

## ЗВ'ЯЗОК ХАРАКТЕРИСТИК ДІЇ НЕРІВНОСТЕЙ ҐРУНТУ З КОЛИВАННЯМИ ҐРУНТООБРОБНОГО АГРЕГАТА

**О. Гапоненко,**  
*ДНУ «УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого»*

*У статті розглядається рух ґрунтообробного агрегата під дією постійно змінних сил взаємодії робочих органів з ґрунтом, а також проводиться аналіз зв'язків дії нерівностей ґрунту на коливання ґрунтообробного знаряддя.*

*Практичне застосовано теоретичні та експериментальні дослідження у підході до обґрунтування параметрів пружних стояків робочих органів за допомогою коливальної системи еквівалентної дисковому ґрунтообробному агрегату. Еквівалентна система досить повно відображає динамічні процеси стояків переднього та заднього рядів дискових робочих органів за вертикальних коливань підпружиненої маси агрегата.*

**Ключові слова:** *ґрунтообробний агрегат; коливальна система; переміщення; еквівалентна схема.*

**Постановка проблеми.** Випробування є основним способом оцінки рівня конструкції ґрунтообробних агрегатів, контролю якості серійних машин та ефективним засобом перевірки інженерних рішень в ході обробки та доводки дослідних зразків.

Спостерігаючи реакцію машинно-тракторного агрегата на взаємодію з нерівностями поля виявляють переміщення його окремих частин, агрегатів та деталей. Ці переміщення характеризують як зміну взаємного розташування трактора і знаряддя, так і зміну їхнього положення в просторі відносно нерухомих осей координат, вибраних у положенні статичної рівноваги, що рухаються паралельно поздовжній осі разом з агрегатом поступально. Тобто, переміщення, які виникають від взаємодії, пов'язані з пружними деформаціями деталей. Однак жорсткість різних елементів конструкції суттєво різна, окремі деталі спеціально вводять у конструкцію, як пружні елементи, що пом'якшують чи трансформують вплив польового фону.

Враховуючи співвідношення жорсткості за різних видів переміщень та деформацій, окремі елементи можна розглядати як абсолютно тверді тіла (рама ґрунтообробного агрегата, робочі органи) з пружними зв'язками (причіпний пристрій, пружні стояки). Агрегат виступає, як динамічна система, де змінні навантаження на деталі чи їхні пружні відхилення пов'язані з механічними переміщеннями мас.

Машинно-тракторний агрегат, як коливальна система, відрізняється великою складністю. Скласти достатньо повну еквівалентну схему, яка відображає всі можливі коливальні процеси, неможливо.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Для практичних потреб використовують еквівалентні ґрунтообробному агрегату коливальні системи, які виділяють із загальної системи, ґрунтуючись на очевидності слабого зв'язку окремої системи з іншими, чи на односторонності впливу на окрему систему інших суміжних систем [1]. За такого підходу експлуатаційні переміщення пружних деталей можна розглядати як вихід динамічної системи, еквівалентної агрегату на вхід якої подають випадкові збурення.

Еквівалентна ґрунтообробному агрегату коливальна система ускладнюється за включення до розрахунку елементів конструкції з урахуванням їхніх мас, пружних властивостей, джерел збурення. Оптимальним рішенням завдання повного дослідження та складністю коливальної системи є дослідження відокремлених систем за характером руху мас [2].

За умови відомого вхідного спектра процесу зовнішньої дії поведінка системи визначається передавальною функцією коливальної системи. Визначення передавальної функції можливе прямими експериментальними методами та розрахунковими за параметрами і структурою системи.

**Мета досліджень.** Формалізація основ реакції дискового ґрунтообробного агрегата, як сукупності коливальних систем, на зовнішню дію від впливу неоднорідностей ґрунтового середовища.

**Викладення основного матеріалу.** З огляду на те, що пріоритетним завданням роботи ґрунтообробного агрегата є виконання агротехнологічних вимог, початковим етапом розробки агрегатів було отримання заданих показників якості обробітку ґрунту, основні дослідження проводилися в напрямку обґрунтування конструкції робочих органів та їх розстановки. Останнім часом дослідження проводяться в напрямку вирішення завдань динамічної стійкості агрегатів.

Головними елементами конструкції агрегата, які повністю сприймають зовнішню дію, є стояки кріплення робочих органів до рами. У стояках виникають навантаження від вертикальних сил, пов'язаних з коливаннями підпружинених і не підпружинених мас у поздовжній площині, навантаження від скручування пов'язаного зі сприйняттям тягового опору робочим органом встановленим під кутами до напрямку руху, навантаження від сил реакції на зусилля від енергозасобу, навантаження від макрорельєфу поля. Найбільшими за величиною та найчастіше змінюваними є вертикальні навантаження, а спричинені ними пружні зміщення стояків є визначальними для динамічної стійкості робочого органу та агрегата загалом.

Поле являє собою поверхню з випадковим розподілом нерівностей. Ці поверхні можна розглядати як двовимірну випадкову функцію  $Z(x, y)$ , що враховує випадкові зміни висоти нерівностей, залежно від положення точки

на площині  $Oxy$ . У більшості випадків вирішальне значення мають коливання агрегата в повздовжньому напрямку. Це дозволяє в подальшому обмежитися розглядом поля як одномірної функції шляху  $Z(x)$ . Відповідно до досліджень [1] основною і достатньо повною статистичною характеристикою мікрорельєфу поля є кореляційна функція.

У [1] отримані вирази, які апроксимують кореляційні функції для полів у формі:

$$R(l) = R(0)e^{-\alpha|l|} \cos \beta l,$$

Приміром, для поля під кукурудзою –  $\alpha = 2,66 \div 4,30 \text{ } 1/\text{м}$ ;  $\beta = 8,91 \text{ } 1/\text{м}$  та  $\sqrt{R(0)} = 2,72 \div 3,35$ . Перевага використання статистичних характеристик неоднорідностей ґрунтового середовища, як випадкової стаціонарної функції, полягає в тому, що дозволяє виразити зовнішню дію на робочий орган. За нормованою кореляційною функцією можлива побудова спектральної щільності (енергетичного спектра).

Дослідження взаємодії профілю поля та агрегат будемо проводити, прийнявши такі припущення: горизонтальна складова швидкості  $V$  центру  $O$  ваги знаряддя постійні за величиною та напрямом; рама знаряддя розглядається як одне тверде тіло, яке коливається на пружних стійках; вертикальні коливання — усталені; профіль поля — стаціонарна випадкова функція; пружні реакції стійок та дисипативні опори — лінійні функції відносно координат та швидкостей.

Поперечні коливання ґрунтообробного агрегата проявлятимуться у високочастотній частині спектра, оскільки жорсткість у поперечному напрямку – суттєво більша.

Якщо за початок відліку прийняти положення статистичної рівноваги за  $Z_1 = Z_2 = 0$ , то рівняння вертикальних і повздовжньо-кутових коливань знаряддя під час руху по циліндричній поверхні будуть мати вигляд [3]:

$$\frac{m}{l^2}(b^2 + \rho^2)\ddot{x}_1 + \frac{m}{l^2}(ab - \rho^2)\ddot{x}_2 = K_1(\dot{Z}_1 - \dot{x}_1) + C_1(Z_1 - x_1) \quad (1)$$

$$\frac{m}{l^2}(ab - \rho^2)\ddot{x}_1 + \frac{m}{l^2}(a^2 + \rho^2)\ddot{x}_2 = K_2(\dot{Z}_2 - \dot{x}_2) + C_2(Z_2 - x_2)$$

де  $m$  — маса дискового агрегата;  $\rho$  — радіус інерції відносно горизонтальної поперечної осі, яка проходить через центр ваги знаряддя ( $m\rho l\rho^2 ab l K_1 K_2 C_1 C_2$  — відповідний момент інерції;  $a$  та  $b$  — відстань від центра ваги до поперечних вертикальних площин, які проходять через поперечні бруси рами, де закріплені стійки робочих органів (рис. 1);  $l$  — відстань між рядами дисків;  $K_1, K_2$  — коефіцієнти, які визначають дисипативні втрати в системі «стояк-робочий орган» переднього та заднього ряду відповідно;  $C_1, C_2$  — жорсткості стійок переднього та заднього ряду відповідно.

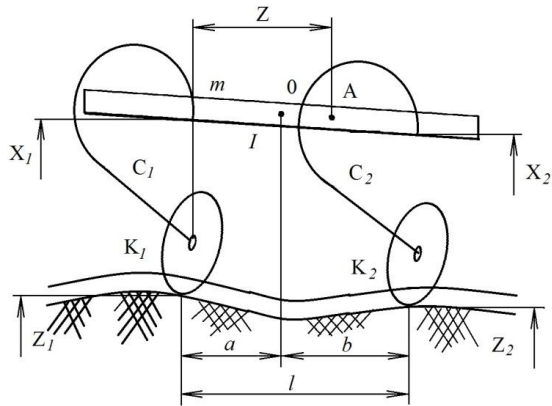


Рисунок 1 – Розрахункова схема коливальної системи еквівалентної дисковому ґрунтообробному агрегату

Якщо виконується рівність  $\rho^2 = ab$ , то система розкладається на два незалежних рівняння

$$\frac{mb}{l} \ddot{x}_1 + K_1 \dot{x}_1 + C_1 x_1 = K_1 \dot{Z}_1 + C_1 Z_1, \quad (2)$$

$$\frac{ma}{l} \ddot{x}_2 + K_2 \dot{x}_2 + C_2 x_2 = K_2 \dot{Z}_2 + C_2 Z_2,$$

Тобто, коливання переднього і заднього ряду дисків можуть розглядатися окремо (рис. 2).

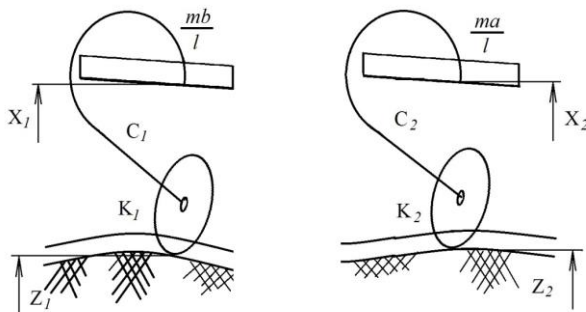


Рисунок 2 – Еквівалентні коливальні системи переднього і заднього ряду дисків

У випадку, коли має місце приблизне співвідношення  $\frac{ab}{\rho^2} \approx 0,9 \div 1,1$  чи навіть  $(0,85 \div 1,2)$ , можна вважати, що система описується рівняннями. Якщо при цьому дотримується рівність  $ac_1$ , тобто центр ваги знаряддя збігається з центром жорсткості, то власні частоти обох систем будуть практично однаковими, що в загальному випадку буде позитивним фактором зниження тягового опору. Для точної відповідності власних частот необхідно, крім того, виконання умови  $aK_1 = bK_2$ , однак, враховуючи реальні значення  $K_1$  та  $K_2$  в пружних стійках, їх вплив на власні частоти зовсім незначний).

Для забезпечення сходження інтегралів у виразах дисперсії прискорення рами дискатора в системах переднього і заднього рядів знехтуємо дисипативними членами  $K_1\dot{Z}_1$  і  $K_2\dot{Z}_2$  та будемо розглядати рівняння:

$$\begin{cases} \ddot{x}_1 + h_1\dot{x}_1 + \omega_1^2 x_1 + a_1\ddot{x}_2 = \omega_1^2 Z_1 \\ a_2\ddot{x}_1 + \ddot{x}_2 + h_2\dot{x}_2 + \omega_2^2 x_2 = \omega_2^2 Z_2 \end{cases} \quad (3)$$

де

$$h_1 = \frac{K_1 l^2}{m(b^2 + \rho^2)}; \quad h_2 = \frac{K_2 l^2}{m(a^2 + b^2)}; \quad \omega_1^2 = \frac{C_1 l^2}{m(b^2 + \rho^2)};$$

$$\omega_2^2 = \frac{C_2 l^2}{m(a^2 + \rho^2)}; \quad a_1 = \frac{ab - \rho^2}{b^2 + \rho^2}; \quad a_2 = \frac{ab - \rho^2}{a^2 + \rho^2};$$

та для спрощеної системи —

$$\ddot{x}_1 + h_{1(1)}\dot{x}_1 + \omega_{1(1)}^2 x_1 = \omega_{1(1)}^2 Z_1 \quad (4)$$

$$\ddot{x}_2 + h_{2(1)}\dot{x}_2 + \omega_{2(1)}^2 x_2 = \omega_{2(1)}^2 Z_2$$

де

$$h_{1(1)} = \frac{K_1 l}{mb}; \quad h_{2(1)} = \frac{K_2 l}{ma};$$

$$\omega_{1(1)}^2 = \frac{C_1 l}{mb}; \quad \omega_{2(1)}^2 = \frac{C_2 l}{ma}.$$

Еквівалентність систем рядів дисків може мати суттєву похибку через взаємодію між дисками в ряду [4, 5], така похибка залежатиме від кількості робочих органів (дисків) у ряду. Однак враховуючи, що суттєві збурення спричинені від коротких та високих перешкод виникають відносно рідко, а переважаючий час виконання технологічного процесу проходить в усталеному режимі, зовнішня дія проявляється у вузькій смузі частот і амплітуд загального спектра. Тобто, це означає, що основна похибка припадає на високочастотну частину спектра. Високочастотні складові спектра зовнішньої дії достатньо малі, щоб спричинити коливання чи призвести до резонансу елементи системи, що підтверджується на підставі того, що криві спектральної щільності – різко спадні функції, що за частот більше 16 Гц має дуже малу величину [6, 7].

Залежності навантажень, які діють на стояк робочого органу агрегата з пружними відхиленнями під час коливань від взаємодії з неоднорідностями ґрунту, дозволяють виражати динамічний прогин стояка. Накладання умов дотримання агротехнічних вимог рівномірності обробітку ґрунту вказує на допустиму величину динамічного прогину.

Перспективою подальших досліджень за темою є вираження вище формалізованих основ реакції дискового ґрунтообробного агрегата на зовнішню дію теоретичними рівностями структури еквівалентної агрегату динамічної системи, отримання результатів експериментальних досліджень та встановлення допустимості вище прийнятих припущень і точності розрахунків.

**Висновки.** Опис характеристик зовнішньої дії дає можливість планувати тягово-динамічні випробування, при цьому попередні розрахунки проводяться за допомогою використання еквівалентних дисковому ґрунтообробному агрегату коливальних схем.

Зовнішня дія від впливу неоднорідностей ґрунтового середовища розглядається як двовимірна випадкова функція, яка апроксимується для профілю полів кореляційною функцією.

Рівняння вертикальних і повздовжньо-кутових коливань знаряддя під час усталеного технологічного процесу можна розглядати окремо, розклавши на два незалежних рівняння.

Еквівалентна система, що досить точно відображає динамічні процеси агрегата з пружними стояками робочих органів у вертикальних коливаннях підпружинених мас приводиться до схеми зображеної на рис. 1 та описується рівняннями (4).

Високочастотні складові спектра зовнішньої дії достатньо малі, щоб спричинити коливання, чи призвести до резонансу елементи системи.

### Література

1. Лурье А. Б. Статистическая динамика сельскохозяйственных агрегатов / А. Б. Лурье. – Ленинград, издат. «Колос», 1970. – 375 с.
2. Paraforos D. S., Griepentrog H. W., Vougioukas S. G. Country road and field surface profiles acquisition, modeling and synthetic realization for evaluating fatigue life of a agricultural machinery / D. S. Paraforos, H. W. Griepentrog, S. G. Vougioukas // Journal of Terramechanics. – 2016. – No. 63(2016). – P. 1–12.
3. Яблонский А. А., Норейко С. С. Курс теории колебаний / А. А. Яблонский, С. С. Норейко. – М.: издат. «Высшая школа», 1966. – 255 с.
4. Назаров Е. А. Оптимизация упругих связей культиваторного МТА с трактором класса 5: автореф. дис. на соискание уч. степени канд. техн. наук: спец. 05.20.01 «Технологии и средства механизации сельского хозяйства» / Евгений Александрович Назаров. — Волгоград, 2010. – 19 с.
5. Войнов В. Н. Обоснование основных конструктивных параметров и режимов работы дискаторів для ресурсосберегающих технологий обработки

почвы: автореф. дис. на соискание уч. степени канд. техн. наук: спец. 05.20.01 «Технологии и средства механизации сельского хозяйства» / Валерий Николаевич Войнов. — Челябинск, 2012. — 19 с.

6. Гапоненко О. І. Вплив конструкційних параметрів пружної ланки кріплення сферичного диска на стійкість його ходу // Механізація та електрифікація сільського господарства. 2013. Вип. 98. Т. 1. С. 292–297.

7. Гапоненко О. І. Експериментальні дослідження роботи сферичного диска на пружному кріпленні // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. 2013. Вип. 43. Ч. II. С. 61–66.

### **Аннотация.**

*Рассматривается движение почвообрабатывающего агрегата при действии постоянно сменных сил взаимодействия рабочих органов с почвой. Анализируется связь влияния неровностей почвы с колебаниями почвообрабатывающего орудия.*

*Практически применені теоретические и экспериментальные исследования к обоснованию параметров упругих стоек рабочих органов с использованием колебательной системы эквивалентной дисковому почвообрабатывающему агрегату. Эквивалентная система в достаточной мере отражает динамические процессы стоек переднего и заднего рядов дисковых рабочих органов при вертикальных колебаниях подпружиненной массы агрегата.*

### **Summary.**

*The article considers the movement of the soil-forming unit under the influence of constantly changing forces of interaction between working bodies and the soil, and also analyzes the relationships of the effects of soil irregularities on the variation of soil-working tools.*

*Practical application of theoretical and experimental researches in the approach to the substantiation of parameters of elastic stands of working bodies with the help of a vibrational system equivalent to a disk soil-aggregate is fulfilled. The equivalent system quite fully reflects the dynamic processes of the front and rear row of disk working bodies for the vertical oscillations of the spring loaded aggregate.*