

ЕФЕКТИВНІСТЬ РОБОТИ КОПАЧА В СКЛАДІ ОДНООСЬОВОГО АГРЕГАТУ: АНАЛІЗ ДИНАМІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ

*Дружич В.М., аспірант,
Шевченко С.О., аспірант,
Зеленов К.О., аспірант*

*Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного,
м. Запоріжжя, Україна.*

Забезпечення стабільності та ефективності роботи ґрунтообробних агрегатів є важливим завданням агроінженерії. Особливої уваги заслуговують одноосьові агрегати, що використовуються в малих та середніх господарствах [1]. Вони поєднують компактність із високою продуктивністю, але їхня робота супроводжується низкою динамічних явищ, які можуть негативно впливати на якість обробітку ґрунту та зношенням техніки. Особливу увагу слід приділити динаміці вертикальних коливань копача, оскільки копальні робочі органи генерують вертикальні реактивні сили і нерівномірність дії робочих органів, що може впливати на його плавність руху [2].

Для дослідження динаміки плоско-паралельного руху ґрунтообробного агрегату у складі одноосьового енергетичного засобу і знаряддя за типом копача у вертикальній площині представимо його еквівалентною динамічною моделлю (рис. 1).

Рис. 1. Еквівалентна динамічна модель одноосьового ґрунтообробного агрегату з копачем у поздовжньо-вертикальній площині: 1 – одноосьовий енергетичний засіб; 2 - копач

Для дослідження динаміки руху копача у вертикальній площині використано спрощену модель, яка враховує вертикальні коливання динамічної системи у вигляді диференціального рівняння Лагранжа другого роду [3]:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T_T}{\partial \dot{q}_i} + \frac{\partial E_T}{\partial q_i} + \frac{\partial \Phi_T}{\partial \dot{q}_i} = Q_i. \quad (1)$$

де q_i , Q_i – відповідно узагальнені координата та сила; $i = 1, 2$;

T_T , E_T – кінетична та потенційна енергія копача;

Φ_T – дисипативна функція розсіювання енергії копача.

Після відповідних перетворень [4] отримані рівняння функцій відповідних частинних похідних та узагальнених сил у рівнянні Лагранжа другого роду (1), через це математична

модель вертикальних коливань копача має вигляд:

$$\begin{aligned} A_{11} \ddot{x}_1 + A_{12} \ddot{x}_1 + A_{13} \ddot{z}_1 + A_{14} \ddot{x}_2 &= f_{11} \ddot{x}_1 + f_{12} \ddot{x}_1 + f_{13}, \\ A_{21} \ddot{x}_2 + A_{22} \ddot{x}_2 + A_{23} \ddot{z}_2 + A_{24} \ddot{x}_1 &= f_{21} \ddot{x}_2 + f_{22} \ddot{x}_2 + f_{23}, \end{aligned} \quad (2)$$

де

$$\begin{aligned} A_{11} &= (M_T \ddot{x}_T^2 + J_T) / L^2; & A_{21} &= (M_T \ddot{x}_T (L - l_T)^2 + J_T) / L^2; \\ A_{12} &= 2K_1; & A_{13} &= 2C_1; & A_{22} &= 2K_2; & A_{23} &= 2C_2; \\ A_{14} &= 2(M_T \ddot{x}_T (L - l_T) - J_T) / L^2; & A_{24} &= 2(M_T \ddot{x}_T (L - l_T) - J_T) / L^2; \\ f_{11} &= 2K_1; & f_{12} &= 2C_1; & f_{21} &= 2K_2; & f_{22} &= 2C_2; \\ f_{13} &= Q_{z1} = F_z \ddot{x} / L; & f_{23} &= Q_{z2} = F_z (1 - d / L). \end{aligned}$$

У системі рівнянь (2) M_b , J_T – маса копача (кг) і його момент інерції відносно осі, яка проходить через т. S_T , $\text{кН} \cdot \text{м}^2$ (рис. 12); K_1 , K_2 і C_1 , C_2 – приведені коефіцієнти опору деформації ($\text{кН} \cdot \text{м} / \text{м}$) і коефіцієнти жорсткості систем підресорювання відповідно опорних коліс копача ($\text{кН} / \text{м}$). Природа інших силових і конструктивних параметрів, які входять до цієї системи рівнянь, зрозуміла із рис. 1.

Основними збуреннями, які спричиняють вертикальні переміщення копача у поздовжньо-вертикальній площині, є коливання нерівностей поздовжнього профілю агрофону під його опорними колесами (h_1) і (h_2), а також коливання тягового опору с.-г. знаряддя (R_x і R_y) (див. рис. 1).

У результаті математичного моделювання встановлено, що з точки зору бажаності відпрацювання копачем коливань нерівностей агрофону збільшення коефіцієнта жорсткості шин його коліс підвищує амплітуду вертикальних коливань (рис. 2).

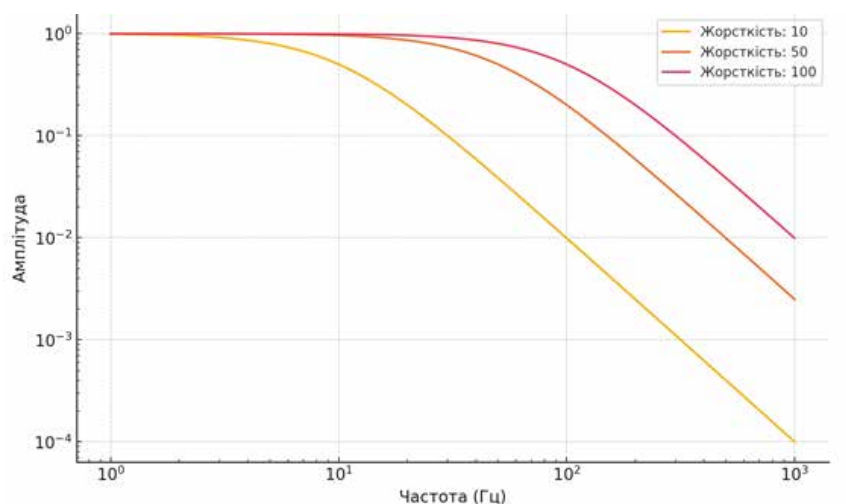


Рис. 2. Амплітудно-частотні характеристики відпрацювання копачем коливань профілю шляху з різною жорсткістю шин його коліс: 1 – 10 $\text{кН} / \text{м}$; 2 – 50 $\text{кН} / \text{м}$; 3 – 100 $\text{кН} / \text{м}$

З точки зору бажаності відпрацювання копачем коливань нерівностей профілю агрофону збільшення жорсткості шин його опорних коліс призводить до небажаного підйому амплітудно-частотних характеристик (рис. 2). При цьому необхідна жорсткість шин опорних коліс копача суттєво залежить від спектру частот коливань нерівностей поздовжнього профілю агрофону. Якщо спектр вказаних частот зосереджений у високочастотному діапазоні, то зменшення коефіцієнта жорсткості шини до 10 $\text{кН} / \text{м}$ суттєво зменшує амплітуду вертикальних коливань (див. рис. 2).

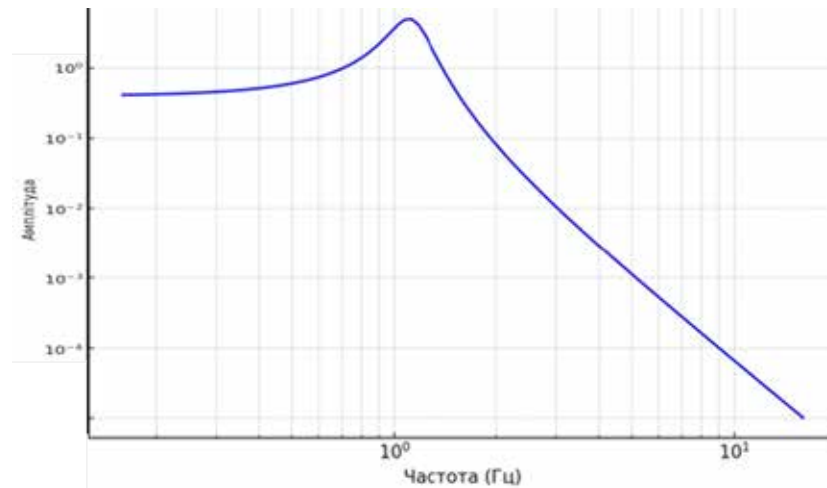


Рис. 3. Амплітудно-частотні характеристики відпрацювання копачем вертикальної R_z складової тягового опору знаряддя

Коливання тягового опору с.-г. знаряддя здійснюють також суттєвий вплив на вертикальні переміщення копача (рис. 3). При цьому характерна резонансна частота коливань робочих органів, яка становить в межах 1-1,2 Гц, за якою спостерігається максимальний пік амплітудної характеристики (див. рис. 3), що не є бажаним. Тому, робота копача задовільна в частотному діапазоні до 1 Гц, але краще організувати його роботу в частотному діапазоні більше 1,2 Гц, що зменшує амплітуду його вертикальних коливань.

Висновки. Оптимізація демпфірувальних характеристик копача дозволяє значно покращити його плавність руху. Зокрема, за високочастотним характером нерівностей агрофону зменшення жорсткості шин його коліс до 10 кН/м є бажаним, оскільки суттєво зменшує амплітудно-частотну характеристику вертикальних коливань копача. Водночас, робота копача задовільна в частотному діапазоні до 1 Гц, але краще організувати його роботу в частотному діапазоні більше 1,2 Гц, що зменшує амплітуду його вертикальних коливань. При цьому слід уникати роботи копача на резонансній частоті, яка становить в межах 1-1,2 Гц.

Подальші дослідження спрямовані на розробку адаптивних систем демпфування, які б автоматично підлаштовували жорсткість підвіски залежно від умов експлуатації.

Таким чином, комплексний підхід до аналізу динамічних параметрів дозволяє підвищити ефективність роботи одноосового ґрунтообробного агрегату та зменшити вертикальні динамічні навантаження на його механізми.

Список використаних джерел

1. Кувачов В.П., Дружич В.М., Шевченко С.О., Зеленов К.О. Теоретичні основи руху самохідної машини з робочими органами реактивного типу в системі точного землеробства. Науковий вісник ТДАТУ. 2024. 14(1). 12 с. <https://doi.org/10.32782/2220-8674-2024-24-1-4>.
2. Надикто В.Т., Кюрчев В.М., Кувачов В.П. Використання техніки в АПК: підручник. Херсон: ОЛДІ-ПЛЮС, 2020. 268 с. <http://www.tsatu.edu.ua/tsst/navchannja/pidruchniki-ta-posibniki/vykorystannja-tehniky-v-ahropromyslovomu-kompleksi/>.
3. Адамчук В.В., Булгаков В.М., Кувачов В.П. Дослідження плавності ходу багатоосних технологічних систем. Вісник аграрної науки. 2022. №1. С. 41-49. <https://doi.org/10.31073/agrovisnyk202201-06>
4. Bulgakov V., Ivanovs S., Kuvachov V. Experimental investigations in vertical vibration damping of agricultural aggregate of block-modular type. Proceeding 20th International Scientific Conference engineering for rural development (Jelgava, 26.-28.05.2021). 2021 635-642. <https://doi.org/10.22616/ERDev.2021.20.TF136>
5. Булгаков В.М., Адамчук В.В., Кувачов В.П., Результати експериментальних досліджень блоково-модульного сільськогосподарського агрегату. Вісник аграрної науки. 2021. №7 (820). С. 49-58. <https://doi.org/10.31073/agrovisnyk202107-06>

Науковий керівник: Кувачов В.П., д.т.н., проф.