

ВИЗНАЧЕННЯ ДОПУСТИМИХ ЗНАЧЕНЬ ШВИДКОСТІ РУХУ ПРИЧЕПА-ВІЗКА ДЛЯ ЗБИРАННЯ ОБЧІСАНОГО ВОРОХУ ЗЕРНОВИХ

Леженкін О. М., д.т.н.,

ORCID: 0000-0003-2822-8173

Малюта С. І., к.т.н.,

ORCID: 0000-0002-7824-4609

Михайленко О. Ю., інженер,

ORCID: 0000-0001-7587-4544

Дмитрієв Ю. О., інженер

Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного

Тел. (0619) 42-24-36

Постановка проблеми. Як відомо, збирання врожаю є ключовою операцією в загальному технологічному ланцюгу вирощування зернових культур. На сьогодні основним методом збирання є комбайновий.

Однак, він має ряд суттєвих недоліків:

- високі втрати зерна та незернової частини врожаю, а саме соломи та полови;
- залежність збирального процесу від впливу погодних чинників;
- велика собівартість збирання;
- руйнівний вплив на ґрунт ходових систем комбайнів;
- велика маса комбайнів, що веде до збільшення витрат палива на самопересування;
- недостатня продуктивність на збиранні вологих хлібів.

У зв'язку з чим були розроблені альтернативні способи збирання, найбільш ефективним з яких є метод обчісування рослин на корені, з обробітком вороху на стаціонарі.

Для обчісування рослин була розроблена причіпна збиральна машина [1-3], яка агрегується з трактором МТЗ-80. Збір обчісаного вороху здійснюється в причеп-візок 2ПТС-4.0, який чіпляється до збиральної машини. Для забезпечення стійкого руху причепа-візка виникає задача визначення допустимих значень швидкості його руху.

Аналіз останніх досліджень. Теоретичні основи стійкості руху механічної системи розглянуті О. М. Ляпуновим в роботі [4]. Подальший розвиток теорії стійкості руху отримано в роботах І. Г. Малкіна [5] та Д. Р. Меркіна. [6].

У галузі механізації сільськогосподарського виробництва дослідженнями стійкості руху причіпних ґрунтообробних машин займався П. М. Василенко. [7,8]. Динаміка та стійкість руху

сільськогосподарських машин та агрегатів розглянута у роботах Л. В. Гячева. [9,10]. Стосовно причіпних зернозбиральних машин динаміка їх руху викладена в роботах [11-13]. В цих роботах розглянуто питання динаміки та складання диференціальних рівнянь руху збирального агрегату, але обґрунтування режиму руху його окремих ланок, за умов забезпечення стійкості їх руху, в них не наводяться.

Постановка завдання. Розглянути стійкість руху причепа для збирання обчисаного вороху та обґрунтувати допустиме значення його швидкості.

Основна частина. У роботі [14] розглянута динаміка окремих ланок збирального агрегату, для чого в'язі замінені їх реакціями. В результаті теоретичних досліджень отримана система диференціальних рівнянь в остаточному вигляді:

$$\begin{aligned} d_0\ddot{\phi}_3 + d_1\dot{\phi}_3 + d_2\phi_3 + d_3\phi_3 + d_4\ddot{\phi}_4 + d_5\dot{\phi}_4 &= 0; \\ l_0\ddot{\phi}_3 + l_1\dot{\phi}_3 + l_2\phi_3 + l_3\ddot{\phi}_4 + l_4\dot{\phi}_4 + l_5\phi_4 &= 0, \end{aligned} \quad (1)$$

де ϕ_3 та ϕ_4 - узагальнені координати;

d_0, d_1, \dots - коефіцієнти I диференціального рівняння;

l_0, l_1, \dots - коефіцієнти II диференціального рівняння.

Для подальшого аналізу складемо характеристичне рівняння системи диференціальних рівнянь (1), для цього підставимо в рівняння (1) $\phi_3 = \delta e^{\lambda t}$ і $\phi_4 = \varepsilon e^{\lambda t}$:

$$\begin{aligned} d_0 \cdot \delta e^{\lambda t} \cdot \lambda^3 + d_1 \cdot \delta e^{\lambda t} \cdot \lambda^2 + d_2 \cdot \delta e^{\lambda t} \cdot \lambda + d_3 \cdot \delta e^{\lambda t} + d_4 \cdot \varepsilon e^{\lambda t} \cdot \lambda^3 + d_5 \cdot \varepsilon e^{\lambda t} \cdot \lambda^2 = \\ = \delta e^{\lambda t} (d_0 \cdot \lambda^3 + d_1 \cdot \lambda^2 + d_2 \cdot \lambda + d_3) + \varepsilon e^{\lambda t} \cdot (d_4 \cdot \lambda^3 + d_5 \cdot \lambda^2) = 0; \\ l_0 \cdot \delta e^{\lambda t} \cdot \lambda^3 + l_1 \cdot \delta e^{\lambda t} \cdot \lambda^2 + l_2 \cdot \delta e^{\lambda t} \cdot \lambda + l_3 \cdot \varepsilon e^{\lambda t} \cdot \lambda^3 + l_4 \cdot \varepsilon e^{\lambda t} \cdot \lambda^2 + \\ + l_5 \cdot \varepsilon e^{\lambda t} \cdot \lambda + l_6 \cdot \varepsilon e^{\lambda t} = \delta e^{\lambda t} (l_0 \cdot \lambda^3 + l_1 \cdot \lambda^2 + l_2 \cdot \lambda) + \\ + \varepsilon e^{\lambda t} (l_3 \cdot \lambda^3 + l_4 \cdot \lambda^2 + l_5 \cdot \lambda + l_6) = 0. \end{aligned} \quad (2)$$

Позначимо через:

$$\begin{aligned} r_{11} &= d_0 \cdot \lambda^3 + d_1 \cdot \lambda^2 + d_2 \cdot \lambda + d_3; \\ r_{12} &= d_4 \cdot \lambda^3 + d_5 \cdot \lambda^2; \\ r_{21} &= l_0 \cdot \lambda^3 + l_1 \cdot \lambda^2 + l_2 \cdot \lambda; \\ r_{22} &= l_3 \cdot \lambda^3 + l_4 \cdot \lambda^2 + l_5 \cdot \lambda + l_6. \end{aligned} \quad (3)$$

Характеристичні рівняння системи (1) можна представити у вигляді визначника другого порядку:

$$\Delta_2 = \begin{vmatrix} r_{11} & r_{12} \\ r_{21} & r_{22} \end{vmatrix} = 0. \quad (4)$$

Розкриємо визначник (4).

$$r_{11} \cdot r_{22} - r_{21} \cdot r_{12} = 0. \quad (5)$$

Підставимо значення r_{ij} в формулу (4):

$$\begin{aligned} & (d_0 \cdot \lambda^3 + d_1 \cdot \lambda^2 + d_2 \cdot \lambda + d_3) \cdot (\ell_3 \cdot \lambda^3 + \ell_4 \cdot \lambda^2 + \ell_5 \cdot \lambda + \ell_6) - \\ & - (d_4 \cdot \lambda^3 + d_5 \cdot \lambda^3) \cdot (\ell_0 \cdot \lambda^3 + \ell_1 \cdot \lambda^2 + \ell_2 \cdot \lambda) = \lambda^6 (d_0 \ell_3 - d_4 \ell_0) + \\ & + \lambda^5 (d_0 \ell_4 + d_1 \ell_3 - d_4 \ell_1 - d_5 \ell_0) + \lambda^4 (d_0 \ell_5 + d_1 \ell_4 + d_2 \ell_3 - d_2 \ell_2 - d_5 \ell_1) + \\ & + \lambda^3 (d_0 \ell_6 + d_1 \ell_5 + d_2 \ell_4 + d_3 \ell_3 - d_5 \ell_2) + \lambda^2 (d_1 \ell_6 + d_2 \ell_5 + d_3 \ell_4) + \\ & + \lambda (d_2 \ell_6 + d_3 \ell_5) + d_3 \ell_6 = 0. \end{aligned} \quad (6)$$

Характеристичне рівняння системи диференціальних рівнянь має вигляд:

$$\lambda^6 \cdot p_0 + \lambda^5 \cdot p_1 + \lambda^4 \cdot p_2 + \lambda^3 \cdot p_3 + \lambda^2 \cdot p_4 + \lambda \cdot p_5 + p_6 = 0. \quad (7)$$

Коефіцієнти характеристичного рівняння (7) мають значення:

$$\left. \begin{aligned} p_0 &= d_0 \ell_3 - d_4 \ell_0; \\ p_1 &= d_0 \ell_4 + d_1 \ell_3 - d_4 \ell_1 - d_5 \ell_0; \\ p_2 &= d_0 \ell_5 + d_1 \ell_4 + d_2 \ell_3 - d_2 \ell_2 - d_5 \ell_1; \\ p_3 &= d_0 \ell_6 + d_1 \ell_5 + d_2 \ell_4 + d_3 \ell_3 - d_5 \ell_2; \\ p_4 &= d_1 \ell_6 + d_2 \ell_5 + d_3 \ell_4; \\ p_5 &= d_2 \ell_6 + d_3 \ell_5; \\ p_6 &= d_3 \ell_6. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Таким чином, характеристичне рівняння не має нульових значень. Рух причепа-візка, згідно теореми Гурвіца [5], є асимптотично стійким, якщо виконуються умови стійкості:

$$p_0 > 0; p_1 > 0; p_2 > 0; p_3 > 0; p_4 > 0; p_5 > 0; p_6 > 0.$$

$$\Delta_4 = \begin{vmatrix} p_1 & p_0 & 0 & 0 \\ p_3 & p_2 & p_1 & p_0 \\ p_5 & p_4 & p_3 & p_2 \\ 0 & 0 & p_5 & p_4 \end{vmatrix} > 0. \quad (9)$$

Проаналізуємо нерівності (9), для чого введемо коефіцієнти:

$$D_0 = I_{C_2} \cdot M + m_{np} \cdot d_1^2 \cdot M - d_1 \cdot r_2 \cdot K \cdot m_{np};$$

$$D_1 = I_{C_2} \cdot M \cdot k_N + m_{np} \cdot d_1^2 \cdot M \cdot k_N + r_2 \cdot d_1 \cdot m_{np} \cdot M \cdot k_N - d_1 \cdot r_2 \cdot K \cdot k_N \cdot m_{np};$$

$$\begin{aligned}
D_2 &= N \cdot d_1; \\
D_3 &= N; \\
D_4 &= m_{np} \cdot r_2 \cdot d_1 \cdot K - I_N \cdot K - m_{np} \cdot r_2^2 \cdot K; \\
D_5 &= k_N \cdot K \cdot I_N + m_{np} \cdot r_2^2 \cdot K \cdot k_N; \\
L_0 &= m_{np} \cdot r_2 \cdot d_1; \\
L_1 &= k_N \cdot m_{np} \cdot r_2 \cdot d_1; \\
L_2 &= M \cdot d_1; \\
L_3 &= I_N + m_{np} \cdot r_2^2; \\
L_4 &= k_N \cdot I_N + k_N \cdot m_{np} \cdot r_2^2; \\
L_5 &= d_2 \cdot M; \\
L_6 &= M.
\end{aligned} \tag{10}$$

Тоді коефіцієнти системи диференціальних рівнянь (1) руху причепа-візка приймають вигляд:

$$\begin{aligned}
d_0 &= D_0; & \ell_0 &= L_0; \\
d_1 &= D_1 \cdot V_{O_1}; & \ell_1 &= V_0 \cdot L_1; \\
d_2 &= -D_2; & \ell_2 &= -L_2; \\
d_3 &= -V_{O_1} \cdot D_3; & \ell_3 &= L_3; \\
d_4 &= D_4; & \ell_4 &= V_0 \cdot L_4; \\
d_5 &= -V_{O_1} \cdot D_5; & \ell_5 &= -L_5; \\
& & \ell_6 &= -V_{O_1} \cdot L_6.
\end{aligned} \tag{10}$$

Підставимо у вираз (10) значення коефіцієнтів d_i і ℓ_i .

$$\begin{aligned}
P_0 &= D_0 L_3 - D_4 L_0 > 0; \\
P_1 &= D_0 \cdot V_0 \cdot L_4 + D_1 \cdot V_{O_1} \cdot L_3 - D_4 \cdot V_{O_1} \cdot L_1 + V_0 \cdot D_5 L_0 > 0; \\
P_2 &= -D_0 L_5 + D_1 \cdot V_{O_1} \cdot V_0 \cdot L_4 - D_2 L_3 - D_2 L_2 + D_5 \cdot V_0 \cdot V_0 \cdot L_1 > 0; \\
P_3 &= -D_0 \cdot V_0 \cdot L_6 - D_1 \cdot V_{O_1} \cdot L_5 - D_2 \cdot L_4 \cdot V_0 - D_3 \cdot V_{O_1} \cdot L_3 - D_5 \cdot V_0 \cdot L_2 > 0; \\
P_4 &= -D_1 \cdot V_{O_1} \cdot V_{O_1} \cdot L_6 + D_2 L_5 - D_3 \cdot V_0 \cdot V_0 \cdot L_4 > 0; \\
P_5 &= D_2 \cdot V_0 \cdot L_6 + D_3 \cdot V_0 \cdot L_5 > 0; \\
P_6 &= D_3 \cdot V_0 \cdot V_0 \cdot L_6 > 0.
\end{aligned} \tag{11}$$

Проаналізуємо отримані нерівності. З огляду на те, що $V_{O_1} \neq 0$ можна другу, четверту, шосту й сьому нерівності розділити на V_{O_1} , тоді тільки третя й п'ята нерівності будуть містити швидкість. Виразимо критичне значення швидкості руху, при якій причеп-візок буде зберігати стійкий рух, для чого складемо третє й п'яте нерівності.

$$\begin{aligned}
 & -D_0 \cdot L_5 + D_1 \cdot V_{0_1}^2 \cdot L_4 - D_2 \cdot L_3 - D_2 \cdot L_2 + V_0^2 \cdot D_5 \cdot L_1 - D_1 \cdot V_{0_1}^2 \cdot L_6 + D_2 \cdot L_5 + \\
 & + V_{0_1}^2 \cdot L_4 \cdot D_3 > 0; \\
 & D_2 \cdot L_5 - D_0 \cdot L_5 - D_2 \cdot L_3 - D_2 \cdot L_2 \triangleright D_1 \cdot V_{0_1}^2 \cdot L_6 - D_1 \cdot V_{0_1}^2 \cdot L_4 - \\
 & - V_0^2 \cdot D_5 \cdot L_1 - V_{0_1}^2 \cdot L_4 \cdot D_3;
 \end{aligned}$$

$$V_{0_1} < \sqrt{\frac{D_2 \cdot L_5 - D_0 \cdot L_5 - D_2 \cdot L_3 - D_2 \cdot L_2}{D_1 \cdot L_6 - D_1 \cdot L_4 - D_5 \cdot L_1 - L_4 \cdot D_3}}. \quad (12)$$

Висновки. В результаті проведених аналітичних досліджень стійкості руху причепа-візка отримана система нерівностей, розв'язання якої дозволила визначити допустиме значення швидкості руху причепа-візка для збирання обчисаного вороху.

Список використаних джерел

1. Леженкин А. Н. Машина с очесывающим устройством. *Сельский механизатор*. 2004. № 12. С. 2.
2. Леженкин О. М., Григоренко С. М. Аналіз виробничої перевірки збиральної машини для фермерських господарств. *Праці Таврійської державної агротехнічної академії*. Мелітополь, 2007. Вип. 7, т. 2. С. 194-202.
3. Леженкин А. М., Григоренко С. М. Результаты полевых испытаний уборочной машины для фермерских и крестьянских хозяйств. *Техника АПК*. 2007. № 3. С. 30-32.
4. Ляпунов А. М. Общая задача об устойчивости движения. Москва: Гостехиздат, 1950. 479 с.
5. Малкин И. Г. Теория устойчивости движения. Москва: Наука, 1966. 530 с.
6. Меркин Д. Р. Введение в теорию устойчивости движения. Москва: Наука, 1971. 312 с.
7. Василенко П. М. Элементы теории устойчивости движения прицепных сельскохозяйственных машин и орудий. *Сборник трудов по земледельческой механике*. Москва, 1954. С. 73-92.
8. Василенко П. М. О методике механико-математических изысканий при разработке сельскохозяйственной техники. Москва, 1962. 230 с.
9. Гячев Л. В. Динамика машинно-тракторных агрегатов. Ростов-на-Дону: Изд-во Ростовского университета, 1976. 192 с.
10. Гячев Л. В. Устойчивость движения сельскохозяйственных машин и агрегатов. Москва: Машиностроение, 1981. 206 с.
11. Леженкин А. Н. Дифференциальные уравнения движения уборочного агрегата. *Актуальные проблемы инженерного обеспечения АПК*. Ярославль, 2003. Ч. 3. С. 107-117.
12. Леженкин А. Н. Динамика очесывающего агрегата при уборке зерновых культур. *Механизация и электрификация сельского*

хозяйства. 2004. № 12. С. 24-25.

13. Леженкин А. Н. Дифференциальные уравнения прицепного уборочного агрегата при прямолинейном и равномерном движении центра масс трактора. *Известия междунар. академии аграрного образования*. Санкт-Петербург, 2008. Вып. 6: Механизация и электрификация технологических процессов АПК, т. 1. С. 76-84.

14. Динаміка зернозбиральних агрегатів: монографія / В. М. Булгаков, Г. М. Калетнік, І. В. Гриник, О. М. Леженкін. Київ: Аграрна наука, 2010. 276 с.

ВИЗНАЧЕННЯ ДОПУСТИМИХ ЗНАЧЕНЬ ШВИДКОСТІ РУХУ ПРИЧЕПА-ВІЗКА ДЛЯ ЗБИРАННЯ ОБЧІСАНОГО ВОРОХУ ЗЕРНОВИХ

Леженкін О. М., Малюта С. І., Михайленко О. Ю., Дмитрієв Ю. О.

Анотація

Стаття присвячена аналізу руху причепа-візка для збору обчісаного вороху, який є елементом зернозбирального агрегату, який складається з колісного трактору, причіпної збиральної машини з робочими органами обчісуючого типу, причепа-візка для збору обчісаного вороху.

Технологічний процес функціонування збирального агрегату полягає у наступному. При русі агрегату по полю обчісуючий пристрій збиральної машини обчісує рослини, повітряний потік, що утворюється при обертанні обчісуючих барабанів, подає обчісаний ворох у приймальну камеру, звідки пневмомеханічний транспортер транспортує його у причеп-візок для збирання обчісаного вороху.

Під час руху агрегату по полю під дією зовнішніх чинників ланки агрегату відхиляються від прямолінійної траєкторії. У зв'язку з чим виникає задача дослідження стійкості руху.

Для спрощення аналізу руху трьохланкового збирального агрегату в'язі буди замінені їх реакціями і розглядався рух кожної ланки окремо. Для аналізу стійкості руху причепа-візка було використано систему диференціальних рівнянь його руху : на першому етапі аналізу стійкості руху було складено характеристичні рівняння системи диференціальних рівнянь.

Характеристичні рівняння були представлені у вигляді визначника другого порядку. Після алгебраїчних перетворень було отримано характеристичне рівняння системи диференціальних рівнянь в остаточному вигляді.

Аналіз стійкості руху причепа-візка виконувався за допомогою теореми Гурвіца для чого буди визначені коефіцієнти характеристичного рівняння і, згідно теореми Гурвіца, були сформульовані умови, при яких рух причепа-візка є асимптотично стійким, а саме необхідність додатних значень коефіцієнтів характеристичного рівняння. Після проведення необхідних алгебраїчних перетворень було отримано систему лінійних нерівностей, аналіз якої дозволяє визначити допустиме значення швидкості руху причепа-візка при якому зберігається його стійкий рух.

Ключові слова: обчісування рослин на корені, збиральний агрегат, стійкість руху, диференціальні рівняння, швидкість руху.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПУСТИМЫХ ЗНАЧЕНИЙ СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ ПРИЦЕПА-ТЕЛЕЖКИ ДЛЯ СБОРА ОЧЕСАННОГО ВОРОХА ЗЕРНОВЫХ

Леженкин А. Н., Малюта С. И., Михайленко Е. Ю., Дмитриев Ю. А.,

Аннотация

Статья посвящена анализу движения прицепа-тележки для сбора очесанного вороха, который является элементом зерноуборочного агрегата, состоящего из колесного трактора, прицепной уборочной машины с рабочими органами очесывающего типа, прицепа-тележки для сбора очесанного вороха.

Технологический процесс функционирования уборочного агрегата заключается в следующем. При движении агрегата по полю очесывающее устройство уборочной машины очесывает растения, воздушный поток, образующийся при вращении очесывающих барабанов, подает очесанный ворох в приемную камеру, откуда пневмомеханический транспортер транспортирует его в прицеп-тележку для сбора очесанного вороха.

Во время движения агрегата по полю под действием внешних факторов звенья агрегата отклоняются от прямолинейной траектории. В связи с чем возникает задача исследования устойчивости движения.

Для упрощения анализа движения трехзвенного уборочного агрегата были заменены их реакциями и рассматривалось движение каждого звена в отдельности. Для анализа устойчивости движения прицепа-тележки была использована система дифференциальных уравнений его движения: на первом этапе анализа устойчивости движения было составлено характеристические уравнения системы дифференциальных уравнений.

Характеристические уравнения были представлены в виде определителя второго порядка. После алгебраических преобразований было получено характеристическое уравнение системы дифференциальных уравнений в конечном виде.

Анализ устойчивости движения прицепа-тележки выполнялся с помощью теоремы Гурвица для чего были определены коэффициенты характеристического уравнения и, согласно теореме Гурвица, были сформулированы условия, при которых движение прицепа-тележки является асимптотически устойчивым, а именно необходимость положительных значений коэффициентов характеристического уравнения. После проведения необходимых алгебраических преобразований было получено систему линейных неравенств, анализ которой позволяет определить допустимое значение скорости движения прицепа-тележки при котором сохраняется его устойчивое движение.

Ключевые слова: очесывание растений на корне, уборочный агрегат, устойчивость движения, дифференциальные уравнения, скорость движения.

DETERMINATION OF PERMISSIBLE VALUES OF MOVEMENT SPEED OF THE TRAILER-TROLLEY FOR COLLECTING CLEANED GRAIN SPEED

O. Lezhenkin, S. Maliuta, O. Mykhailenko, Yu. Dmitriev

Summary

The article is devoted to the analysis of the movement of the trailer-trolley for collecting the combed heap, which is an element of the grain-harvesting unit, which

consists of a wheeled tractor, the trailer harvesting machine with working bodies of the combed type, the trailer-trolley for collecting the combed heap.

The technological process of operation of the harvesting unit is as follows. When the unit moves on the field, the combing device of the harvesting machine combs the plants, the air flow generated by the rotation of the combing drums feeds the combed heap into the receiving chamber, where the pneumatic conveyor transports it to the trailer-trolley to collect the combed heap.

During the movement of the unit in the field under the action of external factors, the units of the unit deviate from a straight path. This raises the challenge of studying stability.

To simplify the analysis of the movement of the three-link harvesting unit, the elms will be replaced by their reactions and the movement of each link will be considered separately. To analyze the stability of the trailer-trolley, a system of differential equations of its motion was used: at the first stage of the analysis of the stability of motion, the characteristic equations of the system of differential equations were compiled.

Characteristic equations were presented as a second-order determinant. After algebraic transformations, the characteristic equation of the system of differential equations in the final form was obtained.

The analysis of the stability of the trailer-trolley motion was performed using Hurwitz's theorem for which the coefficients of the characteristic equation will be determined and, according to Hurwitz's theorem, the conditions under which the trailer-trolley motion is asymptotically stable are formulated, namely the need for positive values of the characteristic equation coefficients. After carrying out the necessary algebraic transformations, a system of linear inequalities was obtained, the analysis of which allows to determine the allowable value of the speed of the trailer-cart at which its stable motion is maintained.

Key words: harvesting unit, stability of movement, differential equations, speed of movement.