

## ДИНАМІЧНІ ПАРАМЕТРИ СИСТЕМИ ВОДІННЯ МТА ПРИ НАПІВАВТОМАТИЧНОМУ КЕРУВАННІ

Єсіпов О.В., к.т.н., доц., Поляшенко С.О., к.т.н., доц.,  
Погорєлов О.В., інж., Кузьмин А.В., студ.

*Харківський національний технічний університет сільського господарства  
імені Петра Василенка*

*Обґрунтовані динамічні параметри системи водіння МТА при  
напіваавтоматичному керуванні.*

**Вступ.** Для підвищення якості виконання технологічних операцій з догляду за посівами цукрового буряка необхідно обробляти не менше 80% площі міжрядь, при припустимому до 3%, агротехнічними вимогами вирізанні культурних рослин. Це може бути досягнуто, в основному, за рахунок удосконалення системи авто водіння МТА, зокрема її корекції (напіваавтоматичного керування) водієм щодо оброблюваного рядка посівів цукрового буряка.

**Вирішення питання.** При напіваавтоматичному керуванні МТА корекція водієм положення робочих органів культиватора щодо трактора здійснюється через диференціальний механізм, що підсумовує дії системи автоматичного керування і водія (рис.1).

При диференціальному включенні механізму ручної корекції і САВ при напіваавтоматичному керуванні МТА механізм корекції розглядається як система з трьома мірами свободи. Переміщення рукоятки керування береться за перший ступінь свободи, переміщення золотника гідропідсилювача – за другу, а переміщення вихідного штока гідропідсилювача – за третю міру свободи. Диференціальні рівняння руху механізму ручної корекції можуть бути отримані за допомогою рівнянь Лагранжа другого роду.

Кінетична енергія механізму ручної корекції може бути визначена, якщо відомі виразу для абсолютних швидкостей рухомих мас системи. У нашому випадку дані швидкості дорівнюють

$$\left. \begin{aligned} v_{m_p} &= \frac{dx_p}{dt}; v_{m_c} \frac{dx_p}{dt} + \frac{dx_c}{dt} \\ v_{m_3} &= \frac{dx_p}{dt} + \frac{dx_c}{dt}; v_{m_2} \frac{dx_2}{dt} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

де:  $v_{m_p}$ ,  $v_{m_c}$ ,  $v_{m_3}$ ,  $v_{m_2}$  – абсолютні швидкості відповідно маси механізму коригування убік рукоятки управління, рухомої маси САВ, маси



Передавальна функція гідропідсилювача без зворотного зв'язку, отримана з системи рівнянь (2), має вигляд

$$\frac{y_2}{x_3} = \frac{B_o}{S^3 + A_1 S^2 + A_2 S + A_3} \quad (3)$$

де:  $A_3 = \frac{K_P}{K_{жс}} \cdot \frac{K_H}{m + m_H}$

По (3) записується диференціальне рівняння залежності положення вихідного штока гідропідсилювача від положення золотника у вигляді

$$\frac{d^3 y_2}{dt} + A_1 \frac{d^2 y_2}{dt} + A_2 \frac{dy_2}{dt} + A_3 y_2 = B_o x_3 \quad (4)$$

Зв'язок відносної швидкості золотника гідропідсилювача з абсолютною швидкістю вихідного штока гідропідсилювача виходить шляхом диференціювання (4)

$$\frac{dx_3}{dt} = \frac{1}{B_o} \frac{d^4 y_2}{dt^4} + \frac{A_1}{B_o} \frac{d^3 y_2}{dt^3} + \frac{A_2}{B_o} \frac{d^2 y_2}{dt^2} + \frac{A_3}{B_o} \frac{dy_2}{dt} \quad (5)$$

Виключимо відносну швидкість вихідної ланки САВ з (5), для чого визначимо кінематичну залежність між швидкостями узагальнених координат системи і відносною швидкістю вихідної ланки САВ. При диференціальному включенні механізму ручної корекції (точка С) і вихідної ланки САВ (точка В) (див. рис.1) рух механізмів САВ з ручною корекцією здійснюються в одній площині. В цьому випадку векторний вираз для швидкості (точки В) матиме вигляд

$$\bar{v}_B = \bar{v}_C + \bar{v}_{BC} \quad (6)$$

де:  $\bar{v}_C$ ,  $\bar{v}_{BC}$  – вектор швидкості відповідно точки С механізму руч. корекції і точки В відносно С ( $v_{BC} = \omega CB$ )

Аналогічно отримуємо вираз для швидкості точки А

$$\bar{v}_A = \bar{v}_C + \bar{v}_{AC} \quad (7)$$

де:  $\bar{v}_{AC}$  – вектор швидкості точки А відносно точки С ( $v_{AC} = \omega CA$ )

По (6) і (7) отримаємо

$$v_B = v_C + \omega CB \quad (8)$$

$$v_A = v_C + \omega CA \quad (9)$$

При  $CB=2CA$  з (8) і (9) отримаємо

$$v_B = \frac{dy_2}{dt} + \frac{dx_3}{dt} \quad (10)$$

$$v_A = \frac{dy_z}{dt} + \frac{1}{2} \frac{dx_3}{dt} \quad (11)$$

З (1) для швидкості точки  $A$  маємо

$$v_A = \frac{dy_p}{dt} + \frac{dx_c}{dt} \quad (12)$$

Прирівнявши (11) і (12), отримаємо шукану залежність відносної швидкості вихідної ланки САВ від швидкостей узагальнених координат

$$\frac{dx_c}{dt} = \frac{dy_z}{dt} + \frac{1}{2} \frac{dx_3}{dt} - \frac{dy_p}{dt} \quad (13)$$

Таким чином, вираз для абсолютних швидкостей рухомих мас системи через швидкості узагальнених координат приймають вигляд

$$v_{m_p} = \frac{dx_p}{dt} \quad (14)$$

$$v_{m_c} = v_{m_3} = \frac{dy_z}{dt} + \frac{1}{2} \frac{dx_3}{dt} \quad (15)$$

$$v_{m_z} = \frac{dy_z}{dt} \quad (16)$$

Підставивши (5) в (15) і виключивши відносну швидкість золотника гідропідсилювача, отримаємо

$$v_{m_c} = v_{m_3} = \frac{1}{2} \left[ \frac{1}{B_0} \frac{d^4 y_z}{dt^4} + \frac{A_1}{B_0} \frac{d^3 y_z}{dt^3} + \frac{A_2}{B_0} \frac{d^2 y_z}{dt^2} + \left( \frac{A_3}{B_0} + 2 \right) \frac{dy_z}{dt} \right] \quad (17)$$

Таким чином, кінетична енергія механізму ручної корекції САУ може бути записана у вигляді

$$\begin{aligned} T = & \frac{1}{2} m_p \left( \frac{dx_p}{dt} \right)^2 + \frac{1}{4} (m_3 + m_c) \left[ \left( \frac{1}{B_0} \right)^2 \left( \frac{d^4 y_z}{dt^4} \right)^2 + \left( \frac{A_1}{B_0} \right)^2 \left( \frac{d^3 y_z}{dt^3} \right)^2 + \left( \frac{A_2}{B_0} \right)^2 \left( \frac{d^2 y_z}{dt^2} \right)^2 \right. \\ & + \left( \frac{A_3}{B_0} + 2 \right)^2 \left( \frac{dy_z}{dt} \right)^2 + 2 \frac{A_1}{A_0} \frac{d^4 y_z}{dt^4} \frac{d^3 y_z}{dt^3} + 2 \frac{A_2}{B_0^2} \frac{d^4 y_z}{dt^4} \frac{d^2 y_z}{dt^2} + 2 \frac{1}{B_0} \left( \frac{A_3}{B_0} + 2 \right) \frac{d^4 y_z}{dt^4} \frac{dy_z}{dt} \\ & \left. + 2 \frac{A_1 A_2}{B_0^2} \frac{d^4 y_z}{dt^4} \frac{d^2 y_z}{dt^2} + 2 \frac{1}{B_0} \left( \frac{A_3}{B_0} + 2 \right) \frac{d^3 y_z}{dt^3} \frac{dy_z}{dt} + \frac{A_2}{B_0} \left( \frac{A_3}{B_0} + 2 \right) \frac{d^2 y_z}{dt^2} \frac{dy_z}{dt} \right] + \frac{1}{2} m_z \left( \frac{dy_z}{dt} \right)^2 \end{aligned} \quad (18)$$

де:  $m_p$ ,  $m_3$ ,  $m_z$ ,  $m_c$  – маси рухомих сполук САВ при ручній корекції (див. рис. 1).

З боку ручного керування і САВ приєднані: маса рухомих з'єднань ручного коректора, пружина завантажувального механізму і демпфер, що імітує в'язке тертя в ланках механізму ручного коректора. Рівняння Лагранжа для руху

рукоятки ручного керування мають вигляд

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{x}_p} \right) - \frac{\partial T}{\partial x_p} = F_1 \quad (19)$$

де:  $T$  – кінетична енергія механізму ручного коректора САВ, Дж;  
 $x_p$  – перша узагальнена координата - переміщення рукоятки коректора САВ, м;  
 $F_1$  – узагальнена сила, відповідна першій узагальненій координаті, м.

Узагальнена сила в рівнянні Лагранжа другого порядку визначається як частинне від ділення суми елементарних робіт, проведених силами, що діють на всі точки системи при зміні відповідної узагальненої координати. Сума елементарних робіт при переміщенні важеля управління має вигляд

$$\sum \delta A_p = -K_p (x_p - x_{p_0}) \delta x_p - h_p \frac{dx_p}{dt} \delta x_p + F_c^* \delta x_p \quad (20)$$

де:  $K_p$  – коефіцієнт жорсткості механізму ручного керування, Н/м;  
 $x_{p_0}$  – початкове положення рукоятки керування, м;  
 $\delta x_p$  – варіації першої узагальненої координати, м;  
 $h_p$  – коефіцієнт в'язкого тертя механізму ручного керування, Н/(м·с);  
 $F_c^*$  – зусилля, що розвивається вихідною ланкою САВ при зміні першої узагальненої координати, Н.

Узагальнена сила, відповідна першій узагальненій координаті, має вигляд

$$F_1 = \frac{\sum \delta A_p}{\delta x_p} = -K_p \Delta x_p - h_p \frac{dx_p}{dt} + F_{c_1}^* \quad (21)$$

Підставивши в (19) вирази (20) і (21), отримаємо диференціальне рівняння руху рукоятки ручної корекції САВ

$$m_p \frac{d^2 x_p}{dt^2} = -K_p \Delta x_p - h_p \frac{dx_p}{dt} + F_{c_1}^* \quad (22)$$

З боку золотника гідропідсилювача до САВ приєднані: маса рухомих з'єднань коректора до золотника гідропідсилювача, пружні елементи коректора і демпфер золотника гідропідсилювача

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{x}_3} \right) - \frac{\partial T}{\partial x_3} = F_2 \quad (23)$$

де:  $x_3$  – друга узагальнена координата – переміщення золотника гідропідсилювача, м;

$F_2$  – узагальнена сила, відповідна другій узагальненій координаті, Н.

Схема елементарних робіт при переміщенні золотника гідропідсилювача має вигляд

$$\sum \delta A_3 = -K_3 (x_3 - x_{30}) \delta x_3 - h_3 \frac{dx_3}{dt} \delta x_3 + F_{c_2}^* \delta x_3 \quad (24)$$

де:  $K_3$  – коефіцієнт пружності відкриття золотника гідропідсилювача, викликаного гідродинамічними силами і ущільнювачами, Н/м;

$x_{30}$  – початкове положення золотника гідропідсилювача, м;

$\delta x_3$  – варіації другої узагальненої координати, м;

$h_3$  – коефіцієнт демпфуючого зусилля золотника гідропідсилювача, Н/(м·с);

$F_{c_2}^*$  – зусилля, САВ, що розвивається, при зміні другої узагальненої координати, Н.

Узагальнена сила, відповідна другій узагальненій координаті, має вид

$$F_2 = \frac{\sum \delta A_3}{\delta x_3} = -K_3 \Delta x_3 - h_3 \frac{dx_3}{dt} + F_{c_2}^* \quad (25)$$

Підставивши в (23) вирази (24) і (25), отримаємо диференціальне рівняння золотника гідропідсилювача

$$0 = -K_3 \Delta x_3 - h_3 \frac{dx_3}{dt} + F_{c_2}^* \quad (26)$$

Рівняння Лагранжа для руху вхідного штока гідропідсилювача має вигляд

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{x}_2} \right) - \frac{\partial T}{\partial x_2} = F_3 \quad (27)$$

де:  $y_2$  – третя узагальнена координата - переміщення вхідного штока гідропідсилювача, м;

$F_3$  – узагальнена сила, відповідна третій узагальненій координаті, Н.

Сума елементарних робіт при переміщенні вхідного штока гідропідсилювача має вигляд

$$\sum \delta A_2 = -K_2 (y_2 - y_{20}) \delta y_2 - h_2 \frac{dy_2}{dt} \delta y_2 + F_{c_3}^* \delta y_2 \quad (28)$$

де:  $K_2$  – коефіцієнт пружності вхідного штока гідропідсилювача, обумовлений шарнірним моментом механізму з'єднання з культиватором і пружністю робочої рідини, Н/м;

$y_{20}$  – початкове положення вхідного штока гідропідсилювача, м;

$\delta y_2$  – варіації третьої узагальненої координати, м;

$h_u$  – коефіцієнт в'язкого тертя вихідного штока гідропідсилювача, обумовленого демпфуючим моментом робочих органів культиватора, Н/(м·с);

$F_{c_3}^*$  – зусилля, що розвивається вихідною ланкою САВ при зміні третьої узагальненої координати, Н.

Узагальнена сила, відповідна третій узагальненій координаті, має вигляд

$$F_3 = \frac{\sum \delta A_2}{\delta y_2} = -K_2 \Delta y_2 - h_2 \frac{dy_2}{dt} + F_{c_3}^* \quad (29)$$

Підставивши в (27) вирази (28) і (29), отримаємо диференціальне рівняння руху вихідної ланки гідропідсилювача

$$\frac{m_3 + m_c}{2B_o} \left( \frac{A_3}{B_o} + 1 \right) \left( \frac{d^5 y_2}{dt^5} + A_1 \frac{d^4 y_2}{dt^4} + A_2 \frac{d^3 y_2}{dt^3} \right) + m_2 \frac{d^2 y_2}{dt^2} = -K_2 \Delta x_2 - h_2 \frac{dy_2}{dt} + F_{c_3}^* \quad (30)$$

Таким чином, рівняння (22), (26) і (30) утворюють систему диференціальних рівнянь ручної корекції САВ для МТА на міжрядній обробці цукрового буряка:

$$\left. \begin{aligned} m_p \frac{d^2 x_p}{dt^2} &= -K_p \Delta x_p - h_p \frac{dx_p}{dt} + F_{c_1}^* \\ 0 &= -K_3 \Delta x_3 - h_3 \frac{dx_3}{dt} + F_{c_2}^* \\ \frac{m_3 + m_c}{2B_o} \left( \frac{A_3}{B_o} + 1 \right) \left( \frac{d^5 y_2}{dt^5} + A_1 \frac{d^4 y_2}{dt^4} + A_2 \frac{d^3 y_2}{dt^3} \right) + m_2 \frac{d^2 y_2}{dt^2} &= -K_2 \Delta x_2 - h_2 \frac{dy_2}{dt} + F_{c_3}^* \end{aligned} \right\} \quad (31)$$

У операторній формі дану систему рівнянь можна записати у вигляді

$$\left. \begin{aligned} (m_p S^2 + h_p S + K_p) x_p &= F_{c_1}^* \\ (h_3 S + K_3) x_3 &= F_{c_2}^* \\ \left[ \frac{m_3 + m_c}{2B_o} \left( \frac{A_3}{B_o} + 1 \right) (S^5 + A_1 S^4 + A_2 S^3) + m_2 S^2 + h_2 S + K_2 \right] y_2 &= F_{c_3}^* \end{aligned} \right\} \quad (32)$$

**Висновок.** Зусилля, що розвивається вихідною ланкою САВ з ручною корекцією, рівне сумі зусиль при зміні всіх узагальнених координат

$$F_c^* = F_{c_1}^* + F_{c_2}^* + F_{c_3}^* \quad (33)$$

На зусилля  $F_c^*$  істотний вплив робить змінність зусилля  $F_{c_1}^*$  залежне від водія МТА.

## Список використаних джерел

1. Моделирование сельскохозяйственных агрегатов и их систем управления / А.Б. Лурье, Н.С. Нагорский, В.Г. Озеров и др. Под ред. А.Б. Лурье – Л.: Колос, Ленинградское отд-ние, 1979. – 312 с.
2. Лебедев А.Т., Парфенов С.Я., Антощенко В.Н. Устойчивость движения тракторных агрегатов при обработке пропашных культур // Повышение технического уровня и качества энергонасыщенных тракторов. Сб. науч. тр. УСХА – К.: , 1988. – С. 8-17.
3. Технические условия ТУ 151.101.000. Системы автоматического вождения САВ-1. ТХО РЕСПРОМ, София, 1985. – 17 с.

## Аннотация

### **ДИНАМИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ СИСТЕМЫ ВОЖДЕНИЯ МТА ПРИ ПОЛУАВТОМАТИЧЕСКОМ УПРАВЛЕНИИ**

Есипов А., Поляшенко С., Погорелов О., Кузьмин А.

*Обоснованы динамические параметры системы вождения МТА при полуавтоматическом управлении.*

## Abstract

### **DYNAMIC PARAMETERS OF THE SYSTEM OF DRIVING OF MTA ARE AT A SEMI-AUTOMATIC MANAGEMENT**

A. Esipov, S. Polyashenko, O. Pogorelov, A. Kuzmin

*The dynamic parameters of the system of driving of MTA are grounded at a semi-automatic management.*

## УДК 629.016

### **ДО ПИТАННЯ ПРО ВИЗНАЧЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПОКАЗНИКІВ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ АВТОТРАКТОРНОГО ТИПУ**

**Варваров Л.М., к.т.н., проф., Антипенко А.М., к.т.н., доц.**

*Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка*

*Наданий аналіз складових рівняння шляхових витрат палива транспортним засобом та розроблені рекомендації щодо їх аналітичного визначення.*

**Вступ.** Практична оцінка міри досконалості колісних і гусеничних машин включає значну кількість параметрів, які зазвичай надаються у вигляді комплексних показників. Основними з них є: видатність машини, її