

УДК 62-82; 62-85; 658.286

## МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ КРИВОШИПНО-ШАТУНОГО МЕХАНІЗМУ ПРИВОДА РАМКИ ГИЧКОРІЗАЛЬНОЇ МАШИНИ

Іванов М.І.

Шаргородський С.А.

Гулько А.С.

Вінницький національний аграрний університет.

*В публикации рассмотрен гидравлический привод кривошипно-шатунного механизма, который осуществляет перемещения рамки с рабочими органами. Приведена математическая модель. Результатом решения данной модели для некоторого соотношения параметров, являются осциллограммы работы данной системы. Проведен анализ полученных осциллограмм и сделаны выводы про возможность дальнейшего использования данной математической модели для проведения полномасштабных исследований.*

*The hydraulic drive of crank-type-piston-rod mechanism which carries out moving of scope with workings organs is considered in a publication. A mathematical model is resulted. By the result of decision of this model for some correlation of parameters, there are oscillograms of work of this system. The analysis of the got oscillograms is conducted and conclusions are done about possibility of the further use of this mathematical model for the leadthrough of polnomasshtabnykh researches.*

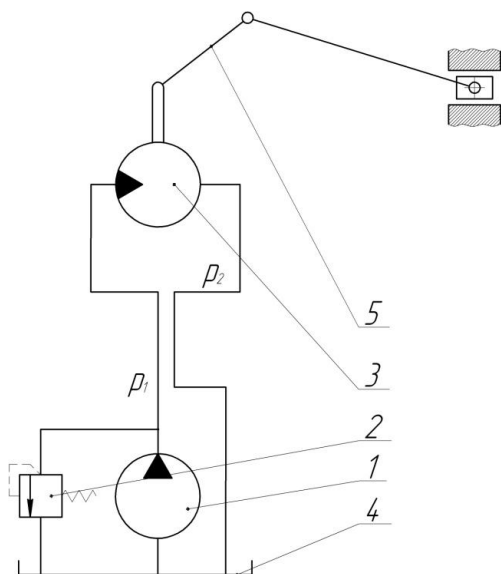
Для України однією із найважливіших стратегічних сільськогосподарських культур є цукровий буряк. Переробка цукрового буряка і виробництво цукру є однією із найважливіших складових сільськогосподарського комплексу, тому розвиток даної галузі, підвищення ефективності вирощування, зберігання та переробки цукрового буряка є одним із пріоритетних напрямів для забезпечення даної галузі якісною сировиною і відповідно, сталим прибутком.

Одним із найважливіших показників якості цукрового буряка є його ступінь очищення від забруднення та рослинних залишків. У зв'язку з цим розробка машин для доочищення головок буряка від залишків ботви є актуальною задачею.

У публікації [1] запропоновано конструкцію доочисника, який здійснює двокоординатний рух робочого органа за рахунок застосування гідравлічного привода доочисника та гідравлічного привода переміщення рамки за допомогою чотирьох послідовно підключених гідромоторів.

Привод кривошипно шатунного механізму відбувається за допомогою четвертого гідромотора. Особливості поведінки даного виду привода, із врахуванням реальних масово-технологічних характеристик даного механізму можна визначити за допомогою математичного моделювання.

Схема (рис.1) працює наступним чином. Робоча рідина потрапляє від насоса 1 у напірну порожнину гідромотора 3, приводячи у обертання вал гідромотора і відповідно, кривошип кривошипно-шатунного механізму 5, і далі потрапляє на злив у гідравлічний бак 4. У випадку значного навантаження на вал гідромотора 3 у напірній порожнині даної гідравлічної системи виникає надмірний тиск, відбувається спрацювання запобіжного клапана 2, завдяки якому частина рідини відводиться назад у бак 4.



**Рис. 1 Гідравлічна схема привода кривошипно-шатунного механізму.**

Математичним моделюванням автономних гідроприводів з гідромоторами різних типів та дослідженням їхньої роботи проводилось науковцями Бочаровим Ю.О., Поповим Д.Н., Тарко Л.М., Фроловим К.В., Ісковичем-Лотоцьким Р.Д., Неміровським І.А та багатьма іншими. Але у своїх роботах вони більш значну увагу приділяли питанням проектування гідроприводів, особливостям їх конструкції, та дослідженню характеристик приводів. Тому дослідження впливу кривошипно-шатунного механізму у складі багато приводної системи на якість і роботи гідропривода машини в цілому є актуальною задачею.

Гідравлічна схема даного привода показана на рисунку 1.

При складанні наведеної нижче математичної моделі були враховані наступні припущення:

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

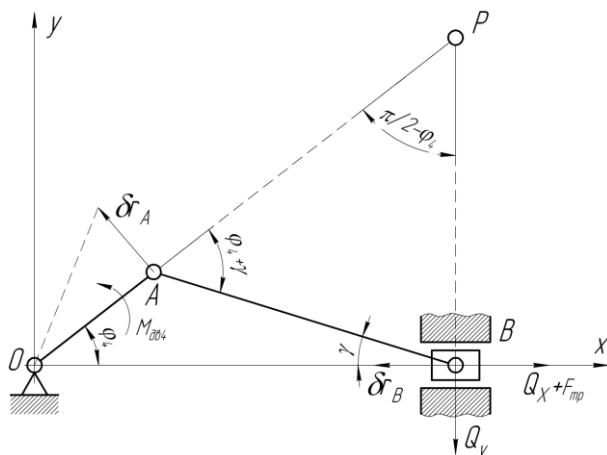
Робота гідравлічної системи описується рівнянням нерозривності потоку робочої рідини:

$$Q_H = Q_M + Q_{um} + Q_{nep} + Q_{def}, \quad (1)$$

де  $Q_H$  - витрата робочої рідини, що подається насосом у гідравлічну систему,  $Q_M$  - витрата робочої рідини, що споживається гідравлічним мотором,  $Q_{um}$  - витрата робочої рідини, що йде на витікання із гідравлічної системи, завдяки негерметичності,  $Q_{nep}$  - витрата робочої рідини, що йде на перетікання із однієї порожнини гідромотора у іншу,  $Q_{def}$  - витрата робочої рідини, яка витрачається на пружну деформацію складових гідравлічної системи.

У розгорнутому вигляді рівняння (1) має наступний вигляд:

$$q_n \cdot n_n \cdot \eta_{об} = q_m \cdot \frac{d\varphi_4}{dt} + \sigma_{ум} \cdot p_1 + \sigma_{пер} \cdot (p_1 - p_2) + K \cdot W \cdot \frac{dp_1}{dt}, \quad (2)$$



**Рис. 2 Розрахункова схема кривошипно-шатунного механізму приводу рамки.**

де  $q_n$  - характерний об'єм насоса,  $n_n$  - частота обертання вала насоса,  $\eta_{об}$  - об'ємний ККД насоса,  $q_m$  - характерний об'єм гідромотора,  $\frac{d\varphi_4}{dt}$  - частота обертання вала гідромотора,  $\sigma_{ум}$  - коефіцієнт витікання,  $\sigma_{пер}$  - коефіцієнт перетікання робочої рідини у гідромоторі,  $K$  - коефіцієнт податливості напірної порожнини гідравлічної системи,  $W$  - об'єм напірної порожнини гідравлічної системи,  $p_1$  - тиск у напірній

порожнині гідравлічної системи,  $p_2$  - тиск у зливній магістралі гідравлічної системи.

Роботу кривошипно – шатунного механізму можна описати за допомогою рівняння Лагранжа другого роду.

Розрахункову схему даного механізму показано на рисунку 1.

На кривошип OA діє момент  $M_{об4}$  від гідромотора. Шатун AB здійснює плоско-паралельний рух від кривошипа OA і надає поступального руху повзуну B. Моменту  $M_{об4}$  протидіє складова сили різання  $Q_x$ , сила тертя, що виникає у парі повзун-напрямна під дією складової сили різання  $Q_y$ , та момент рідинного тертя у гідромоторі.

У загальному вигляді дане рівняння для узагальненої координати  $\varphi_4$  має наступний вигляд:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial}{\partial \dot{\varphi}_4} T - \frac{\partial}{\partial \varphi_4} T = Q_{\varphi_4}, \quad (3)$$

де  $T$  – повна кінетична енергія системи,  $Q_{\varphi_4}$  - узагальнена сила.

Відомо, розв'язком даного рівняння є наступна залежність

$$I_{np} \cdot \frac{d^2}{dt^2} \varphi_4(t) - \frac{1}{2} \cdot \frac{dI_{np}}{d\varphi_4(t)} \cdot \left( \frac{d}{dt} \varphi_4(t) \right) = Q_{\varphi_4}. \quad (4)$$

Провівши необхідні перетворення отримаємо наступні розрахункові залежності для коефіцієнтів даного рівняння.

Залежність для розрахунку приведенного моменту інерції має вигляд:

$$I_{np}(\varphi_4) = \frac{OIA}{12} \cdot \left[ 4 \cdot m_1 + 12 \cdot m_2 \cdot \left( \sin(\varphi_4) + \frac{1}{4} \cdot \lambda \cdot \sin(2 \cdot \varphi_4) \right)^2 + 3 \cdot m_2 \cdot \cos(\varphi_4)^2 + \right. \\ \left. + \frac{m_2 \cdot \cos(\varphi_4)^2}{\left( 1 - \frac{1}{4} \cdot \lambda^2 + \frac{1}{4} \cdot \lambda^2 \cdot \cos(2 \cdot \varphi_4) \right)^2} + 12 \cdot m_3 \cdot \left( \sin(\varphi_4) + \frac{1}{4} \cdot \lambda \cdot \sin(2 \cdot \varphi_4) \right)^2 \right], \quad (5)$$

$$\text{де } \lambda = \frac{O_1A}{AB}.$$

Продиференціювавши по  $\varphi_4$  вираз (5) отримаємо вираз для другого коефіцієнта рівняння (4).

$$\begin{aligned} \frac{dI_{np}(\varphi_4)}{d\varphi_4} = \frac{O_1A}{12} \cdot \left[ m_2 \cdot \left[ 24 \cdot \left( \cos(\varphi_4) + \frac{1}{4} \cdot \lambda \cdot \cos(2 \cdot \varphi_4) \right) \cdot \left( \sin(\varphi_4) + \frac{1}{4} \cdot \lambda \cdot \sin(2 \cdot \varphi_4) \right) - \right. \right. \\ \left. \left. - 3 \cdot \sin(2 \cdot \varphi_4) - \frac{32 \cdot \cos(\varphi_4) \cdot \sin(\varphi_4)}{\left( 4 - \lambda^2 + \lambda^2 \cdot \cos(2 \cdot \varphi_4) \right)^2} + \frac{64 \cdot \cos(\varphi_4) \cdot \lambda^2 \cdot \sin(2 \cdot \varphi_4) \cdot (\cos(\varphi_4))^2}{\left( 4 - \lambda^2 + \lambda^2 \cdot \cos(2 \cdot \varphi_4) \right)^3} \right] + \right. \\ \left. + 24 \cdot m_3 \cdot \left( \cos(\varphi_4) + \frac{1}{2} \cdot \lambda \cdot \cos(2 \cdot \varphi_4) \right) \cdot \left( \sin(\varphi_4) + \frac{1}{4} \cdot \lambda \cdot \sin(2 \cdot \varphi_4) \right) \right]. \end{aligned} \quad (6)$$

Залежність для розрахунку приведеної сили має наступний вигляд:

$$\begin{aligned} Q_{\varphi_4} = q_m \cdot (p_1 - p_2) - Q_X \cdot O_1A \cdot \frac{\sin\left(\arcsin\left(\frac{O_1A}{AB} \cdot \sin(\varphi_4)\right) + \varphi_4\right)}{\cos\left(\arcsin\left(\frac{O_1A}{AB} \cdot \sin(\varphi_4)\right)\right)} - \\ - f_{mp} \cdot Q_Y \cdot O_1A \cdot \frac{\sin\left(\arcsin\left(\frac{O_1A}{AB} \cdot \sin(\varphi_4)\right) + \varphi_4\right)}{\cos\left(\arcsin\left(\frac{O_1A}{AB} \cdot \sin(\varphi_4)\right)\right)} - \beta_{mp4} \cdot \frac{d}{dt} \varphi_4, \end{aligned} \quad (7)$$

де  $Q_X, Q_Y$  - проекції сили різання на вісі координат  $X$  та  $Y$  відповідно.

Отже рівняння (2) і (4) складають систему, яка описує роботу механізму показаного на рисунку 1. Розв'язавши систему рівнянь (2) і (4) із врахуванням залежностей (5) – (7) за допомогою системи MathCad отримаємо перехідні процеси роботи даної системи.

Навантаження на систему задавалось за наступним алгоритмом:

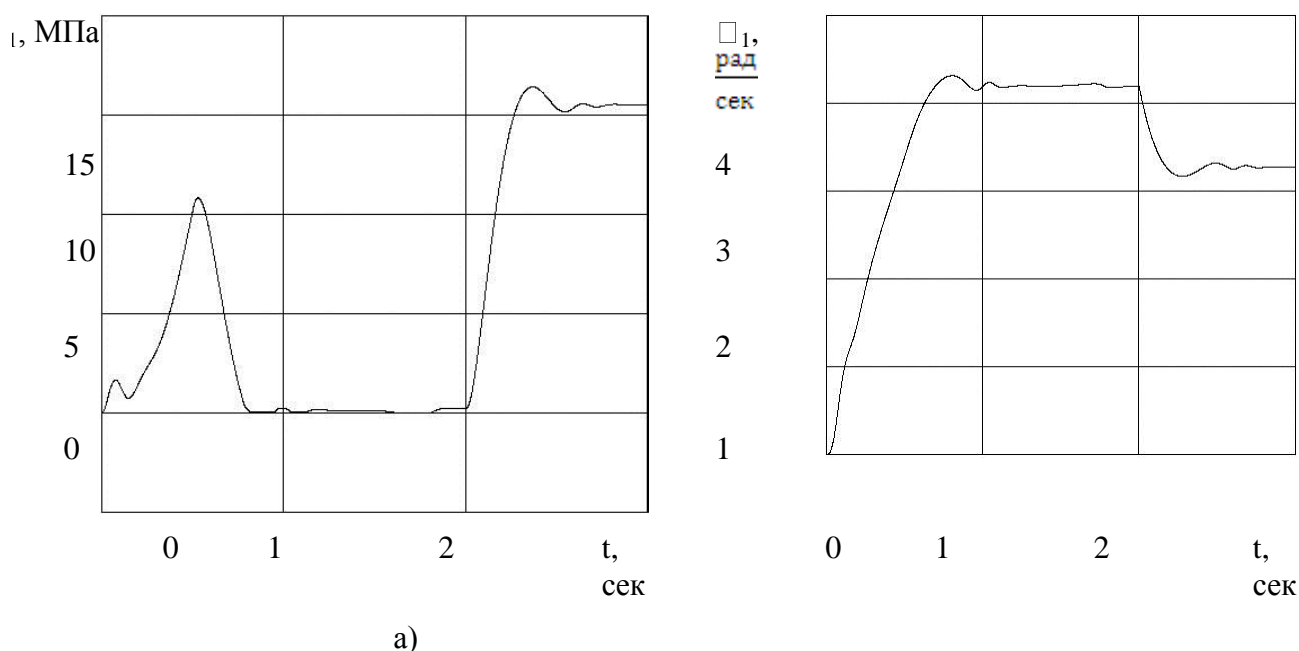
1. Вмикався насос.
2. За певний час (0.5 секунди) він виходив на номінальний режим роботи
3. На другій секундї до вала гідромотора прикладалось корисне навантаження (Рисунок 3.)

Осцилограми, представлені на рисунку 3 були отримані при наступних параметрах системи:

$q_m = 20 \text{ см}^3/\text{рад}$ ,  $W_I = 100 \text{ см}^3$ ,  $m_I = 10 \text{ кг}$ ,  $m_2 = 10 \text{ кг}$ ,  $m_3 = 100 \text{ кг}$ ,  $\square_{mp4} = 6 \cdot 10^{-2} \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}$ ,  $Q_n = 1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ ,  $O_1A = 0.4 \text{ м}$ ,  $AB = 0.6 \text{ м}$ .

На рисунку 3а, показана осцилограма тиску у напірній порожнині гідравлічної системи. Як видно із даного рисунку, має місце незначний перехідний процес, у цілому система стійка, відпрацьовує прикладене навантаження.

На рисунку 3б показано осцилограму залежності кутової швидкості обертання вала гідромотора від часу. На даній осцилограмі також присутній перехідний процес, що має згасаючий характер. На 2-й секундї відбувається зменшення кутової швидкості обертання вала гідромотора, пов'язане із збільшенням корисного навантаження на гідромотор.



**Рис. 3 – Осцилограми роботи гідравлічної системи приводу кривошипно-шатунного механізму:**

*а) осцилограма тиску у напірній порожнині гідравлічної системи; б) осцилограма кутової швидкості обертання валу гідромотора.*

### **Висновки**

Аналізуючи отримані залежності, можна зазначити, що дана система при наведеному сполученні параметрів є стійкою, відпрацьовує прикладені навантаження належним чином, і дозволяє провести більш повномасштабні дослідження з метою формулювання інженерних рекомендацій по проектуванню та конструюванню систем даного типу.

### **Література**

1. Іванов, М.І. Застосування гідропривода поперечних коливань доочисників гичкозбиральної машини/ М.І. Іванов, І.М. Подолянин, А.С. Гунько// Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. – Кіровоград, 2011. – Випуск 41. Частина 1. – С. 217-222.
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. Погорілець, О.М. Гідропривід сільськогосподарської техніки: Навчальне видання/ О.М. Погорілець, М.С. Волянський, В.Д. Войтюк, С.І. Пастушенко; За ред. О.М. Погорільця. – К.: Вища освіта, 2004. - 368 с.
4. Попов, Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем Учебник для маш. вузов/Д.Н. Попов. – М.: Машиностроение, 1976. – 424 с.