

УДК 631.354.3.62.531.6

МЕХАНІКО-МАТЕМАТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ І РЕЖИМІВ РОБОТИ ЗБИРАЛЬНОЇ МАШИНИ ОЧОСУЮЧОГО ТИПУ

Леженкін О.М., д.т.н. (РФ)

Таврійський державний агротехнологічний університет

тел. (0619) 42-68-74

Анотація – в статті приводиться диференційне рівняння руху причіпної збиральної машини, на базі якого складено характеристичне рівняння, аналіз його коефіцієнтів з використанням теореми Гурвіца, що дозволяє визначити допускаємі значення конструктивних параметрів і швидкості руху збиральної машини, які забезпечують стійкий її рух.

Ключові слова – збиральна машина, диференційне рівняння, стійкість руху, характеристичне рівняння, конструктивні параметри, швидкість руху.

Постановка проблеми. Збиральна машина очосуючого типу входить до складу агрегату, призначеного для збирання зернових в умовах фермерських господарств. Для її агрегатування використовується колісний трактор класу 1,4, для збирання очосаного вороху застосовується двохосний причеп-візок 2ПТС-4,0 (рис.1). В процесі збирання можливе викривлення траєкторії руху ланок агрегату, що призводить до підвищення втрат не очосом.

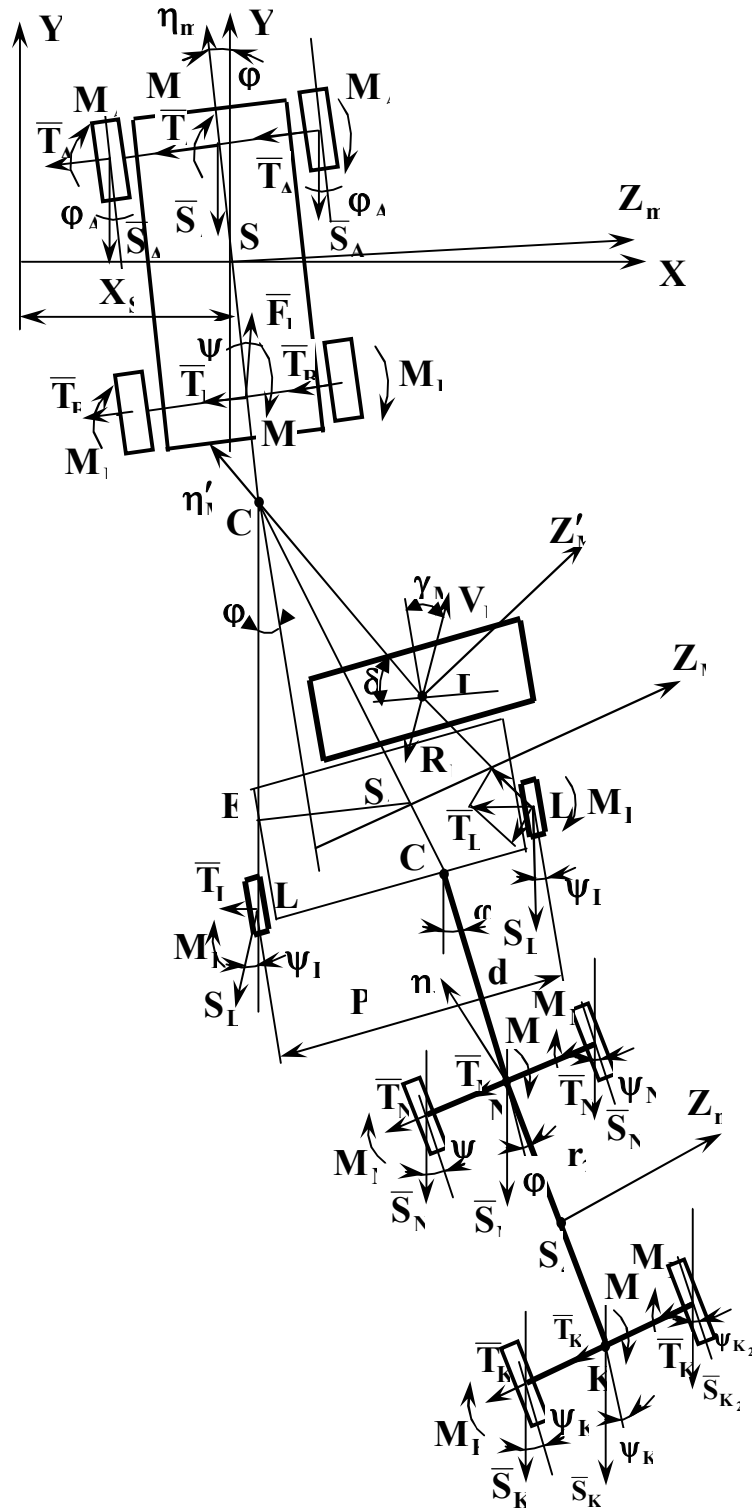


Рис.1. Розрахункова схема збирального агрегату.

Тому виникає проблема обґрунтування стійкого руху збиральної машини.

Аналіз останніх досліджень. В.П.Горячкін в своїй роботі [1] заклав основи співвідношень між діючими на машини силами з одного боку, і їх масами і швидкостями з іншого. Дана теорія пов'язана з рівномірністю і стійкістю руху сільськогосподарських машин і агрегатів. В загальній постановці питання основи стійкості руху механічної системи розроблені А.М.Ляпуновим [2] і продовжені Малкіним І.Г. в роботі [3]. П.М.Василенко в своїй роботі [4] теоретично обґрунтував стійкість руху причіпних сільськогосподарських агрегатів. Основи стійкості руху сільськогосподарських машин і агрегатів розроблені Гячевим Л.В. і наведені в монографії [5]. Динаміка причіпних зернозбиральних агрегатів розглянута в роботах [6, 7, 8]. Теоретичне обґрунтування стійкості руху у триланочного причіпного агрегату наведено в роботі [9].

Загальні закономірності стійкого руху триланочного збирального агрегату приведені в роботі [9].

Але, отримане характеристичне рівняння представляє собою багаточлен десятого ступеня і відповідним чином його коефіцієнти достатньо складні для подальшого аналізу.

Для спрощення аналізу стійкості руху агрегату в роботах [10, 11] була розглянута стійкість кожної ланки окремо і визначена критична швидкість його руху, що забезпечує стійкість його руху. Але, конструктивні параметри в цих роботах не визначалися.

Формулювання цілей статті. Для підвищення якості збирання врожаю виникає задача визначення конструктивних параметрів і кінематичних режимів руху збиральної машини.

Основна частина. Розглянемо рух збиральної машини по плоскій горизонтальній поверхні поля зі швидкістю $V_0 = \text{const}$, замінивши при цьому зв'язок з трактором і причепом їх реакціями. У відносному русі збиральна машина здійснює плоско-паралельний рух з однією ступеню свободи. На збиральну машину діють наступні сили і моменти сил (рис. 2):

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

M_{L_1} и M_{L_2} - моменти сил пружності шин лівого и правого коліс збиральної машини;

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

\bar{R}'_{C_1} - реакція зв'язку з трактором;

\bar{R}_{C_2} - реакція зв'язку з причепом-візком для збирання очосаного вороху;

\bar{R}_D - головний вектор сил опору очосу.

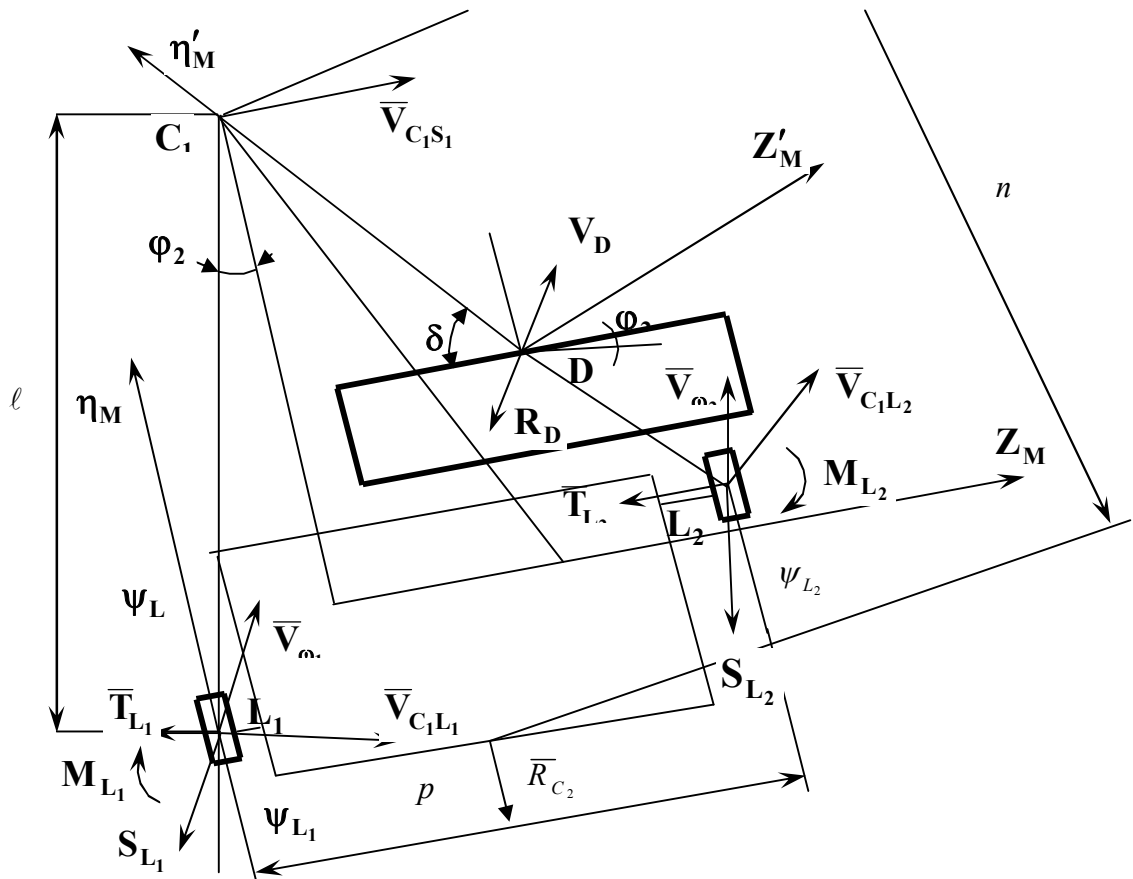


Рис.2. Схема сил і моментів сил, прикладених до збиральної машини при заміні зв'язків їх реакціями

Для складання диференціальних рівнянь руху збиральної машини використовуємо рівняння Лагранжу II роду в узагальнених координатах [12]. В якості узагальненої координати приймаємо кут φ_2 (рис.2)

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

Після перетворень отримуємо диференціальне рівняння виду (повністю виведення диференційного рівняння наведено в роботі [11])

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

де I_{C_1} – момент інерції збиральної машини відносно точки її причеплення до трактора;

C_R – відстань від точки причеплення машини до трактора до точки D, прикладання головного вектора сил опору очосу (рис.2);

n – відстань між точкою причеплення машини до трактора C_1 і точкою причеплення візка до машини C_2 ;

V_0 – швидкість руху трактора, який агрегує збиральну машину;

ℓ – відстань від точки причепу збиральної машини до трактора C_1 до колеса L_1 ;

k_2 – коефіцієнт пропорційності, що характеризує пружні властивості шин коліс збиральної машини;

L – позначення, що визначається з формули:

$$L = -C_L \cdot \ell - C_L \cdot \ell \cdot \sqrt{1 - \frac{p^2}{\ell^2}} - 2 \cdot k_L \cdot f_L - S_L \cdot \ell \cdot k_L - S_L \cdot \ell \cdot k_L \cdot \sqrt{1 - \frac{p^2}{\ell^2}} \quad (3)$$

де C_L – коефіцієнт жорсткості шини, при здвигу;

f_L – коефіцієнт жорсткості шини при скручуванні;

p – відстань між колесами збиральної машини.

Якщо в рівнянні (2) ввести коефіцієнти C_0 , C_1 , C_2 і C_3 , то в кінцевому вигляді рівняння (2) прийме вид

$$C_0 \cdot \ddot{\varphi}_2 + C_1 \cdot \dot{\varphi}_2 + C_2 \cdot \dot{\varphi}_2 + C_3 \cdot \varphi_2 = 0; \quad (4)$$

де

$$C_0 = I_{C_1};$$

$$C_1 = \frac{R_D \cdot C_R^2}{V_0} + V_0 \cdot k_L \cdot I_{C_1}; \quad (5)$$

$$C_2 = R_D \cdot C_R + R_{C_2} \cdot n - \ell \cdot L + R_D \cdot C_R^2 \cdot k_L;$$

$$C_3 = -V_0 \cdot L + V_0 \cdot k_L \cdot R_{C_2} \cdot n + R_D \cdot C_R \cdot V_0 \cdot k_L$$

Складемо характеристичне рівняння для диференційного рівняння (4). Для складання характеристичного рівняння прийемо $\varphi_2 = \gamma \cdot e^{\lambda t}$ і підставимо його в рівняння (4)

$$\begin{aligned} C_0 \cdot \gamma \cdot \lambda^3 \cdot e^{\lambda t} + C_1 \cdot \gamma \cdot \lambda^2 \cdot e^{\lambda t} + C_2 \cdot \gamma \cdot \lambda \cdot e^{\lambda t} + C_3 \cdot \gamma \cdot e^{\lambda t} = \\ = \gamma \cdot e^{\lambda t} (C_0 \cdot \lambda^3 + C_1 \cdot \lambda^2 + C_2 \cdot \lambda + C_3) = 0 \end{aligned} \quad (6)$$

Так як $\gamma \cdot e^{\lambda t} \neq 0$ розділимо рівняння (6) на $\gamma \cdot e^{\lambda t}$, в результаті отримаємо

$$C_0 \cdot \lambda^3 + C_1 \cdot \lambda^2 + C_2 \cdot \lambda + C_3 = 0. \quad (7)$$

Рівняння (7) є характеристичним рівнянням диференційного рівняння (4). Значення коефіцієнтів характеристичного рівняння C_0 , C_1 , C_2 і C_3 співпадають зі значеннями коефіцієнтів диференційного рівняння (4).

Згідно до теореми Гурвіца [13] стійкість машини забезпечується, якщо

$$C_0 > 0; \quad C_1 > 0; \quad C_2 > 0; \quad C_3 > 0, \quad \text{а також} \quad C_1 C_2 - C_3 C_0 > 0; \quad (8)$$

Стосовно до випадку, що розглядається, для стійкого руху збиральної машини повинні виконуватися наступні нерівності

$$\begin{aligned}
I_{C_1} &> 0; \\
\frac{R_D \cdot C_R^2}{V_0} + V_0 \cdot k_L \cdot I_{C_1} &> 0; \\
R_D \cdot C_R + R_{C_2} \cdot n - \ell \cdot L + R_D \cdot C_R^2 \cdot k_L &> 0; \\
-V_0 \cdot L + V_0 \cdot k_L \cdot R_{C_2} \cdot n + R_D \cdot C_R \cdot V_0 \cdot k_L &> 0.
\end{aligned} \tag{9}$$

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

Проаналізуємо нерівності (9). Перші дві нерівності виконуються при будь-яких умовах, так як величини, що входять в них, позитивні. З четвертої нерівності виражаємо область значеній відстані n між точками з'єднання збиральної машини і причепу-візка.

$$n > \frac{L - R_D \cdot C_R \cdot k_L}{k_L \cdot R_{C_2}}. \tag{10}$$

Підставляємо значення L (вираз (3)) в третю нерівність

$$\begin{aligned}
R_D \cdot C_R + R_{C_2} \cdot n + R_D \cdot C_R^2 \cdot k_L > -C_L \cdot \ell^2 - C_L \cdot \ell^2 \cdot \sqrt{1 - \frac{p^2}{\ell^2}} - \\
- 2 \cdot k_L \cdot f_L \cdot \ell - S_L \cdot \ell^2 \cdot k_L - S_L \cdot \ell^2 \cdot k_L \cdot \sqrt{1 - \frac{p^2}{\ell^2}}.
\end{aligned} \tag{11}$$

Вирішимо нерівність (11) відносно p^2

$$\begin{aligned}
p^2 < \ell^2 - \left[\frac{1}{(C_L \cdot R_{C_2} \cdot V_0 + R_{C_2} \cdot V_0 \cdot S_L \cdot k_L - C_L \cdot \ell \cdot V_0 \cdot k_L \cdot R_{C_2} - S_L \cdot \ell \cdot V_0 \cdot k_L^2 \cdot R_{C_2})^2} \right]^* \\
* (R_D \cdot C_R \cdot V_0 \cdot k_L \cdot R_{C_2} - C_L \cdot V_0 \cdot \ell \cdot R_{C_2} - 2 \cdot f_L \cdot V_0 \cdot k_L \cdot R_{C_2} - S_L \cdot \ell \cdot V_0 \cdot k_L \cdot R_{C_2} - \\
- R_D \cdot C_R \cdot V_0 \cdot k_L \cdot R_{C_2} - R_D \cdot C_R^2 \cdot V_0 \cdot k_L^2 \cdot R_{C_2} + \ell \cdot \ell \cdot C_L \cdot V_0 \cdot k_L \cdot R_{C_2} + \\
+ 2 \cdot f_L \cdot \ell \cdot V_0 \cdot k_L^2 \cdot R_{C_2} + S_L \cdot \ell^2 \cdot V_0 \cdot k_L^2 \cdot R_{C_2})^2]
\end{aligned} \tag{12}$$

В п'яту нерівність також входить L , після його підстановки, нерівність прийме вигляд

$$\begin{aligned}
& R_D^2 \cdot C_R^3 + R_D^2 \cdot C_R^4 \cdot k_L + R_D \cdot C_R^2 \cdot R_C \cdot n - R_D \cdot C_R^2 \cdot \ell \cdot (C_L \cdot \ell + \\
& + C_L \cdot \ell \cdot \sqrt{1 - \frac{p^2}{\ell^2}} + 2 \cdot k_L \cdot f_L + S_L \cdot \ell \cdot k_L + S_L \cdot \ell \cdot k_L \cdot \sqrt{1 - \frac{p^2}{\ell^2}}) + \\
& + V_0^2 \cdot k_L^2 \cdot I_{C_1} \cdot R_D \cdot C_R^2 - V_0^2 \cdot k_L \cdot I_{C_1} \cdot \ell \cdot (C_L \cdot \ell + C_L \cdot \ell \cdot \sqrt{1 - \frac{p^2}{\ell^2}} + \\
& + 2 \cdot k_L \cdot f_L + S_L \cdot \ell \cdot k_L + S_L \cdot \ell \cdot k_L \cdot \sqrt{1 - \frac{p^2}{\ell^2}} + V_0^2 \cdot I_{C_1} \cdot (-C_L \cdot \ell - \\
& - C_L \cdot \ell \cdot \sqrt{1 - \frac{p^2}{\ell^2}} - 2 \cdot k_L \cdot f_L - S_L \cdot \ell \cdot k_L - S_L \cdot \ell \cdot k_L \cdot \sqrt{1 - \frac{p^2}{\ell^2}}) > 0.
\end{aligned} \quad (13)$$

Так як в нерівності (13) пошукова величина ℓ знаходиться під коренем, то перетворимо вираз $\sqrt{1 - \frac{p^2}{\ell^2}}$ використовуючи при цьому нерівність (13)

$$\begin{aligned}
\sqrt{1 - \frac{p^2}{\ell^2}} = & (R_D \cdot C_R \cdot k_L \cdot V_0 \cdot R_{C_2} - R_{C_2} \cdot V_0 \cdot C_L \cdot \ell - 2 \cdot k_L \cdot f_L \cdot R_{C_2} \cdot V_0 - \\
& - S_L \cdot \ell \cdot k_L \cdot R_{C_2} \cdot V_0 - R_D \cdot C_R \cdot k_L \cdot V_0 \cdot R_{C_2} - R_D \cdot C_R^2 \cdot k_L^2 \cdot V_0 \cdot R_{C_2} + \\
& + \ell^2 \cdot C_L \cdot k_L \cdot V_0 \cdot R_{C_2} + 2 \cdot k_L^2 \cdot f_L \cdot R_{C_2} \cdot V_0 \cdot \ell + \\
& + S_L \cdot \ell^2 \cdot k_L^2 \cdot R_{C_2} \cdot V_0 / \ell \cdot (C_L \cdot V_0 \cdot R_{C_2} + R_{C_2} \cdot V_0 \cdot S_L \cdot k_L - \\
& - C_L \cdot \ell \cdot k_L \cdot R_{C_2} \cdot V_0 - S_L \cdot \ell \cdot k_L^2 \cdot R_{C_2} \cdot V_0).
\end{aligned} \quad (14)$$

Після підстановки виразу (14) в нерівність (13) отримаємо нерівність, яку рішаємо відносно ℓ

$$\ell > \frac{C_R^2 \cdot R_D}{k_L \cdot (k_L \cdot I_{C_1} \cdot V_0^2 + C_R^2 \cdot R_D)}. \quad (15)$$

Тоді можна визначити область значень p

$$\begin{aligned}
p < \left\{ \ell^2 - \left[\frac{1}{(C_L \cdot R_{C_2} \cdot V_0 + R_{C_2} \cdot V_0 \cdot S_L \cdot k_L - C_L \cdot \ell \cdot V_0 \cdot k_L \cdot R_{C_2} - S_L \cdot \ell \cdot V_0 \cdot k_L \cdot R_{C_2})^2} \right]^* \right. \\
& * (-C_L \cdot V_0 \cdot \ell \cdot R_{C_2} - 2 \cdot f_L \cdot V_0 \cdot k_L \cdot R_{C_2} - S_L \cdot \ell \cdot V_0 \cdot k_L \cdot R_{C_2} - R_D \cdot C_R^2 \cdot V_0 \cdot k_L^2 \cdot R_{C_2} + \\
& \left. + \ell^2 \cdot C_L \cdot V_0 \cdot k_L \cdot R_{C_2} + 2 \cdot f_L \cdot \ell \cdot V_0 \cdot k_L^2 \cdot R_{C_2} + S_L \cdot \ell^2 \cdot V_0 \cdot k_L^2 \cdot R_{C_2}) \right\}^{\ell/2}
\end{aligned} \quad (16)$$

Найбільш складний вигляд має остання нерівність системи (9). Вона має доданки з позитивними і негативними знаками і, тому виконується при визначених умовах. Як видно з нерівностей, швидкість руху машини буде накладати обмеження на стійкість руху машини, тобто, дана нерівність

буде виконуватися при визначених значеннях швидкості руху збиральної машини:

$$V_0 < \sqrt{\frac{R_D C_R^2 (R_D C_R + R_D C_R^2 k_L - \ell L)}{I_{C_1} k_L (\ell L + R_D C_R + R_{C_2} n - R_D C_R - k_L R_D C_R^2 - R_{C_1} n)}}. \quad (17)$$

Якщо ввести позначення

$$\Psi = R_D C_R + R_D C_R^2 k_L - \ell L; \quad (18)$$

$$\Omega = \ell L + R_D C_R + R_{C_2} n - R_D C_R - k_L R_D C_R^2 - R_{C_1} n.$$

тоді, з урахуванням позначень (18) критична швидкість руху збиральної машини визначиться з нерівності

$$V_0 < C_R \cdot \sqrt{\frac{R_D \cdot \Psi}{I_{C_1} \cdot k_L \cdot \Omega}}. \quad (19)$$

Висновки. Аналіз диференціальних рівнянь руху збиральної машини дозволив визначити область допустимих значень конструктивних параметрів збиральної машини, а також, критичну швидкість, що забезпечує стійкість її руху.

Література

1. *Горячкин В.П.* Теория масс и скоростей сельскохозяйственных машин и орудий / В.П. Горячкин // Собрание сочинений. – т.1. – М.: Колос, 1965.
2. *Ляпунов А.М.* Общая задача об устойчивости движения / А.М.Ляпунов. – М.: Гостехиздат, 1950. – 479 с.
3. *Малкин И.Г.* Теория устойчивости движения / И.Г. Малкин. – М.: Наука, 1966. – 530 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. *Гячев Л.В.* Устойчивость движения сельскохозяйственных машин и агрегатов / Л.В. Гячев. – М.: Машиностроение, 1981. – 206 с.
6. *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.
7. *Леженкин А.Н.* Динамика очесывающего агрегата при уборке зерновых культур / А.Н. Леженкин // Механизация и электриф.сел.х-ва. – 2004. - №12. – С. 24 – 35.
8. *Леженкин А.Н.* Дифференциальные уравнения прицепного 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.

9. *Леженкін О.М.* Стійкість руху причіпного збирального агрегату очісуючого типу / О.М. Леженкін // Праці ТДАТА. – Мелітополь, 2005. – Вип.33.–С. 26– 46.
10. *Леженкін О.М.* Стійкість руху трактору при агрегуванні причіпного збирального агрегату / О.М. Леженкін // Праці ТДАТА. – 2005. – Вип.31. – С. 89 – 102.
11. *Леженкин А.Н.* К обоснованию максимальной критической скорости движения прицепного зерноуборочного агрегата очесывающего типа / А.Н. Леженкин //Механизация и электриф.сел.х-ва. – 2006. - №11. – С. 29 – 32.
12. *Айзерман М.А.* Классическая механика / М.А. Айзерман. - М.: Наука, 1980. – 367 с.
13. *Меркин Д.Р.* Введение в теорию устойчивости движения / Д.Р. Меркин. – М.: Наука, 1971. – 312 с.

МЕХАНИКО-МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ И РЕЖИМОВ РАБОТЫ УБОРОЧНОЙ МАШИНЫ ОЧЕСЫВАЮЩЕГО ТИПА

Леженкин А.Н.

Аннотация

В статье приводится дифференциальное уравнение движения прицепной уборочной машины, на основании которого составлено характеристическое уравнение, анализ его коэффициентов с использованием теоремы Гурвица, позволяющий определить допускаемые значения конструктивных параметров и скорости движения уборочной машины, обеспечивающих устойчивое ее движение.

MECHANICO-MATHEMATICAL SUBSTANTIATION PARAMETERS AND MODES OF WORK OF HARVESTER STRIMMER OF TYPE

A. Legenkin

Summary

In article the differential equation of movement of a hook-on harvester on which basis the characteristic equation is worked out, the analysis of its factors with use of the theorem of Gurvits is resulted, allowing to define supposed values of design data and speed of movement of the harvester, providing its steady movement.