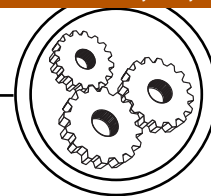


## МАШИНИ І АВТОМАТИЗОВАНІ КОМПЛЕКСИ



УДК 631.363

### КІНЕМАТИЧНО-СИЛОВИЙ АНАЛІЗ РЕЗОНАНСНИХ РЕЖИМІВ КОЛИВАНЬ ДЕБАЛАНСНИХ ВІБРАЦІЙНИХ ДОЗАТОРІВ СИПКИХ МАТЕРІАЛІВ

© В. С. Ловейкін, д.т.н., професор, Ю. В. Човнюк, к.т.н.,  
доцент, О. Б. Тисленко, аспірант, А. І. Дитюк, здобувач,  
Національний університет біоресурсів і природо-  
користування України, Київ, Україна

Приведены расчеты и кинематически-силовой анализ резонансных режимов колебаний дебалансных вибрационных дозаторов сыпучих материалов. Определены амплитуды колебаний рабочего органа дозатора в зависимости от основных физико-механических параметров процесса вибротранспортирования и геометрических (конструктивных) параметров дебаланса.

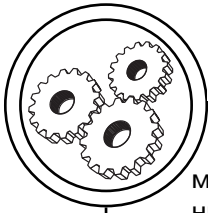
The calculations and kinematic/power analysis of the resonant modes of vibrations for the debalanced oscillation metering devices of friable materials are proposed. Amplitudes of vibrations for working organ of metering device according to the basic physical and mechanical parameters of vibrotransporting are certified. Geometrical/structural parameters of debalanced are used in this procedure, as well.

#### Постановка проблеми

Структурно-логічна схема теорії вібротранспортування/вібродозування сипких матеріалів сільськогосподарського призначення (насіння, гранули міңдобрив) зводиться до двох незалежних, але тісно пов'язаних між собою галузей (рис. 1). До першої, зазвичай, відносять теоретичні дослідження та аналіз поведінки самих матеріалів у процесі впливу на них вібрації (віброреологія), а до другої — аналіз закономірностей функціонування робочих органів вібротранспортерів (або вібродозаторів) з метою оптимізації їх режимів роботи. Віброреологія поділяється

на макро- та мікрівіброреологію. У макровіброреології вивчають деформації та текучість багатоконпонентних матеріалів (сумішей сільськогосподарських культур). У мікрівіброреології, зазвичай, вивчають властивості однорідних (гомогенних) монокомпонентних матеріалів (наприклад, гранульованих матеріалів).

Безумовно, під дією вібрації суттєво змінюються властивості вище вказаних матеріалів, які активно взаємодіють з робочими органами вібротранспортерів (вібродозаторів). Тому актуальним є дослідження цих властивостей у резонансних режи-



мах роботи, зокрема, дебалансних вібраційних дозаторів сипких матеріалів, які інтенсивно використовуються у сучасному точному землеробстві.

### Аналіз попередніх досліджень

Закономірності роботи робочих органів вібротранспортерів/вібродозаторів розглянуті у [1]. Питанням віброреології на мікрорівні присвячена робота [2]. Теоретичне дослідження явища резонансу дебалансного вібраційного дозатора сипких матеріалів проведене у [5] методами, розвиненими у [3, 4]. Проте, автори [5] припускаються великої кількості помилок і неточностей, які суттєво спотворюють отримані у даній роботі результати, що призводить до втрати цінності роботи [5] у науковому плані. Для виправлення становища, яке склалось, виконана дана робота.

### Мета роботи

Встановлення основних закономірностей, кінематичних

та силових параметрів резонансних режимів коливань дебалансних вібраційних дозаторів сипких матеріалів.

### Результати проведених досліджень

Зазвичай у більшості вібраційних дозаторів, крім віброударних, робочі органи виконують гармонічні коливання. У якості збуджувача коливань тут використовують дебалансні пристрої. Таку систему збудження коливань неважко дослідити, а диференціальні рівняння, які її описують, є лінійними. Подібна система до того ж легко налаштовується як на дорезонансний, так і на резонансний режим роботи.

Сам дебалансний вібраційний дозатор складається з робочого крана (вібростолу), системи пружин, де балансного збуджувача коливань (рис. 2). Дебалансний збуджувач коливань складається з: 1) дебалансного вантажу, який обертається з частотою  $\omega$  навколо горизонтальної вісі; 2) валу електродвигуна. Отже, за рахунок інерції

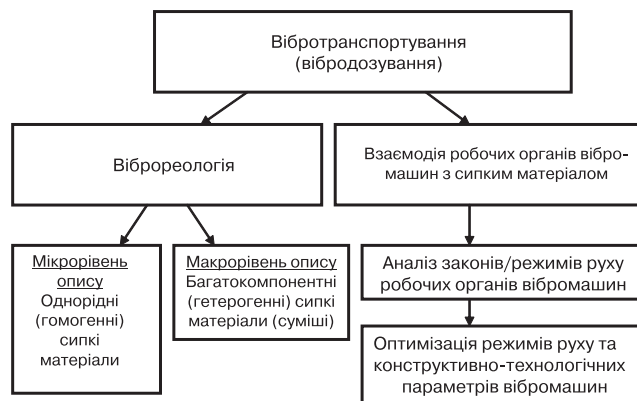
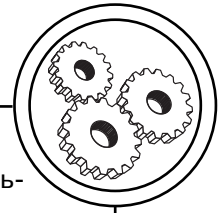


Рис. 1. Структурно-логічна схема теорії вібротранспортування сипких матеріалів



вантажу, що обертається, вібро-стіл отримує коливання у вертикальній площині.

Згідно з наведеною на рис. 2 схемою, на коливальну систему будуть діяти:

$$F_{\text{пруж.}} = c \cdot y, \quad (1)$$

де  $c$  — коефіцієнт жорсткості пружин, Н/м;  $y$  — переміщення вантажу, м.

Згідно з принципом Даламбера потрібно ввести фіктивну силу інерції:

$$F_{\text{ин}} = m \cdot \frac{d^2 y}{dt^2}, \quad (2)$$

де  $m$  — маса підпружиненої частини коливальної системи, кг.

Сила збурення складе:

$$F_{\text{збудж}} = H_0 \cdot \sin(pt + \delta), \quad (3)$$

де  $H_0$  — амплітуда збуджуючої сили, Н;  $p$  — частота (циклічна),  $c^{-1}$ ;  $\delta$  — початкова фаза збуджуючої сили, рад.

З урахуванням зазначених сил диференціальне рівняння

руху робочого органу запишеться наступним чином:

$$m \cdot \frac{d^2 t}{dt^2} + c \cdot y = \\ = m \cdot g + H_0 \cdot \sin(pt + \delta). \quad (4)$$

Розв'язок цього рівняння дозволяє визначити  $y(t)$  та побудувати графіки швидкостей та прискорень при різноманітних параметрах коливальної системи.

Для введення робочого процесу вібродозатора у резонансний режим необхідно визначити власну частоту коливань системи  $\Omega$ . Згідно з відомою формулою [3, 4] власна частота коливальної системи визначається як:

$$\Omega = \sqrt{\frac{c}{m}} = \sqrt{\frac{q}{f_{\text{ст}}}}, 1/c, \quad (5)$$

де  $f_{\text{ст}}$  — скорочення пружин при знаходженні коливальної системи у стані спокою, м;  $q = 9,81 \text{ м/с}^2$ .

Амплітуда коливань вібростолу визначається за формулою:

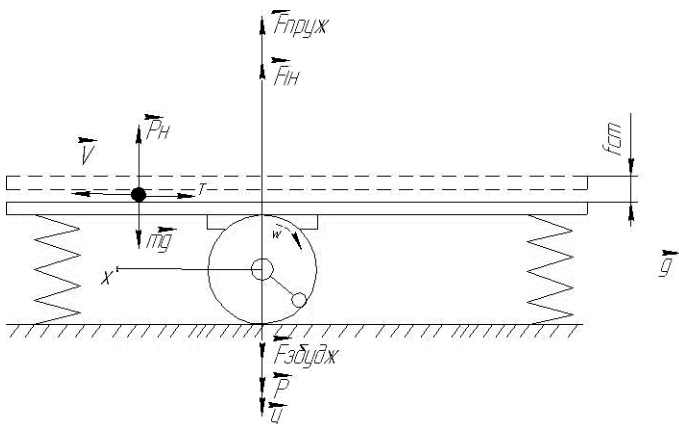
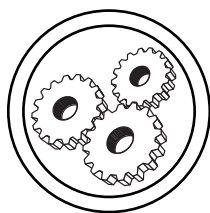


Рис. 2. Схема дебалансного вібраційного дозатора



$$A = \frac{h}{\Omega^2 - p^2} = \frac{G_1 \cdot r \cdot w^2}{G \cdot (\Omega^2 - w^2)}, \text{м}, \quad (6)$$

де  $h = \frac{H_0}{m}$  Н/м;  $G_1$  — маса вантажу дебалансу, кг;  $w$  — частота обертання дебалансного механізму ( $p \equiv w$ ),  $c^{-1}$ ;  $G$  — повна маса підпружиненої частини коливної системи, кг;  $r$  — плече дебалансу, м.

Аналіз формули (6) показує, що її не можна використовувати для дослідження резонансних вібраційних дозаторів, оскільки в умовах резонансу (коли  $\Omega \equiv w$ ) амплітуда вимушених коливань буде прямувати до нескінченності.

Згідно з формулою [1] амплітуда коливань системи складе:

$$A = \frac{m \cdot r \cdot w^2}{m_n \cdot \sqrt{(w_0^2 - w^2)^2 + 4 \cdot b^2 \cdot w^2}}, \text{м}, \quad (7)$$

де  $m \cdot r$  — момент маси дебалансів відносно вісі обертання,  $кг \cdot м$ ;  $m_n$  — маса підресореної

частини коливної системи, кг;  $w$  — вимушена частота коливань системи,  $c^{-1}$ ;  $w_0$  — власна частота коливань системи,  $c^{-1}$ ;

$b = \frac{\eta}{2m_n}$  — коефіцієнт пропорційності,  $c^{-1}$ ;  $\eta$  — коефіцієнт в'язкого опору матеріалу пружин,  $кг \cdot c^{-1}$ .

Для авторезонансної коливної системи формулу (7) можна записати у вигляді:

$$A = \frac{m \cdot r \cdot w}{\eta}, \text{м}. \quad (8)$$

У таблиці наведені значення  $A$  з (8) для різних значень відношення  $\frac{m}{m_n}$  та  $\frac{b}{w}$  при  $r = 10^{-2}$  м.

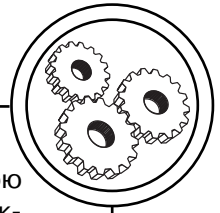
Таким чином, амплітуда коливань коливної системи у резонансному режимі обмежується опором середовища (матеріалу пружин) та має скінченне значення.

### Висновки

1. Отримані залежності амплітуди вимушених коливань вібродозаторів сипких матеріалів дебалансного типу, які функціонують у дорезонансному й резонансному режимах роботи.

Значення амплітуди коливань  $A$ , м при різних значеннях  $\frac{m}{m_n}$  та  $\frac{b}{w}$

A, м					
$\frac{m}{m_n}$	$\frac{b}{w} = 0,1$	$\frac{b}{w} = 0,2$	$\frac{b}{w} = 0,3$	$\frac{b}{w} = 0,05$	$\frac{b}{w} = 0,01$
0,1	$5 \cdot 10^{-3}$	$2,5 \cdot 10^{-3}$	$1,7 \cdot 10^{-3}$	$1 \cdot 10^{-2}$	$5 \cdot 10^{-2}$
0,01	$5 \cdot 10^{-4}$	$2,5 \cdot 10^{-4}$	$1,7 \cdot 10^{-4}$	$1 \cdot 10^{-3}$	$5 \cdot 10^{-3}$
0,02	$1 \cdot 10^{-3}$	$5 \cdot 10^{-4}$	$3,4 \cdot 10^{-4}$	$2 \cdot 10^{-3}$	$1 \cdot 10^{-3}$
0,05	$2,5 \cdot 10^{-3}$	$1,25 \cdot 10^{-3}$	$8,5 \cdot 10^{-4}$	$5 \cdot 10^{-3}$	$2,5 \cdot 10^{-2}$



2. Результати роботи можуть бути у подальшому використані для уточнення й вдосконалення існуючих інженерних методів кінематично-силового аналізу коливань дебалансних вібраційних дозаторів сипких матеріалів як на етапах їх проектування/конструювання, так і у режимах

реальної експлуатації з метою оптимізації існуючих конструктивних та технологічних параметрів самих дозаторів й процесів вібропереміщення/вібродозування сипких матеріалів (насіння гранули міңдобрив тощо) у системах точного землеробства.

1. Дубровский А. М. Вибрационная техника в сельском хозяйстве / А. М. Дубровский. — М. : Машиностроение, 1968. — 204 с. 2. Блехман И. И. Что может вибрация? : О «вибрационной механике» и вибрационной технике / И. И. Блехман. — М. : Наука. Гл.ред. физ.-мат. лит.-ры, 1988. — 208 с. 3. Тарг С. М. Краткий курс теоретической механики / С. М. Тарг. — М. : Наука. Гл.ред. физ.-мат. лит.-ры, 1970. — 478 с. 4. Никитин Е. М. Краткий курс теоретической механики для вузов / Е. М. Никитин. — М. : Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит.-ры, 1971. — 400 с. 5. Богданов Є. В. Теоретичне дослідження явища резонансу дебалансного вібраційного дозатора сипких матеріалів / Є. В. Богданов, С. В. Кюрчев // Праці ТДАТУ. — 2010. — т. 6, Вип. 10. — С. 65—68.

Надійшла до редакції 16.11.11