

0,070 мм/с – диски, відновлені приваркою сегментів із сталі 65Г з наплавкою сормайт.

## **5. Висновки**

Отримані експериментальні дані дозволили встановити наступне:

– оптимальним значенням амплітуди оброблюваного органу є  $A = 0,5$  мм. Збільшення амплітуди призводить до нерівномірності приросту діаметра дисків сошників по окружності, що становить 0,38-0,92 мм, а при зменшенні – спостерігається зменшення величини деформації в радіальному напрямку в 0,47-0,62 рази;

– найбільше значення рівне 3,53 мм величини деформації в радіальному напрямку мав диск, відновлений приваркою сегментів із сталі 45 з наплавкою сормайт. Максимальне зменшення товщини режущої кромки спостерігалося у дисків, відновлених приваркою сегментів із сталі 65Г.

*Поступила в редакцію 11.03.2011*

**УДК 624.072.3**

**Ю.В. КИРИЧУК**, канд. техн. наук, доц., НТУУ «КПІ», м. Київ

## **СИСТЕМА ВІБРО- І УДАРОЗАХИСТУ З СУХИМ ТЕРТЯМ**

Розглядається одноосна система вібро- і ударозахисту з сухим тертям, яка обмежує на заданому рівні максимальне прискорення ізольованого тіла при поодиначних ударах високого рівня та при вібраціях з відсутньою статичною зоною застою поблизу положення рівноваги.

Ключові слова: ударо- і віброзахист, демпфер, сухе тертя

Рассматривается одноосная система вибро- и ударозахисту с сухим трением, которая ограничивает на заданном уровне максимальное ускорение изолированного тела при поодиначних ударах высокого уровня и при вибрациях с отсутствующей статической зоной застою поблизости положения равновесия.

Ключевые слова: ударо- и виброзащита, демпфер, сухое трение

The monaxonic system of vibro- and udarozakhistu is examined with a dry friction, which limits at set level the maximal acceleration of the isolated body at the poodinochnikh shots of high level and at vibrations with the absent static area of stagnation near-by position of equilibrium.

Keywords: udaro- and vibrodefence, damper, dry friction

## **Аналіз останніх досліджень і публікацій**

На сьогодні системи віброзахисту з демпферами сухого тертя широко застосовуються у машинобудуванні та приладобудуванні [1,2]. Їхня головна перевага в порівнянні з віброізоляторами на гумових пружнодемпфіруючих елементах полягає в можливості експлуатації у більшому діапазоні температур. Характерною особливістю систем віброзахисту з сухим тертям є те, що при наявності відносного руху між поверхнями, що труться, що вони не обмежують амплітуди коливань при резонансі. Тому силу сухого тертя слід вибирати таку, щоб при резонансі віброізолятор був “замкнутий”, тобто на резонансній частоті відносний рух повинен бути відсутній. Другою характерною рисою таких систем

є наявність зони застою, тобто невизначеність положення статичної рівноваги у межах деякої невеликої зони переміщень, де відновлююча сила менша за сили сухого тертя. В системах віброзахисту з декількома віброізоляторами це приводить до небажаних, а іноді і недопустимих, статичним кутовим перекосам віброізолюючого тіла. В цих випадках поблизу положення рівноваги сили сухого тертя повинні бути відсутні.

**Ціль статті** - проаналізувати одноосну систему віброзахисту з сухим тертям, з наступними вимогами:

- \* повинно бути обмежене на заданому рівні максимальне прискорення ізолюваного тіла при поодиначних ударах досить високого рівня;
- \* повинні бути обмежені на заданому рівні максимальні прискорення руху ізолюваного тіла при вібраціях;
- \* повинна бути відсутня статична зона застою поблизу положення рівноваги.

### **Виклад основного матеріалу дослідження з обґрунтуванням отриманих наукових результатів**

Система вібро- і ударазахисту з обмежувачами сухого тертя зображена на рис.1 [4]. Тіло, що захищається, встановлене на пружині. Обмежувачі (демпфери) виконанні у вигляді плоских пружин, кінці яких ковзають в нерухомих опорах. Регулююча сила тертя в місці їх встановлення вибирається такою, щоб при вібрації тіло було “замкнуте”, тобто на резонансній частоті відносний рух повинен бути відсутній. При ударі відповідна пружина під дією тіла, що зміщується випрямляється, забезпечуючи можливість відносного зміщення тіла. Розрахункова модель наведена на рис.2.

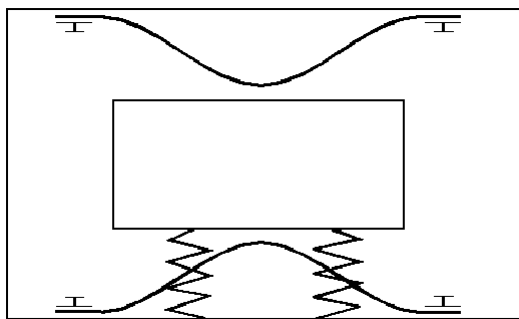


Рис.1. Система вібро- і ударазахисту з обмежувачами сухого тертя

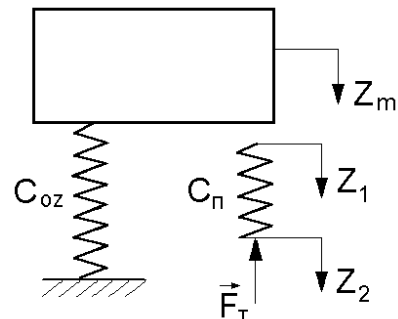


Рис.2. Розрахункова модель системи віброзахисту

Розглянемо ефективність підвіски як системи ударазахисту. Так, припустимо, що період власних коливань підвіски  $T$  значно більший тривалості удару  $\tau$ . В цьому випадку удар можна розглядати як короткий, а його дія зводиться до надання тілу початкової швидкості

$$V_o = \int_0^{\tau} W(t) dt .$$

Для визначення максимального відносного зміщення і максимального абсолютного прискорення при ударі використаємо теорему про зміну кінетичної енергії. Прирівнюючи початкове значення кінетичної енергії тіла і роботу сил пружності та сухого тертя, отримаємо співвідношення

$$\frac{mV_o^2}{2} = A_1 + A_2 + A_3, \quad (1)$$

де  $A_1 = (C_{oz}Z_m^2)/2$  - робота сил пружності пружин, що виконують роль віброізоляторів;  $A_2 = F_T z_2$  - робота сили сухого тертя кінців плоскої пружини;  $A_3$  - робота внутрішніх сил плоскої пружини;  $Z_m$  - максимальне зміщення тіла;  $z_2$  - переміщення кінців плоскої пружини;  $m$  - маса тіла.

Надалі опишемо вираз  $A_3$ . Цей вираз має вигляд

$$A_3 = \int_0^{z_1} P_d(z_1) dz_1, \quad (2)$$

де  $P_d(z_1)$  - функція зміни  $P_d$  сили, що давить на плоску пружину, від прогину цієї пружини  $z_1$ . Ця сила виникає під час руху ізольованого тіла.

Має місце залежність:

$$z_1 = -l \left( \xi'' / \sqrt{\frac{P_d l}{C_n}} \right), \quad (3)$$

де  $l$  - довжина плоскої пружини;  $C_n$  - жорсткість обмежувача (плоскої пружини);  $\xi''$  - числове значення координати в будь-якій точці періодичної кривої, яке залежить від форми плоскої пружини і береться із діаграм і таблиць пружних параметрів, складених для спрощення розрахунків методом пружних параметрів.

Формулу (3) можна подати у вигляді

$$P_d = -\left( (\xi'')^2 l C_n / z_1^2 \right). \quad (4)$$

Після підстановки у формулу (2) формулу (3) отримаємо

$$A_3 = \int_0^{z_1} \frac{(\xi'')^2 l C_n}{z_1^2} dz_1. \quad (5)$$

Кілька слів про вибір параметра  $\xi''$ . Він залежить від форми пружини, точніше від кута підйому пружини. Для спрощення розрахунків цей параметр можна представити у вигляді лінійної функції  $\xi''(z_1)$ :

$$\xi''(z_1) = 0.05964 z_1 - 0.3671.$$

Підставивши цю формулу у формулу (5) отримаємо

$$A_3 = C_n l (0,00357 z_1 - 0,13476(1/z_1)). \quad (6)$$

Переміщення кінців плоскої пружини  $z_2$  можна виразити через прогин цієї пружини  $z_1$ . Тобто

$$z_2 = L - \Delta l(z_1),$$

де  $L$  - відстань між опорами плоскої пружини;  $\Delta l(z_1) = \eta'' / \xi''(z_1 - H)$  - функція зміни довжини  $l$  плоскої пружини від зміни прогину  $z_1$ ;  $H$  - висота ненавантаженої пружини;  $\eta'' = 1 - 0.082 z_1$  - числове значення координати в будь-якій точці періодичної кривої, яке залежить від форми плоскої пружини і береться із діаграм і таблиць пружних параметрів.

Маємо

$$z_2 = L - \frac{1 - 0.082z_1}{0.05964z_1 - 0.3671} (z_1 - H), \quad (7)$$

Після підстановки у формулу (1) значень  $A_1$ ,  $A_2$ ,  $A_3$  і формули (7) отримаємо

$$\frac{mV_o^2}{2} = \frac{C_{OZ}Z_m^2}{2} + C_n l \left( 0,00357z_1 - 0,13476 \frac{1}{z_1} \right) + F_T \left( L - \frac{1 - 0.082z_1}{0.05964z_1 - 0.3671} (z_1 - H) \right). \quad (8)$$

Зв'язок між параметрами системи ударозахисту і максимальним прискоренням руху тіла встановлює формула

$$z_1 = Z_m - \Delta, \quad (9)$$

де  $\Delta$  - зазор між тілом і демпфером сухого тертя (плоскою пружиною)- вибирається таким, щоб при відсутності ударів був відсутнім дотик демпферів і встановленого на віброізоляторах тіла.

Прийнявши, що  $(n_{1z})^2 = C_{OZ}/m$ ,  $n_2^2 = C_n/m$ ,  $k = F_T/mg$  отримаємо:

$$V_o^2 = (n_{1z})^2 Z_m^2 + 2n_2^2 l \left( 0,00357(Z_m - \Delta) - 0,13476 \frac{1}{Z_m - \Delta} \right) + 2gk \left( L - \frac{1 - 0.082(Z_m - \Delta)}{0.05964(Z_m - \Delta) - 0.3671} ((Z_m - \Delta) - H) \right). \quad (10)$$

Наприклад, на рис.3 зображена залежність зміни робіт  $A_1$ ,  $A_2$  і  $A_3$  від зміни прискорення руху тіла при ударі. Цей рисунок побудований на основі значень:  $C_n = 21,3$  кг/см;  $C_{OZ} = 213,294$  кг/см;  $H = 11,5$  мм;  $Z_m = 5$  мм;  $F_T = 46$  Н;  $W_m = 0 \dots 250$  г;  $\Delta = 0,15$  мм;  $l = 70$  мм;  $L = 67,5$  мм, що були підставлені до перетворених формул знаходження робіт  $A_1$ ,  $A_2$  і  $A_3$ . По рисунку видно, що формула (10) справедлива при прискореннях до 30g. При прискореннях, що більші 30g роботами  $A_2$  і  $A_3$ , тобто впливом сили сухого тертя і жорсткістю плоскої пружини  $C_n$ , можна знехтувати, через їх малу величину. Враховуючи співвідношення  $W_m \approx n^2 Z_m$  частота власних коливань системи віброзахисту набуде вигляду  $n_{1z} = \frac{gr_m}{V_o}$ , де  $r_m = \frac{W_m}{g}$  - максимальне перевантаження.

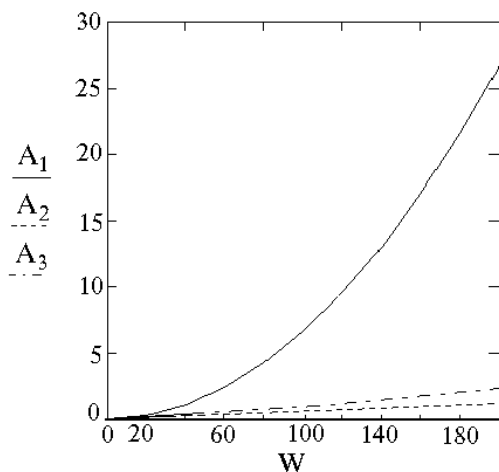


Рис.3. Залежність зміни робіт  $A_1$ ,  $A_2$  і  $A_3$  від зміни прискорення руху тіла при ударі

де  $a = \frac{n^2}{n^2 - \omega^2}$  - амплітуда відносного зміщення,  $n$  - частота коливань тіла.

Максимальне зміщення при ударі дорівнює  $Z_m = ((r_m - k)g) / n_{1z}^2$ .

Розглянемо тепер вплив вібрації, припускаючи, що переміщення основи відбувається за законом  $\xi = \xi_0 \sin \omega t$ . Оскільки вібраційні коливання відбуваються в межах зазору  $\Delta$ , то рівняння руху тіла можна записати у формі  $x'' + n_{1z}^2 x = -W_{OC} = -\xi''$ , де  $x''$  - відносне зміщення.

Амплітуда прискорення руху тіла дорівнює

$$W_{ZTA} = (W_{OC} + x'' = (\xi_0 + a)\omega^2,$$

Так як  $a \leq \Delta$ , то розглянемо найгірший випадок, коли  $a = \Delta$ , тобто  $W_{ZTA}^{\max} = (\xi_0 + \Delta)\omega^2$ . При цьому припускаємо, що взаємодія тіла і плоскої пружини в момент їх контакту є абсолютно не пружною, тобто відсутній відскік. Таким чином, при наявності обмежувального упору абсолютне прискорення тіла буде обмеженим навіть при резонансі. Відзначимо, що прискорення  $W_{ZTA}^{\max}$  може бути записане виходячи із рівняння у формі  $W_{ZTA}^{\max} = n_{1Z}^2 \Delta$ . Якісна залежність прискорення руху тіла від частоти представлена на рис.4.

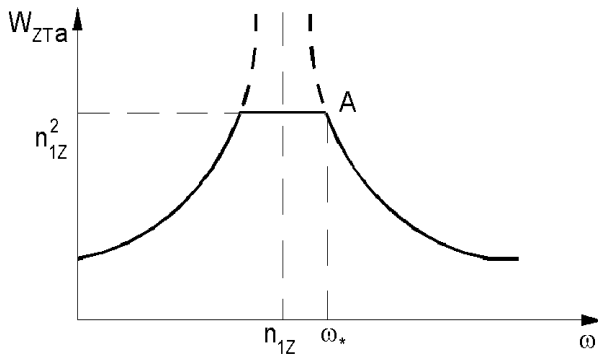


Рис.4. Залежність прискорення руху тіла від частоти

$\omega_* = \sqrt{2}n_{1Z}$  (рис. 4). Збільшення  $\Delta$  недоцільне, так як це веде до збільшення максимального віброприскорення руху тіла. Зменшення - також недоцільне, так як при цьому збільшується довжина ділянки, де постійне прискорення  $W_{ZTA}$ , а значить, розширюється зона, в якій відсутній ефект віброзахисту. Тому припускаючи, що  $\omega_* = \sqrt{2}n_{1Z}$ , із співвідношення  $W_{ZA*} (n^2 / (n_{1Z}^2 - \omega_*^2)) = n^2 \Delta_*$  знаходимо  $\Delta_* = W_{ZA} / n_{1Z}^2$ , де  $W_{ZA*}$  - значення прискорення руху основи на частоті  $\omega_*$ .

Тобто  $\Delta_*$  є теоретичний зазор між тілом і демпфером сухого тертя (плоскою пружиною). Приймаючи, що  $w_{ZA} = 1,7 g$ ;  $n_{1Z} = 47,6 \approx 48$  Гц;  $\omega_* = 80$  Гц, знаходимо  $Z_m = 0,1$  мм. Отже, коливання дійсно мають місце у районі зазору  $\Delta = 0,15$  мм.

### Висновки:

Створена система ударо- і віброзахисту дозволяє зменшувати ударні навантаження в 8 разів, а віброприскорення зменшує в 1,7 рази при цьому відсутня статична зона застою поблизу положення рівноваги так як коливання тіла відбувається в зазорі 0,1 мм.

**Перспективи розвитку у даному напрямку:** нову систему ударо- і віброзахисту доцільно використовувати в навігаційних комплексах літальних апаратів.

**Список літератури:** 1. Андреева Л.Е., Пономарев С.Д. Расчет упругих элементов машин и приборов - М.: Машиностроение. 1980. - 326 с. 2. Коловский М.З. Нелинейная теория виброзащитных систем. -М. "Наука". 1966. - 317 с. 3. Попов Е.П. Теория и расчет гибких упругих стержней. - М. "Наука". Гл.ред. физ.-мат. лит., 1986. - 385 с. 4. Безвесільна О.М., Киричук Ю.В., Рижков Л.М., Янкелевич Г.Є. Віброізолятор. Авторське свідоцтво на винахід №96104037 від 24.10.97. – 3 с. Іл.: Опубл. 30.06.98. Бюл. №3.

*Поступила в редколлегию 21.02.2011*