УДК 621.22
Д.О. Лозінський
Вінницький національний технічний університет, м. Вінниця

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГІДРОЗАМКА З ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНИМ УПРАВЛІННЯМ

В роботі представлені результати досліджень впливу конструктивних параметрів гідрозамка з електрогідравлічним управлінням на динамічні характеристики (коливальність, час перехідного процесу) та стійкість роботи гідроагрегату.

Д.А. Лозинский. Исследование динамических характеристик гидрозамка с электрогидравлическим управлением. В работе представленны результаты исследований влияния конструктивных параметров гидрозамка с электрогидравлическим управлением на динамические характеристики (колебательность, время переходного процесса) и стойкость работы гидроагрегата.

D. Lozinsky. Research of the dynamic characteristics of electro-hydraulic lock-valve. Results of researches of influencing of structural parameters of electro-hydraulic lock-valve on dynamic descriptions (vibrations, speed of response) and work stability of hydraulic unit are represented.

Гідроапаратура з пропорційним електрогідравлічним управлінням на сьогоднішній день набула досить широкого поширення в мобільних гідромашинах різноманітного призначення.

Розвиток мобільних машин на основі гідроприводу, де потрібно забезпечувати надійну герметизацію робочих органів та утримування їх в робочому положенні (наприклад краноманіпуляторних установок, вантажних машин різноманітного призначення, підйомників, сільськогосподарської техніки та ін.) призвів до розвитку гідророзподільників, які б забезпечували високі вимоги до герметичності – втрати не більше 2-6 $см^3$/хв [1].

Золотникові пари можуть забезпечувати високу герметичність тільки при досить точному виготовленні їх

складових, що в свою чергу значно підвищує їхню вартість. При серійному типі виробництва економічно вигідним є досягнення втрат в золотниковій парі до 10 $см^3$/хв., при тискові в системі 12,5МПа та в'язкості робочої рідини 36$мм^3$/с.

Тому в мобільних машинах де потрібно забезпечити досить високу герметизацію порожнин робочих органів (втрати не більше 2-6 $см^3$/хв) є доцільним використання в конструкції гідророзподільників керованих зворотних гідроклапанів типу «гідрозамок», що дозволяють рідині проходити в одному напрямку і не дозволяють проходити в іншому (при включеному стані). Таке рішення дозволяє не виготовляти розподільчі елементи гідророзподільника підвищеної точності і забезпечити задані умови герметичності.

Функціональні можливості даних агрегатів значно розширюються при використанні зворотних клапанів з електрогідравлічним управлінням. [1, 2]

Від стабільної роботи гідрозамка залежать не тільки показники герметичності агрегату але й робота усього гідророзподільника в цілому, його динамічні характеристики, тому дослідження в даній галузі є досить актуальними.

До розгляду взято гідрозамок, що є складовою частиною розподільника з пропорційним електрогідравлічним управлінням [3, 4].

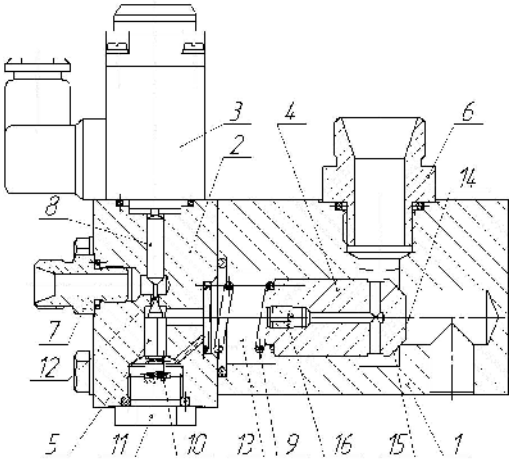

Рис. 1. Гідрозамок із електрогідравлічним управлінням

На рис. 1 представлено конструкцію гідрозамка з електрогідравлічним управлінням, він складається із корпуса 1 в якому розміщено золотник 4, корпуса сервоклапана 2, дискретного електромагніта 3 та ін.

Працює гідрозамок наступним чином – при відсутності сигналу в електромагніті 3 золотник сервоклапана 5 під дією пружини 10, що підпирається упором 11, закриває канал управління 12 що призводить до накопичення тиску в порожнині 13 і закриття гідрозамка. За умови наявності тиску навантаження, що підходить до штуцера 6, рідина проходить через радіальні та осьовий канали золотника 4 збільшуючи тиск в порожнині 13 і забезпечуючи герметизацію закриття золотника 4. Під дією управляючого сигналу, що підходить до електромагніту 3, його шток переміщується вниз, діючи на штовхач 8, який в свою чергу переміщує золотник 5 і з'єднує порожнину 13 через канал 12 та штуцер 7 зі зливом. Падіння тиску в порожнині 13, дозволяє рідині, що діє на торець14 золотника 4 (при русі рідини в прямому напрямку) чи діє на частину конусної поверхні 15 золотника 4 (при русі рідини в зворотному напрямку) переміщувати золотник і відкривати гідрозамок.

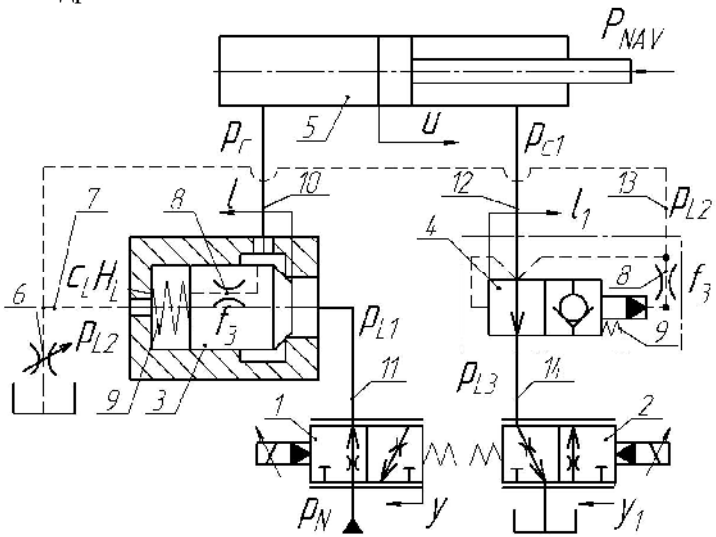

Рис. 2. Розрахункова схема гідроприводу з гідрозамком із електрогідравлічним управлінням

До гідрозамка з електрогідравлічним управлінням ставиться ряд вимог:

- забезпечення відповідної герметичності (втрати не більше 2-6 $см^3$/хв);

- надійність роботи (відкриття та закриття клапана гідрозамка в обох напрямках);

- забезпечення відповідних динамічних характеристик.

Для дослідження роботи гідрозамка та аналізу впливу конструктивних параметрів на характеристики його роботи була створена розрахункова схема (рис.2)

На основі розрахункової схеми була створена математична модель гідроприводу з гідрозамком із електрогідравлічним управлінням (рівняння 1 –8):

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

$$= \mu \cdot \left[\frac{\pi}{2} \cdot (l \cdot sin\gamma + 2 \cdot d_{L1}) \cdot l \cdot sin\frac{\gamma}{2} \right] \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{L1} - p_C|}{\rho}} \times; \quad (1)$$

$$\times sign(p_{L1} - p_C) + \beta \cdot W_C \cdot \frac{dp_{L1}}{dt}$$

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

$$\times sign(P_{L1} - P_C) = \frac{du}{dt} \cdot F_C + \mu \cdot f_3 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_C - p_{L2}|}{\rho}} \times; \quad (2)$$

$$\times sign(p_C - p_{L2}) + \beta \cdot W_B \cdot \frac{dP_C}{dt}$$

$$F_{C1} \cdot \frac{du}{dt} = \mu \cdot \left[\frac{\pi}{2} \cdot (l_1 \cdot sin\gamma + 2 \cdot d_{L1}) \cdot l_1 \cdot sin\frac{\gamma}{2} \right] \times$$

$$\times \sqrt{\frac{2 \cdot P_{C1}}{\rho}} + \mu \cdot f_3 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{C1} - p_{L3}|}{\rho}} \cdot sign(p_{C1} - p_{L3}) + \quad ; \quad (3)$$

$$+ \mu \cdot f_3 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{C1} - p_{L4}|}{\rho}} \cdot sign(p_C - p_{L1}) + \beta \cdot W_E \cdot \frac{dP_{C1}}{dt}$$

$$\mu \cdot \left[\frac{\pi}{2} \cdot (l_1 \cdot sin\gamma + 2 \cdot d_{L1}) \cdot l_1 \cdot sin\frac{\gamma}{2} \right] \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |P_{C1} - P_{L3}|}{\rho}} \times$$
$$\times sign(P_{C1} - P_{L3}) = \beta \cdot W_F \cdot \frac{dP_{L3}}{dt} + \quad ; (4)$$
$$+ \mu \cdot \pi \cdot d_3 \cdot y_1 \cdot sin\alpha \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |P_{L3}|}{\rho}}$$

$$\mu \cdot f_3 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_C - p_{L2}|}{\rho}} \cdot sign(p_C - p_{L1}) +$$
$$+ \mu \cdot f_3 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{C1} - p_{L2}|}{\rho}} \cdot sign(p_{C1} - p_{L2}) = \quad ; \quad (5)$$
$$= \mu \cdot \left[\frac{\pi}{2} \cdot (s \cdot sin\delta + 2 \cdot d_{L2}) \cdot s \cdot sin\frac{\delta}{2} \right] \times$$
$$\times \sqrt{\frac{2 \cdot p_{L2}}{\rho}} + \beta \cdot W_A \cdot \frac{dp_{L2}}{dt} + \beta \cdot W_D \cdot \frac{dp_{L2}}{dt}$$

$$m_L \frac{dV_l}{dt} = P_{L1} \cdot F_{L1} - P_{L2} \cdot F_L + P_C(F_L - F_{L1}) - \quad ; \quad (6)$$
$$- C_L \cdot (H_L + l) - b_L \frac{dl}{dt} - T_L$$

$$m_L \frac{dV_{l_1}}{dt} = P_{L3} \cdot F_{L1} - P_{L4} \cdot F_L + P_{C1}(F_L - F_{L1}) - \quad ; \quad (7)$$
$$- C_L \cdot (H_L + l_1) - b_L \frac{dl_1}{dt} - T_{L1} \cdot sign\frac{dl_1}{dt}$$

$$m_C \frac{dV_u}{dt} = P_C \cdot F_C - P_{C1} \cdot F_{C1} - P_{NAV} - b_C \frac{du}{dt} - \quad . \quad (8)$$
$$- T_C \cdot sign\frac{du}{dt}$$

В математичній моделі позначено: y, y_1 – координати переміщення робочої кромки розподільчих золотників 1 та 2, l, l_1 – координати переміщення робочої кромки золотників гідрозамків 3 та 4, u – координата положення штока циліндра 5, s – координата переміщення кромки сервоклапана 6 (на

розрахунковій схемі зображений у вигляді регульованого дроселя), p_N – тиск від насоса, p_{L2} – тиск в гідролініях 7 та 13, p_C – тиск в гідролінії 7, p_{C1} – тиск в гідролінії 12, p_{L1}, p_{L3} – тиски в гідролініях 11 та 14, P_{NAV} – сила навантаження, яка переміщує шток гідроциліндра 5, d_3 – діаметр розподільчих золотників 4 та 5, d_L – діаметр золотника гідрозамків 3 та 4, d_{L1} – діаметр вхідних каналів гідрозамків 3 та 4, d_{L2} – діаметр вхідного каналу сервоклапана 6, α–кут нахилу робочих кромок золотників 1 та 2, γ – кут нахилу робочих кромок золотників гідрозамків 3 та 4, δ – кут нахилу конуса сервоклапана 6, f_3 – площа відкриття робочого вікна дроселя 8, F_C – площа безштокової поршня циліндра 5, F_{C1} – площа штока поршня циліндра 5, F_{L1} – площа вхідних каналів гідрозамків 3 та 4, c_L – жорсткість пружини 9, що утримує гідрозамок 3, H_L – початкове стиснення пружини 9, W_A, W_B, W_C, W_E, W_D, W_F – об’єми рідини в гідролініях 7, 10, 11, 12, 13 та 14, m_L – маса золотників гідрозамків 3 та 4, m_C – маса штока гідроциліндра 5, b_L – коефіцієнт в’язкого демпфування золотників гідрозамків 3 та 4, b_C – коефіцієнт в’язкого демпфування штока гідроциліндра 5, R_{hl}, R_{hl1} – гідродинамічна сила, що діє на золотники гідрозамків 3 та 4, T_L, T_{L1} – сила тертя, що діє золотники гідрозамків 3 та 4 відповідно, T_C – сила тертя, що діє на шток гідроциліндра 5, ρ – густина робочої рідини, μ – коефіцієнт витрат, β – коефіцієнт, що враховує сумарну деформацію газорідинної суміші та гумометалевих рукавів та ін.

В ході розрахунків були використані такі значення постійних величин: $d_3 = 20 \cdot 10^{-3}$ м, $d_{S1} = 4 \cdot 10^{-3}$ м, $d_{L1} = 20 \cdot 10^{-3}$ м, $d_{L2} = 3 \cdot 10^{-3}$ м, $\beta = 1 \cdot 10^{-9}$ м·с^2/кг, $\mu = 0.7$; $H_L = 7 \cdot 10^{-3}$ м, $p_N = 10 \ldots 150 \cdot 10^5$ Па та ін.

Обробку математичної моделі виконано за допомогою програмного пакета MatLAB Simulink, який є інтерактивним інструментом для моделювання, імітації і аналізу динамічних систем [3, 5, 6].

На основі розв’язаної математичної моделі досліджено робочі процеси в системі в динамічних режимах роботи.

Для забезпечення бажаних характеристик гідроагрегату було проаналізовано вплив конструктивних параметрів гідрозамка на його роботу.

Герметичність гідрозамка визначається забезпеченням відповідних допусків форм та розміщення його складових частин, а

також точності їх виготовлення. Можливість відкриття та закриття гідрозамка при заданих перепадах тисків залежить від величин площ поверхонь 14, 15 (рис. 1) [2].

Оскільки величини площ поверхонь 14, 15 (рис. 1) залежать від діаметрів d_L, d_{L1}, надалі для дослідження будемо користуватися коефіцієнтом k_l, який визначається:

$$k_l = \frac{d_L}{d_{L1}}. \qquad (9)$$

Для покращення динамічних характеристик гідрозамка було проведено дослідження впливу конструктивних параметрів системи (жорсткості пружин 9 гідрозамків – c_L, площі відкриття робочого вікна дроселів 8 – f_3 та коефіцієнта k_l) на коливальність та час перехідного процесу координат переміщення золотників гідрозамків – l, l_1 в різних режимах роботи агрегату.

Під час проведення досліджень параметри, що характеризують умови роботи гідропривода, змінювались в певних, визначених діапазонах: c_L = 40..180·10^2 Н/м, f_3 = 0..5·10^{-6} м^2, k_l = 1,1..1,5.

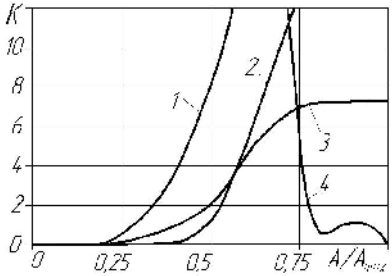

Рис. 3. Залежність коливальності від жорст-кості пружини гідрозамка c_L: 1–для l, 2 – для l_1 (в режимі відкриття), 3 – для l_1 в режимі закриття, 4 – для l_1 в режимі відкриття від коефіцієнта k_l.

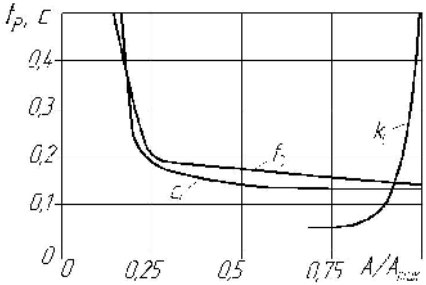

Рис. 4. Залежність часу перехідного процесу від жорсткості пружини гідрозамка c_L, площі відкриття робочого вікна дроселів 8 f_3 та від коефіцієнта k_l при закритті гідрозамка.

На рис. 3 представлені графіки залежності коливальності координати переміщення робочої кромки золотників гідрозамків

від жорсткості пружини гідрозамка c_L та коефіцієнта k_l для різних режимів роботи гідрозамка, а саме в режимі відкриття та закриття.

На рис. 4 представлені графіки залежності часу перехідного процесу від жорсткості пружини гідрозамка c_L, площі відкриття робочого вікна дроселів 8 f_3 та коефіцієнта k_l при закритті гідрозамка.

Проаналізувавши представлені залежності можна побачити, що збільшення жорсткості пружини 9 призводить до збільшення коливальності, а при жорсткості більше 100 н/м^2 система взагалі переходить в автоколивальний режим. Проте надмірне зменшення жорсткості веде до нестабільної роботи гідрозамка в режимі закриття, що в свою чергу призводить до погіршення характеристик роботи усього гідроприводу. В свою чергу збільшення коефіцієнта k_l призводить до зменшення коливальності та збільшення часу перехідного процесу, а при значеннях менших 1,1 гідрозамок взагалі не може працювати в стійкому режимі.

Користуючись графіками на рис. 3, 4 можна побудувати діаграми впливу конструктивних параметрів на стійкість роботи гідрозамка (рис. 5, 6, штриховка направлена в сторону зони стійкості).

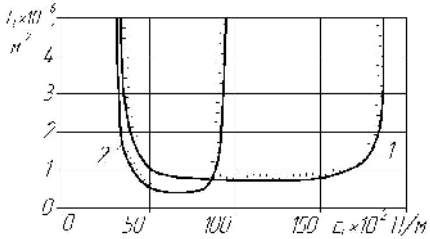

Рис. 5. Вплив жорсткості пружини гідрозамка c_L та площі відкриття робочого вікна дроселів 8 на стійкість роботи гідрозамка для різних тисків насоса: 1 – p_N =15МПа, 2 – p_N=0,3МПа.

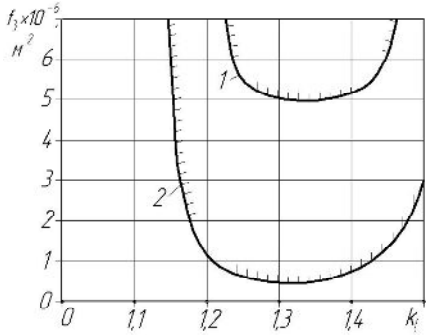

Рис. 6. Вплив коефіцієнта k_l та площі відкриття робочого вікна дроселів 8 на стійкість роботи гідрозамка для різних тисків насоса: 1 – p_N =15МПа, 2 – p_N=0,3МПа.

Висновки

Дослідження проведені на основі математичної моделі дозволили визначити основні конструктивні параметри, які вливають на герметичність та стабільність роботи гідрозамка із заданими динамічними характеристиками в усіх режимах роботи.

Досліджено вплив конструктивних параметрів агрегату (жорсткості пружини гідрозамка $c_{L,}$ площі відкриття робочого вікна дроселів 8 та коефіцієнта k_l) на стійкість, час перехідного процесу та коливальність. Визначено значення конструктивних параметрів гідрозамка, які визначають межі стійкої роботи гідроагрегату: c_L = 45..75·10^2 Н/м, f_3 =0,8..4·10^{-6} м^2, k_l = 1,23..1,43.

Отримані дані використані при виготовленні гідравлічного замка з електрогідравлічним управлінням.

1. Васильєв Л.Ф., Флер Д.Е., Гроздиев М.Ю., Калинина Т.И. Современное состояние и перспективы развития гидроприводов в тракторах: Обзорная информ. Серия1. «Тракторы и двигатели».– Выпуск 4.– М.: ЦНИИТЭИ Итракторосельхозмаш, 1989.– 48с.
2. Е.И. Абрамов, К.А. Колесниченко, В.Т. Маслов. Элементы гидропривода (Справочник).– К: Техніка, 1977. – 320с.
3. Козлов Л.Г., Лозінський Д.О. Моделювання робочих процесів в гідроприводі із клапанно-золотниковим розподільником з пропорційним електрогідравлічним управлінням // Вісник донецького університету, Сер. А: Природничі науки– 2008.– № 2.– С. 156-161.
4. Заявка №U200900907 МПК$_8$ F15B 11/08. Гідропривод з пропорційним електрогідравлічним управлінням // Л.Г. Козлов, Д.О. Лозінський; заявл. 06.02.09.
5. Л.Г. Козлов, Д.О. Лозінський Використання інтегрованого комплексу пакетів MATLAB та КОМПАС для оптимізації електрогідравлічного розподільника // Інформаційні технології та комп’ютерна інженерія – 2005.– № 2. – С. 95–100.
6. Черных И.В. Simulink: среда создания инженерных приложений. – Диалог-МИФИ, 2003.