электрическим управлением: Учебное пособие. — 2-е изд., перераб. и доп. / М.Е. Гайдо.—Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2000.—140 с.

2. Лозінський, Д. О. Пропорційний електрогідралічний розподільник з незалежним керуванням потоків для мобільних машин: автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.02.02 / Д. О. Лозінський; Вінниця 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.—Т.6.—№ 1 (28).—С. 17—24.

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

5. Лур'є, З.Я. Сравнительный анализ схем гидроприводов с дроссельными управлением по эксплуатационным показателям / З.Я. Лур'є, И.А. Чекмасова // Промисловая гидравлика і пневматика.—2007.—№4.—С. 63—65.

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

7. Пат. 41887 України, МПК<sup>8</sup> F15B 11/00 Гідропривід з пропорційним електрогідралічним управлінням / Л.Г. Козлов, Д.О. Лозінський; Заявник та патентовласник Вінницький нац. техн. університет.— №200900907; 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.

Надійшла 13.07.2011 р.