

УДК 621.01

С.А. Соколовский<sup>1</sup>, Е.Н. Гринченко<sup>2</sup>, А.Я. Калиновский<sup>2</sup>, А.М. Яковлев<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Академия внутренних войск МВД Украины, Харьков

<sup>2</sup>Национальный университет гражданской защиты Украины, Харьков

### **ЭФФЕКТИВНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ С ПРОЩЕЛКИВАНИЕМ ДЛЯ ЗАЩИТЫ ОТ ВИБРАЦИЙ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ**

*Рассмотрены вопросы использования механической системы с прощелкиванием в качестве дополнительной виброзащитной системы при применении на транспортных средствах, предназначенных для транспортировки опасных грузов. На основе проведенного гармонического анализа динамических свойств виброзащитной системы с использованием интегрального преобразования Фурье обоснована возможность ее применения, а также проведена оценка ее эффективности с использованием коэффициента виброизоляции.*

**Ключевые слова:** виброзащита, механическая система, гармонический анализ, амплитудно-частотная характеристика, транспортное средство.

#### **Введение**

**Постановка проблемы.** Одной из основных причин выхода из строя различных механизмов и приборов, которые расположены в движущихся объектах, является вредное воздействие вибрации, которая вызывается работой двигателя транспортного средства, влиянием микропрофиля дорожного покрытия, различных дополнительных механизмов и т.д. В связи с этим актуальной проблемой является

создание виброзащитной системы и оценка ее эффективности.

**Анализ последних исследований и публикаций.** В работе [1] обоснована возможность применения виброзащитной системы с квази нулевой жесткостью (ВСКЖ) для виброизоляции различных объектов, которые устанавливаются на вибрирующих основаниях, или подвержены различного рода ударным нагрузкам.

Такие устройства могут также применяться для защиты от вредных вибраций оператора, работающего с различным виброинструментом [2].

В работе проводится спектральный анализ колебаний предлагаемой системы и оценка эффективности предлагаемой ВСКЖ, что до этого не осуществлялось.

**Целью работы** является оценка эффективности предложенной ВСКЖ.

### Основной материал

Принципиальная схема рассматриваемой ВСКЖ представлена на рис. 1. Объект виброизоляции массой  $m$  связан с основанием, которое совершает движение по закону  $\xi(t) = \sum_{j=1}^N A_{e_j} \sin \omega_j t$ , с помощью двух одинаковых вертикальных пружин жесткости  $C_2$  и боковой пружины-корректором жесткости  $C_1$ , которая в горизонтальном состоянии (при  $y=0$ ) имеет деформацию  $\delta$ .

Основная особенность модели заключается в том, что в зависимости от соотношения параметров  $m$ ,  $C_1$ ,  $C_2$ ,  $L$ ,  $\delta$  её приведенная жесткость  $K(y)$  может принимать положительные, нулевые и отрицательные значения [1]. В этой же работе приведены такие соотношения этих параметров, которые позволяют обеспечить нулевую приведенную жесткость системы, а также методика выбора этих параметров.

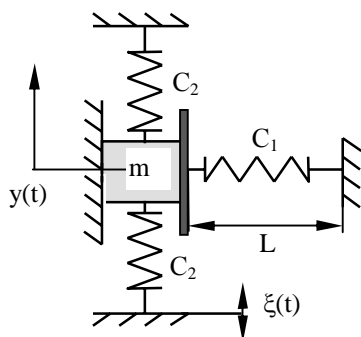


Рис. 1. Принципиальная схема предлагаемой ВСКЖ

Дифференциальное уравнение движения системы, составленное с помощью принципа Даламбера имеет вид:

$$m\ddot{y} + 2\dot{y} + \left(2C_2 - \frac{C_1\delta}{L}\right)y + \frac{C_1(\delta+L)}{2L^3}y^3 = -m\ddot{\xi}(t). \quad (1)$$

Известно [2], что ВСКЖ является эффективным фильтром высокочастотных колебаний. Это свойство положено в основу оценки ее эффективности. Для исследования фильтрующих свойств используем гармонический анализ графиков вынужденных колебаний  $y(t)$  виброизолируемого объекта, полученных при численном интегрировании уравнения (1). Методика такого выделения [3] предусматривает интегральное преобразование Фурье

функции  $y(t)$ :

$$F_A(i\omega) = \frac{1}{A} \int_{-A}^A y(t) e^{-i\omega t} dt = U(\omega) - iV(\omega), \quad (2)$$

где  $[-A, A]$  — интервал задания функции  $y(t)$ , а

$$U(\omega) = \frac{1}{A} \int_{-A}^A y(t) \cos \omega t dt, \quad (3)$$

$$V(\omega) = \frac{1}{A} \int_{-A}^A y(t) \sin \omega t dt.$$

Так как при численном интегрировании уравнения (1) функция  $y(t)$  задается в конечном числе  $2N+1$  точек  $t = \frac{sA}{N}$  ( $s = 0, \pm 1, \dots$ ), то операцию интегрирования в формуле (3) заменим суммированием:

$$U(\omega) = \frac{2}{2N+1} \sum_{s=-N}^N y\left(\frac{sA}{N}\right) \cos \omega \left(\frac{sA}{N}\right), \quad (4)$$

$$V(\omega) = \frac{2}{2N+1} \sum_{s=-N}^N y\left(\frac{sA}{N}\right) \sin \omega \left(\frac{sA}{N}\right).$$

Эти функции позволяют обнаружить наличие в  $y(t)$  периодических компонент. На частотах  $\omega_j$  этих компонент функции  $U(\omega)$  и  $V(\omega)$  имеют наибольшие всплески. Для определения значения амплитуды соответствующей периодической компоненты находится значение функции  $P(\omega)$ , которая равна:

$$P(\omega) = \sqrt{(U(\omega))^2 + (V(\omega))^2}. \quad (5)$$

Эта функция также имеет наибольшие всплески на частотах  $\omega_j$ , а их высота равна амплитуде колебаний соответствующей компоненты.

В качестве примера анализа фильтрующих свойств и качества виброзащиты рассмотрим устройство массой  $m=80$  кг. Основываясь на рекомендациях [1] примем: габаритный размер конструкции  $L=0,2$  м, допустимое значение статической деформации  $\Delta_{ст}=0,02$  м, предварительное поджатие корректирующей пружины  $\delta=0,1$  м, жесткости пружин соответственно  $C_1=313,92$  кН/м,  $C_2=78,48$  кН/м. Будем рассматривать воздействие на эту систему полигармонического сигнала, состоящего из трех гармоник одинаковой амплитуды ( $A_e=0,05$  м) и значительно различающихся частот ( $\omega_1=8$  с<sup>-1</sup>,  $\omega_2=2,5\omega_1$  и  $\omega_3=5,5\omega_1$ ). Результаты гармонического анализа приведены на рис. 2.

Анализируя полученные результаты можно сделать вывод, что отмечается существенное снижение амплитуды первой гармоники в выходном сигнале по сравнению с амплитудой этой же гармоники во входном сигнале ( $A$  меньше, чем  $A_e$  более чем на порядок), а также значительное снижение уровня амплитуд остальных гармоник (амплитуда второй гармоники меньше первой в 4 раза, а третьей — больше чем на порядок).

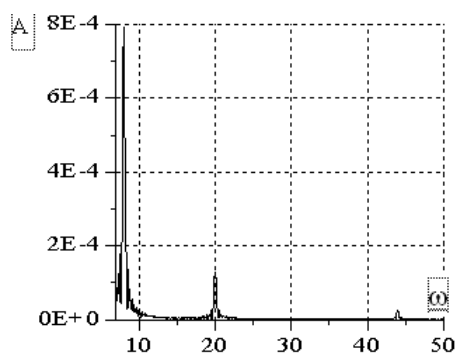


Рис. 2. Результати гармонічного аналізу ВСКЖ

Рассмотрим, как зависит коэффициент виброизоляции [4] от величины предварительного поджатия пружины-корректора  $\delta$ .

$$k = \frac{\sqrt{\lambda^2(a) + 4n^2\omega^2}}{\sqrt{(\lambda^2(a) - \omega^2)^2 + 4n^2\omega^2}}, \quad (6)$$

В этой формуле  $\lambda(a)$  – частота свободных колебаний на заданной амплитуде.

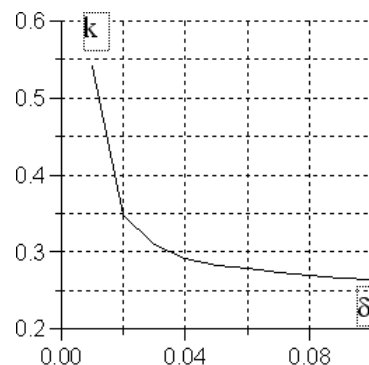
Методика построения скелетных кривых для данной системы приведена в работе [5], поэтому подробно на ней останавливаться не будем, а воспользуемся полученными результатами.

На рис. 3 приведен график этой зависимости, анализируя который можно отметить, что начиная со значений  $\delta$  больших, чем 0,04 м, коэффициент виброизоляции мало зависит от увеличения поджатия и не превышает 0,3 (амплитуда выходного сигнала меньше, чем входного более чем на 2/3) и, поэтому, его нужно выбирать из конструктивных и прочностных соображений из диапазона [0,04÷0,1]м.

### Выводы

Таким образом, в работе проведен динамический анализ существенно нелинейной колебательной системы, которая описывает поведение ВСКЖ, получены зависимости, связывающие коэффициент

виброизоляции с основными параметрами ВСКЖ. Эти зависимости позволяют оценивать эффективность предложенной ВСКЖ без проведения дополнительных расчетов.

Рис. 3. Зависимость k от  $\delta$ 

### Список литературы

1. Ольшанский В.П. О возможности применения системы с прощелкиванием для виброизоляции объектов прожарной техники. / В.П. Ольшанский, Е.Н. Гринченко // Проблемы пожарной безопасности. – Х.: ХИПБ, 1998. – Вып. 4. – С. 136-141.
2. Виброзащитные системы с квазиулевою жесткостью / П.М. Алабужев, А.А. Гритчин, Л.И. Ким и др. / под ред. К.М. Рагульска. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1986. – 96 с.
3. Серебренников А.П. Оценка параметров скрытых периодичностей. – М.: Машиз, 1966. – 256 с.
4. Вибрация в технике: справочник. В шести т. Т. 6 Защита от вибраций и ударов / под ред. К.В. Фролова. – 1981. – 456 с.
5. Ольшанский В.П. Линеаризация в системах с квазиулевою жесткостью / В.П. Ольшанский, Гринченко Е.Н. // Динамика и прочность машин. – Х.: ХГПУ, 1998. – Вып. 56. – С. 111-117.

Поступила в редколлегию 17.11.2010

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.Н. Ларин, Национальный университет гражданской защиты Украины, Харьков.

### ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ МЕХАНІЧНОЇ СИСТЕМИ З ПРОКЛАЦУВАННЯМ ДЛЯ ЗАХИСТУ ВІД ВІБРАЦІЙ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

С.А. Соколовський, Є.М. Грінченко, А.Я. Калиновський, О.М. Яковлев

Розглянуто питання використання механічної системи з прощелкуванням в якості додаткової віброзахисної системи при застосуванні на транспортних засобах, призначених для транспортування небезпечних вантажів. На основі проведеного гармонійного аналізу динамічних властивостей віброзахисної системи з використанням інтегрального перетворення Фур'є обґрунтовано можливість її застосування, а також проведена оцінка її ефективності з використанням коефіцієнта віброізоляції.

**Ключові слова:** віброзахист, механічна система, гармонічний аналіз, амплітудно-частотна характеристика, транспортний засіб.

### EFFICACY OF MECHANICAL SYSTEMS WITH FLIPPING FOR PROTECTION AGAINST VIBRATION IN VEHICLE

S.A. Sokolovskiy, E.N. Grinchenko, A.J. Kalinovskiy, A.M. Jakovlev

Address the use of a mechanical system with flipping as additional vibroprotection system when applied to vehicles used for transporting dangerous goods. On the basis of harmonic analysis of the dynamic properties of vibroprotection system using the Fourier integral basis to justify its use, and an assessment of its effectiveness at a rate of vibration isolation.

**Keywords:** vibroprotection, mechanical systems, harmonic analysis, frequency response, the vehicle.