



УКРАЇНА

(19) UA (11) 15028 (13) U  
(51) МПК (2006)  
F16F 1/02

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ  
І НАУКИ УКРАЇНИ

ДЕРЖАВНИЙ ДЕПАРТАМЕНТ  
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ  
ВЛАСНОСТІ

## ОПИС

ДО ДЕКЛАРАЦІЙНОГО ПАТЕНТУ  
НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

видається під  
відповідальність  
власника  
патенту

## (54) АМОРТИЗАТОР

1

2

(21) u200511170

(22) 25.11.2005

(24) 15.06.2006

(46) 15.06.2006, Бюл. № 6, 2006 р.

(72) Громадський Анатолій Степанович, Громадський Владислав Анатольович, Громадський Віктор Анатольович

(73) Громадський Анатолій Степанович

(57) 1. Амортизатор, що містить основи, до яких притиснутий сполучними елементами, розташований між ними пружнодемпфірувальний елемент у вигляді кільця з одного витка плоскої стрічки, кінці якої сполучені з однією з основ за допомогою сполучного елемента і яка виконана з гумотканинного матеріалу з чергуванням шарів, частина або всі шари тканини розміщені між нейтральним шаром і зовнішньою боковою поверхнею кільця, а нитки основи тканини розташовані уздовж розгортки обода кільця, при цьому амортизатор виконаний з відрізка транспортерної стрічки із зовнішніми гумовими шарами неоднакової товщини, який **відрізняється** тим, що сполучні елементи виконані шириною  $b$  по відношенню до радіуса  $R$  до нейтрального шару кільця амортизатора - в межах  $0,75R \leq b \leq 1,25R$ , а довжиною, рівною ширині кільця, таким чином, що торцева поверхня кільця ненавантаженого амортизатора в зборі має форму еліпса, причому в бокових поверхнях кільця між сполучними елементами виконані крізні щілини-регулятори поперечної жорсткості амортизатора, які розподіляють утворені еліптичні поверхні меншого радіуса кільця на дві або декілька смуг.

2. Амортизатор за п. 1, який **відрізняється** тим, що в еліптичних поверхнях більшого радіуса кільця виконані щілини, сполучені з щілинами-регуляторами поперечної жорсткості амортизатора, утворюючи два або декілька окремих еліптичних кільця, еквідистантно відокремлених один від одного Т-подібними виступами, пов'язаними із сполучними елементами і вставленими в щілині еліптичних поверхонь більшого радіуса.

Корисна модель відноситься до машинобудування, а саме до засобів захисту об'єктів від динамічних навантажень - пружнодемпфірувальним елементам. Відомі амортизатори, що містять несучий елемент і основу, які зв'язані через демпфірувальний елемент, точки кріплення якого до несучого елемента і основи розташовані на вертикальній осі, а демпфірувальний елемент виконаний у вигляді кільця з концентрично розміщених, що чергуються, зв'язаних між собою шарів пружного і тканого матеріалів, при цьому точки кріплення пружного елемента розташовані на бокових поверхнях кільця, а шари стягнуті в цих точках між собою [Див. джерело: 1. - Авт. свід. СРСР №1201613, опубл. 30.12.83р., Бюл. №48].

Недоліками відомого амортизатору є те, що шари тканини, розташовані симетрично щодо нейтрального шару між зовнішньою і внутрішньою

боковими поверхнями кільця і відсутність поперяднього натягнення шарів тканини. Це знижує несучу і демпфірувальну здатність амортизатора.

Найближчим технічним рішенням, вибраним як прототип, є амортизатор, що містить основи, до яких притиснутий сполучними елементами, розташований між ними пружнодемпфірувальний елемент у вигляді кільця з одного витка плоскої стрічки, кінці якої сполучені з однією з основ за допомогою сполучного елемента, і виконаної з гумотканинного матеріалу з чергуванням шарів, частина або всі шари тканини які розміщені між нейтральним шаром і зовнішньою боковою поверхнею, а нитки основи тканини розташовані уздовж розгортки обода кільця, що виконаний з відрізка транспортерної стрічки із зовнішніми гумовими шарами неоднакової товщини [Див. джерело: 2 -

(13) U

(11) 15028

(19) UA

Авт. свід. СРСР №1566112, опубл. 23.05.90р., Бюл. №19].

Недоліками прототипу є:

1. Торцева поверхня кільцевого елемента амортизатора після збірки без зовнішнього навантаження має форму круга. Це відбувається при ширині сполучних елементів менше величини 0,5 радіуси до нейтрального шару і завдовжки менше ширини кільця амортизатора. При цьому попереднє натягнення шарів тканого матеріалу і стиснення внутрішнього товстішого шару пружного матеріалу виявляється недостатнім, що знижує несучу і демпфувальну здатність амортизатора.

2. Для підвищення несучої здатності амортизатора доводиться збільшувати товщину і ширину кільцевого елемента амортизатору. Проте при цьому зростає не тільки жорсткість розтягування-стиснення кільця і підвищення несучої здатності амортизатора, але і жорсткості "перекошування" і "зрушення" амортизатора в поперечних напрямках, оскільки їх величина пропорційна товщині обода кільця в третьому ступені.

[Див. джерела: 3. - Громадский А.С. Особенности расчета коэффициента статической жесткости кольцевых резинокордовых виброизоляторов при растяжении-сжатии // Вибрации в технике и технологиях. -2003. -№1 (27). -С.30-34;

4. - Громадский А.С. Расчет коэффициента статической жесткости кольцевых резинокордовых виброизоляторов при деформациях "перекошування" и "сдвига" // Науковий вісник національної гірничої академії України. -2002. -№6 -С.61-63].

Із збільшенням жорсткості амортизатору в трьох взаємно перпендикулярних напрямках, погіршується ефективність гасіння вібрації амортизатором, оскільки величина коефіцієнта вібропередачі залежить від частотного відношення (відбудови)  $\gamma = f/f_0$ , де  $f$  - частота вібраційного збудження основи,  $f_0$  - власна частота коливань об'єкту віброізоляції масою  $m$ , кг, встановленого на амортизаторі жорсткістю  $c$ , Н/м:  $f_0 = 1/2\pi\sqrt{c/m}$ , Гц, [Див. джерело: 5. - Громадский А.С. Анализ качественных характеристик, обоснование направления создания виброизоляторов и виброзащитных систем карьерных экскаваторов // Вибрации в технике и технологиях. - 2004. -№1 (33). -С.61-65]. Із збільшенням жорсткості зменшується відбудова  $\gamma$ , збільшується коефіцієнт вібропередачі  $\eta$  і погіршується ефективність гасіння вібрації.

3. При вибраних параметрах амортизатора - прототипу по несучій здатності і жорсткості розтягування-стиснення його поперечні жорсткості "перекошування" і "зрушення" приймають певні постійні величини. Це є недоліком, оскільки часто необхідно зменшити жорсткість в одному з поперечних напрямів, щоб забезпечити максимальну ефективність гасіння вібрації в цьому напрямі, при збереженні несучої здатності амортизатора і незмінної жорсткості розтягування-стиснення.

Задачами корисної моделі є: удосконалення амортизатора і підвищення ефективності гасіння вібрації шляхом оптимізації ширини і форми сполучних елементів; збільшення попереднього натягнення тканих шарів за рахунок придання амортизатору оптимальної форми після його збірки без

навантаження об'єктом віброізоляції; підвищення несучої і демпфувальної здатності амортизатора, а також зменшення жорсткості поперечного "зрушення" без зниження жорсткості розтягування-стиснення і несучої здатності амортизатора з метою забезпечення максимальної ефективності гасіння вібрації в поперечному напрямі.

Поставлена задача розв'язується за рахунок того, що сполучні елементи виконані шириною  $b$  по відношенню до радіусу  $R$  до нейтрального шару кільця амортизатора - в межах  $0,75R \leq b \leq 1,25R$ , а довжиною рівною ширині кільця, таким чином, що торцева поверхня кільця ненавантаженого амортизатора в зборі має форму еліпса, причому в бокових поверхнях кільця між сполучними елементами, виконані крізні щілини-регулятори поперечної жорсткості амортизатора, які розподіляють утворені еліптичні поверхні меншого радіусу кільця на дві або декілька смуг. У альтернативному варіанті виконання амортизатора в еліптичних поверхнях більшого радіусу кільця виконані щілини, сполучені з щілинами-регуляторами поперечної жорсткості амортизатора, утворюючи два або декілька окремих еліптичних кільця, еквідистантно відокремлених один від одного Т-подібними виступами, пов'язаними із сполучними елементами і вставленими в щілині еліптичних поверхонь більшого радіуса.

На Фіг.1 зображений амортизатор, вигляд зверху;

на Фіг.2 - перетин по А-А на Фіг.1;

на Фіг.3 - перетин по Б-Б на Фіг.2;

на Фіг.4 - варіант 2 виконання амортизатора.

Амортизатор складається з основ 1, 2, до яких притиснутий сполучними елементами 3, 4, розташований між ними пружнодемпфувальний елемент 5 у вигляді кільця з одного витка плоскої стрічки, кінці якої сполучені з однією з основ 7 за допомогою сполучного елемента 3. Протилежна частина кільця притиснута до основи 2 сполучним елементом 4. Стрічка виконана з гумотканинного матеріалу з чергуванням шарів, один або декілька шарів тканини 6, якій розміщені між нейтральним шаром 7 і зовнішнім тоншим гумовим шаром 8 кільця 5 (один шар тканини при кількості тканих шарів до 3-х і 1,5-2 шари при кількості тканих шарів більш 4-х). Амортизатор виконаний з відрізка транспортної стрічки із зовнішніми гумовими шарами неоднакової товщини. При цьому шар 9 більшої товщини розміщується з боку внутрішньої поверхні обода кільця. Між сполучними елементами виконані крізні щілини 10, розподільні створені еліптичні поверхні меншого радіусу кільця на смуги 11. У альтернативному виконанні амортизатору, Фіг.4, смуги 11 еквідистантно відокремлені один від одного за рахунок Т-подібних виступів 12, пов'язаних із сполучними елементами 3, 4, утворюючи щілину 10.

Амортизатор реалізується таким чином.

При збірці амортизатору завдяки тому, що сполучні елементи 3, 4 виконані шириною  $b$  по відношенню до радіусу  $R$  до нейтрального шару 7 кільця 5 амортизатору залежно від товщини кільця  $h$  - в межах  $0,75R \leq b \leq 1,25R$ , а завдовжки рівній ширині кільця, торцева поверхня кільця 5 ненавантаженого амортизатора в зборі набуває форму

еліпса. Це дозволяє забезпечити підвищене розтягування кордових (тканих) шарів і шару гуми, розташованих над нейтральним шаром і підвищене стиснення всіх шарів, розташованих під нейтральним шаром. В цілому амортизатор після збірки опиняється в заздалегідь підвищеному напруженому стані, що збільшує його несучу здатність. Амортизатор витримує максимальну вагу зовнішнього навантаження об'єкту віброізоляції при мінімальній жорсткості розтягування-стиснення по осі z кільцевого пружного елемента. На зразок ангарів з пневматичними оболонками, накачаних стислим повітрям або підвищеної стійкості Останкінської телевежі з натягнутими усередині неї сталевими тросами.

Завдяки підвищеному натягненню кордових шарів тканини, розташованих над нейтральним шаром і підвищеному стисненню шарів тканини, розташованих під нейтральним шаром збільшується сила тертя волоконних структур тканини. Тертя між волокнами ниток кордових шарів покращує поглинання енергії резонансних коливань, забезпечуючи коефіцієнт поглинання  $\psi \geq 0,41$ , в  $1,2 \div 1,3$  рази вище, ніж у прототипу. При цьому сухе тертя в кордових шарах виявляється тільки при великих амплітудах резонансних коливань, а при малих амплітудах зарезонансних коливань виявляється тільки поглинання енергії в гумових шарах амортизатора. Ця особливість дозволяє забезпечити максимальну ефективність гасіння вібрації в зарезонансному діапазоні частот, що наближається до віброізоляторів з нульовою дисипацією (мінімальним розсіюванням енергії в матеріалі віброізолятора).

Таким чином, запропонований амортизатор дозволяє гасити широкопугу вібрацію з розподілом енергії збудливих коливань практично від нуля Гц, коли відбудова частоти власних коливань в область низьких частот не можлива. В цьому випадку амортизатор за рахунок підвищеного демпфування забезпечує мінімальні амплітуди резонансних коливань на власних частотах (коефіцієнт вібропередачі  $\eta < 2,5$ ) і максимальну ефективність гасіння вібрації за рахунок практично нульової дисипації в зарезонансному діапазоні частот.

Завдяки тому, що в бокових поверхнях амортизатора виконані крізні щілини 10, залежно від їх кількості забезпечується мінімальна жорсткість поперечного "зрушення" амортизатора по осі y і максимальна ефективність гасіння вібрації в цьому напрямі. Величина коефіцієнта жорсткості по осі y визначається виразом (Див. вищезазначене джерело [4]):

$$c_y = \frac{\varepsilon \cdot h^3 \cdot b \cdot G}{0,41R^3} \quad (1)$$

де  $\varepsilon$  - коефіцієнт жорсткості кручення перетину обода кільця, залежний від співвідношення розмірів перетину  $b/h$ , Фіг.3, див. таблицю 1:

Величини коефіцієнта  $\varepsilon$  залежно від співвідношення  $b/h$

| b/h           | 1,0   | 1,5   | 1,75  | 2,0   | 2,5      | 3,0   |
|---------------|-------|-------|-------|-------|----------|-------|
| $\varepsilon$ | 0,141 | 0,196 | 0,214 | 0,229 | 0,236    | 0,249 |
| b/h           | 4,0   | 6,0   | 8,0   | 10,0  | $\infty$ | -     |
| $\varepsilon$ | 0,281 | 0,299 | 0,307 | 0,313 | 0,333    | -     |

$h$  - товщина обода кільця амортизатора;  $b$  - ширина кільця амортизатора;  $G$  - модуль пружності другого роду (зрушення) матеріалу амортизатора  $G=1/3E\varepsilon$ ;  $E\varepsilon$  - еквівалентний модуль пружності першого роду при розтягуванні-стисненні матеріалу листового резинокордового обода кільця амортизатора (Див. вищезазначене джерело [3]).

Якщо щілини в бокових еліптичних поверхнях амортизатора, Фіг.3, виконати так, щоб  $b_1=b_2 \approx b/2$ , вважаючи, що  $b_{\text{щ}} < b_{1,2}$ , то при  $h=10\text{мм}$  і  $b=60\text{мм}$ ,  $b/h=6$ ,  $\varepsilon=0,299$ . Тоді при  $b_1=b_2=30\text{мм}$ ,  $b/h \approx 3$ , а  $\varepsilon=0,249$ . З формули (1) видно, що коефіцієнт жорсткості  $c_y$  зменшиться у  $0,299/0,241=1,24$  рази при незмінній загальній ширині  $b$  кільця амортизатора. У разі виконання трьох паралельних смуг  $b_1=b_2=b_3=20\text{мм}$ ,  $b_{1,2,3}/h \approx 2$ ,  $\varepsilon=0,229$ , коефіцієнт жорсткості  $c_y$  зменшиться у  $0,299/0,229=1,3$  рази. Збільшуючи кількість паралельних щілин, жорсткість поперечного "зрушення" за рахунок зміни коефіцієнта  $\varepsilon$  теоретично можна зменшити в 2,4 рази, див. таблицю 1. На практиці в 2,2 рази, при незмінній несучій здатності амортизатора і його жорсткостей по осях  $x$  і  $z$ , забезпечуючи максимальну ефективність гасіння вібрації в поперечному напрямі по осі  $y$ . У ряді випадків це має істотне значення. Так, наприклад, на кар'єрних екскаваторах типу «пряма лопата» вібрація, що впливає на обладнання, має просторовий характер. При цьому горизонтальні вібраційні навантаження у напрямі рукояті з ковшем одні з найінтенсивніших. Для ефективного гасіння цих навантажень амортизатор орієнтується віссю  $u$  у напрямі рукояті з ковшем, що забезпечує ефективний віброзахист обладнання встановленого на амортизатори.

У альтернативному варіанті виконання амортизатора, Фіг.4, щілини 10 створюють Т-подібні виступи 12 завтовшки  $b_{\text{Т-в}}$ , пов'язані із сполучними елементами 3, 4. Т-подібні виступи 12 вставлені в щілині еліптичних поверхонь більшого радіуса між несучими елементами 1, 2, утворюючи два або декілька окремі еліптичні кільця, еквідистантно відокремлених один від одного на відстані  $b_{\text{Т-в}}=b_{\text{щ}}$ .

Дослідно-промисловий зразок запропонованого амортизатора (типорозмір РКВ-К-260) виготовлений та випробуваний у Випробувальному Центрі «Експертбудпром діагностика» ДП «Кривбасстандарт метрологія». Технічні характеристики амортизатора приведені в таблиці 2.

Таблиця 2

Технічні характеристики амортизатора РКВ-К-260

| Номінальне статичне навантаження $P_z$ , Н (у прототипа*) | Жорсткості, відповідні деформаціям в напрямі осей $x, y, z$ , кН/м |        |       |                         |        |        | Частоти власних коливань при номінальному навантаженні масою $m=P_z/g^{**}$ , кг, по осях $x, y, z$ , Гц (у прототипа) |       |       |
|---|--|--------|-------|-------------------------|--------|--------|--|-------|-------|
|   | Статичні (у прототипа)   |        |       | Динамічні (у прототипа) |        |        |  |       |       |
|   | $c_x$  | $c_y$  | $c_z$ | $c'_x$                  | $c'_y$ | $c'_z$ | $f_x$  | $f_y$ | $f_z$ |
| 2550  | 33,5   | 28,1   | 107   | 176                     | 138    | 300    | 4,1  | 3,7   | 5,4   |
| (1730*)   |  | (36,5) |       |                         | (180)  |        |  | (4,2) |       |

Примітки:

\* - при однаковому осіданні пружних елементів;

\*\*  $g$  - прискорення сили тяжіння

З таблиці 2 видно, що запропонований амортизатор в 1,5 рази перевершує прототип по несучій здатності при однаковому осіданні під дією ваги об'єкту віброізоляції і в 1,3 рази - по жорсткості поперечного "зрушення" у напрямі осі  $y$ . При цьому власна частота  $f_y$  знижується з 4,2 Гц до 3,7 Гц, що забезпечує підвищену відбудову  $y$  і підвищення ефективності віброгасіння в 1,3-1,5 рази у зарезонансному діапазоні частот в порівнянні з прототипом.

По своїх технічних характеристиках запропонований амортизатор перевершує всі відомі пристрої аналогічного призначення.

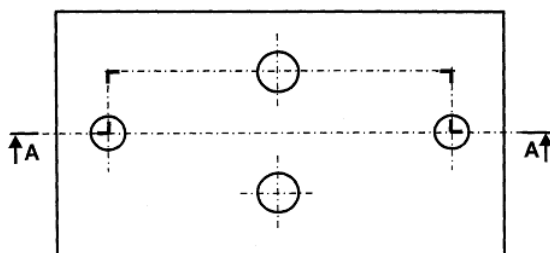
[Див. джерела: 6. - Вибрації в техніке: Справочник в 6-ти томах. - М.: «Машиностроение», 1981 - Том 6. Защита от вибраций и ударов / Под ред. К.В.Фролова, 1981. -456с.

7. - Альбом разрешенных к применению амортизаторов для корабельных механизмов. РН-75, ЦНИИ им. акад. А.Н.Крылова - Л., 1975 -385с.

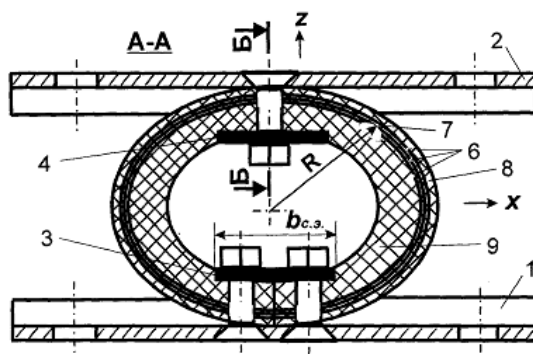
8. - Ильинский В.С. Защита РЭА и оборудования от динамических воздействий. -М.: Радио и связь, 1982. -296с.

9. - SHOCK and VIBRATION HANDBOOK. / Volume 2. - DATA ANALYSIS, TESTING, AND METHODS OF CONTROL. // Crede C.E. APPLICATION AND DESIGN OF ISOLATORS. - New York, Toronto, and London: McGraw-HILL COMPANY. INC. 1961, p.p.32-1-32-53.].

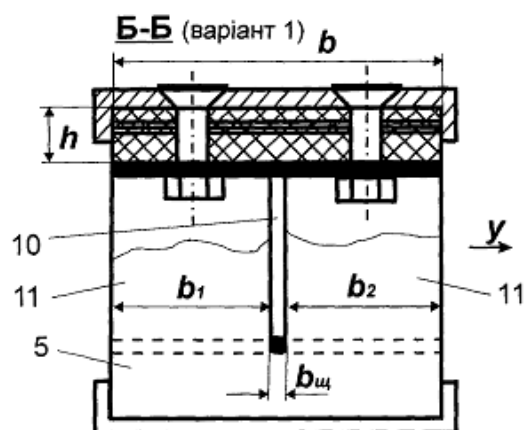
При габаритних розмірах еліптичного кільця 180×130×145мм (без зовнішнього навантаження) і загальній масі 5 кг (разом з основами) запропонований амортизатор РКВ-К-260, навантажений номінальним навантаженням масою  $m=P_z/g=260$ кг, забезпечує в 3-8 разів менші коефіцієнти жорсткості по осях  $x, y, z$  і в 1,4-2,8 рази нижчі частоти власних коливань в порівнянні з кращими відомими пристроями - арочними амортизаторами А-250 [7], що мають практично однакове номінальне навантаження.



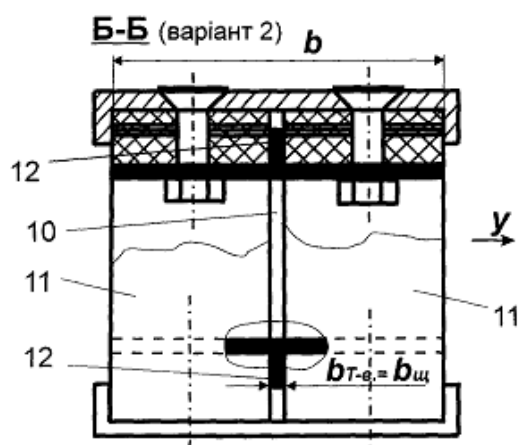
Фиг. 1



Фиг. 2



Фиг. 3



Фиг. 4