

УДК 621.22

**МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ В ГІДРОПРИВОДІ  
ІЗ КЛАПАННО-ЗОЛТНИКОВИМ РОЗПОДІЛЬНИКОМ  
З ПРОПОРЦІЙНИМ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНИМ УПРАВЛІННЯМ***Л.Г.Козлов, Д.О.Лозінський,**Вінницький національний технічний університет, м. Вінниця*

Гідроапаратура з пропорційним електрогідрравлічним управлінням одержала досить широке застосування в гідроприводах агрегатів і мобільних машин різноманітного призначення (металорізальних верстатах, мобільних машинах та ін).

Застосування в гідроприводах пропорційного електрогідрравлічного управління має ряд принципових переваг:

- по-перше, забезпечення безперервного управління вихідними параметрами гідроприводу і, отже, силовими і кінематичними параметрами робочих органів машин з високою точністю і в дуже широких межах, що істотно розширює функціональні можливості комплектуючого устаткування;

- по-друге, покращення компоновальних рішень приводу, дозволяючи значно скоротити кількість гідроапаратів, трубопроводів і з'єднань в гідроприводі тим самим понизити металоємність машини в цілому.

- по-третє, можливість пропорційного управління, що забезпечує підвищення продуктивності машин, якості виконання робочих операцій та зменшення непродуктивних витрат потужності.

Дистанційне пропорційне електричне управління, сумісне з електронними управляючими системами, забезпечує великі можливості регулювання: від ручного завдання параметрів приводу до мікропроцесорного програмного і адаптивного управління параметрами приводу з точністю, не досяжною іншими методами побудови гідросистем [1, 2, 3].

Метою роботи є розробка пропорційного електрогідрравлічного розподільника для краноманіпуляторної установки на базі гідроприводу.

До гідророзподільників, які використовують в гідроприводах даних машин ставиться ряд вимог, основними з яких є:

- можливість забезпечення роботи декількох робочих органів як поступальної, так і обертальної дії;

- мінімізація енергетичних витрат у широких діапазонах функціонування і регулювання, в тому числі при відключених робочих органах;

- можливість дистанційного управління робочими органами;

- забезпечення високої герметизації порожнин робочих органів.

Для розробки схеми гідроприводу був проведений аналіз схем гідророзподільників із електрогідрравлічним управлінням, в результаті якого можна зробити висновок, що в сучасних мобільних робочих машинах та КМУ, де потрібно забезпечити герметизацію порожнин робочих органів, найбільш перспективним є використання гідророзподільників клапанного та клапанно-золотникового типів (оскільки високої герметизації в золотникових парах можна досягти за рахунок високої точності виготовлення її складових, що збільшує їх вартість).

Таке поєднання значно підвищує точність позиціонування робочих органів гідроприводу, зменшує непродуктивні витрати енергії, а також забезпечує можливість дистанційного управління, в тому числі і від керуючої програми.

На основі проведеного аналізу було розроблено гідравлічну схему розподільника клапанно-золотникового типу із електрогідрравлічним управлінням (рис. 1), де основні елементи – насос 1, допоміжний насос 2, для живлення системи управління, переливна секція 3, робочі секції 4 та гідроциліндри 5. В свою чергу основними елементами робочої секції є розподільчі елементи 6, які управляються сервоклапанами 7 із пропорційними електромагнітами 12, гідрозамки 8 із сервоклапаном управління 9. До складу переливної секції входять запобіжний клапан 16, переливний клапан 10, який управляється сервоклапаном 11 із електромагнітом 15. Логічні клапани 13, 14 забезпечують роботу пристрою в режимі чутливому до навантаження.

На основі даної гідросхеми розроблено розрахункову схему гідроприводу із дослідним зразком розподільника (рис. 2).

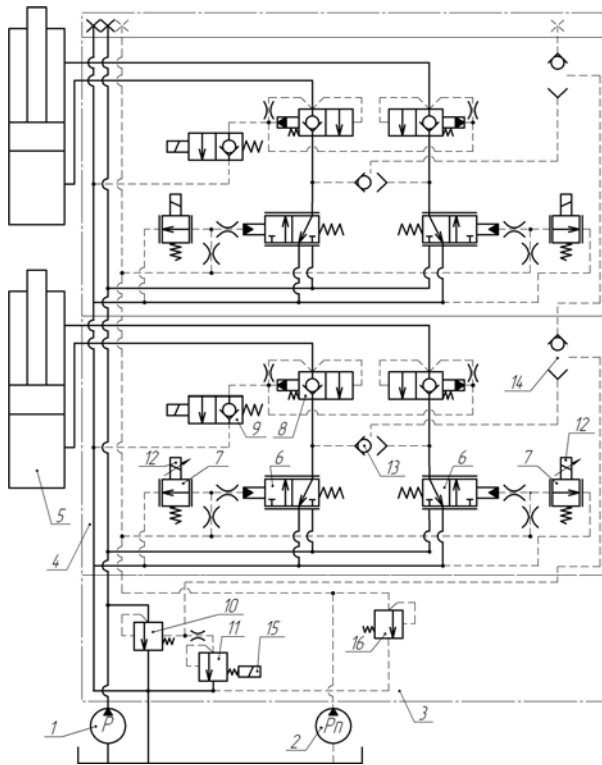


Рис. 1. Гідрравлічна схема розподільника.

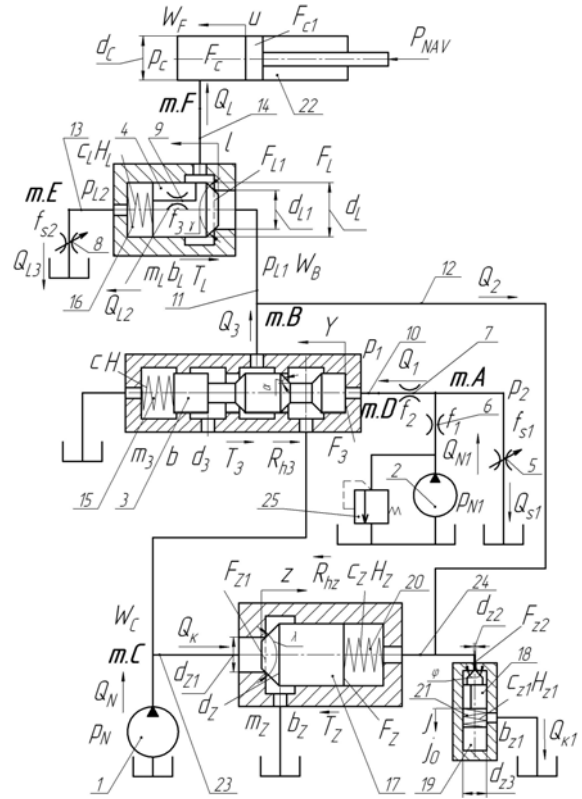


Рис. 2 Розрахункова схема дослідного зразка розподільника

На основі розрахункової схеми гідророзподільника була створена математична модель, яка містить рівняння нерозривності потоків та рівняння сил, що діють на рухомі елементи гідророзподільника (сервоклапани 7, 9 зображені у вигляді регульованих дроселів 5, 8).

$$\begin{aligned} \mu \cdot f_1 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{N1} - p_2|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_{N1} - p_2) &= \mu \cdot f_2 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_2 - p_1|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_2 - p_1) + \\ &+ \mu \cdot \left[ \frac{\pi}{2} \cdot ((x_0 - x) \cdot \sin \beta_1 + 2 \cdot d_{S1}) \cdot (x_0 - x) \cdot \sin \frac{\beta_1}{2} \right] \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{N1} - p_2|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_{N1} - p_2); \\ \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}) &= \mu \cdot \left[ \frac{\pi}{2} \cdot (j \cdot \sin \varphi + 2 \cdot d_{Z2}) \cdot j \cdot \sin \frac{\varphi}{2} \right] \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_{L1}}{\rho}} + \\ &+ \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}} \cdot \text{sign}(p_{L1} - p_C) + \beta \cdot W_B \cdot \frac{dp_{L1}}{dt} + F_Z \cdot \frac{dz}{dt}; \\ \mu \cdot f_2 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_2 - p_1|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_2 - p_1) &= F_3 \cdot \frac{dy}{dt}; \\ 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] \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_N}{\rho}} + \mu \cdot \pi \cdot d_3 \cdot y \cdot \sin \alpha \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_N - p_{L1}|}{\rho}} \times \\ &\times \text{sign}(p_N - p_{L1}) + \beta \cdot W_C \cdot \frac{dp_N}{dt}; \\ \mu \cdot f_3 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_C - p_{L2}|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_C - p_{L2}) &= \mu \cdot \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}}; \\ \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}} \cdot \text{sign}(p_{L1} - p_C) &= \frac{du}{dt} \cdot F_C + \beta \cdot W_F \cdot \frac{dp_C}{dt} + \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & + \mu \cdot f_3 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_C - p_{L2}|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_C - p_{L2}); \\
 m_3 \frac{dV_y}{dt} & = p_1 \cdot F_3 - c \cdot (H + y) - b \frac{dy}{dt} - T \cdot \text{sign} \frac{dy}{dt} - R_{h3}; \\
 m_Z \frac{dV_Z}{dt} & = p_N \cdot F_{Z1} - p_{L1} \cdot F_Z - c_Z \cdot (H_Z + z) - b_Z \frac{dz}{dt} - T_Z \cdot \text{sign} \frac{dz}{dt} - R_{hZ}; \\
 p_{L1} \cdot F_{Z2} & = c_{Z1} \cdot (H_{Z1} + j + j_0) - b_{Z1} \frac{dj}{dt}; \\
 m_L \frac{dV_l}{dt} & = p_{L1} \cdot F_{L1} - p_L \cdot F_L + p_C (F_L - F_{L1}) - c_L \cdot (H_L + l) - b_L \frac{dl}{dt} - T_L \cdot \text{sign} \frac{dl}{dt}; \\
 m_C \frac{dV_u}{dt} & = p_C \cdot F_C - P_{NAV} - b_C \frac{du}{dt} - T_C \cdot \text{sign} \frac{du}{dt}.
 \end{aligned}$$

В математичній моделі позначено:  $x_0$  – початкова координата золотника сервоклапана 5,  $x$  – координанта переміщення золотника сервоклапана 5,  $y$  – координанта положення золотника 3,  $z$  – координанта положення золотника клапана 17,  $l$  – координанта переміщення робочої кромки золотника гідрозамка 4,  $u$  – координанта положення штока циліндра 22,  $s$  – координанта переміщення кромки сервоклапана 8,  $j$  – координанта переміщення сервоклапана 18,  $j_0$  – координанта переміщення штовхача 19,  $p_N$  – тиск в лінії нагнітання, від насоса 1,  $p_{N1}$  – тиск в лінії нагнітання, від допоміжного насоса 2,  $p_1$  – тиск в гідролінії 10, що діє на золотник 3,  $p_2$  – тиск в гідролінії 10,  $p_{L1}$  – тиск в гідролінії 11,  $p_{L2}$  – тиск в гідролінії 13,  $p_C$  – тиск в гідролінії 14,  $P_{NAV}$  – сила навантаження, яка прикладена до штока гідроциліндра 22,  $d_{S1}$  – діаметр каналу сервоклапана 5,  $d_3$  – діаметр золотника 3,  $d_L$  – діаметр золотника гідрозамка 4,  $d_{L1}$  – діаметр вхідного каналу гідрозамка 4,  $d_{L2}$  – діаметр вхідного каналу сервоклапана 8,  $d_{Z1}$  – діаметр вхідного каналу клапана 17,  $\alpha$  – кут нахилу робочої кромки золотника 3,  $\beta_1$  – кут нахилу робочої кромки золотника сервоклапана 5,  $\gamma$  – кут нахилу робочої кромки золотника гідрозамка 4,  $\lambda$  – кут нахилу робочої кромки золотника клапана 17,  $\delta$  – кут нахилу конуса сервоклапана 8,  $f_1$  – площа робочого вікна дроселя 6,  $f_2$  – площа робочого вікна дроселя 7,  $f_3$  – площа відкриття робочого вікна дроселя 9,  $F_3$  – площа торця золотника 3,  $F_Z$  – площа торця клапана 17,  $F_{Z1}$  – площа вхідного каналу клапана 17,  $F_{Z2}$  – площа вхідного каналу сервоклапана 18,  $F_C$  – площа штока циліндра,  $F_{L1}$  – площа вхідного каналу гідрозамка 4,  $c$  – жорсткість пружини 15, що утримує золотник 3 в рівновазі,  $H$  – початкове стиснення пружини 15,  $c_Z$  – жорсткість пружини 20, що утримує клапан 17,  $H_Z$  – початкове стиснення пружини 20,  $c_{Z1}$  – жорсткість пружини 21, що прижимає сервоклапан 18 до сідла,  $H_{Z1}$  – попереднє стиснення пружини 21,  $c_L$  – жорсткість пружини 16, що утримує логічний клапан 4,  $H_L$  – початкове стиснення пружини 16,  $W_B$  – об'єм рідини в лінії 12,  $W_C$  – об'єм рідини в лінії 24,  $W_F$  – об'єм рідини в точці  $F$ ,  $m_3$  – маса золотника 3,  $m_Z$  – маса золотника клапана 17,  $m_L$  – маса золотника гідрозамка 4,  $m_C$  – маса штока гідроциліндра 22,  $b$  – коефіцієнт в'язкого демпфування золотника 3,  $b_Z$  – коефіцієнт в'язкого демпфування клапана 17,  $b_{Z1}$  – коефіцієнт в'язкого демпфування сервоклапана 18,  $b_L$  – коефіцієнт в'язкого демпфування золотника гідрозамка 4,  $b_C$  – коефіцієнт в'язкого демпфування штока гідроциліндра 22,  $R_{h3}$  – гідродинамічна сила, що діє на золотник 3,  $R_{hZ}$  – гідродинамічна сила, що діє на золотник клапана 17,  $T$  – сила тертя, що діє на золотник 3,  $T_Z$  – сила тертя, що діє на золотник клапана 17,  $T_L$  – сила тертя, що діє на золотник гідрозамка 4,  $T_C$  – сила тертя, що діє на шток гідроциліндра 22,  $Q_N$  – потік, що нагнітається насосом 1,  $\rho$  – густина робочої рідини,  $\mu$  – коефіцієнт витрат,  $\beta$  – коефіцієнт, що враховує сумарну деформацію газорідної суміші та гумометалевих рукавів.

Обробку математичної моделі виконано за допомогою програмного пакета MatLAB Simulink, який є інтерактивним інструментом для моделювання, імітації і аналізу динамічних систем, окрім того в ході моделювання є можливість слідкувати за процесами, що проходять в системі [4, 5].

Основна блок-схема розв'язання системи диференціальних рівнянь представлена на рис. 3.

На основі розв'язаної математичної моделі досліджено робочі процеси в системі в динамічних режимах роботи, виявлено нелінійні властивості системи. Для покращення динамічних характеристик гідророзподільника було проведено дослідження впливу конструктивних параметрів системи (кута нахилу кромки основного золотника –  $\alpha$ , коефіцієнтів в'язкого демпфування основного золотника та золотника переливного клапана –  $b$  та  $b_Z$  відповідно) на коливальність, час перехідного процесу та перерегулювання (досліджувана величина – тиск в порожнині гідроциліндра  $p_C$ ) [6, 7].

Рівняння математичної моделі розв'язується для таких початкових умов:

$P_{NAV} = 8000$  Н,  $p_H(0) = 30 \cdot 10^5$  Па,  $p_1(0) = 2,49 \cdot 10^5$  Па,  $p_2(0) = 12,98 \cdot 10^5$  Па,  $p_{L1}(0) = 28 \cdot 10^5$  Па,  $p_{L2}(0) = 0,5 \cdot 10^5$  Па,  $p_C(0) = 26 \cdot 10^5$  Па,  $x(0) = 1,65 \cdot 10^{-3}$  м,  $y(0) = 0$  м,  $z(0) = 0$  м,  $l(0) = 0$  м,  $u(0) = 0$  м, які емітують переміщення золотника сервоклапана 5 (рис. 2) на величину  $x = 1,65 \cdot 10^{-3}$  м із нейтрального положення.

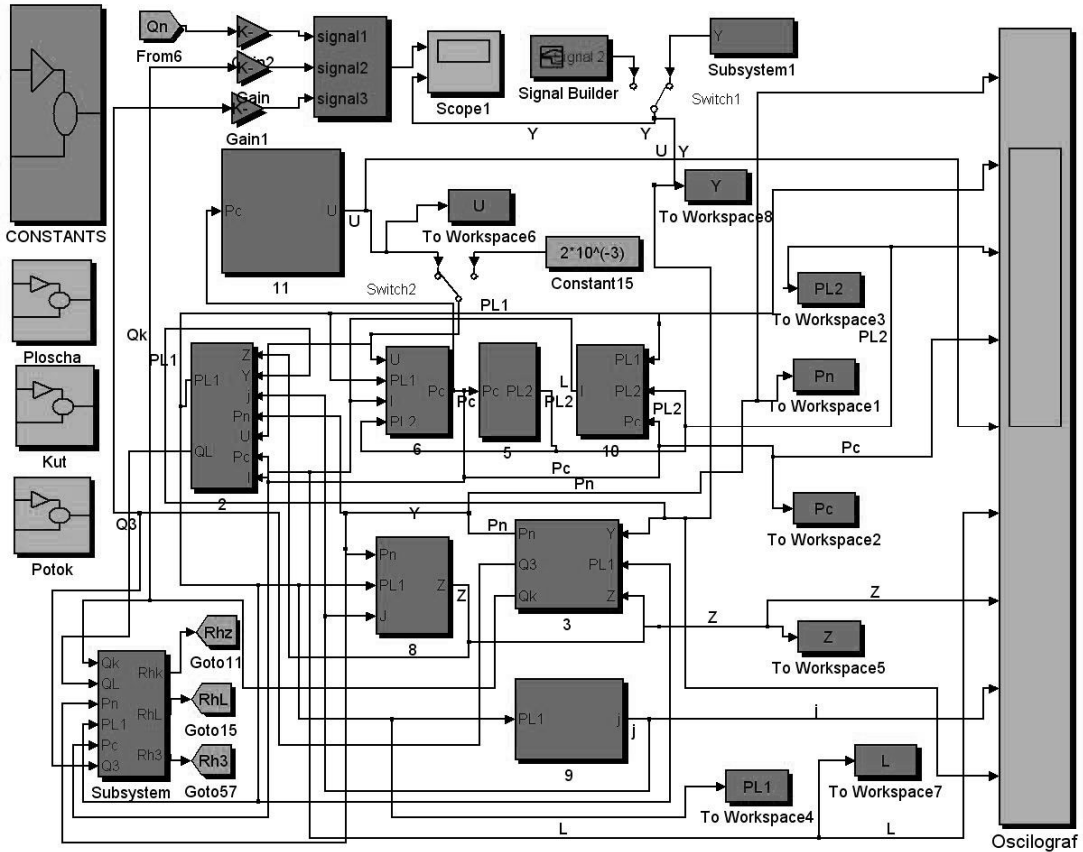


Рис. 3. Блок-схема розв'язання системи рівнянь

В ході розрахунків були використані такі значення постійних величин:  $d_3 = 20 \cdot 10^{-3}$  м,  $d_{SI} = 4 \cdot 10^{-3}$  м,  $d_L = 28 \cdot 10^{-3}$  м,  $d_{L1} = 20 \cdot 10^{-3}$  м,  $d_{L2} = 3 \cdot 10^{-3}$  м,  $d_Z = d_{Z1} = 20 \cdot 10^{-3}$  м,  $f_1 = 1.2 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>,  $f_2 = 0.8 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>,  $f_3 = 0.8 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>,  $\beta = 1 \cdot 10^{-9}$  м<sup>2</sup>·с<sup>2</sup>/кг,  $\rho = 900$  кг/м<sup>3</sup>,  $\mu = 0.7$ ;  $c = 78,309 \cdot 10^3$  Н/м,  $H = 2 \cdot 10^{-3}$  м,  $c_Z = 7,8 \cdot 10^2$  Н/м,  $H_Z = 13,6 \cdot 10^{-3}$  м,  $c_L = 16,31 \cdot 10^3$  Н/м,  $H_L = 9,63 \cdot 10^{-3}$  м,  $Q_N = 1,67 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>/с та ін.

На рис. 4 – 6 показано отримані графіки залежностей динамічних характеристик від конструктивних параметрів системи.

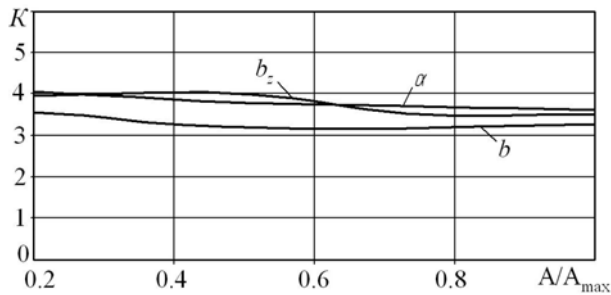


Рис. 4. Залежність коливальності  $K$  від конструктивних параметрів системи  $b$ ,  $b_z$ ,  $\alpha$

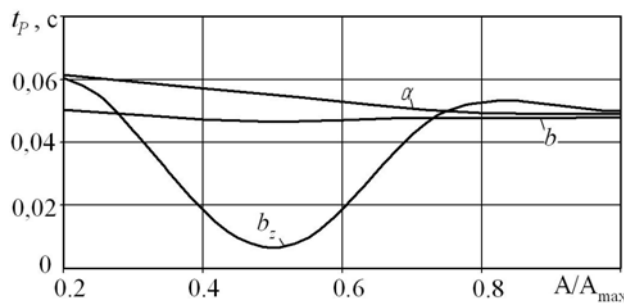


Рис. 5. Залежність часу перехідного процесу  $t_p$  від конструктивних параметрів системи  $b$ ,  $b_z$ ,  $\alpha$

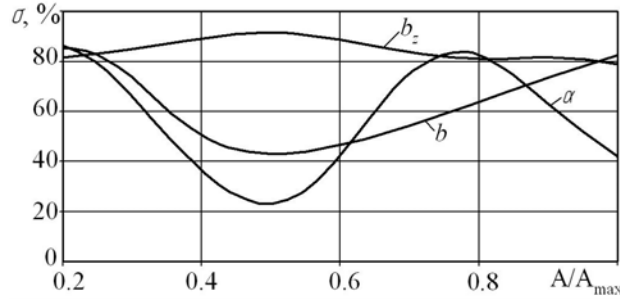


Рис. 6. Залежність перегулювання  $\sigma$  від конструктивних параметрів системи  $b$ ,  $b_z$ ,  $\alpha$

Опираючись на отримані розрахунки була створена конструкція дослідного зразка гідророзподільника, робоча секція якого представлена на рис. 7.

Основні її елементи це корпус 1 із основним золотником 9, логічний клапан 2, із золотником 10, пропорційний сервоклапан 3 із електромагнітом 5, який управляє основним золотником 9, сервоклапан 10 для управління логічним клапаном 2 із електромагнітом 10 та ін.

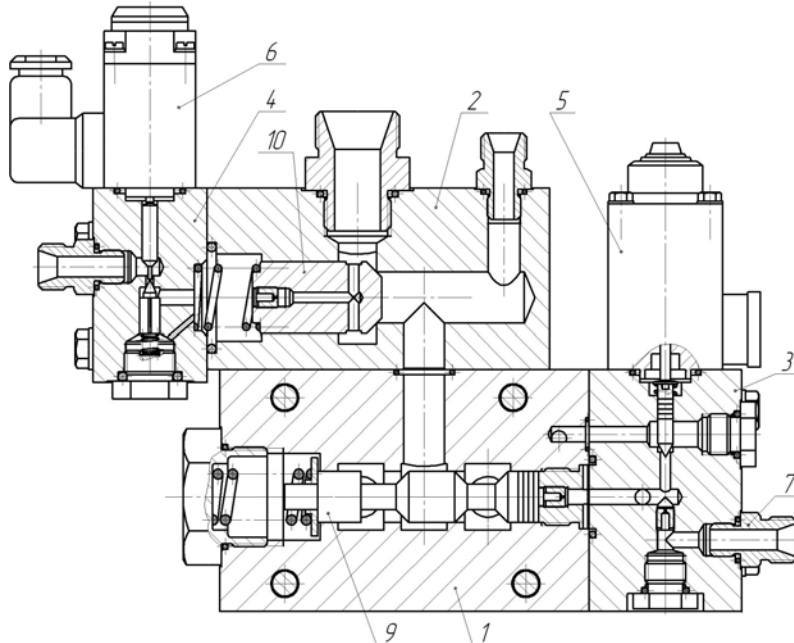


Рис. 7. Конструкція робочої секції гідророзподільника

**Висновки:**

В результаті роботи розроблено схему клапанно-золотникового гідророзподільника із електрогідравлічним управлінням, на основі якої розроблено розрахункову схему та математичну модель гідроприводу із дослідним зразком гідророзподільника.

Проведені дослідження динамічних характеристик гідророзподільника з пропорційним електрогідравлічним управлінням, які виявили суттєво нелінійні властивості системи. Покращення динамічних характеристик можна досягти за рахунок вибору відповідних конструктивних параметрів: кута нахилу кромки основного золотника –  $\alpha = 25..30^\circ$ , коефіцієнта в'язкого демпфування основного золотника –  $b = 100..110$  кг/с, коефіцієнта в'язкого демпфування золотника клапана –  $b_z = 3000$  кг/с.

Отримані дані взяті за основу при розробці конструкції дослідного зразка гідророзподільника з електрогідравлічним управлінням.

**РЕЗЮМЕ**

Разработана гидравлическая схема клапанно-золотникового распределителя с электрогидравлическим управлением, на основе которой создана расчетная схема гидропривода с опытным образцом клапанно-золотникового распределителя с пропорциональным электрогидравлическим управлением.

Разработана математическая модель и проведены исследования характеристик пропорционального гидрораспределителя с электрогидравлическим управлением.

В результате исследований выявлены нелинейные свойства системы, которые проявляются в динамических режимах работы.

На основе результатов исследований были разработаны рекомендации относительно выбора конструктивных параметров системы для обеспечения минимальной колебательности, перерегулирования и времени переходного процесса.

Согласно полученным расчётам была разработана конструкция опытного образца гидрораспределителя.

#### SUMMARY

A hydraulic circuit of the proportional directional unit based on spool and check valves with electro-hydraulic control has been developed. It was used as a basis for the calculation circuit of hydraulic system with the test model of the directional unit based on spool and check valves with electro-hydraulic control.

Mathematical model of the proportional directional unit based on spool and check valves with electro-hydraulic control has been developed and its characteristics have been investigated.

As a result of this research non-linearities of the system in dynamic operation mode were revealed.

On the basis of the research recommendations have been worked out on the choice of the system design parameters in order to provide minimum oscillation, overshoot and transient process time.

In accordance with the obtained calculations test model of the directional control unit has been designed.

#### СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Скворчевский Е.А. Исследование функциональных возможностей гидроаппаратуры с электрическим пропорциональным управлением и областей ее применения в приводах // Вестник машиностроения. – 1988. – № 6. – С.26-30.
2. Дорошко В.И. Гинзбург А.А. Гидрооборудование с дистанционным пропорциональным управлением // Приводная техника. – 1996. – № 0. – С. 26-28.
3. Козлов Л.Г. Вдосконалення систем керування гідроприводів з LS-регулюванням. – Дис. ... канд. техн. наук: 05.02.03. – Вінниця, 2000.
4. Козлов Л.Г., Лозінський Д.О. Використання інтегрованого комплексу пакетів MATLAB та КОМПАС для оптимізації електрогідравлічного розподільника // Інформаційні технології та комп'ютерна інженерія – 2005.– № 2. – С. 95-100.
5. Черных И.В. Simulink: среда создания инженерных приложений. – М.: Диалог-МИФИ, 2003.
6. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. Учебник для ВУЗов, 2-е изд. – М.: Машиностроение – 1987. – 464 с.
7. Козлов Л.Г., Лозінський Д.О. Дослідження нелінійних характеристик системи керування пропорційним розподільником з електрогідравлічним керуванням // Промислова гідраліка і пневматика. – 2008. – № 2 (20). – С.83-86.

*Надійшла до редакції 15.09.2008 р.*