

**ДОСЛІДЖЕННЯ СТІЙКОСТІ СИСТЕМИ АВТОМАТИЧНОГО  
РЕГУЛЮВАННЯ ПОЛОЖЕННЯ ТРАНСПОРТЕРА  
КОРЕНЕЗБИРАЛЬНОЇ МАШИНИ**

**Поляшенко С.О., к.т.н., доц., Єсіпов О.В., к.т.н., доц., Степанова А. С., студ.**

*Харківський національний технічний університет  
сільського господарства ім. Петра Василенка*

**Роляк О.А., к.т.н., доцент**

*Подільський державний аграрно-технічний університет*

*Розглянута стійкість системи автоматичного регулювання положення транспортера коренезбиральної машини методами логарифмічних амплітудних і фазових характеристик і з застосуванням критерія стійкості Найквіста-Міхайлова.*

**Вступ.** Цукровий буряк в Україні є однією з основних культур сільськогосподарського виробництва. Якість збирання цукрового буряка має першорядне значення в технологічному процесі в зв'язку з необхідністю отримання високоякісної сировини для цукрової промисловості, яке значно знизилася із застосуванням енергонасичених збиральних комплексів.

**Аналіз публікацій.** У технологічному процесі збирання цукрового буряка машинами КС-6В, РКМ-6 висота вивантаження коренеплодів транспортером в кузов транспортного засобу становить в середньому 1,5-2,0 м. Падаючи з великої висоти, 15-20% коренеплодів пошкоджується [1]. При цьому загальна маса коренеплодів знижується на 1,5-2,5%. Під час зберігання пошкоджені коренеплоди в першу чергу загнивають, в результаті чого цукрова промисловість недобирає значну частину цукру з бурякової сировини. Тому підвищення якості бурякової сировини, яке доставляють на цукровий завод, набуває особливого значення. Вирішенням цього питання є створення автоматичних слідкуючих систем, які описані в роботах [2, 3, 4].

**Мета і постановка задачі.** Завданням дослідження є зниження втрат і пошкодження коренеплодів цукрових буряків при їх навантаженні з коренезбиральної машини в кузов транспортного засобу при безаварійній роботі збирального комплексу.

**Вирішення питання.** Система автоматичного регулювання положення транспортера (САРТ) коренезбиральної машини за своїм принципом дії є системою слідкуючого типу, що працює по замкнутому циклу, з негативним зворотним зв'язком по положенню транспортера. Наявність зворотного зв'язку вимагає вивчення динамічних характеристик САРТ з тим, щоб забезпечити якість її роботи, в першу чергу, стійкість системи і величину допустимої похибки стеження ( $0,5 \pm 0,1$  м).

Кінематично транспортер коренезбиральної машини являє собою

механізм, ланки якого з'єднані обертальними кінематичними парами 5-го класу, з числом ступенів рівним двом, по числу виконавчих циліндрів.

Основними рухами системи, що визначають положення кінцевої точки транспортера, є обертальні, коливальні рухи корпусу машини відносно поздовжньої горизонтальної осі, що проходить через центр мас і такі ж рухи мас самого транспортера. Для дослідження цих рухів можна прийняти модель плоскої багатомасової пружної механічної системи, в якій враховані пружні зв'язки корпусу машини з ґрунтом, пружні зв'язки між ланками транспортера, що визначаються пружністю гідравлических виконавчих механізмів, дисипативні сили, що діють паралельно з пружними зв'язками.

Таку модель можна звести до однолінійної ланцюгової моделі з обертаючими рухами мас.

Для спрощення аналізу скористаємося методом "парціальних рухів", який передбачає при дослідженні наявність зміни тільки однієї з узагальнених координат або тільки одного керуючого впливу.

Прийнявши вищевказані допущення, складемо кінематичну схему керованого об'єкта (рис. 1).

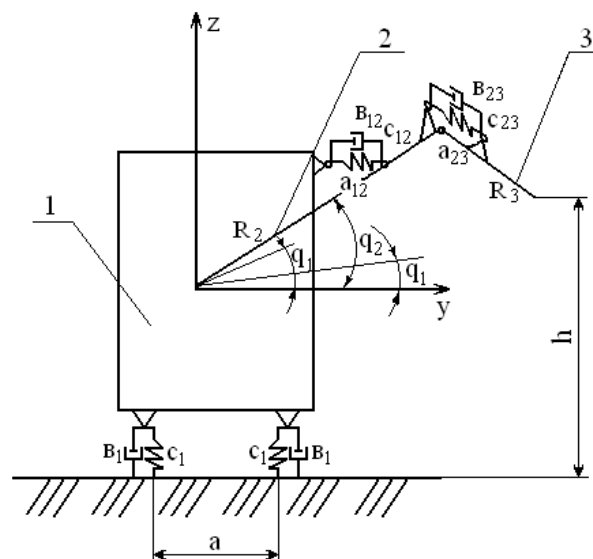


Рис. 1 – Кінематична схема САРТ: 1 – корпус коренезбиральної машини; 2 – головна секція транспортера; 3 – кінцева секція транспортера

Кінематична схема однолінійної ланцюгової моделі об'єкта представлена на рис. 2.

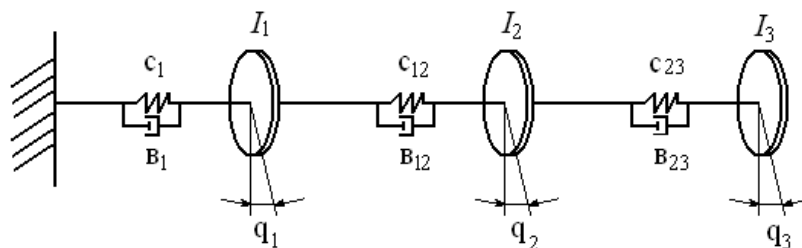


Рис. 2 – Однолінійна ланцюгова модель САРТ

Для опису САРТ використовуємо рівняння Лагранжа другого роду:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T(q, \dot{q}, t)}{\partial \dot{q}} - \frac{\partial T(q, \dot{q}, t)}{\partial q} \right) = Q(q, \dot{q}, t) \quad (1)$$

Це рівняння Лагранжа другого роду в векторно-матричній формі, яке описує рух голономної механічної системи у вигляді системи диференціальних рівнянь другого порядку відносно компонент-вектора узагальнених координат  $q$ .

Після відповідних перетворень можна отримати для просторової багатомасової пружно-дисипативної моделі механічної системи 6  $n$ -мірну систему рівнянь руху у формі векторно-матричного диференціального рівняння виду

$$Aq'' + Rq' + Cq = Bu \quad (2)$$

де  $A, R, C$  –  $(3n \times 3n)$ -мірні постійні симетричні матриці;  $A > 0$  завжди;  $R$  – матриця тертя,  $R \geq 0$ ;  $C$  – матриця пружності,  $C \geq 0$ ;  $B$  –  $(3n \times 3m)$  – вимірна матриця управління;  $n$  – кількість точечних мас в системі;  $m$  – розмірність вектора керуючих сил.

З метою спрощення складання рівнянь механічної системи, користуємося відомою регуляторною структурою матриць і складаємо рівняння прямо у формі (2).

Для однолінійної ланцюгової моделі механічної системи структура матриць спрощується.

Матриці  $A, R, C$  –  $(n \times n)$ -мірні,  $B$  –  $(n \times m)$ -мірна;

$$A = \text{diag} [m_1, m_2, \dots, M_n];$$

$$R = \text{diag} [b_1, b_2, \dots, B_n].$$

Блоки матриці  $C$  вироджуються в одноелементні і складаються з самих коефіцієнтів пружності пружних зв'язків. Матриця  $B$  є блоковою виду:

$$B = \begin{bmatrix} B_1 & B_2 & B_m \\ 0 & & \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix},$$

з стовпцями  $B_i$  розмірності  $K$ , де  $K$  – номер маси, до якої додано керування  $U_i$ .

Для нашого випадку, з урахуванням методу парціальних управлінь, приймаючи пружній зв'язок  $C_{12}$  жорстким, напишемо матричне рівняння:

$$\begin{aligned} & \begin{bmatrix} I_1 & 0 \\ 0 & I_3 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} q_1'' \\ q_3'' \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} b_1^* & +b_{23}^* - b_{23}^* \\ & -b_{23}^* & b_{23}^* \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{q}_1 \\ \dot{q}_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_1^* & +C_{23}^* - C_{23}^* \\ & -C_{23}^* & C_{23}^* \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{q}_1 \\ \dot{q}_3 \end{bmatrix} = \\ & = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} -C_{23}^* \cdot \ell_{y2} \\ C_{23}^* \cdot \ell_{y2} \end{bmatrix}, \end{aligned} \quad (3)$$

де  $I_1$ , і  $I_3$  – відповідно, момент інерції машини і кінцевої секції транспортера щодо поздовжньої осі, що проходить через центр мас машини;  
 $b_1^*$  – приведений дисипативний зв'язок корпусу машини з ґрунтом;  
 $b_{23}^*$  – приведений дисипативний зв'язок між секціями транспортера, забезпечуваний виконавчим гідроприводом;  
 $C_1^*$  – приведений пружний зв'язок корпусу машини з ґрунтом;  
 $C_{23}^*$  – приведений пружний зв'язок між секціями транспортера (виконавчий гідропривід);  
 $l_{u2}$  – керуючий вплив-переміщення поршня гідроциліндра кінцевої секції;  
 $q_1$  і  $q_3$  – узагальнені координати корпусу машини і кінцевої секції транспортера (прирошення кутових переміщень).  
З матричного рівняння (3) отримуємо систему диференціальних рівнянь другого порядку в операторній формі:

$$\begin{cases} [I_1 S^2 + (b_1^* + b_{23}^*)S + (C_1^* + C_{23}^*)]q_1 - (b_{23}^* S + C_{23}^*)q_2 = -C_{23}^* l_{u2}; \\ [I_1 S^2 + (b_{23}^* S + C_{23}^*)]q_2 - (b_{23}^* S + C_{23}^*)q_1 = C_{23}^* l_{u2}, \end{cases} \quad (4)$$

де  $S$  – оператор диференціювання.

З цієї системи отримуємо передавальну функцію по узагальненій координаті кінцевий секції: Из этой системы получаем передаточную функцию по обобщенной координате концевой секции:

$$W(S) = \frac{\overline{q_2}}{l_{u2}} = \frac{A_2 S^2 + A_1 S + A_0}{B_4 S^4 + B_3 S^3 + B_2 S^2 + B_1 S + B_0}, \quad (5)$$

де

$$\begin{aligned} A_0 &= C_{13}^* (C_1^* + C_{23}^*) - C_{23}^{*2}; \\ A_1 &= C_{13}^* (b_1^* + b_{23}^*) - C_{23}^* b_{23}^*; \\ A_2 &= I_1 \cdot C_{23}^*; \\ B_0 &= C_{13}^* (C_1^* + C_{23}^{*2}) - C_{23}^*; \\ B_1 &= B_{23}^* (C_1^* + C_{23}^*) + C_{23}^* (b_1^* + b_{23}^*) - 2b_{23}^* C_{23}^*; \\ B_2 &= I_3 (C_1^* + C_{23}^*) + b_{23}^* (b_1^* + b_{23}^*) - b_{23}^{*2} + I_1 C_{12}^*; \\ B_3 &= I_3 (b_1^* + b_{23}^*) + I_1 b_{23}^*; \\ B_4 &= I_1 I_3; \\ C_1^* &= C_1 \cdot a_1^2; \\ b_1^* &= b_1 \cdot a_1^2; \\ C_{23} &= C_{23} \cdot \frac{2Ra_{23}^2}{l_3}; \\ G_{23}^* &= G_{23} \cdot \frac{2Ra_{23}^2}{l_3}; \end{aligned}$$

$l_3$  – довжина кінцевий секції.

Для отримання передавальної функції системи по керуючому впливу щодо витрати через керуючий золотник необхідно передаточну функцію (4) помножити на передавальну функцію гідравлічного виконавчого пристрою:

$$W(S) = \frac{\overline{\ell_{ч2}}}{\Psi_{зол}} = \frac{K_c}{S},$$

де  $\Psi_{зол}$  – частка потоку робочої рідини насоса, що пропускається золотником;

$$K_c = \frac{2Q}{\pi d^2} - \text{коефіцієнт передачі гідропрістрою};$$

$Q$  – номінальна продуктивність насоса;

$d$  – діаметр поршня гідроциліндра.

Для переходу до передавальної функції з вихідною координатою – переміщенням по вертикалі кінцевої точки транспортера необхідно передавальну функцію (4) помножити на відношення  $\frac{\ell_3}{a_{23}}$ .

Після цих перетворень остаточний вигляд передавальної функції об'єкта управління:

$$W(S) = \frac{\overline{\Delta h}}{\Psi_{зол}} = \frac{\frac{2Q\ell_3}{a_{23}\pi d^2} \left( \frac{A_2}{A_0} S^2 + \frac{A_1}{A_0} S + 1 \right)}{\left( \frac{B_4}{B_0} S^4 + \frac{B_3}{B_0} S^3 + \frac{B_2}{B_0} S^2 + \frac{B_1}{B_0} S + 1 \right) S} \quad (6)$$

Дослідження стійкості САРТ проводились двома методами: методом логарифмічних амплітудних і фазових характеристик і з застосуванням критерія стійкості Найквіста-Міхайлова. Для першого методу розроблена програма для ЕОМ. на мові ВТ МХТИ (типу PL -1). Програма дозволяє розрахувати амплітудні і фазові логарифмічні характеристики і видати результат у вигляді таблиці або графіка. По ординате амплітудної характеристики, відповідній перетинанню фазової характеристики значення - 180град. можна судити о допустимом коефіцієнті передачі лінійного регулятора або регулятора з релейною характеристикою (рис. 3).

Для параметрів об'єкта в нашому випадку отримано значення допустимого по стійкості коефіцієнта передачі регулятора 10 - 18 або зони нечутливості релейного трьохпозиційного регулятора в межах 0,06 - 0,1 м.

Зменшення потоку робочої рідини до 1/3 дозволяє звузити зону нечутливості в 3 рази.

Стійкість системи можна досягти вибором зони нечутливості регулятора, або (та) зміною потоку робочої рідини. Для аналізу стійкості другим методом на основі критерію Найквіста також розроблена програма для ЕОМ. Суть метода полягає в наступному. Обчислюємо коефіцієнти поліномів чисельника і знаменника. Використовуючи ці коефіцієнти, знаходимо дійсну і уявну частини частотної передавальної функції, модуль і фазу. Аналізуючи поведінку фазової

та амплітудної частотних характеристик розімкненої системи, без зображення годографа, за допомогою ланцюга логічних умов оцінюємо його поведінку для 240 значень частоти, визначаючи, охоплює чи не охоплює годограф точку  $(-1; j_0)$  на комплексній площині.

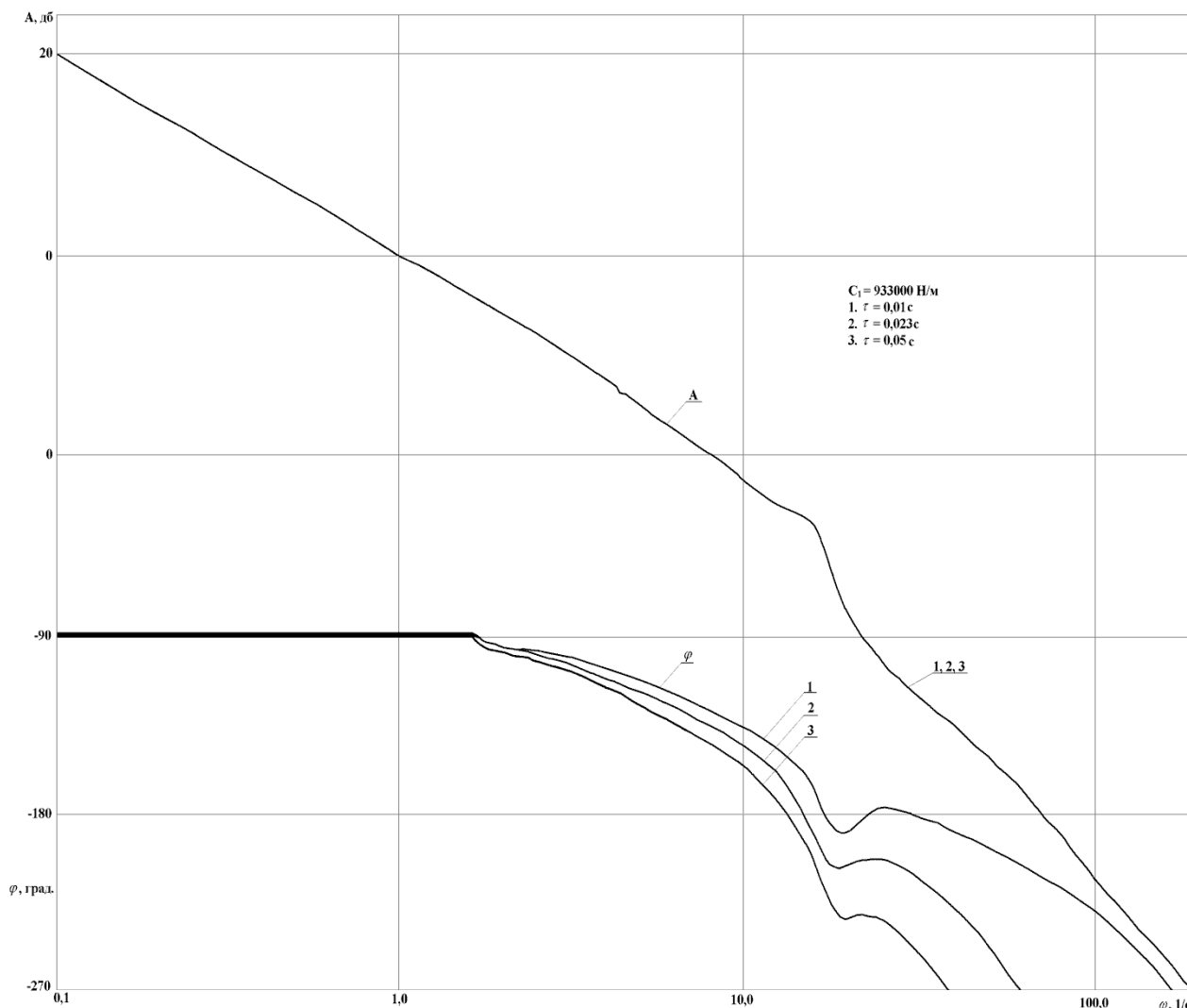


Рис. 3 – Логарифмічні, амплітудні і фазові частотні характеристики САРТ

Передатна функція замкнутої системи дорівнює добутку передаточних функцій об'єкта регулювання і регулятора. У рівняння передавальної функції регулятора входить коефіцієнт передачі. Змінюючи коефіцієнт передачі регулятора, алгоритм аналізує поведінку годографа і виносить рішення про стійкість замкнутої системи, якщо нейтральна або стійка разомкнута система. В результаті проведенних розрахунків отримані гранично допустимий по стійкості коефіцієнт підсилення регулятора, він не повинен перевищувати 10-11.

Алгоритм дослідження системи дає можливість змінюючи параметри системи судити про її стійкість. Таким чином, результати, отримані обома методами практично збігаються.

**Висновок:** Система диференціальних рівнянь другого порядку в оперативній формі (4) і передавальна функція (6) описує динамічні якості

коренезбиральної машини як об'єкта автоматичного регулювання по висоті вивантаження.

Результати, отримані методами логарифмічних амплітудних і фазових характеристик і з застосуванням критерія стійкості Найквіста-Міхайлова практично збігаються, що доказує про стійкість виконання технологічного процесу САРТ.

### **Список використаних джерел**

1. Справочник по эксплуатации свеклоуборочных комплексов / А.М.Мазуренко, И.И. Русанов, В.И.Сухомлин и др.; Под ред. А.М.Мазуренко. – К.: Урожай, 1984. – 128 с.
2. С.Н. Никитин К.Б. Цаллагов С.К. Майрамуков Математическая модель автоматических манипуляторов для сортировки, сепарации и выгрузки картофеля на уборочном комбайне /Сб. научн. тр. Автоматизация технологических процессов в полеводстве, т. 10, ВИМ, М., 19785, – 176 с.
3. И.Б. Корчмарь, С.А. Лебедев, С. А. Поляшенко и др. Устройство автоматического управления процессом загрузки кузова транспортного средства Пат. № 19940 Россия, МКИ А01В 69/00 "№ 4938674/15; Заявлено 24. 03. 91; Опубл. 30. 09. 94, Бюл. № 18
4. А.Т. Лебедев, С. А. Поляшенко Система автоматичного керування вивантажувальним транспортером коренеклубнезбиральної машини // Декл. пат. № 71849 Україна, МКИ А01В69/00, № 20031213156; Заявлено 30. 12. 2003; Опубл. 15. 12. 2004, Бюл. № 12

### **Аннотация**

#### **ИССЛЕДОВАНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ПОЛОЖЕНИЯ ТРАНСПОРТЕРА КОРНЕУБОРОЧНОЙ МАШИНЫ**

Поляшенко С.А., Есипов А.В., Степанова А.С., Роляк А.А.

*Рассмотрена устойчивость системы автоматического регулирования положения транспортера корнеуборочной машины методами логарифмических амплитудных и фазовых характеристик и с применением критерия устойчивости Найквиста-Михайлова.*

### **Abstract**

#### **STUDY OF STABILITY OF AUTOMATIC CONTROL OF MACHINES TRANSPORTERS ROOT CROP**

S.Polyashenko, A. Yesipov, A. Stepanova, A. Rolyak

*Considered the sustainability of the automatic adjustment of the conveyor root crop machinery methods logarithmic amplitude and phase characteristics and using Nyquist stability criterion-Mixaylova.*