

Мельник С. М.
аспірант

Кудрявцев М. І.
аспірант

**Дніпровський державний
аграрно-економічний
університет**

Melnyk S.
postgraduate student

Kudriavtsev M.
postgraduate student

**Dnipro State Agrarian and
Economic University**

УДК 631.362.3:004.94

DOI: 10.37128/2306-8744-2026-3-4

ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ КОЛИВАЛЬНОЇ СИСТЕМИ ВІБРОЖИВИЛЬНИКА АНАЛІЗАТОРА ДОМІШОК НАСІННЕВОЇ СУМІШІ

Розроблено теоретичну та чисельну модель коливальної системи віброживильника аналізатора домішок насінневої суміші з електромагнітним віброзбуджувачем. На основі рівнянь Лагранжа другого роду встановлено взаємозв'язок між конструктивними параметрами пружної системи, напрямком дії збурювального зусилля та динамічними характеристиками робочого лотка. Для визначення еквівалентних параметрів пружних елементів враховано їх геометричні та фізико-механічні властивості. Чисельне моделювання виконано методом параметричного моделювання у середовищі SolidWorks Simulation. За результатами модального аналізу встановлено шосту власну частоту конструкції на рівні 92,046 Гц, яка є близькою до частоти основної гармонічної складової електромагнітного збурення 100 Гц при живленні віброзбуджувача від однофазної мережі частотою 50 Гц. Встановлено, що таке співвідношення частот зумовлює післярезонансний режим роботи віброживильника та забезпечує динамічне підсилення коливань робочого лотка. Проведено послідовне параметричне моделювання з визначенням впливу кута нахилу пружних балок θ , відстані між ними A_s , товщини D_s , висоти H_s , кута нахилу віброзбуджувача β та частоти вимушених коливань ω на динамічні характеристики системи. За критеріями максимальної амплітуди переміщення, швидкості та віброприскорення робочого лотка визначено раціональні параметри конструкції: $\theta = 50,4^\circ$, $A_s = 28,8$ мм, $D_s = 2,9$ мм, $H_s = 90$ мм, $\beta = 39,6^\circ$, $\omega = 100$ Гц. За встановленого поєднання параметрів максимальна амплітуда переміщення кінця вібрототка становить 2,06 мм, максимальна швидкість коливань – 206,3 мм/с, а максимальне віброприскорення – 102,8 м/с². Отримані результати підтверджують істотний вплив геометричних параметрів пружної системи та напрямку дії електромагнітного зусилля на передачу енергії до робочого лотка, а частоти збурення – на характер його динамічного підсилення в околі власної частоти конструкції.

Ключові слова: віброживильник, насіннева суміш, аналізатор домішок, електромагнітний віброзбуджувач, коливальна система, чисельне моделювання, математична модель, модальний аналіз, власна частота, післярезонансний режим, віброприскорення, пружна система.

ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ
КОЛИВАЛЬНОЇ СИСТЕМИ
ВІБРОЖИВИЛЬНИКА АНАЛІЗАТОРА
ДОМІШОК НАСІННЕВОЇ СУМІШІ ©
2026 by Melnyk S., Kudriavtsev M. is
licensed under CC BY 4.0

Вступ. Ефективність процесів контролю та аналізу якості насінневих сумішей значною мірою визначається стабільністю подачі досліджуваного матеріалу в робочу зону аналізатора. Нерівномірність формування

потoku насінневої суміші, зміна товщини її шару та нестабільність швидкості переміщення можуть призводити до зниження достовірності результатів аналізу. У зв'язку з цим важливим конструктивним елементом аналізатора



домішок насінневої суміші є віброживильник, призначений для формування рівномірного та стабільного потоку матеріалу [1, 2].

Вібраційні живильники широко застосовуються для контрольованої подачі сипких матеріалів із бункерів, накопичувачів та інших технологічних ємностей. Їх продуктивність і характер транспортування матеріалу визначаються комплексом конструктивних і режимних параметрів, серед яких особливе значення мають амплітуда та частота коливань, кут нахилу робочої поверхні, характеристики пружної системи та фізико-механічні властивості матеріалу [3, 4]. Експериментальні дослідження показують, що зміна частоти роботи віброживильника істотно впливає не лише на динамічні характеристики конструкції, а й на швидкість переміщення частинок по робочій поверхні [5, 6].

Особливий інтерес становлять віброживильники з електромагнітним приводом, оскільки вони дають змогу реалізувати керований періодичний вплив на робочий орган. Дослідження електромагнітного віброживильника для сипких матеріалів показали, що максимальна продуктивність може досягатися в області, близькій до механічної резонансної частоти, а вибір робочої точки дає змогу одночасно підвищувати ефективність транспортування та знижувати енергетичні витрати [4].

Робочий процес віброживильника визначається взаємодією електромагнітного віброзбуджувача, пружних і демпфувальних елементів, рухомих мас та транспортованої насінневої суміші. Конструктивні й режимні параметри цієї системи безпосередньо впливають на характер коливань робочого лотка, його амплітуду, швидкість і віброприскорення. Від характеру руху насінневої суміші по робочій поверхні залежить рівномірність формування потоку, продуктивність і стабільність товщини шару матеріалу [7].

Динамічне моделювання віброживильників є важливим напрямом їх конструктивного вдосконалення. В роботі [5] розробили математичну модель динаміки віброживильника з електромагнітним приводом, у якій враховано жорсткість пружних елементів, інерційні характеристики, сили електромагнітного збудження та демпфування. Отримані результати були перевірені експериментально за допомогою модального аналізу та вимірювання прискорень під час роботи машини.

У сучасних дослідженнях також активно застосовуються чисельні методи для аналізу руху окремих частинок і сипких матеріалів.

Зокрема, використання дискретного елементного методу дозволяє досліджувати вплив частоти, амплітуди та напрямку вібрації на середню швидкість транспортування частинок [8].

Отже, актуальним завданням є розроблення адекватної математичної моделі віброживильника аналізатора домішок насінневої суміші та визначення раціонального співвідношення його конструктивних і режимних параметрів. Це дозволить забезпечити необхідну інтенсивність коливань робочого лотка, стабільність транспортування насінневої суміші та підвищити достовірність результатів її аналізу.

Аналіз останніх досліджень.

Теоретичні та експериментальні дослідження вібраційних живильників охоплюють декілька основних напрямів: математичне моделювання динаміки конструкції, визначення власних частот і форм коливань, дослідження впливу режимних параметрів на транспортування матеріалу, а також чисельне моделювання взаємодії частинок із робочою поверхнею.

Одним із важливих напрямів є розроблення динамічних моделей віброживильників. В роботі [5] запропонували еластодинамічну модель віброживильника, що враховує пружність листових елементів, інерційні характеристики рухомих частин, електромагнітні сили та демпфування. Автори здійснили експериментальну перевірку моделі за результатами модального аналізу та вимірювання робочих прискорень.

Подальший розвиток цього напрямку представлено у роботі, присвяченій динамічному моделюванню лінійного віброживильника. Авторами сформовано математичну модель із врахуванням конструктивних параметрів та зовнішнього збурення, а результати моделювання перевірено експериментальними дослідженнями. Це підтверджує доцільність використання динамічних моделей як інструменту попереднього визначення раціональних конструктивних параметрів віброживильників [9].

Для досліджуваної конструкції віброживильника особливе значення має взаємодія пружної та демпфувальної систем. У розробленій моделі пружні елементи формують коливальну систему, тоді як демпфувальні пружини забезпечують розсіювання енергії та обмеження амплітуди коливань. Для встановлення взаємозв'язку між геометричними характеристиками, параметрами пружної системи, режимом роботи електромагнітного віброзбуджувача та масою насінневої суміші використано рівняння Лагранжа другого роду.

Застосування рівнянь Лагранжа для опису вібраційних транспортуючих систем також зустрічається в сучасних дослідженнях. Зокрема, при моделюванні багатомасової вібраційної системи рівняння руху формуються на основі рівнянь Лагранжа другого роду з урахуванням пружних і дисипативних зв'язків між масами [10, 11].

Важливим фактором роботи віброживильника є співвідношення між вимушеною та власною частотами. Експериментально-теоретичні дослідження показують, що при наближенні частоти збудження до власної частоти конструкції амплітуда коливань істотно зростає, що безпосередньо впливає на умови транспортування матеріалу [12, 13].

Окремий напрям досліджень пов'язаний із визначенням закономірностей руху сипкого матеріалу по віброуючій поверхні. В роботі [8] за допомогою експериментального та дискретно-елементного моделювання, що середня швидкість транспортування гранульованого матеріалу залежить від частоти й амплітуди вібрації та фізичних параметрів частинок.

Сучасні дослідження продовжують цей напрям із використанням DEM та статистичних методів. Зокрема, в роботі [10] досліджували вплив амплітуди, кута напряду вібрації, кута нахилу та інтенсивності вібрації на швидкість транспортування частинок із використанням дискретного елементного моделювання та методу поверхні відгуку.

Таким чином, аналіз сучасних досліджень свідчить, що раціональне проектування віброживильника потребує одночасного врахування динамічних характеристик конструкції та закономірностей руху сипкого матеріалу. Водночас для віброживильника аналізатора домішок насінневої суміші необхідно додатково встановити комплексний вплив геометричних параметрів пружної системи та режимів електромагнітного збудження на амплітуду, швидкість і віброприскорення робочого лотка.

Мета дослідження. Метою роботи є встановлення закономірностей впливу конструктивних і режимних параметрів віброживильника аналізатора домішок насінневої суміші на динамічні характеристики робочого лотка та обґрунтування їх раціональних значень для забезпечення стабільної й рівномірної подачі насінневої суміші.

Виклад основного матеріалу дослідження. Конструктивно віброживильник (рис. 1) складається з опори 1, чотирьох

демпферних пружин 2, нижньої рами 3, електромагнітного віброзбуджувача 4, верхньої рами 5, лотка 6, пружних елементів 7 [14]. Електромагнітний віброзбуджувач формує періодичне збуджуюча сила $F_v(t)$, під дією якого лоток здійснює коливальний рух, забезпечуючи переміщення насінневої суміші від завантажувальної зони до виходу.

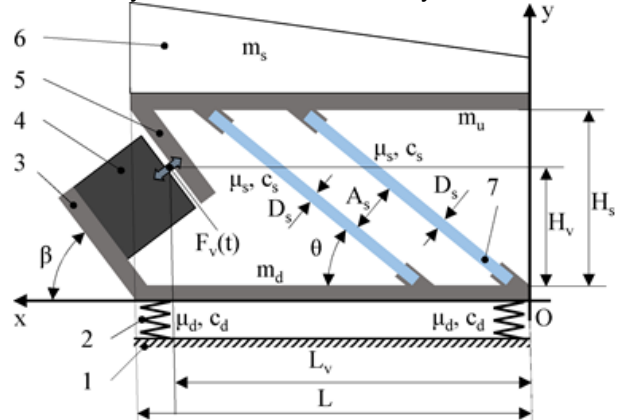


Рис. 1. Конструктивно-технологічна схема віброживильника аналізатора домішок насінневої суміші: 1 – опора; 2 – демпферні пружини; 3 – нижня рама; 4 – електромагнітний віброзбуджувач; 5 – верхня рама; 6 – лоток; 7 – пружні елементи

Пружні елементи формують колтвальну систему віброживильника, а демпферні пружини забезпечують необхідне розсіювання енергії та обмеження амплітуди коливань.

Для обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів віброживильника необхідно встановити взаємозв'язок між його геометричними характеристиками, параметрами пружної та демпфувальної систем, режимом роботи електромагнітного віброзбуджувача і масою транспортованої насінневої суміші. З цієї метою розроблено теоретичну модель динамічної коливальної системи віброживильника на основі рівнянь Лагранжа другого роду.

Такий підхід дає можливість розглядати віброживильник як єдину механічну коливальну систему, в якій одночасно враховуються поступальні переміщення лотка у горизонтальному та вертикальному напрямках, його кутові коливання, пружні деформації опор, дисипативні сили демпферів та зовнішнє збурення, створюване електромагнітним приводом.

Однак першим етапом є визначення збуджуючої сили $F_v(t)$ електромагнітного віброзбуджувача спираючись на законах електродинаміки [11]:

$$\begin{aligned}
 F_v(t) &= \frac{1}{2} I_m^2 \frac{d\Lambda_m}{d\delta_m} = (N_m i_m(t))^2 \frac{\mu_{m0} a_m b_m}{2(\langle \delta_m \rangle - X_m \sin(\omega t + \phi_0))^2}, \\
 i_m(t) &= \left(1 - \frac{X_m}{\langle \delta_m \rangle} \sin(\omega t + \phi_0)\right) U_{\max} e^{-\frac{X_m R_m \cos(\omega t + \phi_0)}{\langle \delta_m \rangle \omega L_{m0}}} \times \left[\frac{\omega L_{m0}}{\omega^2 L_{m0}^2 + R_m^2} \times \right. \\
 &\times \left[\cos(\alpha) \left[\frac{R_m}{\omega L_{m0}} \sin(\omega t) - \cos(\omega t) \right] + \sin(\alpha_m) \left[\frac{R_m}{\omega L_{m0}} \cos(\omega t) + \sin(\omega t) \right] \right] + \\
 &+ \frac{X_m}{2\langle \delta_m \rangle \omega L_{m0}} \sin(\alpha_m - \phi_0) + \frac{X_m R_m}{\delta_c (4\omega^2 L_{m0}^2 + R_m^2)} \left[\cos(\alpha_m + \phi_0) \times \right. \\
 &\times \left. \left[\frac{R_m}{2\omega L_{m0}} \sin(2\omega t) - \cos(2\omega t) \right] + \sin(\alpha + \phi_0) \left[\frac{R_m}{2\omega L_{m0}} \cos(2\omega t) + \sin(2\omega t) \right] \right] \Bigg], \\
 L_{m0} &= \frac{2\mu_{m0} a_m b_m N_m^2}{\langle \delta_m \rangle},
 \end{aligned} \tag{1}$$

де I_m – магніторухильна сила, А; $d\Lambda_m/d\delta_m$ – похідна загальної провідності робочого проміжку за величиною робочого проміжку δ_m , Гн/м; N_m – кількість витків котушки віброзбуджувача; $i_m(t)$ – струм, що проходить у котушці, А; μ_{m0} – магнітна стала повітря, Гн/м; a_m, b_m – сторони перерізу макнітопроводу (полюса), м; $\langle \delta_m \rangle$ – середнє значення повітряного проміжку, м; ϕ_0 – зсув фаз між переміщеннями та силою; t – час, с; X_m – амплітуда коливань системи, м; α_m – кут відкриття тиристором напруги на затискачах віброзбуджувача; $U_{\max}$ – амплітудне значення напруги живлення, В; ω – колова частота зміни напруги (частота вимушених коливань), Гц; R_m – активний опір катушки, Ом; $L_m(t)$ – індуктивність віброзбуджувача, Гн.

Отримана часова залежність $F_v(t)$ надалі використовується як зовнішня збурююча сила у математичній моделі віброживильника, побудованій на основі рівнянь Лагранжа другого роду [15]. Це дає змогу встановити взаємозв'язок між електромагнітними параметрами віброзбуджувача та кінематичними характеристиками лотка – амплітудою, частотою та напрямком коливань.

Для отримання аналітичної моделі приймемо такі основні допущення.

1. Лоток, верхню та нижню рами, а також рухомий елемент електромагнітного привода в першому наближенні будемо розглядати як одне абсолютно жорстке тіло. Деформаціями самих рам і лотка порівняно з деформаціями демпферних пружин і пружних елементів

нехтуємо.

2. Коливання системи вважаються малими, тому для кутового переміщення виконується умова: $|\varphi| \ll 1$. Унаслідок цього можна застосовувати лінеаризацію тригонометричних залежностей: $\sin \varphi \approx \varphi$, $\cos \varphi \approx 1$.

3. Пружні елементи і демпферні пружини вважаються лінійними елементами з жорсткостями c_s і c_d і коефіцієнтами в'язкого опору μ_s і μ_d відповідно.

4. Сипкий матеріал на першому етапі моделювання розглядається як рівномірно розподілена додаткова маса. Зміна маси матеріалу під час роботи може бути врахована введенням середньої приведенної маси.

5. Електромагнітний привід замінюється еквівалентною гармонічною силою $F_v(t)$.

6. В першому наближенні задача вирішується як плоска, положення вібраційного лотка визначається декартовою системою координат Oxy (рис. 1). Вісь x орієнтована вздовж базової горизонтальної лінії, а вісь y – вертикально.

Розглядаючи лише плоскі коливання вздовж осей x і y , можемо виділити чотири узагальнені (незалежні одна від одної) координати x_d, y_d (для нижньої рами) та x_u, y_u (для верхньої рами), що повністю описують рух системи.

Отримана система диференціальних рівнянь руху системи віброживильника має вигляд:

$$\begin{cases}
 m_d \ddot{x}_d(t) = c_s (x_u(t) - x_d(t)) + \mu_s (\dot{x}_u(t) - \dot{x}_d(t)) - F_v(t) \sin \beta, \\
 m_d \ddot{y}_d(t) = c_s (y_u(t) - y_d(t)) + \mu_s (\dot{y}_u(t) - \dot{y}_d(t)) - F_v(t) \cos \beta, \\
 (m_u + m_s) \ddot{x}_u(t) = -c_s (x_u(t) - x_d(t)) - c_d x_u(t) - \\
 \quad - \mu_s (\dot{x}_u(t) - \dot{x}_d(t)) - \mu_d \dot{x}_u(t) + F_v(t) \sin \beta, \\
 (m_u + m_s) \ddot{y}_u(t) = -c_s (y_u(t) - y_d(t)) - c_d y_u(t) - \\
 \quad - \mu_s (\dot{y}_u(t) - \dot{y}_d(t)) - \mu_d \dot{y}_u(t) + F_v(t) \cos \beta, \\
 c_s = 2E_s \left(\frac{D_s B_s}{H_s} \sin \theta \cos^2 \theta + \frac{D_s B_s^3}{H_s^3} \sin^5 \theta \right), \\
 \mu_s = 2\eta_s \left(\frac{D_s B_s}{H_s} \sin \theta \cos^2 \theta + \frac{D_s B_s^3}{H_s^3} \sin^5 \theta \right),
 \end{cases} \tag{2}$$

де m_s , m_u , m_d – маси насінневого матеріалу, верхньої і нижньої рам відповідно, кг; g – прискорення вільного падіння, м/с²; x , y – координати, м; індекси «u» і «d» відносяться до верхньої і нижньої рам відповідно; c_s і c_d – еквівалентна жорсткість пружних елементів і демпферних пружин відповідно, Н/м; μ_s і μ_d – коефіцієнти в'язкого опору пружних елементів і демпферних пружин відповідно, Н·с/м; β – кут нахилу електромагнітного віброзбуджувача, °; $L_s = H_s/\sin\theta$ – довжина балки, м; A_s – відстань між двох балок, м; D_s – ширина поперечного перерізу балки, м; B_s – товщина балки, м; θ – кут нахилу балки до горизонтальної осі; E_s – модуль пружності матеріалу балки, Па; η_s – коефіцієнт в'язкості матеріалу, Па·с; $S_s = D_s \times B_s$ – площа поперечного перерізу, м²; $I_s = D_s \times B_s^3/12$ – момент інерції прямокутного поперечного перерізу, м⁴.

Отримана система диференціальних рівнянь (2.13) не має простого замкненого аналітичного розв'язку, тому для дослідження динамічних процесів у віброживильнику та перевірки отриманих теоретичних залежностей проведемо чисельне моделювання в програмному середовищі SolidWorks Simulation.

Моделювання здійснювалось на основі тривимірної геометричної моделі віброживильника з урахуванням масо-

інерційних характеристик окремих елементів, жорсткості пружних опор, демпферних пружини та зовнішнього гармонічного збурення від електромагнітного віброзбуджувача.

На першому етапі створюється тривимірний CAD-модель віброживильника відповідно до конструктивної схеми, наведеної на рис. 2. Геометричні параметри моделі задаються таким чином, щоб забезпечити можливість їх автоматичної зміни під час параметричного дослідження. Зокрема, змінними параметрами пружних елементів (балок) є їхня товщина D_s , висоти розташування H_s , кут нахилу θ та відстань між ними A_s . Параметри конструкції задаються через глобальні змінні SolidWorks, що дає можливість автоматично перебудовувати геометрію при зміні факторів чисельного експерименту. Окрім цього є важливим режимні параметри електромагнітного віброзбуджувачу: частота вимушених коливань ω і кут нахилу до горизонтальної осі β .

Для кожного елемента тривимірної моделі віброживильника задані відповідні фізико-механічні характеристики матеріалу, які наведені в таблиці 1.

Таблиця 1

Фізико-механічні характеристики матеріалу

Параметр	Позначення	Рама	Пружні елементи
Матеріал	–	Нержавіюча сталь	Текстоліт
Модуль пружності, Н/м ²	E	$193 \cdot 10^9$	$1,0 \cdot 10^9$
Коефіцієнт Пуассона	μ	0,30	0,30
Модуль зсуву, Н/м ²	G	$74,2 \cdot 10^9$	$0,385 \cdot 10^9$
Густина, кг/м ³	ρ	8000	1150
Межа міцності при розтягу, Н/м ²	σ_B	$515 \cdot 10^6$	$79,29 \cdot 10^6$
Межа міцності при стиску, Н/м ²	σ_C	$205 \cdot 10^6$	$60 \cdot 10^6$
Межа текучості, Н/м ²	σ_T	$205 \cdot 10^6$	$60 \cdot 10^6$

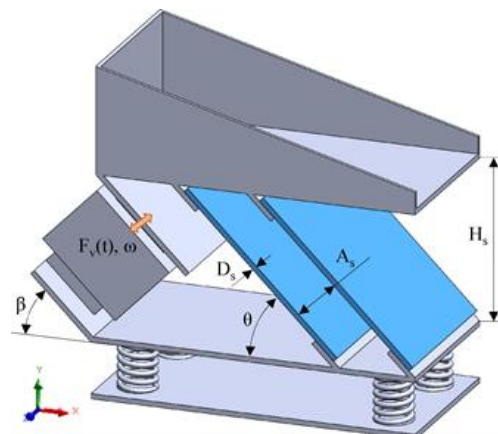


Рис 2. Тривимірний CAD-модель віброживильника

За результатами моделювання в SolidWorks Simulation отримано кінематичний стан віброживильника в різні

моменти часу (при $\theta = 50^\circ$, $A_s = 30$ мм, $D_s = 3$ мм, $H_s = 90$ мм, $\beta = 40^\circ$, $\omega = 100$ Гц), а саме розподіл абсолютної деформації елементів

віброживильника (рис. 3).

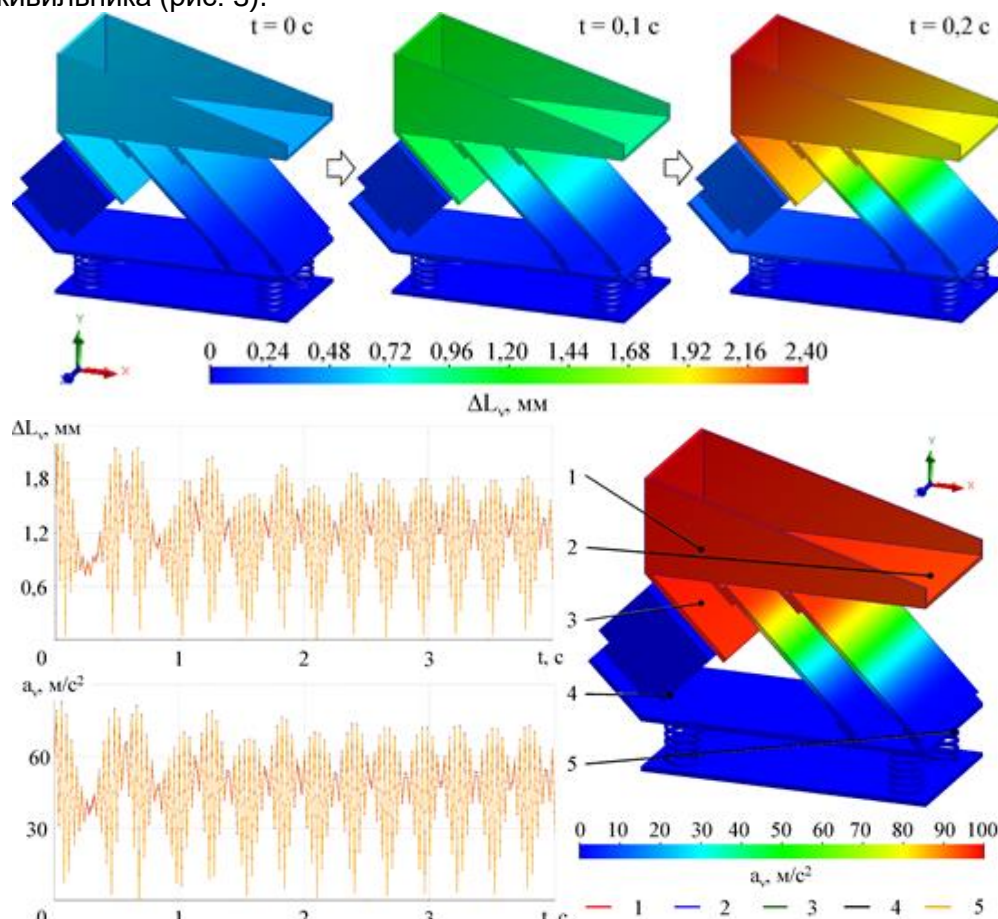


Рис. 3 – Динаміка амплітуди ΔL_v і віброприскорення a_v окремих точок елементів віброживильника

Отриманий розподіл ΔL_v також має безпосереднє технологічне значення. Саме коливальний рух робочої поверхні лотка формує кінематичні умови переміщення насінневої суміші. Для сипкого матеріалу важливими є не тільки амплітуда, але й максимальне віброприскорення робочої поверхні. Зі збільшенням прискорення a зростає інерційна складова сили, що діє на частинки насінневої суміші, а отже, змінюються умови їхнього ковзання, відриву та переміщення вздовж лотка. Для аналізу вибрано п'ять характерних точок, розташованих на лотку, верхній та нижній рамах, пружних елементах і опорній частині конструкції. Верхній графік характеризує часову зміну абсолютного переміщення ΔL_v , а нижній – відповідну зміну віброприскорення a_v .

Аналіз верхнього графіка показує, що в процесі роботи всі рухомі елементи конструкції здійснюють коливальний рух, причому найбільші переміщення спостерігаються у верхній частині віброживильника, безпосередньо пов'язаній із робочим лотком. Максимальна амплітуда переміщення становить близько 1,8–2,0 мм за прийнятою в моделі шкалою. У напрямку від лотка до опорної частини величина переміщень

закономірно зменшується. Такий розподіл переміщень є фізично обґрунтованим і пояснюється конструктивною схемою віброживильника. Верхня рама разом із лотком є рухомою масою, яка через похилі пружні елементи з'єднана з нижньою рамою. Під дією періодичного електромагнітного зусилля пружні елементи деформуються, накопичуючи потенційну енергію, яка надалі перетворюється на кінетичну енергію рухомої частини. Внаслідок цього переміщення верхньої рами та лотка є більшими, ніж переміщення нижньої рами та опорної частини. Коливання переміщення ΔL_v мають складний, неідеально гармонічний характер. Окрім основної вимушеної складової, у русі присутні високочастотні компоненти, зумовлені накладанням власних коливань конструкції на вимушені коливання від електромагнітного вібробуджувача. Водночас після завершення початкового перехідного процесу загальний характер коливань залишається близьким до встановленого режиму.

Нижній графік характеризує віброприскорення окремих точок конструкції. Його характер істотно відрізняється від

залежності переміщення. Віброприскорення має значну кількість локальних максимумів і мінімумів, що пов'язано з високою чутливістю другої похідної переміщення до високочастотних складових коливального процесу. Згідно з результатами моделювання, віброприскорення в характерних точках конструкції змінюється приблизно в межах 0–90 м/с², причому найбільші значення спостерігаються для точок рухомої верхньої частини віброживильника. У напрямку до нижньої рами та опорної частини інтенсивність віброприскорень зменшується. Важливим є те, що величина віброприскорення безпосередньо визначає інерційні сили, які діють на насінневу суміш. Збільшення віброприскорення

призводить до збільшення інерційної складової сили, що забезпечує переміщення матеріалу вздовж робочої поверхні. Одночасно характер зміни прискорення визначає інтенсивність взаємодії частинок із поверхнею лотка та між собою.

Результати модального аналізу віброживильника (при $\theta = 50^\circ$, $A_s = 30$ мм, $D_s = 3$ мм, $H_s = 90$ мм, $\beta = 40^\circ$, $\omega = 100$ Гц) наведено в таблиці 2. Для досліджуваної конструкції визначено 15 власних форм коливальних у діапазоні частот від 11,61 до 355,32 Гц. Для кожної форми наведено її частоту та величину участі відповідної модальної форми в коливаннях уздовж осей X, Y та Z.

Таблиця 2

Результати модального аналізу віброживильника

№	Власна частота, Гц	X	Y	Z
1	11,610	446,96	484,14	≈ 0
2	52,552	≈ 0	≈ 0	0,010
3	65,422	≈ 0	≈ 0	0,075
4	75,201	0,105	≈ 0	≈ 0
5	75,844	≈ 0	0,118	≈ 0
6	92,046	48,167	642,66	≈ 0
7	102,340	≈ 0	≈ 0	0,002
8	102,940	≈ 0	≈ 0	0,042
9	107,090	≈ 0	≈ 0	0,239
10	107,850	0,012	≈ 0	≈ 0
11	180,310	0,315	0,003	≈ 0
12	312,650	≈ 0	≈ 0	0,033

Особливу увагу необхідно звернути на 6-ту власну форму: 92,046 Гц. $X = 48,167$, $Y = 642,66$, $Z \approx 0$. Таким чином, шоста форма має яскраво виражений вертикальний характер, оскільки величина участі за Y більш ніж на порядок перевищує відповідну величину за X. Це може відповідати інтенсивному деформуванню пружних елементів та вертикальному переміщенню верхньої рами і лотка відносно нижньої рами. Шоста власна частота 92,046 Гц є особливо важливою для роботи віброживильника з електромагнітним вібробудувачем. При живленні обмотки від однофазної мережі змінного струму частотою 50 Гц електромагнітна тягово-періодична сила, величина якої залежить від квадрата струму, містить основну змінну гармонічну складову з частотою близько 100 Гц. Таким чином, шоста власна частота конструкції 92,046 Гц є близькою до частоти вимушеного збурення 100 Гц, що створює умови для роботи віброживильника у післярезонансному режимі.

Вибір діапазонів (табл. 3) варіювання конструктивних і режимних параметрів здійснювався з урахуванням геометричних обмежень конструкції, умов компонування окремих вузлів, забезпечення необхідної жорсткості пружних елементів, а також формування раціонального напрямку коливальних робочого лотка. Діапазони зміни параметрів підбрано таким чином, щоб охопити конструктивно допустимі значення та забезпечити можливість оцінювання їхнього впливу на динамічні характеристики віброживильника.

Таблиця 3

Діапазон варіювання параметрів віброживильника

Параметр	$\theta, ^\circ$	$A_s, \text{мм}$	$D_s, \text{мм}$	$H_s, \text{мм}$	$\beta, ^\circ$	$\omega, \text{Гц}$
Діапазон	40...60	20...60	2...6	90...130	30...50	40...180

У сукупності варіювання зазначених параметрів дає змогу дослідити їхній вплив на амплітуду переміщень ΔL_v , максимальну швидкість V_v та віброприскорення a_v робочого лотка, а також

визначити раціональні конструктивно-режимні параметри віброживильника.

Методика чисельного моделювання передбачала фіксацію всіх параметрів на початкових значеннях та послідовну зміну лише одного параметра. За результатами кожного етапу визначалося його раціональне значення, яке надалі фіксувалося під час дослідження наступного параметра. Такий підхід дає змогу оцінити індивідуальний вплив кожного фактора на динамічні характеристики системи та послідовно сформувати раціональний режим роботи віброживильника.

Зміна кута нахилу пружних елементів (балок) від 40° до 60° спричиняє суттєву нелінійну зміну динамічних характеристик віброживильника

(рис. 4). При $\theta = 40^\circ$ амплітуда становить лише 0,51 мм, а максимальні швидкість та віброприскорення – відповідно 41,4 мм/с і 17,9 м/с². При збільшенні кута до 45° ці показники зростають до 0,77 мм, 71,3 мм/с і 32,8 м/с². Найбільш інтенсивні коливання спостерігаються при $\theta = 50,4^\circ$. Подальше збільшення кута до 55° та 60° призводить до різкого зменшення всіх критеріїв. Це пояснюється зміною співвідношення горизонтальної та вертикальної складових деформації пружних балок. При $\theta = 50,4^\circ$ забезпечується найбільш сприятливе співвідношення між напрямком пружної реакції та напрямком збурювальної сили, внаслідок чого енергія електромагнітного привода ефективніше перетворюється на коливальний рух лотка.

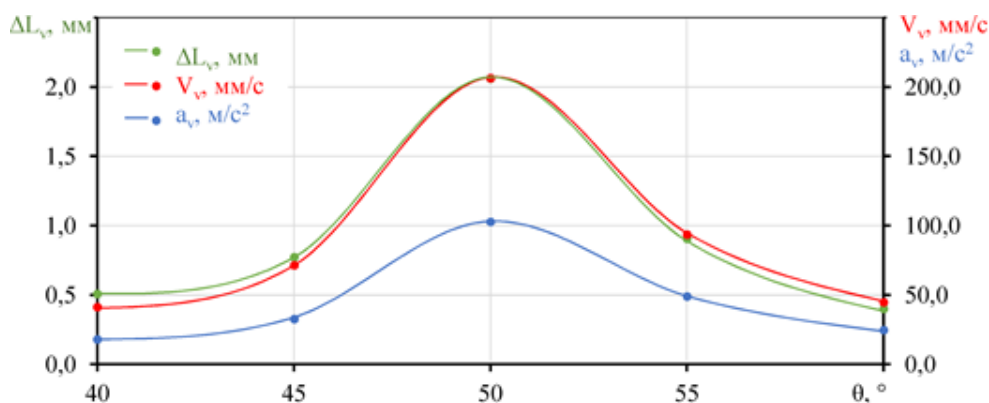


Рис. 4. Залежність амплітуди ΔL_v , швидкості V_v і віброприскорення a_v від кута нахилу пружних елементів (балок) θ віброживильника

Зі збільшенням відстані між пружними балками A_s від 20 до 60 мм спостерігається поступове зниження інтенсивності коливань (рис. 5). При 20 та 30 мм амплітуда практично не змінюється і становить 2,06 мм. При цьому максимальна швидкість для 28,8 мм дещо вища – 206,3 мм/с проти 205,4 мм/с, а віброприскорення – 102,8 проти 102,5 м/с². Подальше збільшення відстані між балками до 60 мм призводить до поступового зменшення відповідних показників.

При $A_s = 60$ мм амплітуда вже становить 1,53 мм, а віброприскорення зменшується до 75,3 м/с². Фізично це пов'язано зі зміною просторового розподілу пружних реакцій та характеру деформації верхньої рами. Збільшення відстані між балками змінює її опорний контур і розподіл жорсткості, що впливає на ефективність передачі збурювального зусилля від вібробуджувача до лотка.

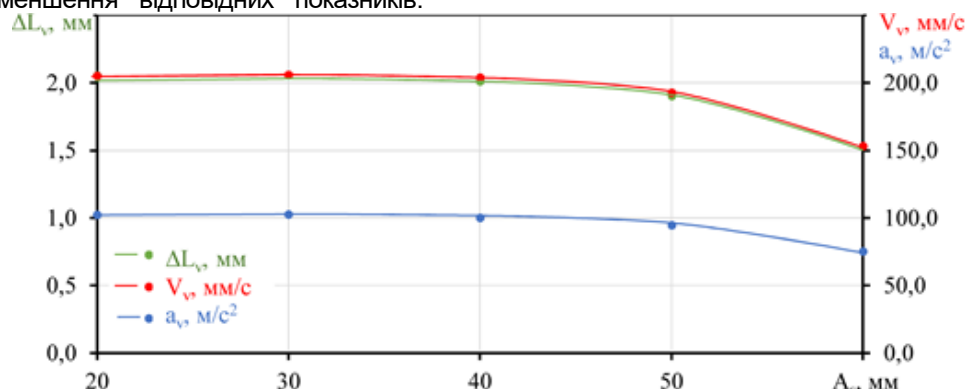


Рис. 5. Залежність амплітуди ΔL_v , швидкості V_v і віброприскорення a_v від відстані між пружними елементами (балками) A_s віброживильника

Товщина пружного елемента (балки) має один із найбільш виражених впливів на

динамічні характеристики системи (рис. 6). При збільшенні D_s від 4 до 6 мм амплітуда

зменшується з 1,54 до 0,13 мм. Особливо різка зміна спостерігається при переході від 3 до 4 мм: амплітуда зменшується з 2,06 до 0,61 мм, швидкість – з 206,3 до 70,0 мм/с, а віброприскорення – зі 102,8 до 43,3 м/с². Це безпосередньо пов'язано з жорсткістю пружної балки. За незмінної ширини збільшення D_s

призводить до зростання згинальної жорсткості. Система стає менш податливою, унаслідок чого зменшується відносно переміщення верхньої та нижньої рам і, відповідно, амплітуда коливань робочого лотка. Максимальні значення всіх трьох критеріїв отримано при $D_s = 2,9$ мм.

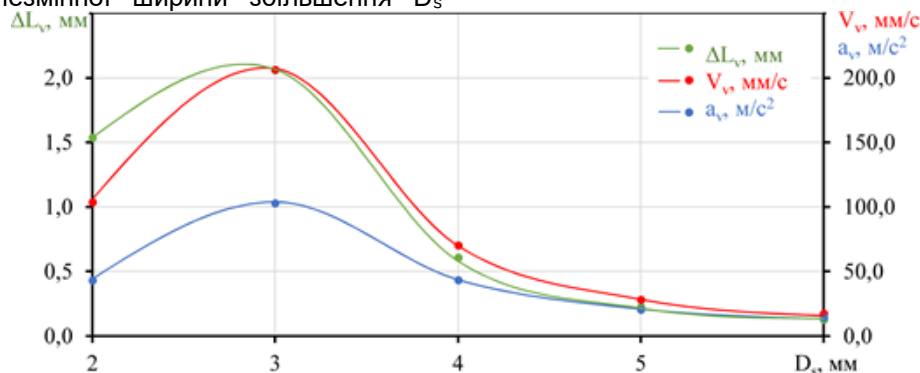


Рис. 6. Залежність амплітуди ΔL_v , швидкості V_v і віброприскорення a_v від товщини пружного елемента (балки) D_s віброживильника

Збільшення висоти пружного елемента (балки) H_s від 90 до 130 мм супроводжується систематичним зменшенням динамічних показників (рис. 7). При $H_s = 90$ мм отримано максимальні значення: $\Delta L_v = 2,06$ мм, $V_v = 206,3$ мм/с, $a_v = 102,8$ м/с². При збільшенні висоти до 130 мм амплітуда зменшується до 0,71 мм, швидкість – до 36,9 мм/с, а віброприскорення – до 18,0 м/с². Зі збільшенням H_s збільшується довжина балки, що змінює її податливість та власні характеристики системи. Одночасно змінюється взаємне положення верхньої і нижньої рам та геометрія передачі

збурювального зусилля.

Зміна кута нахилу віброзбуджувача β має яскраво виражений нелінійний характер (рис. 8). При збільшенні кута від 30° до 40° спостерігається різке збільшення амплітуди – від 0,57 до 2,06 мм, швидкості – від 50,0 до 206,3 мм/с, а віброприскорення – від 22,9 до 102,8 м/с². При подальшому збільшенні β до 50° всі критерії знову зменшуються. Це пояснюється зміною проєкцій електромагнітної сили на горизонтальну та вертикальну осі. При $\beta = 39,6^\circ$ забезпечується найбільш ефективне збудження основної форми коливань конструкції.

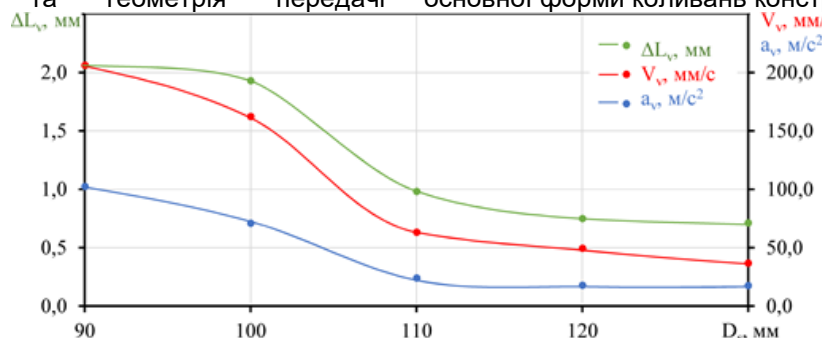


Рис. 7. Залежність амплітуди ΔL_v , швидкості V_v і віброприскорення a_v від висоти пружного елемента (балки) H_s віброживильника

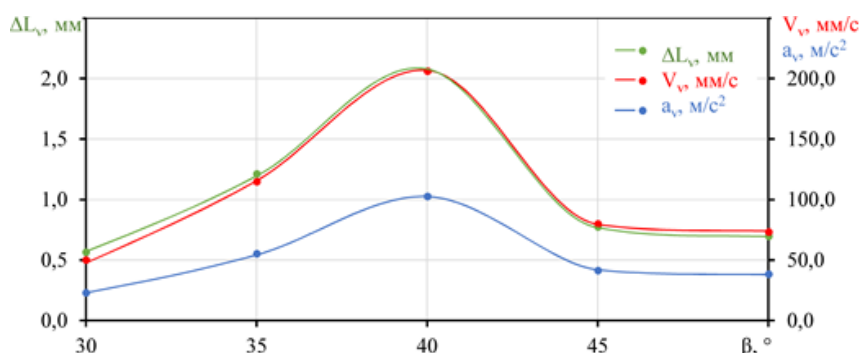


Рис. 8. Залежність амплітуди ΔL_v , швидкості V_v і віброприскорення a_v від кута нахилу віброзбуджувача β віброживильника

Найбільш виражена закономірність спостерігається при зміні частоти вимушених коливань ω (рис. 9). У діапазоні 40–80 Гц амплітуда поступово збільшується від 0,34 до 0,89 мм. Максимум досягається при 100,9 Гц, де $\Delta L_v = 2,06$ мм, $V_v = 206,3$ мм/с, а $a_v = 102,8$ м/с². Після проходження цієї області спостерігається різке зниження динамічних показників: при 120 Гц амплітуда становить 0,81 мм, а при 180 Гц –

лише 0,33 мм. Така залежність має чітке фізичне пояснення. Модальний аналіз конструкції показав наявність власної частоти 92,046 Гц. При живленні електромагнітного віброзбуджувача від мережі 50 Гц тягове зусилля, пропорційне квадрату струму, має основну змінну складову приблизно 100 Гц. Таким чином, частота вимушеного збурення 100 Гц є близькою до власної частоти 92,046 Гц.

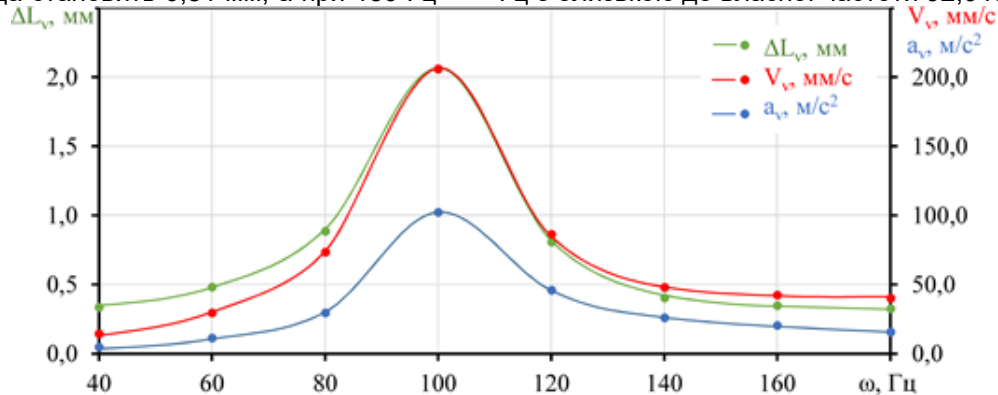


Рис. 9 Залежність амплітуди ΔL_v , швидкості V_v і віброприскорення a_v від частоти вимушених коливань ω віброживильника

Таким чином, за результатами послідовного параметричного моделювання раціональними конструктивно-режимними параметрами віброживильника визначено: $\theta = 50,4^\circ$, $A_s = 28,8$ мм, $D_s = 2,9$ мм, $H_s = 90$ мм, $\beta = 39,6^\circ$, $\omega = 100$ Гц. За цих параметрів у контрольній точці на виході вібрототка отримано максимальну амплітуду переміщення $\Delta L_v = 2,06$ мм, максимальну швидкість $V_v = 206,3$ мм/с та максимальне віброприскорення $a_v = 102,8$ м/с².

Висновки. Розроблено теоретичну та чисельну модель віброживильника насінневої суміші з електромагнітним віброзбуджувачем. На основі рівнянь Лагранжа другого роду встановлено взаємозв'язок між конструктивними параметрами пружної системи, напрямком дії збурювального зусилля та динамічними характеристиками робочого лотка. Для визначення еквівалентних параметрів пружних елементів враховано їх геометричні та фізико-механічні властивості, а чисельне дослідження виконано методом параметричного моделювання у середовищі SolidWorks Simulation.

За результатами модального аналізу встановлено, що шоста власна частота конструкції становить 92,046 Гц, що є близьким до частоти основної гармонічної складової електромагнітного збурення 100 Гц, яка виникає при живленні віброзбуджувача від однофазної мережі частотою 50 Гц. Таке співвідношення частот зумовлює роботу віброживильника у післярезонансній області та забезпечує значне динамічне підсилення коливань робочого лотка.

Проведене послідовне параметричне моделювання, за якого на кожному етапі змінювався лише один фактор при фіксованих

значеннях інших, дало змогу встановити вплив кута нахилу пружних балок θ , відстані між ними A_s , ширини D_s , висоти H_s , кута нахилу віброзбуджувача β та частоти вимушених коливань ω . За критеріями максимальної амплітуди переміщення, швидкості та віброприскорення на виході вібрототка визначено раціональні параметри конструкції: $\theta = 50,4^\circ$, $A_s = 28,8$ мм, $D_s = 2,9$ мм, $H_s = 90$ мм, $\beta = 39,6^\circ$, $\omega = 100$ Гц. За встановленого поєднання параметрів максимальна амплітуда переміщення кінця вібрототка становить $\Delta L_v = 2,06$ мм, максимальна швидкість коливань $V_v = 206,3$ мм/с, а максимальне віброприскорення $a_v = 102,8$ м/с². Отримані результати підтверджують, що геометричні параметри пружної системи та напрямком дії електромагнітного зусилля істотно впливають на передачу енергії до робочого лотка, тоді як частота збурення визначає характер динамічного підсилення в околі власної частоти конструкції.

Подальші дослідження будуть спрямовані на експериментальну перевірку результатів чисельного моделювання, дослідження впливу фізико-механічних властивостей насінневої суміші та визначення раціональних режимів роботи віброживильника для забезпечення рівномірної подачі матеріалу й підвищення точності аналізу домішок.

Список використаних джерел

1. Козаченко О. В., Алієв Е. Б., Піх Є. О. Рух насінневої суміші по гвинтовій поверхні живильника віброфрикційного сепаратора. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин, 2024, 54, 84–93.

<https://doi.org/10.32515/2414-3820.2024.54.84-93>

2. Алієв Е. Б., Черній О. А. Аналіз віброживильників для транспортування та дозування насіння в системі їх автоматичного фенотипування. *Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки*, 2025, 12(43), ч. I, 147–163. [https://doi.org/10.32515/2664-262X.2025.12\(43\).1.147-163](https://doi.org/10.32515/2664-262X.2025.12(43).1.147-163)

3. Алієв Е. Б., Черній О. А. Аналітичне обґрунтування конструктивних і режимних параметрів спірального віброживильника для дозування поодинокого насіння соняшнику. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин*, 2025, 55, 63–79. <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2025.55.63-79>

4. Алієв Е. Б., Черній О. А. Експериментальні дослідження спірального віброживильника для дозування поодинокого насіння соняшнику. *Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки*, 2026, 13(44), 140–150. [https://doi.org/10.32515/2664-262X.2026.13\(44\).140-150](https://doi.org/10.32515/2664-262X.2026.13(44).140-150)

5. Mucchi E., Di Gregorio R., Dalpiaz G. (2013). Elastodynamic analysis of vibratory bowl feeders: Modeling and experimental validation. *Mechanism and Machine Theory*, 60, 60–72. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2012.09.009>

6. Mišljen P., Matijević M., Despotović Ž. (2016). Modeling and Control of Bulk Material Flow on the Electromagnetic Vibratory Feeder. *Automatika*, 57(4), 936–947. DOI: <https://doi.org/10.7305/automatika.2017.03.1766>

7. Kudriavtsev I., Koshulko V., Sova N., Leusenko O. (2025). Results of experimental studies of a column-type aerodynamic separator. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*, 1(128), 45–54. DOI: <https://doi.org/10.37128/2520-6168-2025-1-5>

8. Saeki M., Minagawa T., Takano E. (1997). Study on vibration conveyance of granular materials. *Nippon Kikai Gakkai Ronbunshu, C Hen/Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Part C*, 63(615), 3817–3823. DOI: <https://doi.org/10.1299/kikaic.63.3817>

9. Buzzoni M., Battarra M., Mucchi E., Dalpiaz G. (2017). Motion analysis of a linear vibratory feeder: Dynamic modeling and experimental verification. *Mechanism and Machine Theory*, 114, 98–110. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2017.04.006>

10. Li R., Zhang X., Wang X., Lin D., Geng R., Wang Y. (2024). Regularities of particle motion on vibrating conveyor. *Particulate Science and Technology*, 42(7), 1129–1143. DOI: <https://doi.org/10.1080/02726351.2024.2352712>

11. Ланець О. С. Основи розрахунку та конструювання вібраційних машин. Книга 1. Теорія та практика створення вібраційних

машин з гармонійним рухом робочого органа: навчальний посібник. Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2018. 612 с.

12. Козаченко О. В., Алієв Е. Б., Бакум М. В., Михайлов А. Д., Кречот М. М. Обґрунтування ефективності використання віброфрикційного сепаратора при підготовці насіннєвого матеріалу гірчиці. *Науково-технічний бюлетень Інституту олійних культур НААН*, 2021, 31, 142–151. <https://doi.org/10.36710/ioc-2021-31-13>

13. Алієв Е. Б., Яропуд В. М., Гаврильченко О. С., Драчов А. В. Фізико-математична модель руху насіння по лопаті барабана вібродозатора. *Подільський вісник: сільське господарство, техніка, економіка. Сільськогосподарські науки, технічні науки, економічні науки*, 2017, 27, 97–104.

14. Мельник С. М., Бардадим О. В., Бардадим В. К., Кудрявцев І. М., Ярошкін В. П., Мельник М. М. Патент на корисну модель України № 157313. МПК (2024.01), A01F 12/44 (2006.01), B07B 4/02 (2006.01), B07B 9/02 (2006.01), B07B 13/14 (2006.01), B07B 15/00, B30B 9/02 (2006.01). Адаптивний пробовідбірник-аналізатор домішок у суміші зерна з програмованими параметрами. Заявник ТОВ НВО «Сортувальні машини», № У 2023 04588. Заявл. 28.09.2023. Опубл. 02.10.2024, Бюл. № 40.

15. Despotović Ž. V., Urukalo D., Lečić M. R., Ćosić A. Mathematical modeling of resonant linear vibratory conveyor with electromagnetic excitation: simulations and experimental results. *Applied Mathematical Modelling*, 2017, 41, 1–24. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apm.2016.09.010>

References

1. Kozachenko O. V., Aliiev E. B., Pikh Ye. O. (2024). Rukh nasinnyevoyi sumishi po hvyntoviyi poverkhni zhyvylnyka vibrofriktsiynoho separatora. [*Movement of the seed mixture along the helical surface of the feeder of a vibrofriction separator*]. Designing, Manufacture and Operation of Agricultural Machines, 54, 84–93. DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2024.54.84-93> [in Ukrainian].

2. Aliiev E. B., Chernii O. A. (2025). Analiz vibrozhyvlynykiv dlya transportuvannya ta dozuvannya nasinnya v systemi yikh avtomatychnoho fenotypuvannya. [*Analysis of vibratory feeders for seed transportation and dosing in the system of their automatic phenotyping*]. Central Ukrainian Scientific Bulletin. Technical Sciences, 12(43), Part I, 147–163. DOI: [https://doi.org/10.32515/2664-262X.2025.12\(43\).1.147-163](https://doi.org/10.32515/2664-262X.2025.12(43).1.147-163) [in Ukrainian].

3. Aliiev E. B., Chernii O. A. (2025). Analytychne obgruntuvannya konstruktyvnykh i rezhymnykh parametriv spiral'noho



vibrozhvylynyka dlya dozuvannya poodynoho nasinnya sonyashnyku. [Analytical substantiation of the design and operating parameters of a spiral vibratory feeder for singulated sunflower seed dosing]. Designing, Manufacture and Operation of Agricultural Machines, 55, 63–79. DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2025.55.63-79> [in Ukrainian].

4. Aliiev E. B., Chernii O. A. (2026). Eksperymental'ni doslidzhennya spiral'noho vibrozhyvlynyka dlya dozuvannya poodynoho nasinnya sonyashnyku. [Experimental studies of a spiral vibratory feeder for singulated sunflower seed dosing]. Central Ukrainian Scientific Bulletin. Technical Sciences, 13(44), 140–150. DOI: [https://doi.org/10.32515/2664-262X.2026.13\(44\).140-150](https://doi.org/10.32515/2664-262X.2026.13(44).140-150) [in Ukrainian].

5. Mucchi E., Di Gregorio R., Dalpiaz G. (2013). Elastodynamic analysis of vibratory bowl feeders: Modeling and experimental validation. *Mechanism and Machine Theory*, 60, 60–72. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2012.09.009> [in English].

6. Mišljen P., Matijević M., Despotović Ž. (2016). Modeling and Control of Bulk Material Flow on the Electromagnetic Vibratory Feeder. *Automatika*, 57(4), 936–947. DOI: <https://doi.org/10.7305/automatika.2017.03.1766> [in English].

7. Kudriavtsev I., Koshulko V., Sova N., Leusenko O. (2025). Results of experimental studies of a column-type aerodynamic separator. [Результати експериментальних досліджень аеродинамічного сепаратора колонного типу]. *Tekhnika, enerhetyka, transport APK*, 1(128), 45–54. DOI: <https://doi.org/10.37128/2520-6168-2025-1-5> [in English].

8. Saeki M., Minagawa T., Takano E. (1997). Study on vibration conveyance of granular materials. *Nippon Kikai Gakkai Ronbunshu, C Hen/Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Part C*, 63(615), 3817–3823. DOI: <https://doi.org/10.1299/kikaic.63.3817> [in English].

9. Buzzoni M., Battarra M., Mucchi E., Dalpiaz G. (2017). Motion analysis of a linear vibratory feeder: Dynamic modeling and experimental verification. [Аналіз руху лінійного віброживильника: динамічне моделювання та експериментальна перевірка]. *Mechanism and Machine Theory*, 114, 98–110. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2017.04.006> [in English].

10. Li R., Zhang X., Wang X., Lin D., Geng R., Wang Y. (2024). Regularities of particle motion on vibrating conveyor. [Закономірності руху частинок на вібраційному конвеєрі]. *Particulate Science and Technology*, 42(7), 1129–1143. DOI: <https://doi.org/10.1080/02726351.2024.2352712> [in English].

11. Lanets O. S. (2018). Osnovy rozrakhunku ta konstruyuvannya vibratsiynykh mashyn. Knyha 1. Teoriya ta praktyka stvorenniya vibratsiynykh mashyn z harmonichnym rukhom robochoho orhana. [Fundamentals of calculation and design of vibration machines. Book 1. Theory and practice of creating vibration machines with harmonic motion of the working body]. Lviv: Lviv Polytechnic Publishing House, 612 p. [in Ukrainian].

12. Kozachenko O. V., Aliiev E. B., Bakum M. V., Mykhailov A. D., Krekot M. M. (2021). Obgruntuvannya efektyvnosti vykorystannya vibrofriktsiynoho separatora pry pidhotovtsi nasinnyevoho materialu hirschtytsi. [Substantiation of the efficiency of using a vibrofriction separator in the preparation of mustard seed material]. Scientific and Technical Bulletin of the Institute of Oilseeds of the NAAS, 31, 142–151. DOI: <https://doi.org/10.36710/ioc-2021-31-13> [in Ukrainian].

13. Aliiev E. B., Yaropud V. M., Havrylchenko O. S., Drachov A. V. (2017). Fyzyko-matematychna model' rukhu nasinnya po lopati barabana vibrodozatora. [Physical and mathematical model of seed movement along the blade of a vibratory dispenser drum]. *Podillia Bulletin: Agriculture, Engineering, Economics. Agricultural Sciences, Technical Sciences, Economic Sciences*, 27, 97–104. [in Ukrainian].

14. Melnyk S. M., Bardadym O. V., Bardadym V. K., Kudriavtsev I. M., Yaroshkin V. P., Melnyk M. M. (2024). Patent of Ukraine for utility model No. 157313. IPC (2024.01), A01F 12/44 (2006.01), B07B 4/02 (2006.01), B07B 9/02 (2006.01), B07B 13/14 (2006.01), B07B 15/00, B30B 9/02 (2006.01). Adaptivnyi probovidbirnyk-analizator domishok u sumishi zerna z prohramovanyymi parametramy. [Adaptive sampler-analyzer of impurities in a grain mixture with programmable parameters]. Applicant: LLC NVO "Sortuvalni mashyny", No. U 2023 04588. Filed 28.09.2023. Published 02.10.2024, Bulletin No. 40 [in Ukrainian].

15. Despotović Ž. V., Urukalo D., Lečić M. R., Ćosić A. (2017). Mathematical modeling of resonant linear vibratory conveyor with electromagnetic excitation: simulations and experimental results. [Математичне моделювання резонансного лінійного вібраційного конвеєра з електромагнітним збудженням: результати моделювання та експериментальних досліджень]. *Applied Mathematical Modelling*, 41, 1–24. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apm.2016.09.010> [in English].

**NUMERICAL MODELING OF THE VIBRATIONAL
SYSTEM OF A VIBRATORY FEEDER FOR A
SEED MIXTURE IMPURITY ANALYZER**

A theoretical and numerical model of the vibrational system of a vibratory feeder for a seed mixture impurity analyzer with an electromagnetic vibrator has been developed. Based on the Lagrange equations of the second kind, the relationship between the design parameters of the elastic system, the direction of the excitation force, and the dynamic characteristics of the working tray has been established. The geometric and physicomechanical properties of the elastic elements were taken into account to determine their equivalent parameters. Numerical modeling was performed using a parametric modeling approach in the SolidWorks Simulation environment. Modal analysis established that the sixth natural frequency of the structure is 92.046 Hz, which is close to the frequency of the main harmonic component of electromagnetic excitation of 100 Hz when the vibrator is powered from a single-phase 50 Hz supply. It was established that this frequency ratio results in post-resonant operation of the vibratory feeder and provides dynamic amplification of the working tray oscillations. Sequential parametric modeling was performed to determine the effects of

the inclination angle of the elastic beams θ , spacing between them A_s , thickness D_s , height H_s , inclination angle of the vibrator β , and excitation frequency ω on the dynamic characteristics of the system. Based on the criteria of maximum displacement amplitude, velocity, and vibration acceleration of the working tray, the rational design parameters were determined as follows: $\theta = 50.4^\circ$, $A_s = 28.8$ mm, $D_s = 2.9$ mm, $H_s = 90$ mm, $\beta = 39.6^\circ$, and $\omega = 100$ Hz. With this combination of parameters, the maximum displacement amplitude at the end of the vibrating tray is 2.06 mm, the maximum oscillation velocity is 206.3 mm/s, and the maximum vibration acceleration is 102.8 m/s². The results confirm the significant influence of the geometric parameters of the elastic system and the direction of the electromagnetic excitation force on energy transfer to the working tray, while the excitation frequency determines the nature of dynamic amplification in the vicinity of the natural frequency of the structure.

Keywords: vibratory feeder, seed mixture, impurity analyzer, electromagnetic vibrator, vibrational system, numerical modeling, mathematical model, modal analysis, natural frequency, post-resonant operation, vibration acceleration, elastic system.

Відомості про авторів

Мельник Станіслав Михайлович – аспірант Дніпровського державного аграрно-економічного університету (вул. Сергія Єфремова, 25, м. Дніпро, Україна, 49000, e-mail: Stealths1978@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-8151-223X>)

Кудрявцев Максим Ігорович – аспірант Дніпровського державного аграрно-економічного університету (м. Дніпро, вул. Сергія Єфремова, 25, e-mail: wot1249071@gmail.com, <https://orcid.org/0009-0001-0996-5066>)

Melnyk Stanislav – Postgraduate Student of Dnipro State Agrarian and Economic University (St. S. Efremova, 25, Dnipro, Ukraine, 49000, e-mail: Stealths1978@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-8151-223X>).

Kudriavtsev Maksym – Postgraduate Student of the Department of Technical Systems Engineering of Dnipro State Agrarian and Economic University (St. S. Efremova, 25, Dnipro, Ukraine, 49000, e-mail: wot1249071@gmail.com, <https://orcid.org/0009-0001-0996-5066>).

Стаття надійшла 22.08.2026

Стаття прийнята 31.08.2026

Опубліковано 12.10.2026