

27. Марик В.Б. Основи методики проектування доліт з новими промивальними вузлами / В.Б. Марик // Нафтова і газова промисловість. – 2000. – № 6. – С. 10–12.
28. Блохин В.С. Повышение эффективности бурового инструмента / В.С. Блохин. – К. : Техника, 1982. – 160 с.
29. Марик В.Б. Актуальні проблеми тришарашкових доліт / В.Б. Марик, Є.І. Крижанівський, В.С. Довжок // Розвідка та розробка нафтогазових і газових родовищ. – 2003. – № 2 (7). – С. 109–112.

Надійшла 3.5.2012 р.
Рецензент: д.т.н. Панчук В.Г.

УДК 621.22-226

Л.Г. КОЗЛОВ, С.М. ЛОЗОВСЬКИЙ, О. Г. ГОНЧАРЕНКО
Вінницький національний технічний університет

ГІДРОПРИВОД З НЕЗАЛЕЖНИМ ВІД НАВАНТАЖЕННЯ РОЗПОДІЛОМ ПОТОКІВ

Розроблений гідропривод з незалежним від навантаження розподілом потоків, який забезпечує одночасну роботу від одного насоса двох гідродвигунів при можливості пропорційного регулювання і стабілізації швидкості кожного з них. На основі розрахункової схеми створено математичну модель і проведені дослідження з виявлення витратних характеристик гідропривода.

Developed a hydraulic drive with load-independent distribution of flow, which provides simultaneous operation of one pump two hydraulic drive with the possibility of proportional control and stabilize the speed of each of them. Based on a design scheme, drawn up a mathematical model and carried out research to identify the flow rate characteristics of a hydraulic actuator.

Ключові слова: гідропривод, розподіл потоків.

Вступ

Перехід на гідроприводи, які керують потоком робочої рідини до гідродвигунів незалежно від навантаження на виконавчих механізмах (гідроциліндрах, гідромоторах) є однією з основних тенденцій на сьогоднішній день. Такі гідроприводи отримали назву «гідроприводи з незалежним від навантаження розподілом потоків» [1, 2].

Вони використовуються в мобільних машинах, які працюють у широких діапазонах зміни швидкостей руху робочих органів. Режими роботи таких гідроприводів характеризуються частими вмиканнями та вимканнями гідророзподільників, змінними величинами швидкості руху та навантаження на робочих органах. Ці обставини з урахуванням того, що гідропривод автоматично реагує на зміну величини потоку до робочого органа і зміну навантаження на гідродвигунах визначають необхідність дослідження витратних характеристик.

Основний розділ

На рис. 1 представлена схема гідропривода, розробленого у ВНТУ. Схема включає в себе насос 1, дроселі 2 та 3, гідроциліндр 4, гідромотор 5, регулятори 6 та 7, золотники 8 та 9 з пружинами 14 та 15, гідролінії 10-12.

Представлена схема гідропривода працює наступним чином.

Витрата Q_N від насоса 1 подається в гідролінію нагнітання 10 та розділяється на 2 частини витрати (Q_1 та Q_2) пропорційні величинам площ f_1 та f_2 дроселів 2 та 3. Витрата Q_1 поступає через робоче вікно F_3 регулятора 6 до циліндра 4, визначаючи швидкість руху V_C його поршня. На вході в гідроциліндр 4 та гідромотор 5 встановлюються тиски p_C та p_M пропорційно навантаженню T_H та моменту M_H . Одночасно робоча рідина під тиском p_1 поступає до регулятора 7, на золотник 9 якого також діє робоча рідина під тиском p_N , що поступає від насоса 1. Золотник 8 регулятора 6 і золотник 9 регулятора 7, що знаходяться під дією тисків p_1 , p_2 , p_N та пружин 13 та 14 відповідно будуть підтримувати на дроселях 2 та 3 постійні перепади тисків $\Delta p_{dp1} = p_N - p_1$ та $\Delta p_{dp2} = p_N - p_2$, що не залежать від величин навантаження T_H та моменту M_H , а відповідно величини витрат $Q_1 = Q_C$ та $Q_2 = Q_M$, що поступають до гідроциліндра 4 та гідромотора 5 не будуть залежати від величини навантаження T_H та моменту M_H . Змінюючи величину площ f_1 та f_2 дроселів 2 та 3 можна пропорційно змінювати величини витрат Q_1 та Q_2 . У випадку, коли $Q_1 + Q_2 > Q_N$, регулятор 7 закривається і вся витрата Q_N насоса 1 буде поступати в лінію нагнітання 10 і далі через дроселі 2, 3 та регулятор 6 до гідроциліндра 4 та гідромотора 5. При цьому вікно F_3 регулятора 6, через який живиться менш навантажений гідроциліндр 4 частково закривається і створюються умови при яких витрати Q_1 та Q_2 , що поступають до гідроциліндра 4 та гідромотора 5

залежать тільки від величин площ відкриття робочих вікон дроселів 2 та 3.

Головною перевагою такого гідропривода є те, що він забезпечує регулювання та підтримання постійними по величині незалежно від навантаження потоків робочої рідини до гідродвигунів, за рахунок застосування регуляторів 6 та 7. Внаслідок цього забезпечується суміщення рухів та стабілізація швидкості виконавчих механізмів, що живляться від одного насоса [3, 4].

Характеристики гідропривода можуть бути визначені по математичній моделі.

Математична модель гідропривода включає в себе рівняння нерозривності потоків для точок А, В, С та D, а також рівняння сил, що діють на золотники 8, 9 та поршень гідроциліндра 4, а також рівняння моментів, що діють на вал гідромотора 5.

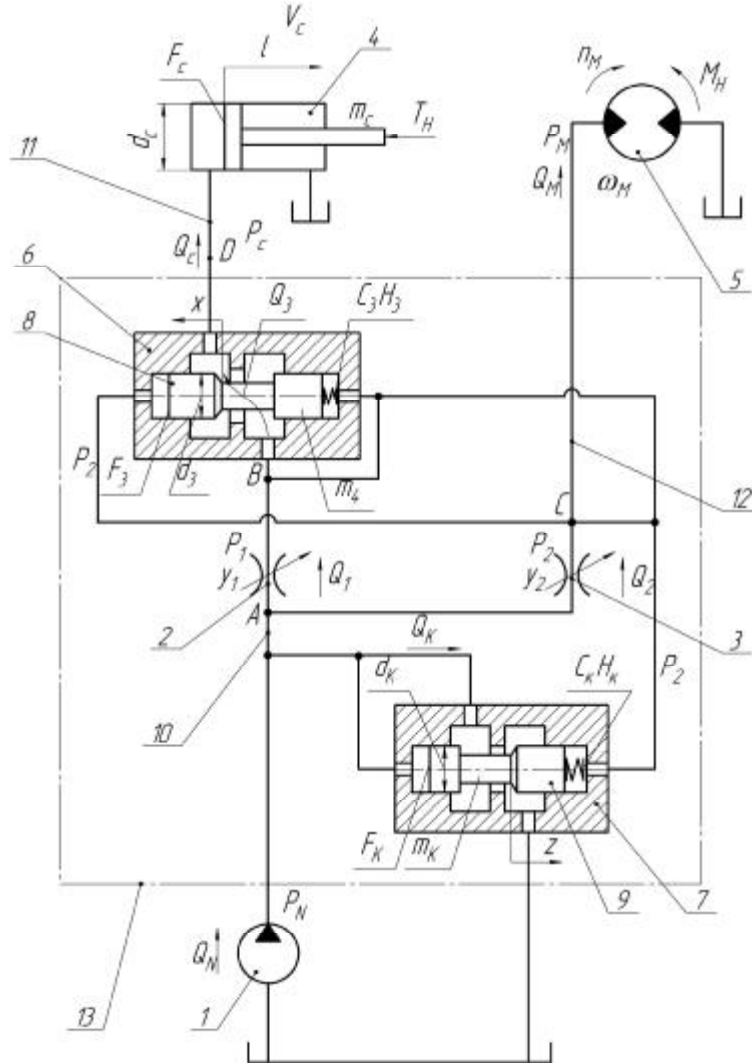


Рис. 1. Схема гідропривода з незалежним від навантаження розподілом потоків

Рівняння математичної моделі складені при наступних припущеннях та спрощеннях:

- температура робочої рідини прийнята постійною;
- хвильові процеси не враховувались;
- режими роботи безкавітаційні;
- втрати тиску в гідролініях не враховувались;
- перетікання робочої рідини в щілинах насоса, гідроциліндра та регуляторів не враховувались [5, 6].

Математична модель, має такий вигляд:

$$\begin{aligned}
 & m \cdot p \cdot d_K \cdot \sin d \cdot z \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_N|}{r}} + m \cdot f_1 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_N - p_1|}{r}} \cdot \text{sign}(p_N - p_1) + m \cdot f_2 \times \\
 & \times \sqrt{\frac{2 \cdot |p_N - p_2|}{r}} \cdot \text{sign}(p_N - p_2) + b \cdot W_A \frac{dp_N}{dt} - Q_N = 0;
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

$$m \cdot f_1 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_N - p_1|}{r}} \cdot \text{sign}(p_N - p_1) = m \cdot p \cdot d_3 \cdot \sin a_3 \cdot x \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_1 - p_C|}{r}} \times$$

$$\times \text{sign}(p_1 - p_C) + b \cdot W_B \frac{dp_1}{dt};$$

$$m \cdot f_2 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_N - p_2|}{r}} \cdot \text{sign}(p_N - p_2) = b \cdot W_C \frac{dp_2}{dt} + q_M \cdot w_M; \quad (3)$$

$$m \cdot p \cdot d_3 \cdot \sin a_3 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_N - p_C|}{r}} \cdot \text{sign}(p_N - p_C) = \frac{dl}{dt} \cdot F_C + b \cdot W_D \frac{dp_C}{dt}; \quad (4)$$

$$p_N \cdot \frac{p \cdot d_K^2}{4} - p_1 \cdot \frac{p \cdot d_K^2}{4} + C_K(H_K + Z) - T_K \cdot \text{sign} \frac{dz}{dt} - b_K \frac{dz}{dt} = 0; \quad (5)$$

$$p_1 \cdot \frac{p \cdot d_3^2}{4} - p_2 \cdot \frac{p \cdot d_3^2}{4} + C_3(H_3 - x) - T_3 \cdot \text{sign} \frac{dx}{dt} - b_3 \frac{dx}{dt} = 0; \quad (6)$$

$$p_C \cdot F_C - b_C \frac{dl}{dt} - T_H - T_C \cdot \text{sign} \frac{dl}{dt} - m_C \frac{d^2 l}{dt^2} = 0; \quad (7)$$

$$\frac{p_M \cdot q_M}{2 \cdot p} - M_H - b_M w_M - M_{\text{тер}} \cdot \text{sign} w_M - J_M \frac{dw_M}{dt} = 0. \quad (8)$$

де Q_N – величина витрат насосу, Q_1 – величина витрат через дросель 2, Q_2 – величина витрат через дросель 3, Q_3 – величина витрати через регулятор 6, p_N – тиск в лінії нагнітання, p_C – тиск в гідроциліндрі 4, p_M – тиск на вході в гідромотор 5, p_1 – тиск на виході з дроселя 2, p_2 – тиск на виході з дроселя 3, W_A , W_B , W_C , W_D – об'єм гідроліній 10, 11 та 12, d_K – діаметр золотника регулятора 7, d_3 – діаметр золотника регулятора 6, m_C – маса поршня гідроциліндра 4, F_C – площа безштокової порожнини гідроциліндра 4, f_1 – площа відкриття робочого вікна дроселя 2, f_2 – площа відкриття робочого вікна дроселя 3, F_3 – площа відкриття робочого вікна регулятора 6, z – координата переміщення кромки золотника регулятора 7, x – координата переміщення золотника регулятора 6, l – координата переміщення штока гідроциліндра 4, r – густина робочої рідини, m – коефіцієнт витрат, C_K – жорсткість пружини регулятора 7, C_3 – жорсткість пружини регулятора 6, d – кут нахилу робочої кромки золотника 9, a_3 – кут нахилу робочої кромки золотника 8, b – коефіцієнт, що враховує сумарну деформацію робочої рідини та гумометалевих рукавів, H_K – початкове стиснення пружини 14, H_3 – початкове стиснення пружини 15, T_H – навантаження на штоці гідроциліндра 4, M_H – момент навантаження на валу гідромотора 5, b_K – коефіцієнт в'язкого демпфування золотника регулятора 7, b_3 – коефіцієнт в'язкого демпфування золотника регулятора 6, b_C – коефіцієнт в'язкого демпфування штока гідроциліндра 4, b_M – коефіцієнт в'язкого демпфування вала гідромотора 5, q_M – робочий об'єм гідромотора 5, w_M – кутова швидкість гідромотора 5, J_M – момент інерції вала гідромотора 5, T_K , T_3 , T_C – сили сухого тертя, що діють на золотник регулятора 7, золотник регулятора 6 та на шток гідроциліндра 4, $M_{\text{тер}}$ – момент сил контактного тертя гідромотора 5.

Рівняння математичної моделі розв'язується за таких початкових умов:

$$p_N(0) = 28 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2; \quad p_1(0) = 12 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2; \quad p_2(0) = 10 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2; \quad p_C(0) = 10 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2;$$

$$x(0) = 0,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}; \quad z(0) = 0; \quad l(0) = 0.$$

Значення основних конструктивних параметрів гідроприводу:

$$Q_N = 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}; \quad d_3 = 20 \cdot 10^{-3} \text{ м}; \quad d_K = 20 \cdot 10^{-3} \text{ м}; \quad d_C = 50 \cdot 10^{-3} \text{ м}; \quad C_K = 30 \cdot 10^4 \text{ Н/м};$$

$$C_3 = 30 \cdot 10^3 \text{ Н/м}; \quad H_3 = 15 \cdot 10^{-3} \text{ м}; \quad H_K = 19 \cdot 10^{-3} \text{ м}; \quad f_1 = 4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2; \quad f_2 = 15 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2; \quad m_C = 50 \text{ кг};$$

$$r = 900 \text{ кг/м}^3; \quad b = 10^{-9} \text{ м}^2/\text{Н}; \quad w = 62,8 \text{ с}^{-1}; \quad q_M = 65 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3; \quad T_H = 500 \text{ кН}, \quad M_H = 50 \text{ кН}.$$

Обробку математичної моделі виконано за допомогою програмного пакета Matlab Simulink – інтерактивного інструмента для моделювання, імітації і аналізу динамічних систем [7]. В процесі обробки математичної моделі, визначається залежність змінних стану гідроприводу від часу.

На рис. 2 наведена залежність швидкості V_C штока гідроциліндра при зміні навантаження T_H гідроциліндра 4.

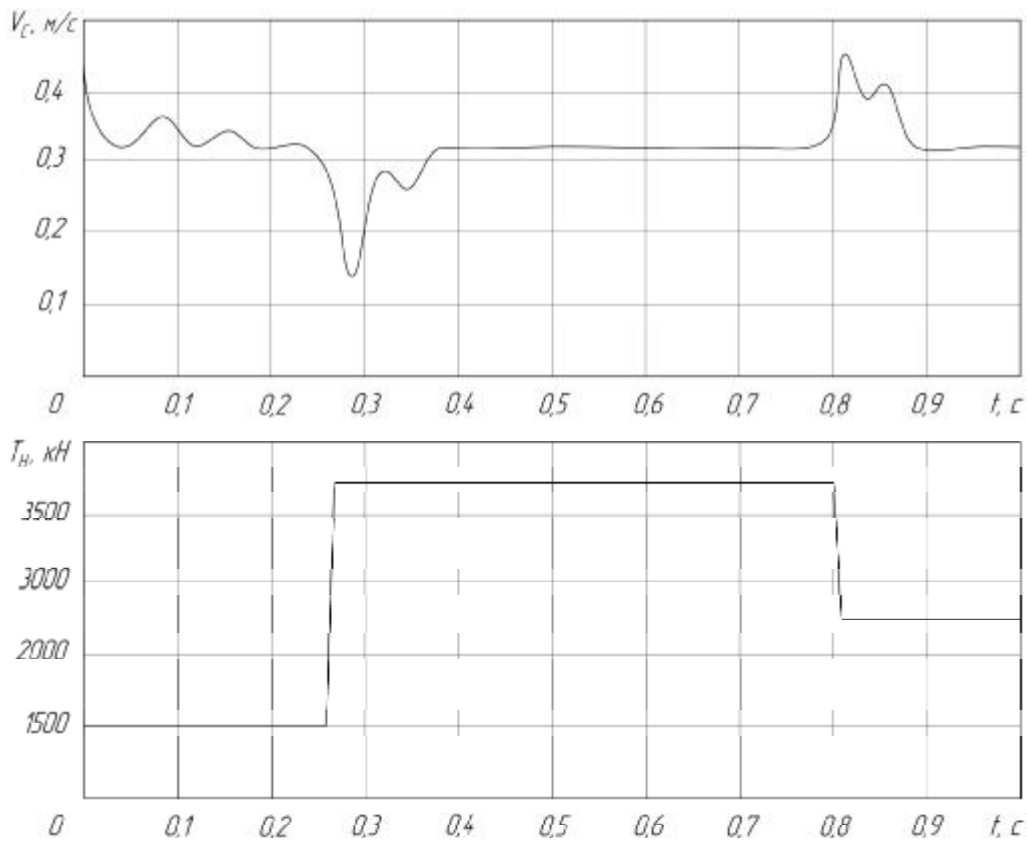


Рис. 2. Залежність швидкості штока V_C гідроциліндра при зміні навантаження T_H

При збільшенні навантаження (рис. 2) швидкість штоку гідроциліндра 4 зменшується, але після спрацювання регуляторів підвищується і стабілізується при $V_C = 0,28$ м/с. При зменшенні навантаження на штоці, швидкість підвищується до $V = 0,45$ м/с, та після спрацювання регуляторів, стабілізується на величині $V = 0,35$ м/с.

На рис. 3 представлені результати залежності витрати робочої рідини гідродвигуна від тиску навантаження (500...4000) кН на виконавчому механізмі при різній величині площі робочого вікна дроселя 2.

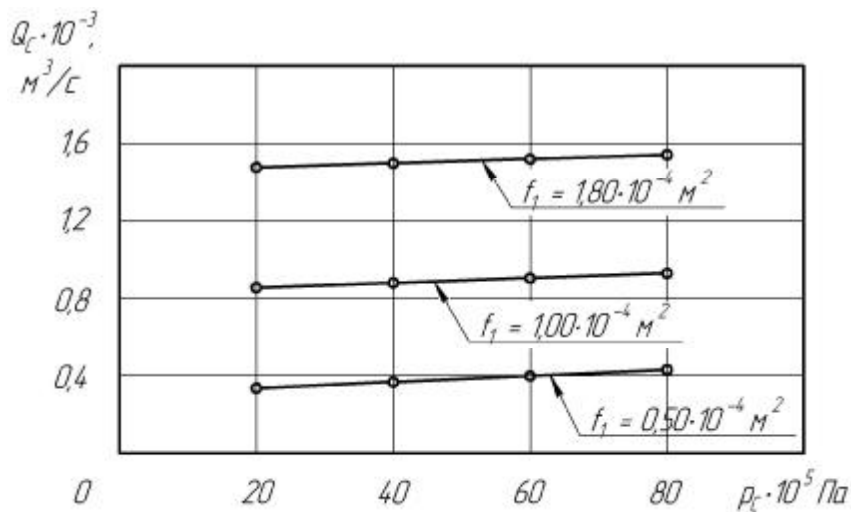


Рис. 3. Залежність витрати Q_C робочої рідини гідроциліндра від тиску P_C навантаження на вході в гідроциліндр

Величина витрати гідроциліндра Q_C пропорційна величині f_1 площі робочого вікна дроселя 2 і залишається стабільною при зміні навантаження на гідроциліндрі.

Оскільки гідроприводи мобільних машин працюють в режимах для яких характерна часта зміна напрямку потоків від насоса до гідродвигунів, величини і напрямку навантаження, то актуальною залишається оцінка динамічних характеристик гідроприводу на стадії проектування.

В роботі [8] наведені вимоги до часу регулювання гідропривода, який при зустрічному навантаженні становить – $T_p = 0,48$ с, при попутному навантаженні – $T_p = 0,63$ с. Час регулювання визначався за видом перехідного процесу розрахованого по математичній моделі. На рис. 4 представлені залежності часу регулювання від конструктивних параметрів гідроприводу.

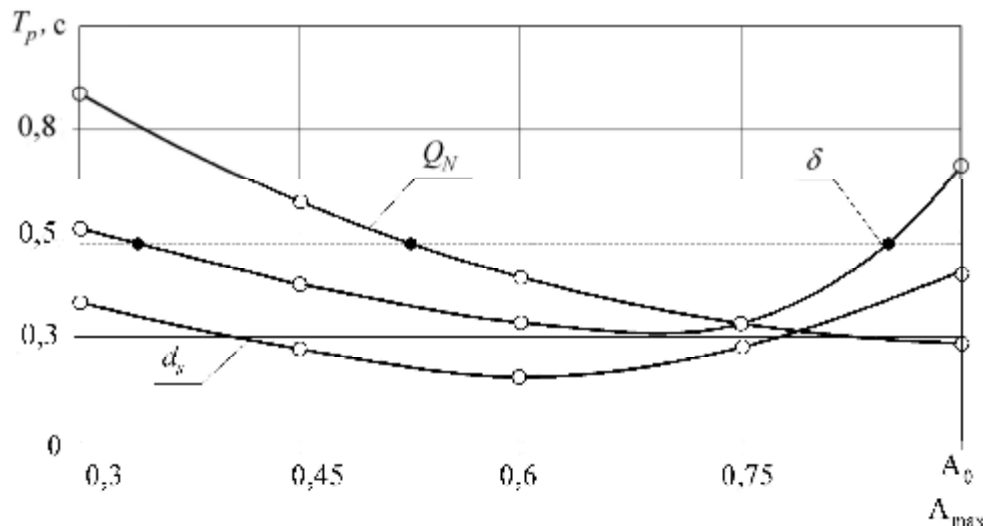


Рис. 4. Залежність часу регулювання T_p від конструктивних параметрів гідроприводу при зустрічному навантаженні

Виявлено можливість забезпечення вимог за часом регулювання в гідроприводу за рахунок раціонального вибору значень параметрів: витрати гідронасосу $Q_N = (1,25...2,5) \cdot 10^{-3}$ м³/с, величини діаметра $d_K = (10...30) \cdot 10^{-3}$ м золотника регулятора 7, величини кута $d = 32...81^\circ$ нахилу кромки золотника регулятора 7.

Висновки

1. Розроблена схема гідропривода забезпечує можливість живлення двох одночасно працюючих гідродвигунів за можливості регулювання і стабілізації швидкості руху кожного з них.

2. Розроблена нелінійна математична модель дозволяє розраховувати статичні та динамічні характеристики гідропривода з незалежним від навантаження розподілом потоків.

Література

1. Beitrag E. Load-sensing Steuerung: Anwendungen und Ausbaustufen // Der Konstrukteur. – 1988. – №5 – s. 60-64.
2. Козлов Л.Г. Вдосконалення системи керування гідроприводів з LS регулюванням: дис. ... на здобуття наук. ступеня канд. наук : 26.04.2000. – Вінниця, 2000. – 320 с.
3. В.А. Принципы LS и LUDV в гидросистемах открытого контура / Бондар В.А. – Суммы, 2003. – 5 с. Рус. – Деп. в ГНТБ Украины 16.02.95; № 362 – Ук95.
4. Modeling and parameter estimation for hydraulic system of excavator's arm / HE Qing-hua, HAO Peng, ZHANG Da-qing // J. Cent. South Univ. Technol – China, 2008. – № 15. – P. 382–386.
5. Абрамов Е.И. Элементы гидропривода (Справочник). / Абрамов Е.И., Колесниченко К.А., Маслов В.Т. – К., «Техніка», 1977. – 320 с.
6. Свешников В.К. Станочные гидроприводы : [справочник] / В.К. Свешников, А.А. Усов – М. : Машиностроение, 1982. – 464 с.
7. Черных И.В. Simulink: среда создания инженерных приложений / И.В. Черных. – М. : Диалог. 2003. – 236 с.
8. Петров О.В. Гідропривод чутливий до навантаження на базі мультирежимного гідророзподільника: дис. ... на здобуття наук. ступ. канд. наук : 22.06.10. – Вінниця, 2010. – 219 с.

Надійшла 10.5.2012 р.
Рецензент: д.т.н. Сивак І.О.