

4. Павленко І.І. Оптимальність параметрів ходових систем сільськогосподарських машин / І.І. Павленко, М.В. Сторожук, О.Б. Чайковський // Зб.наук.праць КНТУ. Техніка у сільському виробництві, галузеве машинобудування, автоматика. – 2008. – Вип. 21. – С.244-246.

**Oleksandr Mazheyka, Prof., PhD tech. sci., Sergiy Markovich, Assos. Prof., PhD tech. sci., Viktor Kalich, Prof., PhD tech. sci.**

*Kirovograd national technical university, Kirovohrad, Ukraine*

#### **Calculation of reliability of combine harvesters for optimality criterion running system**

This article describes how the work of a combine harvester when the collection process with minimum loss of crop, use of probabilistic analysis criteria for calculating the optimum vibration parameters of mobile agricultural machinery. The laws of probability criterion optimizing suspension systems, spectra of the vertical oscillations of the body, and suspension systems combine torsional vibrations about the running system. Locations tenzometriruvannya harvester on field trials

The article gives the analysis of possible criteria of application when accounting vibratory parameters mobile agricultural machines optimization.

**fluctuations, the objective function, quantile, probability, harvester, reaper, thresher, truck**

Одержано 07.11.15

**УДК 631.331**

**С.А. Мартиненко, доц., канд. техн. наук, Т.М. Ауліна, доц., канд. техн. наук, Д.Ю. Артеменко, доц., канд. техн. наук**

*Кіровоградський національний технічний університет, м. Кіровоград, Україна,  
E-mail: adu2006@inbox.ru*

## **Теоретичне обґрунтування параметрів вібраційного висіву**

В статті розглянуто типи висівних апаратів зернових сівалок. Проаналізовано їх переваги та вади. Запропоновано конструкцію вібраційного висівного апарату та методику первинних розрахунків його основних параметрів – частоти та напрямку коливань. Побудовано графік визначення режиму роботи апарату в залежності від цих параметрів.

**висівний апарат, вібрація, параметри вібрації, вібраційний висів**

**С.А. Мартиненко, доц., канд. техн. наук, Т.М. Ауліна, доц., канд. техн. наук, Д.Ю. Артеменко, доц., канд. техн. наук**

*Кіровоградський національний технічний університет, г. Кіровоград, Україна*

#### **Теоретическое обоснование параметров вибрационного высева**

В статье рассмотрены типы высевающих аппаратов зерновых сеялок. Проанализированы их преимущества и изъяны. Предложена конструкция вибрационного высевающего аппарата и методика предварительных расчетов его основных параметров - частоты и направления колебаний. Построен график определения режима работы аппарата в зависимости от этих параметров.

**высевающий аппарат, вибрация, параметры вибрации, вибрационный высев**

**Постановка проблеми.** Розпушування та транспортування сипких продуктів за допомогою коливань відомо дуже давно. Простота конструкції та ефективність при використанні поширило цю технологію в багатьох галузях техніки. Але, в основному, коливання застосовують для транспортування продуктів та виробів [1, 2]. Використання вібрацій при рядовому висіві насіння до цього часу на практиці не використовувалось, хоча простота конструкції в порівнянні з пневматичним висівом очевидна.

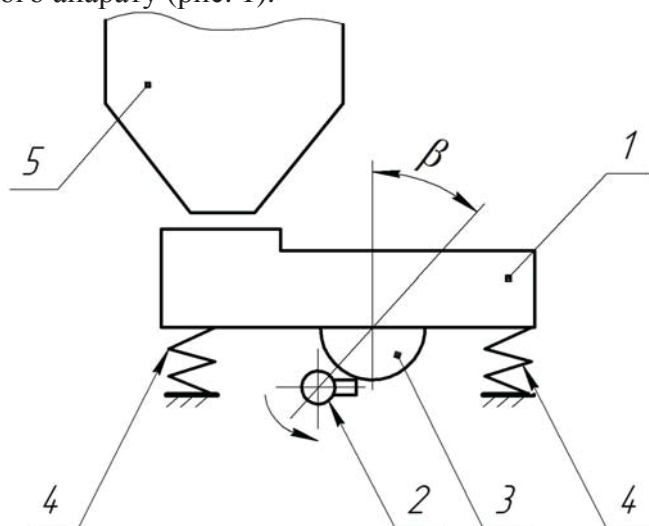
© С.А. Мартиненко, Т.М. Ауліна, Д.Ю. Артеменко, 2016

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Стабілізація та вирівнювання потоку твердих тіл, його спрямування в потрібному напрямку за допомогою коливань детально розглядалося авторами [3,4]. Але в галузі сільського господарства ці процеси використовуються, здебільше для сепарації та транспортування насіння. Нами запропоновано застосування вібрацій для висіву насіння шляхом утворення сталого потоку з подальшим розподілом на окремі потоки.

Рядовий висів зернових культур потребує сталості потоку насіння що виходить з висівного апарату, тобто потік повинен йти без розривів та пульсацій. Усі наступні елементи сівалки які забезпечують транспортування насіння у борозну (насіннепровід, сошник) в кращому випадку зберігають сталість створеного потоку. Тому висівний апарат, який формує потік є найбільш відповідальною частиною сівалки.

Класичним та найбільш поширеним є котушковий висівний апарат але особливості його конструкції не дозволяють збільшувати ширину захвату сівалки звичайним збільшенням їх кількості. Частковим рішенням цієї проблеми було створення зчіпок з декількох сівалок. З часом були розроблені сівалки з централізованим пневматичним висівним апаратом. Така конструкція дозволяла значно збільшити ширину захвату без значного ускладнення конструкції, але деякі вимоги Агротехнічних вимог, зокрема нерівномірність висіву між апаратами не завжди витримувались.

З урахуванням цих вад та переваг нами було запропоновано конструкцію вібраційного висівного апарату (рис. 1).



1 – транспортуєчий жолоб; 2 – активний віброзбудник; 3 – реактивний віброзбудник;  
4 – віброізолятор; 5 – бункер

Рисунок 1 – Структурна схема вібраційного висівного апарату

Працює запропонований висівний апарат таким чином. Насіння самопливно поступає з бункера на транспортуєчий жолоб, закріплений на двох віброізоляторах. Активний віброзбудник при обертанні передає імпульс на реактивний віброзбудник, який закріплено на жолобі що транспортує. Причому активний віброзбудник може змінювати своє положення відносно реактивного віброзбудника, змінюючи кут вібрації.

**Постановка завдання.** Спираючись на вищенаведене визначено мету даної роботи – теоретичне обґрунтування вібраційних параметрів та режиму роботи запропонованого висівного апарату. Зокрема, амплітуду коливань та їх напрям, що забезпечить сталий та рівномірний рух потоку насіння.

**Виклад основного матеріалу.** Розглянемо фізико-механічний процес створення вібраційного руху.

Диференціальні рівняння руху частки у висях  $xOy$ , жорстко пов'язаних з поверхнею, що вібрує мають вид:

$$m \ddot{x} = mA\omega^2 \cos \beta \sin \omega t - mg \sin \alpha + F; \quad (1)$$

$$m \ddot{y} = mA\omega^2 \sin \beta \sin \omega t - mg \cos \alpha + N. \quad (2)$$

Вісь  $Ox$  спрямована вздовж, а вісь  $Oy$  – впоперек поверхні (рис. 2).

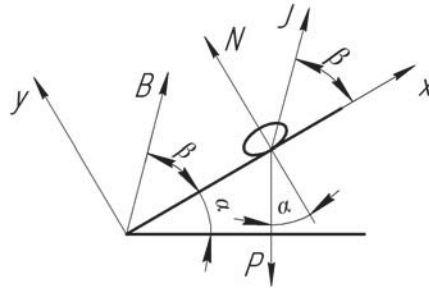


Рисунок 2 – Схема сил що діють на об'єкт транспортування

Поперечна складова сили інерції, що переносить буде:

$$J = mA\omega^2 \sin \beta,$$

де  $m$  – маса частки;

$A$  – амплітуда коливань;

$\omega$  – частота коливань;

$\beta$  – кут нахилу траєкторії коливань відносно поверхні (кут вібрації).

Поперечна складова сили тяжіння:

$$P = mg \cos \alpha;$$

де  $\alpha$  – кут нахилу поверхні до горизонту;

$g$  – прискорення вільного падіння.

$N$  – нормальна реакція поверхні,  $F$  - сила опору руху частки (сила сухого тертя).

при  $\dot{x} \geq 0$  
$$F = -fN, \quad (3)$$

де  $f$  - коефіцієнт тертя ковзання частки по поверхні.

$$N = N(t) = mg \cos \alpha - mA\omega^2 \sin \beta. \quad (4)$$

Частка буде рухатися без відриву від поверхні (режим «без підкидування») при

$$N(t) \geq 0,$$

тобто

$$\Omega = \frac{A\omega^2 \sin \beta}{g \cos \alpha} \leq 1. \quad (5)$$

Для горизонтальної площини ( $\alpha = 0$ )

$$\Omega = \frac{A\omega^2 \sin \beta}{g} \leq 1, \quad (6)$$

де  $\Omega$  – параметр перевантаження.

Режим «з підкидуванням» визначиться з умови польоту частки, тобто коли нормальна реакція  $N(t) = 0$ . Тоді параметр перевантаження

$$\Omega = \frac{A\omega^2 \sin \beta}{g} \geq 1. \quad (7)$$

Найбільша середня швидкість руху частки «без підкидування» буде при  $\Omega = 1$ , тобто для граничного стану

$$\Omega = \frac{A\omega^2 \sin \beta}{g} = 1. \quad (8)$$

Звідси можна визначити амплітуду коливань при заданому значенні кута вібрації, або навпаки – кут вібрації при заданій амплітуді.

Досліди А. Мачкаріна [5] показали, що вібраційний висівний апарат, що працює в режимі «без підкидування» дає пульсацію потоку насіння. Тому він запропонував на виході з апарату вирівнювач потоку. Це ускладнює конструкцію. Крім того, для визначення найбільшої середньої швидкості руху насіння взагалі рекомендується користатись експериментальною номограмою [6] оскільки різноманітність фізико-механічних властивостей насіння не дає можливість достатньо точно визначити цей параметр теоретично.

Спираючись на ці дані нами було вирішено використовувати режим «з підкидуванням». Найбільша середня швидкість в цьому режимі спрощено визначається за рекомендацією [7]:

$$V \approx A\omega \cos \beta. \quad (9)$$

Основним показником для визначення параметрів вібраційного висівного апарату рядової сівалки буде норма висіву. В якості базової, обираємо сівалку СЗ-3,6. Максимальна норма висіву цієї сівалки – 250 кг/га. Швидкість сівалки – 11,7 км/г. При таких значеннях, об'ємна швидкість потоку насіння через один висівний апарат, з урахуванням об'ємної масі пшениці  $650 \text{ кг/м}^3 - 810 \text{ кг/м}^3$  складе  $20 \text{ см}^3/\text{с} - 25 \text{ см}^3/\text{с}$ . Параметри лотка що транспортує приймаємо такі: форма лотка – прямокутник. Ширина  $b = 4$  см (ширина котушки висівного апарату сівалки СЗ-3,6), висота -  $h \geq 2A$ . Причому бажано приймати  $A = 2l_{\max}$  [8], де  $l_{\max}$  - найбільший розмір частки що транспортується. Найбільший розмір зернини пшениці є довжина, яка, в середньому, складає 5 мм, приймаємо  $A = 10 \text{ мм} = 1 \text{ см}$ . Висота лотка, відповідно,  $b = 2A = 2 \text{ см}$ . Площа поперечного перерізу лотка –  $S_{\text{лотка}} = 8 \text{ см}^2$ . Лінійна швидкість руху потоку насіння складе:

$$V_n = \frac{q}{S}, \quad (10)$$

де  $q$  – об'ємна швидкість потоку насіння через один висівний апарат.

Відповідно до прийнятих величин  $q$ , лінійна швидкість руху потоку насіння буде  $V_n = 2,51 \text{ см/с} - 3,125 \text{ см/с}$ . Тоді частота коливань лотка визначиться з (9).

$$\omega = \frac{V_n}{A \cos \beta} k, \quad (11)$$

де  $k$  – емпіричний коефіцієнт що враховує фізико-механічні властивості тіл що взаємодіють. А саме – коефіцієнт внутрішнього тертя насіння, коефіцієнт тертя насіння

по поверхні лотка. По рекомендації [4]  $k=1,1-1,3$ . Приймаємо  $k = 1,2$ . В формулі (11) в якості змінної величини візьмемо кут вібрації  $\beta$ . Тоді частота коливань що визначається за цією формулою складе ряд значень, зведених в таблиці 1 для  $V_n = 2,51$  см/с, та 2 для  $V_n = 3,125$  см/с.

Таблиця 1 – Частота коливань лотка при заданих кутах вібрації

$\beta, \text{град.}$	10	20	30	40	50	60	70	80
$\omega, \text{с}^{-1}$	3,1	3,24	3,5	3,9	4,7	6,02	8,8	17,3

Таблиця 2 – Частота коливань лотка при заданих кутах вібрації

$\beta, \text{град.}$	10	20	30	40	50	60	70	80
$\omega, \text{с}^{-1}$	3,8	4,0	4,33	4,9	5,8	7,5	11,0	21,6

Виходячи з максимальних значень частоти коливань та кута вібрації, визначимо по формулі (8) параметр перевантаження  $\Omega=0,47$ . Таке значення параметру перевантаження відповідає режиму «без підкидування» [9]. Визначимо величини частоти коливань та кута вібрації для граничного режиму, тобто для  $\Omega = 1$  і зведемо результати в таблицю 3.

Таблиця 3 – Частота коливань лотка при заданих кутах вібрації для граничного режиму

$\beta, \text{град.}$	10	20	30	40	50	60	70	80
$\omega, \text{с}^{-1}$	75	53,53	44,27	39,05	35,77	33,64	32,29	31,55

Графічно зобразивши величини частоти коливань лотка при заданих кутах вібрації для граничного режиму з таблиці 3 отримуємо криву, що розподіляє співвідношення параметрів  $\beta$  та  $\omega$  на режими «без підкидування», та «з підкидуванням» (рис.3). Для точок, розташованих під кривою співвідношення частоти коливань лотка та кута вібрації забезпечує режим «без підкидування». Над кривою - «з підкидуванням» [10].

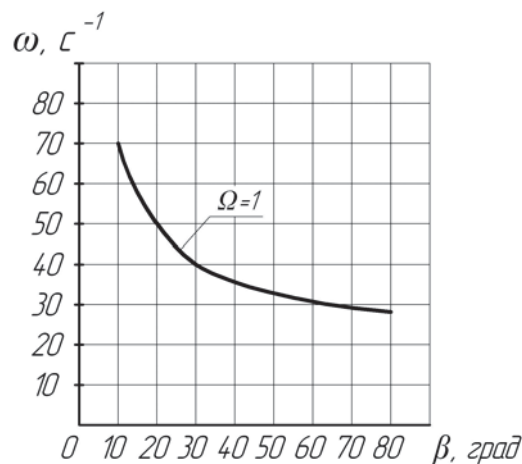


Рисунок 3 – Розподіл параметрів відносно параметру перевантаження

Використовуючи запропонований графік можна визначити необхідні значення параметрів вібрації висівного апарату що проектується с урахуванням необхідного режиму роботи.

Прийняті припущення, різноманітність фізико-механічних властивостей насіння в межах одного сорту та наявність емпіричних коефіцієнтів потребують експериментальних досліджень для прийняття кінцевих рішень щодо параметрів та режимів роботи вібраційного висівного апарату.

**Висновок.** В результаті проведеної роботи нами було визначено наступне. Розроблена принципова схема вібраційного висівного апарату рядового висіву. Проведено теоретичні дослідження основних параметрів та режимів роботи апарату. Запропоновано графік залежності режиму роботи висівного вібраційного апарату від співвідношення частоти коливань лотка та кута вібрації та надані рекомендації відносно подальших досліджень.

## Список літератури

1. Співаковський А.О., Гончаревич И.Ф. Вибрационные и волновые транспортирующие машины. – М.: Наука, 1983. – 288 с
2. Врублевський І.Й. Наближені обчислення швидкості вібротранспортування та кута зсуву фаз при еліптичних коливаннях // Вісник Нац. ун-ту “Львівська політехніка”. – № 679. Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2010. – С. 45–48.
3. Потураев В.Н., Франчук В.П., Надутый В.П. Вибрационная техника и технологии в энергоемких производствах: Монография. – Днепропетровск, 2002. – 190 с.
4. Блехман И.И. Вибрационное перемещение/ И.И. Блехман, Г.Ю. Джанелидзе. М.: Наука, 1964. – 410 с.
5. Мачкарин А.В. Повышение эффективности выращивания зерновых с разработкой и обоснованием оптимальных параметров сеялки прямого посева: дисс. на соискание научн. степени канд. техн. наук: 05.20.01/ Мачкарин Александр Викторович. – Мичуринский аграрный университет. – Мичуринск., 2006. – 242с.
6. Вибрации в технике. Вибрационные машины и процессы.: справочник. М.: Машиностроение, 1981,- Т4. – 152с.
7. Дунаевецкий А.В. Оптимальный синтез параметров безотрывного вибротранспортирования // Технология судостроения и судоремонта. – Калининград: Изд. Калининград. судостроит. ин-та. – 1968. – С. 50–56с.
8. Заика П.М. Вибрационное перемещение твердых и сыпучих тел в сельскохозяйственных машинах/ Петр Михайлович Заика. – К.: Изд-во УСХА, 1998.-199с
9. Повідайло В.О. Вібраційні процеси та обладнання: Навч. посібник. – Львів: Вид-во Нац. ун-ту “Львівська політехніка”, 2004. – 248с.
10. В.А. Щигель, В.С. Шенбор. Про співвідношення лінійної та кутової амплітуд коливань у двомасній системі.// Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. Республіканський міжвід. наук-техн. зб. –Львів: Видавництво «Світ», 1992. №30. С.59-63

**Sergiy Martinenko, Assos. Prof., PhD tech. sci., Tetyana Aulina, Assos. Prof., PhD tech. sci., Dmitry Artemenko, Assos. Prof., PhD tech. sci.**

*Kirovograd National Technical University, Kirovohrad, Ukraine*

### **Theoretical ground of parameters of the oscillation sowing**

Using of vibrations for the ordinary sowing of seed to this time not used in practice, although simplicity of construction as compared to the pneumatic sowing is obvious.

In the article the new construction of oscillation seedmeter is offered and the theoretical calculations of basic his office hours are conducted. Worked out differential equations, describing motion of seed in the process of oscillation motion. On the basis of agrotechnical requirements the parameters of work are expected, namely, frequencies and directions of vibrations, providing the set process of portage of seed. The analysis of different terms of work of vehicle is conducted.

As a result was certainly following. On the basis of the conducted theoretical researches certainly parameters and modes of operations of the offered vehicle. The chart of dependence of the mode of operations of sowing oscillation vehicle from correlation of frequency of vibrations of tray and corner of vibration and given recommendations is made in relation to subsequent researches.

**seedmeter, vibration, parameters of vibration, oscillation sowing**

Одержано 5.10.15