

УНІВЕРСАЛЬНА МАШИНА ДЛЯ ПІДГОТОВЧИХ РОБІТ ТА ЇЇ КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ

Дмитро Паламарчук, Василь Соловка, Марія Чорній

Київський національний університет будівництва і архітектури
03680, Повітрофлотський пр-т, 31, Київ, Україна, e-mail: palamarchuk-dima@ukr.net

UNIVERSAL PREPARATIONS MACHINE AND ITS KINEMATIC ANALYSIS

Dmitro Palamarchuk, Vasyl Solovka, Mary Chorniy

Kyiv National University of Construction and Architecture
03680, Povitroflotsky avenue 31, Kyiv, Ukraine

АНОТАЦІЯ. Представлено конструкцію універсальної машини для підготовчих робіт – бульдозер-викорчовувач. Проведено кінематичний аналіз робочого обладнання машини в процесі викорчовування. Знайдено взаємозв'язок між кінематичними параметрами штока гідроциліндра та робочою балкою викорчовувача. Наведено графіки зміни досліджуваних параметрів в часі, що побудовані в системі MathCAD 15.

Ключові слова: бульдозер, викорчовувач, швидкість, прискорення, зусилля.

АННОТАЦИЯ. Представлена конструкция универсальной машины для подготовительных работ – бульдозер-корчеватель. Проведено кинематический анализ рабочего оборудования машины в процессе корчевания. Найдено взаимосвязь между кинематическими параметрами штока гидроцилиндра и рабочей балкой корчевателя. Приведены графики изменения исследуемых параметров во времени, которые построены в системе MathCAD 15.

Ключевые слова: бульдозер, корчеватель, скорость, ускорение, усилие.

ABSTRACT. Purpose. Synthesis versatile machinery – bulldozer and grubber. Kinematic and kinetostatic research mechanism by discrete management hydraulic cylinders. **Methodology/approach.** The study conducted using a dynamic model of the system. The study is based acceleration mechanism. **Findings.** Set efforts by stocks of hydraulics cylinders at discrete control mechanism. **Research limitations/implications.** Shows a graph of the studied parameters over time, built in the MathCAD 15. Discovered strokes that occur late acceleration areas. To control mechanisms recommended soft start based on kinematic and energy criteria. **Originality/value.** The results can be used in the analytical study of three-tier mechanism with hydraulic control. Based on the studies required to conduct a study of kinematics and dynamics of the system while driving for kinematic and energy laws.

Key words: bulldozer, grubber, speed, acceleration, force.

ВСТУП

Підготовчі роботи є початковим етапом будь-якого будівництва, незалежно від того будується будинок, дорога, міст чи планується прокладання трубопроводу або лінії електропередачі [1].

Розчищення території та планування будівельного майданчика є дуже трудомістким та енергоємним етапом підготовчих робіт [2].

Розробка нових конструкцій машин для підготовчих робіт та підвищення надійності існуючих конструкцій є важливим напрямком роботи з удосконалення старих та проектування широкої гами нових машин для підготовчих робіт. Важливими напрямками цієї роботи є зниження металоємності, покращення експлуатаційних показників,

розширення функціональних можливостей, збільшення напрацювання до відмови [3].

Суттєвим недоліком вітчизняного машинобудування є майже повна відсутність багатофункціональних машин, які можливо було б використовувати для виконання кількох видів робіт.

МЕТА РОБОТИ

На основі аналізу існуючих конструкцій викорчовувачів та збирачів [2] пропонується конструкція нового універсального робочого обладнання для підготовчих робіт, яке поєднує в собі функції бульдозера та викорчовувача-збирача. Синтез робочого обладнання такої конструкції містить розробку самого робочого органа та системи керування ним. Для дослідження робочих

кінематичних та силових параметрів провести кінематичний та кінетостатичний аналіз робочого обладнання під час роботи.

ВИКЛАД ОСНОВНОГО МАТЕРІАЛУ

За основу конструкції робочого обладнання взято бульдозерне обладнання з поворотним відвалом для проведення меліоративних робіт. В ролі аналога викорчувувача використано викорчувувач-збирач МП-18 на базі трактора Т-130 [4] (рис. 1).



Рис. 1. Викорчувувач МП-18 на базі Т-130

Fig. 1. The grubber MP-18 with tractor T-130

Шляхом суміщення відвалу бульдозера з робочою балкою викорчувувача МП-18 створено конструкцію робочого обладнання.

Для суміщення відвалу та викорчувувача робоча балка викорчувувача МП-18 змінена наступним чином: зменшена ширина захвату з 2500 мм до 2000 мм; замість шести встановлено п'ять зубів; циліндричний профіль несучої балки замінено на прямокутний збірний; до несучої балки приварено три вушка для навішування її до відвалу та керування за допомогою гідроциліндрів.

Бульдозерне обладнання зазнало таких змін: в розрізі нижньої коробки жорсткості встановлено три вушка з пальцями для навішування робочої балки; до верхньої балки жорсткості прикріплено два вушка для навішування гідроциліндрів піднімання балки викорчувувача 4; замість гвинтових розкосів встановлено два гідроциліндри 5 керування викорчувувачем (рис. 2).

Така конструкція робочого обладнання дозволяє проводити викорчування двома способами: поворотом робочої балки і зубів навколо шарніру навіски робочого обладнання до штовхаючих брусів за допомогою гідроциліндрів 5 або ж суміщуючи штовхаючу дію трактора разом із поворотом зубів. Пара гідроциліндрів 4 дозволяє здійснювати швидке переведення робочого обладнання в режим бульдозера або ж викорчувувача.

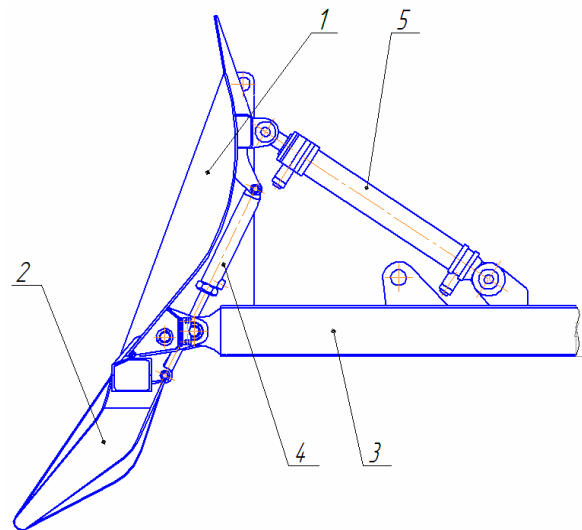


Рис. 2. Робоче обладнання бульдозер-викорчувувач: 1 – відвал; 2 – викорчувувач; 3 – штовхаючий брус; 4 – гідроциліндр піднімання викорчувувача; 5 – гідроциліндр керування викорчувувачем

Fig. 2. Work equipment bulldozer-grubber: 1 – dozer blade; 2 – grubber; 3 – pusher bar; 4 – lift cylinder of grubber; 5 – cylinder for control by grubber

За допомогою графічної системи КОМПАС-3D [5] проаналізовано характеристики робочого обладнання і встановлено, що маса робочої балки викорчувувача складає 280 кг, а самого відвалу – 1220 кг.

Запропонована конструкція робочого обладнання призначена для переміщення ґрунту, виконання планувальних операцій в умовах дорожнього та загального будівництва, а також при виконанні аварійно-рятувальних робіт. Як викорчувувач машина може бути застосована для згрібання, зрізання і суцільного корчування рідколісся та чагарників діаметром до 120 мм, переміщення каміння масою до 3 т, поштучного

корчування пнів діаметром до 350 мм. Глибина заглиблення зубів викорчовувача становить 490 мм.

Для проведення кінематичного та кінестатичного аналізу і встановлення встановлення взаємозв'язку між ланками механізму необхідно вибрати динамічну модель і на її основі побудувати математичну модель (рівняння руху).

Ця динамічна модель повинна в повній мірі відображати основні характеристики робочого обладнання бульдозера-викорчовувача, що обумовлюють його динаміку.

Отже, у динамічній моделі повинні бути враховані основний рух механізму; рушійне зусилля штока; геометричні розміри ланок обладнання і їх розташування, а також їхні маси і моменти інерції [6, 7].

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 розглядається як механічна система, що складається з абсолютно твердих тіл; маси ланок знаходяться в центрах тяжіння; всі механізми рухаються тільки у вертикальній площині та відсутній будь-який перекося і зміщення в роботі пар гідроциліндрів; люфти в кінематичних парах відсутні; дисипа-

тивні сили відсутні.

Ці припущення загальноприйняті й підтверджуються практичними результатами дослідження гідравлічних систем приводу та керування робочим обладнанням [8].

На основі викладених вимог та припущень побудовано динамічну модель робочого обладнання в робочому положенні викорчовувача (рис. 3). Особливістю побудови цієї динамічної моделі є те, що розглядається окремо дві маси – маса відвалу та маса робочої балки, хоча в моделі вони сполучені жорстким зв'язком і при роботі викорчовувача рухаються спільно. Крім того, вертикальна F_V і горизонтальна F_H сили опору пня та сила в'язкого тертя зубів викорчовувача об ґрунт F_m зведені до центру мас балки викорчовувача. За узагальнену координату прийнято лінійну координату штока гідроциліндра x .

На рис. 3 прийнято такі позначення: $OB=1,05\text{ м}$ – лінійна координата точки встановлення гідроциліндра; $OA=0,751\text{ м}$ – відстань від точки обертання до точки навіски штока гідроциліндра на відвал; $r_1=0,504\text{ м}$ – відстань від центру мас балки до точки обертання; $r_2=0,328\text{ м}$ – відстань від центру мас відвалу до точки обертання; β , α – кутові координати штока гідроциліндра та відвалу в зборі з балкою відповідно;

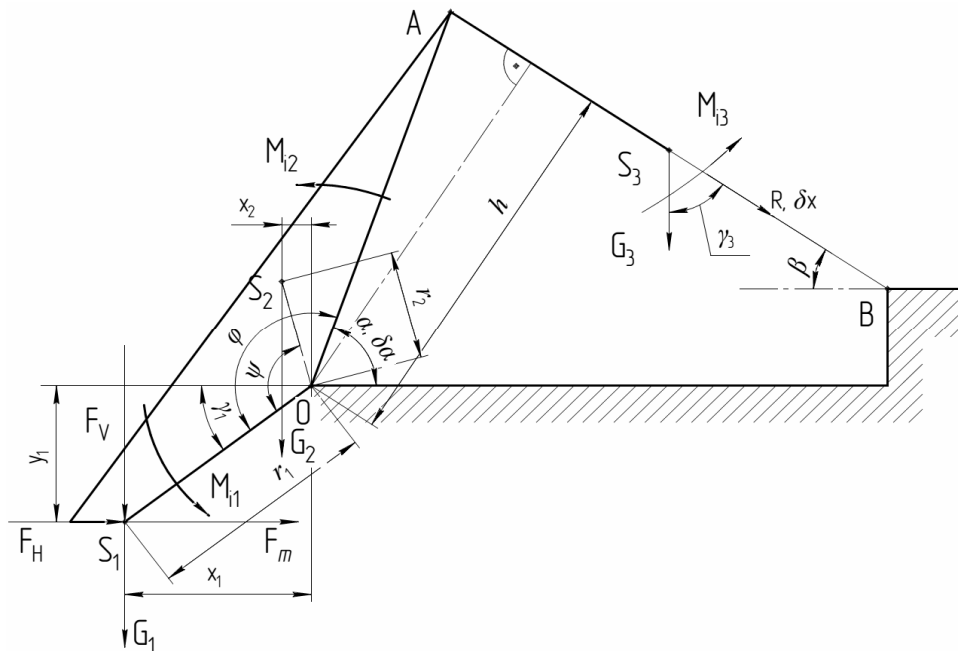


Рис. 3. Схема робочого обладнання в робочому положенні викорчовувача
 Fig. 3. Scheme of work equipment in position the grubber

$\varphi = 160,5^\circ$ – кут розхилу S_1OA ; $\psi = 142^\circ$ – кут розхилу S_1OS_2 ; x_1, y_1 – відповідно горизонтальна та вертикальна координати центру мас балки; x_2 – горизонтальна координата центру мас відвалу; h – плече від зусилля на штоці; G_1, G_2, G_3 – сили тяжіння робочої балки, відвалу та штока гідроциліндра відповідно; M_{i1}, M_{i2}, M_{i3} – моменти сил інерції балки, відвалу та штока гідроциліндра відповідно; R – зусилля на штоці гідроциліндра.

На основі принципу Германа-Ейлера-д'Аламбера виведено рівняння руху, що побудоване на принципі можливих переміщень [9]. В рівнянні враховано зусилля, що діють на механізм:

$$2R\delta x - M_{i1}\delta\alpha - M_{i2}\delta\alpha - 2M_{i3}\delta\beta - G_1x_1\delta\alpha - G_2x_2\delta\alpha + 2G_3\cos\gamma_3\delta x - F_Vx_1\delta\alpha - F_Hy_1\delta\alpha - F_my_1\delta\alpha - 2F_{i3}\delta x = 0, \quad (1)$$

де δx – можливе лінійне переміщення вздовж узагальненої координати x ; $\delta\alpha$, $\delta\beta$ – можливі кутові переміщення для кутів α та β відповідно; F_{i3} – 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

$$x^2 = OA^2 + OB^2 - 2OA \cdot OB \cos\alpha, \quad (2)$$

звідки

$$\alpha = \arccos \frac{OA^2 + OB^2 - x^2}{2OA \cdot OB}. \quad (3)$$

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

$$OA^2 = x^2 + OB^2 - 2x \cdot OB \cos\beta, \quad (4)$$

звідки

$$\beta = \arccos \frac{x^2 + OB^2 - OA^2}{2x \cdot OB}. \quad (5)$$

Вирази для визначення кутів γ_1, γ_2 та γ_3 мають наступний вигляд:

$$\gamma_1 = \alpha + \varphi - 180^\circ;$$

$$\gamma_2 = \psi - \gamma_1;$$

$$\gamma_3 = 90 - \beta. \quad (6)$$

З урахуванням цього вирази для знаходження горизонтальної та вертикальної координат центру мас балки мають вигляд

$$x_1 = r_1 \cos \gamma_1;$$

$$y_1 = r_1 \sin \gamma_1. \quad (7)$$

Горизонтальна координата центру мас відвалу

$$x_2 = r_2 \cos \gamma_2. \quad (8)$$

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

$$\delta x = h\delta\alpha, \quad (9)$$

де $h = OB \sin \beta$.

З урахуванням залежності (5) $\delta\beta \Rightarrow 0$.

З урахуванням виразів (3-8) рівняння (1) має вигляд

$$2R\delta x - M_{i1}\frac{\delta x}{h} - M_{i2}\frac{\delta x}{h} - G_1x_1\frac{\delta x}{h} - G_2x_2\frac{\delta x}{h} + 2G_3\cos\gamma_3\delta x - F_Vx_1\frac{\delta x}{h} - F_Hy_1\frac{\delta x}{h} - F_my_1\frac{\delta x}{h} - 2F_{i3}\delta x = 0;$$

$$(2R - \frac{M_{i1}}{h} - M_{i2} - G_1\frac{x_1}{h} - G_2\frac{x_2}{h} + 2G_3\cos\gamma_3 - F_V\frac{x_1}{h} - F_H\frac{y_1}{h} - F_m\frac{y_1}{h} - 2F_{i3})\delta x = 0. \quad (10)$$

Оскільки $\delta x \neq 0$, то

$$2R - \frac{M_{i1}}{h} - M_{i2} - G_1\frac{x_1}{h} - G_2\frac{x_2}{h} + 2G_3\cos\gamma_3 - F_V\frac{x_1}{h} - F_H\frac{y_1}{h} - F_m\frac{y_1}{h} - 2F_{i3} = 0. \quad (11)$$

Отримане рівняння (11) і є рівнянням руху механізму використання.

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

$$M_{i1} = J_{O1}\ddot{\alpha}, \quad (12)$$

де J_{O1} – власний момент інерції балки відносно точки обертання O ; $\ddot{\alpha}$ – друга похідна від кутової координати або ж кутове

прискорення відвалу разом з балкою при викорчовуванні.

Власний момент інерції балки відносно точки обертання O

$$J_{O1} = m_1 r_1^2 = 280 \cdot 0,504^2 = 71,12 \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \quad (13)$$

де $m_1 = 280 \text{ кг}$ – маса балки викорчовувача; $r_1 = 0,504 \text{ м}$ – відстань від центру мас балки до центру обертання (точка O на рис. 3).

Момент сили інерції, що діє на відвал від власного моменту інерції

$$M_{i2} = J_{O2} \ddot{\alpha}, \quad (14)$$

де J_{O2} – власний момент інерції відвалу відносно точки обертання O .

Власний момент інерції відвалу відносно точки обертання

$$J_{O2} = m_2 r_2^2 = 1220 \cdot 0,328^2 = 131,25 \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \quad (15)$$

де $m_2 = 1220 \text{ кг}$ – маса відвалу разом з елементами навіски; $r_2 = 0,328 \text{ м}$ – відстань від центру мас відвалу до центру обертання (точка O на рис. 3).

Сила тяжіння, що діє на балку викорчовувача $G_1 = 2746,8 \text{ Н}$.

Сила тяжіння, що діє на відвал разом з навісними елементами $G_2 = 11968,2 \text{ Н}$.

Орієнтовна сила тяжіння, що діє на шток гідроциліндра механізму викорчовування при масі штока $8,5 \text{ кг}$, $G_3 = 83,39 \text{ Н}$.

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

$$F_{i3} = m_3 \ddot{x}, \quad (16)$$

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

Опір пня свіжої вирубки викорчовуванню горизонтально направленою силою можна орієнтовно визначити за допомогою формули А.В. Верховського [10]:

$$F_H = q_0 \sqrt{d^3}, \quad (17)$$

де q_0 – дослідний коефіцієнт, що враховує тип і залягання коренів дерева. Для сосни і ялини – $q_0 = 700$, для берези – $q_0 = 600$, для осики і вільхи – $q_0 = 500$; d – діаметр пня (прийнятий в см).

Визначимо горизонтальне зусилля з урахуванням найбільш несприятливих факторів, а саме – сосновий пень максимального діаметра для розробленої конструкції машини ($d = 35 \text{ см}$)

$$F_H = 700 \sqrt{35^3} = 144,94 \text{ кН}. \quad (18)$$

Дослідниками встановлено [11], що горизонтальна сила опору для непідрубаного пня становить 91,8% від вертикального зусилля опору. Тоді можна визначити необхідне вертикальне зусилля

$$F_V = \frac{F_H}{0,918} = \frac{144,94}{0,918} = 157,89 \text{ кН}. \quad (19)$$

Сила, що враховує тертя зубів викорчовувача об ґрунт та зусилля, необхідне на переміщення ґрунту пнем [10]

$$F_m = G_{\Pi} f_{\Pi} = 4 \cdot 1,1 = 4,4 \text{ кН}, \quad (20)$$

де $G_{\Pi} = 4 \text{ кН}$ – сила тяжіння, що діє на пеньок та ґрунт, який волочиться ним; $f_{\Pi} = 0,4 \dots 1,1$ – коефіцієнт опору переміщенню пня по ґрунту.

За рівнянням (11) можна визначити зусилля на штоці гідроциліндра, що потрібне для проведення викорчовування пенька без використання штовхаючого зусилля трактора:

З урахуванням того, що процес викорчовування є робочою силовою операцією [12], обираємо усталену лінійну швидкість втягування штока гідроциліндра рівною $V_y = 0,1 \text{ м/с}$. Розгін штока до цієї швидкості при дискретному керуванні відбувається за законом (рис. 4) [13]. Тут t_1 – загальний час руху системи.

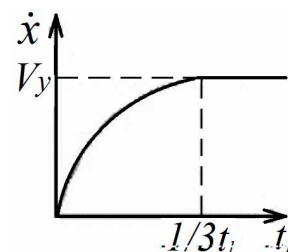


Рис. 4. Графік розгону штока до усталеної швидкості

Fig. 4. Graph acceleration of rod to established speed

З урахуванням такого закону розгону, зміна довжини штока при його втягуванні відбувається за час $t_1 = 4c$ – у відповідності до отриманого графіка (рис. 5).

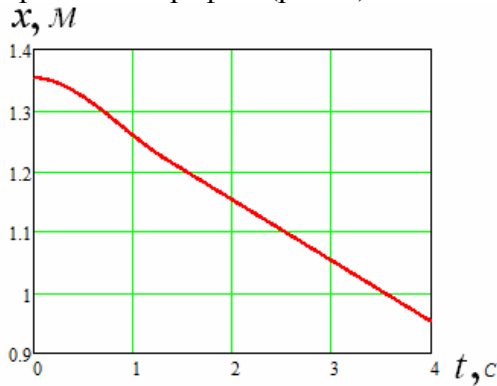


Рис. 5. Графік зміни довжини штока

Fig. 5. Graph of changes the length of the rod

При цьому прискорення штока змінюється у відповідності до графіка на рис. 6.

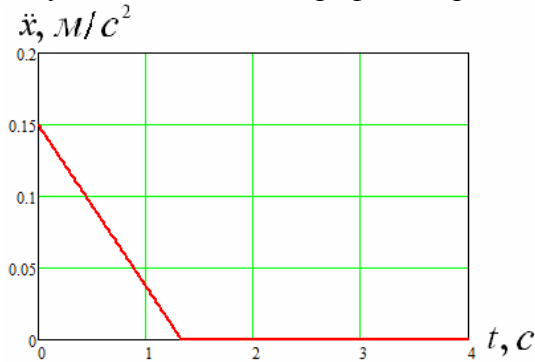


Рис. 6. Графік зміни прискорення штока

Fig. 6. Graph of changes acceleration of the rod

Кутова швидкість повороту робочої балки разом із зубами визначається диференціюванням виразу (3) за часом

$$\dot{\alpha} = \frac{x \cdot \dot{x}}{OA \cdot OB \sqrt{1 - \frac{(OA^2 + OB^2 - x^2)^2}{4OA^2 \cdot OB^2}}}. \quad (22)$$

За виразом (22) побудовано графік зміни кутової швидкості робочої балки (рис. 7).

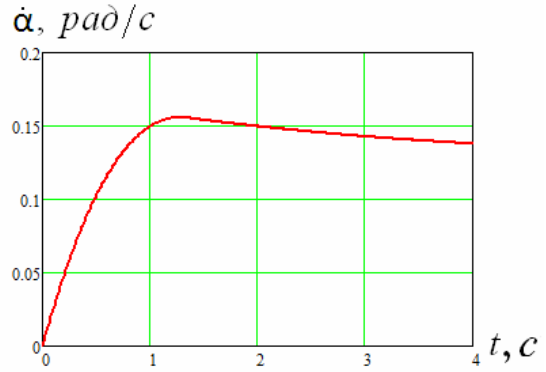


Рис. 7. Графік зміни кутової швидкості балки

Fig. 7. Graph of angular velocity by beam

Графік зміни кутового прискорення робочої балки (рис. 8) отримано після диференціювання виразу (22) за часом.

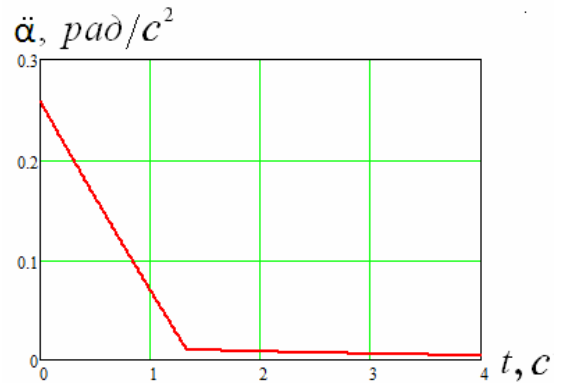


Рис. 8. Графік зміни кутового прискорення балки

Fig. 8. Graph of angular acceleration by beam

На основі графічних залежностей зміни лінійного та кутового прискорення ланок (рис. 6, 8), визначено сили (16) та моменти інерції (12, 14), що діють в системі. Після підстановки отриманих результатів розрахунків у вираз (21) отримано графічну залежність зміни зусилля на штоці гідроциліндра в процесі викорчування від часу (рис. 9).

Цей графік побудовано за умови дискретної подачі рідини до гідроциліндрів у процесі викорчовування.

З графіка на рис. 9 видно, що максимальне зусилля ($R = 81,19кН$) шток розвиває наприкінці ділянки розгону. При виході штока на усталену швидкість зусилля в ньому плавно зменшується до $R = 75,6кН$.

Із аналізу графіків на рис. 6-8 видно, що ділянка розгону штока закінчується ударом. Це негативно впливає на довговічність кінематичних пар механізму та на довговічність робочого обладнання взагалі. Тому, для уникнення ударів у гідросистемі, що передаються на ланки механізму, доцільно використовувати плавне керування гідроциліндрами за кінематичними або ж енергетичними параметрами [8].

ВИСНОВКИ

У роботі запропонована нова конструкція універсального робочого обладнання для підготовчих робіт, що суміщає в собі функції бульдозера та викорчовувача-збирача. Таке робоче обладнання може бути навішене на трактори сільськогосподарського та загального призначення з гусеничним або колісним шасі.

Проведено дослідження кінематичних параметрів робочого обладнання при роботі в режимі викорчовувача. Досліджено зміну робочого зусилля в штоках гідроциліндрів при дискретному керуванні ними.

ЛІТЕРАТУРА

1. *Алексеев А.А.* Технология и организация сельского строительства : [учебник] / А.А. Алексеев. – М : Стройиздат, 1983. – 440 с.
2. *Паламарчук Д.А.* Аналіз існуючих конструкцій викорчовувачів / Д.А. Паламарчук, І.А. Паламарчук, О.М. Мачишина // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 2011. – №77. С. 86-91.
3. *Волков Д.П.* Строительные машины и средства малой механизации: Учебник для сред. проф. образования / Д.П. Волков, В.Я. Крикун. – М. : Мастерство, 2002. – 480с.

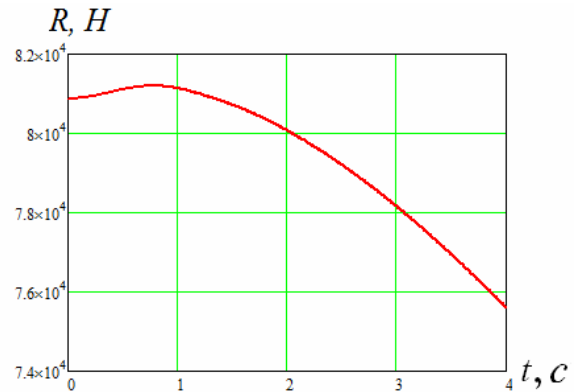


Рис. 9. Графік зміни зусилля в штоці

Fig. 9. Graph of change efforts by the rod

4. *Добронравов С.С.* Строительные машины и основы автоматизации : [учебник для строит. вузов] / С.С. Добронравов, В.Г. Дронов. – М. : Высш. шк., 2001. – 575с.
5. *Компас 3D V8.* Руководство пользователя : в 3 т. / ЗАО Аскон. Компас. – М. : АСКОН, 2005. – Т. 3 – 316 с.
6. *Ловейкин В.С.* Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин : [учеб. пособие] / В.С. Ловейкин. – К. : УМК ВО, 1990. – 168с.
7. *Ловейкин В.С.* Теорія технічних систем : [навч. посібник] / В.С. Ловейкін, І.І. Назаренко, О.Г. Онищенко. – Київ, Полтава : ІЗМН-ПДТУ, 1998. – 176 с.
8. *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.
9. *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.
10. *Система машин в лесном хозяйстве:* Учебник для вузов / В.Н. Винокуров, Н.В. Еремін; Под ред. В.Н. Винокурова. – М. : Издательский центр «Академия», 2004. – 320 с.
11. *Сельскохозяйственная энциклопедия.* Т. 2 (Ж - К) / Ред. коллегия: П.П. Лобанов (глав. ред) [и др.]. Издание третье, переработанное – М., Государственное издательство сельскохозяйственной литературы, 1951. – 624 с.
12. *Пелевін Л.С.* Гідро- та пневмоприводи будівельних машин : [підручник] / Л.С. Пелевін, В.М.Смірнов, О.М. Гаркавенко, А.В. Фомін. – К. : КНУБА, 2002. – 280 с.

13. Чмиль В. П. Гидропневмопривод : монография/ В.П Чмиль; СПбГАСУ. – СПб., 2010. – 176 с.

REFERENCES

1. *Alekseev A.A., 1983.* Tehnologija i organizacija sel'skogo stroitel'stva. [Technology and organization of rural construction]. Moscow Strojizdat Publ., 440. – (in Russian)
2. *Palamarchuk D.A., Palamarchuk I.A., Machishina O.M., 2011.* Analiz isnujuchih konstrukcij vikorčovuvachiv. Girnychi, budivel'ni, dorozhni ta melioratyvni mashyny, 77. [Analysis of existing structures grubbers. Mining, construction, road and agricultural machines]. Kyiv, 86-91. – (in Ukrainian)
3. *Volkov D.P., Krikun V.Ja., 2002.* Stroitel'nye mashiny i sredstva maloj mehanizacii. [Construction machinery and small tools. Moskva Masterstvo]. 480. – (in Russian)
4. *Dobronravov S.S., Dronov V.G., 2001.* Stroitel'nye mashiny i osnovy avtomatizacii. [Construction machinery and automation basics. Moskva Vysshaja shkola]. 575. – (in Russian)
5. *Kompas 3D V8.* Rukovodstvo pol'zovatelja, 2005. [Compass 3D V8. User guide. Moskva ASCON]. 316. – (in Russian)
6. *Lovejkin V.S., 1990.* Raschety optimal'nyh rezhimov dvizhenija mehanizmov stroitel'nyh mashin. [Calculations of optimum modes of motion mechanisms of construction machinery. Kyiv UMK VO]. 168.
7. *Lovejkin V.S., Nazarenko I.I., Onishhenko O.G.* Teorija tehnicnih system. [Theory of technical systems. Kyiv, Poltava IZMN-PDTU]. 176. – (in Ukrainian)
8. *Mishhuk D.O., 2013.* Optimizacija zmini vil'otu manipulatora z gidroprivodom na transportnomu zasobi. [Changes optimization departure with hydraulic manipulator on a vehicle. Kyiv]. 23. – (in Ukrainian)
9. *Jablonskij A.A., Nikiforova V.M., 1977.* Kurs teoreticheskoy mehaniki. [The course of theoretical mechanics. Moskva Vysshaja shkola]. 430.
10. *Vinokurov V.N., Eremin N.V., 2004.* Sistema mashin v lesnom hozjajstve. [The system of machines in forestry. Moskva Akademija]. 320. – (in Russian)
11. *Lobanov P.P., 1951.* Sel'skohozjajstvennaja jenciklopedija. [Agricultural Encyclopedia. Moskva Gosudarstvennoe izdatel'stvo sel'skohozjajstvennoj literatury]. 624. – (in Russian)
12. *Pelevin L.Je., Smirnov V.M., Garkavenko O.M., Fomin A.V., 2002.* Gidro- ta pnevmoprivodi budivel'nih mashin. [Hydro and pneumatic drives by construction machinery. Kyiv KNUBA]. 280. – (in Ukrainian)
13. *Chmil' V.P., 2010.* Gidropnevmoпривод. [Hydro and pneumatic drives. Sankt-Peterburg GASU]. 176. – (in Russian)