

МАШИНОБУДУВАННЯ (G11)

УДК 62-822:621.891

МОДЕЛЮВАННЯ ВПЛИВУ СТИСЛИВОСТІ РОБОЧОЇ РІДИНИ НА ПОКАЗНИКИ ЕФЕКТИВНОСТІ ГІДРАВЛІЧНИХ ПРИВОДІВ РОБОЧОГО ОБЛАДНАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ МАШИН

Доктори техн. наук С. В. Панченко, А. О. Ловська, Д. А. Пługін

MODELING THE INFLUENCE OF THE COMPRESSIBILITY OF THE WORKING FLUID ON THE EFFICIENCY INDICATORS OF HYDRAULIC ACTUATORS OF WORKING EQUIPMENT OF TECHNOLOGICAL MACHINES

Dr. Sc. (Tech.) S. Panchenko, Dr. Sc. (Tech.) A. Lovska, Dr. Sc. (Tech.) S. Plugin

DOI: <https://doi.org/10.18664/1994-7852.217.2026.371311>



Анотація. Стаття присвячена математичному моделюванню системи гідравлічного керування робочим обладнанням технологічних машин на прикладі гідравлічного привода відвала бульдозера з урахуванням впливу стисливості робочої рідини. Запропонована математична модель гідравлічного привода для управління відвалом бульдозера, яка побудована із застосуванням класичних законів механіки та гідравліки, однак, на відміну від існуючих моделей, ураховує вплив стисливості робочої рідини на кінематику руху відвала, що є корисним для оцінювання ефективності бульдозерів для роботи за різних експлуатаційних станів робочої рідини. Отримано часткове рішення математичної моделі, яке встановлює закономірність впливу модуля об'ємної пружності робочої рідини на швидкість спрацьовування гідроциліндрів відвала. Проведено числовий аналіз запропонованої математичної моделі на прикладі гідравлічного привода відвала бульдозера CAT D9.

Ключові слова: технологічні машини, гідравлічний привод, робоча рідина, математична модель, робоче обладнання, кінематика руху, стисливість, модуль пружності, швидкодія, продуктивність.

Abstract. The article is devoted to the mathematical modeling of the hydraulic control system of the working equipment of technological machines, using the example of the hydraulic drive of the bulldozer blade, taking into account the influence of the compressibility of the working fluid. The article analyzes current scientific research in the field of increasing the efficiency and performance of power drives of technological machines in order to identify the degree of disclosure of the issue of the influence of variable parameters of the working fluid on the general indicators of the hydraulic drive as a single system. It is determined that the variable characteristics of the working fluid, such as viscosity, bulk modulus, compressibility, which in the vast majority of studies are considered as constant values, although they significantly affect the efficiency indicators of machines. A mathematical model of a hydraulic drive for controlling a bulldozer blade is proposed, which is built using the classical laws of mechanics and hydraulics, but unlike existing models, it takes into account

ISSN (p) 1994-7852

ISSN (online) 2413-3795

© Панченко С. В., Ловська А. О., Пługін, Д. А. 2026.

the influence of the compressibility of the working fluid on the kinematics of blade movement, which is useful for assessing the efficiency of bulldozers when operating under different operating conditions of the working fluid. To achieve the goal of the work, a partial solution of the mathematical model was obtained, which establishes the regularity of the influence of the bulk elasticity modulus of the working fluid on the speed of operation of the blade hydraulic cylinders. A numerical analysis of the proposed mathematical model was carried out using the example of the hydraulic drive of the blade of the CAT D9 bulldozer. The regularities of the influence of the compressibility of the working fluid on the speed of movement of the blade hydraulic cylinder rod were obtained, as well as the regularities of the change in the rod movement time depending on the bulk elasticity modulus of the fluid and different values of the rod stroke. The obtained patterns and numerical results allow predicting the efficiency indicators of cyclic technological machines, for example, their productivity by setting the cycle time, at different values of the fluid elasticity modulus, which is useful both at the stage of selecting hydraulic oil and in the operating conditions of changes in the compressibility of the oil over time.

Keywords: *technological machines, hydraulic drive, working fluid, mathematical model, working equipment, kinematics of motion, compressibility, modulus of elasticity, speed, productivity.*

Вступ. Основою ефективності мобільних технологічних машин, таких як будівельні та дорожні машини, колійна спеціальна техніка, машини для видобутку корисних копалин, є точність позиціонування, швидкість спрацьовування та високий коефіцієнт корисної дії системи гідравлічного та / або електрогідравлічного привода [1-3].

Головним показником ефективності технологічної машини є її продуктивність, яка залежить від чутливості та швидкості руху виконавчих робочих органів за діючих робочих навантажень. Ці параметри залежать від внутрішніх процесів, що протікають в окремих елементах силових гідравлічних приводів та обумовлюють динаміку їхньої роботи в цілому, а також загальний ККД привода, як функцію механічних, гідравлічних та об'ємних втрат. Для забезпечення належного рівня вказаних характеристик гідравлічних приводів актуальним завданням є підвищення якості моделювання процесів руху гідравлічних агрегатів, робочої рідини в гідравлічній системі, зміни її тиску, особливо на перехідних режимах у моменти перемикавання напрямку потоку, дроселювання, виникнення надмірних навантажень на робочі органи, зі зношуванням деталей тертя.

За накопиченим досвідом моделювання та проектування гідравлічних приводів, найбільш перспективними напрямками підвищення їхньої ефективності є [1-3, 9, 13, 14] створення енергоефективних гідравлічних схем із незалежним керуванням потоками та рекуперацією енергії, застосування штучного інтелекту для адаптивного керування та діагностики, розвиток електрогідравлічних систем, цифровізації та роботизації.

Досягнення високої ефективності гідравлічних приводів ґрунтовано на нових наукових уявленнях про внутрішні процеси. Якщо раніше базові параметри гідравлічного привода вважали сталими, то в останні 10-15 років сучасні моделі враховують зміни модуля пружності, коефіцієнта стисливості, в'язкості робочої рідини, коефіцієнта тертя, зношування деталей і внутрішніх витоків рідини. Тобто спостерігають суттєвий відхід від класичних детермінованих моделей до адаптивних нелінійних моделей, які враховують змінні перелічені фактори. Виходячи із загальних тенденцій розвитку моделювання гідравлічних приводів технологічних машин, можна стверджувати, що найбільш невивченими питаннями є необхідність урахування змінних параметрів робочої рідини, які раніше вважали сталими. До таких

параметрів слід віднести стисливість, в'язкість, мастильну здатність. Якщо ці параметри будуть враховані в моделях гідравлічного привода, потрібно очікувати максимального підвищення точності керування робочими органами, що є актуальною науково-технічною задачею.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. У роботі [1] проаналізовано існуючі моделі гідравлічних приводів, їхні переваги та недоліки, зроблено висновок про те, що точність руху робочих елементів екскаватора суттєво підвищена за одночасного врахування кінематики, стисливості робочої рідини, характеристик насосів, гідророзподільників, гідроциліндрів і зовнішнього навантаження. Ця робота є одним із початкових для введення уявлень про нелінійні параметри робочої рідини та їхній вплив на параметри привода, однак тут були лише запропоновані перспективи нового моделювання, а практичне значення роботи спрямоване на системний розрахунок параметрів руху екскаваторного обладнання. Найбільш цитована оглядова робота [2] присвячена розвитку електрогідравлічного керування в технологічних машинах. Наукова новизна цієї роботи полягає у формуванні концепції Programmable Hydraulic Control (PHC) – програмованого керування гідроприводами, за якого програмне забезпечення є головним елементом привода, на відміну від традиційних уявлень, тобто рекомендують застосовувати системний підхід щодо керування, хоча змінні параметри робочої рідини розглядали лише частково, а саме як змінну її жорсткість. Стаття [3], на відміну від попередньої роботи, присвячена моделюванню електрогідравлічного привода для синхронного керування декількома робочими рухами екскаваторів. Проаналізовано вплив нелінійності характеристик робочої рідини та зовнішніх навантажень на динаміку роботи одночасно працюючих гідроциліндрів. Для моделювання враховували зміну

стисливості робочої рідини, навантаження на робочі органи, сили тертя в механізмах. Ця робота є першим узагальненням для моделювання руху елементів екскаваторів як одного цілого, з урахуванням перерозподілу потоків рідини в системі. Робота [4] присвячена аналізу та забезпеченню енергоефективності гідравлічних приводів мобільних машин на основі впровадження механізмів рекуперації енергії. Незважаючи на суттєвий внесок у науку в галузі рекуперації енергії в гідравлічних системах, у статті не розглянуто питання старіння та зміни властивостей робочої рідини та ущільнень, зношування деталей тертя відповідальних агрегатів. У статті [5] запропоновано новий підхід щодо математичного моделювання гідравлічних приводів, який базований на негладкому (nonsmooth) квазістатичному описі процесів у виконавчих механізмах. На відміну від класичних моделей, у яких математичний опис базований на нерозривних функціях, у цій роботі запропоновані власні моделі, які враховують перехідні процеси з розривами, такі як перемикання клапанів, початок руху механізмів із переходом від тертя спокою до тертя руху. Отримані авторами чисельні результати достатньо коректно описують вказані перехідні процеси, що підтверджено порівнянням із даними експериментів. Але, на жаль, у роботі розглянуто лише один елемент гідравлічного привода, без врахування системної взаємодії з іншими елементами. У статті [6] коротко оглянуто сучасні тенденції розвитку математичного моделювання гідравлічних приводів, до яких відносять використання цифрових двійників, методів машинного навчання та комплексних моделей для моніторингу технічного стану і прогнозування ефективності роботи екскаваторів. Недоліком цієї статті є відсутність урахування нелінійних характеристик робочої рідини і тертя в механізмах. У статті [7] запропоновано метод побудови динамічної моделі гідравлічного

екскаватора, призначеної для високоточного визначення сили взаємодії робочого органа із ґрунтом і маси вантажу без встановлення додаткових силових датчиків. У роботі приділено увагу динаміці механічної взаємодії та визначенню навантаження, однак для моделювання не враховано фактори зміни в'язкості та інших характеристик робочої рідини, хвильові процеси у трубопроводах, кавітацію, зношування, змінне тертя. Стаття [8] зосереджена на розгляді впливу структури гідравлічної схеми на динамічні характеристики привода маніпулятора. Основним результатом роботи є порівняльний аналіз динаміки декількох конструктивних схем механізму повороту маніпулятора. Для динамічного моделювання застосовували традиційний підхід, заснований на рівняннях нерозривності потоку, руху та витрат рідини, при цьому не враховували нелінійні характеристики робочої рідини та параметрів агрегатів гідропривода. Стаття [9] присвячена моделюванню гідравлічного привода роботизованих технологічних машин на основі застосування штучного інтелекту і машинного навчання. Отримані результати засновані на застосуванні в разі машинного навчання сталих характеристик робочої рідини та параметрів агрегатів, без врахування їхніх експлуатаційних змін, що є певним недоліком роботи. Стаття [10] розглядає методи комплексного зменшення енергоспоживання гібридних гідравлічних приводів не лише за рахунок рекуперації енергії, але і з урахуванням перерозподілу потоків рідини з незалежним їх керуванням, застосуванням алгоритмів оптимізації та цифрових технологій керування. Основними обмеженнями роботи є недостатня увага до процесів зміни характеристик робочої рідини та параметрів обладнання внаслідок зношування. У роботі [11] обґрунтовано перспективність застосування електромеханогідравлічних приводів будівельних машин як приводів нового покоління. Стаття є оглядовою, у ній

порівняно існуючі приводи будівельних машин, зосереджено увагу на перспективності розвитку електромеханогідравлічних приводів, які призначені для підвищення енергоефективності та продуктивності машин; у ній не розглянуто питання прогнозування технічного стану, обслуговування запропонованих систем, впливу змінних параметрів робочої рідини на їхні працездатність і ефективність. У роботі [12] досліджено сучасні методи електронного керування гідравлічними екскаваторами та виконано порівняльний аналіз традиційних алгоритмів керування регульованими аксіально-поршневими насосами. Запропонована узагальнена математична модель для опису головних параметрів керування подачею регульованого насоса за рахунок переходу від механічного до електронного керування. Незважаючи на високу цінність роботи, залишилися не врахованими види тертя і мащення, змінні властивості робочої рідини, кавітаційні явища, хвильові явища в трубопроводах. Стаття [13] присвячена розробленню системи автономного керування гідравлічним екскаватором за принципами високоточного позиціонування робочого обладнання для виконання земляних робіт. Урахована нелінійність робочих навантажень, однак властивості рідини, кавітаційні та хвильові явища, змінні параметри агрегатів зі зношуванням, зміна сили тертя і види мащення також не були враховані. Стаття [14] присвячена розвитку адаптивного прогнозного керування гідравлічних приводів мобільних машин на основі застосування штучного інтелекту і машинного навчання, метою якого є забезпечення сталої швидкості гідромоторів у широкому діапазоні робочих навантажень. Головною цінністю роботи, на відміну від попередніх, є впровадження адаптації параметрів гідравлічної системи, зміна яких пов'язана з тертям і зношуванням. Недоліками цієї роботи також є недостатнє врахування зміни характеристик робочої рідини. Стаття [15] є

однією з перших вітчизняних робіт, спрямована на оптимізацію робочого циклу кар'єрних екскаваторів за рахунок цифрового керування процесом копання та впровадження систем підтримки оператора. Найбільш детально в роботі проаналізовано питання оптимізації технологічного процесу, однак для розроблення системи керування майже не розглянуто нелінійні закономірності зміни параметрів агрегатів гідравлічного привода та характеристик робочої рідини, які з проведенням математичного моделювання залишаються сталими.

Проведений огляд наукових робіт за останні 10 років у галузі підвищення ефективності гідравлічних приводів мобільних машин висвітлив такі головні напрями їхнього розвитку: підвищення точності руху виконавчих елементів за рахунок покращення якості керування; розроблення адаптованих математичних моделей і алгоритмів керування процесами на основі використання штучного інтелекту і машинного навчання; прогнозування та оптимізація параметрів гідравлічних приводів і робочих рідин у процесі експлуатації; у моделюванні – перехід від поагрегатного схемного моделювання до комплексного моделювання гідравлічного

привода як єдиної системи взаємопов'язаних елементів. Незважаючи на велику кількість проаналізованих робіт, узагальненим їх обмеженням є недостатнє врахування змінних характеристик робочої рідини, таких як в'язкість, модуль об'ємної пружності, стисливість, які в переважній більшості досліджень розглянуті як сталі величини, хоча можуть сильно впливати на показники ефективності технологічних машин.

Мета дослідження. Розроблення і аналіз математичної моделі для опису впливу змінної стисливості робочої рідини на параметри руху робочого гідравлічного обладнання будівельних машин на прикладі системи управління положенням відвала бульдозера.

Розроблення математичної моделі. Математична модель керування гідроциліндром відвала бульдозера базована на класичних рівняннях нерозривності потоку, витрат рідини та руху. Однак для врахування впливу змінної стисливості рідини ми пропонуємо уточнити класичні моделі з урахуванням нелінійної зміни тиску рідини та коефіцієнта стисливості. Спрощена розрахункова гідравлічна схема управління відвалом бульдозера наведена на рис. 1.

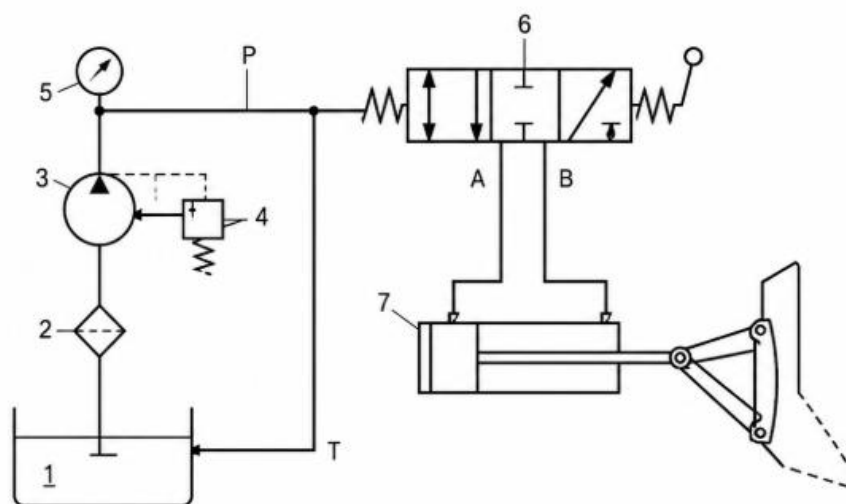


Рис. 1. Спрощена розрахункова гідравлічна схема управління відвалом бульдозера:
1 – гідробак; 2 – всмоктувальний фільтр; 3 – насос; 4 – запобіжний клапан; 5 – манометр;
6 – гідророзподільник; 7 – гідроциліндр керування відвалом; А, В – робочі гідролінії;
Р – напірна магістраль; Т – зливна магістраль

Для розроблення математичної моделі прийнято такі припущення:

- робоча рідина однорідна;
- температура рідини є сталою;
- трубопроводи абсолютно жорсткі;
- гідроциліндр герметичний;
- інерція рідини в магістралях не врахована;
- опір розподільника описаний витратною характеристикою дроселя;
- коефіцієнт витрат є сталим.

Розглядаємо залежності для кожного елемента системи окремо.

Подачу насоса визначають за формулою

$$Q_H = D_H \omega - \Delta Q_{UT}, \quad (1)$$

або

$$Q_H = D_H \omega - K_{UT} p_H, \quad (2)$$

де Q_H – подача насоса;

D_H – робочий об'єм;

ω – кутова частота обертання вала;

ΔQ_{UT} – внутрішні витоки;

K_{UT} – коефіцієнт витрат;

p_H – тиск у напірній магістралі.

Із відкриттям золотника розподільника витрати рідини визначають за формулою витоку крізь щілину

$$Q = C_d b x_3 \sqrt{\frac{2 \Delta p}{\rho}}, \quad (3)$$

де C_d – коефіцієнт витрат;

ρ – густина рідини;

b – ширина вікна;

x – хід золотника.

Основним рівнянням гідропривода є рівняння нерозривності, або закон збереження маси. Для поршневої порожнини воно має вигляд

$$Q_A = A_p \dot{x} + Q_{сж} + Q_{UT}, \quad (4)$$

а для штокової порожнини

$$Q_B = A_{ш} \dot{x} + Q_{сжB} + Q_{UT}, \quad (5)$$

де A_p – площа поршня;

$A_{ш}$ – площа кільця між поршнем і штоком.

Урахуємо вплив стисливості робочої рідини, яка залежить від властивостей самої рідини і тиску і визначена модулем об'ємної пружності:

$$\beta = -V \frac{dp}{dV}. \quad (6)$$

Урахуємо модуль об'ємної пружності рідини в рівняннях нерозривності (4) і (5), отримаємо для поршневої порожнини

$$\frac{dp_A}{dt} = \frac{\beta}{V_A} (Q_A - A_p \dot{x} - K_l(p_A - p_B)) , \quad (7)$$

та для штокової порожнини

$$\frac{dp_B}{dt} = \frac{\beta}{V_B} (-A_{ш} \dot{x} - Q_B - K_l(p_B - p_A)) , \quad (8)$$

де K_l – коефіцієнт внутрішніх витоків;

V_A , V_B – об'єми робочих камер, які змінюються залежно від руху штока.

Запишемо рівняння руху відвала, ураховуючи, що на шток діє різниця гідравлічних сил у поршневій і штоковій камерах:

$$m\ddot{x} = A_p p_A - A_{\text{ш}} p_B - F_c - F_{\text{тр}}, \quad (9)$$

або

$$m\ddot{x} = A_p p_A - A_{\text{ш}} p_B - B\dot{x} - F_c, \quad (10)$$

де m – приведена маса відвала;

F_c – опір ґрунту;

$F_{\text{тр}}$ – сила тертя в гідроциліндрі;

B – коефіцієнт в'язкого опору за рідинного мащення.

Результуюча математична модель гідропривода відвала має вигляд системи рівнянь

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_{\text{н}} = D_{\text{н}}\omega - K_{\text{ут}}p_{\text{н}} \\ Q_A = C_d b x_3 \sqrt{\frac{2(p_{\text{н}} - p_A)}{\rho}} \\ Q_B = C_d b x_3 \sqrt{\frac{2(p_B - p_t)}{\rho}} \\ \frac{dp_A}{dt} = \frac{\beta}{V_A} (Q_A - A_p \dot{x} - K_l(p_A - p_B)) \\ \frac{dp_B}{dt} = \frac{\beta}{V_B} (-A_{\text{ш}} \dot{x} - Q_B - K_l(p_B - p_A)) \\ m\ddot{x} = A_p p_A - A_{\text{ш}} p_B - B\dot{x} - F_c \end{array} \right. \quad (11)$$

Отримана математична модель побудована із застосуванням класичних законів механіки та гідравліки, однак, на відміну від існуючих моделей, вона враховує вплив стисливості робочої рідини на кінематику руху відвала, що буде корисним для оцінювання ефективності бульдозерів у разі роботи за різних експлуатаційних станів робочої рідини.

Частковий розв'язок математичної моделі та його аналіз. Для аналізу впливу стисливості робочої рідини на кінематику руху відвала отримаємо частковий розв'язок рівняння руху з моделі (11) за об'ємним модулем пружності рідини. Якщо врахувати перехідний процес і знехтувати інертністю відвала ($m \approx 0$), тоді система рівнянь зведена до диференціального рівняння першого порядку

$$B\ddot{x} + \left(K + \frac{\beta A^2}{V}\right) \dot{x} = \frac{\beta A Q}{V}. \quad (12)$$

Для початкових умов $x(0) = 0$, $\dot{x}(0) = 0$, розв'язок рівняння (12) буде мати вигляд

$$x(t) = \frac{\beta A Q}{KV + \beta A^2} \left[t - \tau \left(1 - e^{-t/\tau} \right) \right], \quad (13)$$

у якому стала часу дорівнює

$$\tau = \frac{BV}{KV + \beta A^2}. \quad (14)$$

Поєднаємо залежності (13) і (14), отримаємо кінцеве рівняння руху відвала залежно від модуля об'ємної пружності робочої рідини:

$$x(t) = \frac{\beta A Q}{KV + \beta A^2} \left[t - \frac{BV}{KV + \beta A^2} \left(1 - e^{-\frac{(KV + \beta A^2)t}{BV}} \right) \right]. \quad (15)$$

Рівняння (15) вказує на таку важливу закономірність: із зростанням модуля об'ємної пружності робочої рідини β зростає швидкість переміщення штока, зменшується стала часу τ , тобто швидкість гідравлічного привода відвала зростає, що призводить до зменшення часу циклу бульдозера для копання ґрунту, як наслідок, зростає його продуктивність.

Проведемо розрахунки кінематичних параметрів руху штока гідроциліндрів керування відвалом бульдозера САТ D9 за отриманою залежністю. Маємо такі вихідні дані для розрахунку:

- кількість циліндрів - 2;
- діаметр поршня $D = 140$ мм;
- площа поршня $A = 0,0154$ м²;
- витрата насоса на один циліндр $Q = 1,67 \times 10^{-3}$ м³/с (≈ 100 л/хв);
- робочий об'єм поршневої порожнини $V = 6,5 \times 10^{-3}$ м³;
- коефіцієнт в'язкого опору $B = 2,5 \times 10^5$ Нс/м;

- еквівалентна жорсткість навантаження $K = 3,5 \times 10^6$ Н/м;
- модуль об'ємної пружності робочої рідини $\beta = 1,0 \dots 2,0$ ГПа;
- час аналізу $t = 2$ с.

Графічні результати розрахунку наведені на рис. 2, 3. Отримані результати підтверджують закономірність впливу стисливості робочої рідини (гідравлічної оливи) на швидкість спрацювання гідравлічного привода управління відвалом бульдозера. Наприклад, за рис. 2, швидкість руху поршня на початковому етапі руху нелінійно змінюється, тобто поршень рухається з прискоренням, і з досягненням певного часу починається рівномірний рух. При цьому мінімальної швидкості рівномірного руху $0,092$ м/с досягають за модуля об'ємної пружності робочої рідини 1 ГПа, а максимальної швидкості $0,198$ м/с – за модуля пружності 2 ГПа. Тобто встановлено збільшення швидкості більш ніж у два рази.

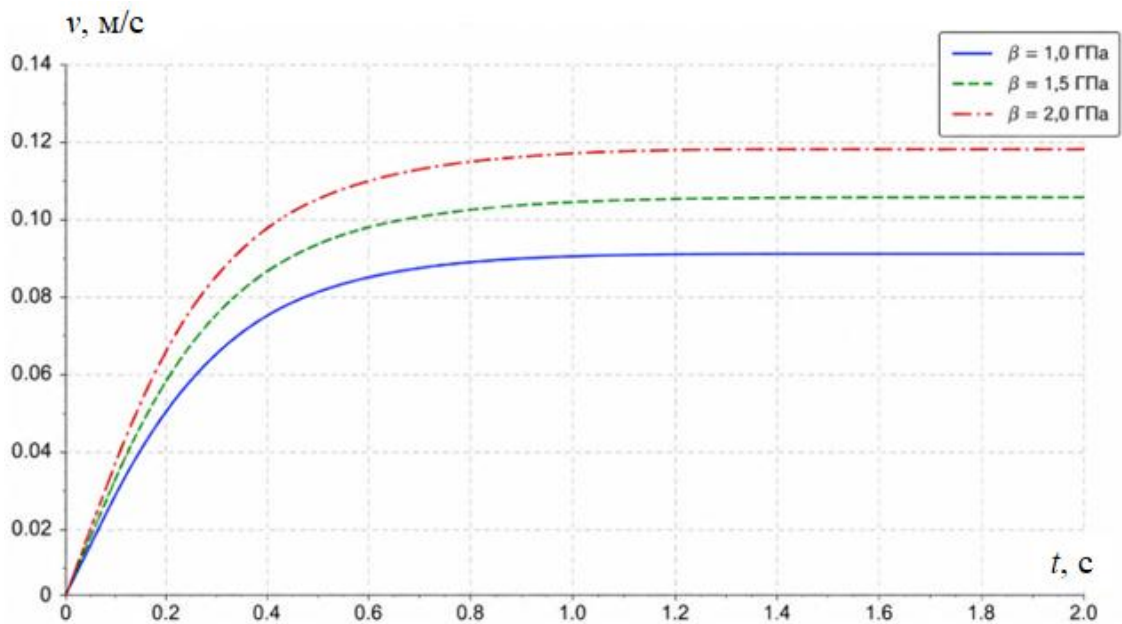


Рис. 2. Зміна швидкості штока в часі для різних значень об'ємного модуля пружності робочої рідини

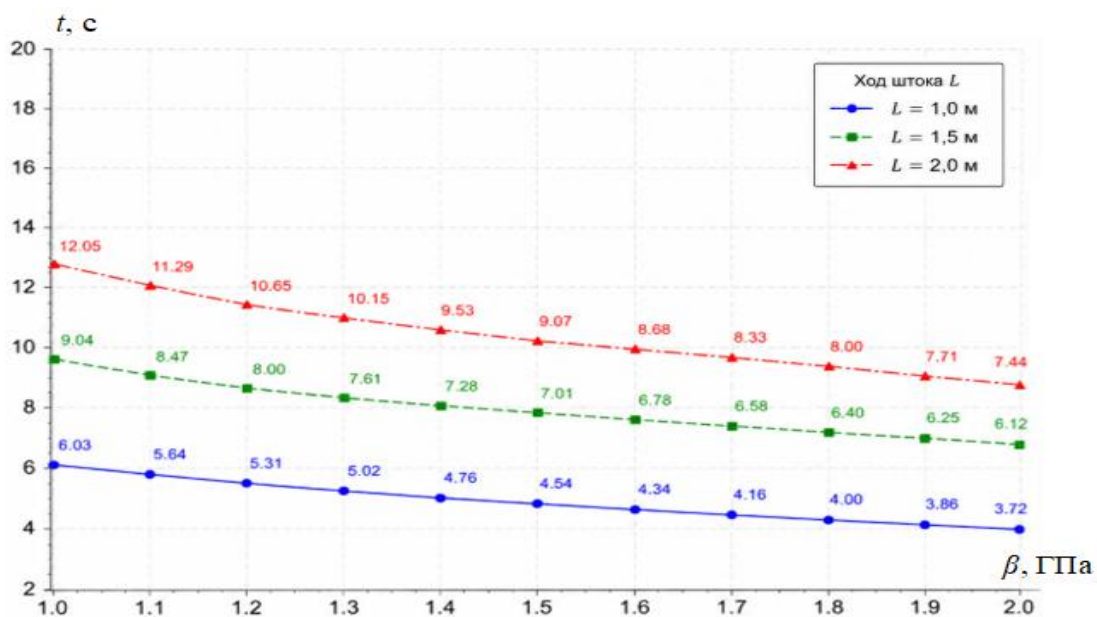


Рис. 3. Зміна часу підйому відвала залежно від модуля об'ємної пружності робочої рідини та ходу штока

На рис. 3 наведені закономірності впливу модуля об'ємної пружності робочої рідини на час підйому відвала для різних значень ходу штока. Ці дані свідчать про суттєвий вплив стисливості рідини на

техніко-економічні показники бульдозера, оскільки цей час є складовою загального часу циклу роботи машини. Встановлено, що час підйому відвала нелінійно та обернено залежить від модуля пружності

рідини. Наприклад, із ходом штока 2 м максимальний час складає 12,05 с за модуля пружності 1 ГПа, а мінімальний час складає 7,44 с за модуля пружності 2 ГПа, що на 38 % менше. Отже, отримана математична модель підтверджує суттєвий вплив стисливості робочої рідини на показники ефективності мобільних технологічних машин.

Висновки

1. Узагальненим обмеженням існуючих наукових досліджень у галузі управління приводами робочого обладнання технологічних машин є недостатнє врахування змінних характеристик робочої рідини, таких як в'язкість, модуль об'ємної пружності, стисливість, які в переважній більшості досліджень розглянуто як сталі величини, хоча суттєво впливають на показники ефективності машин.

2. Запропонована математична модель для опису параметрів руху відвала бульдозера враховує всі основні гідравлічні

та геометричні параметри насоса, гідроциліндра, гідророзподільника, а також, на відміну від існуючих моделей, враховує вплив стисливості робочої рідини на кінематику руху відвала, що є корисним для оцінювання ефективності бульдозерів у разі роботи за різних експлуатаційних станів робочої рідини.

3. Отримано закономірності впливу модуля об'ємної пружності робочої рідини на швидкість руху штока гідроциліндра і час його спрацьовування на встановленому ході. Підтверджено зростання швидкодії гідравлічного привода зі зростанням модуля пружності робочої рідини. Ці дані свідчать про можливість підвищення продуктивності технологічних машин циклічної дії за рахунок підбору робочих рідин із максимальним модулем пружності або підтримки модуля пружності на максимальному початковому рівні в експлуатаційних умовах.

Список використаних джерел

1. Xu, J., & Yoon, H.-S. (2016). A Review on Mechanical and Hydraulic System Modeling of Excavator Manipulator System. *Journal of Construction Engineering*, Vol. 2016, Article ID 9409370, 11. DOI: 10.1155/2016/9409370
2. Xu, B., Ding, R., Zhang, J., & Cheng, M. (2018). Programmable Hydraulic Control Technique in Construction Machinery: Status, Challenges and Countermeasures. *Automation in Construction*, 95, 172–192. DOI: 10.1016/j.autcon.2018.08.001
3. Xu, B., & Cheng, M. (2018). Motion Control of Multi-Actuator Hydraulic Systems for Mobile Machineries: Recent Advancements and Future Trends. *Frontiers of Mechanical Engineering*, 13(2), 151–166. (Огляд розвитку електрогідравлічних систем керування мобільних машин). DOI: 10.1007/s11465-018-0470-5
4. Do, T. C., Dang, T. D., Dinh, T. Q., & Ahn, K. K. (2021). Developments in Energy Regeneration Technologies for Hydraulic Excavators: A Review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 145, 111076. DOI: 10.1016/j.rser.2021.111076
5. Kikuuwe, R., Okada, T., Yoshihara, H., Doi, T., Nanjo, T., & Yamashita, K. (2021). Nonsmooth Quasistatic Modeling of Hydraulic Actuators. *arXiv*, 29. (Модель квазістатичної роботи гідроприводів із незалежним дозуванням потоку). DOI: 10.48550/arXiv.2102.11381
6. Badawi, S. I., & Mostafa, A. A (2024). Survey of Modeling Mechanical and Hydraulic Systems in Excavator Manipulators. *International Journal of Civil Engineering and Construction*, 3(1), 25–27.
7. Werner, L., Eyschen, P., Costello, S., Micarelli, P., & Hutter, M. (2025). Calibrated dynamic modeling for force and payload estimation in hydraulic machinery. *Construction Robotics*, 9, 2(26), 15. (Динамічне моделювання гідравлічних машин для оцінювання сил і навантаження). DOI: 10.1007/s41693-025-00169-7

8. Петров, О. В., Коломієць, В. С., Мельник, С. В. (2025). Аналіз ефективності гідравлічних схем механізму повороту машини маніпуляторного типу за характеристиками швидкодії та навантаженості виконавчих елементів. *Вісник машинобудування та транспорту*, 22(2), 51–59. DOI: 10.31649/2413-4503-2025-22-2-51-59
9. Lee, M., Kim, H., Kim, J. T., Park, S., Lee, J. H., Cho, J., & Hwangbo, J. (2025). Learning Quadrupedal Locomotion for a Heavy Hydraulic Robot Using an Actuator Model. *IEEE Robotics and Automation Letters*, 10(12), 12421–12428. DOI: 10.1109/LRA.2025.3623024
10. Nguyen, T. H. and all. (2026). Energy Consumption Reduction Technologies in Hybrid Hydraulic Construction Machine: A Review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 230. DOI: 10.1016/j.rser.2025.116650
11. Wei, X., Chen, Q., Ren, H., Lin, T., & Yao, Z. (2026). Development of High-Power Energy-Saving Linear Drive Devices for Construction Machinery. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 231, 116727. DOI: 10.1016/j.rser.2026.116727
12. Wang, C. (2026). Integrated Electronic Control of Electro-Hydraulic Excavators. *Journal of Engineering and Applied Science*, 73, 157. <https://doi.org/10.1186/s44147-026-01023-5>
13. Werner, L., Eyschen, P., Costello, S., Cramariuc, A., & Hutter, M. (2026). High Precision Hydraulic Excavator Control for Heavy-Duty Grading. *arXiv*, 12. (Математичні моделі та високоточне керування екскаваторами). DOI: 10.48550/arXiv.2605.09465
14. Singh, S., Kumar, A., & Do, K. D. (2026). Adaptive Model Predictive Control for Constant Speed Regulation of an Accumulator-Assisted Hydromotor Drive under Varying Load Conditions. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*. DOI: 10.1177/09576509261417453
15. Сергієнко, С. А., Онищенко, А. О. (2026). Сучасні підходи до оптимізації робочого циклу кар'єрних екскаваторів. *Вісник Приазовського державного технічного університету. Серія: Технічні науки*, 53,(2), 56–64. DOI: 10.31498/2225-6733.53.2.2026.359913

References

1. Xu, J., & Yoon, H.-S. (2016). A Review on Mechanical and Hydraulic System Modeling of Excavator Manipulator System. *Journal of Construction Engineering*, Vol. 2016, Article ID 9409370, 11. DOI: 10.1155/2016/9409370
2. Xu, B., Ding, R., Zhang, J., & Cheng, M. (2018). Programmable Hydraulic Control Technique in Construction Machinery: Status, Challenges and Countermeasures. *Automation in Construction*, 95, 172–192. DOI: 10.1016/j.autcon.2018.08.001
3. Xu, B., & Cheng, M. (2018). Motion Control of Multi-Actuator Hydraulic Systems for Mobile Machineries: Recent Advancements and Future Trends. *Frontiers of Mechanical Engineering*, 13(2), 151–166. DOI: 10.1007/s11465-018-0470-5.
4. Do, T. C., Dang, T. D., Dinh, T. Q., & Ahn, K. K. (2021). Developments in Energy Regeneration Technologies for Hydraulic Excavators: A Review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 145, 111076. DOI: 10.1016/j.rser.2021.111076
5. Kikuuwe, R., Okada, T., Yoshihara, H., Doi, T., Nanjo, T., & Yamashita, K. (2021). Nonsmooth Quasistatic Modeling of Hydraulic Actuators. *arXiv*, 29. DOI: 10.48550/arXiv.2102.11381
6. Badawi, S. I., & Mostafa, A. A (2024). Survey of Modeling Mechanical and Hydraulic Systems in Excavator Manipulators. *International Journal of Civil Engineering and Construction*, 3(1), 25–27.
7. Werner, L., Eyschen, P., Costello, S., Micarelli, P., & Hutter, M. (2025). Calibrated dynamic modeling for force and payload estimation in hydraulic machinery. *Construction Robotics*, 9, 2(26), 15. DOI: 10.1007/s41693-025-00169-7

8. Petrov, O. V., Kolomiets, V. S., & Melnyk, S. V. (2025). Analiz efektyvnosti hidravlichnykh skhem mekhanizmu povorotu mashyny manipulyatornoho typu za kharakterystykamy shvydkodiyi ta navantazhenosti vykonavchykh elementiv [Analysis of the efficiency of hydraulic circuits for the slewing mechanism of a manipulator-type machine based on the response speed and load characteristics of actuating elements]. *Bulletin of Mechanical Engineering and Transport*, 22(2), 51–59. DOI: 10.31649/2413-4503-2025-22-2-51-59 [in Ukrainian].
9. Lee, M., Kim, H., Kim, J. T., Park, S., Lee, J. H., Cho, J., & Hwangbo, J. (2025). Learning Quadrupedal Locomotion for a Heavy Hydraulic Robot Using an Actuator Model. *IEEE Robotics and Automation Letters*, 10(12), 12421–12428. DOI: 10.1109/LRA.2025.3623024
10. Nguyen, T. H. and all. (2026). Energy Consumption Reduction Technologies in Hybrid Hydraulic Construction Machine: A Review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 230. DOI: 10.1016/j.rser.2025.116650
11. Wei, X., Chen, Q., Ren, H., Lin, T., & Yao, Z. (2026). Development of High-Power Energy-Saving Linear Drive Devices for Construction Machinery. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 231, 116727. DOI: 10.1016/j.rser.2026.116727
12. Wang, C. (2026). Integrated Electronic Control of Electro-Hydraulic Excavators. *Journal of Engineering and Applied Science*, 73, 157. <https://doi.org/10.1186/s44147-026-01023-5>
13. Werner, L., Eyschen, P., Costello, S., Cramariuc, A., & Hutter, M. (2026). High Precision Hydraulic Excavator Control for Heavy-Duty Grading. *arXiv*, 12. DOI: 10.48550/arXiv.2605.09465
14. Singh, S., Kumar, A., & Do, K. D. (2026). Adaptive Model Predictive Control for Constant Speed Regulation of an Accumulator-Assisted Hydromotor Drive under Varying Load Conditions. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*. DOI: 10.1177/09576509261417453
15. Serhiienko, S. A., & Onyshchenko, A. O. (2026). Suchasni pidkhody do optymizatsiyi robochoho tsyklu kar'yernykh ekskavatoriv [Modern approaches to optimizing the operating cycle of mining excavators]. *Bulletin of Pryazovskyi State Technical University. Series: Technical Sciences*, 53(2), 56–64. DOI: 10.31498/2225-6733.53.2.2026.359913 [in Ukrainian].

Панченко Сергій Володимирович, доктор технічних наук, професор, в. о. ректора Українського державного університету залізничного транспорту. ORCID iD: 0009-0002-2833-4347. Тел.: +38 (057) 730-10-00. E-mail: info@kart.edu.ua.

Ловська Альона Олександрівна, доктор технічних наук, професор, професор кафедри інженерії вагонів та якості продукції, Український державний університет залізничного транспорту. ORCID iD: 0000-0002-8604-1764. Тел.: +38 (066) 338-19-46. E-mail: alyonaLovskaya.vagons@gmail.com.

Плугін Дмитро Артурович, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри будівельних матеріалів, конструкцій та споруд, Український державний університет залізничного транспорту. ORCID iD: 0000-0002-4359-4369. Тел.: +38 (057) 730-10-63. E-mail: plugin.da@kart.edu.ua.

Panchenko Serhii, Dr. Sc. (Tech.), professor, Acting rector, the Ukrainian State University of Railway Transport. ORCID iD: 0009-0002-2833-4347. Tel.: +38 (057) 730-10-00. E-mail: info@kart.edu.ua.

Lovska Alyona, Dr. Sc. (Tech.), professor, Department of Wagon Engineering and Product Quality, the Ukrainian State University of Railway Transport. ORCID iD: 0000-0002-8604-1764. Tel.: +38 (066) 338-19-46. E-mail: alyonaLovskaya.vagons@gmail.com.

Plugin Dmytro, Dr. Sc. (Tech.), professor, Head of the Department of Building Materials and Structures, the Ukrainian State University of Railway Transport. ORCID iD: 0000-0002-4359-4369. Tel.: +38 (057) 730-10-63. E-mail: plugin.da@kart.edu.ua.

Дата надходження статті: 04.07.2026 р.

Дата прийняття статті до друку: 04.09.2026 р.

Дата публікації (оприлюднення) статті: 16.10.2026 р.

Стаття поширюється на умовах ліцензії Creative Commons Attribution License International CC-BY
