

МАШИНОБУДУВАННЯ

УДК 621.22

Ю. А. Буренніков к. т. н., проф.; Л. Г. Козлов к. т. н., доц.;
Д. О. Лозінський магістр

ОПТИМІЗАЦІЯ ГІДРОРОЗПОДІЛЬНИКА ДЛЯ ГІДРОПРИВОДІВ З ПРОПОРЦІЙНИМ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНИМ РЕГУЛЮВАННЯМ

Запропоновано нову схему та конструкцію системи управління гідророзподільником з електрогідравлічним регулюванням. Створена математична модель та виконаний аналіз роботи системи в статичних і в динамічних режимах за допомогою програмного пакета *MatLAB Simulink*. Виконана оптимізація системи управління. Знайдені оптимальні сполучення значень конструктивних параметрів: $m = 0,4$ кг, $b = 300$, $W_2 = 0,15 \cdot 10^3$ м³.

Гідроприводи з електрогідравлічним пропорційним управлінням знаходять все ширше застосування в мобільних машинах, металорізальних верстатах, термопластавтоматах, пресах різного призначення та інших машинах [1, 2, 3].

Їх застосування обумовлене рядом переваг: перш за все можливістю пропорційного керування, що забезпечує підвищення продуктивності машин, підвищенням якості виконання робочих операцій та зменшенням непродуктивних витрат потужності. Суттєвою перевагою гідроприводів з пропорційним керуванням перед традиційними є також можливість дистанційного керування, що забезпечує гнучкість в компонованні конструкції машини [4].

У Вінницькому національному технічному університеті на кафедрі технології та автоматизації машинобудування розроблено схему та конструкцію гідророзподільника з пропорційним електрогідравлічним керуванням. Конструкція має лише один пропорційний магніт та компактну систему керування.

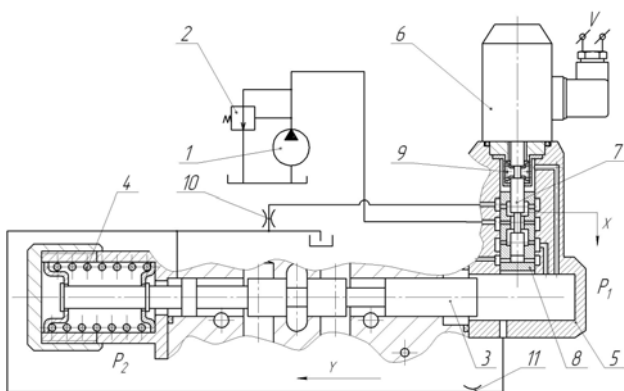


Рис. 1. Система керування розподільником з електрогідравлічним регулюванням

Однією з основних вимог, що ставляться до розподільників з пропорційним керуванням є плавність руху основного золотника, що дозволяє суттєво знизити динамічні навантаження в гідроприводі. В даній роботі розв'язується задача оптимізації конструктивних параметрів гідророзподільника з метою забезпечення плавності ходу основного золотника. На рис. 1 показана система керування золотником гідророзподільника з електрогідравлічним керуванням. Система керування складається з насоса 1; клапана 2; основного золотника 3 з пружиною двосторонньої дії 4; сервомеханізму 5 та електромагніта 6. Сервомеханізм 5 в свою чергу складається із золотника першого каскаду 7, гільзи 8 та пружини 9. Система керування включає також дроселі 10 та 11.

Працює система керування таким чином. За відсутності сигналу керування від електромагніта 6, золотник першого каскаду 7 знаходиться в нейтральному положенні і насос, що подає робочу рідину одночасно через вікна золотника першого каскаду і клапан 2 створює під торцями основного золотника 3 тиски P_1 та P_2 , величини яких рівні між собою. При цьому основний золотник 3 буде знаходитись в нейтральному положенні. При подачі сигналу від електромагніта 6 на золотник першого каскаду 7 він переміщується і змінює величини робочих вікон, при цьому змінюється співвідношення між величинами тисків P_1 та P_2 . Основний золотник 3 переміщується в сторону камери з меншим тиском,

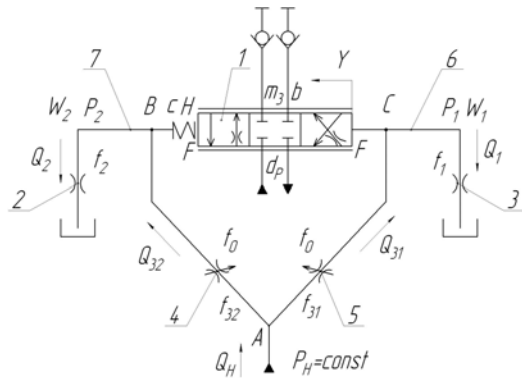


Рис. 2. Розрахункова схема системи керування

пропорційно величині сигналу, що надходить від електромагніта.

Аналіз роботи системи керування як в статичних, так і в динамічних режимах роботи може бути виконаний за допомогою математичного моделювання.

На рис. 2 зображена розрахункова схема системи керування. Вона складається з основного золотника 1, дроселів 2, 3 і 4, 5 та гідроліній 6, 7.

Математична модель системи розроблена на основі розрахункової схеми системи керування, зображеної на рис. 2. Рівняння мають вигляд

$$Q_H = \mu\pi[d_3x + f_0]\sqrt{\frac{2(P_H - P_1)}{\rho}} + \mu\pi[-d_3x + f_0]\sqrt{\frac{2(P_H - P_1)}{\rho}}; \quad (1)$$

$$\mu\pi[d_3x + f_0]\sqrt{\frac{2(P_H - P_1)}{\rho}} = \mu f_1\sqrt{\frac{2P_1}{\rho}} + \beta W_1 \frac{dP_1}{dt}; \quad (2)$$

$$\mu\pi[-d_3x + f_0]\sqrt{\frac{2(P_H - P_2)}{\rho}} = \mu f_2\sqrt{\frac{2P_2}{\rho}} + \beta W_2 \frac{dP_2}{dt}; \quad (3)$$

$$m_3 \frac{dV_y}{dt} = -P_2F - c(H + y) - b \frac{dy}{dt} + P_1F. \quad (4)$$

Перше, друге і третє рівняння є рівняннями нерозривності потоків, для точок А, В, С відповідно, а четверте — рівняння сил, що діють на золотник 1 (див. рис. 2).

Рівняння математичної моделі складені з такими основними допущеннями: розглядались зосереджені параметри керування; температура робочої рідини постійна; хвильові процеси в системі керування не враховувались; коефіцієнти потоку через дросельні та золотникові елементи — постійні; об'єми гідроліній за час перехідного процесу не змінювались; втрати тиску в гідролініях не враховувались; гідродинамічна сила та сила сухого тертя в золотнику не враховувались; коефіцієнт податливості газо-рідинної суміші враховувався як середня величина для розглянутого діапазону зміни тиску; величина тиску на вході в систему керування постійна; максимальна величина потоку на вході в систему керування обмежена, як вхідний сигнал для системи керування розглядалось переміщення золотника першого каскаду, маса золотника першого каскаду не враховувалась.

В математичній моделі позначено: Q_H — величина витрат на вході 1; P_H — тиск в лінії нагнітання; P_1 — тиск в гідролінії 6 (рис. 2); P_2 — тиск в гідролінії 7 (див. рис. 2); f_1 — площа робочого вікна дроселя 3 (див. рис. 2); f_2 — площа робочого вікна дроселя 2; (див. рис. 2) f_0 — початкова площа робочого вікна дроселів 4 та 5 (див. рис. 2); W_1 — об'єм рідини в гідролінії 6 (див. рис. 2); W_2 — об'єм рідини в гідролінії 7 (див. рис. 2); F — площа основного золотника 3 (див. рис. 2); c — жорсткість пружини 4 (див. рис. 1); H — початкове стиснення пружини 4; m_3 — маса основного золотника 3 (див. рис. 1); b — коефіцієнт в'язкого демпфування основного золотника 3; d_p — діаметр основного золотника 3; d — діаметр золотника першого каскаду 7 (див. рис. 1); y — координата положення основного золотника 3; x — координата положення золотника першого каскаду 7; V_y — швидкість переміщення основного золотника 3, ρ — густина робочої рідини; μ — коефіцієнт витрат; β — коефіцієнт, що враховує сумарну деформацію газорідинної суміші та гумометалевих рукавів.

Обробку математичної моделі виконано за допомогою програмного пакета MatLAB

Simulink. Simulink – інтерактивний інструмент для моделювання, імітації і аналізу динамічних систем, що є додатком до пакета MATLAB і повністю інтегрований з ним [5].

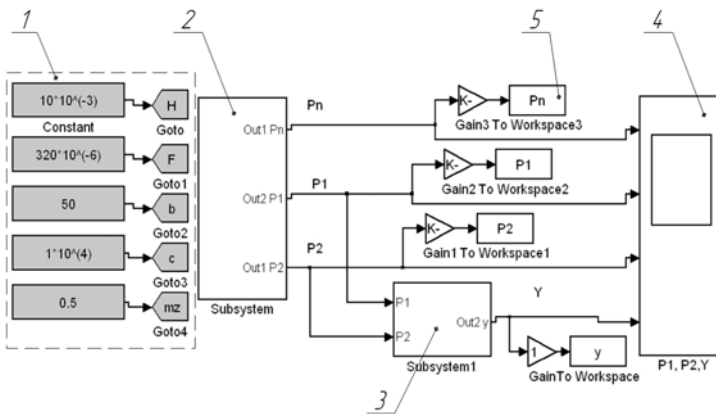


Рис. 3. Блок-схема розв'язання системи рівнянь

Основна блок-схема розв'язання системи диференціальних рівнянь зображена на рис. 3. Вона складається з блоку 1, в якому записуються величини констант, що використовуються у системі, за допомогою блоків FROM та GOTO; редактора диференціальних рівнянь DEE (Differential Equation Editor), за допомогою якого розв'язується система диференціальних рівнянь (1), (2), (3), які записуються в явній формі Коші; підсистеми 3, де за допомогою математичних та логічних

блоків записано рівняння (4); блока 4, що є засобом візуалізації графічних залежностей вихідних величин, що отримуються в результаті розв'язання даної системи диференціальних рівнянь, а також блоків 5, що структурують значення вихідних величин у вигляді масиву координат точок та записують їх до відповідного поля – workspace.

Рівняння математичної моделі розв'язується для таких початкових умов: $P_H(0) = 25 \cdot 10^5$ Па, $P_1(0) = 8 \cdot 10^5$ Па, $P_2(0) = 8 \cdot 10^5$ Па, $y(0) = 0$ м, $x(0) = 0,3 \cdot 10^{-3}$ м, які імітують переміщення золотника першого каскаду на величину $x = 0,3 \cdot 10^{-3}$ м із нейтрального положення. В ході розрахунків були використані такі значення постійних величин: $d_3 = 6 \cdot 10^{-3}$ М; $f_0 = 2 \cdot 10^{-6}$ М²; $f_1 = 1 \cdot 10^{-6}$ М²; $f_2 = 1 \cdot 10^{-6}$ М²; $\beta = 0,5 \cdot 10^{-9}$ мм; $\rho = 900$ кг/М³; $W_1 = 1 \cdot 10^{-3}$ М³; $W_H = 1 \cdot 10^{-3}$ М³; $\mu = 0,7$; $c = 1 \cdot 10^4$ Н/м; $H = 10 \cdot 10^{-3}$ м; $Q_H = 1 \cdot 10^{-3}$ М³/с; $F = 320 \cdot 10^{-6}$ М²;

В результаті розв'язання рівнянь математичної моделі були отримані залежності змінних стану системи керування від часу, що дозволило визначити характер перехідного процесу в системі для різних сполучень конструктивних параметрів.

На рис. 4 проілюстровано вплив величини маси основного золотника 3 (див. рис. 1) на характер залежності координати положення робочої кромки золотника від часу.

Зміна величини маси основного золотника від 0,05 кг до 0,4 кг суттєво змінює характер залежності координати робочої кромки основного золотника від часу.

Характер залежності координати робочої кромки золотника від часу (наприклад в разі включення розподільника) повинен бути плавним і наближатися до лінійного, що забезпечить зменшення динамічних перевантажень під час запуску гідросистеми.

В процесі досліджень виконано оптимізацію системи керування розподільником. В якості критерію оптимізації використано залежність

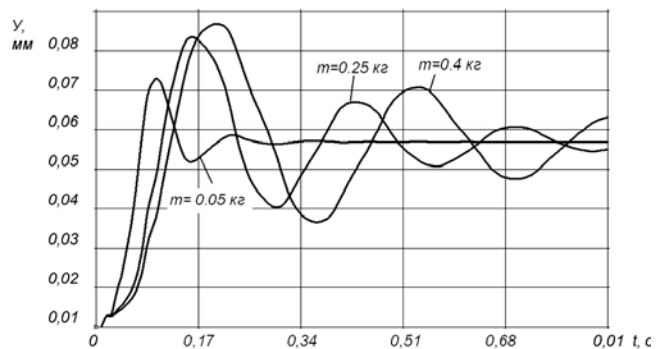


Рис. 4. Залежність координати положення робочої кромки основного золотника від часу

$$\Phi = \sum_{i=1}^n |y_i(t) - y_i'(t)|, \tag{5}$$

де $y_i(t)$ – поточне значення координати положення кромки золотника в реальному перехідному процесі; $y_i'(t)$ – поточне значення координати положення кромки золотника в ідеальному перехідному процесі; n – кількість ділянок, на які розбивався інтервал часу переміщення золотника від початкового положення в кінцеве. В якості параметрів оптимізації використано параметри: m , b та W_2 , які змінювалися в таких діапазонах:

$$m = (0,05 \dots 0,4) \text{ кг}; \quad b = (5 \dots 300) \text{ Н с/м}; \quad W_2 = (0,05 \dots 0,15) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3.$$

Оптимізацію виконано методом LP-пошуку [6].

В процесі оптимізації розраховано послідовно перехідні процеси в 27 випадках трьома різними сполученнями m , b та W_2 і визначені величини критерію оптимізації. Результати розрахунків наведені в таблиці.

Результати розрахунків критерію оптимізації

№	Сполучення значень параметрів			Φ
1	$m = 0,05$	$b = 5$	$W_2 = 0,05$	0,29952700
2			$W_2 = 0,1$	0,29453700
3			$W_2 = 0,15$	0,29228000
4		$b = 150$	$W_2 = 0,05$	0,19129200
5			$W_2 = 0,1$	0,18501300
6			$W_2 = 0,15$	0,18268800
7		$b = 300$	$W_2 = 0,05$	0,11694300
8			$W_2 = 0,1$	0,12208600
9			$W_2 = 0,15$	0,10977590
10	$m = 0,25$	$b = 5$	$W_2 = 0,05$	0,31156300
11			$W_2 = 0,1$	0,30725500
12			$W_2 = 0,15$	0,30412800
13		$b = 150$	$W_2 = 0,05$	0,19004400
14			$W_2 = 0,1$	0,18339600
15			$W_2 = 0,15$	0,18105400
16		$b = 300$	$W_2 = 0,05$	0,11570960
17			$W_2 = 0,1$	0,11036870
18			$W_2 = 0,15$	0,10842740
19	$m = 0,4$	$b = 5$	$W_2 = 0,05$	0,31751200
20			$W_2 = 0,1$	0,30898600
21			$W_2 = 0,15$	0,30513000
22		$b = 150$	$W_2 = 0,05$	0,18863700
23			$W_2 = 0,1$	0,18175400
24			$W_2 = 0,15$	0,17940600
25		$b = 300$	$W_2 = 0,05$	0,11467430
26			$W_2 = 0,1$	0,10926980
27			$W_2 = 0,15$	0,10733080

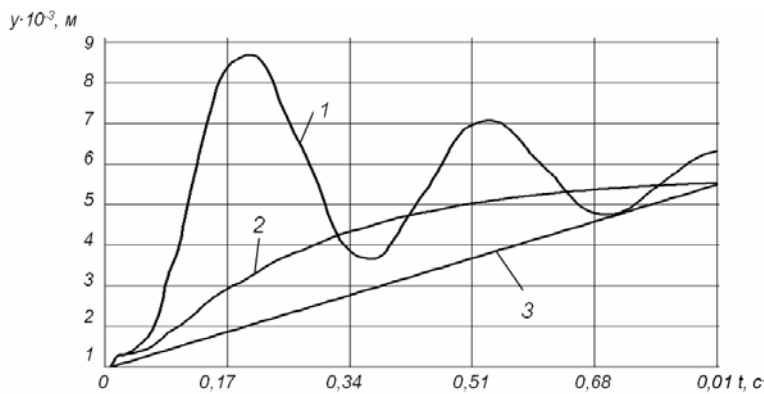


Рис. 5. Закони переміщення основного золотника:
1 – найгірший, 2 – оптимальний, 3 – ідеальний

На рис. 5 зображено залежності координати переміщення робочої кромки золотника від часу в разі найгіршого сполучення конструктивних параметрів (залежність 1) та для оптимального сполучення конструктивних параметрів (залежність 2).

Оптимальним виявилось сполучення таких значень конструктивних параметрів (дослід № 27):

$$m = 0,4 \text{ кг}; \quad b = 300 \text{ Н с/м}; \quad W_2 = 0,15 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3.$$

При цьому забезпечується плавність руху основного золотника і максимальне наближення закону його руху (залежність 2, рис. 5) до ідеального (залежність 3, рис. 5).

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Beitrag E. Load-sensing Steuerung: Anwendungen und Ausbaustufen // Der Konstrukteur. — 1988. — № 5 — S. 60—64.
2. Козлов Л. Г. Вдосконалення систем керування гідроприводів з LS-регулюванням. — Дис. ... канд. техн. наук: 05.02.03. — Вінниця, 2000.
3. Dr.-Ing. N. Kretz ing. (grad.) R. Napfel, Lohr Steuerungen für mobileArbeitsmaschinen // Ölhydraulik und pneumatik. — 1985. — № 3 — S. 202—207.
4. Буренников Ю. А., Козлов Л. Г. Пропорциональный распределитель для гидросистемы, чувствительной к нагрузке // Весник НТУУ «КПИ»: Машиностроение. — 2002. — Вып. 42, Т. 2 — С. 37—39.
5. Черных И. В. Simulink: среда создания инженерных приложений. — Диалог-МИФИ, 2003.
6. Соболев М. М., Статников Р. Б. Выбор оптимальный параметров в задачах со многими критериями. — М.: Наука, 1981. — 110 с.

Рекомендована кафедрою технології та автоматизації машинобудування

Надійшла до редакції 26.07.05
Рекомендована до друку 28.12.05

Буренников Юрій Анатолійович — професор, **Козлов Леонід Геннадійович** — доцент.

Кафедра технології та автоматизації машинобудування;

Лозінський Дмитро Олександрович — студент Інституту магістратури, аспірантури та докторантури.

Вінницький національний технічний університет