**Яропуд В.М.**

д.т.н., доцент

**Тихий О.М.**здобувач ступеня доктора  
філософії за спеціальністю  
133 Галузеве машинобудування**Вінницький національний  
аграрний університет****Yaropud V.**Doctor of Technical Sciences,  
Associate Professor**Tykhyy O.**Candidate for the degree of Doctor  
of Philosophy in specialty 133  
Industrial Mechanical Engineering**Vinnitsia National Agrarian  
University****УДК 631.331.1:531.36:621.822****DOI: 10.37128/2306-8744-2025-4-7****АНАЛІТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ  
УДОСКОНАЛЕНОЇ  
КОНСТРУКТИВНО-  
ТЕХНОЛОГІЧНОЇ СХЕМИ  
ВИСІВНОЇ СЕКЦІЇ З ПРУЖНО-  
В'ЯЗКИМ ДЕМПФЕРНИМ  
ПРИСТРОЄМ**

У роботі проведено аналітичне дослідження удосконаленої конструктивно-технологічної схеми висівної секції сівалки, оснащеної пружно-в'язким демпферним пристроєм, призначеним для зменшення динамічних коливань і стабілізації глибини загортання насіння. Розглянуто просторову шарнірно-зчленовану механічну систему базової висівної секції, сформовано її структурну модель та визначено масоінерційні, кінематичні й силові параметри основних елементів, зокрема горизонтальної та похилої балок, анкерного сошника та опорного колеса. На основі методів аналітичної механіки побудовано систему диференціальних рівнянь Лагранжа другого роду, яка описує коливальні процеси з урахуванням потенціальної й кінетичної енергії елементів секції та дії непотенційних сил опору ґрунту і в'язкого демпфування.

Для оцінювання динамічної реакції секції виконано чисельне моделювання у середовищі Wolfram Cloud, що дало змогу визначити часові залежності кутових і лінійних переміщень, а також виявити характер та амплітудно-частотні характеристики коливань. Результати моделювання засвідчили, що застосування пружно-в'язкого демпфера приводить до зменшення амплітуди коливань, зміщення резонансних частот та зниження добротності системи, що сприяє стабілізації положення робочих органів і підвищенню точності висіву.

Побудовано регресійну модель залежності коефіцієнта варіації кута повороту опорної рами від параметрів демпфера та швидкості руху сівалки, що забезпечує визначення оптимальних значень жорсткісних і в'язких характеристик демпферного елемента. Отримані результати можуть бути застосовані під час проєктування та модернізації висівних секцій сівалок, а також у подальших дослідженнях у галузі динаміки та вібраційного навантаження сільськогосподарських машин.

**Ключові слова:** висівна секція, пружно-в'язкий демпферний пристрій, пружно-в'язка система, коливання, стабілізація глибини висіву, анкерний сошник, динаміка сільськогосподарських машин, регресійна модель, чисельне моделювання, оптимізація параметрів.

**Вступ.** Ефективність процесу висіву насіння є ключовою передумовою рівномірності сходів та формування високої продуктивності

сільськогосподарських культур [1–3]. Значення стабільності роботи висівних секцій зростає в умовах інтенсифікації технологій вирощування,



підвищення робочих швидкостей агрегатів та експлуатації сівалок на полях із нерівним мікрорельєфом [4–8].

У сучасній практиці найпоширенішими є паралелограмні підвіски висівних секцій, які використовуються в сівалках таких виробників, як John Deere, Horsch, Agrokalina, Monosem, тощо. За помірних робочих швидкостей і на полях з однорідною структурою ґрунту ці системи здатні забезпечувати достатньо стабільне положення сошника. Проте проблеми виникають при швидкості руху понад 10–12 км/год, на хвилястому мікрорельєфі чи за змінної щільності ґрунту, коли притискне колесо втрачає сталий контакт із поверхнею, а сошник зазнає різновекторних коливань.

Однією з основних причин відхилень у глибині загортання насіння є динамічні коливання, що передаються від ходової частини агрегату на робочі органи секції [9–11]. Вони призводять до зміни вертикального положення сошника і притискного колеса, нерівномірного формування борозни та коливань швидкості подачі насіння, що негативно впливає на рівномірність висіву.

Для часткового згладжування впливу збурень у традиційних конструкціях використовують пружинні або механічні елементи підвіски [8–10]. Проте такі системи мають обмежений демпфувальний ефект, недостатню швидкодію та неспроможні ефективно поглинати високочастотні коливання, характерні для роботи на підвищених швидкостях або на полях з неоднорідною щільністю ґрунту. Відсутність елементів дисипації енергії у класичних пружинних механізмах також сприяє виникненню резонансних режимів.

Одним із перспективних напрямів підвищення стабільності роботи висівних секцій є використання пружно-в'язких демпферних пристроїв, які поєднують еластичні властивості пружних елементів та енергопоглинальні властивості в'язких компонентів [12–13]. Такі пристрої здатні істотно зменшити амплітуду вертикальних переміщень сошника, впливаючи на амплітудно-частотні характеристики системи та підвищуючи її стійкість до зовнішніх збурень.

Таким чином, обґрунтування удосконаленої конструктивно-технологічної схеми висівної секції з інтегрованим пружно-в'язким демпфером є актуальним науковим завданням. Воно передбачає аналіз динамічної взаємодії у системі «ґрунт – сошник – притискне колесо», визначення механізмів формування коливань та розроблення конструкції демпфера, здатного ефективно знижувати вплив зовнішніх збурень на траєкторію руху робочих органів.

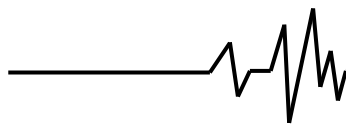
**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Сучасні наукові дослідження у сфері

механіки висівних секцій спрямовані на вивчення джерел та спектральних характеристик вібрацій, що виникають під час руху сівалки, а також на розроблення способів їх ефективного зниження [14–15]. Значна увага приділяється вдосконаленню підвісок висівних секцій, які забезпечують стабільність глибини висіву та зменшують вплив нерівностей ґрунту [4–7, 16]. У літературі розглянуто використання пружинно-пневматичних елементів, гідравлічних та пружно-в'язких амортизаторів, що дозволяють зменшити амплітуду вертикальних переміщень у робочому діапазоні частот. Проте більшість таких систем є пасивними і демонструють обмежену ефективність у разі зміни швидкості руху або структури ґрунту, що актуалізує необхідність створення комбінованих або адаптивних демпферних рішень із розширеним діапазоном дії.

Окремий напрям досліджень присвячено використанню кінематичних схем стабілізації положення робочих органів висівної секції [8–10, 17]. Паралелограмні та ланкові підвіски типу Watt's linkage забезпечують геометричну стабільність траєкторії руху сошника та копіювального колеса, знижуючи вплив вертикальних вібрацій. Ефективність таких конструкцій підтверджена як числовими експериментами, так і натурними випробуваннями. У низці робіт розглядається можливість інтеграції електромеханічних засобів керування – датчиків коливань, сервоприводів та мікроконтролерів – для точного регулювання параметрів висівного апарата відповідно до поточного динамічного стану секції. Проте такі системи впливають здебільшого на процес подачі насіння, а не на демпфування руху сошника.

Паралельно з експериментальними дослідженнями активно розвиваються методи чисельного моделювання механічних процесів у висівних секціях [3, 18–20]. Застосування методу скінчених елементів (МКЕ) дозволяє аналізувати напружено-деформований стан елементів підвіски та визначати їх стійкість під дією динамічних навантажень. Використання дискретно-елементного моделювання (DEM) забезпечує можливість дослідження взаємодії сошника з ґрунтовым середовищем та прогнозування силових реакцій у зоні контакту. Такі моделі дозволяють визначати оптимальні параметри жорсткості пружних елементів, коефіцієнтів демпфування та геометрії важелів, істотно зменшуючи потребу у тривалих натурних випробуваннях. Разом із тим точність результатів значною мірою залежить від коректного калібрування моделей і верифікації даних у реальних польових умовах.

Попри значні досягнення, у науковій літературі залишаються невирішені питання.



Переважна частина досліджень виконана в лабораторних умовах з обмеженням урахуванням спектру вібрацій, характерних для польової роботи на підвищених швидкостях. Недостатньо вивченим є комплексний вплив поєднаних демпферних систем – механічних, пневматичних та електронних. Обмеженням залишається також аналіз зміни ефективності демпфування при переході агрегату між ділянками з різною щільністю та структурою ґрунту. Потребує розвитку теоретична база синтезу гібридних систем, що поєднують пасивні та керовані елементи.

Отже, аналіз останніх досліджень свідчить, що створення удосконаленої конструктивно-технологічної схеми висівної секції з пружно-в'язким демпферним пристроєм є перспективним напрямом підвищення точності та надійності сівби. Така схема повинна поєднувати кінематичну стабілізацію, ефективне демпфування коливань та можливість інтеграції засобів контролю висівного процесу. Це створює необхідні передумови для розроблення нової конструкції висівної секції, здатної забезпечувати

стабільність глибини загортання насіння та зменшувати негативний вплив динамічних збурень у широкому діапазоні експлуатаційних умов.

**Мета та завдання дослідження.** Мета дослідження полягає у підвищенні стабільності роботи висівної секції сівалки на нерівній поверхні поля шляхом удосконалення її конструкції із застосуванням пружно-в'язкого демпферного пристрою та оцінювання впливу його параметрів на динамічні коливання секції і точність висіву.

**Викладення основного матеріалу.** Базова висівна секція (рис. 1) є просторовою шарнірно-зчленованою системою, призначеною для забезпечення сталого положення висівного сошника відносно рами сівалки за підвищених швидкостей агрегату. Основним несучим елементом конструкції є горизонтальна балка ОА, один кінець якої (точка О) жорстко з'єднаний з рамою машини, тоді як протилежний кінець (точка А) виконує роль опорної ланки для приєднання інших елементів висівної секції.

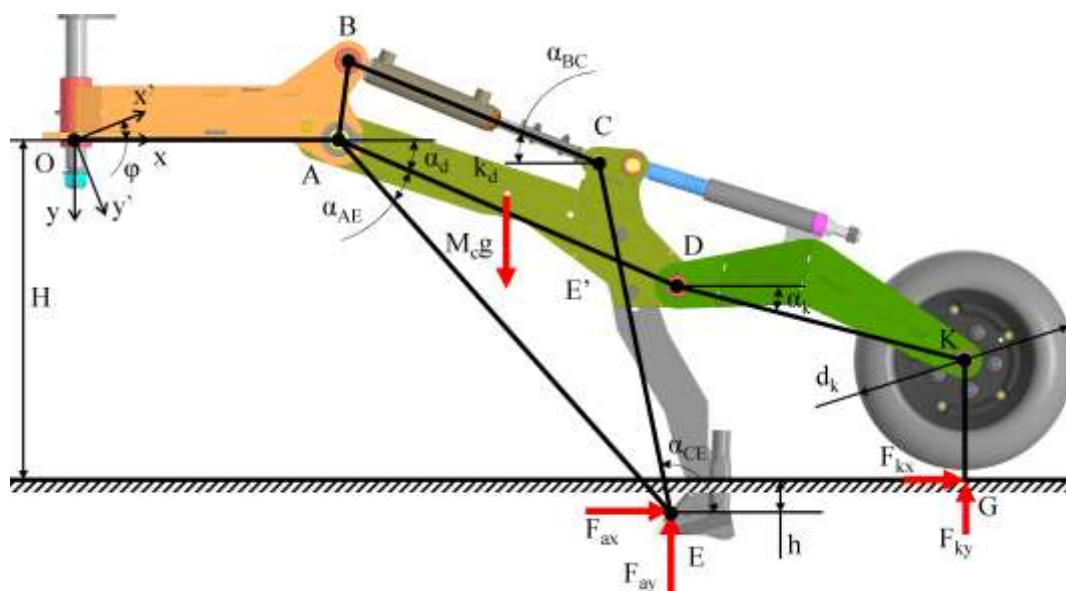


Рис. 1. Конструктивна і розрахункова схема базової висівної секції

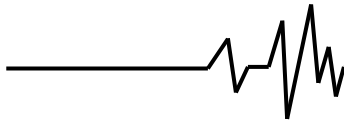
До балки ОА у точці А шарнірно приєднано похилу балку АD, нахилену до горизонту під кутом  $\alpha_d$ . Вісь шарніра в точці А розташована перпендикулярно до площини балки АD, що забезпечує вільне кутове переміщення секції відносно рами. Висота точки О над поверхнею поля дорівнює  $H$  та визначає початкове просторове положення всієї конструкції.

Паралельно до балки АD встановлено гідроциліндр ВС, який у базовому варіанті виконує функцію жорсткого зв'язку між рамою

та рухомими ланками секції. У робочому положенні гідроциліндр обмежує кутові переміщення системи та фіксує її у визначеній конфігурації.

Балка АВ жорстко приєднана до балки ОА і забезпечує передавання сил від рами до нижніх елементів секції, виконуючи роль силового важеля.

До балки АD жорстко закріплена балка СЕ, яка утворює анкерний сошник. Вона нахилена до горизонту під кутом  $\alpha_{ce}$  і визначає положення робочого органу відносно ґрунту.



Нижній кінець сошника (точка E) занурений у ґрунт на глибину  $h$  – основний робочий параметр секції. Точка E' є проекцією точки E на вісь балки AD, а кут між відрізками AE та AD позначається  $\alpha_{AE}$ .

У нижній частині секції у точці D розташовано шарнір, до якого приєднано балку DK. Вісь шарніра перпендикулярна до осі балки AD. На кінці балки DK встановлено копіювальне колесо діаметром  $d_k$ , яке контактує з поверхнею поля. Балка DK нахилена до горизонту під кутом  $\alpha_{DK}$ . Копіювальне колесо забезпечує стабілізацію положення сошника, адаптуючи секцію до нерівностей мікрорельєфу.

Система координат починається у точці O: вісь  $Ox$  спрямована вздовж балки OA, вісь  $Oy$  – вертикально вниз. Центр мас секції розташований у точці  $(x_c, y_c)$ , маса конструкції становить  $M$ . На секцію діє сила тяжіння  $Mg$ , спрямована вертикально вниз.

На анкерний сошник у точці E діють реакції ґрунту: горизонтальна складова  $F_{ax}$  та

вертикальна  $F_{ay}$ , що визначають опір ґрунту зануренню й поступальному переміщенню сошника. На копіювальне колесо в точці G діють вертикальна реакція  $F_{ky}$  та горизонтальна сила кочення  $F_{kx}$ , величини яких залежать від структурного стану поверхні поля та фізико-механічних властивостей ґрунту.

У базовій конструкції гідроциліндр BC сприймає динамічні навантаження, що виникають при підвищених швидкостях агрегату, однак не забезпечує дисипації енергії, оскільки є жорстким елементом. При куті нахилу  $\alpha_d$  вібраційні навантаження частково передаються на раму машини, що призводить до порушення стабільності глибини висіву.

В удосконаленій конструкції (рис. 2) гідроциліндр BC замінено пружно-в'язким демпферним пристроєм, який складається з пружного елемента жорсткістю  $k_d$ , що забезпечує відновлення рівноважного положення секції, та демпферного елемента з коефіцієнтом в'язкого опору  $c_d$ , який здійснює гасіння динамічних коливань.

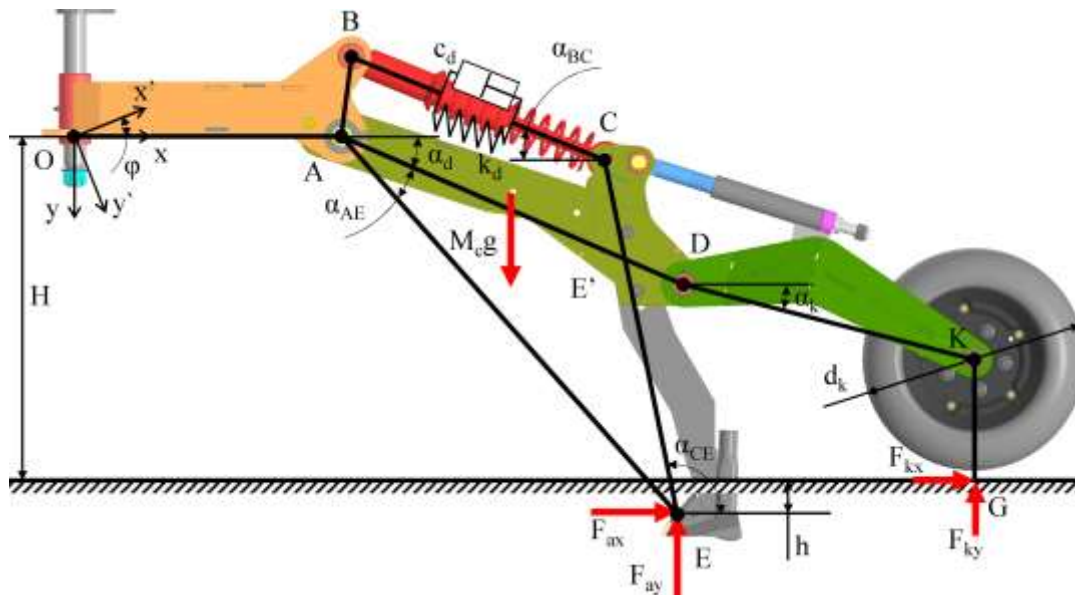


Рис. 2. Конструктивна і розрахункова схема удосконаленої висівної секції

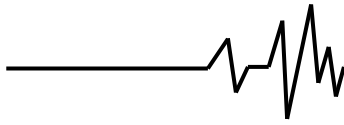
Під час руху сівалки по нерівній поверхні поля опорне колесо копіює мікрорельєф, викликаючи кутові коливання секції навколо шарніра A. У цей момент система координат  $xOy$ , пов'язана з рамою, переходить у нову систему  $x'Oy'$ , повернуту на малий кут  $\varphi$ . Амплітуда цього кута змінюється в часі залежно від профілю поля, маси секції, жорсткості  $k_d$ , демпфування  $c_d$  і швидкості руху агрегату.

Пружно-в'язкий демпферний пристрій працює за принципом згасаючих коливань. При деформації пружного елемента накопичується потенційна енергія, а демпфер поступово

розсіює її, перетворюючи механічну енергію коливань у теплову. Це дозволяє суттєво знизити динамічні навантаження, які передаються на анкерний сошник, балку AD і вузол кріплення секції до рами.

Для побудови математичної моделі руху висівної секції використаємо методи аналітичної механіки, що дозволяють описати динаміку складних механічних систем із урахуванням їх геометричних та кінематичних зв'язків.

Розглянемо рух агрегату, що складається з трактора, начіпного пристрою та сівалки з удосконаленими висівними секціями.



Прийmemo, що трактор рухається прямолінійно, рівномірно і горизонтально. За таких умов швидкість поступального руху трактора уздовж осі  $Ox$  є сталою величиною, тобто  $V_x = V = \text{const}$ , а вертикальна складова швидкості, відповідно, дорівнює нулю:  $V_y = 0$ . Таким чином, основні динамічні зміни в системі зумовлені взаємодією висівної секції з нерівностями поверхні поля, що спричиняє її коливання навколо точки закріплення.

Враховуючи конструктивні особливості секції та характер руху, механічна система має два ступені вільності, а отже, може бути описана двома узагальненими координатами:

– кутовим зсувом анкерного сошника  $\alpha_d$  відносно горизонту, який визначає зміну глибини його заглиблення в ґрунт;

– кутом повороту опорної рами  $\phi$  навколо поздовжньої осі з'єднання сівалки з трактором, що характеризує коливання секції відносно рами.

Таке спрощення дозволяє перейти від складної просторової системи до узагальненої плоскої моделі, де враховуються найсуттєвіші коливальні параметри.

У межах прийнятих припущень диференціальні рівняння руху системи можуть бути записані у формі рівнянь Лагранжа другого роду, які мають загальний вигляд:

$$\begin{cases} \frac{\partial}{\partial t} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{\phi}} \right) - \frac{\partial L}{\partial \phi} = Q, \\ \frac{\partial}{\partial t} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{\alpha}_d} \right) - \frac{\partial L}{\partial \alpha_d} = Q. \end{cases} \quad (1)$$

де  $L = T - U$  – функція Лагранжа, що характеризує енергетичний баланс системи, Дж;  $T$  – загальна кінетична енергія, яка відображає сумарну енергію поступального та обертального рухів усіх елементів системи, Дж;  $U$  – потенційна енергія, пов'язана з положенням елементів системи у полі сил (зокрема, сили тяжіння та пружних деформацій), Дж;  $Q$  – узагальнена сила або момент, який не може бути отриманий з потенціальної енергії, Н·м;  $\phi$ ,  $\alpha_d$  – узагальнені координати, що у даному випадку описують кут повороту або відхилення ланки, рад;  $\dot{\phi}$ ,  $\dot{\alpha}_d$  – швидкість зміни узагальненої координати (кутова швидкість), рад/с;  $t$  – час, с.

Іншими словами, рівняння Лагранжа враховують одночасно енергетичні взаємозв'язки між масами, пружними елементами та демпферами, що забезпечує повний опис коливального руху секції під дією зовнішніх збурень від ґрунту.

Загальна кінетична енергія розглянутої системи робочих органів може бути подана як сума енергій окремих її частин:

$$T = T_c + T_a + T_k = \left( \frac{1}{2} M (\dot{x}_c'^2 + \dot{y}_c'^2) + \frac{1}{2} I_c \dot{\phi}^2 \right) + \left( \frac{1}{2} m_a (\dot{x}_a'^2 + \dot{y}_a'^2) + \frac{1}{2} I_a \dot{\alpha}_d^2 \right) + \left( \frac{1}{2} m_k (\dot{x}_k'^2 + \dot{y}_k'^2) + \frac{1}{2} I_k (\dot{\alpha}_d + \omega_k)^2 \right), \quad (2)$$

де  $T_c$ ,  $T_a$ ,  $T_k$  – кінетична енергія системи, анкеру і колеса відповідно, Дж;  $M$  – маса агрегату, кг;  $x_c'$ ,  $y_c'$  – координати центра мас рами на осі координат  $x'Oy'$ , м;  $I_c$  – момент інерції системи відносно осі обертання, кг·м<sup>2</sup>;  $m_a$  – маса анкеру, кг;  $x_a'$ ,  $y_a'$  – координати крайньої точки анкеру на осі координат  $x'Oy'$ , м;  $I_a$  – момент інерції анкеру відносно осі обертання, кг·м<sup>2</sup>;  $m_k$  – маса колеса, кг;  $x_k'$ ,  $y_k'$  – координати крайньої точки колеса на осі координат  $x'Oy'$ , м;  $I_k$  – момент інерції колеса відносно осі обертання, кг·м<sup>2</sup>;  $\omega_k$  – кутова швидкість колеса, рад/с.

Потенційну енергію системи твердих тіл висівної секції можна визначити, ґрунтуючись на принципі суперпозиції, тобто шляхом підсумовування енергій окремих елементів

системи:

$$U = U_c + U_a + U_k = (Mg \cdot y_c') + \left( m_a g \cdot y_a' + \frac{k_d}{2} (\Delta l_d)^2 \right) + (m_k g \cdot y_k'), \quad (3)$$

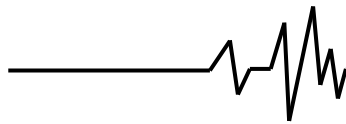
де  $U_c$ ,  $U_a$ ,  $U_k$  – потенційна енергія системи, анкеру і колеса відповідно, Дж;  $k_d$  – коефіцієнт жорсткості пружно-в'язкого демпферного пристрою, Н/м;  $\Delta l_d$  – подовження або стиск пружно-в'язкого демпферного пристрою, м;  $g$  – прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>.

Узагальнена непотенційна сила (момент сили), що діє на систему твердих тіл висівної секції, визначається сумарною дією опорів з боку ґрунту на різні елементи системи:

$$Q = Q_a + Q_k = (F_{ax} \cdot x_a' + F_{ay} \cdot y_a' - c_d \dot{x}_d' x_d' - c_d \dot{y}_d' y_d') + (F_{kx} \cdot x_k' + F_{ky} \cdot y_k'), \quad (4)$$

де  $Q_a$ ,  $Q_k$  – узагальнені непотенційні сили (або моменти) для анкеру і колеса відповідно;  $F_{ax}$ ,  $F_{ay}$ ,  $F_{kx}$ ,  $F_{ky}$  – сили взаємодії із ґрунтом із

анкером і колесом відповідно, Н;  $c_d$  – коефіцієнт в'язкого опору пружно-в'язкого демпферного пристрою, Н·с/м.



Для подальших розрахунків, відповідно до схем, наведених на рис. 1–2, визначимо залежності зазначених координат від узагальнених координат, що відповідають ступеням вільності системи:

$$x'_c = x_c \cos \varphi - y_c \sin \varphi - Vt, \quad (5)$$

$$y'_c = x_c \sin \varphi + y_c \cos \varphi, \quad (6)$$

$$x'_a = x_a \cos \varphi - y_a \sin \varphi - Vt, \quad (7)$$

$$y'_a = x_a \sin \varphi + y_a \cos \varphi, \quad (8)$$

$$x'_k = x_k \cos \varphi - y_k \sin \varphi - Vt, \quad (7)$$

$$y'_k = x_k \sin \varphi + y_k \cos \varphi, \quad (8)$$

$$x_a = OA + AE \cos(\alpha_d + \alpha_{AE}), \quad (9)$$

$$y_a = AE \sin(\alpha_d + \alpha_{AE}), \quad (10)$$

$$x_k = OA + AD \cos \alpha_d + DK \cos \alpha_k, \quad (11)$$

$$y_k = AD \sin \alpha_d + DK \sin \alpha_k + KG, \quad (12)$$

де  $x, y$  – координати системи координат  $xOy$ , м;  
 $V$  – швидкість сівалки, м/с.

Об'єднуючи рівняння (5)–(12) отримуємо

$$x'_a = (OA + AE \cos(\alpha_d + \alpha_{AE})) \cos \varphi - AE \sin(\alpha_d + \alpha_{AE}) \sin \varphi - Vt, \quad (13)$$

$$y'_a = (OA + AE \cos(\alpha_d + \alpha_{AE})) \sin \varphi + AE \sin(\alpha_d + \alpha_{AE}) \cos \varphi, \quad (14)$$

$$x'_k = (OA + AD \cos \alpha_d + DK \cos \alpha_k) \cos \varphi - (AD \sin \alpha_d + DK \sin \alpha_k + KG) \sin \varphi - Vt, \quad (15)$$

$$y'_k = (OA + AD \cos \alpha_d + DK \cos \alpha_k) \sin \varphi + (AD \sin \alpha_d + DK \sin \alpha_k + KG) \cos \varphi. \quad (16)$$

Подовження або стиск пружно-в'язкого демпферного пристрою можуть бути подані у вигляді таких залежностей:

$$\Delta l_d = BC \sqrt{(\cos(\alpha_d - \varphi) - \cos \alpha_d)^2 + (\sin(\alpha_d - \varphi) - \sin \alpha_d)^2}. \quad (17)$$

$$x'_d = x_d \cos \varphi - y_d \sin \varphi - Vt, \quad (18)$$

$$y'_d = x_d \sin \varphi + y_d \cos \varphi, \quad (19)$$

$$x_d = BC \cos \alpha_d, \quad (20)$$

$$y_d = BC \sin \alpha_d. \quad (21)$$

Об'єднуючи рівняння (18)–(21) отримуємо

$$x'_d = BC \cos \alpha_d \cos \varphi - BC \sin \alpha_d \sin \varphi - Vt, \quad (22)$$

$$y'_d = BC \cos \alpha_d \sin \varphi + BC \sin \alpha_d \cos \varphi. \quad (23)$$

Взявши похідні по часу зазначених координат (5)–(6), (13)–(16), (22)–(23):

$$\dot{x}'_c = -\dot{\varphi} x_c \sin \varphi - \dot{\varphi} y_c \cos \varphi - V, \quad (24)$$

$$y'_c = \dot{\varphi} x_c \cos \varphi - \dot{\varphi} y_c \sin \varphi, \quad (25)$$

$$\begin{aligned} \dot{x}'_a = & -\dot{\alpha}_d AE \sin(\alpha_d + \alpha_{AE}) \cos \varphi - \dot{\varphi} (OA + AE \cos(\alpha_d + \alpha_{AE})) \sin \varphi - \\ & -\dot{\alpha}_d AE \cos(\alpha_d + \alpha_{AE}) \sin \varphi - \dot{\varphi} AE \sin(\alpha_d + \alpha_{AE}) \cos \varphi - V, \end{aligned} \quad (26)$$

$$\begin{aligned} \dot{y}'_a = & -\dot{\alpha}_d AE \sin(\alpha_d + \alpha_{AE}) \sin \varphi + \dot{\varphi} (OA + AE \cos(\alpha_d + \alpha_{AE})) \cos \varphi + \\ & + \dot{\alpha}_d AE \cos(\alpha_d + \alpha_{AE}) \cos \varphi - \dot{\varphi} AE \sin(\alpha_d + \alpha_{AE}) \sin \varphi, \end{aligned} \quad (27)$$

$$\begin{aligned} \dot{x}'_k = & -\dot{\alpha}_d AD \sin \alpha_d \cos \varphi - \dot{\varphi} (OA + AD \cos \alpha_d + DK \cos \alpha_k) \sin \varphi - \\ & -\dot{\alpha}_d AD \cos \alpha_d \sin \varphi - \dot{\varphi} (AD \sin \alpha_d + DK \sin \alpha_k + KG) \cos \varphi - V, \end{aligned} \quad (28)$$

$$\begin{aligned} \dot{y}'_k = & -\dot{\alpha}_d AD \sin \alpha_d \sin \varphi + \dot{\varphi} (OA + AD \cos \alpha_d + DK \cos \alpha_k) \cos \varphi + \\ & + \dot{\alpha}_d AD \cos \alpha_d \cos \varphi - \dot{\varphi} (AD \sin \alpha_d + DK \sin \alpha_k + KG) \sin \varphi. \end{aligned} \quad (29)$$

Горизонтальна складова сили опору колеса з боку ґрунту визначається сумарним впливом сил тертя кочення та ковзання, що формуються у зоні контакту колеса з ґрунтом, і може бути подана у вигляді:

$$F_{kx} = \left( f_k + \frac{2\eta_k}{d_k} \right) F_{ky} \quad (30)$$

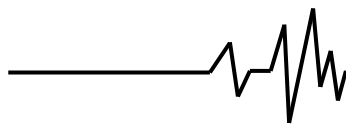
де  $f_k$  – коефіцієнт тертя ковзання котка;  $\eta_k$  – коефіцієнт тертя кочення, який враховує додаткові втрати енергії під час обертання колеса.

Вертикальна сила опору колеса з боку ґрунту визначається деформаційними властивостями ґрунтового шару і виражається формулою:

$$F_{ky} = 0,86i \sqrt{\frac{(m_k g)^4}{q_0 L_k d_k^2}} \quad (31)$$

де  $i = 1,0-1,3$  – коефіцієнт, який враховує додатковий опір, зумовлений деформацією поверхні ґрунту під дією нерівностей та шорстких елементів колеса, Н/м;  $q$  – коефіцієнт об'ємної деформації ґрунту, Н/м<sup>3</sup>;  $L_k$  – ширина колеса, м.

Підставляючи вирази (2)–(4), (5)–(6), (13)–(17) та (22)–(31) у систему рівнянь (1), отримуємо розгорнуту нелінійну систему



диференціальних рівнянь, яка включає взаємопов'язані координати та сили, містить тригонометричні залежності, добутки змінних і параметрів, а також кінематичні зв'язки між ланками висівної секції. Через структурну складність та наявність нелінійних членів отримання її аналітичного розв'язку у закритому вигляді є практично неможливим.

У зв'язку з цим для дослідження динаміки висівної секції застосовано чисельне інтегрування диференціальних рівнянь, що дозволяє визначати часові залежності координат, швидкостей і прискорень за заданих параметрів конструкції. У роботі використано вбудовані засоби символічного та чисельного обчислення програмного середовища Wolfram Cloud, що дало змогу автоматизувати формування системи рівнянь, здійснити їх спрощення та виконати подальше моделювання у часовій області з контролем похибки.

Для цього прийнято такі геометричні параметри висівної секції:  $OA = 0,5$  м;  $AB = 0,08$  м;  $AD = 0,7$  м;  $BC = 0,34$  м;  $AE = 0,95$  м;  $CE = 0,7$  м;  $DK = 0,56$  м;  $d_k = 2KG = 0,4$  м;  $h = 0,05$  м;  $H = 0,7$  м;  $\alpha_k = 15^\circ$ ;  $\alpha_{d0} = 23^\circ$ ;  $\alpha_{AE} = 28^\circ$ ;  $\alpha_{CE0} = 98^\circ$ .

Факторами аналітичних досліджень були коефіцієнт в'язкого опору пружно-в'язкого демпферного пристрою  $c_d$  (0–1000 Н·с/м), коефіцієнт жорсткості пружно-в'язкого демпферного пристрою  $k_d$  (0–10000 Н/м) і швидкість сівалки  $V$  (1–3 м/с). Приклади амплітудно-частотних характеристик роботи висівної секції під час руху наведено на рис. 3. У базовому варіанті ( $c_d = 0$  Н·с/м,  $k_d = 0$  Н/м) спостерігаються підвищені амплітуди коливань, а спектр має виражений низькочастотний резонанс, що проявляється у зосередженні енергії поблизу першої гармоніки збудження. В удосконаленому варіанті ( $c_d = 500$  Н·с/м,  $k_d =$

5000 Н/м) амплітуди коливань істотно зменшуються, а спектр стає значно «приглушеним» завдяки дії демпферувального елемента та збільшеній пружній жорсткості. Це свідчить про ефективне придушення домінуючих резонансних складових. Водночас у високочастотній зоні все ще фіксуються окремі локальні піки, що зумовлені залишковими коливальними формами конструкції та нерівномірністю зовнішнього збурення.

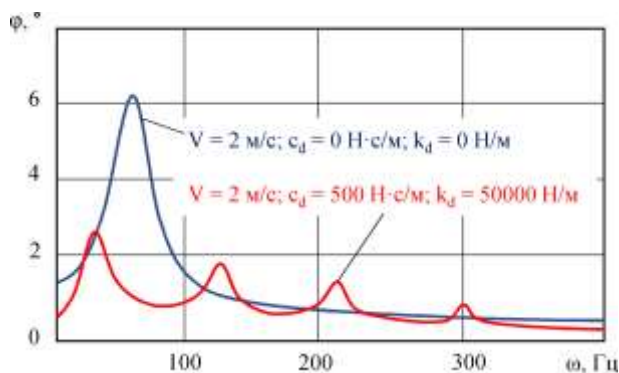


Рис. 3. Амплітудно-частотні характеристики коливань висівної секції за підвищених швидкостей агрегату

У результаті зміни факторів досліджень отримано набір даних для коефіцієнту варіації  $\delta_\phi$  (%) кута повороту опорної рами  $\phi$ , який згідно зі статистичною обробкою в Wolfram Cloud можна подати у вигляді рівняння регресії другого порядку з відхиленими незначущими коефіцієнтами (рис. 4):

$$\begin{aligned} \delta = & 22,401 - 0,0288961 c_d + 0,0000143911 \\ & c_d^2 - 0,00274117 k_d + 6,39667 \cdot 10^{-7} c_d k_d + \\ & + 1,52178 \cdot 10^{-7} k_d^2 + 2,40944 V. \end{aligned} \quad (32)$$

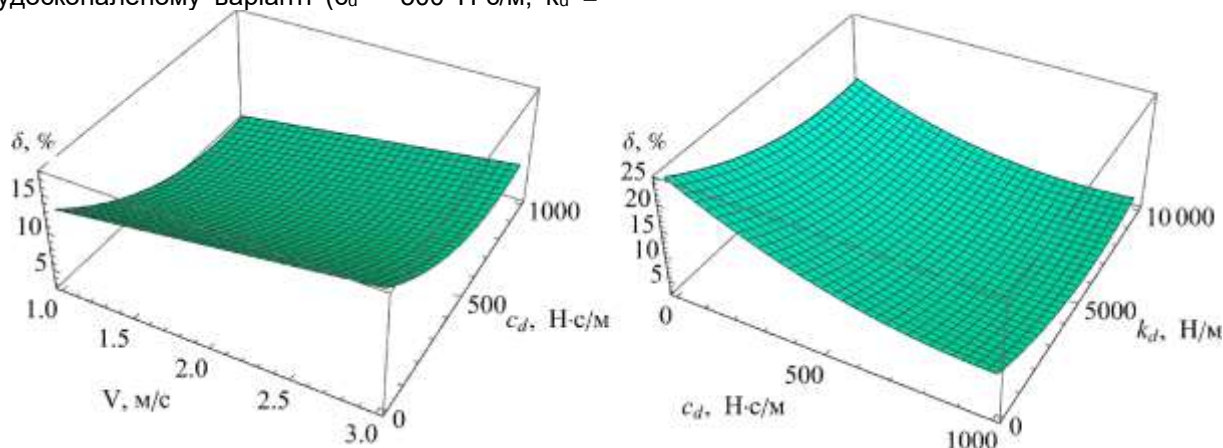
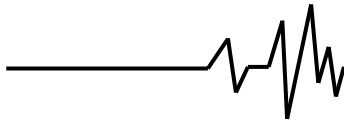


Рис. 4. Залежність коефіцієнта варіації  $\delta_\phi$  (%) кута повороту опорної рами від коефіцієнта в'язкого опору  $c_d$ , жорсткості демпфера  $k_d$  та швидкості руху сівалки  $V$ .

За результатами варіювання пристрою та швидкості руху отримано параметрів пружно-в'язкого демпферного залежність, що відображає вплив коефіцієнта



в'язкого опору, жорсткості та швидкісного режиму на варіацію кута повороту опорної рами. Регресійна модель другого порядку показує, що дія в'язкого опору  $c_d$  є нелінійною: за малих значень демпфер не забезпечує достатнього рівня дисипації, у середньому діапазоні параметрів спостерігається стабілізація коливального процесу, тоді як надмірне демпфування спричиняє запізнення реакції механізму і, відповідно, зростання нестійкості руху.

Подібний немонотонний характер має й вплив жорсткості  $k_d$ : недостатня пружність сприяє появі коливальних, а надмірно жорсткий елемент передає на раму високочастотні збурення, що також призводить до збільшення варіації кута. Взаємодія  $c_d$  та  $k_d$  проявляється у вигляді перехресного впливу, за якого одночасне зростання обох параметрів підсилює нестабільність руху, що свідчить про необхідність їх узгодженого вибору в конструкції демпфера.

Швидкість руху  $V$  чинить однозначно негативний вплив: зі збільшенням швидкості посилюється дія зовнішніх динамічних збурень від мікрорельєфу, що закономірно підвищує варіацію кута повороту опорної рами.

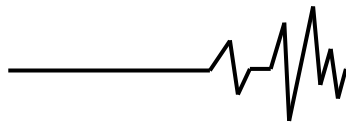
Отримана поверхня відгуку демонструє наявність області мінімальної варіації  $\delta_\varphi = 2,71\%$ , яка досягається за поєднання помірних параметрів демпфера ( $c_d = 843 \text{ Н} \cdot \text{с/м}$ ,  $k_d = 7234 \text{ Н/м}$ ) та низької швидкості руху ( $V = 1 \text{ м/с}$ ). Така комбінація забезпечує узгоджену роботу пружного та в'язкого елементів, оптимальне гасіння коливань і відсутність перенасичення системи надмірною жорсткістю чи демпфуванням. Отримані закономірності узгоджуються з фізичною природою пружно-демпферних систем і підтверджують доцільність оптимізації конструкції демпфера для підвищення стабільності положення висівної секції.

**Висновки та перспективи подальших досліджень.** Узагальнюючи результати проведених теоретичних та чисельних досліджень, можна стверджувати, що базова конструкція висівної секції, у якій гідроциліндр виконує роль жорсткого зв'язку, не забезпечує ефективного гасіння динамічних збурень, що виникають за підвищених швидкостей агрегату по нерівностях ґрунту. Жорсткість елемента призводить до передачі вібрацій на раму сівалки та анкерний сошник, що формує значні кутові коливання секції і, як наслідок, погіршує стабільність глибини висіву. Удосконалена конструкція з пружно-в'язким демпферним пристроєм, який поєднує пружний та в'язкоопірний елементи, суттєво покращує динамічну поведінку системи завдяки здатності поглинати та розсіювати енергію коливань.

Результати моделювання показали зменшення амплітуд та інтенсивності коливальних процесів, зокрема у резонансних режимах, що підтверджує підвищення стійкості роботи секції. Аналіз отриманої регресійної залежності засвідчив, що варіація кута повороту опорної рами визначається взаємодією пружної та демпфувальної складових, а також режимом руху агрегату, причому оптимальний ефект досягається за узгоджених значень параметрів демпфера ( $c_d = 843 \text{ Н} \cdot \text{с/м}$ ,  $k_d = 7234 \text{ Н/м}$ ) та низької робочої швидкості ( $V = 1 \text{ м/с}$ ). Таким чином, використання комбінованого пружно-в'язкого демпферного пристрою є конструктивно та функціонально обґрунтованим рішенням, яке забезпечує підвищення стабільності роботи висівної секції, зменшує вплив нерівностей ґрунту та сприяє покращенню рівномірності висіву.

#### Список використаних джерел

1. Яропуд В.М., Говоруха В.Б., Дацюк Д.А. Експериментальні дослідження дозатора висівного апарата селекційної сівалки дрібнонасіненних культур. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. 2023. № 3 (122). С. 43–52. DOI: 10.37128/2520-6168-2023-3-5.
2. Алієв Е. Б., Безверхній П. Є., Алієва О. Ю. (2024). Випробування удосконаленої системи подачі насіння пневматичної сівалки точного висіву. *Науково-технічний бюлетень Інституту олійних культур НААН*, 37: 127–138. DOI: 10.36710/ІОС-2024-37-13
3. Алієв Е. Б., Безверхній П. Є. (2022). Чисельне моделювання сповільнювача насіння пневматичної сівалки точного висіву. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин*, 52: 86–98. DOI: 10.32515/2414-3820.2022.52.86-98
4. Яропуд В.М., Дацюк Д.А. Шляхи удосконалення висівного апарата селекційної сівалки дрібнонасіненних культур. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2021. № 1 (100). С. 156–166. DOI: 10.37128/2306-8744-2021-1-15
5. Li M., Chang X., Gu Y., Wang P., Shang S. (2025). Design of Dynamic Deep Sowing System for Peanut Planter with Double-Loop Feedback Fuzzy PID Control. *Agriculture*, 15(8): 808. DOI: 10.3390/agriculture15080808
6. Gao Y., Yang Y., Hu Y., Han X., Feng K., Li P., Wei X., Zhai C. (2024). Study on Operating Vibration Characteristics of Different No-Tillage Planter Row Units in Wheat Stubble Fields. *Agriculture*, 14(11): 1878. DOI: 10.3390/agriculture14111878
7. Haq F. U., Khan M. T., Shah K. (2023). Modelling and Intelligent Control Based



Damping System for Smart No-Till Seed Planter's Assembly. PakJET, 6 (1): 23–27. DOI: 10.51846/vol6iss1pp13-17

8. Деркач О. Д., Макаренко Д. О., Муранов Є. С., Лободенко А. В. (2021). Підвищення довговічності рухомих з'єднань посівних машин впровадженням прогресивних конструкційних матеріалів. *Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету*, 11 (2): 10. DOI: 10.37128/2520-6168-2023-4-2

9. Науменко М. Макаренко Д., Гурідова В., Крутоус Д. (2021). Математична модель взаємодії сошника посівного комплексу з ґрунтом за ускладнених умов його експлуатації. *Математичне моделювання*, 1 (44): 55–61. DOI: 10.31319/2519-8106.1(44)2021.235926

10. Макаренко Д. О., Деркач О. Д., Д Говоруха В. Б., Веселовська Н. Р. (2023). Модернізація рухомих з'єднань секції посівного комплексу. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*, 123 (4): 12–20. DOI: 10.37128/2520-6168-2023-4-2

11. Sun S.S., Ning D.H., Yang J., Du H., Zhang S.W., Li W.H. (2016). A seat suspension with a rotary magnetorheological damper for heavy duty vehicles. *Smart Mater. Struct.* 25, 105032. DOI: 10.1088/0964-1726/25/10/105032

12. Wu S., Dou Z., Fei S., Shi, F., Zhang X., Liu Z., Huang D. (2025). Structural Design and Parameter Optimization of In-Row Deep Fertilizer Application Device for Maize. *Agriculture*, 15(18), 1934. DOI: 10.3390/agriculture15181934

13. Záček J., Sebesta K., Mohammad H., Jeniš F., Strecker Z., Kubík M. (2022). Experimental Evaluation of Modified Groundhook Car Suspension with Fast Magnetorheological Damper. *Actuators*, 11, 354. DOI: 10.3390/act11120354

14. Kozachenko O., Aliiev E., Sedykh K. (2021). Results of investigation of the spring shank disc harrow performance. *U.P.B. Sci. Bull., Series D*, 83 (4): 123–140.

15. Козаченко О.В., Сєдих К.В. Динамічна модель процесу деформації пружної стійки дискатора. *Техніка та енергетика*. Київ: НУБіП, № 11(3), 2020. С. 31–39. DOI: 10.31548/machenergy2020.03.031

16. Sharipov G.M., Paraforos D.S., Griepentrog H.W. (2019). Validating the Model of a No-Till Coulter Assembly Equipped with a Magnetorheological Damping System. *Applied Sciences*, 9(19), 3969. DOI: 10.3390/app9193969

17. Simionescu P.A., Smith M.R. (2000). Single-valued function representations in linkage mechanisms design. *Mechanism and*

Machine Theory, 35 (12): 1709–1726. DOI: 10.1016/S0094-114X(00)00018-5

18. Алієв Е. Б. (2023). Чисельне моделювання процесів агропромислового виробництва: підручник. Київ: Аграрна наука, 340 с.

19. Яропуд В.М., Алієв Е.Б., Дацюк Д.А. (2021). Методика чисельного моделювання висівного апарата селекційної сівалки дрібнонасінневих культур. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*, 12 (3), 121–127. DOI: 10.31548/machenergy2021.03.121

20. Яропуд В.М., Говоруха В.Б., Дацюк Д.А. Випробування математичної моделі роботи дозатора висівного апарата селекційної сівалки дрібнонасінневих культур. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2023. № 3 (110). С. 52–60. DOI: 10.37128/2306-8744-2023-3-6

21. Яропуд В.М., Дацюк Д.А. Дослідження руху насіння у розподільнику висівного апарата селекційної сівалки дрібнонасінних культур. *Сільськогосподарські машини*. 2023. Вип. 49. С. 7–14. DOI: 10.36910/acm.vi49.945

## References

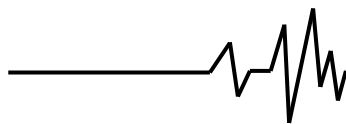
1. Yaropud, V. M., Hovorukha, V. B., & Datsiuk, D. A. (2023). Eksperymentalni doslidzhennia dozatora vysivnoho aparata selektsiinoi sivalky dribnonasinnievoi kultury [Experimental study of the metering device of a precision seeder for small-seeded crops]. *Tekhnika, Enerhetyka, Transport APK*, 3(122), 43–52. <https://doi.org/10.37128/2520-6168-2023-3-5>

2. Aliiev, E. B., Bezverkhniy, P. Ye., & Aliieva, O. Yu. (2024). Vyprobuвання udoskonalenoї systemy podachi nasinnia pnevmatychnoi sivalky tochnogo vysivu [Testing of an improved seed delivery system of a pneumatic precision seeder]. *Naukovo-tekhnichnyi biuleten Instytutu oliynykh kultur NAAN*, 37, 127–138. <https://doi.org/10.36710/IOC-2024-37-13>

3. Aliiev, E. B., & Bezverkhniy, P. Ye. (2022). Chyselne modeliuвання spolilniuvacha nasinnia pnevmatychnoi sivalky tochnogo vysivu [Numerical modelling of a seed decelerator in a pneumatic precision seeder]. *Konstruiuvannya, vyrobnytstvo ta ekspluatatsiia silskohospodarskykh mashyn*, 52, 86–98. <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2022.52.86-98>

4. Yaropud, V. M., & Datsiuk, D. A. (2021). Shliakhy udoskonalennia vysivnoho aparata selektsiinoi sivalky dribnonasinnievoi kultury [Ways of improving the seeding device of a selection seeder for small-seeded crops]. *Vibratsii v tekhnitsi ta tekhnolohiiakh*, 1(100), 156–166. <https://doi.org/10.37128/2306-8744-2021-1-15>

5. Li, M., Chang, X., Gu, Y., Wang,



P., & Shang, S. (2025). Design of dynamic deep-sowing system for peanut planter with double-loop feedback fuzzy PID control. *Agriculture*, 15(8), 808. <https://doi.org/10.3390/agriculture15080808>

6. Gao, Y., Yang, Y., Hu, Y., Han, X., Feng, K., Li, P., Wei, X., & Zhai, C. (2024). Study on operating vibration characteristics of different no-tillage planter row units in wheat stubble fields. *Agriculture*, 14(11), 1878. <https://doi.org/10.3390/agriculture14111878>

7. Haq, F. U., Khan, M. T., & Shah, K. (2023). Modelling and intelligent control-based damping system for smart no-till seed planter assembly. *PakJET*, 6(1), 23–27. <https://doi.org/10.51846/vol6iss1pp13-17>

8. Derkach, O. D., Makarenko, D. O., Muranov, Ye. S., & Lobodenko, A. V. (2021). Pidvyshchennia dohovichnosti rukhomykh ziednan posivnykh mashyn vprovadzhenniam prohresyvykh materialiv [Increasing durability of moving joints in seeding machines by introducing advanced structural materials]. *Naukovyi visnyk TDATU*, 11(2), 10. <https://doi.org/10.37128/2520-6168-2023-4-2>

9. Naumenko, M., Makarenko, D., Huridova, V., & Krutous, D. (2021). Matematychna model vzaïmodii soshnyka posivnoho kompleksu z rûntom za skladnykh umov ekspluatatsii [Mathematical model of interaction between the opener of a seeding complex and soil under difficult operating conditions]. *Matematychna modeliuвання*, 1(44), 55–61. [https://doi.org/10.31319/2519-8106.1\(44\)2021.235926](https://doi.org/10.31319/2519-8106.1(44)2021.235926)

10. Makarenko, D. O., Derkach, O. D., Hovorukha, V. B., & Veselovska, N. R. (2023). Modernizatsiia rukhomykh ziednan sektsii posivnoho kompleksu [Modernization of movable joints of a seeding complex section]. *Tekhnika, Enerhetyka, Transport APK*, 123(4), 12–20. <https://doi.org/10.37128/2520-6168-2023-4-2>

11. Sun, S. S., Ning, D. H., Yang, J., Du, H., Zhang, S. W., & Li, W. H. (2016). A seat suspension with a rotary magnetorheological damper for heavy-duty vehicles. *Smart Materials and Structures*, 25, 105032. <https://doi.org/10.1088/0964-1726/25/10/105032>

12. Wu, S., Dou, Z., Fei, S., Shi, F., Zhang, X., Liu, Z., & Huang, D. (2025). Structural design and parameter optimization of an in-row deep fertilizer application device for maize. *Agriculture*, 15(18), 1934. <https://doi.org/10.3390/agriculture15181934>

13. Záček, J., Šebesta, K., Mohammad, H., Jenis, F., Strecker, Z., & Kubík, M. (2022). Experimental evaluation of modified Groundhook car suspension with fast magnetorheological damper. *Actuators*, 11, 354. <https://doi.org/10.3390/act11120354>

14. Kozachenko, O., Aliiev, E., &

Sedykh, K. (2021). Results of investigation of the spring shank disc harrow performance. *U.P.B. Sci. Bull., Series D*, 83(4), 123–140.

15. Kozachenko, O. V., & Siedyk, K. V. (2020). Dynamichna model protsesu deformatsii pruzhnoi stiiky dyskatora [Dynamic model of deformation of a spring shank of a disc harrow]. *Tekhnika ta Enerhetyka*, 11(3), 31–39. <https://doi.org/10.31548/machenergy2020.03.031>

16. Sharipov, G. M., Paraforos, D. S., & Griepentrog, H. W. (2019). Validating the model of a no-till coulter assembly equipped with a magnetorheological damping system. *Applied Sciences*, 9(19), 3969. <https://doi.org/10.3390/app9193969>

17. Simionescu, P. A., & Smith, M. R. (2000). Single-valued function representations in linkage mechanism design. *Mechanism and Machine Theory*, 35(12), 1709–1726. [https://doi.org/10.1016/S0094-114X\(00\)00018-5](https://doi.org/10.1016/S0094-114X(00)00018-5)

18. Aliiev, E. B. (2023). Chyselne modeliuвання protsesiv ahropromyslovoho vyrobnytstva: pidruchnyk [Numerical modelling of agro-industrial processes: Textbook]. Kyiv: Ahrarna Nauka.

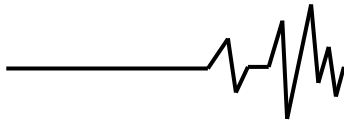
19. Yaropud, V. M., Aliiev, E. B., & Datsiuk, D. A. (2021). Metodyka chyselnoho modeliuвання vysivnoho aparata selektsiinoi sivalky dribnonasinnevykh kultur [Numerical modelling method for a seeding mechanism of a selection seeder for small-seeded crops]. *Machinery & Energetics*, 12(3), 121–127. <https://doi.org/10.31548/machenergy2021.03.121>

20. Yaropud, V. M., Hovorukha, V. B., & Datsiuk, D. A. (2023). Vyprovuvannya matematychnoi modeli roboty dozatora vysivnoho aparata selektsiinoi sivalky dribnonasinnievoi kultury [Testing the mathematical model of the metering device operation of a selection seeder for small-seeded crops]. *Vibratsii v Tekhnitsi ta Tekhnolohiiakh*, 3(110), 52–60. <https://doi.org/10.37128/2306-8744-2023-3-6>

21. Yaropud, V. M., & Datsiuk, D. A. (2023). Doslidzhennia rukhu nasinnia u rozpodilnyku vysivnoho aparata selektsiinoi sivalky dribnonasinnievoi kultury [Study of seed movement in the distributor of a seeding mechanism of a selection seeder]. *Silskohospodarski mashyny*, 49, 7–14. <https://doi.org/10.36910/acm.vi49.945>

#### **ANALYTICAL JUSTIFICATION OF AN IMPROVED STRUCTURAL AND TECHNOLOGICAL DESIGN OF A SEEDING UNIT EQUIPPED WITH A VISCOELASTIC DAMPING DEVICE**

*The study presents an analytical investigation of an improved structural and technological design of a seeding unit equipped*



with a viscoelastic damping device intended to reduce dynamic oscillations and stabilize seed placement depth. A spatial hinge-linked mechanical system of the basic seeding unit is examined, its structural model is developed, and the mass-inertial, kinematic and force parameters of its main elements – including the horizontal and inclined beams, the opener shank and the gauge wheel – are determined. Based on analytical mechanics, a system of second-order Lagrange differential equations is formulated to describe the oscillatory processes, incorporating the potential and kinetic energy of the system components as well as the effects of soil reaction forces and viscous damping.

To evaluate the dynamic response of the seeding unit, numerical simulations were performed in the Wolfram Cloud environment, enabling the determination of time histories of angular and linear displacements and the identification of the oscillation characteristics, including amplitude-frequency behaviour. The results show that the implementation of a

viscoelastic damper reduces oscillation amplitude, shifts resonant frequencies and decreases the system's quality factor, thereby improving the stability of the working elements and enhancing seeding accuracy.

A second-order regression model describing the dependence of the coefficient of variation of the frame rotation angle on the damper parameters and seeder forward velocity was developed. This model enables the selection of optimal stiffness and damping values for the viscoelastic element. The obtained results may be used in the design and modernization of seeding units and serve as a basis for further research in the dynamics and vibration loading of agricultural machinery.

**Keywords:** seeding unit, viscoelastic damping device, viscoelastic system, oscillations, seeding depth stabilization, opener shank, agricultural machinery dynamics, regression model, numerical modelling, parameter optimization.

#### **Відомості про авторів**

**Яропуд Віталій Миколайович** – доктор технічних наук, доцент, декан інженерно-технологічного факультету Вінницького національного аграрного університету (вул. Сонячна, 3, м. Вінниця, Україна, 21008, e-mail: [yaropud77@gmail.com](mailto:yaropud77@gmail.com)).

**Тихий Олександр Миколайович** – здобувач ступеня доктора філософії за спеціальністю 133 Галузеве машинобудування кафедри «Машин та обладнання сільськогосподарського виробництва» Вінницького національного аграрного університету (вул. Сонячна, 3, м. Вінниця, 21008, Україна, e-mail: [tdsunagro@gmail.com](mailto:tdsunagro@gmail.com)).

**Yaropud Vitalii** – Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Dean of the Engineering and Technology Faculty, Vinnytsia National Agrarian University (3 Soniachna St., Vinnytsia, Ukraine, 21008, e-mail: [yaropud77@gmail.com](mailto:yaropud77@gmail.com)).

**Tykhyy Oleksandr** – Candidate for the degree of Doctor of Philosophy in specialty 133 Industrial Mechanical Engineering in Industrial Mechanical Engineering of the Department of «Machinery and Equipment for Agricultural Production» of Vinnytsia National Agrarian University (3 Sonyachna St., Vinnytsia, 21008, Ukraine, e-mail: [tdsunagro@gmail.com](mailto:tdsunagro@gmail.com)).

Стаття надійшла 10.11.2025

Стаття прийнята 21.11.2025

Опубліковано 25.12.2025