

УДК 621.22

О. В. Петров, канд. техн. наук; Л. Г. Козлов, канд. техн. наук, доц.**ФОРМУВАННЯ ВЕЛИЧИНИ ЗРІВНОВАЖУВАЛЬНОГО ПЕРЕПАДУ ТИСКУ
В ГІДРОПРИВОДІ, ЧУТЛИВОМУ ДО ЗМІНИ НАВАНТАЖЕННЯ,
НА БАЗІ МУЛЬТИРЕЖИМНОГО ГІДРОРОЗПОДІЛЬНИКА**

Розроблено гідропривод, чутливий до зміни навантаження, на базі мультирежимного гідророзподільника. Гідропривод працює з мінімальними втратами потужності у різних режимах роботи. Зменшення втрат потужності забезпечується підтримкою постійної величини зрівноважувального перепаду тиску, що формується за допомогою переливного клапана на робочому вікні розподільного золотника мультирежимного гідророзподільника.

Вступ

Значна кількість мобільних робочих машин, що експлуатуються в Україні, оснащені гідроприводами постійної витрати на базі нерегульованих шестеренних гідронасосів та гідророзподільників релейного типу вітчизняного виробництва. Такі гідроприводи надійні та дешеві, але під час регулювання витрати робочої рідини, що подається на виконаний гідродвигун у них виникають значні втрати потужності [1]. Залишити втрати потужності можна за рахунок використання гідроприводів, чутливих до зміни навантаження. Такими гідроприводами оснащують свої машини провідні світові виробники [2]. Особливістю цих гідроприводів є забезпечення руху гідродвигунів як поступальної так і обертальної дії від одного гідронасоса за наявності тиску в напірній гідролінії, що відповідає найнавантаженішому гідродвигуну. Це забезпечує зменшення втрат потужності у порівнянні з гідроприводом постійної витрати, оскільки контроль величини витрати робочої рідини в робочих контурах автоматично коректується з величиною витрати в напірній гідролінії у разі відхилення тиску навантаження від заданих значень [3]. При цьому можливе зменшення втрат потужності залежить від величини зрівноважувального перепаду тиску на дроселюючому елементі гідроприводу та витрати гідронасоса. В гідроприводі, чутливому до зміни навантаження, підтримується постійне значення зрівноважувального перепаду тиску на робочому вікні дроселюючого елемента (розподільному золотнику) за допомогою переливного клапана, з'єданого лінією керування з лінією навантаження [4]. Надлишки подачі робочої рідини під час дроселювання зливаються в бак через переливний клапан.

Метою статті є визначення факторів, які впливають на формування величини зрівноважувального перепаду тиску у гідроприводі, чутливому до зміни навантаження.

Результати досліджень

На кафедрі ТАМ (ВНТУ) розроблена нова схема гідроприводу, чутливого до зміни навантаження на базі мультирежимного гідророзподільника (рис. 1). Гідропривод складається з нерегульованого гідронасоса 1, мультирежимного гідророзподільника (МГР) 2, гідроциліндра 3 та бака 4 [5]. 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.

сель 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. Тиск p_d у допоміжній камері 45 дорівнює атмосферному, а тиск гідронасоса p_H буде визначатись з рівняння:

$$p_H f_K = p_d (f_K - f_X) + p_\Gamma f_X + cH. \quad (1)$$

Оскільки тиски p_d та p_Γ незначні за величиною, то рівняння (1) може бути записане:

$$p_H f_K = cH \quad (2)$$

або

$$p_H = \frac{cH}{f_K}. \quad (3)$$

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.

Під час роботи гідроприводу в режимі регулювання витрати гідродвигуна розподільний золотник 7 робочої секції 5 зміщується, наприклад, праворуч, утворюючи робоче вікно. При цьому робоча рідина, що нагнітається гідронасосом 1 розподіляється на два потоки: надходить через робочу секцію до поршневої камери підключеного гідроциліндра та відкриває до зливу чи закриває золотник 34 запобіжно-переливної секції. У першому випадку робоча рідина під дією тиску нагнітання p_H відкриває гідрозамок і потрапляє до поршневої камери гідроциліндра 3, де знаходиться під тиском p_Γ , що відповідає навантаженню T на штоку гідроциліндра 3. При цьому відбувається злив робочої рідини з штокової камери гідроциліндра 3. Частина робочої рідини надходить до логічного клапана 9 і оскільки тиск робочої рідини у каналі 10 перевищує тиск у каналі 11, то запірний елемент логічного клапана 9 зміщується праворуч, з'єднуючи тим самим канал 10 та гідролінію керування 50, що передає сигнал поточного значення тиску в поршневій камері гідроциліндра 3 до запобіжно-переливної секції. Величина тиску керування p_Γ у гідролінії керування 50 буде відповідати тиску p_Γ у поршневій камері гідроциліндра 3, зумовленому навантаженням T .

Робоча рідина під тиском, що визначається навантаженням на штоці гідроциліндра 3, надходить через гідролінію керування через дросель 41 та переміщує плунжер 38 в крайнє ліве положення, стискаючи пружину 40. Під час руху справа наліво плунжер 38 перекриває радіальні отвори 36 золотника 34 переливного клапана 26, перешкоджаючи можливості течії рідини через допоміжний дросель 42 до осьового отвору 35 та радіального отвору 37 золотника 34 на злив. Робоча рідина від гідронасоса 1 надходить у переливний клапан 26 до лівого торця золотника 34. У нагнітальній камері 43 встановлюється величина тиску p_H , а у допоміжній камері 45 встановлюється величина тиску p_d . Але оскільки зливу із нагнітальної камери 43 та допоміжної камери 45 немає, то величини тиску в цих камерах рівні ($p_H = p_d$). Таким чином, золотник 34 буде знаходитись під дією зусиль, що формуються тиском p_H (що діє на лівий торець золотника 34 площею f_K), $p_d = p_H$ (що діє на правий торець золотника 34 площею $f_K - f_X$), $p_\Gamma = p_\Gamma$ (що діє на торець хвостовика золотника 34 площею f_X) та пружиною 39 з жорсткістю c та попереднім стисненням H . Отже, в описаному режимі роботи буде виконуватись рівність (1). Оскільки у цьому режимі роботи $p_H = p_d$, то золотник 34 буде підтримувати постійне значення величини зрівноважувального перепаду тиску

$$\Delta p = p_H - p_\Gamma = \frac{c \cdot H}{f_X} \quad (4)$$

на робочому вікні розподільного золотника 7. Якщо знехтувати втратами тиску в гідролінії нагнітання 48, величина витрати Q_p через робоче вікно розподільного золотника 7 буде підтримуватись постійною незалежно від величини навантаження T на штоці гідроциліндра 3. Так, зі збільшенням величини навантаження T на штоці гідроциліндра 3 величина тиску $p_\Gamma = p_\Gamma$ зростає, перепад тиску $\Delta p = p_H - p_\Gamma$ зменшується, витрата робочої рідини Q_p через розподільний золотник 7 МГР до гідроциліндра 3 зменшується, швидкість руху штока гідроци-

ліндра зменшується, а золотник 34 переміщується при цьому справа наліво, зменшуючи величину площі робочого вікна f_k та збільшуючи тим самим величину тиску p_H таким чином, щоб перепад тиску $\Delta p = p_H - p_T$ залишався незмінним, і отже відновилось значення величини Q_p через розподільний золотник 7 МГР і значення швидкості руху поршня гідроциліндра 3.

При зменшенні величини навантаження T на штоці гідроциліндра 3 величина тиску $p_T = p_{II}$ зменшується, а значить збільшується перепад тиску $\Delta p = p_H - p_T$, при цьому витрата Q_p через розподільний золотник 7 МГР зростає, і отже збільшиться швидкість руху штока гідроциліндра 3. Під дією тиску p_H та зменшеного тиску керування p_T золотник 34 буде рухатись справа наліво, збільшуючи площу f_k робочого вікна переливного клапана 26 і зменшуючи величину тиску p_H таким чином, що відновиться величина перепаду $\Delta p = p_H - p_T$, величина витрати Q_p , що проходить через розподільний золотник 7 МГР, а значить відновиться величина швидкості руху штока гідроциліндра 3.

Змінюючи величину площі робочого вікна розподільного золотника 7 МГР, можна змінювати величину витрат Q_p , що надходить до гідроциліндра 3 і визначає швидкість руху поршня, а частина робочої рідини, що не надходить до гідроциліндра 3, буде зливатись через переливний клапан 26 в бак 4.

Особливість розробленого гідроприводу забезпечується введеним у конструкцію МГР допоміжного елемента – плунжера, який дозволяє змінювати величину тиску відкриття переливного клапана в залежності від режиму роботи гідроприводу. Так у режимі розвантаження гідронасоса золотник переливного клапана відкривається у разі значення тиску, що визначається за рівністю (3), а у режимі регулювання витрати гідродвигуна – у разі значення тиску, що визначається за рівністю (4). Оскільки у переливному клапані МГР площа лівого торця золотника f_k більша площі торця хвостовика золотника f_x , то у режимі розвантаження гідронасоса тиск відкриття золотника переливного клапана менший ніж у режимі регулювання витрати гідродвигуна, що забезпечує зменшення втрат потужності.

Виходячи із рівностей (3) та (4) визначено, що у цьому гідроприводі величина зрівноважувального перепаду тиску залежить від параметрів переливного клапана МГР. Для визначення характеру впливу параметрів МГР на величину Δp гідроприводу розроблена його розрахункова схема та математична модель. Для розв'язку математичної моделі використано програму MATLAB [6].

В результаті математичного моделювання робочих процесів у гідроприводі в режимі розвантаження гідронасосу за умов відсутності тиску навантаження $p_{II} = 0$ Па, номінальної витрати гідронасоса $Q_H = 1,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ та температури робочої рідини $t = 50 \text{ }^\circ\text{C}$ визначено вплив конструктивних параметрів переливного клапана МГР на формування величини тиску p_H гідронасоса (рис. 2).

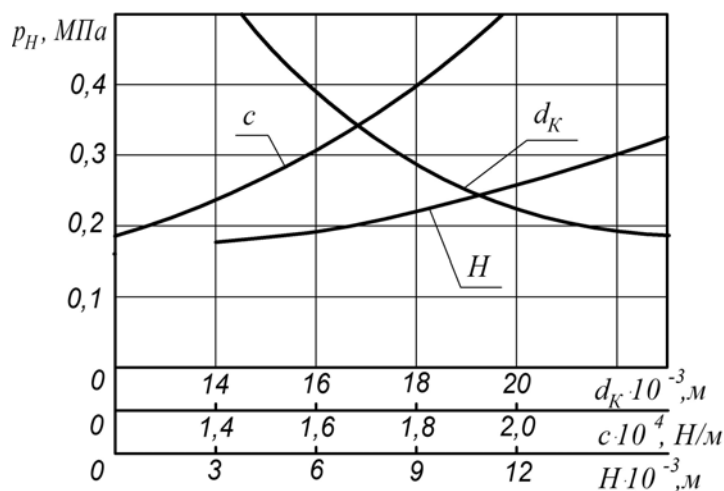


Рис. 2. Вплив параметрів переливного клапана d_k, c, H на формування величини тиску p_H

З рис. 2 випливає, що збільшення діаметра золотника переливного клапана d_k зменшує величину тиску p_H , а збільшення жорсткості c пружини золотника переливного клапана та зна-

чення попереднього стиснення пружини H забезпечує збільшення величини тиску p_H .

Розглянемо вплив площі допоміжного дроселя переливного клапана f_0 та площі радіальних отворів хвостовика переливного клапана f_1 на формування величини тиску p_H зі сталими значеннями: $c = 1,6 \cdot 10^4$ Н/м, $H = 9 \cdot 10^{-3}$ м та $d_K = 20 \cdot 10^{-3}$ м (рис. 3).

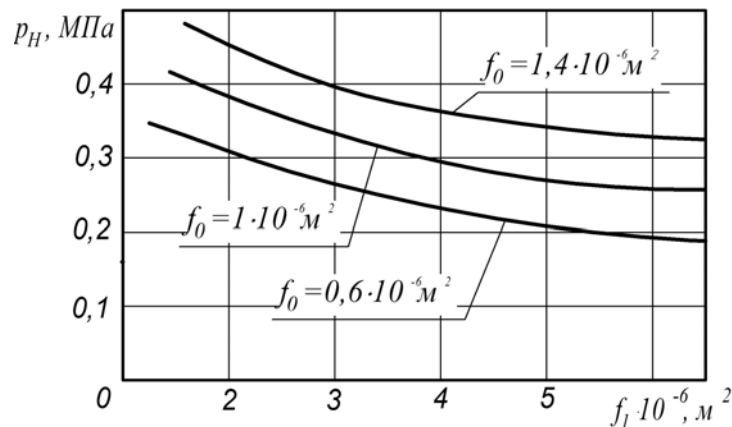


Рис. 3. Вплив значень площ дроселів f_0 та f_1 на формування величини тиску p_H

З рис. 3 випливає, 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 рівною $5 \cdot 10^{-6}$ м², що забезпечує мінімальні значення тиску $p_H = (0,17...0,3)$ МПа.

В результат математичного моделювання робочих процесів у гідроприводі в режимі регулювання витрати гідродвигуна за умови навантаження на гідродвигуні $p_{II} = 200 \cdot 10^5$ Па, витратою гідродвигуна $Q_{II} = 1,3 \cdot 10^{-3}$ м³/с, а також зміною температури робочої рідини $t = 20...80$ °С визначено вплив конструктивних параметрів переливного клапана МГР на формування величини зрівноважувального перепаду тиску Δp (рис. 4).

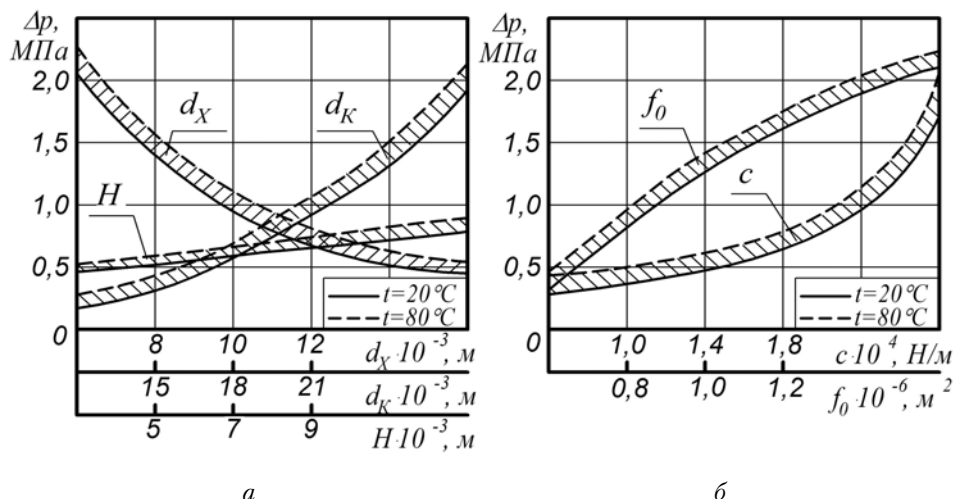


Рис. 4. Вплив конструктивних параметрів МГР на формування величини Δp

З рис. 4 випливає, що величина зрівноважувального перепаду тиску Δp збільшується зі збільшенням діаметра золотника переливного клапана d_K , жорсткості пружини c , площі допоміжного дроселя f_0 та значення попереднього стиснення пружини H , але при цьому Δp зменшується зі збільшенням значення діаметра хвостовика золотника переливного клапан d_x . Також виявлено, що зі збільшенням температури робочої рідини t величина Δp збільшується до 8 %.

Висновки

Розроблена нова схема гідроприводу, чутливого до зміни навантаження, на базі мультирежимного гідророзподільника, який за рахунок введення переливного клапана із допоміжним дроселем та плунжером, забезпечує роботу гідроприводу в чотирьох режимах: розвантаження гідронасоса, регулювання витрати гідродвигуна, максимальної витрати гідродвигуна та захисту гідроприводу від перевантаження.

У розробленій схемі гідроприводу під час роботи в режимі регулювання витрати гідродвигуна на робочому вікні розподільного золотника мультирежимного гідророзподільника формується зрівноважувальний перепад тиску, величина якого визначається сукупністю значень конструктивних параметрів переливного клапана (значень діаметра золотника d_k , хвостовика золотника d_x , жорсткість пружини золотника c та її попереднє стиснення H , а також провідність допоміжного дроселя f_0) та залежить від температури робочої рідини.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Губарев О. П. Порівняння способів регулювання гідронасосних агрегатів гідроприводів з циклічною дією систем / О. П. Губарев, О. В. Левченко // Вісник аграрної науки Причорномор'я. — Миколаїв : МДАУ, 2007. — № 2. — С. 245—249.
2. Козлов Л. Г. Вдосконалення системи керування гідроприводів з LS-регулюванням : дис. ... канд. техн. наук: 05.02.03 / Козлов Леонід Геннадійович. — Вінниця, 2000 р. — 320 с.
3. Бондарь В. А. Система Load-Sensing в сельскохозяйственной технике / В. А. Бондарь // Вибрации в технике и технологиях. — Вінниця : ВДАУ, 2003. — № 4 (30). — С. 19—25.
4. Сергеев С. Г. Підвищення гідравлічного ККД приводів неповноповоротних екскаваторів / С. Г. Сергеев, Л. Г. Козлов, О. В. Петров // Наукові нотатки. — Луцьк, 2009. — № 25, ч. 2. — С. 227—230.
5. Пат. 43441 UA, МПК F15B 13/04 (2009.01) Гідропривод для незалежного від навантаження управління витратою / Козлов Л. Г., Петров О. В.; заявник Вінницький національний технічний університет. — № u200906776; заявл. 30.06.2009; опубл. 10.08.2009, Бюл. № 15, 2009 р.
6. Петров О. В. Інтерфейс обміну даних у середовищі Matlab Simulink для математичного моделювання робочих процесів у гідроприводі, чутливого 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.

Рекомендована кафедрою технології та автоматизації машинобудування

Стаття надійшла до редакції 10.04.12

Рекомендована до друку 26.04.12

Петров Олександр Васильович — доцент, **Козлов Леонід Геннадійович** — професор.

Кафедра технології та автоматизації машинобудування, Вінницький національний технічний університет, Вінниця