

УДК: 621.22

DOI: 10.33099/2311-7249/2025-53-2-35-42

КУЗАВКОВ Василь Вікторович,

доктор технічних наук, професор,
Військовий Інститут телекомунікації та інформатизації, Київ, Україна,
<https://orcid.org/0000-0002-0655-9759>

МАЦАЄНКО Андрій Миколайович,

кандидат технічних наук,
Військовий Інститут телекомунікації та інформатизації, Київ, Україна,
<https://orcid.org/0000-0003-1149-7318>

СОЛОДОВНИК В'ячеслав Ігорович,

кандидат технічних наук,
Військовий Інститут телекомунікації та інформатизації, Київ, Україна,
<https://orcid.org/0000-0002-9113-7672>

МОДЕЛЬ ДИНАМІКИ РОЗІМКНЕНОЇ СИСТЕМИ АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ ВІЙСЬКОВОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

***Метою статті** є розроблення моделі динаміки розімкненої системи автоматичного керування військового призначення на основі гідроприводів з дросельним керуванням для стабілізації вогневого засобу після пострілу.*

***Методи дослідження** У дослідженні використані методи: контент-аналізу – для аналізу та оцінювання ефективності мобільних вогневих груп; системного аналізу – для формування науково-методичного підходу запропонованого у статті; методи математичного моделювання – для визначення залежності між тривалістю керуючого сигналу та переміщенням штоку виконавчого пристрою.*

***Отримані результати дослідження** В роботі обґрунтовано вибір типу виконавчого пристрою та наведено основні математичні рівняння для створення моделі динаміки розімкненої системи автоматичного керування військового призначення. Створено модель динаміки розімкненої системи автоматичного керування, що дає змогу визначити величину корегувального впливу для підвищення ефективності застосування нетипових вогневих засобів встановлених на високомобільній транспортній базі.*

***Елементи наукової новизни** Наукова новизна отриманих результатів полягає в тому, що синтезована модель системи автоматичного керування (розімкнена, без зворотного зв'язку) враховує не лише особливості виконавчого пристрою (з обмеженням), но і нелінійні характеристики гідросистеми (коефіцієнт стиснення рідини, інерційні властивості та масу корисного навантаження). Все це наближує модель до характеристик реальної системи.*

***Теоретична й практична значущість викладеного у статті** Використання гідравлічних приводів з дискретними розподільниками (не зважаючи на меншу вартість та високу швидкодію) є обмеженням з низки причин (мала кількість робочих позицій штоку, незначна робоча швидкість; відсутність можливості програмування позицій робочого органу). Зняття (нівелювання) цих обмежень дозволить покращити характеристики гідравлічних приводів, розширити область їх використання. Особливу цінність отримані результати мають для воєнно-оборонного сектору під час розробки системи стабілізації нетипових вогневих засобів встановлених на високомобільній транспортній базі.*

***Ключові слова:** вбудоване програмне забезпечення, розімкнена система, гідропривід, система автоматичної стабілізації, математична модель.*

Вступ

Постановка проблеми в загальному вигляді. Під час повномасштабного вторгнення країни-агресора російської федерації в Україну, в Збройних Силах України (далі – ЗС України) почали широко використовуватися мобільні вогневі групи, які переважно складаються з транспортного засобу (далі – ТЗ), вогневого засобу (далі – ВЗ) та особового складу. Умови експлуатації транспортного засобу з системами

озброєння (особлива у випадку непромислового виготовлення) передбачають значні навантаження, спричинені використанням вогневого засобу. Його успішне застосування можливе лише за умови вірного налаштування, а також постійного утримання положення із заданою точністю в азимутальній та горизонтальній площинах. Цю задачу покладено на

уніфіковану платформу з системою автоматичної стабілізації.

Орієнтацію 4-х опорного агрегату в просторі можливо здійснювати регулюванням висоти опор. У роботі розглядається методика розрахунку розімкненої системи автоматичного керування з гідроприводом в якості виконавчого механізму. Управління рухом виконавчого механізму здійснюється дроселем. Розглядаються задачі синтезу та аналізу запропонованої системи.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Створенню системи автоматичного керування машинами та механізмами різної природи присвячена значна кількість робіт. У системах гідроприводів цей процес найчастіше відбувається вручну або напівавтоматична [1]. Керування здійснюється через електромагнітні клапани, які управляють рухом гідравлічних опор відповідно до даних від датчиків зворотного зв'язку. Запропоновано низку способів стабілізації агрегатів у горизонтальній площині, в яких розглядаються різні алгоритми управління гідравлічними опорами (за зусиллям, положенням і швидкістю).

Окремо розглядаються питання аналізу і синтезу лінійних і нелінійних систем автоматичного управління. Так, у [2] досліджено моделювання технології гідравлічного крокового приводу. Особливості застосування пневматичних приводів у системі автоматичного керування розглядаються в [3]. В роботі [4] враховано характеристики поверхні (пружність і демпфірування ґрунту).

Згадані роботи спрямовані на розгляд процесів вирівнювання платформи в горизонтальній площині та автоматичну її підтримку в цьому положенні, оптимізації часу перехідних процесів. Однак компенсація зовнішнього впливу від вогневого засобу в доступних джерелах не розглядається.

Мета статті розроблення моделі динаміки розімкненої системи автоматичного керування військового призначення на основі гідроприводів з дросельним керуванням для стабілізації вогневого засобу після пострілу.

Виклад основного матеріалу дослідження

Пристрій, який передає енергію від джерела до виконавчого механізму, забезпечуючи зміну швидкостей і сил робочих органів, а також їх позиціонування у визначеній точці називають приводом (передачею). Гідравлічний привід, в якому використовується потенційна енергія стисненої рідини має назву об'ємний гідропривід. Джерелом гідравлічної енергії в такому гідроприводі є насос, а виконавчим механізмом є гідроциліндр [5].

У насосі відбувається перетворення механічної енергії в гідравлічну. Наслідком такого перетворення є переміщення рідини та рух поршня. Потік рідини в об'ємному гідравлічному приводі характеризується двома основними параметрами: витратою Q і тиском P . Принцип дії об'ємного гідравлічного приводу (насос, циліндр) наведено на рис. 1 [5].

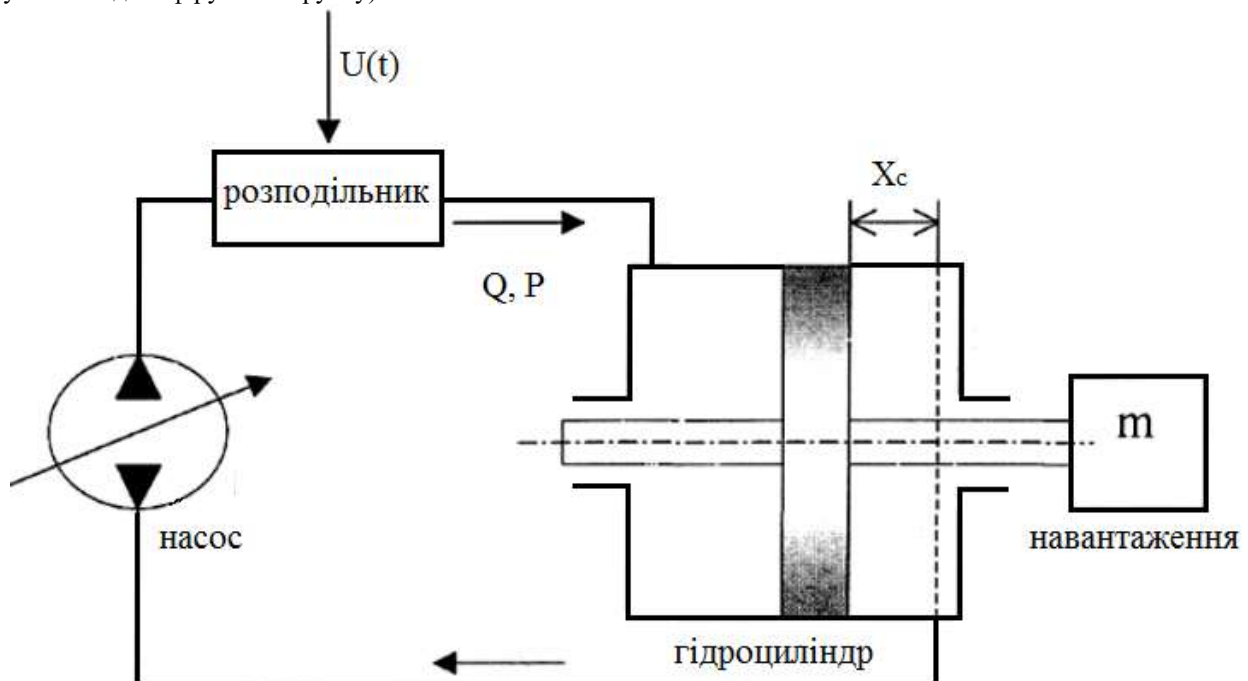


Рисунок 1 – Модель об'ємного гідравлічного приводу [5]

Схема об'ємного гідроприводу (далі – ГП) наведена на рис. 2 [5].

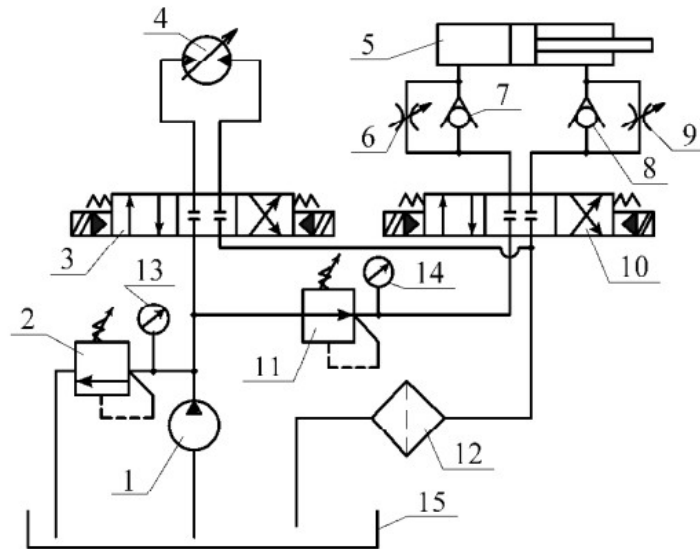


Рисунок 2 – Типова схема гідроприводу [5]

На схемі (рис. 2) позначено основні елементи гідроприводу: джерело енергії (1 – насос); виконавчі механізми (4 – гідромотор, 5 – гідроциліндр); запірна-розподільна апаратура (7, 8 – зворотні клапани; 3, 10 – електрогідравлічні розподільники); контрольно-регулююча апаратура (2 – запобіжний клапан; 6, 8 – регульовані дроселі; 11 – редукційний клапан; 13, 14 – манометри); фільтрувальна апаратура (12 – зливний фільтр), маслобак (15).

Серед об'ємних гідроприводів (за способом керування швидкістю робочого органу) виокремлюють гідроприводи з дросельним регулюванням. У таких гідроприводах зміна швидкості робочого органу за послідовного розміщення дроселя відбувається шляхом зміни гідравлічного опору в магістралі подачі або зливній магістралі. Це призводить до того, що через напірний клапан, який працює в режимі переливу, частина потоку від насоса спрямовується на злив у більшій чи меншій кількості. Як наслідок, швидкість руху робочого органу виконавчого механізму відповідно зростає або зменшується.

Об'ємний гідропривод є складовою частиною системи автоматизованого керування (далі – САК), розімкненого типу, в якій положення робочого органу не залежить від положення органу регулювання (дроселя, золотника). Регулювання в системі здійснюється керуючим сигналом на розподільник. Існує два способи встановлення дроселя: послідовне та паралельне.

Швидкість поршня за послідовного встановлення дроселя визначається як:

$$v_{II} = \frac{Q_n}{F_{II}} \left(1 - \frac{Q_{кл}}{Q_n}\right), \quad (1)$$

де: Q_n – обсяг рідини, яку подає насос;

F_{II} – площа поршня;

$Q_{кл}$ – обсяг рідини, яка витрачається через запобіжник (клапан).

Особливістю роботи гідроприводу за такого розташування дроселя є збереження однакової витрати через розподільник і гідроциліндр:

$$Q_{др} = Q_{ГЦ} = v_{II} F_{II}. \quad (2)$$

Оскільки на всіх режимах споживання насос працює на повну потужність, це є основним недоліком розглянутого параметра. В результаті коефіцієнт корисної дії дросельного ГП не перевищує 25%, а в результаті нагрівання рідини в конструкції потрібна установка баків значного обсягу.

До переваг приводу слід віднести високу швидкодію, надійність у роботі та простоту управління розподільчим золотником, можливість роботи кількох виконавчих двигунів від єдиного (загального) насоса. Основним елементом управління у системі є розподільник. Сьогодні у гідроприводах широко використовуються 4-щілинні циліндричні золотникові розподільники (рис. 3).

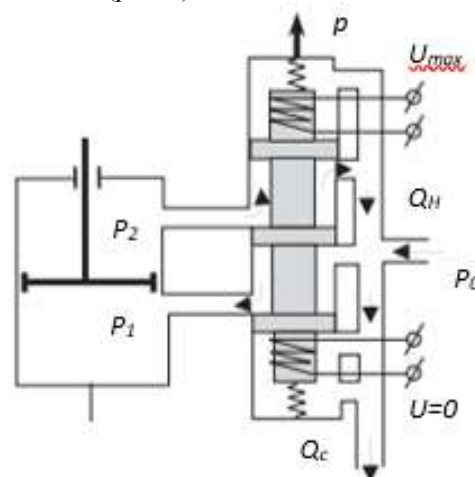


Рисунок 3 – Розрахункова схема витрат через золотник (4-х щілинний золотниковий розподільник)

Гідравлічна характеристика золотника описує залежність витрати рідини Q_z через золотник від перепаду тиску ΔP та положення золотника x :

$$Q_z = f(x_z, \Delta P). \quad (3)$$

Будова уніфікованої стабілізаційної платформи передбачає використання 4-х виконавчих пристроїв. Тобто, нерухома площа ТЗ та рухома площа стабілізаційної платформи механічно пов'язані в чотирьох точках виконавчими гідроциліндрами (по два в повздовжній та поперечній площинах). Вихідне положення визначається як $x_c/2$ (x_c – довжина штоку гідроциліндру) для кожного виконавчого пристрою. Стабілізацію платформи (орієнтацію платформи) здійснюємо регулюванням величини довжини опор.

Керуючий сигнал на розподільники виконавчих пристроїв однієї площини подається протифазно так, що рух правого кута вгору супроводжується водночас рухом лівого кута платформи донизу (в поперечній площині). Аналогічним чином, для компенсування розрахованого за математичною моделлю впливу ВЗ на ТЗ (обчисленого за моделлю кута відхилення центра ваги Φ) відбувається зсув платформи в повздовжній площині.

Загальний вигляд диференціального рівняння для САК з одним входом $u(t)$ та одним виходом $y(t)$ – має вид:

$$F(u(t), u'(t), y(t), y'(t), y''(t)) \quad (4)$$

де: n – порядок рівняння.

Конкретна лінійна диференціальна модель рівняння (4) набуває виду:

$$a_0 y^{(n)}(t) + a_1 y^{(n-1)}(t) + \dots + a_n y(t) = b_0 u^{(m)}(t) + b_1 u^{(m-1)}(t) + \dots + b_m u(t) \quad (5)$$

де: $u(t)$ та $y(t)$ – вхідна і вихідна величини відповідно; a_i, b_j – постійні коефіцієнти, обумовлені параметрами системи; $i=0,1,2,\dots,n; j=0,1,2,\dots,m$.

Передавальна функція системи – відношення зображень по Лапласу вихідної величини $y(t)$ автоматичної системи до вхідної $u(t)$ за нульовими початковими умовами. Цю функцію можна отримати розв'язанням диференціального рівняння (5) завдяки формальній заміні оператора диференціювання на змінну « s », а функцій часу $u(t), y(t)$ – їхніми зображеннями $U(s), Y(s)$.

На рис. 4 авторами наведено структуру схеми взаємодії елементів системи автоматичного керування.

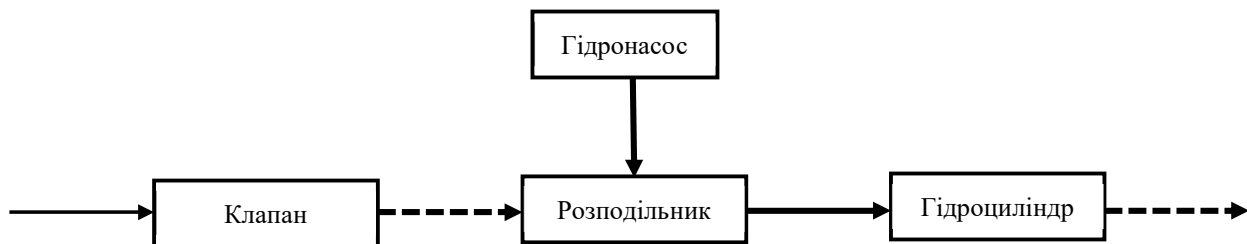


Рисунок 4 – Схема взаємодії елементів системи автоматичного керування

Математичний опис САК здійснюється на основі опису всіх елементів, які входять до її складу (рис. 4). Для опису кожного окремого елемента САК необхідно виокремити фізичні закони, які визначають функціонування САК. Саме математичний опис таких законів і є шуканою моделлю. Надалі, шляхом виключення проміжних змінних, можна отримати шукану модель САК в цілому. В розімкненій САК зв'язок між вхідними та вихідними параметрами можливо записати у вигляді:

$$Y(s) = W_p(s) \cdot W_{rc}(s) \cdot U(s), \quad (6)$$

де $W_p(s)$ – передавальна функція розподільника;

$W_{rc}(s)$ – передавальна функція виконавчого пристрою (гідроциліндра).

Відповідно до структурної схеми САК, сигнал управління (електричний сигнал) $u(t)$, надходить від бортового обчислювача. Величина керуючого сигналу (тривалість імпульсу керування τ) визначається відповідно до моделі ТЗ – ВЗ [6]. Керування гідроциліндром відбувається через розподільник (золотник), зокрема електричний сигнал впливає на переміщення золотника. Отже, потрібно математично описати процес, в якому тривалість імпульсу впливу на

золотник пов'язана з відстанню переміщення гідравлічного штоку.

З метою формалізації моделі системи керування, наведеної на рис. 4 розглянемо зв'язок між параметрами золотника (його переміщення, витрата рідини через нього, площа перерізу) та параметрами гідроциліндра (переміщення штока, швидкість, тиск у порожнинах). Для виведення рівняння руху приводу зроблено такі припущення:

динамічний процес відбувається в середньому положенні поршня. Цьому руху поршня відповідає область характеристики гідро підсилювача, в якій функція $Q_{дв} = f(P_{дв}; X)$, є нерозривною;

сухе тертя незначне;

хвильові процеси в магістралях через малу їх довжину не впливають на динаміку приводу;

модуль пружності рідини – величина постійна, не залежить від тиску та температури, нерозчиненого повітря у рідині немає;

коефіцієнт в'язкості рідини та коефіцієнт витрати дроселя гідро підсилювача – величина постійна;

температура рідини протягом динамічного процесу не змінюється;

гідрравлічними втратами в каналах золотника – нехтуємо (через їх незначну величину);

тиск живлення золотникового гідропідсилювача – постійна величина.

Основними параметрами елементів системи (рис. 4) є:

x_z – переміщення золотника (м);

A_z – площа прохідного перетину дроселя (м²);

$$A_z = k_a x_z, \quad (7)$$

k_a – коефіцієнт пропорційності;

Q_z – розхід рідини через золотник;

P_1, P_2 – (ΔР) тиск до та після золотника;

C_d – коефіцієнт розходу дроселя;

Q_c – розхід рідини через гідроциліндр;

D – діаметр поршня (м);

P_a, P_b – тиск в робочому та зливному просторі (Па);

A_c – площа поршня (м²);

x_c – довжина руху поршня (м);

v_c – швидкість руху поршня (м/с) v ;

ρ – щільність робочої рідини (кг/м³).

Переміщення золотника прямо пропорційне величині керуючому сигналу:

$$x_z = k_u u(t), \quad (8)$$

де: k_u – коефіцієнт передачі (пропорційності) (м/В).

Рівняння зв'язку для керованої гідроопори наведемо у формі рівняння витрати рідини через золотник, для напірної і зливної порожнин з урахуванням прийнятих припущень:

$$\begin{aligned} Q_n &= F_n(\dot{X}_1 - \dot{X}_2) + Q_{сж}; \\ Q_{зл} &= F_n(\dot{X}_1 - \dot{X}_2) - Q_{сж}, \end{aligned} \quad (9)$$

де: Q_n – напірна порожнина золотника;

$Q_{зл}$ – зливна порожнина золотника;

$Q_{сж} = \frac{dV_{сж}}{dt}$ витрата, що компенсує зменшення об'єму напірної і зливної порожнини силового циліндра через стисливість рідини.

$$\begin{aligned} V_{сж,н} &= aV_n P_1; \\ V_{сж,зл} &= aV_{зл} P_2; \end{aligned} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} V_n &= V_0 + F_n(X_1 - X_2); \\ V_{зл} &= V_0 - F_n(X_1 - X_2); \end{aligned} \quad (11)$$

де: a – коефіцієнт відносного об'ємного стискування рідини;

V_0 – об'єм напірної та зливної порожнин силового циліндра гідроопори за нейтрального положення золотника.

Приймаємо за позитивні напрямки руху таке переміщення золотника, яке призводить до утворення управляючого зусилля $F_n(P_1 - P_2)$, діючого на поршень гідро опори вгору.

Рівняння витрати рідини через щілину золотника (рис. 3):

$$Q_z = \mu f_{щ} \sqrt{\frac{2g\Delta P}{\gamma}}; \quad (12)$$

де $f_{щ}$ – площа щілини золотника як функція його переміщення:

$$f_{щ} = \pi d x_z \quad (13)$$

x_z – переміщення золотника (для кільцевої проточки у втулці);

d – діаметр золотника;

γ – питома вага рідини;

μ – коефіцієнт витрат.

У свою чергу, витрата рідини в гідроциліндрі також пов'язана зі швидкістю руху поршня (штока виконавчого пристрою):

$$Q_c = A_c v_c. \quad (14)$$

У сталому режимі:

$$Q_z = Q_c, \quad (15)$$

тоді:

$$A_c \cdot v_c = \mu \cdot f_{щ} \sqrt{\frac{2g\Delta P}{\gamma}} \quad (16)$$

Звідси, швидкість руху штока гідроциліндра:

$$v_c = \frac{\mu \cdot f_{щ}}{A_c} \sqrt{\frac{2g\Delta P}{\gamma}} \quad (17)$$

Довжина руху (переміщення робочого органу) x_c – це інтеграл від швидкості поршню:

$$x_c = \int_0^t v_c dt \quad (18)$$

Величина переміщення штоку без урахування стиснення рідини, інерції та маси навантаження:

$$x_c = \int_0^t \frac{\mu f_{щ}}{A_c} \sqrt{\frac{2g\Delta P}{\gamma}} dt \quad (19)$$

Для фіксованого положення золотника, A_z , ΔP та інших параметрів системи незмінних в часі:

$$x_c = \frac{\mu f_{щ}}{A_c} \sqrt{\frac{2g\Delta P}{\gamma}} \cdot t \quad (20)$$

Фізичний зміст складових рівняння (20):

$\sqrt{\frac{2g\Delta P}{\gamma}}$ – швидкість потоку рідини через щілину

$\gamma = g\rho$ (ρ – густина);

$\frac{\mu f_{щ}}{A_c}$ – коефіцієнт, що враховує співвідношення площі щілини до площі поршня та коефіцієнт витрат ($f_{щ}$ – площа щілини залежить від переміщення золотника x_z).

З урахуванням (13) об'єм витрати робочої рідини Q_c :

$$Q_c = \mu \pi d x_z \sqrt{\frac{2g\Delta P}{\gamma}}, \quad (21)$$

а швидкість руху поршня $\dot{x}_c$:

$$\dot{x}_c(v_c) = \frac{\mu \pi d x_z}{A_c} \sqrt{\frac{2g\Delta P}{\gamma}}. \quad (22)$$

Інерційні властивості гідроприводу, зокрема, маса рухомих частин (поршня, штока, навантаження), додають затримку та впливають на прискорення, через що проста пропорційна залежність (20) стає недостатньою для опису динаміки системи. Така модель відповідає реальній системі лише в стаціонарному режимі, коли інерційні та перехідні ефекти згасають, але для динамічного аналізу потрібно врахувати такі фактори:

інерція рухомих частин протидіє швидким змінам руху, що призводить до затримки у відгуку на управляючий сигнал;

гідрравлічні ефекти: (тиск у системі не змінюється миттєво через стисливість рідини та гідрравлічний опір);

демпфування (в'язкість рідини та тертя) додають опір, що залежить від швидкості руху $\dot{x}_c$ (v_c).

Вираз (20) припускає стаціонарний режим без інерції. Розглянемо гідроциліндр як систему, де динаміка руху поршня визначається з врахуванням інерційних властивостей складових системи (m – маса рухомих частин, b – коефіцієнт в'язкого демпфування):

Рівняння руху виконавчого пристрою з навантаженням m :

$$\begin{aligned} m\dot{v}_c + bv_c &= F, \\ F &= A_c \Delta P, \\ m\dot{v}_c + bv_c &= A_c \Delta P. \end{aligned} \quad (23)$$

де $\Delta P = k_p U(t)$ тиск пропорційний сигналу керування.

Швидкість руху v_c визначимо через витрати робочої рідини з урахуванням виразу (4):

$$v_c = \frac{Q_c}{A_c} \quad (24)$$

Підставимо у вираз (24) значення для Q_c (20) та x_z :

$$v_c = \frac{\mu \pi d k_u U(t)}{A_c} \sqrt{\frac{2 g k_p U(t)}{\gamma}} \quad (25)$$

Отже, ΔP і x_z мають залежність від $U(t)$, водночас присутні як лінійна, так і нелінійна залежності.

У частотній області вираз (23) має вид:

$$ms^2 X_c(s) + bs X_c(s) = A_c k_p U(s), \quad (26)$$

а передаточна функція $W(s)$:

$$W(s) = \frac{X_c(s)}{U(s)} = \frac{A_c k_p}{ms^2 + b} = \frac{\frac{A_c k_p}{m}}{s(s + \frac{b}{m})} \quad (27)$$

Отриманий вираз передавальної функції відповідає системі другого порядку з коефіцієнтом підсилення $\frac{A_c k_p}{m}$ та полюсами $s = 0$ та $s = -\frac{b}{m}$.

Отже, отримано передавальну функцію САК (рис. 4), в якій враховано масу навантаження. В реальній системі, під час подачі сигналу управління на розподільник, тиск зростає поступово (через інерцію рідини та гідрравлічний опір). В роботі розглядаємо його як ступінчасту функцію (рис. 5):

$$P(t) = P_{max} \quad \text{для } 0 \leq t \leq \tau, \quad (28)$$

$$P(t) = 0 \quad \text{для } t > \tau.$$

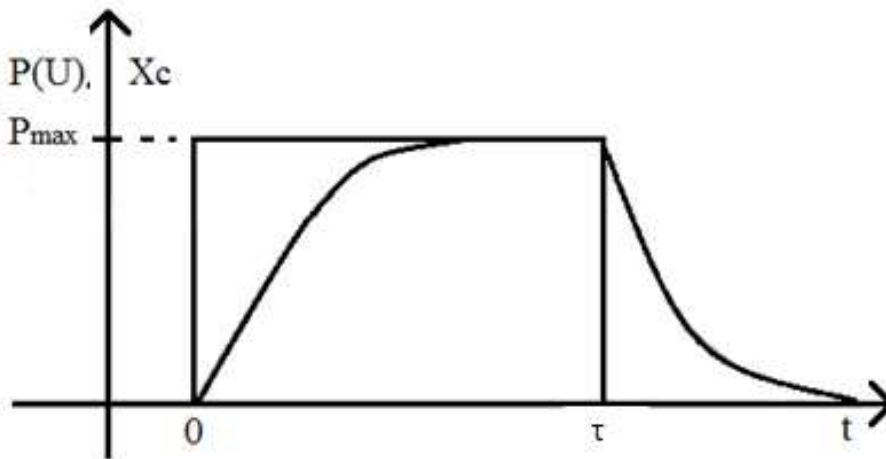


Рисунок 5 – Співставлення тиску рідини в гідроциліндрі та перехідного процесу

де: τ – тривалість управляючого сигналу; $P(U)$ – тиск рідини в виконавчому пристрої.

Маса навантаження перетворює систему на систему другого порядку. Сигнал $U(t)$ (рис. 4) управління електромагнітним клапаном золотникового розподільника у s -області:

$$U(s) = \frac{U_0}{s}, \quad (c^{-1}), \quad (29)$$

З врахуванням (27), рух поршня має вигляд:

$$X_c(s) = W(s)U(s) = \frac{\frac{A_c k_p}{m}}{s(s + \frac{b}{m})} \frac{U_0}{s} = \frac{A_c k_p U_0}{ms^2(s + \frac{b}{m})} \quad (30)$$

Розкладемо частину знаменника на прості дробі:

$$s^2 \left(s + \frac{b}{m} \right) = \frac{A}{s} + \frac{A}{s^2} - \frac{B}{s + \frac{b}{m}}, \quad (31)$$

$$\text{де: } A = \frac{m}{b}, \quad C = -\frac{m^2}{b^2},$$

тоді:

$$X_c(s) = \frac{A_c k_p U_0}{m} \left(\frac{\frac{m}{b}}{s} + \frac{\frac{m}{b}}{s^2} - \frac{\frac{m^2}{b^2}}{s + \frac{b}{m}} \right), \quad (32)$$

а в часовій формі:

$$X_c(t) = \frac{A_c k_p U_0}{b} t + \frac{A_c k_p U_0 m}{b^2} - \frac{A_c k_p U_0 m}{b^2} e^{-\frac{b}{m} t} \quad (33)$$

Після спрощення:

$$X_c(t) = \frac{A_c k_p U_0}{b} \left(t - \frac{m}{b} \left(1 - e^{-\frac{b}{m} t} \right) \right) \quad (34)$$

Аналіз отриманого виразу (34) пояснює динаміку руху корисного навантаження з масою m :

за $\tau \leq \frac{m}{b}$, ($\frac{m}{b}$ – стала часу), інерція домінує

(експоненційна складова $e^{-\frac{b}{m}t}$ – значна), рух поршня відстає від керуючого сигналу;

за $\tau \gg \frac{m}{b}$, інерційні ефекти згасають ($e^{-\frac{b}{m}t} \rightarrow 0$,

$X_c(t) \approx \frac{A_c k_p}{b} t$) рух поршня лінійний;

за $t > \tau$ коли $P(t) = 0$ шток починає зупинятися через демпфірування

Висновки й перспективи подальших досліджень

Огляд літератури щодо існуючих підходів до побудови систем керування гідроприводами, її аналіз підтвердив, що більшість підходів орієнтовано на системи з датчиками зворотного зв'язку, тоді як компенсація зовнішніх впливів, наприклад, від пострілу, залишається слабо дослідженою.

Розроблено модель динаміки розімкненої системи автоматичного керування військового призначення на основі гідроприводів з дросельним керуванням.

Визначено основні залежності між витратою рідини, положенням золотника, тиском у порожнинах гідроциліндра та переміщенням штока. Описано рівняння руху виконавчого пристрою з урахуванням інерційних та демпфувальних характеристик. Розглянуто частотне подання системи у вигляді передавальної функції та визначено її динамічні властивості.

Встановлено, що на динаміку руху поршня суттєво впливають інерційна маса системи, в'язкість робочої рідини та її стиснення. Отримана передавальна функція відповідає системі другого порядку. Враховано, що в реальній системі тиск зростає поступово, однак для спрощення моделювання в роботі використано ступінчасту функцію керування.

Запропоновану модель можна використовувати для попереднього розрахунку системи керування без встановлення зворотного зв'язку. Це дозволяє зменшити обсяг датчиків та підвищити надійність конструкції, зокрема в умовах бойового застосування.

Подальші дослідження доцільно спрямувати на експериментальну перевірку моделі та розробити адаптивні алгоритми керування виконавчим пристроєм залежно від зміни маси навантаження та зовнішніх впливів.

Список бібліографічних посилань

1. Люта А. В., Афанасьєва М. А. Виконавчі механізми і регулюючі органи. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи: навч. посіб. Краматорськ : ДДМА, 2020. 72 с.
2. Qiu Hanyu, Qi Su. Simulation Research of Hydraulic Stepper Drive Technology Based on High Speed On/Off Valves and Miniature Plunger Cylinders. *Micromachines* 2021. DOI: 10.3390/mi12040438.
3. Szakacs T., Khalifa N. Pneumatic Piston Control Optimization. *Journal of Physics: Conference Series*. 2024. DOI: 10.1088/1742-6596/2848/1/012002.
4. Греков В. П., Ткаченко Ю. А., Орлов С. В. Система

автоматичної стабілізації транспортного модуля реактивних систем залпового вогню. *Наука і техніка Повітряних Сил Збройних Сил України*. 2021. Вип. 1 (42). С. 137–143. DOI: 10.30748/nitps.2021.42.18.

5. Крутіков Г. А., Стрижак М. Г. Системи гідроприводів: навч. посіб. Харків : НТУ «ХПІ», 2014. 220 с.
6. Кузавков В. В., Поляк І. Є., Тлустий А. О. Визначення чисельного значення збурного діяння при застосуванні вогневих засобів. *Scientific Collection «InterConf+»*. № 42(189). С. 672–680. DOI: <https://doi.org/10.51582/interconf.19-20.02.2024.067>.

MODEL OF THE DYNAMICS OF AN OPEN-LOOP AUTOMATIC CONTROL SYSTEM FOR MILITARY PURPOSES

KUZAVKOV Vasyi, Doctor of Technical Sciences, professor, Military Institute of Telecommunications and Informatization, Kyiv, Ukraine, <https://orcid.org/0000-0002-0655-9759>

MATSAYENKO Andrii, PhD, Military Institute of Telecommunications and Informatization, Kyiv, Ukraine, <https://orcid.org/0000-0003-1149-7318>

SOLODOVNYK Viacheslav, PhD, Military Institute of Telecommunications and Informatization, Kyiv, Ukraine, <https://orcid.org/0000-0002-9113-7672>

Formulation of the problem in general. The purpose of the article is to develop a model of the dynamics of an open-loop automatic control system for military purposes based on throttle-controlled hydraulic drives.

Research methods. The following methods were used in the study: content analysis - to analyse and evaluate the effectiveness of mobile fire groups; system analysis - to form the scientific and methodological approach proposed in the article; mathematical modelling methods - to determine the relationship between the duration of the control signal and the movement of the actuator stem.

Literature review. The analysed works are aimed at considering the processes of levelling the platform in the horizontal plane and automatically maintaining it in this position, optimising the time of transient processes. However, compensation for external impact from a firearm is not considered in open sources.

Research results. A model of the dynamics of an open-loop automatic control system has been created, which makes it possible to determine the amount of corrective influence to increase the efficiency of using atypical firearms installed on a high-speed vehicle.

Research novelty. The scientific novelty of the obtained results is that the synthesised model of the automatic control system (open-loop, without feedback) takes into account not only the features of the actuator (with a limitation) but also the nonlinear characteristics of the hydraulic system (fluid compression ratio, inertial properties, and payload mass). All this brings the model closer to the characteristics of the real system.

Theoretical and practical significance. The use of hydraulic actuators with discrete distributors (despite their lower cost and high performance) is limited for a number of reasons (small number of working positions of the rod, low operating speed, lack of the ability to program the position of the working body). Removing (levelling) these limitations will improve the characteristics of hydraulic actuators and expand their scope of use. The results obtained are of particular value for the military and defence sector in the development of a stabilisation system for atypical firearms installed on a highly mobile transport base.

Conclusions and future work. The paper substantiates the choice of the type of actuator and presents the basic mathematical equations for creating a model of the dynamics of an open-loop automatic control system for military purposes. The method of calculation and design of open hydraulic actuators is presented. Throttle-controlled actuators are considered. The issues of dynamic analysis and synthesis are reflected. Further research can be aimed at experimental verification of the model and development of adaptive control algorithms.

Keywords: embedded software, open-loop system, hydraulic drive, automatic stabilisation system, mathematical model.

References

1. Lyuta, A. V., Afanasieva, M. A., (2020). Actuators and regulators. Hydraulics, hydraulic and pneumatic drives *Textbook for Technical Universities*. Kramatorsk.
2. Qiu, Hanyu and Qi Su, (2021). Simulation Research of Hydraulic Stepper Drive Technology Based on High Speed On/Off Valves and Miniature Plunger Cylinders. *Micromachines*. DOI: 10.3390/mi12040438.
3. Szakacs, T. and Khalifa, N., (2024). Pneumatic Piston Control Optimisation. *Journal of Physics: Conference Series*. DOI: 10.1088/1742-6596/2848/1/012002.
4. Hrekov, V. P., Tkachenko, Yu. A., Orlov, S. V., (2021). Automatic stabilisation system for the transport module of multiple launch rocket systems. *Nauka i tekhnika Povitrianykh Syl Zbroinykh Syl Ukrainy*. 1(42), 137–143. DOI: 10.30748/nitps.2021.42.18.
5. Krutikov, G. A., Strizhak, M. G., (2014). Hydraulic Drive Systems: *Textbook for Technical Universities*. Kharkiv : 220.
6. Kuzavkov, V. V., Poliak, I. Ye., Tlustyi, A. O., (2024). Determination of the numerical value of the disturbing effect when using firearms. *Theory and Practice of Science*. 42(189), 672–680. DOI: 10.51582/interconf.19-20.02.2024.067.

Рукопис надійшов до редакції	09.06.2025
Рукопис прийнято до друку після рецензування	01.07.2025
Дата публікації	29.08.2025