

УДК 621.878.23

Моделювання руху робочого обладнання викорчовувача

Дмитро Паламарчук

Київський національний університет будівництва і архітектури
Повітрофлотський просп. 31, Київ, Україна, 03037
palamarchuk-dima@ukr.net, orcid.org/0000-0002-8019-9659

Отримано 07.02.2018; прийнято 08.03.2018
DOI: 10.26884/gbdmm1891.0403

Анотація. Сучасні викорчовувачі є енергонасиченими машинами, що, здебільшого, мають гідравлічний привід робочого обладнання. Незважаючи на переваги, суттєвим недоліком гідравлічних систем приводу є значна інерційність. Будь яка зміна подачі гідрорідини до гідроциліндрів викликає коливання робочого обладнання, особливо це помітно при вмиканні і вимиканні подачі гідрорідини до циліндра. Такі коливання негативно впливають на довговічність шарнірів кінематичних пар, ланки та механізми. Наступною проблемою гідравлічних систем є виникнення ударів при досягненні крайніх точок руху ланок. Удари виникають як між ланками механізму, так і в самій гідросистемі. Динаміка руху механізмів під час перехідних процесів залежить від зусилля та швидкості на штоці гідроциліндрів, а також інерційних характеристик всього механізму. Тому, у динамічній моделі повинні бути враховані основний рух механізму, рушійне зусилля штоку, геометричні розміри ланок обладнання і їх розташування, а також їхні маси і моменти інерції. Реалізацію оптимального керування гідроциліндрами робочого органа можливо здійснити за допомогою систем гідромеханічного або ж автоматичного керування. Апаратно реалізація оптимального керування гідроциліндрами робочих органів можлива за допомогою гідромеханічного або ж автоматичного керування. Тому завданням роботи є знаходження такого режиму руху штоків гідроциліндрів викорчовувача, який забезпечуватиме плавне гальмування в кінці руху. Також пропонується застосовувати в системі керування гідроциліндрами золотниковий розподільник з дросельними щілинами на торцях золотників. Завдяки тому, що на зо-

лотнику виконані дросельні канавки, в момент, коли він під дією керуючого сигналу починає рухатися та відкриває вхідні канали, спочатку робоча рідина потрапляє у відвідну лінію через ці дросельні канавки, а при повному відкритті – вже безперешкодно потрапляє у відвідну порожнину. Це забезпечує поступове плавне збільшення подачі робочої рідини в привідні гідроциліндри у відповідності з оптимальними режимами руху.

Ключові слова: викорчовувач, гідроциліндр, шток, швидкість, прискорення, сила.

ВСТУП

Сьогодні висуває нові вимоги до конструкцій та функціональних можливостей машин. Зокрема, сучасні машини повинні мати низьку металоємність, високі експлуатаційні показники, широкі функціональні можливості, тривалий ресурс роботи тощо.

В роботі [1] запропоновано конструкцію універсального робочого обладнання бульдозера-викорчовувача. Робочий орган машини синтезовано шляхом суміщення відвала бульдозера з робочою балкою викорчовувача-збирача (Рис. 1).

Більшість сучасних будівельних машин мають гідравлічний привід [2]. Цьому сприяє те, що приводи такого типу забезпечують високу плавність і рівномірність руху робочих органів, можливість створення великих передатних відношень і безступеневого регулювання швидкостей у широкому

діапазоні, простоту перетворення обертого руху у зворотно-поступальний і зворотно-поворотний, малий момент інерції обертових мас, швидке реверсування, невелику масу і малі габарити устаткування, високий ККД, високу швидкість передачі командних імпульсів, простоту запобіжних пристроїв і їхню високу надійність, легкість керування і регулювання, самозмащення устаткування.

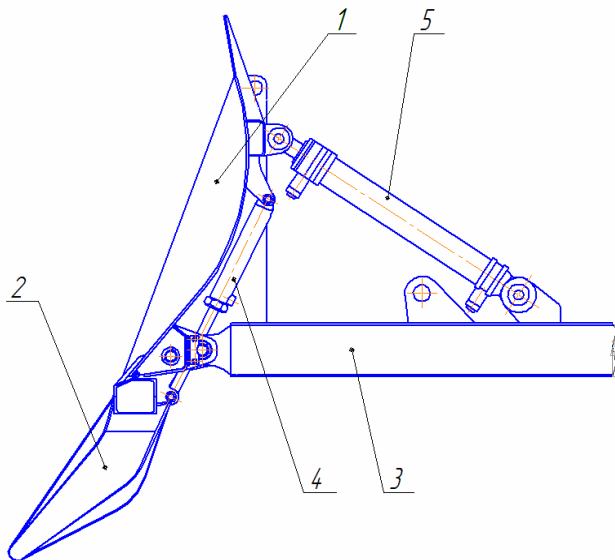


Рис. 1. Схема робочого обладнання бульдозера-викорчовувача: 1 – відвал; 2 – зуби викорчовувача; 3 – штовхаючий брус; 4 – гідроциліндр підймання робочої балки викорчовувача; 5 – гідроциліндр керування викорчовувачем

Fig. 2. Scheme working equipment of bulldozer and rooter: 1 – blade; 2 – teeth of rooter; 3 – pushing the timber; 4 – cylinder lifting the rooter beams; 5 – cylinder control the rooter

Незважаючи на такі переваги, суттєвим недоліком гідравлічних систем приводу та керування ним є те, що ці системи в цілому є досить інерційними [3]. При найменшій зміні подачі гідрорідини до гідроциліндрів виникають коливання обладнання, особливо це помітно при вмиканні чи вимиканні подачі гідрорідини до циліндра. Такі коливання негативно впливають на довговічність шарнірів кінематичних пар, ланки та механізми в цілому [3, 4]. Ще однією проблемою гідравлічних систем є виникнення ударів, що виникають при досягненні крайніх точок руху ланок. Ці удари виникають, як між ланками механізму, так і в самій гідросистемі.

МЕТА РОБОТИ

Метою роботи є визначення законів керування робочим обладнанням викорчовувача, які дозволять забезпечити плавне гальмування робочої балки при переведенні її з транспортного положення у робоче та навпаки.

ВИКЛАД ОСНОВНОГО МАТЕРІАЛУ

Динаміка руху механізмів під час перехідних процесів залежить від зусилля та швидкості на штоці гідроциліндрів, а також інерційних характеристик всього механізму. Отже, у динамічній моделі повинні бути враховані основний рух механізму, рушійне зусилля штоку, геометричні розміри ланок обладнання і їх розташування, а також їхні маси і моменти інерції.

В зв'язку із цим робоче обладнання бульдозера-викорчовувача представлено як голономну механічну систему з ідеальними утримуючими зв'язками. Також прийняті деякі припущення:

- робоче обладнання розглядаємо як механічну систему, яка складається з абсолютно твердих тіл;
- маси ланок знаходяться в центрах тяжіння;
- всі механізми рухаються тільки у вертикальній площині та відсутній будь-який перекид та зміщення в роботі пар гідроциліндрів;
- люфти в кінематичних парах відсутні;
- дисипативні сили відсутні.

Ці припущення загальноприйняті й підтверджуються практичними результатами дослідження гідравлічних систем приводу та керування робочим обладнанням [4].

На основі викладених вимог та припущень побудовано динамічну модель для механізму підймання робочої балки викорчовувача (Рис. 2).

Особливістю розробленої динамічної моделі є те, що розглядається рух робочої балки викорчовувача відносно відвала. При цьому відвал вважається нерухомим [4]. За узагальнену координату прийнято лінійну координату штоку гідроциліндра x [4, 5].

В цій моделі прийнято: $OA=0,524 \text{ м}$, $OB=0,322 \text{ м}$, $a=0,615 \text{ м}$ – лінійні координати точок навішування балки на відвал; $\varphi = 31,57^\circ = 0,551 \text{ рад}$ – кутова координата точок навішування балки на відвал; $\mu = 30^\circ = 0,524 \text{ рад}$ – кут S_1AC ; $b=0,136 \text{ м}$ – відстань від точки обертання до точки нависки гідроциліндра; $r_1 = 0,429 \text{ м}$ – відстань від центра мас балки до точки обертання; β, α – кутові координати штоку гідроциліндра та балки викорчувувала відповідно; x_1, y_1 – горизонтальна та вертикальна координати центру мас балки відповідно; h – плече від зусилля на штоці; G_1, G_2 – сили тяжіння робочої балки та штока гідроциліндра відповідно; M_{i1}, M_{i2} – моменти сил інерції балки та штоку гідроциліндра відповідно; R – зусилля на штоці гідроциліндра.

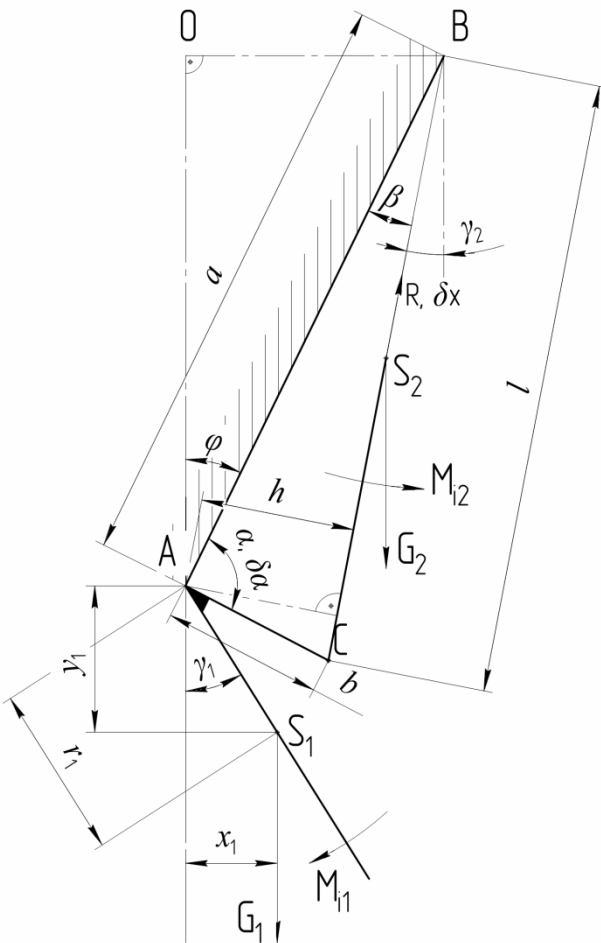


Рис. 2. Динамічна модель механізму

Fig. 2. Dynamic model of the mechanism

На основі принципу Германа-Ейлера-д'Аламбера виведено рівняння руху, що базується на принципі можливих переміщень [4, 5]. В рівнянні враховано зусилля, що діють на механізм підймання балки (див. Рис. 2):

$$\begin{aligned} 2R\delta x - M_{i1}\delta\alpha - G_1x_1\delta\alpha - \\ - 2G_2\cos(180-\gamma_2)\delta x - \\ - 2F_{i2}\delta x - 2M_{i2}\delta\beta = 0, \end{aligned} \quad (1)$$

де δx – можливе лінійне переміщення вздовж узагальненої координати x ;

$\delta\alpha, \delta\beta$ – можливі кутові переміщення для кутів α та β відповідно;

F_{i2} – сила інерції, що діє на шток гідроциліндра.

Для визначення залежності кута α від узагальненої координати x та для встановлення залежності між $\delta\alpha$ та δx використано теорему косинусів:

$$\begin{aligned} x^2 &= a^2 + b^2 - 2ab \cos \alpha; \\ \cos \alpha &= \frac{a^2 + b^2 - x^2}{2ab}, \end{aligned} \quad (2)$$

звідки

$$\alpha = \arccos \frac{a^2 + b^2 - x^2}{2ab}. \quad (3)$$

Для визначення залежності кута β від узагальненої координати x та для встановлення залежності між $\delta\beta$ та δx використано теорему синусів:

$$\frac{b}{\sin \beta} = \frac{x}{\sin \alpha}; \quad \sin \beta = \frac{b \sin \alpha}{x}, \quad (4)$$

Звідки

$$\beta = \arcsin \frac{b \sin \alpha}{x}. \quad (5)$$

Вирази для визначення кутів γ_1 та γ_2 мають наступний вигляд:

$$\begin{aligned}\gamma_1 &= 180^\circ - \varphi - \mu - \alpha; \\ \gamma_2 &= 90^\circ - \beta - (90^\circ - \varphi) = -\beta + \varphi.\end{aligned}\quad (6)$$

З урахуванням цього вираз для знаходження горизонтальної координати центра мас балки має наступний вигляд:

$$x_1 = r_1 \sin \gamma_1.\quad (7)$$

Вирази, що пов'язують можливе лінійне переміщення з кутовим:

$$\delta x = h \delta \alpha, \text{ звідки } \delta \alpha = \frac{\delta x}{h},\quad (8)$$

де $h = a \sin \beta$.

З урахуванням залежності (5)

$$\delta \beta = \arcsin \frac{b \sin \delta \alpha}{\delta x},\quad (9)$$

оскільки $\delta \alpha \Rightarrow 0$, то $\sin \delta \alpha \Rightarrow 0$.

Тому

$$\delta \beta = \arcsin 0; \delta \beta \Rightarrow 0.\quad (10)$$

З урахуванням виразів (3-10) рівняння (1) має такий вигляд:

$$\begin{aligned}\left(2R - \frac{M_{i1}}{h} - \frac{G_1 r_1 \sin \gamma_1}{h} - \right. \\ \left. - 2G_2 \cos(180 - \gamma_2) - 2F_{i2}\right) \delta x = 0,\end{aligned}\quad (11)$$

Оскільки $\delta x \neq 0$, то

$$\begin{aligned}2R - \frac{M_{i1}}{h} - \frac{G_1 r_1 \sin \gamma_1}{h} - \\ - 2G_2 \cos(180 - \gamma_2) - 2F_{i2} = 0.\end{aligned}\quad (12)$$

Отримане рівняння (12) називається рівнянням руху механізму підймання балки.

Момент сили інерції, що діє на балку від власного моменту інерції:

$$M_{i1} = J_{A1} \ddot{\alpha},\quad (13)$$

де J_{A1} – власний момент інерції балки відносно точки обертання A ; $\ddot{\alpha}$ – друга похідна від кутової координати або ж кутове прискорення балки.

Власний момент інерції балки відносно точки обертання:

$$J_{A1} = m_1 r_1^2 = 280 \cdot 0,429^2 = 51,5 \text{ кг м}^2,\quad (14)$$

де $m_1 = 280 \text{ кг}$ – маса балки викорчовувача; $r_1 = 0,429 \text{ м}$ – відстань від центра мас балки до центру обертання (точка A).

Сила тяжіння, що діє на балку викорчовувача:

$$G_1 = m_1 g = 280 \cdot 9,81 = 2746,8 \text{ Н}.\quad (15)$$

Сила тяжіння, що діє на шток гідроциліндра:

$$G_2 = m_2 g = 3,4 \cdot 9,81 = 33,35 \text{ Н},\quad (16)$$

де $m_2 = 3,4 \text{ кг}$ – орієнтовна маса штоку гідроциліндра.

Сила інерції, що діє на шток гідроциліндра при поступальному русі:

$$F_{i2} = m_2 \ddot{x},\quad (17)$$

де \ddot{x} – друга похідна від узагальненої координати або ж лінійне прискорення штоку гідроциліндра.

За рівнянням (12) можна визначити зусилля на штоці гідроциліндра, що потрібне для переведення балки з нижнього робочого положення у верхнє транспортне

$$\begin{aligned}R = \left(\frac{M_{i1}}{h} + \frac{G_1 r_1 \sin \gamma_1}{h} + \right. \\ \left. + 2G_2 \cos(180 - \gamma_2) + 2F_{i2} \right) / 2.\end{aligned}\quad (18)$$

З урахуванням того, що підймання та опускання балки є підготовчою операцією [3, 6], то обираємо усталену лінійну швидкість втягування штоку гідроциліндра рівною $\dot{x} = 0,12 \text{ м/с}$. З урахуванням цієї швидкості мінімально допустиме значення зусилля на штоці одного гідроциліндра, не-

обхідне для приведення в рух балки $R = 5415H$.

Однак, потрібно встановити такий режим руху робочої балки, який дозволив би здійснити плавне гальмування штоків гідроциліндрів піднімання 4 (див. Рис. 1) при досягненні балкою крайніх точок повороту.

Доцільно здійснювати дослідження режиму руху механізму піднімання балки при її переведенні у транспортне положення, оскільки в цьому випадку сила тяжіння балки протидіє зусиллю на штоці гідроциліндра. Особливо потрібно розглянути оптимізацію процесу гальмування для забезпечення плавного гальмування балки при наближенні до кінцевого положення.

В роботі [4] описано, що для таких випадків доцільно застосувати оптимізацію руху за безрозмірною питомою дією за Гамільтоном-Остроградським. Тоді критеріальна дія виражається у вигляді функціонала

$$I = \int_0^{t_1} F(t, x, \dot{x}) dt, \quad (19)$$

де t_1 – час руху системи.

Підінтегральним функціоналом є вираз, що забезпечує мінімально можливі витрати енергії ривків на гальмування [4].

Продиференціювавши складові виразу (19), отримаємо диференціальне рівняння шостого порядку:

$$\overset{vi}{x} = 0. \quad (20)$$

Проінтегрувавши рівняння (20) за часом, отримаємо наступну систему рівнянь:

$$\begin{aligned} \overset{v}{x} &= B_1; \quad \overset{iv}{x} = B_1 t + B_2; \quad \ddot{x} = \frac{1}{2} B_1 t^2 + B_2 t + B_3; \\ \ddot{x} &= \frac{1}{6} B_1 t^3 + \frac{1}{2} B_2 t^2 + B_3 t + B_4; \\ \dot{x} &= \frac{1}{24} B_1 t^4 + \frac{1}{6} B_2 t^3 + \frac{1}{2} B_3 t^2 + B_4 t + B_5; \\ x &= \frac{1}{120} B_1 t^5 + \frac{1}{24} B_2 t^4 + \frac{1}{6} B_3 t^3 + \frac{1}{2} B_4 t^2 + \\ &+ B_5 t + B_6, \end{aligned} \quad (21)$$

де $B_1, B_2, B_3, B_4, B_5, B_6$ – постійні інтегрування, які визначаються із крайових умов руху.

Для забезпечення гальмування від усталеної швидкості крайові умови повинні мати такий вигляд:

$$t = 0, \dot{x} = v, \ddot{x} = \ddot{x} = 0; \quad t = t_1, x = x_1, \dot{x} = \ddot{x} = 0,$$

де v – усталена швидкість руху балки викорчовувача на початку гальмування; t_1 – час гальмування до повної зупинки; x_1 – узагальнена координата в мить зупинки після гальмування.

За таких крайових умов постійні інтегрування набувають вигляду

$$\begin{aligned} B_1 &= 72 \frac{v}{t_1^4}; \quad B_2 = -24 \frac{v}{t_1^3}; \\ B_3 &= B_4 = 0; \quad B_5 = v; \quad B_6 = x_1 - \frac{3vt_1}{5}. \end{aligned} \quad (22)$$

Після підстановки цих постійних інтегрування в залежності (21) знайдемо такий режим руху балки, який забезпечує плавне гальмування при мінімальних витратах енергії ривків

$$\begin{aligned} x &= x_1 - \left(vt - \frac{3vt_1}{5} - \frac{vt^4}{t_1^3} + \frac{3vt^5}{5t_1^4} \right); \\ \dot{x} &= v - \frac{4vt^3}{t_1^3} + \frac{3vt^4}{5t_1^4}; \quad \ddot{x} = \frac{12vt^3}{t_1^4} + \frac{3vt^4}{t_1^3}. \end{aligned} \quad (23)$$

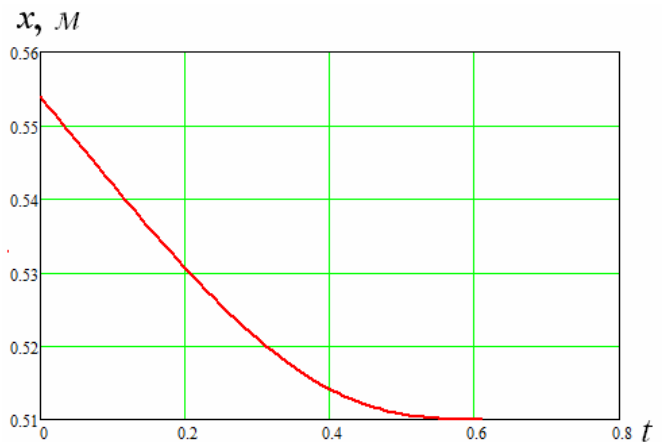


Рис. 3. Графік зміни лінійної координати штоку гідроциліндра

Fig. 3. Graph of changes linear coordinates of cylinder rod

Час гальмування вибрано рівним $t_1 = 0,61c$, що становить третину всього часу руху системи. Така тривалість гальмування обрана з рекомендацій [3, 6]. Це дозволяє запобігти збільшенню динамічних навантажень на гідроциліндр.

На основі системи рівнянь (23) побудовано графіки зміни лінійної координати штоку гідроциліндра, яка є узагальненою координатою (Рис. 3), його швидкості (Рис. 4) та прискорення (Рис. 5).

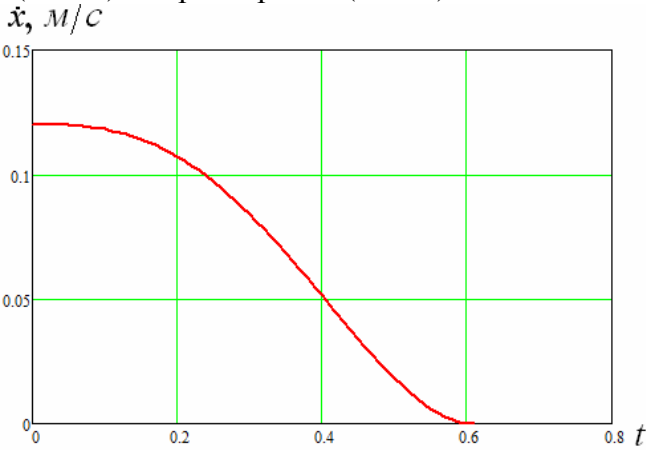


Рис. 4. Графік зміни лінійної швидкості штоку гідроциліндра

Fig. 4. Graph of changes in line speed of cylinder rod

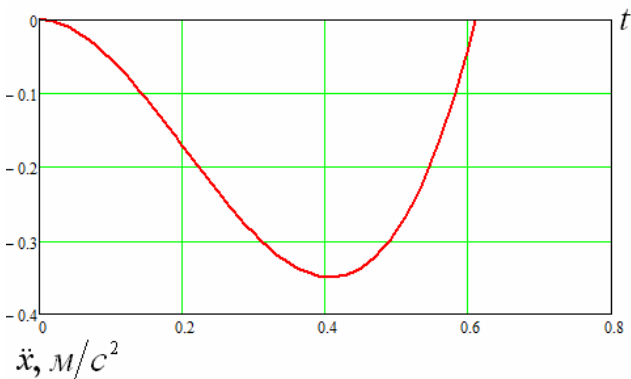


Рис. 5. Графік зміни прискорення штоку гідроциліндра

Fig. 5. Graph of changes acceleration of cylinder rod

З урахуванням першого рівняння системи (23) за виразом (3) побудовано графік зміни кутової координати балки α (Рис. 6), що відображає кутову координату за умови мінімізації енергії ривків при гальмуванні.

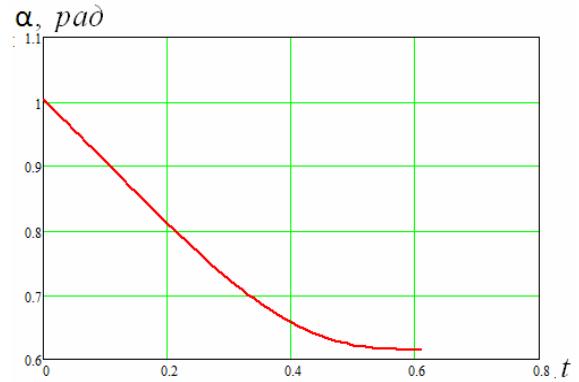


Рис. 6. Графік зміни кутової координати робочого обладнання

Fig. 6. Graph of changes angular coordinate of working equipment

Продиференціювавши вираз (3) за часом, отримаємо залежність для знаходження кутової швидкості робочої балки при повороті:

$$\dot{\alpha} = \frac{x \cdot \dot{x}}{ab \sqrt{1 - \frac{(a^2 + b^2 - x^2)^2}{4a^2b^2}}} \quad (24)$$

За виразом (24) побудовано графік зміни кутової швидкості робочої балки використовувача при підйманні (Рис. 7).

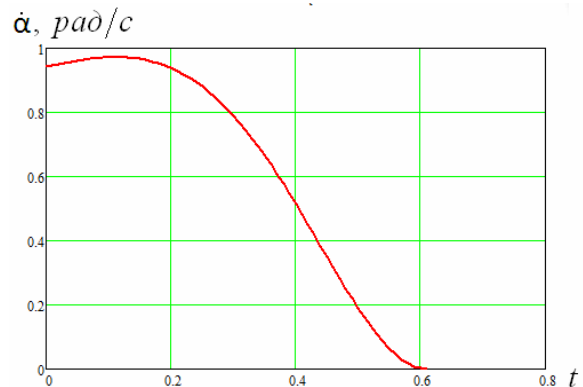


Рис. 7. Графік зміни кутової швидкості робочого обладнання

Fig. 7. Graph of changes angular speed of working equipment

Після подвійного диференціювання виразу (3) за часом отримаємо залежність для знаходження кутового прискорення робочої балки при повороті:

$$\ddot{\alpha} = \frac{\dot{x}^2}{ab\sqrt{1 - \frac{(a^2 + b^2 - x^2)^2}{4a^2b^2}}} + \frac{x \cdot \ddot{x}}{ab\sqrt{1 - \frac{(a^2 + b^2 - x^2)^2}{4a^2b^2}}} - \frac{x^2 \cdot \dot{x}^2 (a^2 + b^2 - x^2)}{2a^3b^3 \left(1 - \frac{(a^2 + b^2 - x^2)^2}{4a^2b^2}\right)^{3/2}}. \quad (25)$$

На основі залежності (25) побудовано графік зміни кутового прискорення робочої балки викорчовувача при підйманні (Рис. 8).

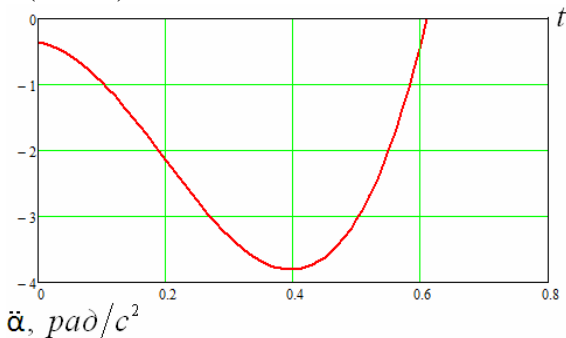


Рис. 8. Графік зміни кутового прискорення робочого обладнання

Fig. 8. Graph of changes angular acceleration of working equipment

За виразом (18) побудовано графік зміни зусилля на штоці гідроциліндра в процесі гальмування (Рис. 9).

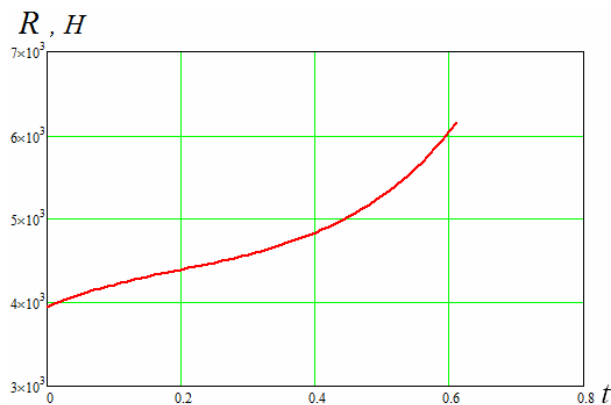


Рис. 9. Графік зміни зусилля на штоці гідроциліндра

Fig. 9. Graph of change efforts on the cylinder rod

Для забезпечення підймання робочої балки викорчовувача та її плавного гальмування при наблизенні до крайнього положення максимальне зусилля на штоці гідроциліндра становить $R = 6,159 \text{ кН}$.

ВИСНОВКИ

Аналіз графіків зміни лінійного прискорення штока гідроциліндра (див. Рис. 5) та зміни кутового прискорення робочої балки викорчовувача показує (див. Рис. 8) показує, що в кінці руху системи відсутні обидва види прискорень. Це говорить про плавність гальмування системи і відсутність м'яких ударів наприкінці руху. Аналіз графіка зміни зусилля на штоці гідроциліндра (див. Рис. 9) показує, що зусилля зростає плавно. Це говорить про відсутність динамічних навантажень у шарнірних з'єднаннях робочого обладнання.

Реалізацію оптимального керування гідроциліндрами робочого органа можливо здійснити за допомогою систем гідромеханічного або ж автоматичного керування [3, 7]. Реалізація оптимального керування гідроциліндрами робочих органів можлива за допомогою гідромеханічного або ж автоматичного керування.

В роботі [7] запропоновано застосовувати в системі керування гідроциліндрами золотниковий розподільник з дросельними щілинами на торцях золотників. Завдяки тому, що на золотнику виконані дросельні канавки, в момент, коли він під дією керуючого сигналу починає рухатися та відкриває вхідні канали, спочатку робоча рідина потрапляє у відвідну лінію через ці дросельні канавки, а при повному відкритті – вже безперешкодно потрапляє у відвідну порожнину. Це забезпечує поступове плавне збільшення подачі робочої рідини в привідні гідроциліндри у відповідності з оптимальними режимами руху.

ЛІТЕРАТУРА

1. Паламарчук Д.А. Універсальна машина для підготовчих робіт та її кінематичний аналіз / Д.А. Паламарчук, В.В. Соловка, М.В. Чорній // Гірничі, будівельні, дорожні

- та меліоративні машини. – 2015. – №86. С. 76-83.
2. **Добронравов С.С.** Строительные машины и основы автоматизации: [учебник для строит. вузов] / С.С. Добронравов, В.Г. Дронов. – М. : Высш. шк., 2001. – 575 с.
 3. **Пелевін Л.Є.** Гідро- та пневмоприводи будівельних машин : [підручник] / Л.Є. Пелевін, В.М.Смірнов, О.М. Гаркавенко, А.В. Фомін. – К. : КНУБА, 2002. – 280 с.
 4. **Ловейкин В.С.** Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин : [учеб. пособие] / В.С. Ловейкин. – К. : УМК ВО, 1990. – 168 с.
 5. **Яблонский А.А.** Курс теоретической механики. В 2 ч. Ч. 2. Динамика : [учеб. пособие] / А.А. Яблонский, В.М. Никифорова. – М. : Высшая школа, 1977. – 430 с.
 6. **Машиностроительная гидравлика.** Примеры расчетов / В.В. Вакина, И.Д. Денисенко, А.Л. Столяров. – К. : Вища школа, 1986. – 208 с.
 7. **Міщук Д.О.** Оптимізація зміни вильоту маніпулятора з гідроприводом на транспортному засобі : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.05.04 «Машини для земляних, дорожніх та лісотехнічних робіт» / Д.О. Міщук. – Київ, 2013. – 23 с.

REFERENCES

1. **Palamarchuk D.A., Solovka V.V., Chorniy M.V., 2015.** Universalna mashina dlya pidgotovchih robit ta yiyi kinematichniy analiz, 86 [Universal machine for preparatory works and its kinematic analysis]. Mining, construction, road and melioration machines, Nr86, 76-83.
2. **Dobronravov S.S., Dronov V.G., 2001.** Stroitelnye mashiny i osnovy avtomatizacii. [Construction machinery and basics of automation]. Moscow, High school, 575.
3. **Pelevin L.Ye., Smirnov V.M., Garkavenko O.M., Fomin A.V., 2002.** Gidro- ta pnevmoprivodi budivelnih mashin. [Hydro and pneumatic drives for construction machinery]. Kyiv, KNUCA Publ., 280.
4. **Loveykin V.S., 1990.** Raschety optimalnyh rezhimov dvizheniya mehanizmov stroitelnyh mashin. [Calculations of optimum modes of motion mechanisms of construction machinery]. Kyiv, UMK VO Publ., 168.
5. **Yablonsky A.A., Nikiforova V.M., 1977.** Kurs teoreticheskoy mehaniki. [The course of theoretical mechanics]. Moscow, Graduate School Publ., 430.

6. **Vakina V.V., Denisenko I.D., Stolyarov A.L., 1986.** Mashinostroitel'naya gidravlika. Primery raschetov. [Machinery hydraulics. Examples of calculations]. Kyiv. High school Publ., 208.
7. **Mishchuk D.O., 2013.** Optimizacija zmini vil'otu manipulyatora z gidroprivodom na transportnomu zasobi. [Changes optimization departure with hydraulic manipulator on a vehicle]. Thesis Ph.D., 23.

Motion modeling of work equipment in rooter

Dmitro Palamarchuk

Abstract. Modern exterminators are energy carriers, which, for the most part, have a hydraulic drive of the working equipment. Despite the advantages, the essential disadvantage of hydraulic drive systems is significant inertia. Any change in the supply of fluid to the hydraulic cylinder causes oscillation of the working equipment, especially this is noticeable when switching on and off the supply of fluid to the cylinder. Such fluctuations negatively affect the durability of hinges of kinematic pairs, links and mechanisms. The next problem of hydraulic systems is the occurrence of strikes when reaching the extreme points of the movement of the links. Impacts arise both between the links of the mechanism, and in the hydro system itself. The dynamics of the movement of mechanisms during the transition processes depends on the force and speed of the hydraulic cylinder rod, as well as the inertial characteristics of the entire mechanism. Therefore, the dynamic model must take into account the main movement of the mechanism, the driving force of the stock, the geometric dimensions of the parts of the equipment and their location, as well as their masses and moments of inertia. Implementation of optimal control of hydraulic cylinders of the working body may be carried out with the help of hydromechanical or automotive control systems. Hardware realization of optimal control of hydraulic cylinders of working bodies is possible with the help of hydromechanical or automatic control. Therefore, the task of the work is to find such a mode of movement of the rods of the hydrocylinders of the fork-lift truck, which will ensure smooth inhibition at the end of the movement. It is also proposed to use a spool valve with throttle gaps on the ends of the spools in the hydraulic cylinder control system. Due to the fact that the throttle grooves are made on the spool, at the moment

when it under the action of the control signal starts to move and opens the input channels, the working fluid first enters the drainage line through these throttling grooves, and at full opening it freely flows into the outlet. This ensures a gradual, smooth increase in the supply of working fluid in drive hydraulic cylinders in accordance with optimal modes of movement.

Key words: roter, hydraulic cylinder, rod, speed, acceleration, force.