

ДОСЛІДЖЕННЯ ВІБРОІЗОЛЯЦІЇ ПРУЖНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ВІБРОЗАХИСНИХ СИСТЕМ

Мазнєва Г.Г., к.т.н., доц.

*Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенка*

Проведено аналіз структурної складової шумових характеристик сучасних сільськогосподарських машин. Розглянуті пружні елементи з нелінійними характеристиками, одержані рівняння для визначення власних частот коливань пружних елементів віброізоляторів

Постановка проблеми. Характерною особливістю сучасних енергонасичених сільськогосподарських машин і тракторів є їх робота на підвищених швидкостях, що в свою чергу збільшує на робочому місці оператора звукові вібрації та шум, які породжуються вібрацією панелей кабіни машини, приладами, які знаходяться в кабіні, двигуном та різними агрегатами.

Як свідчать статистичні данні [5], щоденне тригодинне перебування в зоні частот, що перевищують допустимі норми, впливає на психіку, виникають перші прояви гіпертонічної хвороби, а перебування більше 50 годин на місяць протягом року приводить до серцево-судинних та онкозахворювань.

Особливо небезпечними для людини є частоти порядку 8 Гц [5]. Кожен внутрішній орган людського організму має свою власну частоту. Вібрація на частотах від 600 до 700 Гц впливає на серцево-судинну систему, на частотах від 400 до 500 Гц страждає печінка. Хворобу нирок визиває вібрація на частотах від 300 до 400 Гц.

Вибір оптимальної системи віброізоляції кабін сільськогосподарських машин і тракторів є надзвичайно складною задачею. Підбір системи віброізоляції експериментальним шляхом не завжди дає бажаний результат. Аналіз стану шумових характеристик комбайнів вказує на актуальність розробки методів розрахунку засобів пониження звукової вібрації і тим самим забезпечення на робочому місці оператора машини необхідного вібро-акустичного комфорту.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Проблемі зниження шуму і вібрації на робочому місці оператора тракторів, комбайнів та інших мобільних сільськогосподарських машин значну увагу приділили відомі вітчизняні та зарубіжні вчені, такі як Барастов Л.П., Дроздов В.Н., Власенко В.М., Комаров С.А., Михайлович Я., Оленич Ю.Д., Розумовський М.Д., Росляков В.П., Тимощенко В.Н., Турбін Б.І., Шкляр А. та ін. Але питання оптимізації системи віброізоляції кабін мобільних сільськогосподарських машин досліджені не достатньо.

Метою статті є дослідження структурної складової шумових характеристик сучасних сільськогосподарських машин та теоретичне

обґрунтування віброзахисної системи, пружні елементи якої мають нелінійні властивості.

Виклад основного матеріалу. Досліджувались шумові характеристики сучасних як вітчизняних так і зарубіжних комбайнів, які працювали в господарствах не більше двох років [1]. Результати досліджень показують, що для комбайнів Дон-Лан «Акрос» рівні звукового тиску перевищують допустимі рівні на всіх частотах від 31,5 до 1000 Гц (рис.2). Максимальне перевищення звукового тиску в кабіні цього комбайну спостерігається на частоті 125 Гц і дорівнює 8 Гц. На останніх частотах, окрім 1000 Гц, перевищення звукового тиску становить в середньому 5 Гц.

Для такого вітчизняного комбайна, як Дніпро 350 максимальне перевищення звукового тиску над допустимим становить 9 Гц на частоті 31,5 Гц і 4 Гц на частоті 125 Гц (рис.3).

Шумові характеристики комбайнів Дніпро 350 і зарубіжного комбайна Lexion 580 на частотах 250, 500 і 1000 Гц не перевищують допустимі значення. Так на частотах 250 і 500 Гц значення звукового тиску лежить нижче допустимого на 2 і 4 Гц відповідно, а на частоті 1000 Гц це значення лежить нижче допустимого на 11 Гц для комбайна Дніпро 350 і на 12 Гц для комбайна Lexion 580. Найбільше перевищення звукового тиску в кабіні комбайнів спостерігається на частотах 31,5 Гц і 125 Гц (рис.4). На частоті 125 Гц перевищення звукового тиску в кабіні комбайна Єнісей-960 становить 19 Гц (рис.1). На цих частотах основним чинником виникнення звукових вібрацій є дисбаланс, що виникає в деталях.

На низьких частотах вібрація і шум комбайнів перевищують санітарні норми. Високі рівні вібрацій виникають на низьких частотах. На цих частотах не виключена можливість виникнення резонансних коливань, які приводять до руйнації окремих деталей і приладів.

Дослідження показують, що кабіна сільськогосподарської машини не завжди виконує функції звукового захисту.

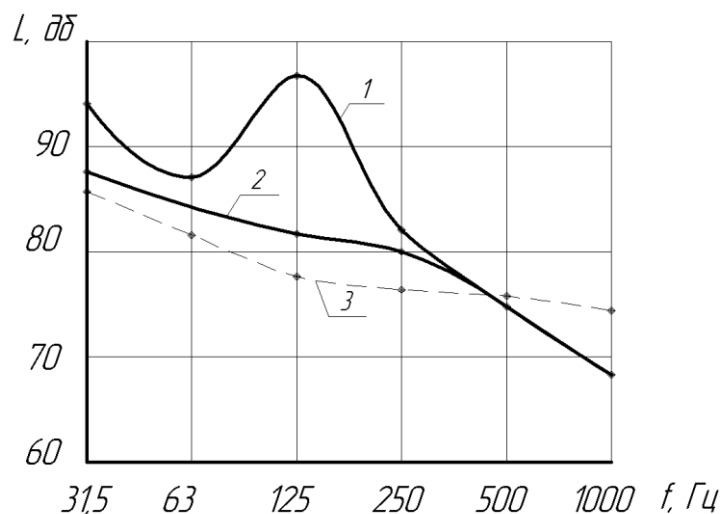


Рис. 1 – Рівень звукового тиску в кабіні комбайнів: Єнісей-960 (1), КЗС-812 СХ «Палеса» (2), допустимий (3)

В результаті звукових вібрацій панелі кабіни в деякій мірі є джерелом підвищеного звукового тиску, а також його перевищенням над допустимими рівнями. Найбільші рівні звукового тиску в кабіні комбайнів спостерігаються на частотах від 31,5 Гц до 500 Гц, тобто на низьких частотах. Одним із основних методів пониження вібрації і надмірного звукового тиску в кабінах сільськогосподарських машин і тракторів є застосування віброзахисних систем з ефективною віброізоляцією.

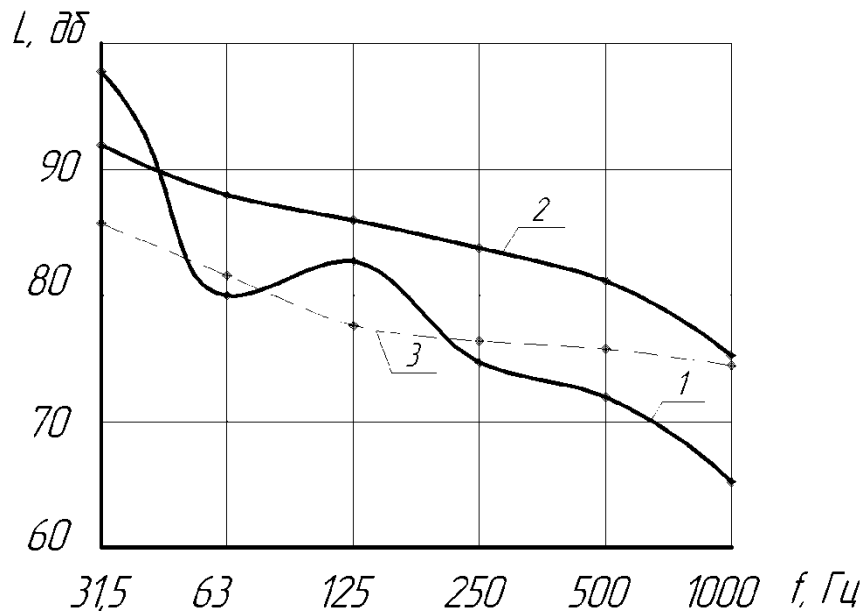


Рис.2 – Рівень звукового тиску в кабіні комбайнів: Дніпро-350 (1), Дон-Лан «Акрос» (2), допустимий (3)

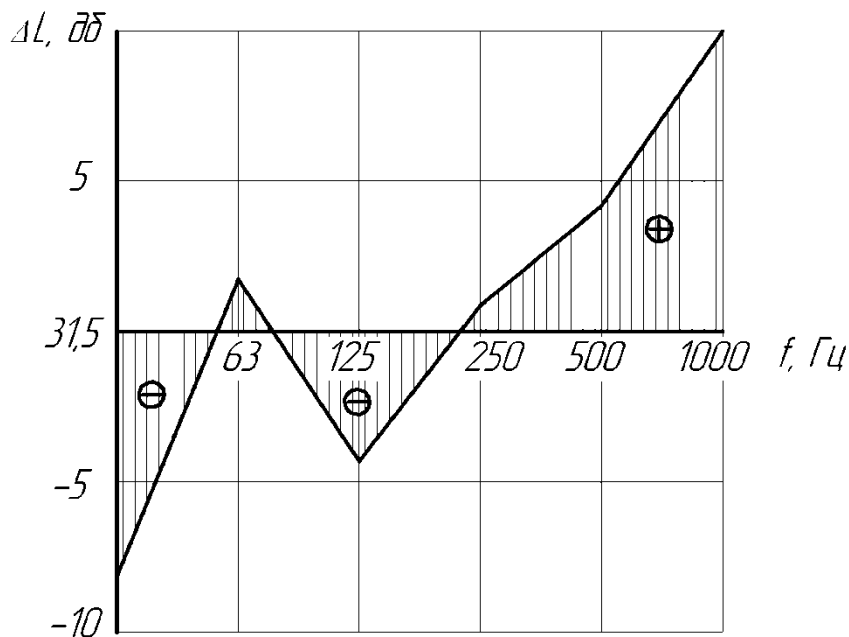


Рис.3 – Частотна характеристика перевищення звукового тиску в кабіні комбайна Дніпро-350 над допустимим

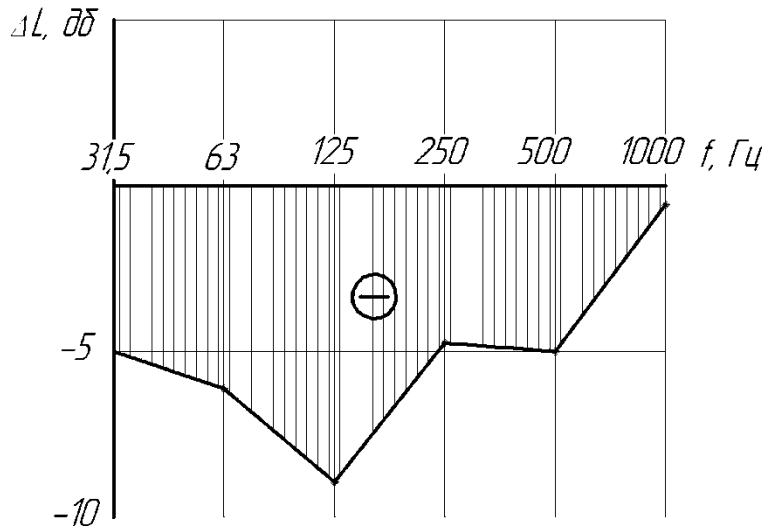


Рис.4 – Частотна характеристика перевищення звукового тиску в кабіні комбайна Дон-Лан «Акрос» над допустимим

При розрахунках віброзахисних систем часто розглядають пружні елементи з лінійними характеристиками. Але такий підхід в дослідженнях не завжди може забезпечити ефективну віброізоляцію. Лінійна теорія застосовується в таких випадках, коли віброзахисний об'єкт здійснює малі коливання. Стан такої динамічної системи описується диференціальними рівняннями із сталими коефіцієнтами. Але при інтенсивних ударах поштовхоподібному діянні пружний елемент повинен мати значне демпфіювання, а це обумовлює нелінійність. Нелінійність також може бути обумовлена і конструкцією пружного елемента.

Пружні елементи складної конструкції перебувають у деформованому стані, який можна описати тільки застосовуючи нелінійні методи.

Дослідимо пружні елементи віброізоляторів, які мають колбоподібну форму. Висоту пружного елемента позначимо через $2h$. Віссю симетрії такого елемента є вісь ОХ. Поверхнею пружного елемента висотою h є сферична поверхня, площа поперечного перерізу якого залежить від x . Початок координат візьмемо в центрі сферичної поверхні, радіус якої позначимо через R . Так як площа поперечного перерізу цієї частини пружного елемента залежить від x , то $S(x)$ визначається за формулою

$$S(x) = \frac{\pi x^2(4R^2 - h^2)}{h^2} \quad (1)$$

Вібропереміщення пружного елемента сфероподібної форми позначимо через $U_1(x, t)$. Поперечне переміщення пружного елемента не враховуємо. Пружний елемент розглядаємо як систему з розподіленими параметрами. Визначимо власні частоти коливань пружного елемента.

Диференціальне рівняння повздовжніх коливань пружного елемента має вигляд

$$U''_{1x}(x, t) + \frac{S'_1(x)}{S_1(x)} U'_{1x}(x, t) = \frac{\rho}{E} U''_{1t}(x, t) \quad (2)$$

де: $U_{1x}(x, t)$ – переміщення пружного елемента,
 $S_1(x)$ – площа поперечного перерізу,
 $S'_1(x)$ – похідна від $S_1(x)$,
 ρ – щільність матеріалу пружного елемента,
 E – модуль пружності елемента.

Враховуючи формулу (1) відношення $S'_1(x)/S_1(x)$ приймає вигляд

$$\frac{S'_1(x)}{S_1(x)} = \frac{2}{x} \quad (3)$$

Підставимо вираз (3) в диференціальне рівняння (2), одержимо

$$U''_{1x}(x, t) + \frac{2}{x} U'_{1x}(x, t) = \frac{\rho}{E} U''_{1t}(x, t) \quad (4)$$

Позначимо відношення E/ρ через a^2 , тоді рівняння (4) буде

$$U''_{1x}(x, t) + \frac{2}{x} U'_{1x}(x, t) = \frac{1}{a^2} U''_{1t}(x, t) \quad (5)$$

Розв'язок диференціального рівняння (5) одержимо методом Фур'є. Переміщення пружного елемента $U_1(x, t)$ шукаємо у вигляді добутку

$$U_1(x, t) = Z_1(x)T_1(t)$$

Диференціальне рівняння (5) представимо у вигляді системи двох рівнянь.

$$\begin{cases} Z''_{1x} + \frac{2}{x} Z'_{1x} + \frac{p^2}{a^2} Z_1 = 0 \\ T''_{1t} + p^2 T_1 = 0 \end{cases} \quad (6)$$

Загальний розв'язок першого рівняння системи (6) має вигляд

$$Z_1(x) = C_1 \frac{1}{x} \sin \frac{p}{a} x + C_2 \frac{1}{x} \cos \frac{p}{a} x \quad (7)$$

де: C_1, C_2 - невідомі сталі, які необхідно визначити.

Друге диференціальне рівняння системи (6) є лінійне, однорідне із сталими коефіцієнтами. Його розв'язок визначається за формулою

$$T_1(t) = a \cos(pt + 2), \quad (8)$$

де: a - амплітуда значення функції $T_1(t)$, що визначається із початкових умов,
 p - кругова частота.

Пружний елемент віброізолятора складається із двох частин. Розглянули одну із них, що має сферичну форму висотою h . Друга частина пружного елемента є циліндричний стержень висотою теж h .

Для циліндричного пружного елемента характерно, що площа його поперечного перерізу стала, отже відношення (3) дорівнює нулю, а диференціальне рівняння коливань такого елемента віброізолятора буде

$$a^2 U''_{2x}(x, t) = U''_{2t}(x, t) \quad (9)$$

Рівняння (9) записано при допущенні, що пружний елемент, який складається із двох частин має однакові щільності. Розв'язуючи рівняння (9), як і попереднє, методом Фур'є одержимо

$$\begin{cases} a^2 Z''_{2x} + p_1^2 Z_2(x) = 0 \\ T''_{2t} + p_1^2 T_2(t) = 0 \end{cases} \quad (10)$$

Розв'язком першого рівняння системи (10) є функція:

$$Z_2(x) = D_1 \cos \frac{p_1}{a} x + D_2 \sin \frac{p_1}{a} x; \quad (11)$$

де: D_1, D_2 – невідомі сталі, які необхідно знайти.

Для визначення сталих C_1, C_2, D_1, D_2 використаємо умови:

$$Z_1\left(\frac{h}{2}\right) = Z_2\left(\frac{h}{2}\right), \quad Z'_1\left(\frac{h}{2}\right) = Z'_2\left(\frac{h}{2}\right) \quad (12)$$

Ці граничні умови означають, що на границі між різними формами пружного елемента, переміщення і швидкості переміщень однакові. Задамо ще дві умови:

$$\begin{aligned} Z_1\left(-\frac{h}{2}\right) &= 0 \\ S_2 E Z'_2\left(\frac{3}{2}h\right) &= -M P^2 Z_2\left(\frac{3}{2}h\right) \end{aligned} \quad (13)$$

Перша умова (13) означає, що на защемленому кінці пружного елемента переміщення дорівнює нулю, а друга умова (13) – на вільному кінці пружного елемента пружна сила дорівнює силі інерції маси M , що зосереджена на цьому кінці.

Підставимо граничні умови (12) і (13) в формули (7) і (11) одержимо:

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{2}{h} \left(C_1 \sin \frac{ph}{2a} + C_2 \cos \frac{ph}{2a} \right) &= D_1 \cos \frac{p_1 h}{2a} + D_2 \sin \frac{p_1 h}{2a} \\ C_1 \frac{2}{h} \left(\frac{p}{a} \cos \frac{ph}{2a} - \frac{2}{h} \sin \frac{ph}{2a} \right) - C_2 \frac{2}{h} \left(\frac{p}{a} \sin \frac{ph}{2a} + \frac{2}{h} \cos \frac{ph}{2a} \right) &= \\ &= \frac{p_1}{a} \left(-D_1 \sin \frac{p_1 h}{2a} + D_2 \cos \frac{p_1 h}{2a} \right) \\ C_1 \sin \frac{ph}{2a} - C_2 \cos \frac{ph}{2a} &= 0 \\ D_1 \left(\frac{S_2 E p_1}{a} \sin \frac{3p_1 h}{2a} - M P_1^2 \cos \frac{3p_1 h}{2a} \right) - D_2 \left(\frac{S_2 E p_1}{a} \cos \frac{3p_1 h}{2a} + M P_1^2 \sin \frac{3p_1 h}{2a} \right) &= 0 \end{aligned} \right. \quad (14)$$

Розв'язуючи систему рівнянь (14) одержимо рівняння:

$$\begin{aligned} \frac{4p_1}{ha} \sin \frac{ph}{2a} \left(\sin \frac{p_1 h}{2a} - A \cos \frac{p_1 h}{2a} \right) + \frac{2}{h} \left[\frac{p}{a} \cos \frac{ph}{2a} - \frac{2}{h} \sin \frac{ph}{2a} - \right. \\ \left. - \operatorname{tg} \frac{ph}{2a} \left(\frac{p}{a} \sin \frac{ph}{2a} + \frac{2}{h} \cos \frac{ph}{2a} \right) \right] \left(\cos \frac{p_1 h}{2a} + A \sin \frac{p_1 h}{2a} \right) &= 0, \end{aligned} \quad (15)$$

де:

$$A = \frac{\sin \frac{3P_1 h}{2a} - \frac{MP_1 a}{S_2 E} \cos \frac{3P_1 h}{2a}}{\cos \frac{3P_1 h}{2a} + \frac{MP_1 a}{S_2 E} \sin \frac{3P_1 h}{2a}}$$

У випадку коли $P = P_1$ рівняння (15) приймає вигляд:

$$\left(\frac{2P}{ha} - \frac{8}{h^2} A_1\right) \sin^2 \frac{Ph}{2a} - \left(\frac{2P}{ha} + \frac{8}{h^2} A_1\right) \sin \frac{Ph}{2a} \cos \frac{Ph}{2a} + \frac{2P}{ha} \cos^2 \frac{Ph}{2a} - \frac{2A_1}{h} \operatorname{tg} \frac{Ph}{2a} \sin^2 \frac{Ph}{2a} = 0 \quad (16)$$

де: $A_1 = A$ коли $p_1 = p$

Одержане рівняння (16) є частотним рівнянням.

Розглянемо, як впливає на рівняння (16) зміна форми і площі поперечного перерізу пружного елемента. Замінімо циліндричний монолітний елемент циліндричною втулкою. Радіуси внутрішньої частини втулки і зовнішньої відповідно дорівнюють r_1 і r_2 .

Площа поперечного перерізу такого пружного елемента дорівнює $S_2 = \pi(r_2^2 - r_1^2)$, тому відношення $S'(x)/S(x) = 0$, а коливання цієї частини пружного елемента задається диференціальним рівнянням (9), а гранична умова має вигляд

$$S_2 E Z_2' \left(\frac{3}{2} h\right) = -M p_1^2 Z_2 \left(\frac{3}{2} h\right) \quad (17)$$

Зменшення площі поперечного перерізу на величину πr_1^2 впливає на величину пружної сили в перерізі, де висота дорівнює $\frac{3}{2} h$, а це в свою чергу зменшує коефіцієнт A , який входить в частотне рівняння (15).

Якщо $p = p_1$, коефіцієнт A визначається за формулою

$$A = \frac{\operatorname{tg} \frac{3ph}{2a} \frac{Mpa}{S_2 E}}{1 + \frac{Mpa}{S_2 E} \operatorname{tg} \frac{3ph}{2a}} \quad (18)$$

Висновки. Проведений аналіз структурної складової шумових характеристик сучасних сільськогосподарських машин показав, що шум і вібрація на робочому місці оператора перевищує від 4 Гц до 19 Гц допустимі норми. Тому задача пониження звукової вібрації в кабінах сільськогосподарських машин є актуальною. Запропоновані пружні елементи віброізоляторів, які мають нелінійні характеристики, що пов'язано із їх формою. Досліджені диференціальні рівняння, що описують процес коливання кабіни машини на указаних пружних елементах. В результаті дослідження одержані частотні рівняння, в які входять геометричні і механічні параметри віброізолятора, а також маса амортизуємого об'єкта. Визначаючи спектр власних частот частотного рівняння, можна уникнути резонансів і тим самим покращити віброакустичні характеристики.

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.З. Коловский – М.: Наука, 1996.
4. Янке Э. Специальные функции/ Э.Янке, Ф. Эмде, Ф. Леш. – М.: Наука, 1968.
5. Урядовий кур'єр за 10 липня 2011 року, №145.

Аннотація

ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ УПРУГИХ ЭЛЕМЕНТОВ ВИБРОЗАЩИТНЫХ СИСТЕМ

Мазнева Г.Г.

Проведен анализ структурной составляющей шумовых характеристик современных сельскохозяйственных машин. Рассмотрены упругие элементы с нелинейными характеристиками, получены уравнения для определения собственных частот упругих элементов виброизоляторов

Abstract

THE STUDY OF VIBRATION ISOLATION SYSTEMS, THE ELASTIC ELEMENTS VIBRATION PROTECTION

G. Mazneva

The analysis of the structural component of the noise characteristics of modern agricultural machinery. We consider the elastic elements with nonlinear characteristics, the equations for determining the natural frequencies of elastic elements vibration isolator