

УДК 631.354:3:531.314

МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ДОПУСТИМИХ ЗНАЧЕНЬ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРИЧІПНОЇ ЗБИРАЛЬНОЇ МАШИНИ

Леженкін О. М., д.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (0619) 44-02-74, e-mail: lan2810@mail.ru

Анотація – у статті розглянуто методику обґрунтування допустимих значень конструктивних параметрів причіпної збиральної машини з позицій забезпечення стійкого її руху.

Ключові слова – збиральна машина, диференціальні рівняння, узагальнені сили, узагальнені координати, конструктивні параметри, стійкість руху.

Постановка проблеми. Як відомо основним показником якості роботи зернозбиральних агрегатів є втрати зерна. Якщо збиральний процес виконують агрегати з обчислюючими робочими органами, то мають місце втрати осипом та втрати необчисуванням. Втрати осипом залежать від регулювання робочих органів обчислюючого пристрою та кінематичного режиму обертання обчислюючих барабанів. Втрати необчисуванням залежать від прямолінійності руху збирального агрегату. При відхиленні траєкторії руху збиральної машини від прямолінійності виникають втрати зерна необчисуванням. Для забезпечення стійкості руху збиральної машини виникає проблема обґрунтування її конструктивних параметрів.

Аналіз останніх досліджень. Теоретичні основи стійкості руху механічної системи розглянуті Ляпуновим А. М. в роботі [1]. Подальший розвиток теорії стійкості руху отримано в роботах Малкіна І. Г. [2] та Меркіна Д. Р. [3]. У галузі механізації сільськогосподарського виробництва дослідженнями стійкості руху причіпних ґрунтообробних машин займався Василенко П. М. [4, 5]. Динаміка та стійкість руху сільськогосподарських машин та агрегатів розглянута у роботах Гячева Л. В. [6, 7]. Стосовно причіпних зернозбиральних машин динаміка їх руху викладена у роботах [8-11]. Але в цих роботах розглянуті питання побудови динамічних моделей та стійкість руху, але обґрунтування конструктивних параметрів причіпної зернозбиральної машини з обчислюючими робочими органами в них не дається.

Постановка завдання. Розглянути динаміку руху причіпної зернозбиральної машини та розробити методику розрахунку її констру-

ктивних параметрів, які забезпечують стійкість руху.

Основна частина. Розглянемо рух причіпної збиральної машини обчислюючого типу по плоскій горизонтальній поверхні поля зі швидкістю $V_0 = \text{const}$, замінивши при цьому в'язі із трактором і причепом їх реакціями. У відносному русі збиральна машина здійснює плоскопаралельний рух з одним ступенем вільності. На збиральну машину діють наступні сили й моменти сил (рис. 1) [12, 13]:

\bar{T}_{L_1} і \bar{T}_{L_2} – сили пружності шин лівого та правого коліс збиральної машини;

M_{L_1} і M_{L_2} – моменти сил пружності шин лівого та правого коліс збиральної машини;

\bar{S}_{L_1} і \bar{S}_{L_2} – сили опору лівого та правого коліс збиральної машини;

\bar{R}'_{C_1} – реакція в'язей із трактором;

\bar{R}_{C_2} – реакція в'язі із причепом-візком для збирання обчисаного вороху;

\bar{R}_D – головний вектор сил опору обчисуванню.

Для складання диференціального рівняння руху збиральної машини використаємо рівняння Лагранжа II роду в узагальнених координатах [14]. В якості узагальненої координати приймаємо кут φ_2 (рис. 1).

$$\frac{d}{dt} \left[\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_2} \right] - \frac{\partial T}{\partial \varphi_2} = Q_3 \quad (1)$$

Визначаємо кінетичну енергію збиральної машини:

$$T_{y.m.} = \frac{1}{2} \cdot (I_{C_1} \cdot \dot{\varphi}_2)^2 \quad (2)$$

де I_{C_1} – момент інерції збиральної машини відносно вертикальної осі, що проходить через точку причепа C_1 .

Знаходимо узагальнену силу Q_3 , для чого повернемо збиральну машину на кут $\delta\varphi_2$ і визначимо суму елементарних робіт

$$\begin{aligned} \sum \delta A_{\varphi_2} = & \delta A_{\varphi_2}(\bar{T}_{L_1}) + \delta A_{\varphi_2}(\bar{T}_{L_2}) + \delta A_{\varphi_2}(\bar{S}_{L_1}) + \delta A_{\varphi_2}(\bar{S}_{L_2}) + \\ & + \delta A_{\varphi_2}(M_{L_1}) + \delta A_{\varphi_2}(M_{L_2}) + \delta A_{\varphi_2}(R_D) + \delta A_{\varphi_2}(\bar{R}_{C_2}), \end{aligned} \quad (3)$$

де $\delta A_{\varphi_2}(\bar{R}_{C_2})$ – елементарна робота сили реакції в'язі із причепом-візком при повороті збиральної машини на кут $\delta\varphi_2$.

$$\begin{aligned} \sum \delta A_{\varphi_2} = & -T_L \cdot \ell \cdot \delta\varphi_2 - T_L \cdot \ell \cdot \sqrt{1 - \frac{p^2}{\ell^2}} - 2M_L \cdot \delta\varphi_2 - S_L \cdot \ell \cdot \psi_L \cdot \delta\varphi_2 - \\ & - S_L \cdot \ell \cdot \sqrt{1 - \frac{p^2}{\ell^2}} \cdot \psi_L \cdot \delta\varphi_2 - S_L \cdot (p + \ell \cdot \delta\varphi_2) \cdot \delta\varphi_2 - R_D \cdot C_R \cdot \gamma_M \cdot \delta\varphi_2 + \\ & + R_{C_2} \cdot \varphi_2 \cdot n \cdot \delta\varphi_2, \end{aligned} \quad (4)$$

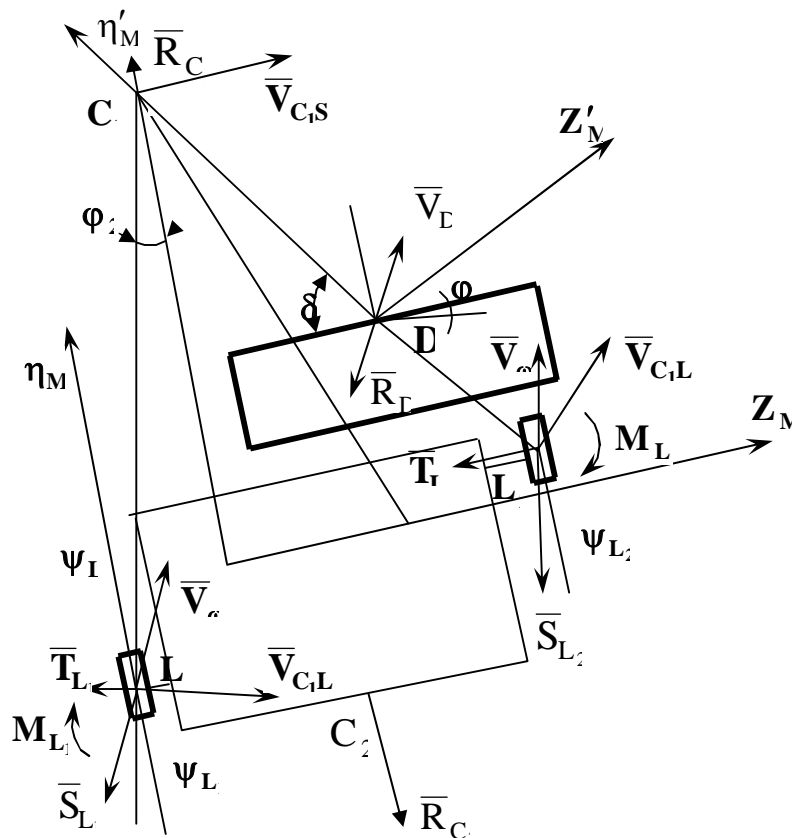


Рис. 1. Схема сил і моментів сил, прикладених до збиральної машини при заміні в'язів їх реакціями

де l – відстань коліс збиральної машини до точки її приєднання до трактора;

n – відстань від точки C_1 з'єднання машини з трактором до точки C_2 приєднання причепа-візка до збиральної машини;

p – відстань від центрів лівого і правого коліс збиральної машини.

Розділимо почленно вираз (4) на $\delta\varphi_2$ та отримаємо значення узагальненої сили Q_3

$$\begin{aligned} \sum \delta A_{\varphi_2} = & -T_L \cdot l - T_L \cdot l \cdot \sqrt{1 - \frac{p^2}{l^2}} - 2M_L - S_L \cdot l \cdot \psi_L - S_L \cdot l \cdot \sqrt{1 - \frac{p^2}{l^2}} \cdot \psi_L - \\ & - S_L \cdot (p + l \cdot \delta\varphi_2) - R_D \cdot C_R \cdot \gamma_M + R_{C_2} \cdot \varphi_2 \cdot n. \end{aligned} \quad (5)$$

Для складання диференціального рівняння (1) необхідно знайти частинні похідні від кінетичної енергії збиральної машини по узагальнених координатах і по узагальнених швидкостях.

Знаходимо частинну похідну від кінетичної енергії збиральної машини по узагальненій координаті

$$\frac{\partial T}{\partial \varphi_2} = 0. \quad (6)$$

Визначаємо частинну похідну від кінетичної енергії по узагаль-

неній швидкості

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_2} = I_{C_1} \cdot \dot{\varphi}_2. \quad (7)$$

Диференціюємо за часом вираз (7)

$$\frac{d}{dt} \left[\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_2} \right] = I_{C_1} \cdot \ddot{\varphi}_2. \quad (8)$$

Підставляємо вирази (8), (6) і (5) у рівняння (1)

$$I_{C_1} \cdot \ddot{\varphi}_2 = -T_L \cdot \ell - T_L \cdot \ell \cdot \sqrt{1 - \frac{P^2}{\ell^2}} - 2M_L - S_L \cdot \ell \cdot \psi_L - S_L \cdot \ell \cdot \sqrt{1 - \frac{P^2}{\ell^2}} \cdot \psi_L - R_D \cdot C_R \cdot \gamma_M - R_{C_2} \cdot \varphi_2 \cdot n. \quad (9)$$

Використовуючи вираження для визначення деформацій, кутів закручування, а також моментів сил деформацій рівняння (9) можна представити у вигляді

$$I_{C_1} \cdot \ddot{\varphi}_2 = -C_L \cdot \ell \cdot \Delta_L - C_L \cdot \ell \cdot \sqrt{1 - \frac{P^2}{\ell^2}} \cdot \Delta_L - 2 \cdot k_L \cdot f_L \cdot \Delta_L - S_L \cdot \ell \cdot k_L \cdot \Delta_L - S_L \cdot \ell \cdot k_L \cdot \Delta_L \cdot \sqrt{1 - \frac{P^2}{\ell^2}} - R_D \cdot C_R \cdot \gamma_M - R_{C_2} \cdot \varphi_2 \cdot n. \quad (10)$$

Перетворимо отримане рівняння (10)

$$I_{C_1} \cdot \ddot{\varphi}_2 = \Delta_L (-C_L \cdot \ell - C_L \cdot \ell \cdot \sqrt{1 - \frac{P^2}{\ell^2}} - 2 \cdot k_L \cdot f_L - S_L \cdot \ell \cdot k_L - S_L \cdot \ell \cdot k_L \cdot \sqrt{1 - \frac{P^2}{\ell^2}}) - R_D \cdot C_R \cdot \gamma_M - R_{C_2} \cdot \varphi_2 \cdot n. \quad (11)$$

Введемо позначення

$$L = -C_L \cdot \ell - C_L \cdot \ell \cdot \sqrt{1 - \frac{P^2}{\ell^2}} - 2 \cdot k_L \cdot f_L - S_L \cdot \ell \cdot k_L - S_L \cdot \ell \cdot k_L \cdot \sqrt{1 - \frac{P^2}{\ell^2}}. \quad (12)$$

В результаті отримаємо

$$I_{C_1} \cdot \ddot{\varphi}_2 + R_D \cdot C_R \cdot \gamma_M + R_{C_2} \cdot \varphi_2 \cdot n = \Delta_L \cdot L. \quad (13)$$

Вирішимо отримане рівняння (13) відносно Δ_L

$$\Delta_L = \frac{I_{C_1} \cdot \ddot{\varphi}_2 + R_D \cdot C_R \cdot \gamma_M + R_{C_2} \cdot \varphi_2 \cdot n}{L}, \quad (14)$$

де γ_M – кут між вектором швидкості точки D (центра опору обчислюючих барабанів збиральної машини) і віссю O_1Y_1 .

Підставимо значення кута γ_M в рівняння (11)

$$\Delta_L = \frac{I_{C_1} \cdot \ddot{\varphi}_2 + \frac{R_D \cdot C_R}{V_0} (V_0 \cdot \varphi_2 + \dot{\varphi}_2 \cdot C_R) + R_{C_2} \cdot \varphi_2 \cdot n}{L}. \quad (15)$$

Диференціюємо за часом вираз (15)

$$\frac{d\Delta_L}{dt} = \frac{I_{C_1} \cdot \ddot{\varphi}_2 + \frac{R_D \cdot C_R}{V_0} (V_0 \cdot \dot{\varphi}_2 + \ddot{\varphi}_2 \cdot C_R) + R_{C_2} \cdot \dot{\varphi}_2 \cdot n}{L}. \quad (16)$$

У той же час, виходячи із залежності

$$\frac{d\Delta_L}{dt} = -V_0 \cdot k_L \cdot \Delta_L + V_0 \cdot \varphi_2 + a \cdot \dot{\varphi}_1 + \ddot{X}_{S_1} + \dot{\varphi}_2 \cdot \ell.$$

Якщо зневажати узагальненими швидкостями $\dot{\varphi}_1$ й \dot{X}_{S_1} , то отримаємо

$$\frac{d\Delta_L}{dt} = -V_0 \cdot k_L \cdot \Delta_L + V_0 \cdot \varphi_2 + \dot{\varphi}_2 \cdot \ell. \quad (17)$$

Порівняємо праві частини виражень (16) і (17)

$$\frac{I_{C_1} \cdot \ddot{\varphi}_2 + \frac{R_D \cdot C_R}{V_0} (V_0 \cdot \dot{\varphi}_2 + \ddot{\varphi}_2 \cdot C_R) + R_{C_2} \cdot \dot{\varphi}_2 \cdot n}{L} = -V_0 \cdot k_L \cdot \Delta_L + V_0 \cdot \varphi_2 + \dot{\varphi}_2 \cdot \ell. \quad (18)$$

Підставимо в рівняння (18) значення деформацій шин коліс збиральної машини Δ_L

$$\begin{aligned} \frac{I_{C_1} \cdot \ddot{\varphi}_2 + \frac{R_D \cdot C_R}{V_0} (V_0 \cdot \dot{\varphi}_2 + \ddot{\varphi}_2 \cdot C_R) + R_{C_2} \cdot \dot{\varphi}_2 \cdot n}{L} &= V_0 \cdot \varphi_2 + \dot{\varphi}_2 \cdot \ell - \\ -V_0 \cdot k_L \cdot \frac{I_{C_1} \cdot \ddot{\varphi}_2 + \frac{R_D \cdot C_R}{V_0} (V_0 \cdot \varphi_2 + \dot{\varphi}_2 \cdot C_R) - R_{C_2} \cdot \varphi_2 \cdot n}{L}. \end{aligned} \quad (19)$$

Перетворимо рівняння (19)

$$\begin{aligned} I_{C_1} \cdot \ddot{\varphi}_2 + \frac{R_D \cdot C_R}{V_0} (V_0 \cdot \dot{\varphi}_2 + \ddot{\varphi}_2 \cdot C_R) + R_{C_2} \cdot \dot{\varphi}_2 \cdot n &= V_0 \cdot \varphi_2 \cdot L + \dot{\varphi}_2 \cdot \ell \cdot L - \\ -V_0 \cdot k_L \cdot \left(I_{C_1} \cdot \ddot{\varphi}_2 + \frac{R_D \cdot C_R}{V_0} (V_0 \cdot \varphi_2 + \dot{\varphi}_2 \cdot C_R) - R_{C_2} \cdot \varphi_2 \cdot n \right), \end{aligned}$$

або

$$\begin{aligned} I_{C_1} \cdot \ddot{\varphi}_2 + \frac{R_D \cdot C_R^2}{V_0} \ddot{\varphi}_2 + R_{C_2} \cdot \dot{\varphi}_2 \cdot n + R_D \cdot C_R \cdot \dot{\varphi}_2 &= V_0 \cdot \varphi_2 \cdot L + \dot{\varphi}_2 \cdot \ell \cdot L - \\ -V_0 \cdot k_L \cdot I_{C_1} \cdot \ddot{\varphi}_2 + V_0 \cdot k_L \cdot R_{C_2} \cdot \varphi_2 \cdot n - R_D \cdot C_R \cdot V_0 \cdot k_L \cdot \varphi_2 - R_D \cdot C_R^2 \cdot k_L \cdot \dot{\varphi}_2. \end{aligned}$$

Остаточно отримуємо диференціальне рівняння виду [12]

$$C_0 \cdot \ddot{\varphi}_2 + C_1 \cdot \dot{\varphi}_2 + C_2 \cdot \varphi_2 + C_3 \cdot \varphi_2 = 0, \quad (20)$$

де

$$\begin{aligned} C_0 &= I_{C_1}; C_1 = \frac{R_D \cdot C_R^2}{V_0} + V_0 \cdot k_L \cdot I_{C_1}, \\ C_2 &= R_D \cdot C_R + R_{C_2} \cdot n - \ell \cdot L + R_D \cdot C_R^2 \cdot k_L, \\ C_3 &= -V_0 \cdot L + V_0 \cdot k_L \cdot R_{C_2} \cdot n + R_D \cdot C_R \cdot V_0 \cdot k_L. \end{aligned} \quad (21)$$

Вираження (21) є коефіцієнтами диференціального рівняння (20).

Складемо характеристичне рівняння для диференціального рів-

няння (20). Для складання характеристичного рівняння прийmemo $\varphi_2 = \gamma \cdot e^{\lambda t}$ та підставимо його в рівняння (20)

$$\begin{aligned} C_0 \cdot \gamma \cdot \lambda^3 \cdot e^{\lambda t} + C_1 \cdot \gamma \cdot \lambda^2 \cdot e^{\lambda t} + C_2 \cdot \gamma \cdot \lambda \cdot e^{\lambda t} + C_3 \cdot \gamma \cdot e^{\lambda t} = \\ = \gamma \cdot e^{\lambda t} (C_0 \cdot \lambda^3 + C_1 \cdot \lambda^2 + C_2 \cdot \lambda + C_3) = 0. \end{aligned} \quad (21)$$

Так як $\gamma \cdot e^{\lambda t} \neq 0$, то розділимо рівняння (21) на $\gamma \cdot e^{\lambda t}$, в результаті отримаємо

$$C_0 \cdot \lambda^3 + C_1 \cdot \lambda^2 + C_2 \cdot \lambda + C_3 = 0. \quad (22)$$

Рівняння (22) є характеристичним рівнянням диференціального рівняння (20). Значення коефіцієнтів характеристичного рівняння C_0 , C_1 , C_2 і C_3 збігаються зі значеннями коефіцієнтів диференціального рівняння (20).

Відповідно до критерія Гурвіца [2, 3] стійкість руху машини забезпечується, якщо

$$C_0 > 0, \quad C_1 > 0, \quad C_2 > 0, \quad C_3 > 0, \quad \text{а також } C_1 C_2 - C_3 C_0 > 0. \quad (23)$$

Стосовно до розглянутого випадку для стійкого руху збиральної машини повинні виконуватися наступні нерівності:

$$\begin{aligned} I_{C_1} > 0, \\ \frac{R_D \cdot C_R^2}{V_0} + V_0 \cdot k_L \cdot I_{C_1} > 0, \\ R_D \cdot C_R + R_{C_2} \cdot n - \ell \cdot L + R_D \cdot C_R^2 \cdot k_L > 0, \\ -V_0 \cdot L + V_0 \cdot k_L \cdot R_{C_2} \cdot n + R_D \cdot C_R \cdot V_0 \cdot k_L > 0, \\ R_D^2 \cdot C_R^3 + R_D^2 \cdot C_R^4 \cdot k_L + R_D \cdot C_R^2 \cdot R_C \cdot n - R_D \cdot C_R^2 \cdot \ell \cdot L + V_0^2 \cdot k_L \cdot I_{C_1} \cdot R_D \cdot C_R + \\ + V_0^2 \cdot k_L^2 \cdot I_{C_1} \cdot R_D \cdot C_R^2 + V_0^2 \cdot k_L \cdot I_{C_1} \cdot R_{C_2} \cdot n - V_0^2 \cdot k_L \cdot I_{C_1} \cdot \ell \cdot L - \\ - V_0^2 \cdot k_L \cdot I_{C_1} \cdot R_D \cdot C_R - V_0^2 \cdot k_L \cdot I_{C_1} \cdot R_{C_2} \cdot n - V_0 \cdot L \cdot I_{C_1} > 0. \end{aligned} \quad (24)$$

Для визначення конструктивних параметрів збиральної машини (рис. 2) використаємо систему нерівностей (24).

Проаналізуємо нерівності (24). Перші дві нерівності виконуються при будь-яких умовах, так як величини, що входять у них, позитивні. З четвертої нерівності виражаємо область значень відстані n між точками з'єднання збиральної машини та причепа-візка

$$n > \frac{L - R_D \cdot C_R \cdot k_L}{k_L \cdot R_{C_2}}. \quad (25)$$

Підставляємо значення L в третю нерівність

$$\begin{aligned} R_D \cdot C_R + R_{C_2} \cdot n + R_D \cdot C_R^2 \cdot k_L > -C_L \cdot \ell^2 - C_L \cdot \ell^2 \cdot \sqrt{1 - \frac{p^2}{\ell^2}} - \\ - 2 \cdot k_L \cdot f_L \cdot \ell - S_L \cdot \ell^2 \cdot k_L - S_L \cdot \ell^2 \cdot k_L \cdot \sqrt{1 - \frac{p^2}{\ell^2}}. \end{aligned} \quad (26)$$

Вирішимо нерівність (26) відносно p^2

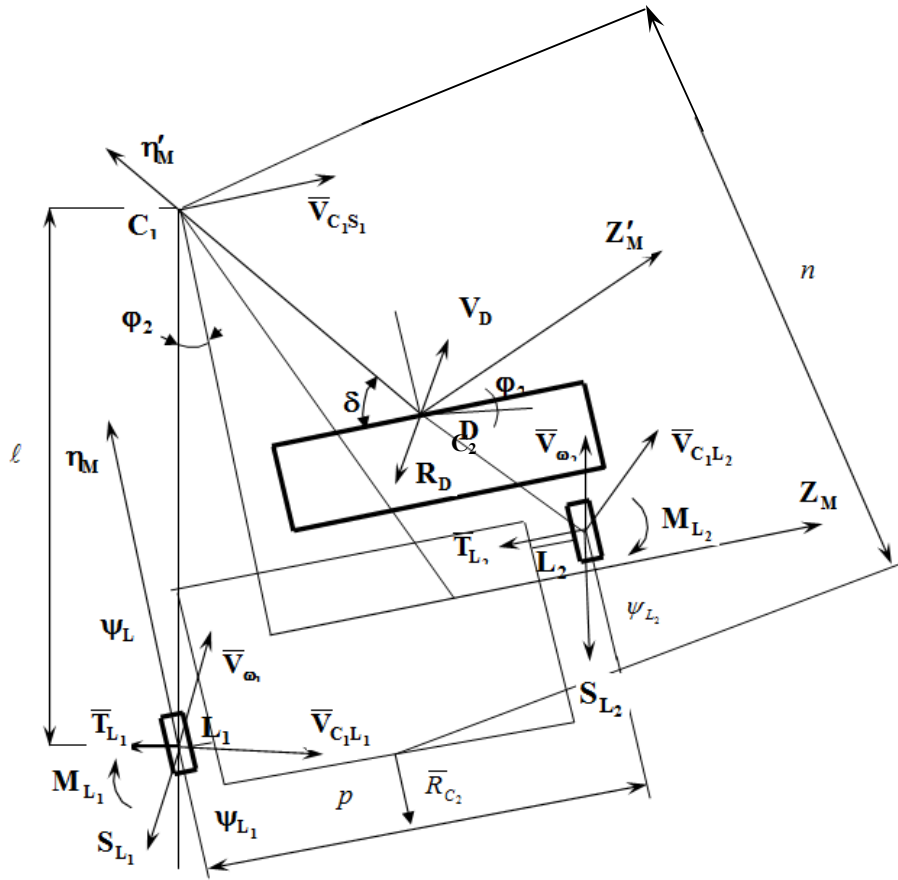


Рис. 2. Схема сил і моментів сил, прикладених до збиральної машини при заміні в'язів їх реакціями

$$p^2 < \ell^2 - \left[\frac{1}{(C_L \cdot R_{C_2} \cdot V_0 + R_{C_2} \cdot V_0 \cdot S_L \cdot k_L - C_L \cdot \ell \cdot V_0 \cdot k_L \cdot R_{C_2} - S_L \cdot \ell \cdot V_0 \cdot k_L^2 \cdot R_{C_2})^2} \right]^* \quad (27)$$

$$* (R_D \cdot C_R \cdot V_0 \cdot k_L \cdot R_{C_2} - C_L \cdot V_0 \cdot \ell \cdot R_{C_2} - 2 \cdot f_L \cdot V_0 \cdot k_L \cdot R_{C_2} - S_L \cdot \ell \cdot V_0 \cdot k_L \cdot R_{C_2} - R_D \cdot C_R \cdot V_0 \cdot k_L \cdot R_{C_2} - R_D \cdot C_R^2 \cdot V_0 \cdot k_L^2 \cdot R_{C_2} + \ell \cdot \ell \cdot C_L \cdot V_0 \cdot k_L \cdot R_{C_2} + 2 \cdot f_L \cdot \ell \cdot V_0 \cdot k_L^2 \cdot R_{C_2} + S_L \cdot \ell^2 \cdot V_0 \cdot k_L^2 \cdot R_{C_2})^2]$$

В п'яту нерівність системи (24) також входить L, після її підстановки, нерівність прийме вигляд

$$R_D^2 \cdot C_R^3 + R_D^2 \cdot C_R^4 \cdot k_L + R_D \cdot C_R^2 \cdot R_C \cdot n - R_D \cdot C_R^2 \cdot \ell \cdot (C_L \cdot \ell + C_L \cdot \ell \cdot \sqrt{1 - \frac{p^2}{\ell^2}} + 2 \cdot k_L \cdot f_L + S_L \cdot \ell \cdot k_L + S_L \cdot \ell \cdot k_L \cdot \sqrt{1 - \frac{p^2}{\ell^2}}) + V_0^2 \cdot k_L^2 \cdot I_{C_1} \cdot R_D \cdot C_R^2 - V_0^2 \cdot k_L \cdot I_{C_1} \cdot \ell \cdot (C_L \cdot \ell + C_L \cdot \ell \cdot \sqrt{1 - \frac{p^2}{\ell^2}} + 2 \cdot k_L \cdot f_L + S_L \cdot \ell \cdot k_L + S_L \cdot \ell \cdot k_L \cdot \sqrt{1 - \frac{p^2}{\ell^2}}) + V_0^2 \cdot I_{C_1} \cdot (-C_L \cdot \ell - C_L \cdot \ell \cdot \sqrt{1 - \frac{p^2}{\ell^2}} - 2 \cdot k_L \cdot f_L - S_L \cdot \ell \cdot k_L - S_L \cdot \ell \cdot k_L \cdot \sqrt{1 - \frac{p^2}{\ell^2}}) > 0. \quad (28)$$

Так як у нерівності (28) пошукова величина ℓ знаходиться під коренем, то перетворимо вираз $\sqrt{1 - \frac{p^2}{\ell^2}}$ використовуючи при цьому нерівність (28)

$$\begin{aligned} \sqrt{1 - \frac{p^2}{\ell^2}} = & (R_D \cdot C_R \cdot k_L \cdot V_0 \cdot R_{C_2} - R_{C_2} \cdot V_0 \cdot C_L \cdot \ell - 2 \cdot k_L \cdot f_L \cdot R_{C_2} \cdot V_0 - \\ & - S_L \cdot \ell \cdot k_L \cdot R_{C_2} \cdot V_0 - R_D \cdot C_R \cdot k_L \cdot V_0 \cdot R_{C_2} - R_D \cdot C_R^2 \cdot k_L^2 \cdot V_0 \cdot R_{C_2} + \\ & + \ell^2 \cdot C_L \cdot k_L \cdot V_0 \cdot R_{C_2} + 2 \cdot k_L^2 \cdot f_L \cdot R_{C_2} \cdot V_0 \cdot \ell + \\ & + S_L \cdot \ell^2 \cdot k_L^2 \cdot R_{C_2} \cdot V_0 / \ell \cdot (C_L \cdot V_0 \cdot R_{C_2} + R_{C_2} \cdot V_0 \cdot S_L \cdot k_L - \\ & - C_L \cdot \ell \cdot k_L \cdot R_{C_2} \cdot V_0 - S_L \cdot \ell \cdot k_L^2 \cdot R_{C_2} \cdot V_0) \end{aligned} \quad (29)$$

Після підстановки виразу (29) у нерівність (28) отримаємо нерівність, яку розв'язуємо відносно ℓ

$$\ell > \frac{C_R^2 \cdot R_D}{k_L \cdot (k_L \cdot I_{C_1} \cdot V_0^2 + C_R^2 \cdot R_D)} \quad (30)$$

Тоді можна визначити область значень p

$$\begin{aligned} p < \left\{ \ell^2 - \left[\frac{1}{(C_L \cdot R_{C_2} \cdot V_0 + R_{C_2} \cdot V_0 \cdot S_L \cdot k_L - C_L \cdot \ell \cdot V_0 \cdot k_L \cdot R_{C_2} - S_L \cdot \ell \cdot V_0 \cdot k_L \cdot R_{C_2})^2} \right]^* \right. \\ & * \left. \left(-C_L \cdot V_0 \cdot \ell \cdot R_{C_2} - 2 \cdot f_L \cdot V_0 \cdot k_L \cdot R_{C_2} - S_L \cdot \ell \cdot V_0 \cdot k_L \cdot R_{C_2} - R_D \cdot C_R^2 \cdot V_0 \cdot k_L^2 \cdot R_{C_2} + \right. \right. \\ & \left. \left. + \ell^2 \cdot C_L \cdot V_0 \cdot k_L \cdot R_{C_2} + 2 \cdot f_L \cdot \ell \cdot V_0 \cdot k_L^2 \cdot R_{C_2} + S_L \cdot \ell^2 \cdot V_0 \cdot k_L^2 \cdot R_{C_2} \right)^2 \right\}^{1/2}. \end{aligned} \quad (31)$$

Висновки. У результаті проведених аналітичних досліджень динаміки причіпної зернозбиральної машини з обчісуючими робочими органами отримана методика, сутність якої полягає в наступному:

– за допомогою рівнянь Лагранжа другого роду в узагальнених координатах складається диференціальне рівняння відносного руху машини;

– складається характеристичне рівняння для отриманого диференціального рівняння;

– відповідно до теореми Гурвіца записуються умови стійкості руху машини (23), використовуючи які складається система нерівностей (24);

– розв'язуються нерівності (24) відносно конструктивних параметрів і отримуються їх допустимі значення.

Література

1. Ляпунов А. М. Общая задача об устойчивости движения / А. М. Ляпунов. – М.: Гостехиздат, 1950. – 479 с.
2. Малкин И. Г. Теория устойчивости движения / И. Г. Малкин. – М.: Наука, 1966. – 530 с.
3. Меркин Д. Р. Введение в теорию устойчивости движения / Д. Р. Меркин. – М.: Наука, 1971. – 312 с.
4. Василенко П. М. Элементы теории устойчивости движения

прицепных сельскохозяйственных машин и орудий / П. М. Василенко // Сборник трудов по земледельческой механике. – М., 1954. – С. 73-92.

5. Василенко П. М. О методике механико-математических изысканий при разработке сельскохозяйственной техники / П. М. Василенко. – М.: Бюл. технической информации ГОСНИТИ, 1962. – 230 с.

6. Гячев Л. В. Динамика машино-тракторных агрегатов / Л. В. Гячев. – Ростов-на-Дону: Изд-во Ростовского университета, 1976. – 192 с.

7. Гячев Л. В. Устойчивость движения сельскохозяйственных машин и агрегатов / Л. В. Гячев. – М.: Машиностроение, 1981. – 206 с.

8. Леженкин А. Н. Дифференциальные уравнения движения уборочного агрегата / А. Н. Леженкин // Актуальные проблемы инженерного обеспечения АПК: междунар. науч. конф. – Ярославль, 2004. – Ч. III. – С. 107-117.

9. Леженкин А. Н. Динамика очесывающего агрегата при уборке зерновых культур / А. Н. Леженкин // Механиз. и электриф. сел. хоз-ва. – 2004. – №12. – С. 24-25.

10. Леженкин О. М. Стійкість руху причіпного збирального агрегату очісуючого типу / О. М. Леженкин // Праці ТДАТА. – Мелітополь, 2006. – Вип. 42. – С. 91-101.

11. Леженкин А. Н. Дифференциальные уравнения прицепа уборочного агрегата при прямолинейном и равномерном движении центра масс трактора / А. Н. Леженкин // Механизация и электрификация технологических процессов АПК / Известия междунар. академии аграрного образования. – СПб., 2008. – Вып. 6. Т. 1. – С. 76-84.

12. Леженкин О. М. Диференціальні рівняння руху причіпної збиральної машини / О. М. Леженкин // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин; КНТУ. – Кіровоград, 2010. – Вип. 40. Т. II. – С. 57-65.

13. Леженкин А. Н. Анализ устойчивости движения прицепа уборочной машины очесывающего типа / А. Н. Леженкин // Информационные технологии в эксплуатации МТП АПК; Известия международной академии аграрного образования. – СПб., 2008. – Вып. 7. Т. 1. – С. 110-115.

14. Булгаков В. М. Инженерна механіка: підручник / В. М. Булгаков, О. І. Литвинов, Д. Г. Войтюк; за ред. В. М. Булгакова. – Вінниця: Нова книга, 2006. – Ч. I. Теоретична механіка. – 504 с.

**МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ДОПУСТИМЫХ ЗНАЧЕНИЙ
КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПРИЦЕПНОЙ
УБОРОЧНОЙ МАШИНЫ**

А. Н. Леженкин

Аннотация – в статье рассматривается методика обоснования допустимых значений конструктивных параметров прицепной уборочной машины с позиций обеспечения ее устойчивого движения.

**METHOD FOR DETERMINING ALLOWABLE VALUE
DESIGN PARAMETERS TRAILED SWEEPER**

A. Lezhenkin

Summary

The article discusses the methodology, rationale mykh admissible values of design parameters trailed harvester in terms of ensuring its sustainable movement.