

*М. В. ЧЕРКАШЕНКО, О. І. ГАСЮК***ПОКРАЩЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРОПОРЦІОНАЛЬНОГО ГІДРОРОЗПОДІЛЬНИКА**

Запропоновані основні фактори, що впливають на динаміку пропорційного розподільника, є маса рухомих елементів (золотника), сила пружин, демпфувальні властивості робочої рідини, нелінійності магнітного поля електромагніта, а також втрати енергії на тертя. Зменшення інерційності рухомих частин, оптимізація геометрії проточних каналів, удосконалення системи керування електромагнітом та застосування сучасних сенсорних технологій дозволяють досягти значного покращення динамічних властивостей. Особливу увагу дослідників привертають електрогідравлічні пропорційні розподільники, у яких електронна частина (датчики, підсилювачі, мікроконтролери) взаємодіє з гідравлічною частиною, забезпечуючи замкнений контур керування. Такі системи дають змогу автоматично компенсувати похибки, викликані нелінійністю чи зміною температури, і забезпечують високоточне регулювання параметрів у реальному часі. Використання цифрових контролерів, ПІД-регуляторів або нечіткої логіки (fuzzy control) створює можливості для подальшого вдосконалення динаміки системи. Однак, навіть при застосуванні сучасних методів керування залишається низка проблем, пов'язаних із фізичними обмеженнями самої гідромеханічної системи. До них належать інерційність потоку робочої рідини, гідравлічні втрати, наявність повітря у рідині, мікрокавітаційні процеси, які знижують ефективність передачі енергії. Тому актуальним напрямом є комплексний підхід до підвищення динамічних характеристик – як на рівні конструкції, так і на рівні математичного моделювання та керування. Комплексне вирішення цієї проблеми потребує поєднання експериментальних досліджень, комп'ютерного моделювання та оптимізаційних методів аналізу, а також розробки методів адаптивного керування, які дозволяють покращити показники швидкодії та точності.

Ключові слова: пропорційний гідророзподільник, динамічні характеристики, математична модель, перехідні процеси, точність позиціонування, позиційний гідропневмопривід.

*М. CHERKASHENKO, O. HASIUK***IMPROVEMENT OF THE DYNAMIC CHARACTERISTICS OF A PROPORTIONAL HYDRAULIC DISTRIBUTOR**

The main factors affecting the dynamics of a proportional distributor are the mass of moving elements (spool), spring force, damping properties of the working fluid, nonlinearities of the electromagnetic field, and energy losses due to friction. Reducing the inertia of moving parts, optimising the geometry of flow channels, improving the electromagnet control system, and using modern sensor technologies can significantly improve dynamic properties. Researchers are particularly interested in electrohydraulic proportional valves, in which the electronic part (sensors, amplifiers, microcontrollers) interacts with the hydraulic part, providing a closed control loop. Such systems allow automatic compensation for errors caused by non-linearity or temperature changes and provide high-precision real-time parameter control. The use of digital controllers, PID controllers or fuzzy logic creates opportunities for further improvement of system dynamics. However, even with the use of modern control methods, a number of problems remain related to the physical limitations of the hydromechanical system itself. These include the inertia of the working fluid flow, hydraulic losses, the presence of air in the fluid, and microcavitation processes that reduce the efficiency of energy transfer. Therefore, a comprehensive approach to improving dynamic characteristics is a relevant direction, both at the design level and at the level of mathematical modelling and control. A comprehensive solution to this problem requires a combination of experimental research, computer modelling and optimisation analysis methods, as well as the development of adaptive control methods that improve performance and accuracy.

Keywords: proportional hydraulic distributor, dynamic characteristics, mathematical model, transient processes, positioning accuracy, positional hydraulic-pneumatic drive.

Вступ. Сучасний розвиток гідроприводів у машинобудуванні, авіації, транспортних системах та автоматизованих виробничих комплексах вимагає постійного вдосконалення елементів гідравлічних систем, зокрема пропорційних гідророзподільників. Ці пристрої відіграють ключову роль у забезпеченні точного керування витратою робочої рідини, тиском і швидкістю виконавчих механізмів. Від їхніх динамічних характеристик безпосередньо залежить швидкодія, стабільність і точність роботи всієї гідросистеми. Зростання вимог до енергоефективності, надійності та адаптивності гідравлічних систем обумовлює необхідність пошуку нових підходів до підвищення динамічних показників пропорційних гідророзподільників.

Гідравлічні системи широко використовуються в технологічних машинах, робототехніці, мобільній техніці, верстатах із числовим програмним керуванням (ЧПК) та інших галузях, де потрібне точне регулювання положення, зусилля або швидкості. Основною перевагою гідроприводу є

висока питома потужність, можливість плавного регулювання параметрів і стійкість до перевантажень. Проте для забезпечення стабільної роботи таких систем особливе значення має здатність гідророзподільника швидко реагувати на зміну вхідного сигналу – тобто його динамічна характеристика.

Під динамічними характеристиками пропорційного гідророзподільника розуміють сукупність параметрів, що визначають поведінку системи при зміні керуючого сигналу: час спрацювання, перехідні процеси, коливання, затримку реакції, швидкість відкриття і закриття клапана тощо. Відповідно, підвищення динамічних характеристик означає скорочення часу спрацювання, мінімізацію коливань тиску та витрати, а також забезпечення стабільності потоку при зміні навантаження.

У теоретичному аспекті для дослідження динаміки гідророзподільників застосовуються методи математичного моделювання, що базуються на рівняннях руху золотника, балансі сил і рівняннях

гідравлічного потоку. Побудова математичної моделі дозволяє дослідити вплив різних параметрів – маси, в'язкості рідини, зазорів у парі «золотник–гільза», швидкості переміщення, магнітної сили – на поведінку системи. Моделювання також дає змогу прогнозувати перехідні процеси, визначати оптимальні параметри для досягнення найкращих динамічних показників і запобігати резонансним явищам.

У практичному аспекті підвищення динамічних характеристик може бути досягнуте шляхом застосування нових конструкційних матеріалів (наприклад, легких сплавів або композитів), використання мікроелектромеханічних систем (MEMS) для точного вимірювання параметрів руху, а також впровадження цифрового керування потоком за допомогою швидкодіючих соленоїдів або п'єзоелементів. Застосування адаптивних систем регулювання з можливістю самоідентифікації характеристик гідроприводу є ще одним перспективним напрямом, що дозволяє підвищити швидкодію без втрати стабільності.

Дослідження динамічних характеристик пропорційних гідророзподільників має не лише теоретичне, але й важливе практичне значення. Від покращення цих характеристик залежить точність позиціонування виконавчих органів у верстатах із ЧПК, плавність руху робочих органів у будівельних і транспортних машинах, стабільність тиску в гідросистемах промислового обладнання. У контексті сучасних вимог до автоматизації виробництва, енергоефективності та надійності гідросистем підвищення динамічних властивостей є важливим елементом загальної модернізації промислових технологій.

Крім того, зростає актуальність створення інтелектуальних гідравлічних систем, які здатні в реальному часі аналізувати стан гідророзподільника, адаптувати параметри керування до зміни умов навантаження та здійснювати самодіагностику. У таких системах пропорційний гідророзподільник виступає не просто як виконавчий елемент, а як активний компонент керування, здатний впливати на загальну динаміку процесу. Це відкриває нові перспективи для інтеграції гідроприводів у концепцію Індустрії 4.0 та «розумних» виробничих систем.

Питання підвищення динамічних характеристик пропорційного гідророзподільника є складним і багатогранним. Воно охоплює конструкційні, гідродинамічні, електромагнітні та програмно-алгоритмічні аспекти. Комплексне вирішення цієї проблеми потребує поєднання експериментальних досліджень, комп'ютерного моделювання та оптимізаційних методів аналізу. Саме тому в сучасній науковій літературі велика увага приділяється створенню математичних моделей, що враховують нелінійні властивості системи, а також розробці методів адаптивного керування, які дозволяють покращити показники швидкодії та точності.

Аналіз основних досягнень і літератури.
Проблематика вдосконалення динамічних

характеристик пропорційних гідророзподільників широко висвітлюється у вітчизняних і зарубіжних наукових працях. У більшості досліджень увага приділяється взаємозв'язку між конструктивними параметрами розподільника, характеристиками потоку робочої рідини та електромагнітною системою керування.

У роботі [1] розглянуто математичні моделі руху золотника з урахуванням нелінійних характеристик магнітного поля й гідродинамічного опору. Автор показує, що застосування чисельного моделювання дає змогу прогнозувати динамічну поведінку системи та зменшити час перехідного процесу.

У роботі [2] проведено дослідження впливу параметрів електромагніта на швидкодію гідророзподільника й запропоновано методику підбору оптимальних значень індукції та маси рухомих частин. В роботі доведено, що зменшення маси золотника на 15–20 % дозволяє підвищити частоту власних коливань системи без втрати стабільності.

У праці [3] наведено результати експериментального дослідження гідравлічних клапанів із цифровим керуванням. Автор відзначає, що застосування п'єзоелектричних актуаторів забезпечує значне скорочення часу реакції системи – до 3–5 мс, що у кілька разів перевищує показники традиційних електромагнітних приводів.

Дослідження [4] присвячене аналізу впливу температурних факторів і в'язкісних властивостей рідини на стабільність регулювання. Згідно з результатами, навіть незначні зміни температури (на 10–15 °C) можуть знижувати точність керування витратою на 5–7 %, що потребує введення температурної компенсації.

Робота [5] висвітлює підходи до застосування адаптивних алгоритмів керування гідророзподільниками у реальному часі. Запропонована автором модель нечіткого регулятора дозволяє компенсувати нелінійності системи та підвищити динамічну точність позиціонування виконавчих органів.

У дослідженні [6] здійснено експериментальну перевірку математичної моделі пропорційного гідророзподільника, побудованої з урахуванням турбулентних втрат і внутрішніх зазорів. Автор довів, що оптимізація профілю отворів і конфігурації каналів може зменшити час спрацювання системи до 30 %.

Крім того, згідно з результатами праці [7] ефективне підвищення динамічних характеристик можливе завдяки інтеграції сенсорних модулів у корпус розподільника, що дозволяє здійснювати безперервний контроль тиску та переміщення золотника, забезпечуючи адаптивне коригування сигналів керування.

Таким чином, аналіз наукових джерел свідчить, що основними напрямками підвищення динамічних характеристик є: зменшення інерційності рухомих елементів, удосконалення електромагнітних приводів, оптимізація гідродинамічних каналів, використання сучасних алгоритмів цифрового керування та

впровадження сенсорних технологій [8–12]. Подальші дослідження повинні поєднувати ці підходи в єдину інтегровану систему керування пропорційними гідророзподільниками.

Рішення. Пропорційний гідророзподільник є ключовим елементом у сучасних об'ємних гідроприводах, призначеним для регулювання витрати та напрямку потоку робочої рідини відповідно до електричного сигналу керування. Його особливість полягає у здатності забезпечувати плавну зміну витрати в залежності від вхідної напруги, що відрізняє його від класичних золотникових розподільників типу «ввімкнено/вимкнено».

Основними елементами конструкції пропорційного гідророзподільника є (рис. 1):

- корпус із системою каналів для підведення та відведення робочої рідини;
- золотник, що переміщується в осьовому напрямку під дією електромагнітного зусилля;
- пружини центрування, які повертають золотник у нейтральне положення;
- електромагніт (соленоїд) пропорційної дії;
- зворотний датчик положення золотника (у закритих системах керування).

Принцип дії полягає в тому, що електричний сигнал керування, поданий на обмотку електромагніта, створює магнітне поле, яке формує силу F_e , пропорційну струму I . Ця сила переміщує якір та золотник, що змінює площу перекриття отворів і, відповідно, витрату рідини Q через гідророзподільник. Залежність витрати від переміщення золотника визначається за формулою:

$$Q = C_d \cdot A(x)_0 \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \quad (1)$$

- де C_d – коефіцієнт витрати;
 $A(x)$ – ефективна площа проходного отвору, що залежить від зміщення золотника x ;
 Δp – перепад тиску на дроселі;
 ρ – густина робочої рідини.

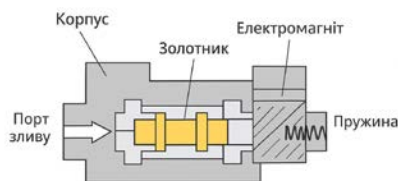


Рис. 1. Структурна схема пропорційного гідророзподільника

Для аналізу динамічних характеристик пропорційного гідророзподільника розглянемо систему як електромеханічно-гідралічний об'єкт, який перетворює електричний сигнал у механічне переміщення золотника, а далі – у зміну витрати рідини.

1. Електромагнітна частина.

Електромагніт перетворює електричний струм $I(t)$ у механічну силу F_e . Для лінійної ділянки характеристики маємо:

$$F_e = k_i \cdot I(t), \quad (2)$$

- де k_i – коефіцієнт пропорційності (Н/А);
 $I(t)$ – струм у котушці електромагніта.
 Електричний ланцюг описується рівнянням:

$$L \frac{dI(t)}{dt} + RI(t) = U(t), \quad (3)$$

- де L – індуктивність обмотки;
 R – активний опір;
 $U(t)$ – напруга керування.

2. Механічна частина.

Рухомий якір разом із золотником утворюють механічну систему з масою m , демпфуванням c та жорсткістю пружин k . Рівняння руху:

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + c \frac{dx}{dt} + kx = F_e - F_h, \quad (4)$$

- де F_h – гідралічна сила, що протидіє переміщенню золотника (виникає внаслідок перепаду тиску).

3. Гідралічна частина.

Для малих зміщень золотника припускається лінійна залежність витрати:

$$Q = K_q \cdot x - K_c \cdot \Delta p, \quad (5)$$

- де K_q – коефіцієнт витратної чутливості ($\text{м}^3/\text{с} \cdot \text{м}$);
 K_c – коефіцієнт витікання ($\text{м}^3/\text{с} \cdot \text{Па}$);
 Δp – перепад тиску між лініями подачі й споживача.

Для об'єму камери навантаження діє рівняння неперервності б:

$$\frac{dp_L}{dt} = \frac{\beta_e}{V_t} (Q - A \frac{dx_c}{dt}), \quad (6)$$

- де β_e – ефективний модуль пружності рідини;
 V_t – об'єм підтискуваної рідини;
 A – площа поршня;
 x_c – переміщення виконавчого елемента.

4. Передавальна функція системи.

Комбінуючи електричну, механічну й гідралічну частини, отримаємо узагальнену передавальну функцію від вхідної напруги $U(s)$ до переміщення золотника $X(s)$:

$$G(s) = \frac{X(s)}{U(s)} = \frac{k_i}{(Ls + R)(ms^2 + cs + k)}. \quad (7)$$

У разі використання датчика зворотного зв'язку по положенню золотника система набуває ознак електрогідралічного сервоприводу, що дає змогу підвищити точність і стабільність регулювання (рис. 2).

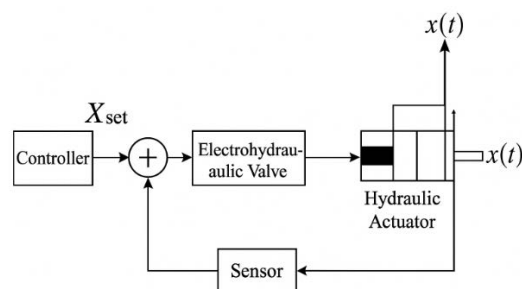


Рис. 2. Узагальнена структурна схема електрогідралічного контуру керування

Динамічні характеристики пропорційного гідророзподільника визначаються комплексом параметрів:

- електричних – постійна часу обмотки соленоїда T_e ;
- гідравлічних – інерційність потоку рідини, жорсткість гідроліній, стисливість рідини;
- механічних – маса золотника, жорсткість та демпфування пружин.

4.1. Диференціальне рівняння руху золотника.

Рух золотника описується рівнянням динамічної рівноваги сил:

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + c \frac{dx}{dt} + kx = F_e - F_g, \quad (8)$$

де m – маса рухомих частин золотника;

c – коефіцієнт в'язкого тертя;

k – жорсткість центральних пружин;

F_e – електромагнітна сила;

F_g – гідравлічна сила тиску на золотник.

4.2. Електромагнітна підсистема.

Електромагнітна сила визначається залежністю:

$$F_e = K_i i(t),$$

де K_i – коефіцієнт електромеханічного перетворення;

$i(t)$ – струм у котушці.

Струм описується електричним рівнянням кола індуктивності:

$$L \frac{di(t)}{dt} + Ri(t) = U(t) \quad (9)$$

де L – індуктивність обмотки;

R – опір;

$U(t)$ – вхідна напруга керування.

4.3. Гідравлічна підсистема.

Пропускна здатність отвору гідророзподільника визначається рівнянням:

$$Q = C_d A(x) \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \quad (10)$$

де C_d – коефіцієнт витрати;

$A(x)$ – площа відкриття вікна золотника, пропорційна зміщенню x ;

Δp – перепад тиску між подачею і зливом;

ρ – густина робочої рідини.

4.4. Передавальна функція гідророзподільника.

Для малих відхилень лінеаризуємо рівняння 11 навколо робочої точки:

$$G(s) = \frac{X(s)}{U(s)} = \frac{K_v}{(T_e s + 1)(m s^2 + c s + k)}, \quad (11)$$

де K_v – коефіцієнт підсилення гідророзподільника;

T_e – електрична постійна часу обмотки.

4.5. Аналіз частотних характеристик.

Амплітудно-частотна характеристика (АЧХ) визначається залежністю:

$$G(j\omega) = \frac{K_v}{\sqrt{(T_e \omega)^2 + 1} \sqrt{(k + m\omega^2)^2 + (c\omega)^2}}. \quad (12)$$

Використовуючи дані типового гідророзподільника Bosch Rexroth 4WRZE 10, з

параметрами, які наведені в табл. 1, отримуємо власну частоту системи:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{8000}{0,05}} = 400 \text{ рад/с}.$$

Таблиця 1 – Дані типового гідророзподільника Bosch Rexroth 4WRZE 10

Параметр	Позначення	Значення
Маса золотника	m	0,05 кг
Жорсткість пружини	k	8000 Н/м
Коефіцієнт тертя	c	15 Н·с/м
Постійна часу котушки	T_e	0,008 с
Коеф. підсилення	K_v	1,6 мм/В

Критичний коефіцієнт демпфування:

$$c_{кр} = 2\sqrt{km} = 2\sqrt{8000 \cdot 0,05} = 40 \text{ Н}.$$

Коефіцієнт демпфування:

$$\varepsilon = \frac{c}{c_{кр}} = \frac{15}{40} = 0,375.$$

4.6. Визначення часу встановлення.

Час перехідного процесу:

$$t_s \approx \frac{4}{0,375 \cdot 400} = 0,0267 \text{ с}.$$

Таким чином, система має швидкодію приблизно 0,027 с – що відповідає високій динамічній якості для промислових пропорційних гідроклапанів.

4.7. Способи підвищення динамічних характеристик.

- Зменшення маси золотника підвищення власної частоти.

- Збільшення коефіцієнта демпфування зменшення перерегулювання.

- Використання електронного ПІД-регулятора компенсація нелінійностей.

- Оптимізація магнітного потоку соленоїда підвищення F_e .

- Застосування активних демпфуючих камер зниження гідравлічних коливань.

Для оцінки динаміки пропорційного гідророзподільника створено математичну модель у середовищі, аналогічному MATLAB/Simulink.

Вхідним сигналом є напруга $U(t)$, а вихідним – переміщення золотника $x(t)$. Згідно з диференціальним рівнянням:

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + c \frac{dx}{dt} + kx = K_i i(t), \quad (13)$$

а електрична частина описується:

$$L \frac{di}{dt} + Ri = U(t).$$

З урахуванням $F_e = K_i$ отримаємо систему рівнянь, що зв'язує $x(t)$ та $U(t)$.

Для розрахунків приймаємо початкові умови $x(0) = 0$, $\dot{x}(0) = 0$.

4.9. Чисельна модель і початкові параметри.

Параметри гідророзподільника (модель Bosch Rexroth 4WRZE10) наведені в табл. 2.

Таблиця 2 – Параметри гідророзподільника

Параметр	Позначення	Значення	Одиниці
Маса рухомих частин	m	0,05	кг
Коефіцієнт демпфування	c	15	Н·с/м
Жорсткість пружини	k	8000	Н/м
Опір обмотки	R	5	Ом
Індуктивність	L	0,02	Гн
Коеф. електромеханічного зв'язку	K_t	12	Н/А
Амплітуда сигналу керування	U_0	5	В

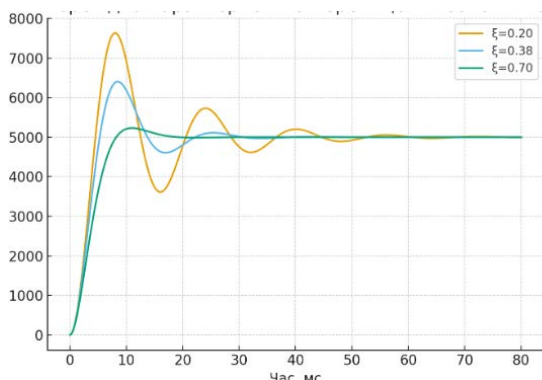
Для імпульсу напруги $U(t) = 5$ В система реагує переміщенням золотника приблизно 0,8 мм з часом встановлення $t_s \approx 0,03$ с.

4.10. Перехідна характеристика $x(t)$.

Нижче подано типову форму перехідного процесу переміщення золотника при різних коефіцієнтах демпфування ξ (рис. 3).

$$\xi = \frac{c}{2\sqrt{km}}$$

При цьому: при $\xi = 0,2$ система має коливальний характер із перерегулюванням; при $\xi = 0,4$ зберігається незначне перерегулювання, але швидкість встановлення оптимальна; при $\xi = 0,7$ процес стає аперіодичним і повільнішим.

Рис. 3. Перехідна характеристика при різних значеннях ξ

4.11. Аналіз отриманих графіків.

1. Перехідна характеристика $x(t)$.

Графік показує типову поведінку другого порядку із затухаючими коливаннями при малих значеннях коефіцієнта демпфування ξ . При $\xi = 0,2$ спостерігається виражене перерегулювання, при $\xi \approx 0,38$ – помірне перерегулювання із швидким встановленням, при $\xi = 0,7$ процес стає аперіодичним із повільнішою реакцією.

Тобто оптимальне значення демпфування лежить у проміжку 0,3–0,5 для забезпечення балансу між швидкодією та допустимим перерегулюванням.

2. Амплітудно-частотна характеристика (АЧХ).

На дБ-графіку спостерігається зниження амплітуди зі зростанням частоти (рис. 4). Падіння на високих частотах зумовлене інерційністю механічної частини та електричною постійною часу обмотки. Лінійна шкала показує, що абсолютна чутливість пропорційного розподільника у звичайному робочому діапазоні (низькі частоти) є дуже малою (порядку 10^{-7} – 10^{-8} м/В у наших умовних параметрах), що корисно враховувати при узгодженні з підсилювачами та датчиками.

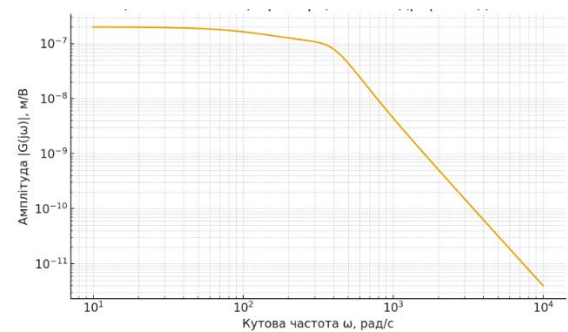
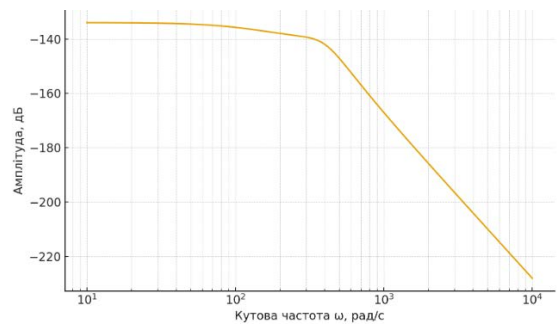


Рис. 4. Графік АЧХ (амплітудно-частотної характеристики)

3. Вплив електричної постійної часу T_e .

Якщо T_e значно менше періодів механічних коливань, електрична підсистема не є визначальною для кінцевої динаміки. Якщо ж T_e порівнянна з механічною постійною часу, то знижується загальна швидкодія. Тому зниження індуктивності або оптимізація схеми підсилення (швидкі драйвери) сприяє поліпшенню відгуку.

Для підтвердження теоретичних результатів виконують експериментальні дослідження на стенді:

1. Стендова установка. Насос із регульованим тиском, електромагнітний пропорційний клапан з інтерфейсом керування, циліндр з датчиком положення (LVDT або оптичний енкодер), датчики тиску на вході та виході.

2. Програма випробувань.

- Струмові імпульси різної амплітуди; вимірювання $x(t)$, часів підйому/установлення, перерегулювання.

- Перевірка при різних температурах рідини (температурна компенсація).

- Тести з модифікацією маси золотника (додавання збільшувальних кілець) і фіксацією інших параметрів.

3. Час встановлення t_s , перерегулювання σ (%), час затримки t_d , частота характеристика (резонансна частота та амплітуда).

Інтеграція описаних удосконалень призведе до:

- зростання швидкодії та точності позиціонування;
- зниження енергетичних втрат завдяки оптимізації потоку;
- підвищення надійності та ресурсу роботи системи.

Водночас потрібно враховувати підвищення вартості компонентів (дорожчі матеріали, швидкі драйвери, сенсори). Тому рекомендую проводити балансування КРІ: як швидкодія впливає на продуктивність кінцевого обладнання і чи виправдовує інвестиції у вдосконалення.

У проведеному дослідженні розглянуто шляхи підвищення динамічних характеристик пропорційного гідророзподільника, який є ключовою складовою сучасних електрогідравлічних систем керування.

Висновки. На основі аналітичної моделі, що включає електромеханічні та гідравлічні ланки, побудовано математичну модель системи, а також отримано графічні залежності (перехідні характеристики, амплітудно-частотні характеристики). Аналіз показав, що:

1. Динаміка золотника істотно залежить від коефіцієнта демпфування. Оптиміальні результати досягаються при значеннях $\xi = 0,4-0,5$, коли система забезпечує достатню швидкодію без значного перерегулювання.

2. АЧХ гідророзподільника виявляє типову інерційну поведінку другого порядку: при зростанні частоти амплітуда різко зменшується, що обмежує робочий діапазон керування.

3. Підвищення жорсткості пружного елемента (k) або зменшення маси рухомих частин (m) призводить до зростання власної частоти системи та скорочення часу перехідного процесу.

4. Для покращення характеристик доцільно застосовувати зворотні зв'язки по положенню або струму, а також цифрові регулятори струму електромагніта, що знижують вплив нелінійностей і підвищують стабільність.

Таким чином, комплексний підхід до оптимізації параметрів електрогідравлічної системи – з урахуванням електричної, механічної та гідравлічної підсистем – дозволяє значно підвищити точність і швидкодію пропорційного гідророзподільника.

Результати моделювання можуть бути використані при проектуванні та модернізації приводів верстатів з ЧПК, робототехнічних систем і мобільної гідравліки, де критичним є поєднання швидкодії, стабільності та енергоефективності.

Список літератури

1. Пелевін Л. Є., Міщук Д. О., Рашківський В. П., Горбатюк Є. В., Аржас Г. О., Красніков В. Ф. *Гідравліка, гідромашини та гідропневмоавтоматика*. Київ : КНУБА, 2015. 340 с.
2. Козлов Л. Г., Лозінський Д. О. Моделювання робочих процесів в гідропроводі із клапанно-золотниковим розподільником з пропорційним електрогідравлічним управлінням. *Вісник*

Донецького університету. Серія А: Природничі науки. 2008. Вип. 2. С. 156–161.

3. Shen W., Wang J., Huang H., He J. Fuzzy sliding mode control with state estimation for velocity control system of hydraulic cylinder using a new hydraulic transformer. *European Journal of Control*. 2019. Vol. 48. P. 104–114. doi: 10.1016/j.ejcon.2018.11.005
4. Guo Y.-Q., Zha X.-M., Shen Y.-Y., Wang Y.-N., Chen G. Research on PID Position Control of a Hydraulic Servo System Based on Kalman Genetic Optimization. *Actuators*. 2022. Vol. 11, issue 6. P. 162. doi: 10.3390/act11060162
5. Пилявцев В. Г., Котик С. І., Козлов Л. Г. Гідророзподільник для адаптивних гідросистем з електрогідравлічним керуванням. *Матеріали XLIX науково-технічної конференції факультету машинобудування та транспорту*. Вінниця : БНТУ, 2020. URL: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/all-fmt/all-fmt2020/paper/view/9882> (дата звернення: 25.10.2025).
6. Liu W., Wei J., Hu B. Analysis and Optimization of a Hydraulic-Feedback Proportional Throttlecartridge Valve. *Applied Mechanics and Materials*. 2013. Vol. 481. P. 162–170. doi: 10.4028/www.scientific.net/amm.481.162
7. Губарев О. П., Ганпанцурова О. С., Д'яконова Н. С., Космина А. Ю. Гідропровід з пружно-гідравлічним дозуванням рідини. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv : NTU "KhPI". 2018. No. 17 (1293). С. 25–33.
8. ISO 10770-1:2009. *Hydraulic fluid power – Electrically modulated hydraulic control valves. Part 1: Test methods for electrically modulated hydraulic valves*. Geneva : ISO, 2009. 32 p.
9. Кулініч С. П., Гавриленко О. М. Моделювання роботи гідравлічного приводу з синхронізованими двигунами. *Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем (КЗЯТПС – 2019). Матеріали IX міжнародної науково-практичної конференції. Т. 1 (14–16 травня 2019 р., Чернігів)*. Чернігів : ЧНТУ, 2019. С. 230.
10. Huang G. Q., Chen Y., Yu J. Simulation Analysis in Cylinder Hydraulic Synchronous Control System of Main Drive System of Heavy Forging Hydraulic Press. *Advanced Materials Research*. 2013. Vol. 765–767. P. 1899–1902. doi: 10.4028/www.scientific.net/amr.765-767.1899
11. Матвійчук В. А., Веселовська Н. Р., Шаргородський С. А. *Математичне моделювання новітніх технологічних систем*. Вінниця, 2021. 193 с.
12. ISO 5598:2020. *Fluid power systems and components – Vocabulary*. Geneva : ISO, 2020. 56 p.

References (transliterated)

1. Pelevin L. Ye., Mishchuk D. O., Rashkivskyy V. P., Horbatyuk Ye. V., Arzhayev H. O., Krasnikov V. F. *Hidravlika, hidromashyny ta hidropnevmoavtomatyka* [Hydraulics, hydraulic machines and hydropneumatic automation]. Kyiv, KNUBA, 2015. 340 p.
2. Kozlov L. H., Lozinskyy D. O. Modelyuvannya robochykh protsesiv v hidropryvodi iz klapanno-zolotnykovym rozpodil'nykom z proporsyynym elektrohidravlichnym upravlinnyam [Design of working processes in hydraulic system with proportional directional control valve with electro-hydraulic control]. *Visnyk Donets'koho universytetu. Seriya A: Pryrodnychi nauky* [Bulletin of Donetsk National University. Series A: Natural Sciences]. 2008, issue 2, pp. 156–161.
3. Shen W., Wang J., Huang H., He J. Fuzzy sliding mode control with state estimation for velocity control system of hydraulic cylinder using a new hydraulic transformer. *European Journal of Control*. 2019, vol. 48, pp. 104–114. doi: 10.1016/j.ejcon.2018.11.005
4. Guo Y.-Q., Zha X.-M., Shen Y.-Y., Wang Y.-N., Chen G. Research on PID Position Control of a Hydraulic Servo System Based on Kalman Genetic Optimization. *Actuators*. 2022, vol. 11, issue 6, p. 162. doi: 10.3390/act11060162
5. Pylyavets' V. H., Kotyk S. I., Kozlov L. H. Hidrorozpodil'nyk dlya adaptyvnykh hidrosystem z elektrohidravlichnym keruvannyam [Hydraulic distributor for adaptive hydraulic systems with electrohydraulic control]. *Materialy XLIX nauково-tekhnichnoyi konferentsiyi fakul'tetu mashynobuduвання ta transportu* [Proc. of the XLIX Scientific and Technical Conf. of the Faculty of Mechanical Engineering and Transport]. Vinnytsia, VNTU Publ., 2020. Available at: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/all->

- fmt/all-fmt2020/paper/view/9882 (accessed 25.10.2025).
6. Liu W., Wei J., Hu B. Analysis and Optimization of a Hydraulic-Feedback Proportional Throttlecartridge Valve. *Applied Mechanics and Materials*. 2013, vol. 481, pp. 162–170. doi: 10.4028/www.scientific.net/amm.481.162
 7. Hubarev O. P., Hanpanturova O. S., D'yakonova N. S., Kosmyna A. Yu. Hidropryvod z pruzhno-hidravlichnym dozuvannyam ridyny [The hydraulic drive with the elastic-hydraulic dosing of a working fluid]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2018, no. 17 (1293), pp. 25–33.
 8. ISO 10770-1:2009. *Hydraulic fluid power – Electrically modulated hydraulic control valves. Part 1: Test methods for electrically modulated hydraulic valves*. Geneva, ISO Publ., 2009. 32 p.
 9. Kulinich S. P., Havrylenko O. M. Modelyuvannya roboty hidravlichnoho pryvodu z synkhronizovanymy dvyhunamy [Modelling the operation of a hydraulic drive with synchronised actuators]. *Kompleksne zabezpechennya yakosti tekhnologichnykh protsesiv ta system (KZYaTPS – 2019). Materialy IX mizhnarodnoyi naukovo-praktychnoyi konferentsiyi. T. 1 (14–16 travnya 2019 r., Chernihiv)* [Comprehensive Quality Assurance of Technological Processes and Systems (CQATPS – 2019). Proc. of the IX Int. Sci.-Pract. Conf. Vol. 1 (14–16 May 2019, Chernihiv)]. Chernihiv, ChNTU Publ., 2019, p. 230.
 10. Huang G. Q., Chen Y., Yu J. Simulation Analysis in Cylinder Hydraulic Synchronous Control System of Main Drive System of Heavy Forging Hydraulic Press. *Advanced Materials Research*. 2013, vol. 765–767, pp. 1899–1902. doi: 10.4028/www.scientific.net/amr.765-767.1899
 11. Matviychuk V. A., Veselov'ska N. R., Sharhorod's'kyi S. A. *Matematychni modelyuvannya novitnikh tekhnologichnykh system* [Mathematical modelling of the latest technological systems]. Vinnytsia, 2021. 193 p.
 12. ISO 5598:2020. *Fluid power systems and components – Vocabulary*. Geneva, ISO Publ., 2020. 56 p.

Надійшла (received) 28.10.2025

Відомості про авторів / About the Authors

Черкашенко Михайло Володимирович (Cherkashenko Mikhaylo) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Позаштатний консультант; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3908-7935>; e-mail: mchertom@gmail.com

Гасюк Олександр Іванович (Hasiuk Oleksandr) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6347-8501>; e-mail: galexom@gmail.com