

УДК 621.22

О. В. Петров, Л. Г. Козлов, М. П. Коріненко, Є. С. Гарбуз

ВПЛИВ ПАРАМЕТРІВ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ LS-ГІДРОПРИВОДУ ПІД ЧАС РОБОТИ В РЕЖИМІ РОЗВАНТАЖЕННЯ ГІДРОНАСОСА

Вінницький національний технічний університет

У статті розглянуто розроблений авторами LS-гідропривод на базі мультирежимного гідророзподільника та визначено вплив конструктивних параметрів переливного клапана гідророзподільника на характеристики гідроприводу під час роботи у режимі розвантаження гідронасоса

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

В Україні, у різних галузях народного господарства та промисловості, де експлуатуються мобільні робочі машини з гідроприводом, набуває широкого розвитку застосування LS-гідроприводів. У LS-гідроприводах із нерегульованим гідронасосом забезпечується мінімізація втрат потужності за рахунок відповідності тиску гідронасоса до суми тиску навантаженого гідродвигуна та зрівноважувального перепаду тиску, що утворюється за допомогою переливного клапана на робочому вікні розподільного золотника пропорційного гідророзподільника. 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 LS-гідроприводах зменшуються втрати потужності, що по відношенню до виробленої потужності забезпечує підвищення ККД системи керування гідроприводом [1–4].

На сьогодні особливості LS-гідроприводів вивчені недостатньо. Зокрема, невирішеним залишається питання зміни величини зрівноважувального перепаду тиску відповідно до режиму роботи гідроприводу. Також при розробці схеми LS-гідроприводу необхідно не тільки досягнути зменшення втрат потужності, але і забезпечити необхідні характеристики гідроприводу в різних режимах роботи.

Розробка LS-гідроприводу, що забезпечує зменшення втрат потужності, а також необхідні характеристики у різних режимах роботи, є актуальною науково-технічною задачею.

ОСНОВНА ЧАСТИНА

На кафедрі ТАМ (ВНТУ) розроблено нову схему LS-гідроприводу на базі мультирежимного гідророзподільника (рис. 1) [5]. 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.

Гідропривод працює у чотирьох режимах: розвантаження гідронасоса, регулювання витрати гідродвигуна, максимальної витрати гідродвигуна та захисту від перевантаження. Переважну більшість часу гідропривод працює у режимах розвантаження гідронасоса та регулювання витрати гідродвигуна.

При роботі гідроприводу в режимі розвантаження гідронасоса робоча рідина подається гідронасосом 1 у робочу 5 та запобіжно-переливну 6 секції. У робочій секції в цьому режимі розподільний золотник 7 знаходиться в нейтральному положенні (як показано на рис. 1) і гідроциліндр 3 знаходиться у нерухомому положенні, оскільки при цьому гідрозамок залишається закритий. Тиск керування p_r у каналах 10 та 11 дорівнює атмосферному і, відповідно, таке ж саме значення тиску передається через логічний клапан 9 по гідролінії керування 50 до правого торця золотника 34. В запобіжно-переливній секції в цьому режимі відбувається основний та допоміжний злив робочої рідини. Основний злив робочої рідини у бак 4 виконується завдяки подоланню зусилля

пружини 39 та зміщенню золотника 34 праворуч в результаті дії тиску p_H робочої рідини, що нагнітається гідронасосом 1 і діє на лівий торець золотника 34 площею f_K . Допоміжний злив робочої рідини проходить через допоміжний дросель 42, радіальний 36 та осьовий 35 отвори золотника 34 у бак 4. При цьому, радіальний отвір 36 та осьовий отвір 35 золотника 34 відкриті в результаті встановлення плунжера 38 у крайнє праве положення під дією пружини 40.

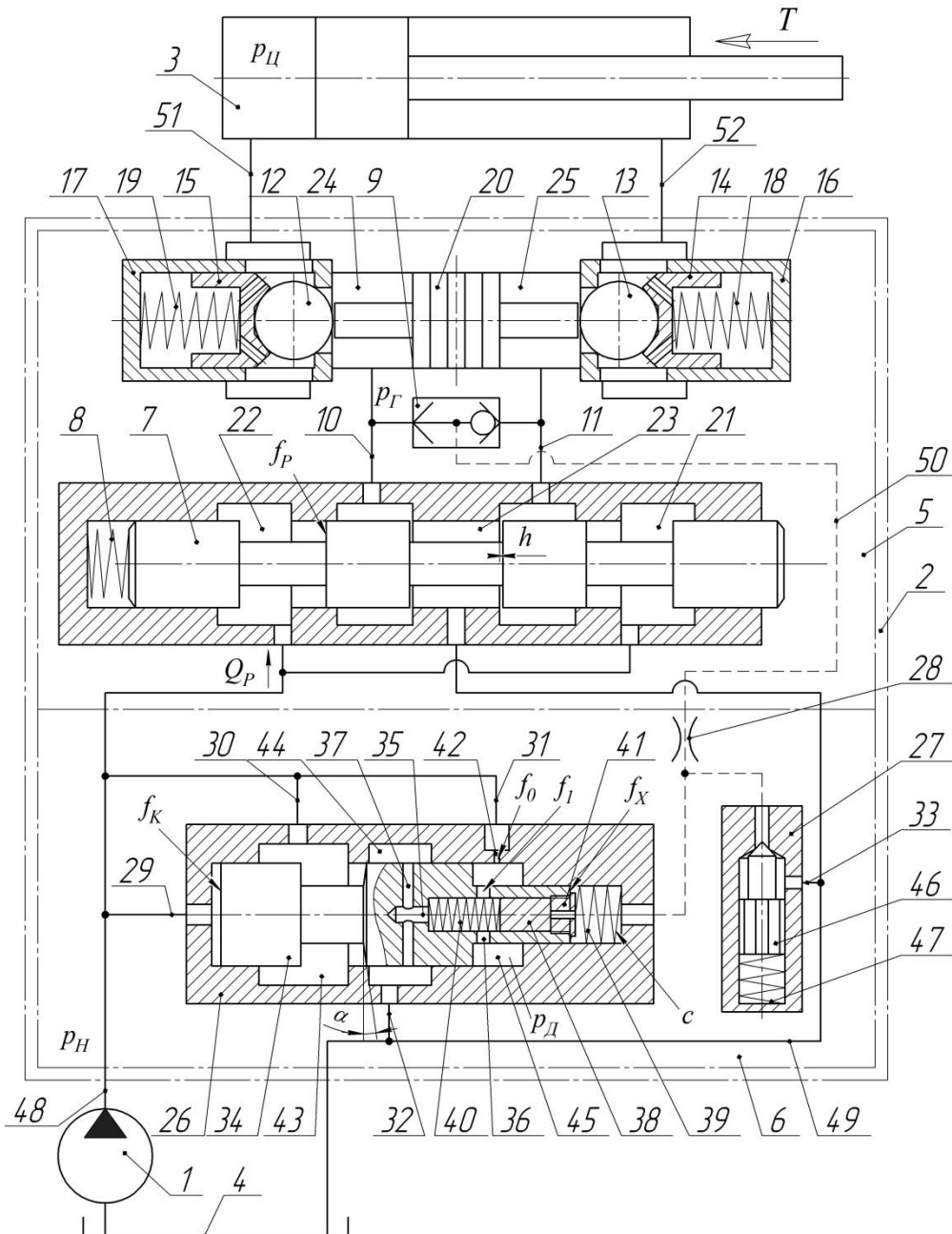


Рисунок 1 – Схема LS-гідроприводу на базі мультирежимного гідророзподільника

Тиск p_D у допоміжній камері 45 дорівнює атмосферному, а тиск гідронасоса p_H буде визначатись із рівняння

$$p_H \cdot f_K = p_D \cdot (f_K - f_X) + p_G \cdot f_X + c \cdot H. \quad (1)$$

Оскільки тиски p_D та p_G незначні за величиною, то рівняння (1) може бути записане так:

$$p_H \cdot f_K = c \cdot H, \quad (2)$$

або

$$p_H = \frac{c \cdot H}{f_K} = \frac{4 \cdot c \cdot H}{\pi \cdot d_K^2}. \quad (3)$$

Таким чином, під час роботи гідроприводу в режимі розвантаження гідронасоса тиск гідронасоса p_H залежить від діаметра d_K золотника 34, що визначає значення площі f_K , жорсткості c і попереднього стиснення H пружини 40 переливного клапана 26, що є параметрами системи керування гідроприводом.

Тиск p_H , при якому відбувається злив робочої рідини під час роботи гідроприводу у режимі розвантаження гідронасоса, є важливим параметром і має бути мінімально можливим, оскільки при цьому забезпечується збереження характеристик робочої рідини (температура, в'язкість і т. д.) у межах необхідних норм. Наприклад, у гідроприводі постійної витрати на базі гідророзподільника P100 $p_H = (0,3...0,5)$ МПа [6]. У відомих LS-гідроприводах [6] тиск p_H в режимі розвантаження гідронасоса відповідає величині зрівноважувального перепаду тиску Δp і складає $p_H = (1,4...2,0)$ МПа.

Запропонована схема LS-гідроприводу на базі мультирежимного гідророзподільника, у режимі розвантаження гідронасоса може працювати з величиною $p_H = (0,2...0,3)$ МПа, тобто меншою за величину зрівноважувального перепаду тиску $\Delta p = (0,7...0,8)$ МПа. Це забезпечується додатково введеним плунжером (див. рис. 1, поз. 7), що у режимі розвантаження гідронасоса знаходиться у крайньому правому положенні і значення тиску p_H , під яким робоча рідина від гідронасоса буде зливатися у бак, визначатиметься із рівняння (3). Із рівняння (3) випливає, що величина тиску p_H утворюється сполучення конструктивних параметрів переливного клапана МГР – c , H та d_K .

Для визначення характеру впливу параметрів системи керування гідроприводу на формування величини тиску p_H під час роботи гідроприводу в режимі розвантаження гідронасоса, розроблена його розрахункова схема та математична модель. Для розв'язання математичної моделі використано програму MATLAB [7].

На рис. 2 представлено вплив параметрів системи керування гідроприводом на формування величини тиску p_H . Значення параметрів взяті у діапазонах – $c = (1,2...2,5) \cdot 10^4$ Н/м, $H = (3...15) \cdot 10^{-3}$ м та $d_K = (12...24) \cdot 10^{-3}$ м, при температурі робочої рідини $t = 50$ °С.

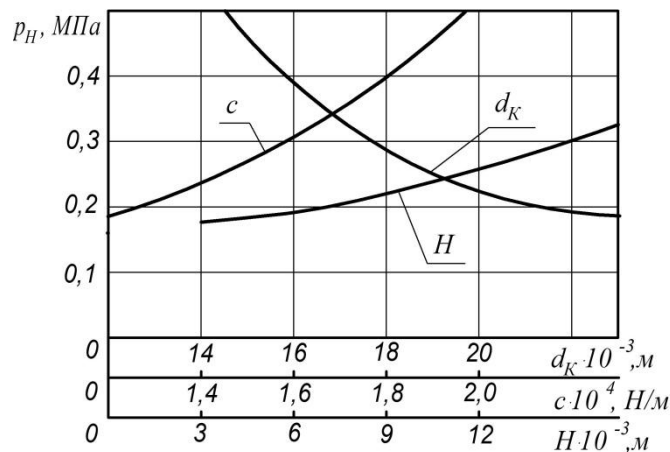
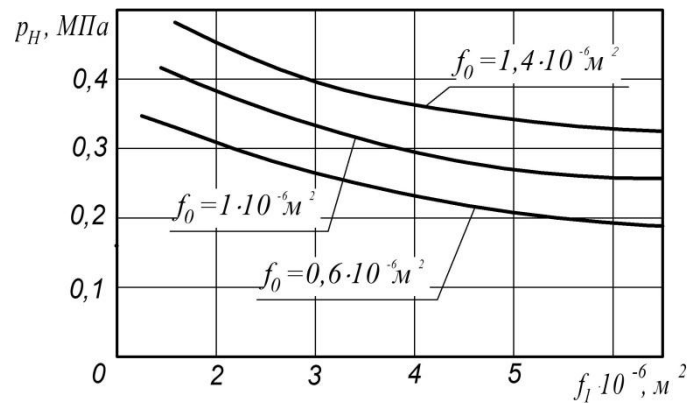


Рисунок 2 – Вплив параметрів системи керування d_K , c , H на формування величини тиску p_H

З рисунка 2 видно, що параметри: діаметр золотника переливного клапана d_K та жорсткість c пружини золотника переливного клапана, значно впливають на формування величини тиску p_H , а значення попереднього стиснення пружини H набагато менше змінює величину p_H . Тому у подальших дослідженнях величина H не буде розглядатись.

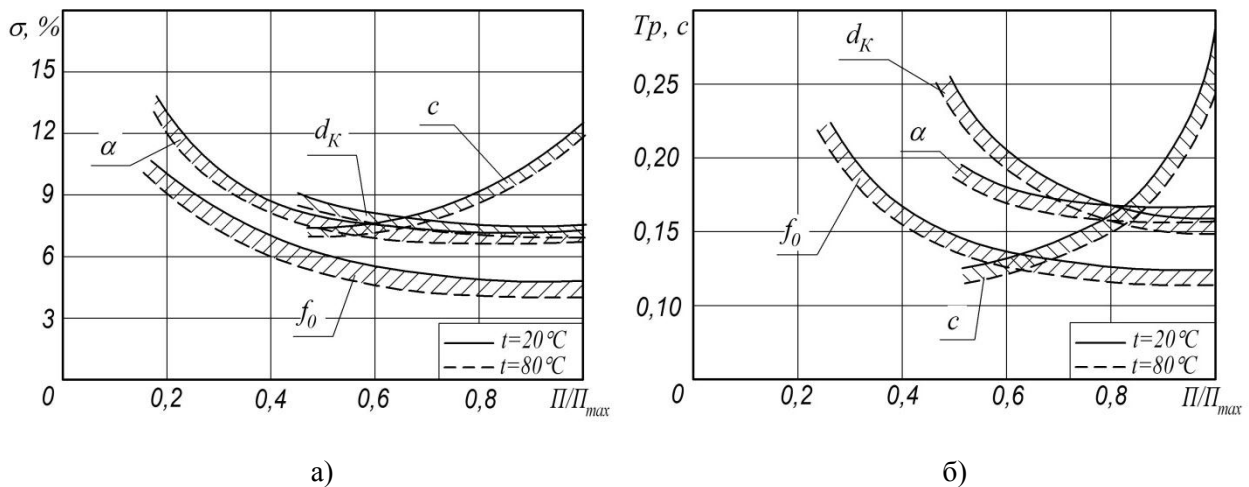
Розглянемо вплив площі допоміжного дроселя переливного клапана f_0 та площі радіальних отворів хвостовика переливного клапана f_1 (див. рис. 1, поз. 13), які забезпечують злив робочої рідини через допоміжну камеру (див. рис. 1, поз. 14) переливного клапана, на формування величини тиску p_H при сталих значеннях $c = 1,6 \cdot 10^4$ Н/м, $H = 9 \cdot 10^{-3}$ м та $d_K = 20 \cdot 10^{-3}$ м (рис. 3).

Рисунок 3 – Вплив значень площ дроселів f_0 та f_1 на формування величини тиску p_H

З рис. 3 видно, що збільшення площі f_0 допоміжного дроселя переливного клапана призводить до збільшення величини p_H , а збільшення площі f_1 радіальних отворів хвостовика переливного клапана – зменшує значення p_H . Таким чином, значення площі f_1 вибираємо рівним $5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$, що забезпечує мінімальні значення тиску $p_H = (0,17 \dots 0,3) \text{ МПа}$.

Розглянемо вплив параметрів системи керування – $d_K = (12 \dots 24) \cdot 10^{-3} \text{ м}$, $f_0 = (0,4 \dots 1,6) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$, $c = (1,2 \dots 2,5) \cdot 10^4 \text{ Н/м}$ та $\alpha = 60 \dots 90^\circ$ (величина кута нахилу кромки золотника переливного клапана) на динамічні характеристики гідроприводу у режимі розвантаження гідронасоса при зміні температури робочої рідини від $t = 20^\circ \text{ C}$ до $t = 80^\circ \text{ C}$.

На рис. 4 подано вплив параметрів d_K , f_0 , c та α на значення величини σ перерегулювання за тиском та часу перехідного процесу T_p при зміні температури $t^\circ \text{ C}$ робочої рідини, де Π та Π_{\max} – поточне та максимальне значення параметрів d_K , f_0 , c та α .

Рисунок 4 – Вплив параметрів системи керування гідроприводом на величину перерегулювання за тиском σ (а) та часу перехідного процесу T_p (б) під час роботи в режимі розвантаження гідронасоса

З рис. 4а видно, що збільшення d_K , f_0 та α веде до зменшення σ , тоді як збільшення c веде до збільшення σ , причому зміна температури робочої рідини змінює значення σ до 5%. А з рисунка 4б видно, що збільшення d_K , f_0 та α веде до зменшення T_p , а збільшення c – до збільшення T_p , причому зміна температури робочої рідини змінює значення T_p до 7%.

ВИСНОВКИ

Розроблено нову схему LS-гідроприводу, в якому під час роботи в режимі розвантаження гідронасоса забезпечується мінімізація величини тиску гідронасоса до значень $p_H = (0,17 \dots 0,3) \text{ МПа}$ за рахунок вибору значень параметрів переливного клапана мультирежимного гідророзподільника – діаметра d_K та жорсткості c пружини золотника переливного клапана, площі допоміжного дроселя переливного клапана f_0 та площі радіальних отворів хвостовика переливного клапана f_1 . Отримані залежності тиску гідронасоса p_H , а також динамічних характеристик гідроприводу від співвідношень

параметрів системи керування гідроприводом, що дозволяють визначити рекомендації щодо забезпечення мінімізації значень часу перехідного процесу T_p та величини перерегулювання σ у гідроприводі під час його роботи в режимі розвантаження гідронасоса.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Васильев Л. В. Совершенствование тракторных гидроприводов / Л. В. Васильев, Д. Е. Флеер // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2001. – № 1. – С. 36–42.
2. Бондарь В. А. Система Load-Sensing в сельскохозяйственной технике / В. А. Бондарь // Вибрации в технике и технологиях. – 2003. – № 4 (30). – С. 19–25.
3. Васильев Л. В. Современные требования к гидросистемам сельскохозяйственных тракторов / Л. В. Васильев // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2004. – № 1. – С. 20–25.
4. Козлов Л. Г. Энергоощадный гидропривод, чувливий до навантаження, на базі мультирежимного гідророзподільника / Л. Г. Козлов, О. В. Петров // Промислова гідравліка і пневматика. – 2012. – № 2(36). – С. 77–80.
5. Пат. 43441 UA, МПК F15B 13/04 (2009.01) Гідропривод для незалежного від навантаження управління витратою / Козлов Л. Г., Петров О. В.; заявник і патентовласник Вінницький національний технічний університет. – № u200906776; заявл. 30.06.2009; опубл. 10.08.2009, Бюл. № 15.
6. Мультирежимный LS-гідропривод на базі пропорційного гідророзподільника : монографія / Ю. А. Буренніков, Л. Г. Козлов, О. В. Петров. – Вінниця : ВНТУ, 2012. – 152 с.
7. Петров О. В. Інтерфейс обміну даних у середовищі Matlab Simulink для математичного моделювання робочих процесів у гідроприводі, чутливому до навантаження / О. В. Петров, Л. Г. Козлов, С. М. Лозовський, О. С. Дроздов // Вісник Сумського державного університету. Сер. технічні науки. – 2011. – № 3. – С. 103–110.

REFERENCES

1. Vasylev L.V. Sovershenstvovanye traktornykh hydropryvodov / L.V. Vasylev, D.E. Fleeer // Traktory i selskokhoziaistrennye mashyny. – 2001. – № 1. – S. 36–42. (Rus)
2. Bondar V. A. Systema Load-Sensing v selskokhoziaistvennoi tekhnike / V.A. Bondar // Vybratsyy v tekhnike y tekhnolohiyakh. – Vinnytsia : VDAU, 2003. – № 4(30). – S.19–25. (Rus)
3. Vasylev L. V. Sovremennyye trebovaniya k hydrosystemam selskokhoziaistvennykh traktorov / L.V. Vasylev // Traktory i selskokhoziaistrennye mashyny. – 2004. – № 1. – S.20–25. (Rus)
4. Kozlov L. H. Enerhooshchadnyi hidropryvod, chutlyvyi do navantazhennia, na bazi multyrezhymnoho hidrorozpodilnyka / L. H. Kozlov, O. V. Petrov // Promyslova hidravlika i pnevmatyka. – Vinnytsia : VNAU, 2012. – № 2(36). – S.77–80. (Ukr)
5. Pat. 43441 UA, MPK F15B 13/04 (2009.01) Hidropryvod dlia nezalezhnogo vid navantazhennia upravlinnia vytratoiu / Kozlov L. H., Petrov O. V.; zaiavnyk i patenyovlasnyk Vinnytskyi natsionalnyi tekhnichnyi universytet. – № u200906776; zaiavl. 30.06.2009; opubl. 10.08.2009, Biul. №15, 2009 r. (Ukr)
6. Mulytrezhymnyi LS-hidropryvod na bazi proportsiinoho hidrorozpodilnyka : monohrafiia / Yu. A. Buriennikov, L. H. Kozlov, O. V. Petrov. – Vinnytsia : VNTU, 2012. – 152 s. (Ukr)
7. Petrov O. V. Interfeis obminu danykh u seredovyshchi Matlab Simulink dlia matematychnoho modeliuвання robochych protsesiv u hidropryvodi, chutlyvomu do navantazhennia / O. V. Petrov, L. H. Kozlov, S. M. Lozovskyi, O. S. Drozdov // Visnyk Sumskoho derzhavnoho universytetu. Ser. Tekhnichni nauky. – 2011. – № 3. – S. 103–110. (Ukr)

О. В. Петров, Л. Г. Козлов, М. П. Коріненко, Є. С. Гарбуз

ВПЛИВ ПАРАМЕТРІВ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ LS-ГІДРОПРИВОДУ ПІД ЧАС РОБОТИ В РЕЖИМІ РОЗВАНТАЖЕННЯ ГІДРОНАСОСА

Вінницький національний технічний університет

Об'єкт дослідження – LS-гідропривод під час роботи в режимі розвантаження гідронасоса.

Мета роботи – зменшення тиску гідронасоса, часу перехідного процесу та величини перерегулювання за тиском гідронасоса під час роботи у режимі розвантаження гідронасоса.

При роботі гідроприводу у режимі розвантаження гідронасоса важливим параметром є тиск p_H , під яким відбувається злив робочої рідини. У відомих LS-гідроприводах величина тиску p_H складає (1,4...2,0) МПа, яка відповідає величині зрівноважувального перепаду тиску Δp , що викликає підвищення втрат потужності. З метою зменшення величини тиску p_H в режимі розвантаження гідронасоса, запропоновано нову схему LS-гідроприводу на базі мультирежимного гідророзподільника, до складу якого входить запобіжно-переливна секція, в якій за рахунок введення спеціального плунжера відбувається зміна параметрів системи керування, що дозволило зменшити величину тиску p_H до значень (0,17...0,3) МПа. Мінімізація величини тиску p_H забезпечується сполученням конструктивних параметрів переливного клапана запобіжно-переливної секції. В результаті додаткових теоретичних досліджень визначено, що отримані сполучення конструктивних параметрів не збільшують час перехідного процесу та величину перерегулювання за тиском під час роботи гідроприводу в режимі розвантаження гідронасоса.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: ГІДРОПРИВОД, ГІДРОРОЗПОДІЛЬНИК, ПЕРЕЛИВНИЙ КЛАПАН, СИСТЕМА КЕРУВАННЯ, ЗМЕНШЕННЯ ВТРАТ ПОТУЖНОСТІ.

Петров Олександр Васильович, кандидат технічних наук, доцент, Вінницький національний технічний університет, доцент кафедри технологій та автоматизації машинобудування ВНТУ, e-mail: petrovov@ukr.net, тел. (0432) 598323, Україна, 21021, м. Вінниця, вул. Хмельницьке шосе, 95, кімн. 1210.

Козлов Леонід Геннадійович, доктор технічних наук, доцент, Вінницький національний технічний університет, професор кафедри технологій та автоматизації машинобудування ВНТУ, e-mail: osna2030@gmail.com, тел. (0432) 598169, Україна, 21021, м. Вінниця, вул. Хмельницьке шосе, 95, кімн. 1112.

Коріненко Микола Петрович, Вінницький національний технічний університет, аспірант кафедри технологій та автоматизації машинобудування ВНТУ, e-mail: k_n_p@ukr.net, Україна, 21021, м. Вінниця, вул. Хмельницьке шосе, 95.

Гарбуз Євгеній Сергійович, Вінницький національний технічний університет, студент факультету машинобудування та транспорту ВНТУ, e-mail: evgen_1995@ukr.net, Україна, 21021, м. Вінниця, вул. Хмельницьке шосе, 95.

O. V. Petrov, L. G. Kozlov, M. P. Korinenko, Ye. S. Garbuz

INFLUENCE OF THE CONTROL SYSTEM PARAMETERS ON THE CHARACTERISTICS OF LS HYDRAULIC DRIVE DURING ITS OPERATION IN THE HYDRAULIC PUMP UNLOADING MODE

Vinnytsia National Technical University

Target of the research – LS hydraulic drive during its operation in the hydraulic pump unloading mode.

Aim of the research – reduction of the hydraulic pump pressure, transient process time and pressure overshoot value during operation in the hydraulic pump unloading mode.

Pressure p_H of the discharged working fluid is an important parameter during hydraulic drive operation in the hydraulic pump unloading mode. In the known hydraulic drives the value of pressure p_H is 1.4...2.0 MPa, that corresponds to the balancing pressure difference value Δp . This results in the increased power losses. In order to reduce the value of pressure p_H in the hydraulic pump unloading mode, a new LS hydraulic drive circuit on the basis of a multimode directional control valve is proposed. The latter includes a pressure relief section, where the change of the control system parameters takes place due to the introduction of a special plunger. This has made it possible to reduce the value of pressure p_H to 0.17...0.3 MPa. Minimization of the value of pressure p_H is provided by the combination of design parameters of the pressure relief section. As a result of additional theoretical studies, it was determined that the obtained combination of the design parameters do not increase transient process time and pressure overshoot value in the hydraulic pump unloading mode.

KEYWORDS: HYDRAULIC DRIVE, DIRECTIONAL CONTROL VALVE, CONTROL SYSTEM, REDUCTION OF POWER LOSSES.

Petrov Oleksandr V., Cand. Sc. (Eng.), Ass. Professor, Vinnytsia National Technical University, Ass. Professor of the Chair of Machine-building technology and Automation VNTU, e-mail: petrovov@ukr.net, tel. (0432) 598323, Ukraine, 21021, Vinnitsia, 95, Khmelnytsky Highway St., apt. 1210.

Kozlov Leonid G., Dr. Sc. (Eng.), Professor, Vinnytsia National Technical University, Professor of the Chair of Machine-building technology and Automation VNTU, e-mail: osna2030@gmail, тел. (0432) 598169, Ukraine, 21021, Vinnitsia, 95, Khmelnytsky Highway St., apt. 1112.

Korinenko Mykola P., Vinnytsia National Technical University, Post-graduate Student of the Chair of Machine-building technology and Automation VNTU, e-mail: k_n_p@ukr.net, Ukraine, 21021, Vinnitsia, 95, Khmelnytsky Highway St., apt. 1114.

Garbuz Yevhenii S., Vinnytsia National Technical University, student of the Faculty of Machine-Building and Transport VNTU, e-mail: evgen_1995@ukr.net, Ukraine, 21021, Vinnitsia, 95, Khmelnytsky Highway St.

А. В. Петров, Л. Г. Козлов, Н. П. Кориненко, Е. С. Гарбуз

ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ LS-ГИДРОПРИВОДА ПРИ РАБОТЕ В РЕЖИМЕ РАЗГРУЗКИ ГИДРОНАСОСА

Винницкий национальный технический университет

Объект исследования – LS-гидропривод во время работы в режиме разгрузки гидронасоса.

Цель работы – уменьшение давления гидронасоса, времени переходного процесса и величины перерегулирования по давлению гидронасоса при работе в режиме разгрузки гидронасоса.

При работе гидропривода в режиме разгрузки гидронасоса важным параметром является давление p_H , под которым происходит слив рабочей жидкости. В известных LS-гидроприводах величина давления p_H составляет (1,4...2,0) МПа, которая соответствует величине уравнивающего перепада давления Δp , что вызывает повышение потерь мощности. С целью уменьшения величины давления p_H в режиме разгрузки гидронасоса, предложена новая схема LS-гидропривода на базе мультирежимного гидрораспределителя, в состав которого входит предохранительно-переливная секция, в которой за счет введения специального плунжера происходит изменение параметров системы управления, что позволило уменьшить величину давления p_H до значений (0,17...0,3) МПа. Минимизация величины давления p_H обеспечивается сочетанием конструктивных параметров переливного клапана предохранительно-переливной секции. В результате дополнительных теоретических исследований определено, что полученные сочетания конструктивных параметров не увеличивают время переходного процесса и величину перерегулирования по давлению при работе гидропривода в режиме разгрузки гидронасоса.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: ГИДРОПРИВОД, ГИДРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬ, ПЕРЕЛИВНОЙ КЛАПАН, СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ, УМЕНЬШЕНИЕ ПОТЕРЬ МОЩНОСТИ.

Петров Александр Васильевич, кандидат технических наук, доцент, Винницкий национальный технический университет, доцент кафедры технологий и автоматизации машиностроения ВНТУ, e-mail: petrovov@ukr.net, тел. (0432) 598323, Украина, 21021, г. Винница, ул. Хмельницкое шоссе, 95, комн. 1210.

Козлов Леонид Геннадиевич, доктор технических наук, доцент, Винницкий национальный технический университет, профессор кафедры технологий и автоматизации машиностроения ВНТУ, e-mail: osna2030@gmail.com, тел. (0432) 598169, Украина, 21021, г. Винница, ул. Хмельницкое шоссе, 95, комн. 1112.

Кориненко Николай Петрович, Винницкий национальный технический университет, аспирант кафедры технологий и автоматизации машиностроения ВНТУ, e-mail: k_n_p@ukr.net, Украина, 21021, г. Винница, ул. Хмельницкое шоссе, 95.

Гарбуз Евгений Сергеевич, Винницкий национальный технический университет, студент факультета машиностроения и транспорта ВНТУ, e-mail: evgen_1995@ukr.net, Украина, 21021, г. Винница, ул. Хмельницкое шоссе, 95.