

УДК 621.29:621.85.41:

М.І. Іванов, канд. техн. наук,
С.А. Шаргородський, канд. техн. наук,
О.М. Міщук,
В.С. Руткевич,
В.В. Гавенко

Вінницький національний аграрний університет

МОДЕЛЮВАННЯ ПРИВОДА МАНІПУЛЯТОРА МАШИНИ ДЛЯ ПОРЦІЙНОЇ ВИДАЧІ КОРМІВ

Рассмотрены вопросы моделирования работы механизма привода манипулятора для порционной выдачи кормов. Показаны особенности работы данного механизма, создана математическая модель, получены переходные процессы, возникающие при работе системы в реальном времени, которые позволяют оценить качество работы данной системы и сформулировать рекомендации по конструированию манипулятора.

The questions of modelling of work of the mechanism of a drive of the manipulator for portioned deliveries of forages are considered. Features of work of the given mechanism are considered, the mathematical model is created, transients systems arising at work in real time which allow to estimate quality of work of the given system are received and to formulate recommendations about designing manipulator of the given type.

Вступ

На даний час, в умовах світової економічної та продовольчої кризи, питання розвитку сільськогосподарського виробництва є одним із пріоритетних. Для досягнення позитивної динаміки у розвитку цієї галузі необхідно забезпечити фермерські господарства зручною, мобільною технікою, яка б дозволяла автоматизувати процес завантаження та розвантаження кормів, заощаджувати час та кошти.

У системі машин, що рекомендуються для збору врожаю різних сільськогосподарських культур або для ведення тої чи іншої галузі господарства, важливе місце займають транспортні засоби та механізми для вантажно-розвантажувальних робіт. Сільськогосподарський транспорт та механізація вантажно-розвантажувальних робіт мають особливе значення у розвитку технічного забезпечення АПК.

Відсутність відповідних транспортних та вантажно-розвантажувальних засобів або нечітка організація їх експлуатації призводить до затримки технологічних процесів, непродуктивного простою транспорту, великих витрат праці і збільшення витрат на виробництво продукції.

Основна частина вантажів у сільському господарстві завантажуються машинами неперервної дії, однак все більше застосування знаходять універсальні навантажувачі періодичної дії. У фермерських господарствах за кордоном вже давно використовують фронтальні навантажувачі, які агрегуються з самохідними машинами стали невід'ємною ланкою у процесі заготівлі кормів. Тим більше, такі машини використовуються в господарствах

для робіт різноманітного характеру і займають провідне місце серед машин сільськогосподарського призначення. Також дані агрегати застосовують у будівництві, при виконанні автошляхових робіт, тому завдяки широкому застосуванню та багатфункціональності постійно зростають технічні вимоги до машин даного класу. В свою чергу універсальність даних машин і їх зростаюче застосування у господарчій діяльності призвело до зростання попиту на машини даного типу.

Провідна фірма CLAAS представила на ринку останню розробку фронтального навантажувача, який оснащено додатковою гідросистемою, що дозволяє виконувати автоматичну корекцію кута нахилу робочого органу на відміну від паралелограмного механізму, який застосовується на навантажувачах попередніх серій. Машини даної фірми оснащені системою амортизації, що впливає на точність роботи та довговічність служби навантажувача, а також на цих агрегатах збільшена вантажопідйомність при базових витратах енергії трактора шляхом удосконалення гідравлічної системи підйому вантажів. Аналогічні машини випускає фірма John Deere та польська фірма HERKULES. Виробництво фронтальних навантажувачів налагоджено у Білорусії та Росії. В Україні на даний час конкурентноспроможної техніки не виробляється. Навантажувачі фірми «Борекс» є недосконалими і їм досить важко конкурувати із закордонними виробниками. Тому виникає необхідність розробки методики конструювання та дослідження якості роботи фронтальних навантажувачів періодичної дії вітчизняного виробництва, які б могли за-

довольнити вимоги ринку і успішно конкурувати на вітчизняному ринку.

Важливе місце має мала механізація для вантажно-розвантажувальних робіт у рослинництві та тваринництві. Тому питання виробництва даного виду машин є актуальним, але відсутність інженерних методик розрахунку та рекомендацій по проектуванню приводів даних машин створює складнощі при проектуванні та впровадженні їх у виробництво.

Результати досліджень

Одним із головних приводів навантажувачів періодичної дії є привод підйому стріли навантажувача, розрахункову схему якого показано на рисунку 1. Привод працює наступним чином. Робоча рідина від насоса надходить до гідравлічного розподільника із ручним керуванням. У випадку, якщо золотник знаходиться у крайньому правому положенні, робоча рідина надходить у ліву поршнюву порожнину гідроциліндра: відбувається піднімання стріли. У нейтральному положенні золотника робоча рідина потрапляє у бак. У крайньому лівому положенні золотника, робоча рідина надходить у праву поршнюву порожнину гідроциліндра: відбувається процес опускання стріли.

При розробці математичної моделі було зроблено наступні припущення:

- густина, в'язкість та коефіцієнт витрати робочої рідини не залежать від температури, оскільки системи працює в усталеному температурному режимі;
- не враховуються втрати тиску у внутрішніх каналах і на зовнішніх клапанах, через те що звичайно мають незначну величину;
- коефіцієнт податливості рідини не залежить від тиску і вмісту газової складової, через те що в усталеному режимі роботи його величина змінюється незначно;
- тиск підпору на зливі є незначним і практично не змінюється;
- коефіцієнт витоків і перетоків рідини у складових гідроагрегатів постійний і не залежить від розмірів та форми щілин;
- відстань між елементами гідросистеми є незначною, що дозволяє розглядати її як систему із зосередженими параметрами і не враховувати вплив хвильових процесів;
- пульсація подачі насоса з урахуванням її значної частоти не викликає збудження коливань тиску в гідросистемі.

Вважаємо, що розподільник знаходиться у крайньому правому положенні. У цьому випадку робоча рідина підводиться у поршнюву порожнину гідроциліндра. Рівняння витрат для напірної порожнини гідроциліндра набуде вигляду

$$Q_H = Q_{ц1} + Q_{ут.ц.1} + Q_{пер.ц} + Q_{деф.1}, \quad (1)$$

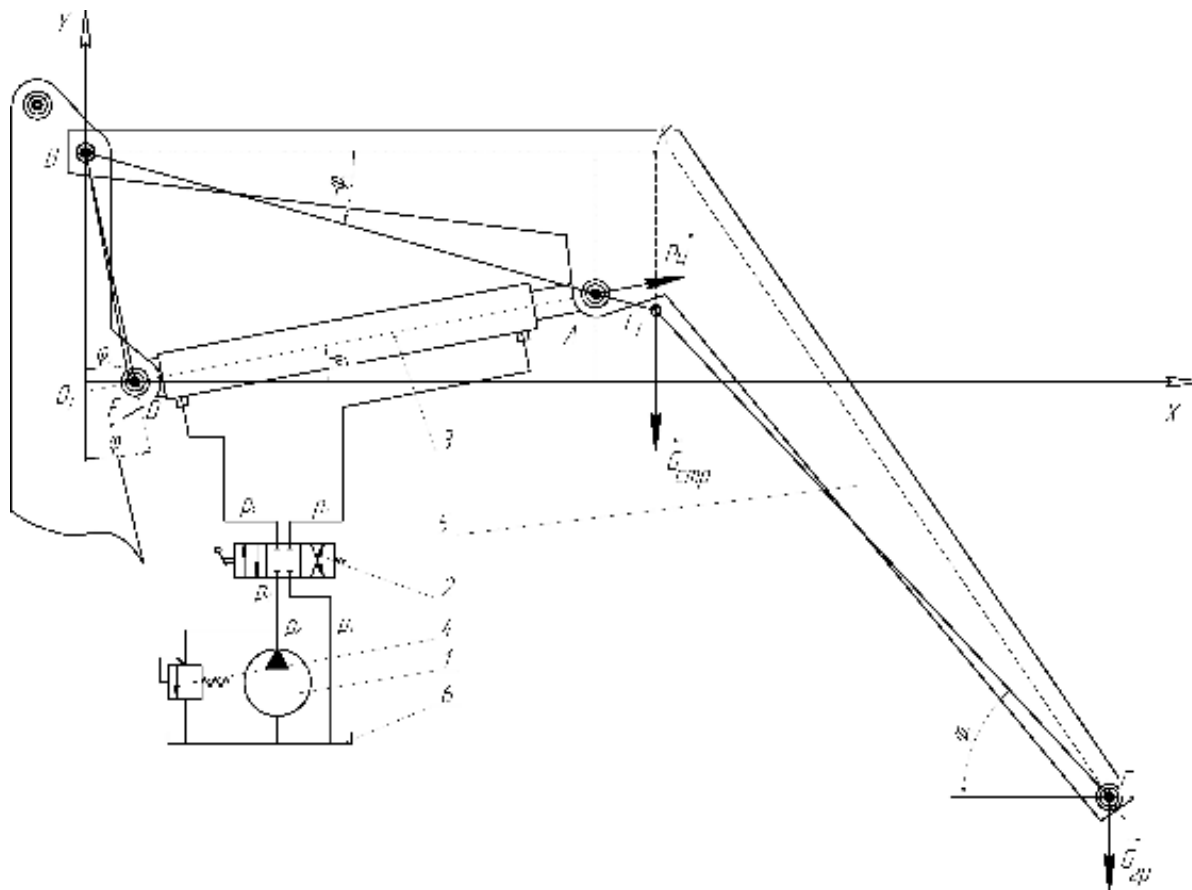


Рисунок 1 – Розрахункова схема маніпулятора.

де Q_H — витрата рідини, що подається від насосної станції у ліву, поршньову порожнину гідроциліндра; Q_{y1} — витрата рідини у поршньовій порожнині, що забезпечує рух поршня з заданою швидкістю; $Q_{ym.1}$ — витрати витікання рідини з поршньової порожнини гідроциліндра; $Q_{пер.1}$ — витрати на перетікання рідини з порожнини гідроциліндра під дією перепаду тисків p_1 та p_2 ; $Q_{def.1}$ — витрата рідини на компенсацію деформації порожнини, що знаходиться під тиском p_1 .

Поршень гідроциліндра, преміщуючись зліва направо, виштовхує рідину із штокової порожнини. Рівняння балансу витрат для цієї порожнини має наступний вигляд

$$Q_{y2} + Q_{пер.2} = Q_{def.2} + Q_{ym.2} + Q_{об}, \quad (2)$$

де Q_{y2} — витрата рідини у штоковій порожнині гідроциліндра, що забезпечує рух поршня із заданою швидкістю; $Q_{def.2}$ — витрата рідини на компенсацію деформації заповненої рідиною порожнини гідросистеми, що знаходиться під тиском p_2 ; $Q_{ym.2}$ — витрата витікання рідини з даної порожнини внаслідок її негерметичності; $Q_{об}$ — витрата рідини, що потрапляє у бак гідросистеми.

Фактична витрата рідини, що подається від нерегульованого насоса, визначається згідно виразу:

$$Q_H = q_H \cdot n_H \cdot \eta_{об}, \quad (3)$$

де q_H — робочий об'єм насоса; n_H — частота обертання вала насоса; $\eta_{об}$ — об'ємний коефіцієнт корисної дії.

Витрата рідини, що надходить у зливну гідролінію, обчислюється за залежністю

$$Q_{об} = \mu \cdot f \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_2}, \quad (4)$$

де μ — коефіцієнт витрати; f — площа прохідного перерізу робочого вікна; ρ — густина робочої рідини.

Витрати, що споживаються гідроциліндром, для поршньової і штокової порожнин відповідно дорівнюють:

$$Q_{y1} = S_1 \cdot \frac{dx}{dt}, \quad (5)$$

$$Q_{y2} = S_2 \cdot \frac{dx}{dt}, \quad (6)$$

де S_1 — площа поршньової порожнини гідроциліндра; S_2 — площа штокової порожнини гідроциліндра, x — координата переміщення поршня.

Втрати на витікання рідини через зазори в з'єднаннях деталей гідроапаратури і гідромеханізмів обчислюються як витрати рідини крізь плоску щілину при прийнятих припущеннях:

- форма поверхонь, утворюючих канал витікання, доскональна;
- шорсткість поверхонь до уваги не приймається;
- зазор симетричний.

У цьому випадку витрати рідини на витікання через прохідний переріз зазору визначатимуться залежностями:

$$Q_{ym.1} = \sigma_1 \cdot p_1, \quad (7)$$

$$Q_{ym.2} = \sigma_2 \cdot p_2, \quad (8)$$

де σ_1, σ_2 — коефіцієнти витоків рідини з порожнин, які знаходяться під дією тисків p_1, p_2 відповідно.

Перетоки в гідроагрегатах з камери високого тиску в камеру низького тиску через неповну герметичність камер гідроагрегатів визначаються у випадку гідроциліндрів за залежністю

$$Q_{пер.1} = \sigma_y (p_1 - p_2), \quad (9)$$

де σ_y — коефіцієнт перетікання рідини між порожнинами гідроциліндра відповідно з камери високого тиску до камери низького тиску.

Витрати, які виникають при деформації об'ємів порожнин гідропривода, заповнених рідиною, через зміну тиску в цих порожнинах, визначаються залежностями

$$Q_{def.i} = K_i(p_i) W_i dp_i / dt, \quad \text{де } i = 1, 2, \quad (10)$$

де $K_i(p_i)$ — коефіцієнти податливості відповідних магістралей та порожнин даної гідросистеми; W_i — об'єм порожнини, яка з'єднує насосну станцію із поршневою порожниною гідроциліндра; W_2 — об'єм порожнини, яка з'єднує штокову порожнину гідроциліндра із баком гідросистеми.

Механічна частина даної системи описується рівнянням моментів відносно точки B .

$$M_{in}^B - M_{Гстр}^B - M_{Гзз}^B + M_{Pц}^B - M_{TP}^B = 0, \quad (11)$$

де M_{in}^B — момент інерції механізму відносно точки B ; $M_{Гстр}^B$ — момент, що виникає від сили ваги стріли; $M_{Гзз}^B$ — момент від сили ваги вантажу; $M_{Pц}^B$ — момент, що виникає при дії сили гідроциліндра; M_{TP}^B — момент від сили тертя.

Момент інерції механізму визначається залежністю

$$M_{in} = I \cdot \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2}, \quad (12)$$

де I — приведений момент інерції механізму, φ_1 — кут повороту стріли маніпулятора.

Момент сили ваги стріли визначаємо як добуток сили ваги стріли $m_{н\delta} \cdot g$ на плече дії

$$M_{Гстр} = m_{cmp} \cdot g \cdot BK. \quad (13)$$

Плече BK , як видно з рисунку 1, може бути розраховане за залежністю

$$BK = BC_1 \cdot \cos(-\varphi_1).$$

Отже залежність для визначення моменту сили ваги стріли має вигляд

$$M_{Гстр} = BC_1 \cdot m_{cmp} \cdot g \cdot \cos(-\varphi_1). \quad (14)$$

Момент сили ваги вантажу

$$M_{G_{\text{вз}}} = m_{\text{вп}} \cdot g \cdot O_1N, \quad (15)$$

де $m_{\text{вд}}$ — вага вантажу, O_1N — плече дії сили ваги вантажу.

Значення плеча O_1N визначаємо за залежністю

$$O_1N = BC_1 \cdot \cos(-\varphi_1) + C_1F \cdot \cos(\varphi_3). \quad (16)$$

Із врахуванням залежності (16) залежність (15) має вигляд

$$M_{G_{\text{вз}}} = m_{\text{вп}} \cdot g \cdot (BC_1 \cdot \cos(-\varphi_1) + C_1F \cdot \cos(\varphi_3)). \quad (17)$$

Момент сили, що розвивається гідроциліндром, визначаємо за залежністю:

$$M_{P_{\text{ц}}} = (S_1 \cdot p_1 - S_2 \cdot p_2) \cdot BE, \quad (18)$$

Плече BE визначаємо за наступним виразом

$$BE = BD \cdot \cos(\varphi_2 - \varphi), \quad (19)$$

де φ_2 — кут нахилу осі гідроциліндра до горизонту; φ — кут між вектором, що з'єднує осі шарнірів стріли і гідроциліндра на рамі, та вертикаллю.

Враховуючи залежність (19), вираз (18) набуває вигляду

$$M_{P_{\text{ц}}} = (S_1 \cdot p_1 - S_2 \cdot p_2) \cdot BD \cdot \cos(\varphi_2 - \varphi). \quad (20)$$

Момент сили тертя розраховуємо як добуток коефіцієнта тертя β_M на швидкість обертання механізму відносно точки C .

$$M_{TP} = \beta_M \cdot \frac{d\varphi}{dt}. \quad (21)$$

Кути φ_1 і φ_2 є взаємозалежними. Для визначення залежності кута φ_1 від φ_2 скористаємось теоремою косинусів, враховуючи напрям зміни кутів.

$$AD = \sqrt{AB^2 - BD^2 - 2 \cdot AB \cdot BD \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} + \varphi_1 - \varphi\right)}. \quad (22)$$

Проекція контуру ABD на вісь Y має наступний вигляд:

$$AD \cdot \sin(\varphi_2) = O_1B - AB \cdot \sin(-\varphi_1). \quad (23)$$

Із рівняння (23) із врахуванням рівняння (22) розраховуємо значення кута φ_2 за наступним виразом

$$\varphi_2 = \arcsin \left(\frac{O_1B - AB \cdot \sin(-\varphi_1)}{\sqrt{AB^2 - BD^2 - 2 \cdot AB \cdot BD \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} + \varphi_1 - \varphi\right)}} \right). \quad (24)$$

Навантаження на систему задавалось за наступним алгоритмом:

1. Вмикався насос.
2. Через деякий час (на 0,4-й секунді), коли система виходила у номінальний режим роботи, вмикався

гідралічний розподільник, і робоча рідина подавалась у відповідну порожнину гідроциліндра.

3. На першій секунді до штока гідроциліндра прикладлось корисне навантаження (рисунок 2).

У результаті розв'язку даної системи рівнянь отримуємо перехідні процеси зміни параметрів системи (рисунки 2 — 6), при наступних значеннях параметрів:

$$\begin{aligned} F &= 75 \text{ см}^2, W_1 = 100 \text{ см}^3, m_{\text{вп}} = 1000 \text{ кг}, \mathbf{b}_1 = \mathbf{b}_2 = 6 \cdot 10^{-2} \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}, \\ Q_{\text{н}} &= 1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}, \mu = 10,3 \text{ МПа} \cdot \text{с}, t^0 = 50^\circ \text{C}, E_{\text{ж}} = 1570 \text{ МПа}, \\ p_0 &= 7,6 \text{ МПа}, \alpha = 0,03, AB = 1,14 \text{ м}, BC_1 = 1,27 \text{ м}, BD = 0,5 \text{ м}, \\ BO_1 &= 0,49 \text{ м}, O_1D = 0,107 \text{ м}, DA = 1,4 \text{ м}, C_1F = 1,43 \text{ м}. \end{aligned}$$

Як свідчить перехідний процес, показаний на рисунку 2, середнє значення тиску в напірній магістралі становить 13,8 МПа, що задовольняє вимогам до гідралічної системи автотранспортного засобу. Коливальність перехідного процесу є незначною для даного співвідношення параметрів системи, але виникнення автоколивальних режимів роботи системи є цілком можливим для інших співвідношень параметрів, тому в подальших дослідженнях системи необхідно виявити діапазони допустимих параметрів і сформулювати рекомендації до конструювання систем даного типу. У момент прикладання навантаження, швидкість обертання стріли маніпулятора (рисунок 3) продовжує зростати з меншим прискоренням. Залежності кута повороту стріли і кута повороту гідроциліндра від часу, як показано на рисунку 4, мають стійкий характер. Залежності швидкості та переміщення штока гідроциліндра показано на рисунках 5 та 6. Слід відзначити незначні затухаючі коливання швидкості переміщення штока гідроциліндра (рисунок 5) у момент прикладання навантаження на шток.

Висновки

На підставі отриманих результатів можна зробити висновки про те, що дана математична модель достатньо мірою відображає процеси, які відбуваються у приводі маніпулятора при прикладанні навантаження до робочих органів і може бути використана для проведення досліджень з метою розробки рекомендацій по конструюванню та вибору оптимальних параметрів систем даного типу.

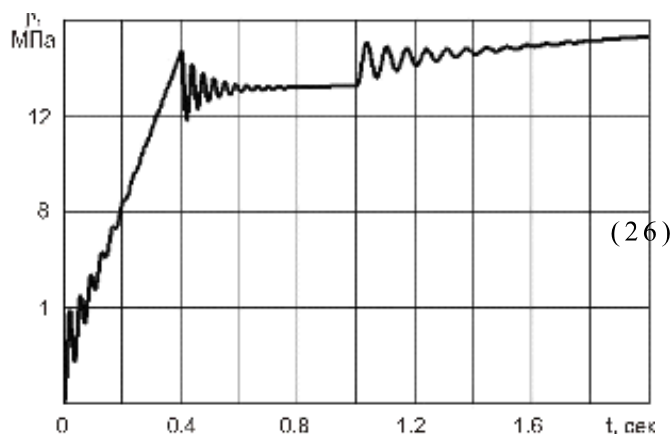


Рисунок 2 — Перехідний процес зміни тиску в напірній магістралі.

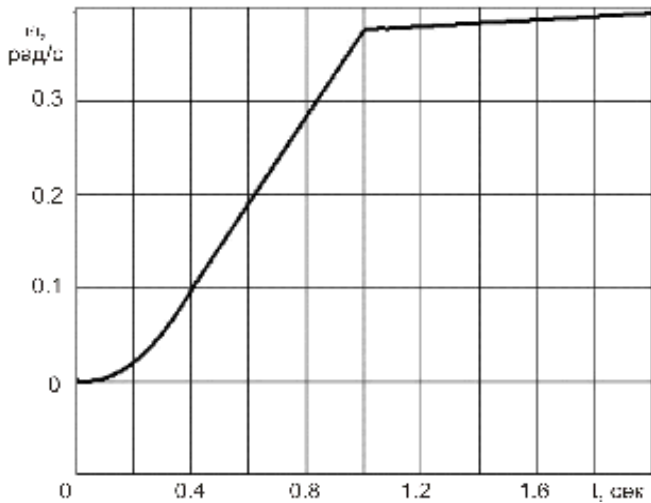


Рисунок 3 — Залежність кутової швидкості підйому стріли.

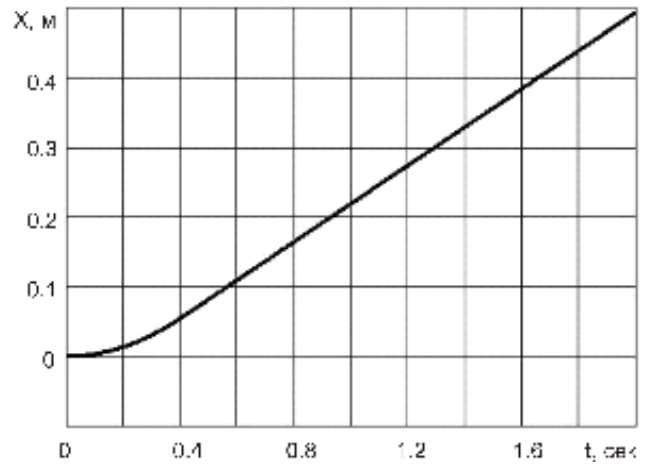


Рисунок 6 — Залежність переміщення штока гідроциліндра.

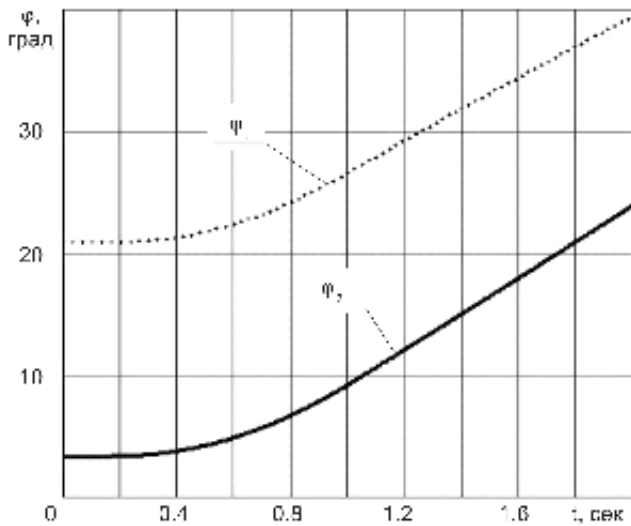


Рисунок 4 — Залежність кута нахилу стріли (j_1) та гідроциліндра (j_2).

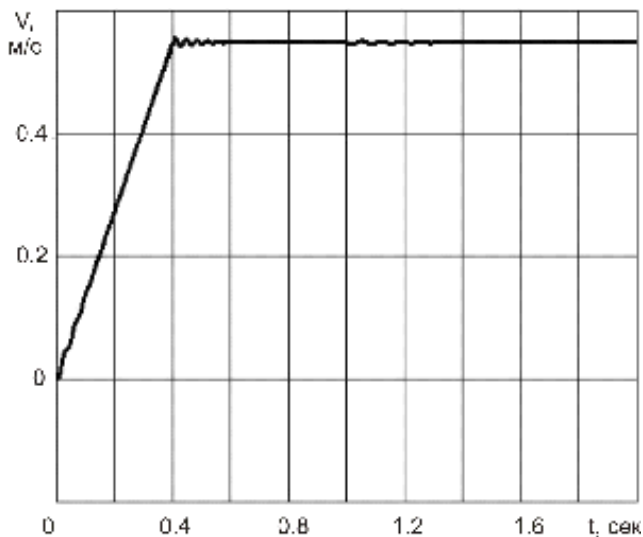


Рисунок 5 — Залежність швидкості руху штока гідроциліндра.

Література

1. Погорілець, О.М. Гідропривід сільськогосподарської техніки: Навчальне видання/ О.М. Погорілець, М.С. Волянський, В.Д. Войтюк, С.І. Пастушенко; За ред. О.М. Погорілець. — К.: Вища освіта, 2004. — 368 с.
2. Войтюк, Д.Г. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку/ Д.Г. Войтюк, М.В. Барановський, В.М. Булгаков та ін. — К.: Вища освіта, 2005. — 464 с.
3. Попов, Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем Учебник для маш. вузов / Д.Н. Попов. — М.: Машиностроение, 1976. — 424 с.

Надійшла 12.03.2012 року