

<https://doi.org/10.26565/2079-1747-2026-37-10>

УДК 62-932:62.532

¹**КИРИЧЕНКО І. Г.**, доктор технічних наук, професор кафедри будівельних і дорожніх машин ім. А. М. Холодоваe-mail: igk160450@gmail.com ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2128-3500>¹**ГУРКО В. О.**, аспірант кафедри будівельних і дорожніх машин ім. А. М. Холодоваe-mail: volgurko@khadi.kharkov.ua ORCID: <https://orcid.org/0009-0006-9216-6682>¹*Харківський національний автомобільно-дорожній університет*
вул. Ярослава Мудрого 25, м. Харків, 61002

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ЕЛЕКТРОГІДРОПРИВОДУ РОБОЧОГО ОБЛАДНАННЯ ФРОНТАЛЬНОГО НАВАНТАЖУВАЧА ДЛЯ ІНФОРМАЦІЙНО-КЕРУЮЧОГО КОМПЛЕКСУ

Керування робочим обладнанням фронтального навантажувача характеризується значною кількістю невизначеностей, зумовлених змінними умовами взаємодії ковша з матеріалом, внутрішніми витоками в гідросистемі, стисливістю робочої рідини, а також впливом зовнішніх навантажень і зміною параметрів елементів приводу в процесі роботи. Наявність таких невизначеностей ускладнює побудову адекватних математичних моделей і знижує ефективність системи автоматичного керування робочим обладнанням, оскільки математична модель не відображає реальну динаміку робочого обладнання. Метою даної роботи є підвищення ефективності керування робочим обладнанням фронтального навантажувача шляхом розробки математичної моделі електрогідроприводу, зручної для використання в інформаційно-керуючому комплексі машини. У роботі використано методи математичного моделювання динамічних систем, а також методи лінеаризації нелінійних залежностей з подальшим поданням моделі у просторі станів. Побудову моделі здійснено на основі структурної схеми системи керування електрогідроприводом із урахуванням основних фізичних процесів, що відбуваються в гідроприводі. Отримано лінеаризовану математичну модель електрогідроприводу, подану у просторі станів у вигляді системи шести диференціальних рівнянь першого порядку. Результати імітаційного моделювання в середовищі MATLAB Simulink узгоджуються з фізичними процесами в електрогідроприводі робочого обладнання фронтального навантажувача та підтверджують адекватність запропонованої моделі. Розроблена модель може бути використана як основа для побудови інформаційно-керуючих комплексів фронтальних навантажувачів та інших будівельних машин, здатних забезпечувати ефективне керування робочим обладнанням в умовах невизначеності в реальному часі.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: фронтальний навантажувач, робоче обладнання, електрогідропривід, система керування, математична модель.

Як цитувати: Кириченко І. Г., Гурко В. О. Математична модель електрогідроприводу робочого обладнання фронтального навантажувача для інформаційно-керуючого комплексу. *Машинобудування*. 2026. Вип. 37. С. 116-125. <https://doi.org/10.26565/2079-1747-2026-37-10>

Вступ

Сучасні будівельні та комунальні галузі немислимі без використання спеціальних машин, робоче обладнання яких приводиться в дію гідроприводом. Перевагами гідроприводу є висока питома потужність, можливість реалізації великих зусиль на робочому обладнанні, а також плавне безступінчасте регулювання швидкості та зусилля. Типовими представниками таких машин є фронтальні навантажувачі, які широко використовуються для проведення

земляних і вантажно-розвантажувальних робіт. Керують цими машинами оператори, узгоджуючи кілька рухів одночасно. Такий спосіб керування вимагає значних психофізіологічних витрат (оператор виконує до 1200 рухів на годину) і при тривалій роботі призводить до втоми, підвищуючи ризик помилкових дій. Це знижує продуктивність машини, збільшує знос її вузлів і механізмів та витрату палива, а також підвищує ризик нещасних випадків і аварій.



У зв'язку з цим актуальним завданням є автоматизація робочих процесів фронтальних навантажувачів з використанням сучасних методів керування та комп'ютерних технологій. Одним з найбільш складних етапів для автоматизації, при цьому, є етап наповнення ковша навантажувача матеріалом.

Для керування різними технічними об'єктами широко використовуються ПД-регулятори. Це обумовлено легкістю їх реалізації та здатністю забезпечити задовільну якість керування в широкому діапазоні режимів роботи. Саме тому першими системами керування робочим обладнанням фронтальних навантажувачів та інших будівельних машин були ПД-регулятори [1].

Однак наявність великої кількості невизначених факторів, пов'язаних із змінними силами взаємодії ковша з ґрунтом, внутрішніми витоками в гідроприводі, варіаціями параметрів робочої рідини тощо, значно знижує ефективність використання ПД-регуляторів [2]. У зв'язку з цим значна кількість досліджень спрямована на підвищення ефективності керування гідроприводом будівельних машин за рахунок застосування методів штучного інтелекту. Існуючі в цьому напрямку роботи можна розділити на дві групи:

1) налаштування або корекція коефіцієнтів ПД-регуляторів за допомогою, наприклад, еволюційних алгоритмів [3 - 5] або нечіткої логіки [6, 7];

2) використання додаткових алгоритмів керування, що дозволяють компенсувати вплив невизначеностей [8 - 12].

Останній підхід видається більш перспективним, оскільки дозволяє адаптувати систему до змінних параметрів і зовнішніх збурень без необхідності повного переналаштування основного регулятора.

Наразі як інструмент побудови інтелектуальних інформаційно-керуючих комплексів фронтальних навантажувачів все більш активно розглядаються методи машинного навчання, зокрема навчання з підкріпленням [13 - 17]. Методи машинного навчання дозволяють працювати з багатовимірними даними, що надходять від різних датчиків, враховувати нелінійну динаміку гідроприводу і мінливі умови взаємодії робочого органу з матеріалом та інші фактори, що важко формалізувати. У навчанні з підкріпленням при цьому керування розглядається як послідовний процес прийняття рішень, в якому стратегія

керування формується з метою максимізації винагороди за ефективні дії. Це дозволяє враховувати не лише миттєву помилку позиціонування, але й інтегральні критерії, що включають енергетичну ефективність, динаміку перехідних процесів і робастність.

Крім того, на відміну від методів, що вимагають заздалегідь підготовлених і розмічених даних, навчання з підкріпленням формує стратегію керування безпосередньо в процесі взаємодії робочого обладнання навантажувача з матеріалом, поступово покращуючи її на основі отриманого досвіду. Це дозволяє адаптувати керування до реальних умов роботи.

Однак навіть у цьому випадку необхідна наявність математичної моделі робочого обладнання навантажувача, включаючи його гідропривід, оскільки вона дозволяє коректно сформулювати функцію винагороди, врахувати фізичні обмеження на керуючі впливи, а також провести імітаційне навчання алгоритму керування та верифікацію ефективності навчання до його перенесення на інформаційно-керуючий комплекс навантажувача. При цьому модель повинна достатньо повно описувати процеси, що протікають в гідроприводі і робочому обладнанні навантажувача, і в той же час бути відносно простою. Наявні моделі, наприклад [18], є громіздкими та незручними для використання у реальному часі у бортовому цифровому комп'ютері для цілей керування. У даній роботі пропонується лінеаризована модель електрогідроприводу робочого обладнання фронтального навантажувача, зручна для використання в інформаційно-керуючому комплексі. Метою даної роботи, таким чином, є підвищення ефективності керування робочим обладнанням фронтального навантажувача шляхом розробки математичної моделі електрогідроприводу, зручної для використання в інформаційно-керуючому комплексі машини. Досягнення мети вимагає вирішення наступних завдань: 1) проаналізувати структуру електрогідроприводу робочого обладнання фронтального навантажувача як об'єкта керування в складі інформаційно-керуючого комплексу; 2) розробити математичну модель електрогідроприводу з урахуванням основних фізичних процесів; 3) виконати лінеаризацію моделі та подати її у вигляді, зручному для використання в інформаційно-керуючому комплексі; 4) шляхом імітаційного моделювання підтвердити адекватність отриманої моделі.

Структура системи керування електрогідроприводом

Перед побудовою математичної моделі електрогідроприводу розглянемо її структуру. Оскільки структура приводів стріли і ковша подібна, а процеси, що в них відбуваються, базуються на однакових принципах, то для побудови математичної моделі далі розглядається електрогідропривід ковша (рис. 1). Модель приводу стріли є аналогічною.

Керуючий сигнал, що формується системою керування, перетворюється на струм і та використовується для керування електрогідролінійним пропорційним розподільником, електромагніт якого перетворює електричний сигнал на переміщення золотника, забезпечуючи регулювання витрати робочої рідини в порожнинах гідроциліндра (рис. 1). В результаті змінюються витрати робочої рідини Q_1 і Q_2 , що надходить до поршневої і штокової порожнин гідроциліндра, що призводить до переміщення штока y .

Переміщення штока y реєструється за допомогою датчика лінійного переміщення. У гідравлічній системі встановлено два датчики для вимірювання тиску в поршневій і штоковій порожнинах гідроциліндра p_1 і p_2 . Тиск подачі p_s приймається постійним, а тиск у лінії зливу p_o приймається рівним нулю. Втрати тиску в трубопроводах, в'язкісні ефекти і тертя не моделюються і надалі розглядаються як невизначені фактори.

Структура системи керування рухом ковша показана на рис. 2. Оскільки керування реалізується за допомогою

цифрової техніки, то всі сигнали системи розглядаються в дискретному часі, де k позначає номер такту дискретизації. На вхід головного комп'ютера подається задана траєкторія ковша $q_d(k)$. У головному комп'ютері реалізуються алгоритми формування керуючих впливів і рішення зворотної задачі кінематики, в результаті чого формується бажане переміщення штока гідроциліндра $u_d(k)$. Сформоване завдання передається в контролер цифрової обробки сигналів (КОС).

У контролері КОС на основі сигналу завдання $u_d(k)$ і вимірюного переміщення $y(k)$ реалізується контур регулювання, в результаті чого формується керуючий струм $i(k)$, що подається на електрогідролінійний пропорційний розподільник. Переміщення золотника забезпечує регулювання витрати робочої рідини $Q_1(k)$, $Q_2(k)$, що призводить до зміни тиску $p_1(k)$, $p_2(k)$ в порожнинах гідроциліндра і переміщення штока $y(k)$. Переміщення штока перетворюється в рух ковша, формуючи фактичну його траєкторію $q(k)$.

Сигнали датчика лінійного переміщення і датчиків тиску передаються в КОС і використовуються для оцінки поточного стану системи і вироблення керуючих впливів. Інформація щодо переміщення штока $y(k)$ використовується для формування керуючого струму $i(k)$, у той час як зворотний зв'язок за тиском робочої рідини (відповідний контур на рис. 2 не відображено).

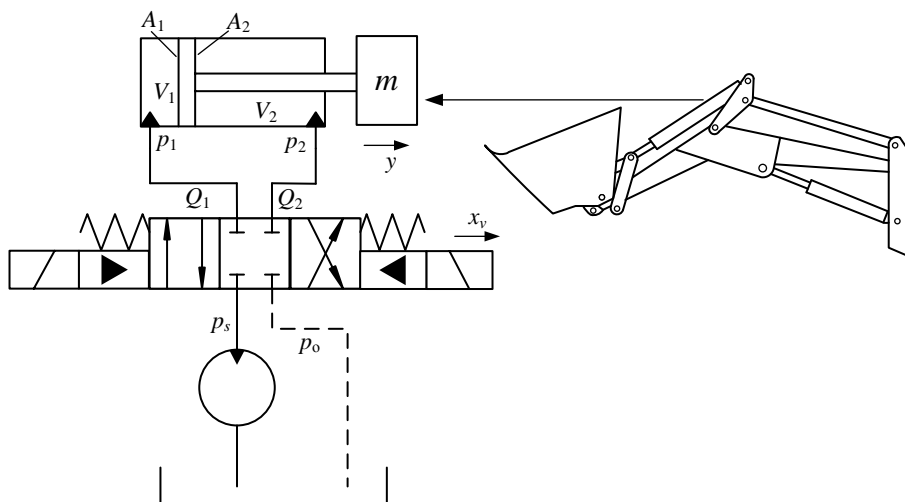


Рис. 1 – Схема електрогідроприводу ковша фронтального навантажувача
Fig. 1 – Schematic of the electrohydraulic drive of a wheel loader bucket



Рис. 2 – Структура системи керування ковшем навантажувача
Fig. 2 – Control system structure of a wheel loader bucket

Модель електрогідроприводу

Розглянемо рівняння динаміки описаної вище системи. Оскільки гідропривід є безперервною динамічною системою, його поведінка описується диференціальними рівняннями в безперервному часі t . Узгодження рівнянь у безперервному часі t та дискретному часі k буде виконано у подальших дослідженнях під час синтезу системи керування робочим обладнанням навантажувача.

Керуючий струм $i(t)$, що формується КОС, створює електромагнітну силу $F_m(t)$, яка приводить золотник електрогідравлічного пропорційного розподільника до руху. Якщо позначити переміщення золотника розподільника відносно нейтрального положення через $x_v(t)$, а в якості позитивного напрямку руху прийняти напрямок, що відповідає збільшенню прохідного перетину вікон золотника в напрямку подачі робочої рідини в поршневу порожнину гідроциліндра, то динаміку золотника можна описати наступним рівнянням другого порядку:

$$m_v \ddot{x}_v(t) + b_v \dot{x}_v(t) + k_v(l_0 + x_v(t)) + k_f x_v(t) = k_m i(t), \quad (1)$$

де $b_v \dot{x}_v(t)$ – сила в'язкого тертя; $k_v(l_0 + x_v(t))$ – сила центруючої пружини золотника; l_0 – попереднє підтискання центруючої пружини; $k_f x_v(t)$ – гідродинамічна сила потоку робочої рідини через вікна розподільника; b_v , k_v , k_f , k_m – відповідні коефіцієнти пропорційності.

Далі розглянемо динаміку системи в околиці робочої точки, що відповідає нейтральному положенню золотника розподільника. У цьому випадку постійна

складова сили $k_v l_0$, обумовлена попереднім підтисканням центруючої пружини, може бути компенсована статичним керуючим впливом. Тому в подальшому l_0 не враховується.

Переміщення золотника призводить до зміни площі прохідних перерізів вікон. У разі невеликих переміщень x_v золотника відносно середнього положення витрати через вікна розподільника можна вважати лінійними [19], і за умови прийнятого вище припущення щодо $p_o = 0$, вони дорівнюють:

$$\begin{cases} Q_1(t) = k_q x_v(t) - k_p p_1(t), \\ Q_2(t) = k_q x_v(t) + k_p p_2(t), \end{cases} \quad (2)$$

де k_q – коефіцієнт витрати робочої рідини через вікна золотника; k_p – коефіцієнт впливу тиску в порожнинах гідроциліндра на витрату робочої рідини.

Зміна витрат $Q_1(t)$ і $Q_2(t)$ призводить до зміни тисків $p_1(t)$ і $p_2(t)$ в порожнинах гідроциліндра. З урахуванням стисливості робочої рідини динаміка тисків описується наступним чином:

$$\begin{cases} \dot{p}_1(t) = \frac{\beta}{V_{01} + A_1 y(t)} (Q_1(t) - A_1 \dot{y}(t)), \\ \dot{p}_2(t) = \frac{\beta}{V_{02} - A_2 y(t)} (-Q_2(t) + A_2 \dot{y}(t)), \end{cases} \quad (3)$$

де β – модуль об'ємної пружності робочої рідини; A_1 , A_2 – ефективні площі поршня з боку поршневої та штокової порожнин гідроциліндра; V_{01} , V_{02} – початкові об'єми порожнин гідроциліндра.

Для спрощення моделі будемо вважати, що зміна об'ємів порожнин гідроциліндра є малою порівняно з їх

початковим значенням. У цьому випадку, (3) можна переписати як:

$$\begin{cases} \dot{p}_1(t) = \frac{\beta}{V_{01}}(Q_1(t) - A_1\dot{y}(t)), \\ \dot{p}_2(t) = \frac{\beta}{V_{02}}(-Q_2(t) + A_2\dot{y}(t)). \end{cases} \quad (4)$$

У реальних умовах роботи машини зміна об'ємів поршневої та штокової порожнин може бути значною і порівняною з їх початковими значеннями. У цьому випадку прийняте припущення про незначність їхньої зміни призводить до появи невизначеності в математичній моделі системи. Передбачається, що запропонований інтелектуальний інформаційно-керуючий комплекс здатний забезпечувати необхідну якість керування за наявності таких невизначеностей.

Тиски $p_1(t)$ і $p_2(t)$ створюють сили $A_1p_1(t)$ і $A_2p_2(t)$, що діють на поршень гідроциліндра. Відповідно, переміщення штока гідроциліндра описується рівнянням:

$$m\ddot{y}(t) = A_1p_1(t) - A_2p_2(t) - F_f(t) - F_L(t), \quad (5)$$

де m – приведена до штока гідроциліндра маса рухомих елементів робочого обладнання (рис. 1);

$F_f(t) = b\dot{y}(t) + cy(t)$ – сила тертя в гідроциліндрі та шарнірних з'єднаннях робочого обладнання; b і c – коефіцієнти в'язкого демпфування та жорсткості відповідно; $F_L(t)$ – зовнішнє навантаження, обумовлене взаємодією робочого обладнання з матеріалом.

Для цілей керування, отримані вище

рівняння (1) – (5) зручно представити у формі простору станів у вигляді системи диференціальних рівнянь першого порядку. Введемо наступні змінні стану системи: $x_1(t) = x_v(t)$, $x_2(t) = \dot{x}_v(t)$, $x_3(t) = \Delta p_1(t)$, $x_4(t) = \Delta p_2(t)$, $x_5(t) = y(t)$, $x_6(t) = \dot{y}(t)$, де $\Delta p_1(t)$ і $\Delta p_2(t)$ прирости тиску у відповідних порожнинах гідроциліндра. Керуючим впливом системи є струм, $u(t) = i(t)$. Тоді, з урахуванням прийнятих вище припущень, отримаємо наступну лінійну модель динаміки системи в просторі станів:

$$\begin{aligned} \dot{x}_1(t) &= x_2(t), \\ \dot{x}_2(t) &= \frac{1}{m_v}(-k_v + k_f)x_1(t) - b_v x_2(t) + k_m u(t), \\ \dot{x}_3(t) &= \frac{\beta}{V_{01}}(k_q x_1(t) - k_p x_3(t) - A_1 x_6(t)), \\ \dot{x}_4(t) &= \frac{\beta}{V_{02}}(-k_q x_1(t) - k_p x_4(t) + A_2 x_6(t)), \\ \dot{x}_5(t) &= x_6(t), \\ \dot{x}_6(t) &= \frac{1}{m}(A_1 x_3(t) - A_2 x_4(t) - cx_5 - bx_6 - w(t)) \end{aligned} \quad (6)$$

де $w(t)$ – сумарне зовнішнє збурення, обумовлене дією $F_L(t)$ та інших невизначених факторів.

Вихідними змінними системи є переміщення штока гідроциліндра і тиск в його порожнинах (рис. 2): $\mathbf{y}_{out}(t) = [x_3(t) \ x_4(t) \ x_5(t)]^T$.

Таким чином, отримано лінеаризовану модель шостого порядку, що описує динаміку електрогідравлічного приводу робочого обладнання навантажувача.

Результати моделювання

Для перевірки адекватності розробленої математичної моделі (6) вона була реалізована в середовищі Simulink пакета MATLAB. Значення параметрів електрогідравлічного приводу, які виходили при моделюванні, наведені в таблиці 1.

Моделювання проводилося за нульових початкових умов, тобто значення всіх координат стану $\mathbf{x}(0) = 0$. В якості вхідного впливу $u(t)$ прийнято прямокутний імпульс з одиничною амплітудою і тривалістю 0,25 с, що відповідає режиму включення/відключення електрогідравлічного пропорційного розподільника і дозволяє

оцінити динаміку розімкнутої системи керування.

Результати моделювання відображені на рис. 3 – 6. Рис. 3 показує перехідні процеси в електрогідравлічному розподільнику. Змінна $x_1(t)$ (переміщення золотника) має перерегулювання близько 16% після зміни керуючого сигналу (рис. 3а) і швидко встановлюється на рівні приблизно 0,1 мм. При відключенні струму в момент $t = 0,25$ с золотник після невеликого відхилення з амплітудою приблизно 0,017 мм повертається до нейтрального. Швидкість золотника $x_2(t)$ повністю відповідає його переміщенню (рис. 3б).

Таблиця 1
Значення параметрів електрогідроприводу
Table 1
Values of electrohydraulic drive parameters

Параметр	Значення	Одиниці вимірювання	Значення
Модуль об'ємної пружності робочої рідини, β [МПа]	1050	Маса рухомих частин золотника гідророзподільника, m_v [кг]	1
Ефективна площа поршневої порожнини гідроциліндра, A_1 [мм ²]	1963,50	Коефіцієнт витрати гідророзподільника, k_q [м ² /с]	2,5
Ефективна площа штокової порожнини гідроциліндра, A_2 [мм ²]	945,62	Коефіцієнт внутрішніх витоків у гідросистемі, k_p [м ³ /(с·Па)]	$3 \cdot 10^{-11}$
Початковий об'єм поршневої порожнини гідроциліндра, V_{01} [м ³]	$2,95 \cdot 10^{-4}$	Коефіцієнт в'язкого тертя золотника, b_v [Н·с/м]	120,5
Початковий об'єм штокової порожнини гідроциліндра, V_{02} [м ³]	$1,42 \cdot 10^{-4}$	Коефіцієнт в'язкого демпфування руху штока гідроциліндра, b [Н·с/м]	700
Приведена маса робочого обладнання, m [кг]	100	Коефіцієнт підсилення керуючого струму, k_m [Н/А]	1,52

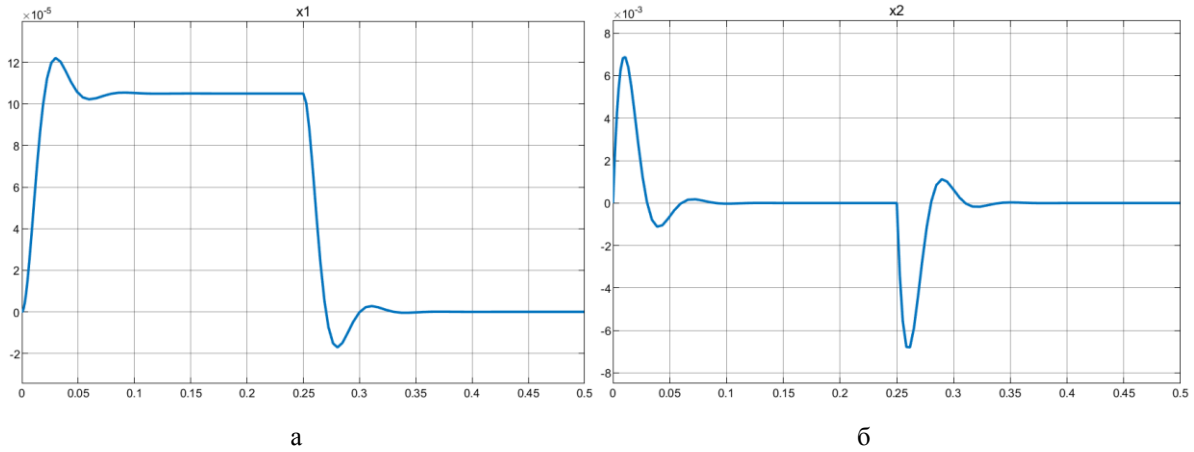


Рис. 3 – Перехідні процеси в електрогідрравлічному розподільнику
Fig. 3 – Transient processes in the electrohydraulic control valve

Вид перехідних процесів у електрогідрравлічному розподільнику повністю відповідає поведінці динамічної системи 2-го порядку, узгоджується з власними динаміч-

ними властивостями золотника і підтверджує адекватність перших двох рівнянь у (6).

Рис. 4 відображає зміну тисків $x_3(t)$, $x_4(t)$ в порожнинах гідроциліндра.

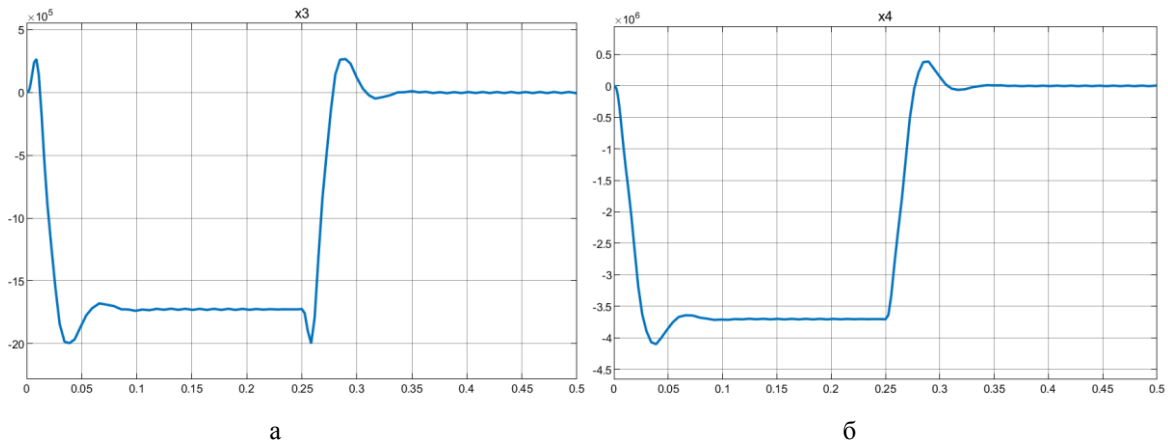


Рис. 4 – Зміна тисків в порожнинах гідроциліндра
Fig. 4 – Pressure changes in the chambers of the hydraulic cylinder

Зміна значення керуючого струму призводить до виникнення затухаючого коливального процесу під час зміни тиску в поршневій та штоковій порожнинах гідроциліндра (рис. 4). Такий характер перехід-

ного процесу зумовлений витратними характеристиками золотника, а також стисливістю робочої рідини в гідравлічній системі.

Параметри руху штока гідроциліндра $x_5(t)$ та $x_6(t)$ показано на рис. 5.

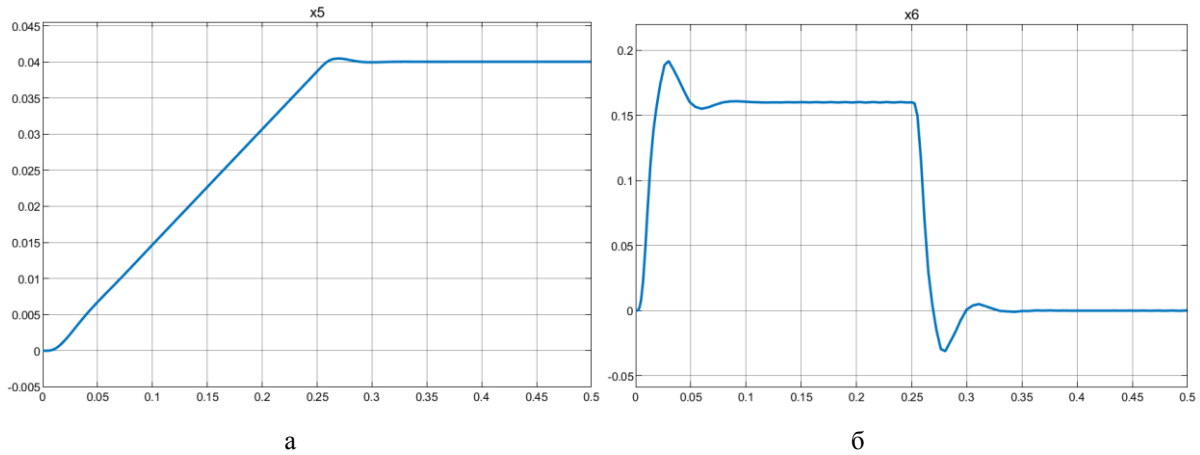


Рис. 5 – Параметри руху штока гідроциліндра
Fig. 5 – Parameters of the hydraulic cylinder rod motion

Швидкість штока $x_6(t)$ після короткочасного перехідного процесу з перерегулюванням 18% встановлюється на рівні близько 160 мм/с. Під час руху штока зі сталою швидкістю його переміщення $x_5(t)$ збільшується майже лінійно і досягає приблизно 40 мм з незначним перерегулюванням (менше 1%). Після відключення струму в момент $t = 0,25$ с швидкість штока після незначних коливань зменшується до нуля. Стале значення

положення штока $x_5(t)$ зумовлене перекриттям каналів гідророзподільника в нейтральному положенні золотника (рис. 4а).

Наведені вище результати моделювання свідчать про відповідність запропонованої моделі (б) фізичній сутності електрогідравлічного привода робочого обладнання фронтального навантажувача та водночас є зручними для використання в інформаційно-керуючому комплексі.

Висновки

У роботі розглянуто електрогідропривід робочого обладнання фронтального навантажувача в умовах невизначеності параметрів і зовнішніх впливів. Проаналізовано структуру системи керування електрогідроприводом, яка вико ристана як основа для побудови математичної моделі. Розроблено лінеаризовану математичну модель, орієнтовану на використання в задачах керування, подану у просторі станів у вигляді системи з шести диференціальних рівнянь першого порядку.

Адекватність моделі підтверджено результатами імітаційного моделювання. Запропонована модель може бути вико ристана як основа для синтезу алгоритмів керування та побудови інформаційно-керуючих комплексів будівельних машин.

Подальші дослідження будуть спрямовані на синтез системи керування електрогідроприводом, здатної забезпечити належну якість руху робочого обладнання навантажувача навіть за наявності невизначеностей у запропонованій моделі.

Конфлікт інтересів

Автори заявляють, що конфлікту інтересів щодо публікації рукопису немає. Крім того, автори повністю дотримувались етичних норм, включаючи плагіат, фальсифікацію даних та подвійну публікацію.

Список використаної літератури

1. Modeling and Control of Excavator Dynamics during Digging Operation / A. J. Koivo et al. *Aerospace Engineering*. 1996. Vol. 9, no. 1. P. 10–18. [https://doi.org/10.1061/\(ASCE\)0893-1321\(1996\)9:1\(10\)](https://doi.org/10.1061/(ASCE)0893-1321(1996)9:1(10))
2. Dadhich S., Bodin U., Andersson U. Key challenges in automation of earth-moving machines. *Automation in Construction*. 2016. Vol. 68. P. 212–222. <https://doi.org/10.1016/j.autcon.2016.05.009>
3. Samakwong T., Assawinchaichote W. PID Controller Design for Electro-hydraulic Servo Valve System with Genetic Algorithm. *Procedia Computer Science*. 2016. Vol. 86. P. 91–94. <https://doi.org/10.1016/j.procs.2016.05.023>
4. Trajectory control of electro-hydraulic position servo system using improved PSO-PID controller / H. Feng et al. *Automation in Construction*. 2021. Vol. 127. P. 103722. <https://doi.org/10.1016/j.autcon.2021.103722>
5. Research on PID Position Control of a Hydraulic Servo System Based on Kalman Genetic Optimization / Y.-Q. Guo et al. *Actuators*. 2022. Vol. 11, no. 6. P. 162. <https://doi.org/10.3390/act11060162>
6. Junpeng Shao, Lihua Chen, Zhibin Sun. The application of fuzzy control strategy in electro-hydraulic servo system. *2005 IEEE International Conference on Mechatronics and Automation*, Niagara Falls, Ont., Canada. P. 2010–2016. <https://doi.org/10.1109/icma.2005.1626871>
7. Li Y., Qi L. Optimization of mechanical hydraulic system load adaptation based on fuzzy control algorithm. *International Journal for Housing Science and Its Applications*. 2025. Vol. 46, no. 4. P. 350–360. <https://doi.org/10.70517/ijhsa46430>
8. Skid-Proof Operation of Wheel Loader Based on Model Prediction and Electro-Hydraulic Proportional Control Technology / B. Cao et al. *IEEE Access*. 2020. Vol. 8. P. 81–92. <https://doi.org/10.1109/access.2019.2961364>
9. GA-optimized feedforward-PID tracking control for a rugged electrohydraulic system design / B. K. Sarkar et al. *ISA Transactions*. 2013. Vol. 52, no. 6. P. 853–861. <https://doi.org/10.1016/j.isatra.2013.07.008>
10. Intelligent Operation of Wheel Loader Based on Electrohydraulic Proportional Control / B.-w. Cao et al. *Mathematical Problems in Engineering*. 2020. Vol. 2020. P. 1–11. <https://doi.org/10.1155/2020/1730946>
11. Actuation of an electrohydraulic manipulator with a novel feedforward compensation scheme and PID feedback in servo-proportional valves / A. Sarkar et al. *Control Engineering Practice*. 2023. Vol. 135. P. 105490. <https://doi.org/10.1016/j.conengprac.2023.105490>
12. Torque-adaptive resistance-reducing shoveling strategy for loaders / B. Cao et al. *Ain Shams Engineering Journal*. 2026. Vol. 17, no. 1. P. 103845. <https://doi.org/10.1016/j.asej.2025.103845>
13. Reinforcement Learning with World Models for Autonomous Excavation Optimization in Wheel Loaders / D. Morais et al. *IFAC-PapersOnLine*. 2025. Vol. 59, no. 29. P. 72–77. <https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2025.12.184>
14. Azulay O., Shapiro A. Wheel Loader Scooping Controller Using Deep Reinforcement Learning. *IEEE Access*. 2021. Vol. 9. P. 24145–24154. <https://doi.org/10.1109/access.2021.3056625>
15. Data-Driven Reinforcement-Learning-Based Automatic Bucket-Filling for Wheel Loaders / J. Huang et al. *Applied Sciences*. 2021. Vol. 11, no. 19. P. 9191. <https://doi.org/10.3390/app11199191>
16. Field test of neural-network based automatic bucket-filling algorithm for wheel-loaders / S. Dadhich et al. *Automation in Construction*. 2019. Vol. 97. P. 1–12. <https://doi.org/10.1016/j.autcon.2018.10.013>
17. Мірошник В. А., Гурко В. О., Гурко О. Г. Використання навчання з підкріпленням для планування шляху будівельного робота. *Біоніка інтелекту*. 2024. № 2 (101). С. 34–38. [https://doi.org/10.30837/bi.2024.2\(101\).05](https://doi.org/10.30837/bi.2024.2(101).05)
18. Піонткевич О. В. Математична модель гідроприводу фронтального навантажувача з гальмівним клапаном. *Вісник машинобудування та транспорту*. 2015. № 2. С. 83-90.
19. Niksefat N, Sepelri N. Designing robust force control of hydraulic actuators despite system and environmental uncertainties. *IEEE Control Systems Magazine*. 2001. Vol. 21, no. 2. P. 66–77. <https://doi.org/10.1109/37.918266>

Отримано: 19.03.2026 / Переглянуто: 24.04.2026 / Прийнято: 25.05.2026 / Опубліковано: 30.05.2026

¹**KYRYCHENKO I.**, Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department of Construction and Road Machinery named after A. M. Kholodov

e-mail: igk160450@gmail.com ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2128-3500>

¹**HURKO V.**, Postgraduate Student of the Department of Construction and Road Machinery named after A. M. Kholodov

e-mail: volgurko@khadi.kharkov.ua ORCID: <https://orcid.org/0009-0006-9216-6682>

¹*Kharkiv National Automobile and Highway University
Yaroslava Mudrogo str. 25,61002, Kharkiv, Ukraine*

MATHEMATICAL MODEL OF THE ELECTRO-HYDRAULIC DRIVE OF THE WORKING EQUIPMENT OF A WHEEL LOADER FOR AN INFORMATION AND CONTROL SYSTEM

The control of a wheel loader's working equipment is characterized by a significant number of uncertainties arising from variable interaction conditions between the bucket and the material, internal leaks in the hydraulic system, compressibility of the working fluid, as well as the influence of external loads and variations in the parameters of the actuator components during operation. These uncertainties complicate the development of adequate mathematical models and reduce the efficiency of the automatic control system for the working equipment, since the model fails to reflect the actual system dynamics accurately.

The aim of this study is to improve the efficiency of wheel loader working equipment control by developing a mathematical model of the electro-hydraulic actuator that is suitable for implementation in the machine's information and control system. The study employs methods of mathematical modelling of dynamic systems and linearization of nonlinear equations, with the resulting model represented in state space. The model was developed based on the structure of the electrohydraulic actuator control system, accounting for the principal physical processes in the actuator.

A linearized mathematical model of the electro-hydraulic actuator was obtained and represented in state space as a system of six first-order differential equations. The simulation results in MATLAB/Simulink are in good agreement with the physical processes in the electro-hydraulic actuator of the wheel loader's working equipment and confirm the adequacy of the proposed model.

The developed model can serve as a basis for designing information and control systems for wheel loaders and other construction machinery, enabling effective real-time control of the working equipment under conditions of uncertainty.

Keywords: wheel loader, working equipment, electrohydraulic actuator, control system, mathematical model.

In cites: Kyrychenko I., Hurko V. (2026). Mathematical model of the electro-hydraulic drive of the working equipment of a wheel loader for an information and control system. *Engineering*, (37), 116-125. <https://doi.org/10.26565/2079-1747-2026-37-10> (in Ukraine)

Conflict of interest

The authors declare that there is no conflict of interest regarding the publication of the manuscript. In addition, the authors fully complied with ethical standards, including plagiarism, data falsification, and double publication.

References

1. Koivo, AJ, Thoma, M, Kocaoglan, E & Andrade-Cetto, J 1996, 'Modeling and Control of Excavator Dynamics during Digging Operation', *Journal of Aerospace Engineering*, no **9**(1), Pp. 10–18. [https://doi.org/10.1061/\(ASCE\)0893-1321\(1996\)9:1\(10\)](https://doi.org/10.1061/(ASCE)0893-1321(1996)9:1(10))
2. Dadhich, S, Bodin, U & Andersson, U 2016, 'Key challenges in automation of earth-moving machines', *Automation in Construction*, no **68**, Pp. 212–222. <https://doi.org/10.1016/j.autcon.2016.05.009>
3. Samakwong, T & Assawinchaichote, W 2016, 'PID Controller Design for Electro-hydraulic Servo Valve System with Genetic Algorithm', *Procedia Computer Science*, no **86**, Pp. 91–94. <https://doi.org/10.1016/j.procs.2016.05.023>
4. Feng, H, Ma, W, Yin, C & Cao, D 2021, 'Trajectory control of electro-hydraulic position servo system using improved PSO-PID controller', *Automation in Construction*, no **127**, 103722. <https://doi.org/10.1016/j.autcon.2021.103722>

5. Guo, YQ, Zha, XM, Shen, YY, Wang, YN & Chen, G 2022, 'Research on PID Position Control of a Hydraulic Servo System Based on Kalman Genetic Optimization', *Actuators*, no **11**(6), Pp. 162. <https://doi.org/10.3390/act11060162>
6. Junpeng Shao, Lihua Chen & Zhibin Sun, 2005, 'The application of fuzzy control strategy in electro-hydraulic servo system', In: *2005 IEEE International Conference on Mechatronics and Automation, Niagara Falls, Ont., Canada*. <https://doi.org/10.1109/icma.2005.1626871>
7. Li Y & Qi L 2025, 'Optimization of mechanical hydraulic system load adaptation based on fuzzy control algorithm', *International Journal for Housing Science and Its Applications*, no **46**(4), Pp. 350–360. <https://doi.org/10.70517/ijhsa46430>
8. Cao, B, Liu, X, Chen, W, Yang, K & Tan, P 2020, 'Skid-Proof Operation of Wheel Loader Based on Model Prediction and Electro-Hydraulic Proportional Control Technology', *IEEE*, iss **8**, Pp. 81–92. <https://doi.org/10.1109/access.2019.2961364>
9. Sarkar, B, Mandal, P, Saha, R, Mookherjee, S & Sanyal, D 2013, 'GA-optimized feedforward-PID tracking control for a rugged electrohydraulic system design', *ISA Transactions*, no **52**(6), Pp. 853–861. <https://doi.org/10.1016/j.isatra.2013.07.008>
10. Cao, B-w, Liu, X-h, Chen, W, Tan, P & Niu, P-f 2020, 'Intelligent operation of wheel loader based on electrohydraulic proportional control', *Mathematical Problems in Engineering*, Pp. 1–11. <https://doi.org/10.1155/2020/1730946>
11. Sarkar, A, Maji, K, Chaudhuri, S, Saha, R, Mookherjee, S & Sanyal, D 2023, 'Actuation of an electrohydraulic manipulator with a novel feedforward compensation scheme and PID feedback in servo-proportional valves', *Control Engineering Practice*, no **135**, 105490. <https://doi.org/10.1016/j.conengprac.2023.105490>
12. Cao, B, Guo, R, Zhao, D, Li, Q & Liu, X 2026. 'Torque-adaptive resistance-reducing shoveling strategy for loaders', *Ain Shams Engineering Journal*, no **17**(1), 103845. <https://doi.org/10.1016/j.asej.2025.103845>
13. Morais, D, Habbab, A, Fatima, SB & Proutiere, A 2025, 'Reinforcement learning with world models for autonomous excavation optimization in wheel loaders', *IFAC-PapersOnLine*, no **59**(29), Pp. 72–77. <https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2025.12.184>
14. Azulay, O & Shapiro, A 2021, 'Wheel loader scooping controller using deep reinforcement learning', *IEEE Access*, no **9**, Pp. 24145–24154. <https://doi.org/10.1109/access.2021.3056625>
15. Huang, J, Kong, D, Gao, G, Cheng, X & Chen, J 2021, 'Data-Driven reinforcement-learning-based automatic bucket-filling for wheel loaders', *Applied Sciences*, no **11**(19), 9191. <https://doi.org/10.3390/app11199191>
16. Dadhich, S, Sandin, F, Bodin, U, Andersson, U & Martinsson, T 2019, 'Field test of neural-network based automatic bucket-filling algorithm for wheel-loaders', *Automation in Construction*, no **97**, Pp. 1–12. <https://doi.org/10.1016/j.autcon.2018.10.013>
17. Miroshnyk, VA, Hurko, VO & Gurko, OG 2024, 'Vykorystannia navchannia z pidkriplenniam dlia planuvannia shliakhu budivelnoho robota' [The use of reinforcement learning to plan the path of a construction robot], *Bionics of Intelligence*, no **2**(101), Pp. 34–38. [https://doi.org/10.30837/bi.2024.2\(101\).05](https://doi.org/10.30837/bi.2024.2(101).05) (in Ukraine)
18. Piontkevych, OV 2015, 'Matematychna model hidropryvodu frontalnoho navantazhuvacha z halmivnym klapanom' [Mathematical model of front loader hydraulic drive with brake valve], *Bulletin of Mechanical Engineering and Transport*, no **2**, Pp. 83-90 (in Ukraine).
19. Designing robust force control of hydraulic actuators despite system and environmental uncertainties, 2001, *IEEE Control Systems Magazine*, no **21**(2), Pp. 66–77. <https://doi.org/10.1109/37.918266>

Submission received: 03.19.2026/Revised: 04.24.2026/Accepted: 05.25.2026/Published: 05.30.2026