



Конструкція і теорія сільськогосподарських машин Construction and theory of agricultural machines

УДК 631.372.004.952.8

Дослідження стійкості руху механічних систем на структурних моделях

В.І. Пастухов¹, С.М. Скофенко, А.М. Міленін, Ю.О. Обущенко²

*Харківський національний технічний університет сільського господарства
ім. Петра Василенка (м. Харків, Україна), pastukhov@list.ru¹, pr_k_khntusg@ukr.net²*

Розглядається питання нестійкого руху машинно-тракторного агрегату, що безпосередньо впливає на якість виконання технологічної операції, зокрема основного показника - глибини обробітку та глибини висіву, впливу схеми приєднувального пристрою на рух об'єктів ґрунтообробної та посівної механічної системи. Дослідження кутової стійкості ґрунтообробної машини в поздовжньо-вертикальній площині експериментальним шляхом є досить трудоміськими.

Втрата якості операції виникає в більшій мірі від впливу кутових коливань остова трактора або рами сівалки на кутові відхилення рами плуга чи сошника. Найвагомим критерієм оцінки якості роботи посівного та ґрунтообробного агрегатів є стійкість його руху в поздовжньо-вертикальній площині, що забезпечує виконання агротехнічних умов, тобто дотримання заданої глибини та рівномірності.

Для покращення цих показників необхідне дослідження кінематичного зв'язку між стійкою (рама трактора або сівалки) та виконавчим органом, який безпосередньо контактує з ґрунтом, як між елементами однієї механічної системи, з визначенням передаточної функції приєднувального пристрою та виявленням факторів впливу на її послаблення.

Дослідження починається з розробки структурної схеми механічної системи та її структурного аналізу. Для механічної системи «трактор – начіпка - плуг» процес виникнення вертикальних та кутових коливань моделюємо застосуванням поступального кулачка, форма якого теж моделюється. Використовуючи отримані структурні схеми, побудовано математичну модель кінематичного зв'язку між елементами системи.

Для аналітичного розв'язання задачі про положення ланок плоского механізму використовувався метод замкнених векторних контурів. Одержана залежність характеризує передаточну функцію начіпного механізму.

Застосування розробленої структурної схеми орного агрегату та одержаних раціональних конструктивних параметрів дає послаблення передаточної функції в 2,4 рази, з 0,256 до 0,108. Запровадження даного варіанту схеми значно зменшує негативний вплив кутових відхилень остова трактора на якість обробітку ґрунту.

Запропонований підхід дозволяє розробити структурні моделі механічної системи «рама сівалки-сошник» та провести їх кінематичний аналіз методом замкнених векторних контурів.

Ключові слова: *стійкість руху, агрегат, начіпна система, стійка рівновага, вимушені кутові переміщеннями.*

Постановка проблеми та її актуальність. В роботах багатьох авторів [1 -11] розглядається питання нестійкого руху машинно-тракторного агрегату (МТА), що безпосередньо впливає на якість виконання технологічної операції, зокрема основного показника-глибини обробітку та глибини висіву, впливу схеми приєднувального пристрою на рух об'єктів ґрунтообробної та посівної механічної системи. Експериментальні дослідження кутової стійкості ґрунтообробної ма-

шини в поздовжньо-вертикальній площині безпосередньо під час виконання технологічної операції є досить складною та затратною частиною науково-пошукового комплексу досліджень нестійкого руху МТА. Тому попередні дослідження даного спрямування з використанням структурних моделей є актуальними.

Аналіз результатів останніх досліджень та публікацій. Виходячи з теоретичних досліджень механічної системи «трактор-начіпка-плуг»

в поздовжньо-вертикальній площині [1, 2], бачимо, що втрата якості операції виникає в більшій мірі від впливу кутових коливань остова трактора або рами сівалки на кутові відхилення рами плуга чи сошника. Роль схеми приєднувального механізму за таких умов зводиться тільки до кількісного перетворення моментної взаємодії між трактором та плугом чи рамою сівалки та сошником.

Мета та постановка задачі. Розробка і апробація методики комплексних досліджень різних схем приєднання елементів механічних систем на структурних моделях.

Результати досліджень. Найвагомішим критерієм оцінки якості роботи посівного та ґрунтообробного знарядь є стійкість його руху в поздовжньо-вертикальній площині, що забезпечує виконання агротехнічних умов, тобто дотримання заданої глибини та рівномірності.

З метою покращення цих показників необхідне дослідження кінематичного зв'язку між стійкою (рама трактора або сівалки) та виконавчим органом, який безпосередньо контактує з ґрунтом, як між елементами однієї механічної системи, з визначенням передаточної функції приєднувального (начіпного) пристрою та виявленням факторів впливу на її послаблення.

Дослідження проводимо за класичною схемою починаючи з розробки схеми механічної системи та її структурного аналізу.

Розглянемо запропонований підхід на прикладі механічної системи «трактор-начіпка-плуг».

Аналіз починаємо з розробки структурної схеми, яка моделює окрім складових системи ще й елементи технологічного процесу (рис. 1).

Для даної механічної системи процес виникнення вертикальних та кутових коливань моделюємо застосуванням поступального кулачка форма якого теж моделюється.

Базовою групою даного механізму є кінематичний ланцюг 1-2-3-4, IV класу III порядку, що складається з чотирьох рухомих ланок і шістьох нижчих пар (рис. 1).

Характерною особливістю цієї групи є те, що вона включає чотирикутний рухомий контур ABCD, відносний ступінь вільності якого $W = 1$.

Блокуючи відносну рухомість контуру ABCD, одержано структурну схему моделі механічної системи з приєднувальним пристроєм у вигляді простого маятника (рис. 2).

Використовуючи отримані структурні схеми, побудовано математичну модель кінематичного зв'язку між елементами системи (рис. 3).

Для аналітичного розв'язання задачі про положення ланок плоского механізму використовувався метод замкнених векторних контурів. Одержана залежність характеризує передаточну функцію начіпного механізму:

$$\begin{aligned} & \sqrt{l_1^2 - (H + r_1 \sin \alpha - r_3 \sin \varphi)^2} - \\ & - \sqrt{l_2^2 - [H + r_2 \sin(\alpha + \beta) - r_4 \sin(\varphi + \theta)]^2} = \\ & = r_4 \cos(\varphi + \theta) + r_2 \cos(\alpha + \beta) - r_3 \cos \varphi - r_1 \cos \alpha. \end{aligned}$$

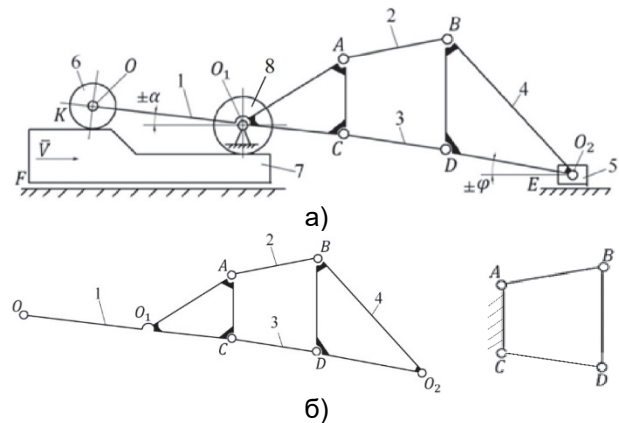


Рис. 1. Структурна схема моделі механічної системи «стійка - начіпка - виконавчий орган» з приєднанням у вигляді замкненого шарнірного чотириланковика: а) група IV класу III порядку; б) контур ABCD; 1 – коромисловий штовхач (остов трактора, рама сівалки); 2 – верхня поздовжня тяга начіпки; 3 – нижня поздовжня тяга начіпки; 4 – рама виконавчого органу; 5 – копіююча опора; 6 – активатор кутових коливань; 7 – імітатор нерівностей (поступальний кулачок); 8 – активатор вертикальних коливань; α , φ – поздовжні кути нахилу; A, C, B, D – приєднувальні шарніри начіпного механізму.

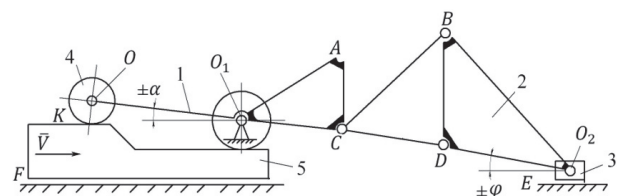


Рис. 2. Структурна схема моделі механічної системи «стійка - начіпка - виконавчий орган» з приєднанням у вигляді простого маятника: A, C, B, D – приєднувальні шарніри начіпного механізму (шарнір A не задіяно).

Позначаючи:

$$\begin{aligned} f_1(\varphi) &= l_1^2 - (H + r_1 \sin \alpha - r_3 \sin \varphi)^2, \\ f_2 &= l_2^2 - [H + r_2 \sin(\alpha + \beta) - r_4 \sin(\varphi + \theta)]^2, \\ f_3(\varphi) &= r_4 \cos(\varphi + \theta) + \\ & + r_2 \cos(\alpha + \beta) - r_3 \cos \varphi - r_1 \cos \alpha \end{aligned}$$

одержуємо:

$$\begin{aligned} f_1 + f_2 - 2\sqrt{f_1 f_2} &= f_3^2, \\ 4f_1 f_2 - (f_1 + f_2 - f_3^2)^2 &= 0. \end{aligned} \quad (1)$$

Рівняння передаточної функції (1) виражає в неявному вигляді залежність $\varphi = f(\alpha)$, і його корені потрібно знаходити числовими методами.

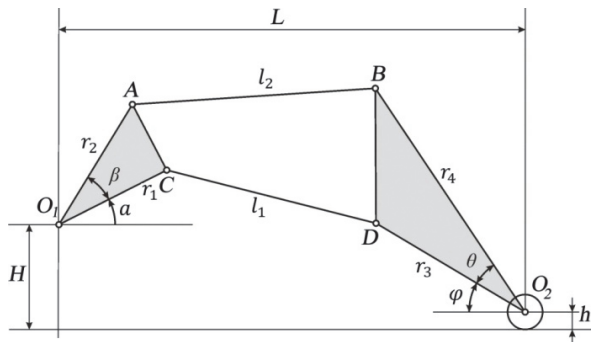


Рис. 3. Розрахункова схема до математичної моделі кінематичного зв'язку в системі «стійка-начіпка-виконавчий орган»: r_1, r_2 – конструктивні відстані від осі O_1 до шарнірів A, C ; r_3, r_4 – конструктивні відстані від осі O_2 до шарнірів B, D ; l_1, l_2 – довжини тяг начіпки; β, θ – конструктивні кути; α – конструктивний кут розташування нижньої осі начіпки; φ – кут нахилу поздовжньої балки рами знаряддя відносно горизонталі; H – радіус колеса-активатора вертикальних коливань; h – радіус опорного колеса.

Для виявлення факторів впливу на передаточну функцію в системі «стійка-начіпка-виконавчий орган» з начіпним пристроєм у виді простого маятника створено математичну модель кінематичного зв'язку (рис. 4).

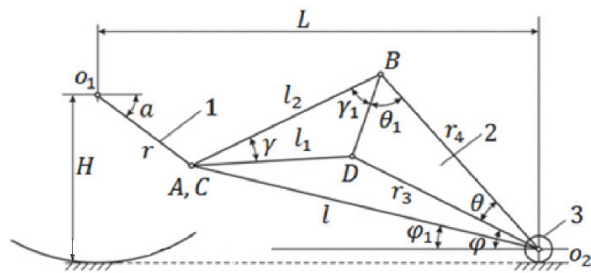


Рис. 4. Розрахункова схема до математичної моделі орного агрегату з розробленим начіпним пристроєм: 1 – кривошип (остов трактора); 2 – шатун (жорстка система, що утворена тягами начіпки та рамою плуга); 3 – опорне колесо плуга; A, B, C, D – приєднувальні шарніри начіпного механізму.

Важливу роль у подальших дослідженнях набуває вплив відстані l , яка визначається з рис. 4:

$$l = \sqrt{l_2^2 + r_4^2 - 2l_2r_4 \cos(\gamma_1 + \theta_1)},$$

де $\theta_1 = \arcsin \frac{r_3 \sin \theta}{c}$, $\gamma_1 = \arcsin \frac{l_1 \sin \gamma}{c}$,

$$c = \sqrt{r_3^2 + r_4^2 - 2r_3r_4 \cos \theta},$$

$$\gamma = \arccos \frac{l_1^2 + l_2^2 - r_3^2 - r_4^2 + 2r_3r_4 \cos \theta}{2l_1l_2}.$$

З рис. 4 витікає, що $H - r \sin \alpha = l \sin \varphi$,

$$\varphi = \arcsin \frac{H - r \sin \alpha}{l}. \quad (2)$$

Вираз (2) дозволяє знайти просту залежність між приростом кутів $\Delta\alpha$ і $\Delta\varphi$. Щоб побудувати її, скористались відрізком ряду Маклорена в двочленному наближенні:

$$\Delta\varphi \approx \frac{d\varphi}{d\alpha} \Delta\alpha + \frac{1}{2} \frac{d^2\varphi}{d\alpha^2} (\Delta\alpha)^2. \quad (3)$$

Визначивши першу та другу похідні виразу (2) за α та підставивши їх в (3), одержали:

$$\Delta\varphi \approx -\frac{r \cos \alpha \Delta\alpha}{S} \times \left\{ 1 - \frac{\Delta\alpha}{2} \eta \left[\operatorname{tg} \alpha + \frac{r(H - r \sin \alpha) \cos \alpha}{S^2} \right] \right\}, \quad (4)$$

де $S = S(\alpha) = \sqrt{l^2 - (H - r \sin \alpha)^2}$.

З виразу (4) витікає, що зменшити залежність $\Delta\varphi$ від $\Delta\alpha$ можна трьома шляхами: зменшенням довжини важеля r ; вибором конструктивного кута α ; збільшенням довжини l . Аналізуючи вплив кожного з факторів за допомогою розроблених обчислювальних програм «Кут» та «Дельта», отримали раціональні параметри розробленого начіпного пристрою тракторів ХТЗ-150К і ХТЗ-17021 ($r = 0,5$ м, $\alpha = 33^\circ$, $l_1 = 0,85$ м, $l_2 = 1,24$ м, $r_3 = 3,3$ м, $r_4 = 4,45$ м, $\theta = 34^\circ$).

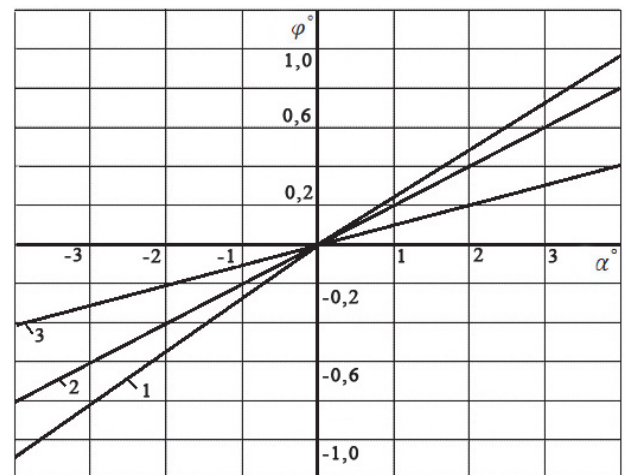


Рис. 5. Функціональні залежності кута нахилу рами плуга від кутових переміщень остова трактора: 1 – серійна начіпка, колесо плуга біля другого корпусу; 2 – розроблена начіпка, колесо плуга біля другого корпусу; 3 – те ж біля п'ятого корпусу.

Застосування розробленої структурної схеми орного агрегату та одержаних раціональних конструктивних параметрів дає послаблення передаточної функції в 2,4 рази, з 0,256 до 0,108. Запровадження даного варіанту схеми [12-13] значно зменшує негативний вплив кутових відхилень остова трактора на якість обробітку ґрунту (рис. 5).

Висновок: Запропонований підхід дозволить розробити структурні моделі механічної системи «рама сівалки-сошник» та провести їх кінематичний аналіз методом замкнених векторних контурів.

Література

1. Синеоков Г.М. Теория и расчет почвообрабатывающих машин / Г.М. Синеоков, И.М. Панов. – М.; Машиностроение, 1977. – 328 с.
2. Крыжачковский Н.Л. Повышение качества технологического процесса пахотного агрегата с регулятором обработки почвы Дис. канд. техн. наук. Харьковск. инст. мех. электр. с. х. – Харьков.1984. – 21с.
3. Слободюк В.Я. Теоретическое и экспериментальное исследование продольной устойчивости движения плуга при навеске с упругими элементами в верхнем звене: дис. канд. техн. наук: Слободюк В.Я. – Харьков, 1964. – 197с.
4. Пастухов В.І. Обґрунтування оптимальних комплексів машинних агрегатів для механізації польових робіт / Дис. на здобуття наук. ступ. докт. техн. наук. – Харків, 2006. – С. 91- 92.
5. Скофенко С.Н. Дослідження руху ґрунтообробного агрегату на фізичній моделі / С.М. Скофенко // Технічний сервіс в АПК, техніка та технології у сільськогосподарському машинобудуванні: Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка, Вип. 67, Т. 2. – Харків, 2007. – С. 88 - 92.
6. Пастухов В.І. Использование элементов моделирования при исследовании работы навесной системы трактора / В.І. Пастухов, С.Н. Скофенко // Проблемы сельскохозяйственного производства на современном этапе и пути их решения: Материалы XII международ-ной научно-производственной конференции. – Белгород, 2008. – С. 34.
7. Пастухов В.І. Удосконалення механізму напірного пристрою колісного трактора / В.І. Пастухов, Г.В. Фесенко, С.М. Скофенко // Механізація та електрифікація сільського господарства: Міжвідомчий тематичний науковий збірник, Вип. 92. – Глеваха, 2008. – С. 266 - 271.
8. Пастухов В.І. Теоретичне дослідження кінематичного зв'язку між елементами системи «трактор – напірний пристрій – ґрунтообробна машина» / В.І. Пастухов, В.П. Ольшанський, Г.В. Фесенко, С.М. Скофенко // Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка, Вип. 75. Т. 2. – Харків, 2008. – С. 5 -11.
9. Пастухов В.І. Теоретичне дослідження кінематичного зв'язку в критеріальній моделі ґрунтообробного агрегату / В.І. Пастухов, В.П. Ольшанський, С.М. Скофенко // Сучасні проблеми землеробської механіки: Вісник ДДАУ, Вип. №2-09. – Дніпропетровськ, 2009. – С. 248 - 251.
10. Пастухов В.І. Лабораторно-польові дослідження орного агрегату з різними варіантами напірки / В.І. Пастухов, С.М. Скофенко, Г.В. Фесенко, О.М. Піскарьов, В.В. Качанов // Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка, Вип. 93. – Харків, 2010. – С. 40 - 47.
11. Скофенко С.Н. Диференціальне рівняння вимушених коливань динамічної моделі «трактор – напірна система – ґрунтообробна машина»/ С.М. Скофенко // Тракторна енергетика в рослинництві: Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка, Вип. 89. – Харків, 2009. – С. 237 - 244.
12. Пат. 34530 Україна, МПК А01В 63/02. Сільськогосподарський агрегат / Пастухов В.І., Фесенко Г.В., Скофенко С.М. – № u200804241; заявл. 03.04.2008; опубл. 11.08.2008, Бюл. №15.
13. Пат. 86534 Україна, МПК А01В 35/00. Сільськогосподарський агрегат / Пастухов В.І., Фесенко Г.В., Шаповалов Ю.К., Скофенко С.М. – № а200715055; заявл. 29.12.2007; опубл. 27.04.2009, Бюл. №8.

Аннотация

Исследование устойчивости движения механических систем на структурных моделях

В.И. Пастухов, С.Н. Скофенко, А.Н. Міленін, Ю.О. Обущенко

Рассматривается задача неустойчивого движения машинно-тракторного агрегата, которое непосредственно влияет на качество выполнения технологической операции, в том числе основного показателя - глубины обработки и глубины посева, влияния схемы навески устройства на движение объектов почвообрабатывающей и посевной механической системы. Исследования угловой устойчивости почвообрабатывающей машины в продольно-вертикальной плоскости экспериментальным путем достаточно трудоемки.

Потеря качества операции возникает в большей степени от влияния угловых колебаний остова трактора или рамы сеялки на угловые отклонения рамы плуга или сошника. Наиболее важным критерием оценки качества работы посевного и почвообрабатывающего агрегатов является устойчивость его движения в продольно-вертикальной плоскости, что обеспечивает выполнение агротехнических условий, то есть соблюдение заданной глубины и равномерности.

Для улучшения этих показателей необходимо исследование кинематической связи между стойкой (рама трактора или сеялки) и рабочим органом, который непосредственно контактирует с почвой, как между элементами одной механической системы с определением передаточной функции устройства и выявлением влияющих на нее факторов.

Исследование начинается с разработки структурной схемы механической системы и ее структурного анализа. Для механической системы «трактор - навеска - плуг» процесс возникновения вертикальных и угловых колебаний моделируем применением поступательного кулачка, форма которого тоже моделируется. Используя полученные структурные схемы, построена математическая модель кинематической связи между элементами системы.

Для аналитического решения задачи о положении звеньев плоского механизма использовался метод замкнутых векторных контуров. Полученная зависимость характеризует передаточную функцию навесного механизма.

Применение разработанной структурной схемы пахотного агрегата и полученных рациональных конструктивных параметров дает ослабление передаточной функции в 2,4 раза, с 0,256 до 0,108.

Введение данного варианта схемы значительно уменьшает негативное влияние угловых отклонений остова трактора на качество обработки почвы.

Предложенный подход дает возможность разработать структурные модели механической системы «рама сеялки - сошник» и провести их кинематический анализ методом замкнутых векторных контуров.

Ключевые слова: *устойчивость движения, агрегат, навесная система, устойчивое равновесие, вынужденные угловые перемещения*

Abstract

Investigation of the stability of motion of mechanical systems in the structural models

V.I. Pastukhov, S.M. Skofenko, A.M. Milenin, J.O. Obuschenko

The task of unstable movement of the machine and tractor aggregate has been considered. It directly influences quality of technological execution operation, including the main index of processing depth and depth of crops, the diagram of a hinge plate of the device on movement of objects to soil-cultivating and sowing mechanical system. Researches of angular stability of the tillage machine in the longitudinally vertical plane experimentally have to be laborious.

Loss of operation quality arises more from influence of angular oscillations of the tractor skeleton or a frame of a seeder on angular deviations of a frame plow or the coulter. The most important criterion for evaluation of operation quality of sowing and soil-cultivating aggregates is stability of its movement in the longitudinally vertical plane that provides execution of agrotechnical conditions, that is observance of the given depth and regularity.

It was necessary to carry out research for improving of indices of kinematic communication between a stand (a frame of the tractor or a seeder) and a working organ which directly contacts to the soil, as between elements of one mechanical system with determination of gear function of the device and detection of the factors influencing it. The research was begun with development of the skeleton diagram of a mechanical system and its structural analysis. For a mechanical system "the tractor – a hinge plate – a plow" process of origin of vertical and angular oscillations has been modelled by means of a progressive cam. The cam has the form which as modelled too. The mathematical model of kinematic inter-element coupling of system on the basis of the received skeleton diagrams is constructed.

The method of closed vectorial circuits for the analytical decision of the task on the provision of links of the plane mechanism has been used. The received dependence characterizes gear function of the hinged mechanism. Application of the developed skeleton diagram of the arable aggregate and the received rational design data gives weakening of gear function by 2,4 times with 0,256 to 0,108.

Introduction of this version of the diagram considerably reduces a negative impact of angular deviations of a skeleton of the tractor by quality of processing soil.

The offered approach gives the chance to develop structural models of a mechanical system "a seeder frame - a coulter and to carry out their kinematic analysis by method of closed vectorial circuits.

Keywords: *stability of movement, assembly, hinged system, a stable equilibrium, the forced angular displacement.*

Представлено від редакції: В.М. Булгаков / Presented on editorial: V.M. Bulgakov

Рецензент: Г.В. Фесенко / Reviewer: G.V. Fesenko

Подано до редакції / Received: 21.03.2016