

ВПЛИВ ПАРАМЕТРІВ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ГІДРОПРИВОДУ ЧУТЛИВОГО ДО НАВАНТАЖЕННЯ ПІД ЧАС РОБОТИ У РЕЖИМІ ЗАХИСТУ ВІД ПЕРЕВАНТАЖЕННЯ

Вінницький національний технічний університет

Анотація

Розглянуто гідропривод чутливий до навантаження та визначено вплив конструктивних параметрів переливного клапана гідророзподільника на характеристики гідроприводу під час роботи у режимі захисту від перевантаження

Ключові слова: гідропривод чутливий до навантаження, гідророзподільник, час перехідного процесу, перерегулювання за тиском, перевантаження.

Abstract

Presented hydraulic drive sensible to load and the influence of the design parameters of the relief valve of the directional control valve on the characteristics during operation mode overload protection.

Keywords: load sensing hydraulic drive, directional control valve, the transition process, pressure overshoot, overload.

Вступ

В промисловості України набувають розповсюдження мобільні робочі машини з гідроприводом, чутливим до навантаження (LS). Такі гідроприводи на базі нерегульованого насоса забезпечують мінімізацію втрат потужності за рахунок відповідності тиску насоса до суми тисків навантаженого гідродвигуна та зрівноважувального перепаду тиску, що утворюється за допомогою переливного клапана на робочому вікні розподільного золотника пропорційного гідророзподільника [1]. При сталій величині зрівноважувального перепаду тиску витрата гідродвигуна пропорційна відкриттю робочого вікна розподільного золотника гідророзподільника та не залежить від навантаження на гідродвигуні. Таким чином, у гідроприводах, чутливих до навантаження зменшуються втрати потужності, що по відношенню до виробленої потужності забезпечує підвищення ККД системи керування гідроприводом [2].

Особливості роботи гідроприводів, чутливих до навантаження ще потребують досліджень. Зокрема недостатньо вивчено питання забезпечення динамічних характеристик гідроприводу у різних режимах роботи. Розробка гідроприводу, що забезпечує необхідні характеристики у різних режимах роботи, є актуальною науково-технічною задачею.

Результати дослідження

На кафедрі ТАМ (ВНТУ) розроблено нову схему гідроприводу, чутливого до навантаження на базі мультирежимного гідророзподільника (рис. 1) [3]. Гідропривод складається з гідронасоса 1, мультирежимного гідророзподільника (МГР) 2, гідроциліндра 3 та бака 4. Мультирежимний гідророзподільник складається з робочої секції 5 та запобіжно-переливної секції 6. Робоча секція 5 містить: розподільний золотник 7 з пружиною 8, логічний клапан 9, канали 10 та 11, а також механізм двостороннього гідрозамка. Запобіжно-переливна секція 6 містить: переливний клапан 26, запобіжний клапан 27 та дросель 28. Переливний клапан 26 містить золотник 34, з осьовим 35 та радіальними отворами 36 та 37, плунжер 38, пружини 39 та 40, дросель 41 та допоміжний дросель 42. Запобіжний клапан 27 складається з золотника 46 та пружини 47. Також МГР має гідролінію нагнітання 48, гідролінію зливу 49, гідролінію керування 50, а також робочі гідролінії 51 та 52.

Розглянемо вплив величини зрівноважувального перепаду тиску Δp на T_p та σ при умовах тиску на гідроциліндрі $p_{Ц} = 260 \cdot 10^5$ Па та витрати $Q_{Ц} = 1,3 \cdot 10^{-3}$ м³/с (рис. 2).

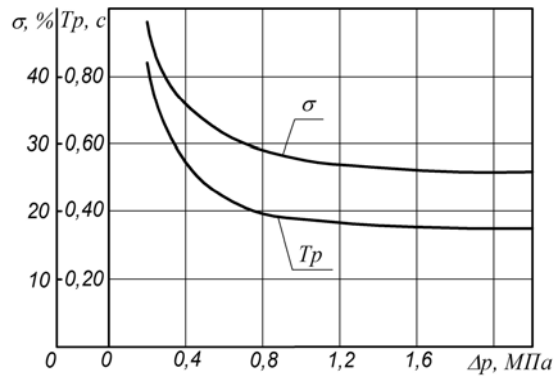


Рис. 2. Вплив величини Δp на T_p та σ

З рис. 2 видно, що величини T_p та σ зменшуються із збільшенням величини Δp .

При дослідженні вплив на динамічні характеристики гідроприводу конструктивних параметрів МГР розглядалися такі параметри та діапазони їх змін: жорсткість пружини золотника переливного клапана $c = (1,2 \dots 2,5) \cdot 10^4$ Н/м, діаметр золотника переливного клапана $d_K = (12 \dots 24) \cdot 10^{-3}$ м, діаметр хвостовика золотника переливного клапана $d_X = (6 \dots 16) \cdot 10^{-3}$ м, діаметр золотника запобіжного клапана $d_S = (2 \dots 6) \cdot 10^{-3}$ м та величина кута конусу золотника запобіжного клапана $\gamma = 90 \dots 140^\circ$.

На рис. 3.3 а) та б) представлено вплив конструктивних параметрів переливного c , d_K , d_X та запобіжного клапанів d_S , γ МГР на значення величини T_p та σ при умовах тиску на гідроциліндрі $p_{Ц} = 260 \cdot 10^5$ Па та витрати $Q_{Ц} = 1,3 \cdot 10^{-3}$ м³/с.

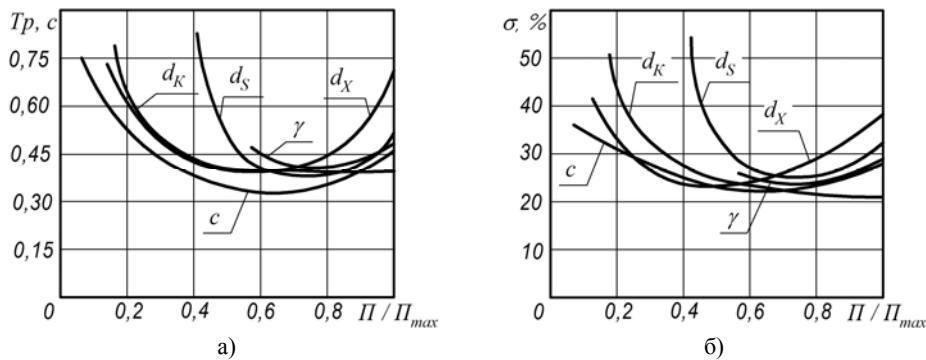


Рис. 3. Залежність значення T_p (а) та σ (б) від конструктивних параметрів переливного клапана МГР

З рис. 3 а) та б) видно, що конструктивні параметри переливного та запобіжного клапанів МГР неоднозначно впливають на значення T_p та σ . Значення $T_p < 0,5$ с та $\sigma < 30$ % забезпечується параметрами МГР у діапазонах: $c = (1,6 \dots 2,0) \cdot 10^4$ Н/м, $d_K = (18 \dots 22) \cdot 10^{-3}$ м, $d_X = (9 \dots 12) \cdot 10^{-3}$ м, $d_S = (4,8 \dots 5,6) \cdot 10^{-3}$ м та $\gamma = 120 \dots 140^\circ$. Зафіксуємо значення $c = 1,8 \cdot 10^4$ Н/м, $d_S = 5 \cdot 10^{-3}$ м та $\gamma = 130^\circ$.

Висновки

Під час роботи роботи гідроприводу, чутливого до навантаження на базі мультирежимного гідророзподільника в режимі захисту від перевантаження зменшення величини зрівноважувального перепаду тиску Δp збільшує значення часу перехідного процесу T_p та величини перерегулювання за тиском σ . Крім того, значення T_p та σ залежать від конструктивних параметрів переливного та запобіжного клапанів МГР, і при значеннях жорсткості пружини золотника переливного клапана $c = 1,8 \cdot 10^4$ Н/м, діаметра золотника запобіжного клапана $d_S = 2,2 \cdot 10^{-3}$ м, кута конусу золотника запобіжного клапана $\gamma = 130^\circ$, діаметра золотника переливного клапана $d_K = (18 \dots 22) \cdot 10^{-3}$ м, діаметра хвостовика золотника переливного клапана $d_X = (9 \dots 12) \cdot 10^{-3}$ м забезпечуються $T_p < 0,5$ с та $\sigma < 30$ %.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Бондарь В. А. Система Load-Sensing в сельскохозяйственной технике / В. А. Бондарь // Вибрации в технике и технологиях. – 2003. – № 4 (30). – С. 19–25.
2. Васильев Л. В. Современные требования к гидросистемам сельскохозяйственных тракторов / Л. В. Васильев // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2004. – № 1. – С. 20–25.
3. Козлов Л. Г. Енергоощадний гідропривод, чутливий до навантаження, на базі мультирежимного гідророзподільника / Л. Г. Козлов, О. В. Петров // Промислова гідравліка і пневматика. – 2012. – № 2(36). – С. 77–80.
4. Мультирежимний LS-гідропривод на базі пропорційного гідророзподільника : монографія / Ю.А. Буренніков, Л.Г. Козлов, О.В. Петров. – Вінниця : ВНТУ, 2012. – 152 с.

Петров Олександр Васильович — канд техн. наук, доцент кафедри технологій та автоматизації машинобудування, Вінницький національний технічний університет, м. Вінниця

Науковий керівник: **Козлов Леонід Геннадійович** — д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри технологій та автоматизації машинобудування, Вінницький національний технічний університет, м. Вінниця

Petrov Olexandr V. — Cand. Sc. (Eng), Assistant Professor of Mechanical Engineering and Automation Technology, Vinnytsia National Technical University, Vinnytsia

Supervisor: **Kozlov Leonid G.** — Dr. Sc. (Eng.), Professor, Head of the Chair of Mechanical Engineering and Automation Technology, Vinnytsia National Technical University, Vinnytsia