

ГАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

УДК 631.362.5:621.867.3

DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2025.55.63-79>

Е.Б. Алієв, проф., д-р техн. наук, ст. досл., **О.А. Черній**, здобувач наукового ступеня доктора філософії ОНП «Галузеве машинобудування»

Дніпровський державний аграрно-економічний університет, м. Дніпро, Україна
e-mail: aliev@meta.ua

Аналітичне обґрунтування конструктивних і режимних параметрів спірального віброживильника для дозування поодинокого насіння соняшнику

В статті обґрунтовано потребу в необхідності проектування пристроїв рівномірної дозованої подачі насіння в лініях автоматизованого фенотипування, які б працювали на основі вібрації робочих органів. Аналізуючи наукові роботи, встановлено, що завдяки варіативності форм та розмірів насіння соняшнику, складно забезпечити його рівномірний рух по віброуючій поверхні. Представлена конструктивно-технологічна схема вібраційного спірального живильника для дозування поодинокого насіння соняшнику. Обґрунтовано форми та розраховані параметри елементів чаші віброживильника. Підібрані оптимальні режими роботи вібромашини на основі дисбалансного віброприводу. Спроектвана конструкція пружного вузла віброживильника з перевіркою роботоздатності його елементів по критерію міцності.

автоматичне фенотипування насіння, насіння соняшнику, спіральний вібраційний живильник, конструктивна схема віброживильника, режими роботи, параметри чаші, дисбалансний вібропривод, пружний елемент, критерій роботоздатності

Постановка проблеми. Розвиток цифрових технологій у рослинництві потребує створення високоточних систем аналізу та обробки насіння. Для автоматичного фенотипування, сортування та наукових експериментів у селекції та насінництві важливо забезпечити подачу насіння у поодиначному режимі [1–3]. Це дозволяє уникнути накладання зернин, підвищити точність комп'ютерного зору, забезпечити достовірність вимірювань морфологічних параметрів і мінімізувати похибки під час підрахунку.

Традиційні живильники насіння здебільшого орієнтовані на сівбу та не гарантують стабільного поодиначного дозування, що ускладнює їх використання в системах фенотипування та лічильниках [4–7]. Тому виникає потреба у створенні спеціалізованих живильників із можливістю надійного транспортування та орієнтації зернин.

Обґрунтування конструктивних і режимних параметрів спірального віброживильника дає змогу забезпечити рівномірну та безперебійну подачу поодинокого насіння соняшнику без його пошкодження. Це відкриває перспективи підвищення ефективності автоматизованих систем контролю та прискорення процесів досліджень у селекції та насінництві.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. У сучасних дослідженнях значна увага приділяється проблемі поодиначного дозування насіння, оскільки воно є ключовим елементом не лише для сівби, а й для систем автоматичного фенотипування, лабораторних лічильників і високопродуктивного сортування. Наукові праці [8–9]

показують, що найбільш поширеними підходами є використання вібраційних та пневматичних живильників. Вібраційні системи активно досліджуються завдяки простоті конструкції та можливості працювати з різними типами насіння. Основними параметрами, що впливають на точність подачі, є частота та амплітуда коливань, а також геометрія каналу, які визначають швидкість транспортування та орієнтацію зернин. Водночас збільшення інтенсивності вібрацій може підвищувати продуктивність, але знижувати якість поодиначного дозування через появу «двійок» або пошкодження насіння. Пневматичні системи, що працюють на основі вакууму чи надлишкового тиску, демонструють високу точність для дрібного і делікатного насіння, однак мають складнішу конструкцію, потребують додаткових джерел енергії і не завжди зручні для інтеграції в компактні автоматизовані комплекси [10].

Окрему увагу у публікаціях [11–13] приділено використанню дискретно-елементного моделювання (DEM) та його поєднанню з методами CFD для прогнозування руху насіння у вібраційних і спіральних каналах. Такі моделі дозволяють оптимізувати кут нахилу спіралі, ширину та форму жолоба, висоту перегородок і режими вібрації. Водночас дослідники наголошують на необхідності обов'язкової експериментальної перевірки результатів моделювання, оскільки фізико-механічні властивості насіння (форма, розмір, шорсткість, вологість) значною мірою визначають кінцеву якість дозування. У новітніх роботах [14] все ширше застосовуються оптичні сенсори для контролю руху зернин, які дозволяють виявляти накладання, пропуски чи подвійне подавання в реальному часі, що особливо актуально для систем автоматичного фенотипування.

Щодо насіння соняшнику, дослідження підкреслюють складність поодиначного дозування через варіативність його форми та розмірів, а також асиметричність насінин [15]. Це потребує спеціалізованих конструкцій живильників, які здатні не лише транспортувати, а й орієнтувати зернини. У цьому контексті перспективним є використання спіральних віброживильників, де поєднання вібраційного впливу та геометрії каналу забезпечує поступове вирівнювання насіння та подачу його в поодиначному режимі. Водночас у наукових публікаціях [16–17] все ще бракує робіт, присвячених саме конструктивним і режимним параметрам спіральних живильників для соняшникового насіння у сфері фенотипування, що й визначає актуальність подальших досліджень у цьому напрямі.

Постановка завдання. Метою досліджень є аналітичне обґрунтування конструктивних і режимних параметрів спірального віброживильника, здатного забезпечувати рівномірну та безперебійну поодинокую подачу насіння соняшнику для потреб автоматичного фенотипування та лічильників насіння, із мінімізацією похибок дозування та запобіганням пошкодженню зернин.

Виклад основного матеріалу. Проаналізувавши існуючі сучасні конструктивно-технологічні рішення, впроваджені в вібраційних машинах, призначених для дозування та видачі насіння, спроектована конструктивна схема вібраційного спірального живильника (рис. 1) для потреб автоматизованих ліній фенотипування насіння соняшнику та приладів точного підрахунку кількості насіння. На основі 1 (рис. 1), яка являється реактивною масою, приєднані чотири похилі пластинчасті пружні елементи 2. Верхнім своїм кінцем пружні елементи закріплені на пластині 3, що має паз з поперечним перерізом типу «ластохвіст» 4. Циліндрична чаша бункера 5 має всередині спіральну навивку 6, по доріжкам якої під дією вібрації рухатиметься насіння соняшнику. Видача поодинокого насіння з чаші проводиться вихідним лотком 7. До центру пластини 3 приєднано електродвигун 8, на вихідних

кінцях валу якого встановлені два дисбаланси 9. Вібродвигун 8 кріпиться до пластини 3 за допомогою клеми 10.

Принцип дії віброживильника наступний. Дослідник-селекціонер формує наважку насіння соняшника та засипає його в чашу 5 віброживильника. Вмикається інерційний вібропривод 8 на певних режимах роботи. Збуджуюча сила віброприводу передається на чашу 5, яка за рахунок закріплення на похилих пружних елементах 2 починає вібрувати по спіральній траєкторії. Насінини соняшника під дією кругової вібрації та конусності днища чаші 5, переміщуючись до внутрішніх вертикальних стінок бункера, потрапляють на доріжки спіральної навивки 6 та поступово рухаються по ним вгору, формуючи рівномірний потік. Піднявшись вгору, насіння потрапляє на горизонтально розташований вихідний лоток 7. Остаточню формуючись в задану рівномірність потоку та орієнтацію, насінини соняшнику подаються на послідууючу обробку.

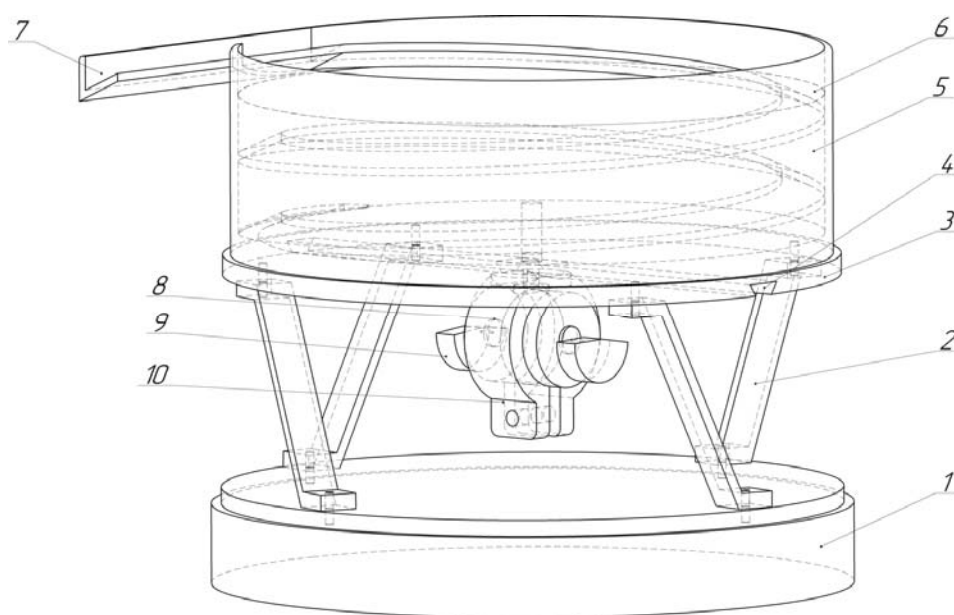
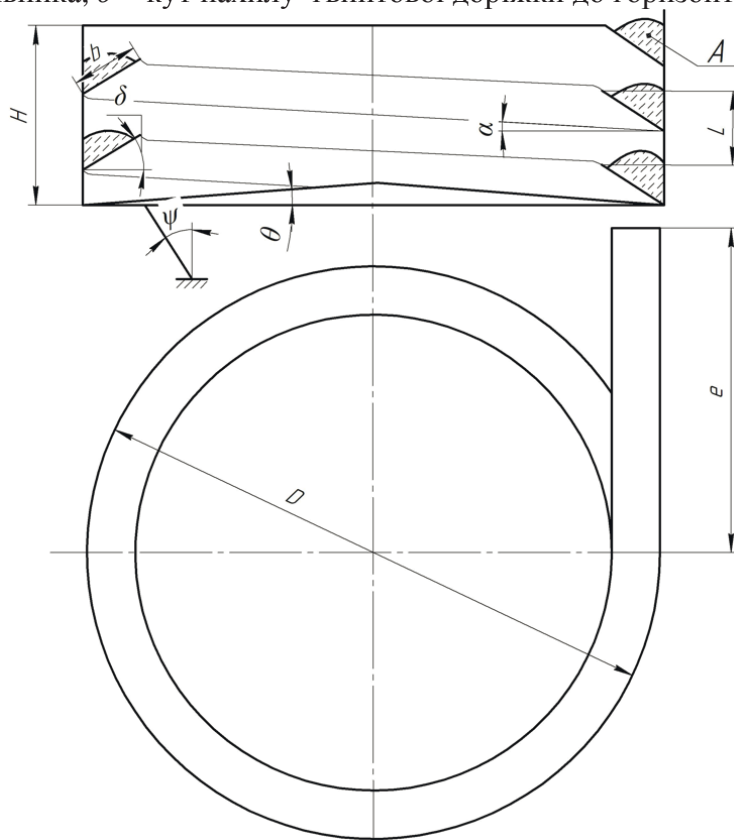


Рисунок 1 – Конструктивно-технологічна схема віброживильника для дозування поодинокого насіння соняшнику

Джерело: розроблено авторами

У конструкціях спіральних віброживильників застосовуються циліндричні, конічні та комбіновані форми чаш, кожна з яких має свої переваги та сферу використання. У даній роботі для реалізації конструкції обрано циліндричну форму чаші, оскільки вона забезпечує рівномірний розподіл і стабільний рух насіння по спіралі без його зсипання до центру чи назовні, що особливо важливо для дрібних зернин сільськогосподарських культур. Крім того, виготовлення циліндричної чаші є технологічно простішим і менш трудомістким порівняно з конічною або комбінованою, що позитивно впливає на вартість та надійність виробу. Завдяки однаковому діаметру по висоті чаші умови транспортування залишаються стабільними, що сприяє збереженню орієнтації насіння та підвищенню точності подачі. Така форма також є універсальною, оскільки дозволяє працювати з широким спектром насіння різних розмірів і форми, забезпечуючи належну продуктивність. Додатковою перевагою є зручність інтеграції циліндричної чаші з іншими вузлами живильника та технологічних ліній, що робить її оптимальним рішенням для розроблюваної конструкції.

До основних геометричних параметрів чаші вібраційного спірального живильника відносяться (рис. 2): D – діаметр чаші віброживильника, L – крок гвинтової навивки на внутрішній стінці чаші віброживильника, b – ширина доріжки гвинтової навивки, H – висота чаші віброживильника, e – довжина вихідної ділянки гвинтової навивки за межі чаші віброживильника, ψ – кут нахилу пружних елементів віброживильника до вертикалі, α – кут підйому гвинтових доріжок, θ – кут нахилу дна чаші віброживильника, δ – кут нахилу гвинтової доріжки до горизонталі.



A – умовне позначення рухомого вантажу по спіральному жолобу віброживильника

Рисунок 2 – Схема конструктивних параметрів чаші вібраційного спірального живильника
Джерело: розроблено авторами

Згідно рекомендацій [6] розрахунок діаметра чаші спірального віброживильника проведемо по залежності

$$D \geq (7 \div 10) \cdot L_H = (7 \div 10) \cdot 15 = 105 \div 150 \text{ мм}, \quad (1)$$

де L_H – довжина штучного транспортуемого вантажу. Так як віброживильник проєктується для транспортування насіння соняшнику, приймаємо узагальнену довжину для різних сортів соняшника 15 мм [15]. Так як загальна маса насінневої суміші соняшника не більше 300 г, то враховуючи об'ємну щільність $\rho = 275\text{--}400 \text{ кг/м}^3$ [15], приймаємо діаметр чаші віброживильника рівним 150 мм.

Висоту чаші віброживильника визначимо по залежності [6]

$$H_{min} \geq 0,2 D = 0,2 \cdot 150 = 30 \text{ мм}. \quad (2)$$

Приймаємо висоту чаші віброживильника 51 мм. Перевіримо, чи забезпечить об'єм чаші вміщення 100 г насіння соняшнику.

Визначимо висоту чаші, яка б містила 100 г насіння соняшнику при прийнятому діаметрі 150 мм. Прирівняємо об'єм 100 г насіння соняшнику ($V_{сон}$) з об'ємом циліндра ($V_{ц}$) з діаметром 150 мм.

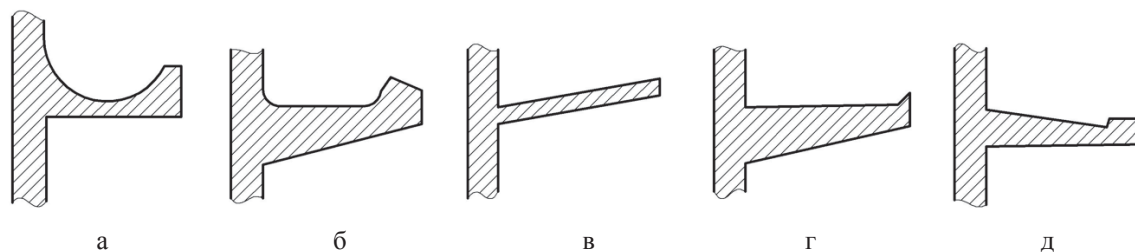
$$V_{сон} = V_{ц}; \quad \frac{m}{\rho} = \frac{\pi d^2 H}{4}; \quad (3)$$

Тоді необхідна висота чаші становитиме

$$H = \frac{4m}{\pi d^2 \rho} = \frac{4 \cdot 0,1}{3,14 \cdot 0,150^2 \cdot 300} = 0,019 м \quad (4)$$

Отже, проектна висота чаші віброживильника забезпечить вміщення необхідної величини насіння соняшнику.

Профіль та розміри гвинтової доріжки, по якій рухається вантаж, потрібно встановлювати відповідно до параметрів часток вантажу. Рекомендовані профілі гвинтових доріжок приведені на рис. 3 [6].



а – для циліндричних деталей; б – для циліндричних деталей з осьовими виводами; в, г – для призматичних і циліндричних деталей; д – для транспортованих деталей пластинчастого типу

Рисунок 3 – Рекомендовані профілі гвинтових доріжок чаш спіральних віброживильників
Джерело: розроблено на підставі [6]

Приймаємо для проектної чаші віброживильника профіль доріжки, рис 3 (в).
Ширина доріжки гвинтової навивки дорівнюватиме [6]

$$b \geq s + (2 \div 3) = 11,7 + 3 = 14,7 \text{ мм}, \quad (5)$$

де s – ширина штучного транспортуемого вантажу. Віброживильник проектується для транспортування насіння соняшнику. Отже, приймаємо узагальнену ширину для різних сортів соняшника 11,7 мм [15].

Так як віброживильник використовуватиметься також для рівномірної подачі насінневого матеріалу сортів соняшнику, що характеризуються великою крупністю насіння, то передбачимо це, збільшивши ширину доріжки. Приймаємо остаточну ширину гвинтової доріжки рівною 17 мм.

Відповідно до рекомендацій [6–11], приймемо наступні числові значення параметрів віброживильника:

– $e = 85$ мм – довжина вихідної ділянки гвинтової навивки за межі чаші віброживильника;

– $\psi = 25^\circ$ – кут нахилу пружних елементів віброживильника до вертикалі;

– $\alpha = 4^\circ$ – кут підйому гвинтових доріжок;

– $\theta = 6^\circ$ – кут нахилу дна чаші віброживильника;

– δ – кут нахилу осі гвинтової доріжки до горизонталі.

Визначимо оптимальний кут δ за схемою рис. 4.

На схемі (рис. 4) показано як рухається насіння соняшнику по гвинтовій доріжці віброживильника. Таке положення насіння є стабільним та забезпечує рівномірний

його рух по жолобу. Визначимо значення кута $\varepsilon/2$, розглядаючи прямокутний трикутник BOA . Катет трикутника OA дорівнюватиме половині висоти насіння h , а катет OB – половині ширини насіння соняшника b . Згідно з [15] значення середньостатистичних розмірів насіння соняшника становить $h = 5\text{--}6$ мм; $b = 8\text{--}9$ мм. Тоді кут $\varepsilon/2$ дорівнюватиме $\varepsilon/2 = \arctg(OA/OB) = \arctg(2,75/4,25) = 32,9^\circ$. Визначимо значення кута δ за рівністю $\delta = 90 - \varepsilon = 90 - 65,8 = 24,2^\circ$. Отже, приймаємо кут $\delta = 25^\circ$.

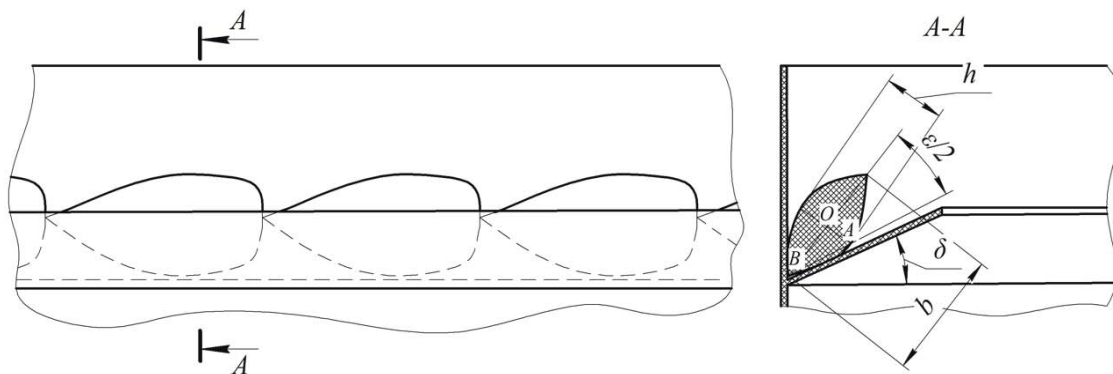
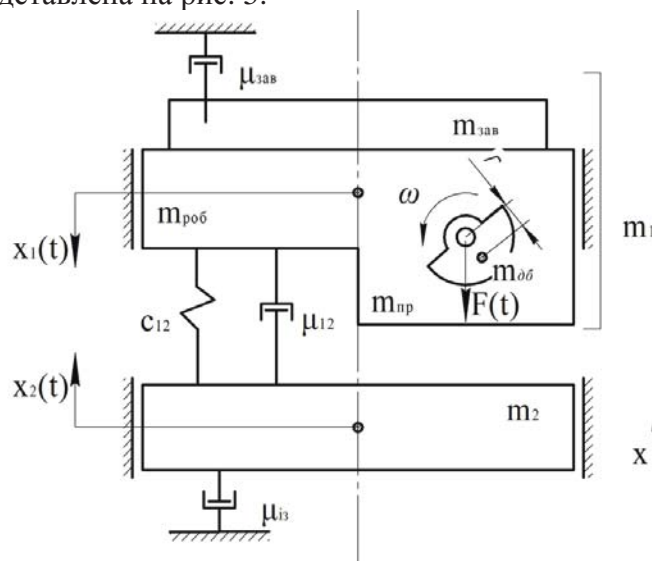


Рисунок 4 – Схема визначення оптимального значення кута δ

Джерело: розроблено авторами

Проектуємий спіральний вібраційний живильник являє собою двомасову вібраційну машину з дисбалансним (інерційним) приводом робочого органу. Ідеалізована схема двомасового вібраційного живильника з дисбалансним віброприводом представлена на рис. 5.



m_1 – перша маса, в яку входять: $m_{роб}$ – маса чаші віброживильника, $m_{пр}$ – маса віброприводу (електродвигун, кронштейн його кріплення, $m_{об}$ – маса дисбалансів), $m_{зав}$ – маса вантажу (входить тільки певна частина); m_2 – друга маса (основа віброживильника), c_{12} – коефіцієнт пружності підвіски чаші віброживильника; μ_{12} – коефіцієнт в'язкого опору пружної підвіски; $\mu_{зав}$ – коефіцієнт в'язкого опору, що чинить завантажений в чашу вантаж; $\mu_{із}$ – коефіцієнт в'язкого опору віброізоляторів; r – відстань від осі обертання вала електродвигуна до центра ваги дисбалансу; ω – кутова швидкість обертання дисбалансу; $F(t)$ – гармонійна збурювальна сила, створювана дисбалансом, що обертається; $x_1(t)$, $x_2(t)$ – напрям та величина змінного переміщення (амплітуд) центрів мас m_1 та m_2 .

Рисунок 5 – Ідеалізована схема двомасового вібраційного спірального живильника з дисбалансним віброприводом

Джерело: розроблено авторами

Аналізуючи досягнення в проектуванні вібраційних машин для транспортування сипких вантажів [18-21], встановлено, що до основних найрозповсюдженіших видів віброприводів відноситься електромагнітний та дисбалансний (інерційний). Кожен з цих видів віброприводів характеризується своїми перевагами та недоліками. Електромагнітний привід найбільше використовується в вібромашинах з резонансним або біля резонансним налагодженням, добре тримає робочу частоту коливань, вступає в роботу одразу, тобто, відсутні часові витрати при виході машини на номінальний режим роботи, має високі показники надійності через відсутність рухомих частин. Такі переваги електромагнітного приводу надають можливість вібромашинам легко адаптуватись в автоматизованих системах транспортування та дозування сипких вантажів. До недоліків електромагнітного віброприводу належить те, що такий тип віброприводу забезпечує ефективну роботу вібромашини тільки на резонансних або дорезонансних режимах. Це, в свою чергу, призводить до необхідності прискіпливого проектування пружної системи вібромашини. Адже пружні вузли повинні мати чіткі параметри жорсткості, в підсумку здорожчуючі собівартість проекрованої вібромашини. Також створення різних видів просторових коливань електромагнітним віброприводом неможливе. А величина тягової сили електромагнітна відчутно залежить від величини повітряного зазору між осердям електромагніту та робочою масою, створюючи, таким чином, потребу в додатковому регулюванні цього зазору при налагодженні та технічному обслуговуванні вібромашини. Ще одним недоліком цього виду віброприводу є нестабільність роботи вібромашини при коливаннях напруги в електричній мережі.

Дисбалансний (інерційний) вібропривід поступається в певних характеристиках електромагнітному віброприводу. Маючи серед недоліків менші значення показників надійності, бо в конструкції є рухомі з'єднання, тривалі часові проміжки на розгін та зупинку системи, потребу в додатковому керуванні при використанні в резонансних вібромашинах. Також використання такого виду віброприводу підвищує рівень небезпечності вібромашини при її роботі.

Важливими позитивними характеристиками дисбалансного віброприводу є, порівняно, вищі величини сили збурення, що приходяться на одиницю маси робочого органу вібромашини. Це дає змогу використовувати вібромашини у далеко зарезонансних режимах роботи, спрощуючи при цьому конструкцію вібромашини та покращуючи її техніко-економічні показники. Також такий тип віброприводу надає змогу створювати різноманітні просторові види коливань.

Отже, зважаючи на вище вказане, для вібраційного спірального живильника насіння сільськогосподарських культур найбільш оптимальним являється саме дисбалансний (інерційний) тип віброприводу.

Вихідними даними для розрахунку приєднаної частки маси середовища завантаження чаші віброживильника являються такі дані: маса чаші віброживильника без вантажу $m_1 = 348$ г (визначена як добуток проектного об'єму тіла чаші на густину філаменту для 3D друку), маса основи віброживильника $m_2 = 1520$ г (рекомендоване значення реактивної маси вібраційних машин $m_2 \approx (2...3)m_1$ [6]), маса завантаженого насіння соняшнику $m_{зав} = 100$ г, колова частота інерційного віброприводу при резонансі чаші віброживильника без вантажу $\omega_1 = 139$ с⁻¹, колова частота інерційного віброприводу при резонансі чаші віброживильника з вантажем $\omega_2 = 127$ с⁻¹. Значення резонансних частот обертання валу вібропривода встановлені на основі попередніх досліджень.

Жорсткість пружних елементів чаші віброживильника без врахування завантаженості чаші становитиме [6]

$$c_{12} = \left(\frac{m_1 \cdot m_2}{m_1 + m_2} \right) \omega_1^2 = \left(\frac{0,348 \cdot 1,520}{0,348 + 1,520} \right) 139^2 = 5409 \frac{H}{м}. \quad (6)$$

Приведена частина маси завантаження чаші віброживильника, що чинить вплив на параметри коливання становитиме [6]

$$m_{np} = \frac{c_{12}(m_1 + m_2) - m_1 m_2 \omega_2^2}{m_2 \omega_2^2 - c_{12}} = \frac{5409(0,348 + 1,520) - 0,348 \cdot 1,520 \cdot 127^2}{1,520 \cdot 127^2 - 5409} = 0,08 \text{ кг}. \quad (7)$$

Коефіцієнт приведеної маси дорівнюватиме

$$k_{np} = \frac{m_{np}}{m_{зав}} = \frac{0,08}{0,1} = 0,8. \quad (8)$$

Отже, жорсткість пружних елементів чаші віброживильника з врахуванням її завантаженості становитиме

$$c_{12} = \left(\frac{(m_1 + k_{np} m_{зав}) m_2}{(m_1 + k_{np} m_{зав}) + m_2} \right) \omega_1^2 = \left(\frac{(0,348 + 0,8 \cdot 0,1) \cdot 1,520}{(0,348 + 0,8 \cdot 0,1) + 1,520} \right) 139^2 = 6447 \frac{H}{м}. \quad (9)$$

Розрахуємо вертикальну амплітуду коливань чаші віброживильника по залежності

$$A_{вер} = \frac{\Gamma g}{\omega_{роб}^2} = \frac{1,0 \cdot 9,81}{153^2} = 0,4 \text{ мм}, \quad (10)$$

де Γ – коефіцієнт перевантаження. Так як проектується віброживильник для рівномірної подачі насіння соняшнику на лінію його фенотипування, то швидкість руху насіння буде мінімальною. Отже, приймаємо мінімальноможливий коефіцієнт перевантаження при якому забезпечується процес вібропереміщення рівним 1,0; $\omega_{роб}$ – колова частота обертання дисбалансів вібропривода віброживильника в робочому режимі. При робочій частоті обертання валу електродвигуна з дисбалансами $n = 1460 \text{ хв}^{-1}$ (приймаємо для проектного віброживильника зарезонансний режим роботи з коефіцієнтом налагодження $z=1,2$), тоді колова частота становитиме

$$\omega_{роб} = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 1460}{30} = 153 \text{ с}^{-1}.$$

Необхідну споживану потужність віброживильника знайдемо по формулі

$$N = \frac{\sqrt{6}}{4\eta} \omega_{роб}^3 \left(\frac{m_1 A_{вер}^2}{\lambda} + \frac{k_{np} m_{зав} A_{вер}^2}{\lambda_{зав}} \right) = \frac{\sqrt{6}}{4 \cdot 0,8} 153^3 \left(\frac{0,348 \cdot 0,0004^2}{5,98} + \frac{0,8 \cdot 0,1 \cdot 0,0004^2}{1,0} \right) = 0,059 \text{ кВт}, \quad (11)$$

де η – коефіцієнт корисної дії дисбалансного віброприводу. Приймаємо $\eta=0,8$ [6]; λ – коефіцієнт динамічності для маси віброживильника $m_1 = 348 \text{ г}$.

Коефіцієнт динамічності знайдемо за формулою

$$\lambda = \left| \frac{c_{12}}{c_{12} - m_{np} \omega_{роб}^2} \right| = \left| \frac{6447}{6447 - 0,33 \cdot 153^2} \right| = 5,98, \quad (12)$$

де m_{np} – приведена маса віброживильника;

$\lambda_{зав}$ – коефіцієнт динамічності для маси вантажу віброживильника. Так як обрано мінімальний коефіцієнт перевантаження $\Gamma = 1,0$, то приймаємо $\lambda_{зав} = 1,0$ [6].

$$m_{np} = \left(\frac{(m_1 + k_{np} m_{зав}) m_2}{(m_1 + k_{np} m_{зав}) + m_2} \right) = \left(\frac{(0,348 + 0,8 \cdot 0,1) \cdot 1,520}{(0,348 + 0,8 \cdot 0,1) + 1,520} \right) = 0,33 \text{ кг}$$

Визначимо коефіцієнт в'язкого опору елементів віброживильника. Основними причинами втрати енергії, що генерується дисбалансним віброприводом в проєктованому віброживильнику, є вплив насінневої суміші, яка міститься в чаші живильника, а також вплив віброізоляторів, що встановлюватимуться на опорній частині основи віброживильника. Також деяку частину енергії поглинатимуть пружні елементи віброживильника. Ці втрати будуть діяти паралельно. Отже зведений коефіцієнт в'язкого опору елементів віброживильника дорівнюватиме

$$\mu = \mu_{із} + \mu_{зав} + \mu_{12}, \quad (13)$$

де $\mu_{із}$ – коефіцієнт в'язкого опору віброізоляторів;

$$\mu_{із} = \frac{\chi \cdot c_{12}}{\omega_{роб}} = \frac{0,12 \cdot 6447}{153} = 5,06 \frac{H \cdot c}{M}, \quad (14)$$

де χ – коефіцієнт внутрішнього тертя матеріалу віброізоляторів. Для гумових віброізоляторів становить близько 0,12 [6];

$\mu_{зав}$ – коефіцієнт в'язкого опору насіння соняшника, що міститься в чаші живильника знайдемо за формулою [6]

$$\mu_{зав} = 0,02 \sqrt{2c_{12} (m_1 + k_{np} m_{зав})} = 0,02 \sqrt{2 \cdot 6447 (0,348 + 0,8 \cdot 0,1)} = 1,48 \frac{H \cdot c}{M}. \quad (15)$$

де μ_{12} – коефіцієнт внутрішнього тертя матеріалу пружних елементів віброживильника. Користуючись дослідженнями [6], та зважаючи на невеликі розміри пружних елементів проєктного віброживильника, знехтуємо цим показником.

Отже, зведений коефіцієнт в'язкого опору елементів віброживильника становитиме

$$\mu = \mu_{із} + \mu_{зав} = 5,06 + 1,48 = 6,54 \frac{H \cdot c}{M}. \quad (16)$$

Розрахуємо необхідний статичний момент дисбалансів віброприводу віброживильника.

$$m_{\delta} \cdot r = \frac{A_{вер}}{\omega_{роб}^2} \sqrt{(c_{12} - (m_1 + k_{np} \cdot m_{зав}) \omega_{роб}^2)^2 + (\mu \omega_{роб})^2} =$$

$$= \frac{0,0004}{153^2} \sqrt{(6447 - (0,348 + 0,8 \cdot 0,1) 153^2)^2 + (6,54 \cdot 153)^2} = 0,00006 \text{ кг} \cdot \text{м}, \quad (17)$$

де m_{δ} – маса дисбалансів, що встановлені на валу електродвигуна;

r – відстань від точки обертання дисбалансу до центра його ваги.

Сила збурення дисбалансів становитиме

$$F_0 = A_{\text{вер}} \sqrt{\left(c_{12} - (m_1 + k_{\text{пр}} \cdot m_{\text{зав}}) \omega_{\text{робо}}^2 \right)^2 + (\mu \omega_{\text{робо}})^2} =$$

$$= 0,0004 \sqrt{\left(6447 - (0,348 + 0,8 \cdot 0,1) 153^2 \right)^2 + (6,54 \cdot 153)^2} = 1,49 \text{ Н},$$
(18)

За розрахованими параметрами, обираємо для приводу дисбалансів електричний двигун постійного струму марки R-370-CE (виробник Shenzhen Xinyongtai Motor Co., Ltd.). На вихідні ділянки ротора електродвигуна встановлено два дисбаланси, що виготовлені з латуні.

В таких двигунах момент, діючий на валу ротора, не постійний, а залежить від частоти обертів дисбалансів. При збільшенні частоти обертів дисбалансів, момент на валу електродвигуна спадає по лінійній залежності. Встановимо частотно-силову характеристику електродвигуна, яка буде потрібна для моделювання роботи віброживильника. За таблицею технічних характеристик електродвигуна R-370-CE (RF-370CA-15370), встановимо, що пусковий крутний момент на роторі електродвигуна дорівнює $T_0 = 0,0183 \text{ Н} \cdot \text{м}$. А при частоті обертання ротора $n = 4800 \text{ хв}^{-1}$ його значення становить $T(4800) = 0,00235 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Так як зменшення величини крутного моменту на валу електродвигуна відбувається по лінійній залежності, то загальний закон можна описати залежністю $T(n) = T_0 - \alpha n$, де T_0 – пусковий крутний момент при $n = 0 \text{ хв}^{-1}$; $\alpha = \text{tg}\beta$; β – кут нахилу лінійного графіку $T(n)$ до осі абсцис. Знайдемо коефіцієнт α для електродвигуна R-370-CE (RF-370CA-15370) по залежності

$$\alpha = \frac{\Delta T}{\Delta n} = \frac{0,0183 - 0,00235}{4800 - 0} = 3,3 \cdot 10^{-6},$$
(19)

де ΔT – зміна крутного моменту на валу електродвигуна від пуску до частоти обертання $n = 4800 \text{ хв}^{-1}$;

Δn – зміна частоти обертання ротора електродвигуна від пуску до частоти обертання $n = 4800 \text{ хв}^{-1}$.

Отже, теоретичну залежність зміни величини крутного моменту на валу від обертів ротора електродвигуна R-370-CE (RF-370CA-15370) можна записати так:

$$T(n) = T_0 - \alpha n = 0,0183 - 3,3 \cdot 10^{-6} \cdot n$$
(20)

Графічний її вигляд представлений на рис. 6.

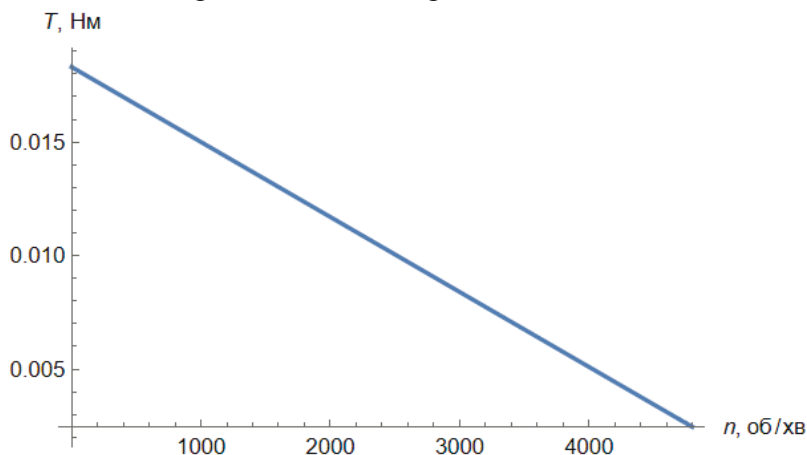


Рисунок 6 – Графік залежності зміни крутного моменту на валу електродвигуна R-370-CE (RF-370CA-15370) від частоти обертів ротора.

Джерело: розроблено авторами

Визначимо величину крутного моменту на валу електродвигуна при резонансній частоті роботи віброживильника $\omega_2 = 127 \text{ с}^{-1}$ ($n_2 = 1210 \text{ хв}^{-1}$).

$$T(1210) = 0,0183 - 3,3 \cdot 10^{-6} \cdot n_2 = 0,0183 - 3,3 \cdot 10^{-6} \cdot 1210 = 0,0143 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (21)$$

Так як саме в резонансному режимі роботи електродвигун має найбільше навантаження, то перевіримо роботоздатність віброприводу по умові $T(n_2) > T_{on}$, де $T(n_2)$ – крутний момент на валу електродвигуна при резонансній частоті обертання ротора $n_2 = 1210 \text{ хв}^{-1}$; T_{on} – момент опору при обертанні дисбалансів, встановлених на валу електродвигуна при резонансній частоті $n_2 = 1210 \text{ хв}^{-1}$.

Момент опору від обертання дисбалансів, що діє на вал електродвигуна, знайдемо при найбільш завантаженому випадку роботи вібропривода, а саме, при резонансі по формулі [6]

$$\begin{aligned} T_{on} &= \frac{\sqrt{6}}{4} \frac{m_0^2 r^2 \omega_2^4}{\sqrt{(c_{12} - (m_1 + k_{np} m_{зав}) \omega_2^2)^2 + (\mu \omega_2)^2}} + \frac{m_0 r g}{\sqrt{2}} \cos \xi + \mu' \omega_2 = \\ &= \frac{\sqrt{6}}{4} \frac{0,0112^2 \cdot 0,0045^2 \cdot 127^4}{\sqrt{(6447 - (0,348 + 0,8 \cdot 0,1) 127^2)^2 + (6,54 \cdot 127)^2}} + \frac{0,00005 \cdot 9,81}{\sqrt{2}} \cos 0^\circ + \\ &\quad + 1 \cdot 10^{-6} \cdot 127 = 0,001 \text{ Н} \cdot \text{м}, \end{aligned} \quad (22)$$

де m_0 – маса дисбалансів, що встановлені на валу електродвигуна. Для обраного електродвигуна R-370 маса дисбалансів дорівнює 0,0112 кг; r – відстань від точки обертання дисбалансу до центра його ваги. Для обраного електродвигуна R-370 радіус обертання дисбалансів дорівнює 0,0045 м; ξ – кут нахилу вісі обертання дисбалансу до горизонту. В проектній конструкції вібропривода віброживильника вісь обертання дисбалансів є горизонтальною, а тому $\xi = 0^\circ$; μ' – коефіцієнт в'язкого опору під час обертання ротора електродвигуна. Для обраного електродвигуна R-370 приймаємо коефіцієнт в'язкого опору під час обертання ротора $\mu' = 1 \cdot 10^{-6} \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с/рад}$ [6].

Отже, умова роботоздатності вібропривода виконується, так як $T(1210) = 0,0143 \text{ Н} \cdot \text{м} > T_{on} = 0,001 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Така різниця у моментах обумовлена тим, що віброживильник проектується не по максимальній продуктивності переміщення насіння соняшника, а по рівномірній видачі насіння з чаші живильника на подальшу обробку на лінії його фенотипування. А це передбачає низьку швидкість переміщення насіння по лотку спіральної навивки чаші віброживильника.

Визначимо статичний момент дисбалансів обраного вібропривода. По технічній характеристиці маса кожного дисбалансу електродвигуна R-370-CE (RF-370CA-15370) становить $m_0 = 0,005636 \text{ кг}$. А радіус зміщення центра їх ваги від точки обертання на валу електродвигуна дорівнює $r = 0,0045 \text{ м}$. Дисбаланси розміщені по обидва боки від статора електродвигуна. Тоді статичний момент дисбалансів становитиме $2 \cdot m_0 \cdot r = 2 \cdot 0,005636 \cdot 0,0045 = 0,00005 \text{ кг} \cdot \text{м}$. За розрахованими вище залежностями, для створення віброприводом вертикальної амплітуди коливань чаші віброживильника потрібний статичний момент дисбалансів 0,00006 кг·м. Таким чином, обраний електродвигун та параметри встановлених на його валу дисбалансів відповідають розрахованим величинам.

Пружні елементи (рис. 7) є основними складовими будь якої вібраційної системи. Адже, саме їх конструкція, матеріал виготовлення, спосіб установки тощо, впливають на роботоздатність конструкції проектної вібраційної машини. Проаналізувавши здобутки в питанні конструювання пружних елементів вібраційних машин, прийнято рішення в проектній конструкції вібраційного живильника для транспортування насіння соняшнику, використати пружну підвіску чаші живильника у вигляді плоских нахилених елементів.

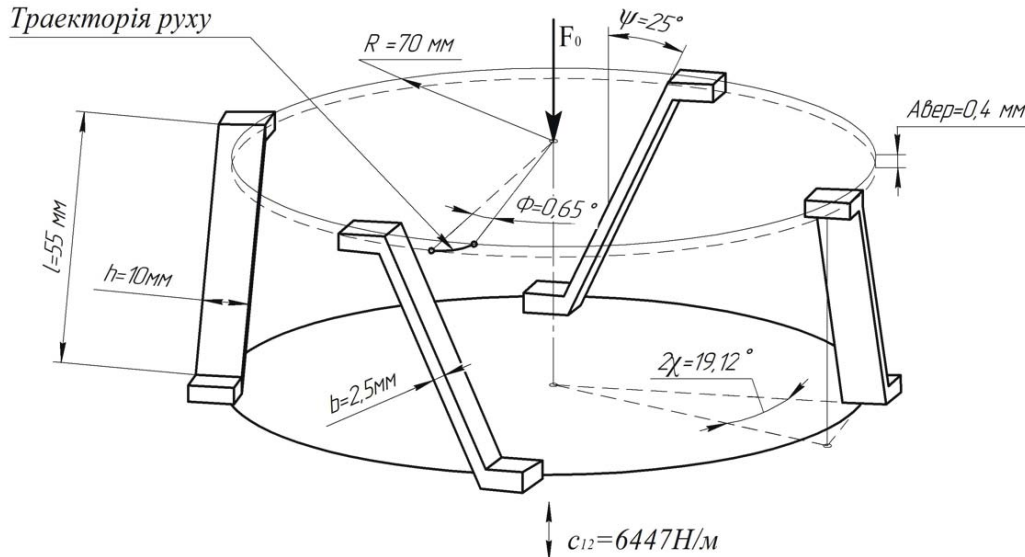


Рисунок 7 – Загальний вигляд пружного вузла віброживильника з вказаними значеннями його геометричних та інерційно-жорсткісних параметрів

Джерело: розроблено авторами

Матеріалом, з якого виготовлятимуться пружні елементи, є філамент для 3D принтерів марки ABS+. Кількість пружних елементів становитиме $n = 4$, показник відношення ширини h поперечного перерізу пружного елемента до його висоти b встановимо рівним $\zeta = h/b = 4$. Коефіцієнт Ξ , що враховується при визначенні моменту інерції при крученні, залежить від коефіцієнту пружного елемента прямокутного перерізу ζ , та знаходиться за формулою

$$\Xi = \frac{\zeta - 0,63}{3\zeta} = \frac{4 - 0,63}{3 \cdot 4} = 0,28. \quad (23)$$

Розрахунок висоти b прямокутного поперечного перерізу проектного пружного елемента виконаємо по залежності [6]

$$b = \sqrt[4]{\frac{c_{12} \cdot R^2 \cos^2(\chi) \operatorname{tg}^2(\psi)}{E \cdot n \cdot \zeta \cdot k_s \left[\frac{R^2 \cos^2(\chi)}{l^2 \cos^2(\psi)} + \frac{\zeta^2 \sin^2(\psi)}{12} + \frac{G \cdot \Xi \cdot \cos^2(\psi)}{E} \right]}} =$$

$$= \sqrt[4]{\frac{6447 \cdot 0,07^2 \cos^2 9,56^\circ \operatorname{tg}^2 25^\circ}{2,7 \cdot 10^9 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 0,8 \left[\frac{0,07^2 \cos^2 9,56^\circ}{0,055^2 \cos^2 25^\circ} + \frac{4^2 \sin^2 25^\circ}{12} + \frac{0,9 \cdot 10^9 \cdot 0,28 \cdot \cos^2 25^\circ}{2,7 \cdot 10^9} \right]}} =$$

$$= 0,0026 \text{ м} = 2,6 \text{ мм}, \quad (24)$$

де c_{12} – розрахована пружність підвіски чаші віброживильника, $c_{12} = 6447$ Н/м;
 R – радіус розміщення пружних елементів відносно центру чаші віброживильника.
 Приймаємо $R = 0,07$ м;

l – робоча довжина пружного елемента з прямокутним перерізом. Приймаємо $l = 0,055$ м;
 k_3 – коефіцієнт, що залежить від виду кріплення пружного елемента до чаші віброживильника та його основи. По рекомендаціям [6] при кріпленні пружного елемента до чаші віброживильника та його основи гвинтами приймаємо $k_3 = 0,8$;
 ψ – кут нахилу осі пружного елемента до вертикальної осі. По прийнятим даним $\psi = 25^\circ$;

χ – кут пружних елементів, що знаходиться за залежністю

$$\chi = \arcsin \frac{l \cdot \sin(\psi)}{2R} = \arcsin \frac{0,055 \cdot \sin 25^\circ}{2 \cdot 0,07} = 9,56^\circ; \quad (25)$$

E – модуль пружності I роду (модуль Юнга) матеріалу пружних елементів. Філамент для 3D принтерів марки ABS+ має середнє значення модуля Юнга $E = 2,7 \cdot 10^9$ Па [22–23]; G – модуль пружності II роду (модуль зсуву) матеріалу пружних елементів. Філамент для 3D принтерів марки ABS+ має середнє значення модуля зсуву $G = 0,9 \cdot 10^9$ Па [22–23].

Отже, приймаємо висоту b прямокутного поперечного перерізу проєктного пружного елемента рівною 2,5 мм. Тоді ширина h перерізу становитиме $h = \zeta \cdot b = 4 \cdot 2,5 = 10$ мм.

Так як пружні елементи працюють на згин, а також враховуючи показники втомлюваності їх матеріалу при знакозмінному навантаженні, проведемо розрахунок роботоздатності пружного вузла за критерієм міцності. Перевіримо роботоздатність проєктних пружних елементів по критерію міцності $\sigma_{max} \leq [\sigma]_{-1}$, де σ_{max} – найбільше значення напруження згину в пружному елементі; $[\sigma]_{-1}$ – допустиме значення напруження згину матеріалу пружного елемента при знакозмінному симетричному циклі навантаження. Філамент для 3D принтерів марки ABS+ має досліднє значення напруження $[\sigma]_{-1} = 7,5$ МПа [22–23].

Користуючись досягненнями [6], максимальнє значення напруження згину в проєктному пружному елементі знайдемо за формулою

$$\begin{aligned} \sigma_{max} &= K_k b \Phi \sqrt{\left(\frac{E}{l} \left(\frac{3R \cos(\chi)}{l \cos(\psi)} + \frac{\zeta}{2} \sin(\psi) \right) \right)^2 + 4 \left(\frac{G \cos(\psi)}{l} \right)^2} = 1 \cdot 0,0025 \cdot 0,0113 \times \\ &\times \sqrt{\left(\frac{2,7 \cdot 10^9}{0,055} \left(\frac{3 \cdot 0,07 \cdot \cos 9,56^\circ}{0,055 \cos 25^\circ} + \frac{4}{2} \sin 25^\circ \right) \right)^2 + 4 \left(\frac{0,9 \cdot 10^9 \cos 25^\circ}{0,07} \right)^2} = 6,9 \text{ МПа}, \end{aligned} \quad (26)$$

де K_k – коефіцієнт концентрації напруження у пружному елементі. Приймаємо $K_k = 1$ [6];
 Φ – кут закручування чаші віброживильника, рад. Визначимо кут закручування чаші за формулою

$$\Phi = \arctg \frac{2A_{\text{вєр}}}{D \text{tg}(\psi)} = \arctg \frac{2 \cdot 0,0004}{0,150 \cdot \text{tg} 25^\circ} = 0,65^\circ = 0,65^\circ \cdot \frac{2\pi}{360} = 0,0113 \text{ рад}. \quad (27)$$

Отже, $\sigma_{max} = 6,9 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{-1} = 7,5 \text{ МПа}$ – умова міцності виконується.

Провівши обґрунтування та розрахунки конструктивно-технологічних параметрів вібраційного спірального живильника для дозування поодинокого насіння соняшника, побудуємо його теоретичну амплітудно-частотну характеристику (рис. 8). За АЧХ видно, що робочий діапазон частот віброживильника міститься в зарезонансній зоні. Так як якість роботи віброживильника залежить від багатьох незалежних факторів, то в подальшій науковій роботі буде проведено чисельне моделювання руху насіння соняшнику по спіральним віброуючим доріжкам обґрунтованої конструкції з метою виявлення оптимальних параметрів та режимів роботи. Також факторний експеримент дозволить виявити значущі фактори, що впливатимуть на параметр оптимізації.

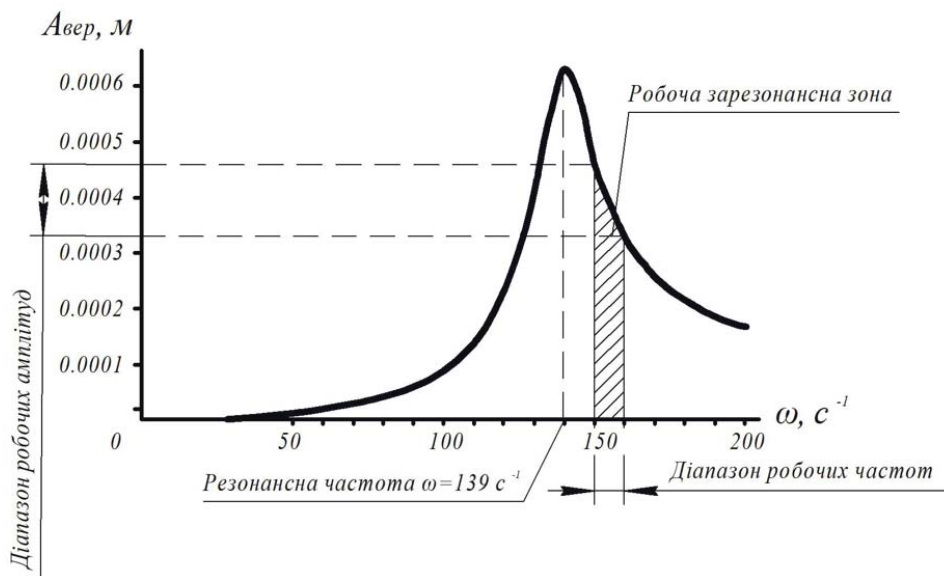


Рисунок 8 – Теоретична амплітудно-частотна характеристика вібраційного спірального живильника для дозування поодинокого насіння соняшника

Джерело: розроблено авторами

Висновки. Основою якісної роботи автоматизованих систем фенотипування насіння сільськогосподарських культур є рівномірна та дозована подача дослідного матеріалу з метою визначення всіх морфологічних даних кожної насінини. Забезпечити рівномірну подачу насіння дозволяють вібраційні спіральні живильники.

Насіння соняшнику характеризується великою варіативністю параметрів його розмірів, а також асиметричністю насінини, що значно ускладнює забезпечення рівномірного його руху по віброуючим поверхням. Тому постає необхідність в проведенні оптимізації конструктивно-технологічних параметрів вібраційних спіральних живильників при роботі їх з таким насінням.

Запропонована конструктивно-технологічна схема вібраційного спірального живильника дозволить забезпечити поодиноким дозуванням насіння соняшника при автоматичному фенотипуванні. Проведені розрахунки розмірних параметрів елементів віброживильника та обґрунтовані режими його роботи. Проектний віброживильник є двомасовою вібраційною машиною, що працюватиме в зарезонансному режимі з коефіцієнтом налагодження $z = 1,2$. Цей режим забезпечить проектну вертикальну амплітуду коливання чаші живильника $A_{вер} = 0,4$ мм, з робочою частотою дисбалансного віброприводу $\omega_{роб} = 1460$ хв⁻¹. Пружна підвіска віброживильника виготовлена з чотирьох плоских пружних елементів, нахилених до вертикалі під кутом $\psi = 25^\circ$. Розрахований коефіцієнт пружності становить $c_{12} = 6447$ Н/м. Перевірні

розрахунки на роботоздатність по умові міцності підтверджують правильність проектних рішень.

Для покращення якості роботи вібраційного спірального живильника для дозування поодинокого насіння соняшника є потреба в проведенні факторного експерименту з метою визначення оптимальних режимних параметрів. Подальші дослідження проводитимуться за допомогою чисельного моделювання та лабораторних експериментів з дослідним зразком віброживильника.

Список літератури

1. Pieruschka, R., & Schurr U. Plant Phenotyping: Past, Present, and Future. *Plant Phenomics*. 2019. Vol. 2019, P. 1–6. DOI: 10.34133/2019/7507131
2. Алієв Е. Б. Автоматичне фенотипування насіннєвого матеріалу соняшнику : монографія. Київ : Аграрна наука, 2022. 104 с.
3. Алієв, Е. Б., Ведмедєва, К. В. Кількісне фенотипування генотипів соняшнику : монографія. Дніпро : ЛПА, 2024. 204 с.
4. Zhang, Y.; Tang, Y.; He, D.; Shi, J.; Hao, L.; Li, J.; Sun, D.; Li, H.; Zhang, Z.; Ye, S.; et al. Design and Test of Electromagnetic Vibration Type Fine and Small-Amount Seeder for Millet. *Agriculture*. 2024. 14. 1528. <https://doi.org/10.3390/agriculture14091528>
5. Bandura V., Yaroshenko L., Fialkovska L., Kondratyuk D., Palamarchuk V., Paladiichuk Y. Dynamics of sunflower seed movement in the vibrating tray of the infrared dryer and its influence on the drying process. *Agraarteadus*. 2021. Vol. 32, Iss. 2, P. 204-213. DOI: 10.15159/jas.21.24.
6. Ланець, О.С. Основи розрахунку та конструювання вібраційних машин. Книга 1. Теорія та практика створення вібраційних машин з гармонійним рухом робочого органа: навч. посіб. Львів : Видавництво Львівської політехніки, 2018. 612 с.
7. Підйомно-транспортні машини : підручник / Кобець А.С. та ін.; за ред. проф. А.С. Кобця та В.І. Дирди. Луганськ : ДЗ «ЛНУ імені Тараса Шевченка», 2013. 218 с.
8. Xing, J. & Xu, L. & Shi, L. & Liu, W. & Gao, Ziyao. Analysis of movement characteristics of single corn seed under circular electromagnetic vibration. 2016. Vol. 32. P.21-28. 10.11975/j.issn.1002-6819.2016.23.003.
9. Xing, J. & Xu, L. & Liu, X. & Chen, J. & Yuan, Q. & Wang, R... Simulation and test of corn seeds' dispersion and arraying transport in electromagnetic vibration hopper. *Nongye Gongcheng Xuebao/Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering*. 2017. Vol. 33. P.32–39. 10.11975/j.issn.1002-6819.2017.13.005.
10. Xiong D., Wu M., Xie W., Liu R., Luo H. Design and Experimental Study of the General Mechanical Pneumatic Combined Seed Metering Device. *Appl. Sci*. 2021. Vol. 11. 7223. DOI: 10.3390/app11167223
11. Quan, L.; Xi, D.; Xiao, Y.; Wang, J.; Zhang, M.; Wang, H.; Zhang, T. Parameters optimization and experiment of oriented alignment system for maize seed group based on electromagnetic vibration. *Trans. Chin. Soc. Agric. Eng.* 2017. Vol. 33. P.59–66.
12. Arunyanart, P., & Sudsawat, S. DEM Simulation for the Predicted Model of Total Rice Seeds Mass in a Vibratory Conveyor. *International Journal of Engineering and Technology*. 2023. Vol. 15(4), P.161–165. <https://doi.org/10.7763/ijet.2023.v15.1240>
13. Sun, S.; Hu, B.; Wu, X.; Luo, X.; Wang, J. Research on a Vibrationally Tuned Directional Seed Supply Method Based on ADAMS-EDEM Coupling and the Optimization of System Parameters. *Agriculture*. 2024. Vol.14. 433. <https://doi.org/10.3390/agriculture14030433>
14. Cujbescu, D., Nenciu, F., Persu, C., Găgeanu, I., Gabriel, G., Vlăduț, N.-V., Matache, M., Voicea, I., Pruteanu, A., Bularda, M., Paraschiv, G., & Boruz, S. P.. Evaluation of an Optical Sorter Effectiveness in Separating Maize Seeds Intended for Sowing. *Applied Sciences*. 2023. Vol. 13(15). 8892. <https://doi.org/10.3390/app13158892>
15. Wang, S., Yu, Z., Zhang, W., Zhao, D., & Aorigele. Friction Coefficient Calibration of Sunflower Seeds for Discrete Element Modeling Simulation. *Phyton*. 2022. Vol. 91(11). P.2559–2582. <https://doi.org/10.32604/phyton.2022.021354>
16. Aliiev, E. B.. The prospects of quantitative phenotyping of oilseed crops. *Agrology*. 2023. Vol. 6(3). P.49–59. <https://doi.org/10.32819/021109>
17. Liu, F., Yang, R., Chen, R., Lamine Guindo, M., He, Y., Zhou, J., Lu, X., Chen, M., Yang, Y., & Kong, W.. Digital techniques and trends for seed phenotyping using optical sensors. *Journal of Advanced Research*, 2024. Vol.63. P.1–16. <https://doi.org/10.1016/j.jare.2023.11.010>

18. Vrublevskiy, I. Y.. Increasing of elevation angles in vibratory conveyor with electromagnetic drive. *Military Technical Collection*, 2020. Vol. 0(22). P.48–52. <https://doi.org/10.33577/2312-4458.22.2020.48-52>
19. Azhar, S., & Shah, S. I. A.. Modeling and Analysis of a Vibratory Bowl Feeder. 2021 *Seventh International Conference on Aerospace Science and Engineering (ICASE)*, 2021. P.1–13. <https://doi.org/10.1109/icase54940.2021.9904038>
20. Cieplik, G.. Influence of vibratory conveyor design parameters on the trough motion and the self-synchronization of inertial vibrators. *Open Engineering*, 2024. Vol. 14(1). <https://doi.org/10.1515/eng-2022-0434>
21. Li, R., Zhang, X., Wang, X., Lin, D., Geng, R., & Wang, Y.. Regularities of particle motion on vibrating conveyor. *Particulate Science and Technology*. 2024. P. 1–15. <https://doi.org/10.1080/02726351.2024.2352712>
22. Frascio, M., Avalle, M., & Monti, M.. Fatigue strength of plastics components made in additive manufacturing: first experimental results. *Procedia Structural Integrity*. 2018. Vol. 12. P.32–43. <https://doi.org/10.1016/j.prostr.2018.11.109>
23. Domingo-Espin, M., Travieso-Rodriguez, J. A., Jerez-Mesa, R., & Lluma-Fuentes, J.. Fatigue Performance of ABS Specimens Obtained by Fused Filament Fabrication. *Materials*. 2018. Vol. 11(12). P. 2521. <https://doi.org/10.3390/ma11122521>

References

1. Pieruschka, R., & Schurr, U. (2019). Plant Phenotyping: Past, Present, and Future. *Plant Phenomics*, 2019, 1–6. doi: 10.34133/2019/7507131 [in English].
2. Aliev, E. B. (2022). *Avtomatychne fenotypuvannia nasinnievoho materialu soniashnyku*. Kyiv: Ahrarna nauka. [in Ukrainian].
3. Aliev, E. B., & Vedmedieva, K. V. (2024). *Kil'kisne fenotypuvannia henotypiv soniashnyku*. Dnipro : LIRA. [in Ukrainian].
4. Zhang, Y., Tang, Y., He, D., Shi, J., Hao, L., Li, J., Sun, D., Li, H., Zhang, Z., Ye, S., et al. (2024). Design and Test of Electromagnetic Vibration Type Fine and Small-Amount Seeder for Millet. *Agriculture*, 14, 1528. <https://doi.org/10.3390/agriculture14091528> [in English].
5. Bandura V., Yaroshenko L., Fialkovska L., Kondratyuk D., Palamarchuk V., & Paladiichuk Y. (2021). Dynamics of sunflower seed movement in the vibrating tray of the infrared dryer and its influence on the drying process. *Agraarteadus*, 32, 2, 204–213. DOI: 10.15159/jas.21.24 [in English].
6. Lanets, O. S. (2018). *Osnovy rozrakhunku ta konstruivannia vibratsiinykh mashyn. Knyha 1. Teoriia ta praktyka stvorennia vibratsiinykh mashyn z harmoniinym rukhom robochoho orhana: Navchal'nyi posibnyk*. Lviv : Vydavnytstvo Lviv's'koi politekhniki. [in Ukrainian].
7. Kobets, A.S., Dyrda, V.I., Kozub, Yu.G. (2013), *Pidyomno-transportni mashyny [Lifting and conveying machines]*, Lugansk, Ukraine. [in Ukrainian].
8. Xing, J. & Xu, L. & Shi, L. & Liu, W., & Gao, Ziyao. (2016). Analysis of movement characteristics of single corn seed under circular electromagnetic vibration, 32, 21–28. 10.11975/j.issn.1002-6819.2016.23.003. [in English].
9. Xing, J. & Xu, L. & Liu, X. & Chen, J. & Yuan, Q. & Wang, R. Simulation and test of corn seeds' dispersion and arraying transport in electromagnetic vibration hopper. *Nongye Gongcheng Xuebao/Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering*, 2017, 33, 32–39. 10.11975/j.issn.1002-6819.2017.13.005. [in English].
10. Xiong, D., Wu, M., Xie, W., Liu, R., & Luo, H. (2021). Design and Experimental Study of the General Mechanical Pneumatic Combined Seed Metering Device. *Appl. Sci.* 11, 7223. DOI: 10.3390/app11167223
11. Quan, L.; Xi, D.; Xiao, Y.; Wang, J.; Zhang, M.; Wang, H.; Zhang, T. (2017). Parameters optimization and experiment of oriented alignment system for maize seed group based on electromagnetic vibration. *Trans. Chin. Soc. Agric. Eng.* 33, 59–66. [in English].
12. Arunyanart, P., & Sudsawat, S. (2023). DEM Simulation for the Predicted Model of Total Rice Seeds Mass in a Vibratory Conveyor. *International Journal of Engineering and Technology*, 15(4), 161–165. <https://doi.org/10.7763/ijet.2023.v15.1240> [in English].
13. Sun, S., Hu, B., Wu, X., Luo, X., & Wang, J. (2024). Research on a Vibrationally Tuned Directional Seed Supply Method Based on ADAMS-EDEM Coupling and the Optimization of System Parameters. *Agriculture*, 14, 433. <https://doi.org/10.3390/agriculture14030433>[in English].
14. Cujbescu, D., Nenciu, F., Persu, C., Găgeanu, I., Gabriel, G., Vlăduț, N.-V., Matache, M., Voicea, I., Pruteanu, A., Bularda, M., Paraschiv, G., & Boruz, S. P. (2023). Evaluation of an Optical Sorter

- Effectiveness in Separating Maize Seeds Intended for Sowing. *Applied Sciences*, 13(15), 8892. <https://doi.org/10.3390/app13158892> [in English].
15. Wang, S., Yu, Z., Zhang, W., Zhao, D., & Aorigele. (2022). Friction Coefficient Calibration of Sunflower Seeds for Discrete Element Modeling Simulation. *Phyton*, 91(11), 2559–2582. <https://doi.org/10.32604/phyton.2022.021354> [in English].
 16. Aliiev, E. B. (2023). The prospects of quantitative phenotyping of oilseed crops. *Agrology*, 6(3), 49–59. <https://doi.org/10.32819/021109> [in English].
 17. Liu, F., Yang, R., Chen, R., Lamine Guindo, M., He, Y., Zhou, J., Lu, X., Chen, M., Yang, Y., & Kong, W. (2024). Digital techniques and trends for seed phenotyping using optical sensors. *Journal of Advanced Research*, 63, 1–16. <https://doi.org/10.1016/j.jare.2023.11.010> [in English].
 18. Vrublevskiy, I. Y. (2020). Increasing of elevation angles in vibratory conveyor with electromagnetic drive. *Military Technical Collection*, 0(22), 48–52. <https://doi.org/10.33577/2312-4458.22.2020.48-52> [in English].
 19. Azhar, S., & Shah, S. I. A. (2021). Modeling and Analysis of a Vibratory Bowl Feeder. *2021 Seventh International Conference on Aerospace Science and Engineering (ICASE)*, 1–13. <https://doi.org/10.1109/icase54940.2021.9904038> [in English].
 20. Cieplik, G. (2024). Influence of vibratory conveyor design parameters on the trough motion and the self-synchronization of inertial vibrators. *Open Engineering*, 14(1). <https://doi.org/10.1515/eng-2022-0434> [in English].
 21. Li, R., Zhang, X., Wang, X., Lin, D., Geng, R., & Wang, Y. (2024). Regularities of particle motion on vibrating conveyor. *Particulate Science and Technology*, 1–15. <https://doi.org/10.1080/02726351.2024.2352712> [in English].
 22. Frascio, M., Avalle, M., & Monti, M. (2018). Fatigue strength of plastics components made in additive manufacturing: first experimental results. *Procedia Structural Integrity*, 12, 32–43. <https://doi.org/10.1016/j.prostr.2018.11.109> [in English].
 23. Domingo-Espin, M., Travieso-Rodriguez, J. A., Jerez-Mesa, R., & Lluma-Fuentes, J. (2018). Fatigue Performance of ABS Specimens Obtained by Fused Filament Fabrication. *Materials*, 11(12), 2521. <https://doi.org/10.3390/ma11122521> [in English].

Elchyn Aliiev, Prof., DSc. Senior Researcher, **Olexandr Chernii**, recipient of the scientific degree of Doctor of Philosophy

Dnipro State Agrarian and Economic University, Dnipro, Ukraine

Analytical Justification of the Design and Operating Parameters of a Spiral Vibrating Feeder for Dosing Single Sunflower Seeds

The basis for the high-quality operation of automated systems for phenotyping seeds of agricultural crops is a uniform and dosed supply of research material in order to determine all morphological data of each seed. Vibrating spiral feeders allow to ensure uniform supply of seeds.

Sunflower seeds are characterized by a large variability of their size parameters, which significantly complicates ensuring their uniform movement along vibrating surfaces. Therefore, there is a need to optimize the design and technological parameters of vibrating spiral feeders when working with such seeds.

The proposed design and technological scheme of a vibrating spiral feeder will allow for single dosing of sunflower seeds during automatic phenotyping. Calculations of the dimensional parameters of the vibrating feeder elements and the modes of its operation have been substantiated. The designed vibrating feeder is a two-mass vibrating machine that will operate in a resonant mode with a tuning coefficient $z=1.2$. This mode will provide the designed vertical amplitude of oscillation of the feeder bowl $A=0.4$ mm, with an operating frequency of the unbalanced vibrating drive $\omega=1460$ min⁻¹. The elastic suspension of the vibrating feeder is made of four flat elastic elements inclined to the vertical at an angle $\psi=25^\circ$. The calculated elasticity coefficient is $c_{12}=6447$ N/m. Verification calculations for serviceability based on the strength condition confirm the correctness of the design solutions.

To improve the quality of the vibrating spiral feeder for dosing single sunflower seeds, there is a need to conduct a factorial experiment to determine the optimal operating parameters. Further research will be conducted using numerical modeling and experiments with a prototype of the vibrating feeder.

automatic seed phenotyping, sunflower seeds, spiral vibrating feeder, structural scheme of the vibrating feeder, operating modes, bowl parameters, unbalanced vibration drive, elastic element, operability criteria

Одержано (Received) 11.09.2025

Прорецензовано (Reviewed) 28.09.2025

Прийнято до друку (Approved) 23.12.2025