

## Abstract

### RESEARCH OF PROCESS OF SEPARATION OF SEEDS ON THE MANY-TIER SHOCK SEPARATOR

V. Bogomolova

*Parameters of process of clearing of seeds from impurity on a many-tier shock separator are defined.*

УДК 631.353

### ДОСЛІДЖЕННЯ ВІБРОЗАХИСНИХ СИСТЕМ З НЕЛІНІЙНИМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ ПРУЖНИХ ЕЛЕМЕНТІВ

Мазнєва Г.Г. к.т.н., доц.

*Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка*

*Розглянуті віброзахисні системи з нелінійними пружними елементами. Одержані аналітичні залежності для переміщень пружних елементів і частотні рівняння.*

**Постановка проблеми.** Вібрація і шум мають загальну фізичну природу виникнення – це механічні коливання. Звукові коливання, що збуджуються двигуном, робочими органами сільськогосподарської машини, а також, що генеруються панелями кабіни, розподілені в широкому частотному діапазоні. Звукові коливання, які поширюються по конструктивним елементам машини, це структурний шум.

Шум і вібрація в кабінах сільськогосподарських машин і тракторів розглядається як важливий шкідливий фактор, що суттєво впливає на організм операторів машин.

**Аналіз останніх результатів досліджень.** Як показують дослідження [1], [2], тривала дія вібрації і шуму на працюючих приводить до різних захворювань нервової, серцево-судинної системи і інших захворювань. Окрім того, віброакустичні випромінювання викликають підвищену утомливість і пониження працездатності механізаторів.

Були проведені дослідження впливу вібрації і шуму на організм працюючого Харківським національним медичним університетом. Вібрація і шум більш чим на 40% є шкідливою для операторів сільськогосподарських машин і тракторів та приводить до втрати здоров'я.

Найбільш підлягає дії вібрації і шуму в організмі людини – це нервова система, яка регулює роботу всього організму.

Частота власних коливань нервової системи складає біля 250 Гц. В кабінах сільськогосподарських машин і тракторів шум і вібрація має широкий діапазон дії.

На частоті 250 Гц, як правило, досягає значної величини. Експериментальні дослідження шумових характеристик зернозбиральних комбайнів [1]. Довели, що для комбайна ДОН-1500Б рівень звукового тиску в кабіні оператора на частоті 250 Гц перевищує допустимі значення рівня звукового тиску на 15 дБ (рис. 1 а, б).

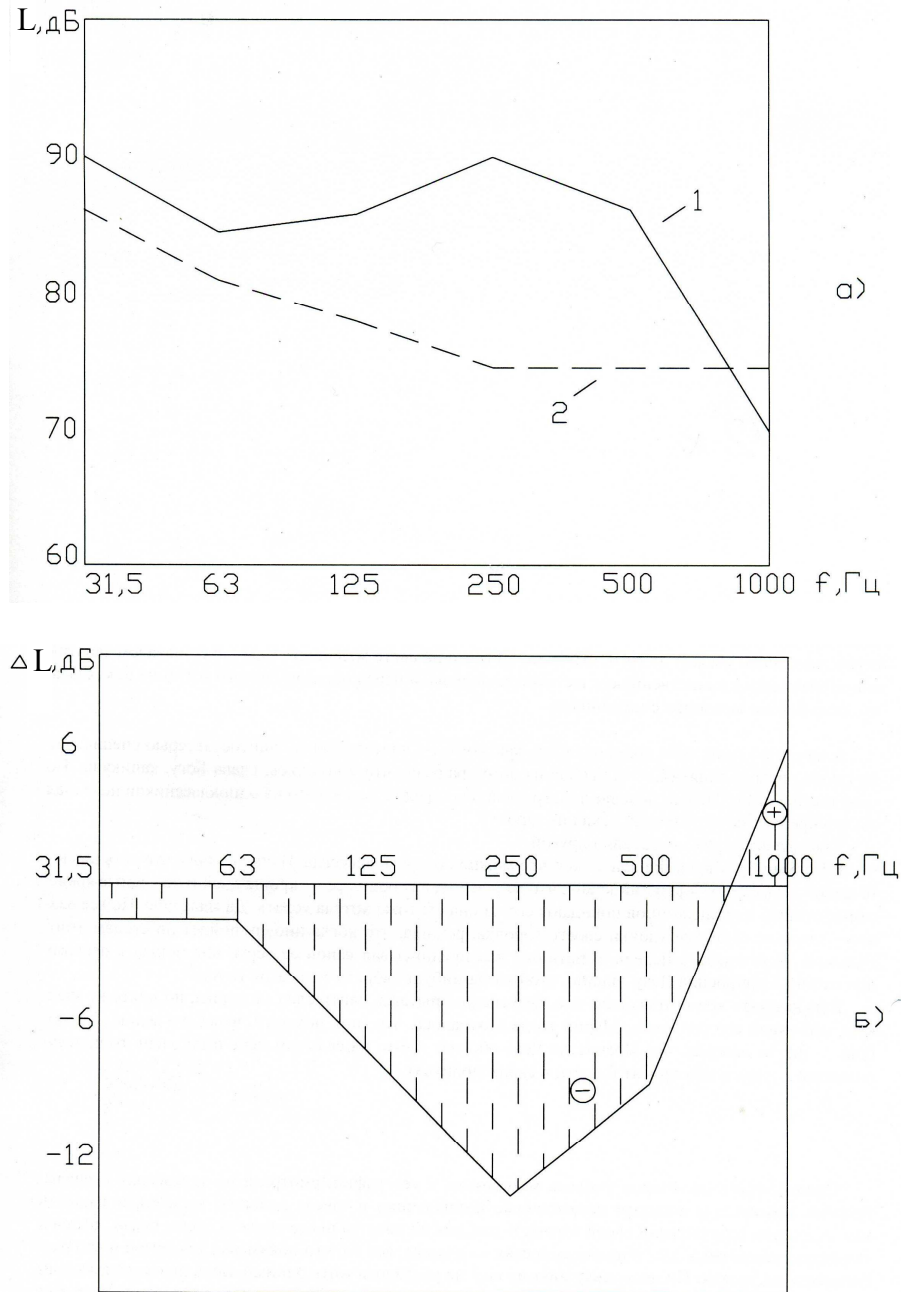


Рис. 1 – Рівень звукового тиску (а) в кабіні комбайна ДОН-1500Б (1), допустимий (2); б) – частотна характеристика перевищення звукового тиску в кабіні над допустимим

Для зернозбирального комбайна ДОН-Лан «Вектор» максимальне відхилення звукового тиску від допустимого спостерігається на частотах 63 Гц і 500 Гц і становлять 8 дБ (рис 2 а, б).

В розглянутих випадках не виключена можливість виникнення резонансу і його пагубних наслідків.

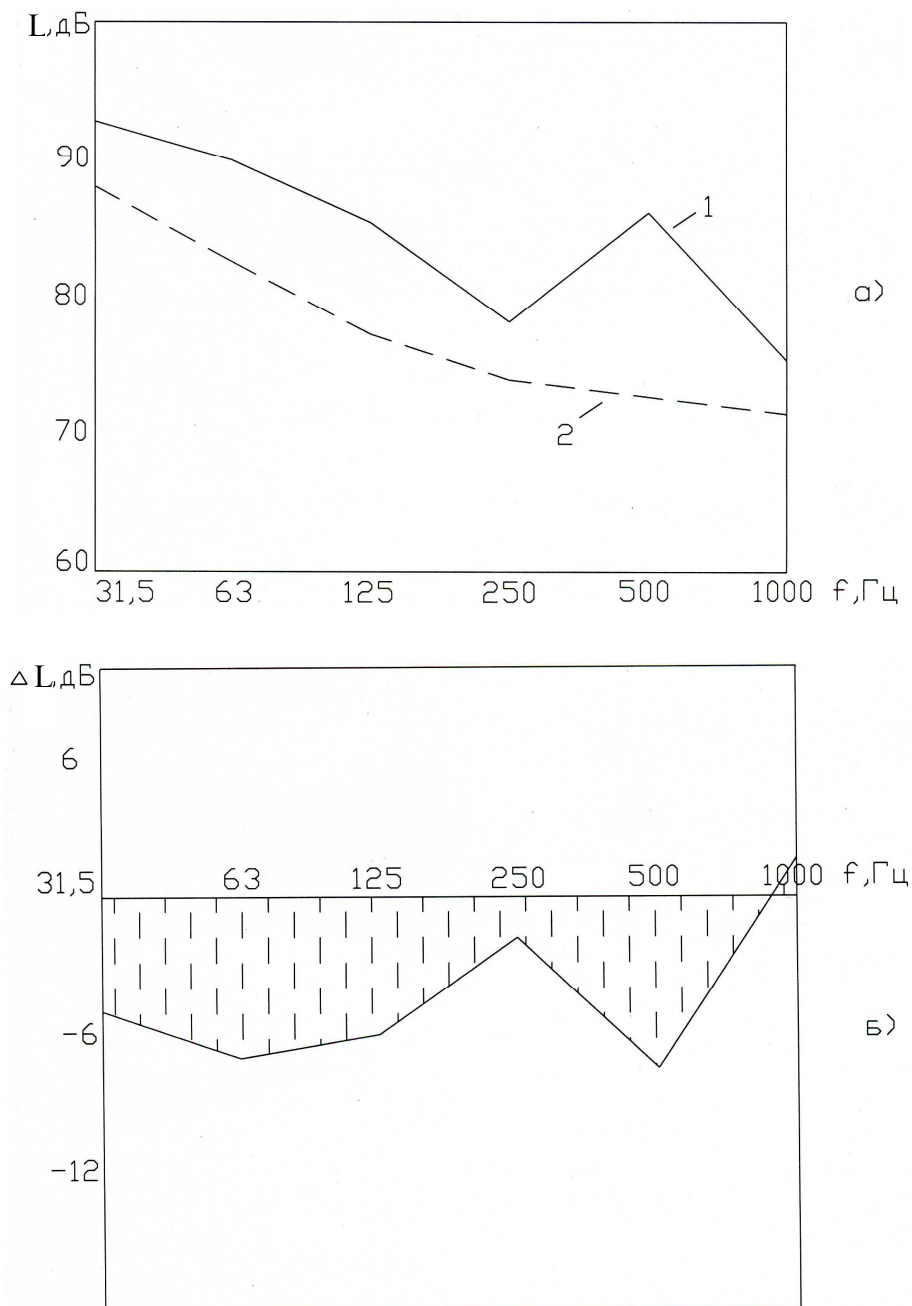


Рис. 2 – Рівень шуму звукового тиску (а) в кабіні комбайна ДОН-Лан «Вектор» (1), допустимий (2); б) – частота характеристика перевищення звукового тиску в кабіні над допустимим

Отже пониження шуму і вібрації в кабінах сільськогосподарських машин є актуальною задачею для вітчизняних виробників комбайнів і потребує розробки засобів пониження останніх.

Негативно впливає вібрація і на деталі, вузли і агрегати сільськогосподарських машин і тракторів. Для тракторів, як показують дослідження [2], високі рівні вібрації виникають на низьких частотах (до 100 Гц).

Джерелом виникнення таких вібрацій є резонансні коливання двигуна, дисбаланс, що виникає в деталях, а також агрегати при монтажу яких допущені не співвідносності. Зубчаті передачі випромінюють шум на частотах (200-1000 Гц).

Дослідження показують, що загальний рівень шуму в кабіні перевищує загальний рівень шуму двигуна. В цьому випадку кабіна не виконує функцій

звукозахисту, а навпаки, панелі кабіни є допоміжним джерелом шуму в результаті звукових вібрацій. Структурна складова шуму є визначальною в області низьких та середніх звукових частот. Найбільші рівні звукового тиску в кабінах зернозбиральних комбайнів, як маємо із рисунків 1 та 2, зареєстровані на частотах 63, 250, 500 Гц. Одним із методів захисту оператора сільськогосподарських машин і тракторів від надмірного звукового тиску на робочому місці є ефективна віброізоляція.

**Мета досліджень.** Задача вибору оптимальної системи віброізоляції кабіни є надзвичайно складною. Експериментальний підбір системи віброізоляції не завжди дає бажаний результат. В зв'язку з цим очевидна актуальність розробки методів розрахунку засобів пониження звукової вібрації, що дозволить на стадії проектування забезпечити необхідний акустичний комфорт на робочому місці оператора.

**Результати досліджень.** Розглянемо віброізолятор, пружинний елемент якого складається із двох пружних елементів, що мають різну форму. Позначимо висоту пружинного елемента через  $h$ . Якщо висота пружинного елемента знаходиться в межах  $\left[0; \frac{h}{2}\right]$  – пружний елемент має форму конічної втулки з м'якою посадкою. Якщо висота змінюється в межах  $\left[\frac{h}{2}; h\right]$  пружний елемент має форму циліндричного монолітного стержня, що має більш жорстку посадку. На низьких частотах до 200 Гц ефективно гасить коливання конічна втулка, на частотах від 200 до 500 Гц ефективно гасить коливання друга частина пружного елемента у вигляді циліндричного стержня.

Позначимо вібропереміщення конічної втулки, товщина якої  $\Delta$ , через  $U_1(x, t)$ , а циліндричного пружного елемента через  $U_2(x, t)$ . Початок координат візьмемо у верхньому перерізі конічної втулки, де  $h=0$ . Залежність між пружною силою і продольною деформацією пружного елемента вважаємо лінійною. Поперечні переміщення пружного елемента не будемо враховувати.

Диференціальне рівняння коливань конічної втулки має вигляд

$$U_{1x}''(x, t) + \frac{S_1'(x)}{S_1(x)} \cdot U_{1x}'(x, t) = \frac{\rho}{E} \cdot U_{1t}''(x, t) \quad (1)$$

де  $E$  – модуль зсуву матеріалу пружного елемента;

$\rho$  – щільність матеріалу;

$S_1(x)$  – площа поперечного перерізу пружного елемента;

$U_1(x, t)$  – переміщення пружного елемента.

Визначимо залежність площі поперечного перерізу пружного елемента  $S_1(x)$  від координати  $x$ . Радіус довільного поперечного перерізу конічної втулки, якщо поперечний переріз проведений перпендикулярно осі  $OX$  на відстані  $x$  від початку координат буде

$$r(x) = r_1 + \Delta r(x) \quad (2)$$

де 
$$\Delta r(x) = (r_2 - r_1) \frac{2x}{h} \quad (3)$$

$r_1, r_2$  – радіуси серединного перерізу відповідно верхнього і нижнього торців конічної частини пружного елемента.

Площа довільного поперечного перерізу

$$S_1(x) = 2\pi \left[ r_1 + (r_2 - r_1) \frac{2x}{h} \right] \Delta \quad (4)$$

де  $\Delta$  – товщина конічної втулки.

Знайдемо відношення  $S_1'(x)/S_1(x)$ , де  $S_1'(x)$  – перша похідна по змінній  $x$ . В результаті перетворень маємо

$$\frac{S_1'(x)}{S_1(x)} = \frac{1}{x+r} \quad (5)$$

де

$$r = r_1 h [2(r_2 - r_1)]^{-1} \quad (6)$$

Диференціальне рівняння (1) з урахуванням (5) приймає вигляд

$$U_{1x}''(x,t) + \frac{1}{x+r} U_{1x}'(x,t) = \frac{1}{a^2} U_{1t}''(x,t) \quad (7)$$

де

$$a^2 = \frac{E}{\rho}$$

Диференціальне рівняння коливань другої частини пружного елемента виконаного у вигляді циліндричного стержня одержаного із рівняння (7) при умові, що  $S_1'(x) = 0$ , так як площа поперечного перерізу є сталою. Отже

$$U_{2x}''(x,t) = \frac{1}{a^2} U_{2t}''(x,t) \quad (8)$$

Будемо вважати, що верхня і нижня частини пружного елемента виконана із однакового матеріалу. Для подальшого дослідження процесів, які описують диференціальні рівняння (7), (8) застосуємо метод Фур'є. Переміщення пружного елемента шукаємо у вигляді добутку двох функцій із яких одна залежить тільки від змінної  $x$ , а друга від змінної  $t$ .

$$U_i(x,t) = Z_i(x)T_i(t), \quad (i=1,2) \quad (9)$$

Підставимо (9) в диференціальне рівняння (7)

$$Z_{1x}''(x)T_1(t) + \frac{1}{x+r} Z_{1x}'(x)T_1(t) = \frac{1}{a^2} Z_1(x)T_{1t}''(t) \quad (10)$$

Поділимо ліву і праву частини рівняння (10) на добуток  $Z_1(x)T_1(t)$ , одержимо

$$\frac{Z_{1x}''(x)}{Z_1(x)} + \frac{1}{x+r} \frac{Z_{1x}'(x)}{Z_1(x)} = \frac{1}{a^2} \frac{T_{1t}''(t)}{T_1(t)} \quad (11)$$

В рівнянні (11) ліва частина залежить тільки від  $x$ , а права тільки від  $t$ . Це можливо, коли кожна частина рівняння дорівнює сталій, яку позначимо через  $p^2$ . Рівняння (11) в результаті таких перетворень розпадається на два рівняння

$$\begin{cases} Z''_{1x} + \frac{1}{x+r} Z'_{1x} + \frac{p^2}{a^2} Z_1 = 0 \\ T''_{1t} + p^2 T_1 = 0 \end{cases} \quad (12)$$

Перше диференціальне рівняння системи (12) є рівнянням Бесселя.

Загальний розв'язок цього рівняння, а саме функція  $Z_1(x)$  має вигляд

$$Z_1(x) = C_1 I_0 \left[ \frac{p}{a}(x+r) \right] + C_2 Y_0 \left[ \frac{p}{a}(x+r) \right], \quad (13)$$

де  $C_1, C_2$  – невідомі сталі, які визначимо із граничних умов;

$I_0 \left[ \frac{p}{a}(x+r) \right], Y_0 \left[ \frac{p}{a}(x+r) \right]$  – функції Бесселя першого роду нульового порядку.

Розв'язок другого диференціального рівняння системи (12) буде

$$T_1(t) = a \cos(pt + \alpha_1) \quad (14)$$

де  $p$  – кругова частота

Застосовуючи метод Фур'є до диференціального рівняння (8), одержимо рівняння, яке подібне першому рівнянню системи (12), а друге рівняння має такий вигляд, як і в системі (12)

$$\begin{cases} Z''_{2x} + \frac{p^2}{a^2} Z_{2x} = 0 \\ T''_{2t}(t) + p^2 T_2(t) = 0 \end{cases} \quad (15)$$

Форму коливань визначає перше рівняння системи (15), яка має вигляд

$$Z_2(x) = D_1 \sin \frac{p}{a} x + D_2 \cos \frac{p}{a} x, \quad (16)$$

де  $D_1, D_2$  – невідомі сталі.

Знайдемо невідомі сталі, які входять в формули (13), (16). Нехай в поперечному перерізі, де  $x = 0$  зосереджена маса  $M$ . Тоді сила інерції маси  $M$  дорівнює пружній силі, а отже

$$S_1 E Z'_1(0) = -M p^2 Z_1(0) \quad (17)$$

В поперечному перерізі де  $x = \frac{h}{2}$  переміщення і швидкості переміщення для конічної втулки і циліндричного стержня однакові

$$Z_1 \left( \frac{h}{2} \right) = Z_2 \left( \frac{h}{2} \right) \quad (18)$$

$$Z'_{1x} \left( \frac{h}{2} \right) = Z'_{2x} \left( \frac{h}{2} \right) \quad (19)$$

Нехай в перерізі, де  $x = h$  переміщення пружного елемента дорівнює нулю

$$Z_2(h) = 0 \quad (20)$$

Із (13) знайдемо  $Z_1'(x)$

$$Z_1'(x) = C_1 \frac{p}{a} I_0' \left[ \frac{p}{a} (x+r) \right] + C_2 \frac{p}{a} Y_0' \left[ \frac{p}{a} (x+r) \right] \quad (21)$$

З урахуванням функції Бесселя першого порядку та перетворень запишемо граничну умову (17)

$$C_1 I_0 \left( \frac{pr}{a} \right) + C_2 Y_1 \left( \frac{pr}{a} \right) = \frac{Mpa}{S_1 E} \left[ C_1 I_0 \left( \frac{pr}{a} \right) + C_2 Y_0 \left( \frac{pr}{a} \right) \right] \quad (22)$$

Граничні умови (18-20) приймають вигляд

$$\begin{aligned} & C_1 I_0 \left[ \frac{p}{a} \left( \frac{h}{2} + r \right) \right] + C_2 Y_0 \left[ \frac{p}{a} \left( \frac{h}{2} + r \right) \right] = \\ & D_1 \sin \left( \frac{ph}{2a} \right) + D_2 \cos \left( \frac{ph}{2a} \right) - \frac{p}{a} \left\{ C_1 I_1 \left[ \frac{p}{a} \left( \frac{h}{2} + r \right) \right] + C_2 Y_1 \left[ \frac{p}{a} \left( \frac{h}{2} + r \right) \right] \right\} = \quad (23) \\ & \frac{p}{a} \left[ D_1 \cos \left( \frac{ph}{2a} \right) - D_2 \sin \left( \frac{ph}{2a} \right) \right] \\ & D_1 \sin \left( \frac{ph}{a} \right) + D_2 \cos \left( \frac{ph}{a} \right) = 0 \end{aligned}$$

Із рівняння (23) виключимо сталі  $D_1$  і  $D_2$  і одержимо частотне рівняння

$$I_0 \left[ \frac{p}{a} \left( \frac{h}{2} + r \right) \right] - \frac{I_1 \left( \frac{pr}{a} \right) - \frac{Mpa}{S_1 E} I_0 \left( \frac{pr}{a} \right)}{Y_1 \left( \frac{pr}{a} \right) - \frac{Mpa}{S_1 E} Y_0 \left( \frac{pr}{a} \right)} Y_0 \left[ \frac{p}{a} \left( \frac{h}{2} + r \right) \right] + \quad (24)$$

$$+ \frac{\sin \left( \frac{ph}{2a} \right) - \operatorname{tg} \left( \frac{ph}{a} \right) \cos \left( \frac{hp}{2a} \right)}{\cos \left( \frac{ph}{2a} \right) + \operatorname{tg} \left( \frac{ph}{a} \right) \sin \left( \frac{ph}{2a} \right)} \left\{ I_1 \left[ \frac{p}{a} \left( \frac{h}{2} + r \right) \right] - \frac{I_1 \left( \frac{pr}{a} \right) - \frac{Mpa}{S_1 E} I_0 \left( \frac{pr}{a} \right)}{Y_1 \left( \frac{pr}{a} \right) - \frac{Mpa}{S_1 E} Y_0 \left( \frac{pr}{a} \right)} Y_1 \left[ \frac{p}{a} \left( \frac{h}{2} + r \right) \right] \right\} = 0$$

Враховуючи, що вираз

$$\frac{\sin \left( \frac{ph}{2a} \right) - \operatorname{tg} \left( \frac{ph}{a} \right) \cos \left( \frac{ph}{2a} \right)}{\cos \left( \frac{ph}{2a} \right) + \operatorname{tg} \left( \frac{ph}{a} \right) \sin \left( \frac{ph}{2a} \right)} = -\operatorname{tg} \frac{ph}{2a},$$

Одержимо характеристичне рівняння

$$I_0 \left[ \frac{p}{a} \left( \frac{h}{2} + r \right) \right] - \operatorname{tg} \frac{pr}{2a} I_1 \left[ \frac{p}{a} \left( \frac{h}{2} + r \right) \right] - \frac{I_1 \left( \frac{pr}{a} \right)}{Y_1 \left( \frac{pr}{a} \right)} \left\{ Y_0 \left[ \frac{p}{a} \left( \frac{h}{2} + r \right) \right] - \right. \\ \left. - \operatorname{tg} \frac{ph}{2a} Y_1 \left[ \frac{p}{a} \left( \frac{h}{2} + r \right) \right] \right\} = 0 \quad (25)$$

Коли кругова частота  $p$  дорівнює  $\frac{2\pi a}{h}$ , пружний елемент працює як конічна втулка, висота якої дорівнює  $h$ .

**Висновки.** Проведений аналіз віброакустичного стану сучасних сільськогосподарських машин і тракторів показав: а) на робочому місці оператора машини шум перевищує санітарні норми; б) пониження шуму і вібрації машин є актуальною задачею.

Перевищення звукового тиску в кабіні комбайнів на 8-15 дБ на частотах 63-500 Гц частково можна погасити за допомогою віброізоляторів.

Розглянуті віброізолятори, пружні елементи яких мають складну форму. Диференціальні рівняння, що описують коливання таких елементів є нелінійними. В результаті розв'язку диференціальних рівнянь одержані частотні рівняння, за допомогою яких при різних співвідношеннях геометричних і фізичних параметрів пружних елементів можна розраховувати власні частоти, а отже зменшити небезпеку резонансних явищ і підвищити віброізоляцію кабін сільськогосподарської машини.

### Список використаних джерел

1. Шкляр А. Результати досліджень шумових характеристик зернозбиральних комбайнів /А.Шкляр// Техніка і технології АПК.-2010.-№1.-С.32-34.
2. Михайлович Я. Кого турбує стан парку тракторів? /Я.Михайлович,А.Рубець// Пропозиція – 2010.-№1(175).-С.102-107.
3. Коловский М.З. Нелинейная теория виброзащитных систем.-М.: Наука, 1996.
4. Янке Э. Специальные функции/Э. Янке, Ф. Эмде, Ф. Леш.- М.: Наука, 1968.

### Аннотация

#### ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРОЗАЩИТНЫХ СИСТЕМ С НЕЛИНЕЙНЫМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ УПРУГИХ ЭЛЕМЕНТОВ

Мазнева Г.Г.

*Рассмотрены виброзащитные системы с нелинейными упругими элементами. Получены аналитические зависимости для смещения упругих элементов и частотные уравнения.*



## Abstract

### RESEARCH OF THE VIBROPROTECTIVE SYSTEMS WITH DESCRIPTIONS OF RESILIENT ELEMENTS

G. Mazneva

*The vibroprotective systems are considered with nonlinear resilient elements. Analytical dependences for displacement of resilient elements and frequency equalizations are got.*

УДК 667.637.2:678.664

### ПЕРХЛОРВИНИЛПОЛИУРЕТАНОВАЯ ЭМАЛЬД ДЛЯ ЗАЩИТЫ ОТ КОРРОЗИИ ОБОРУДОВАНИЯ И КОНСТРУКЦИЙ ЖИВОТНОВЕДЧЕСКИХ КОМПЛЕКСОВ

**Зайцева Л.Г., Васильев С.И. проф., Миленина Е.Н.,  
Пих Л.А, Тимченко Н.Н. доц., Коц М.В.**

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства  
имени Петра Василенко*

*Разработана химически стойкая перхлорвинилполиуретановая эмаль, которая может быть использована при выполнении ремонтных антикоррозионных работ.*

**Постановка проблемы.** Эксплуатационные среды животноводческих комплексов характеризуются высокой относительной влажностью воздуха (до 35% в производственных зданиях и до 100% в очистных сооружениях), наличием конденсата на поверхности конструкций, содержанием в воздухе помещений аммиака, сероводорода, углекислого газа, ацетона, микробиологической флоры и дезинфекционных растворов. Указанные факторы вызывают интенсивную коррозию металла. К наиболее агрессивным факторам, ускоряющим коррозионные процессы в животноводческих помещениях, можно отнести наличие фазовой пленки влаги на поверхности металлических конструкций, содержание в газовой фазе аммиака, повышенную влажность воздуха помещений. При защите от коррозии стальных несущих конструкций и оборудования животноводческих комплексов применялись органосиликатные материалы типа ОС-12-01 и горячее цинкование. В результате коррозии уменьшилось сечение несущих конструкций и пришел в негодность профилирующий настил. Возникла необходимость усиливать металлические фермы или полностью их заменять, а также заменять части профилирующего настила. При этом расходуется дефицитный материал.

**Анализ последних достижений.** В течение нескольких лет проводились работы по исследованию защитных свойств перхлорвинилполиуретановой эмали в агрессивных средах животноводческих комплексов. Установлено, что