

ИДЕНТИФИКАЦИЯ УПРУГОДЕМПФИРУЮЩИХ СВОЙСТВ ВИБРОИЗОЛЯТОРА ВТОРИЧНОЙ СИСТЕМЫ ПОДРЕССОРИВАНИЯ АВТОМОБИЛЯ

Асп. ОМРАН КАХТАН, канд. техн. наук, доц. Л.Ф. ЖЕГЛОВ

Рассмотрена методика экспериментального определения динамических параметров виброизолятора с высокой несущей способностью. Обоснована математическая модель его упругодемпфирующих свойств.

The methodology of experimental measuring of dynamic parameters of the damper with the high load-carrying ability has been considered. The mathematical model of its elastically damping characteristics has been based.

Проблема внутренней вибрационной безопасности автомобильного транспорта является одной из важнейших проблем отечественного и мирового автомобилестроения. Причем эта проблема трансформировалась в отдельное самостоятельное направление научно-технических разработок по повышению комфортабельности и ресурса автомобилей. В связи с этим особое место в повышении вибрационной безопасности следует отвести системам вторичного поддрессоривания. Основными элементами этих систем являются виброизоляторы, которые имеют различное конструктивное исполнение и динамические характеристики [1—3]. В настоящем исследовании рассматривается оценка математической модели упругодемпфирующих свойств виброизолятора по экспериментальным данным. Виброизолятор, схема и нагрузочная характеристика которого показаны на рис. 1, имеет высокую несущую способность и выполнен из полимерного композиционного материала.

В качестве параметров, определяющих упругодемпфирующее поведение виброизолятора, при экспериментальных исследованиях были приняты его коэффициент жесткости и логарифмический декремент δ колебаний. Определение этих параметров возможно различными методами [3, 4]. При выборе оценочного метода были экспериментально протестированы следующие методы: 1-й — свободных затухающих колебаний, 2-й — стационарных гармонических колебаний, 3-й — ширины резонансной кривой. Для реализации испытаний с использованием данных методов созданы установки на основе электрогидравлического пульсатора (рис. 2). Измерения определяемых величин проводились во всех случаях относительно статической нагрузки. При свободных затухающих колебаниях возмущение задавалось в виде несимметричного треугольного импульса. Реализация двух других методов осуществлялась заданием асимметричного цикла нагружения виброизолятора. Результаты измерений показали, что наиболее информативным в данном случае является метод стационарных гармонических колебаний. Этот метод дает возможность

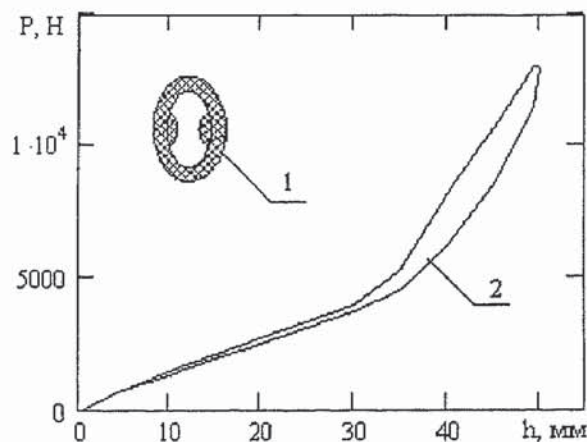


Рис. 1. Схема (1) и нагрузочная характеристика (2) виброизолятора

более определенно оценить зависимость установленных параметров виброизолятора от параметров кинематического возмущения — амплитуды и частоты.

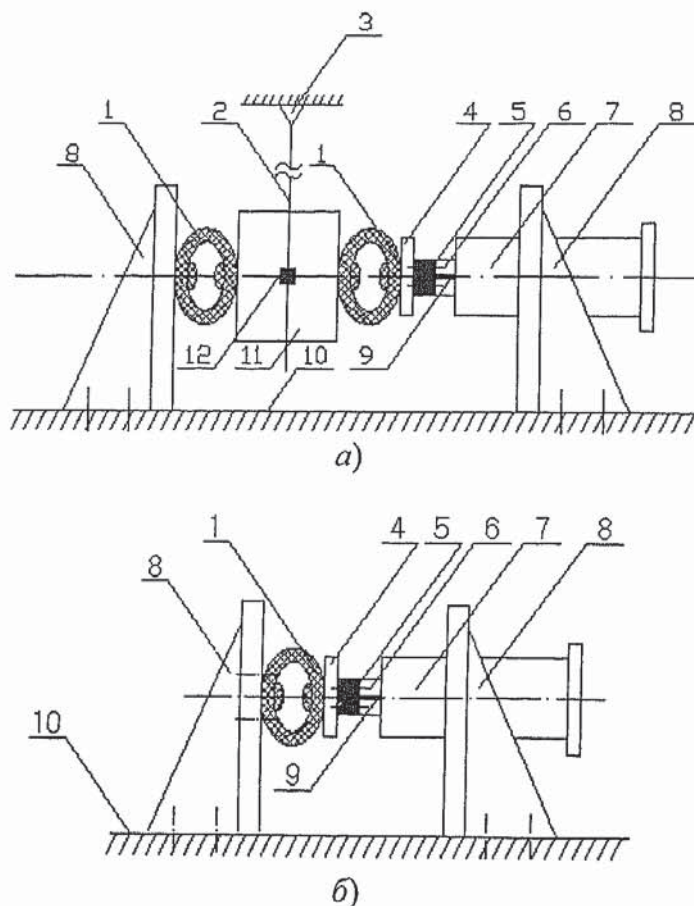


Рис. 2. Схема установки виброизолятора на стенде: *a, б* — 1-й метод, 2-й и 3-й методы соответственно; 1 — виброизолятор; 2 — стропы; 3 — шарнир; 4 — фланец; 5 — динамометр; 6 — шток; 7 — электрогидравлический пульсатор; 8 — опоры; 9 — датчик хода штока; 10 — монтажное основание; 11 — груз; 12 — датчик виброускорения

Для оценки потерь энергии в виброизоляторе при испытаниях на стенде по второму методу, как исходный параметр, использовался коэффициент η поглощения, который связан с логарифмическим декрементом δ колебаний соотношением $\delta = 0,5\eta$. При этом коэффициент η поглощения определялся по площади, а коэффициент c жесткости по углу наклона средней линии петли гистерезиса [3, 5, 6] для различных значений параметров возмущения. По сути, петля гистерезиса является фазовым портретом двух одновременно записанных временных вибросигналов — нормальной силы, действующей на амортизатор, и его деформации. Запись вибросигналов осуществлялась в цифровом виде при дискретно изменяемых амплитуде и частоте гармонического кинематического возмущения — перемещения штока пульсатора. Петля гистерезиса во всех случаях определяется при одном цикле нагружения виброизолятора.

Для повышения точности измерения коэффициентов поглощения и жесткости программно вводится сплайн-аппроксимация временных вибросигналов, что дает возможность управлять количеством точек в цикле колебаний. Снижение шума помех в исходных вибросигналах проводилось с помощью процедуры сглаживания. На основании полученной таким образом информации осуществлялось построение петель гистерезиса с последующей их обработкой.

Оценка влияния амплитуды и частоты кинематического возмущения на коэффициент δ поглощения и коэффициент c жесткости виброизолятора проводилась на основе линейного регрессионного анализа. Расчеты параметров линейной регрессии показывают, что при настоящих режимах нагружения виброизолятора определенной зависимости величин δ и c от параметров возмущения не существует. Поэтому, в данном случае, их можно считать константами и определять по совокупности всех наблюдений (рис.3, 4). Тогда средние значения $\bar{\delta}$ и \bar{c} соответствующих коэффициентов вычисляются как выборочные средние $\bar{\delta} = 0,396$ и $\bar{c} = 1,234$ МН/м. Доверительный интервал для рассматриваемых коэффициентов можно построить по их выборочным средним значениям и средним квадратическим отклонениям [7]. Тогда доверительные интервалы с уровнем доверия 90% для средних значений величин δ и c таковы:

$$0,361 \leq \bar{\delta} < 0,431; 1,16 \text{ МН/м} \leq \bar{c} < 1,308 \text{ МН/м.}$$

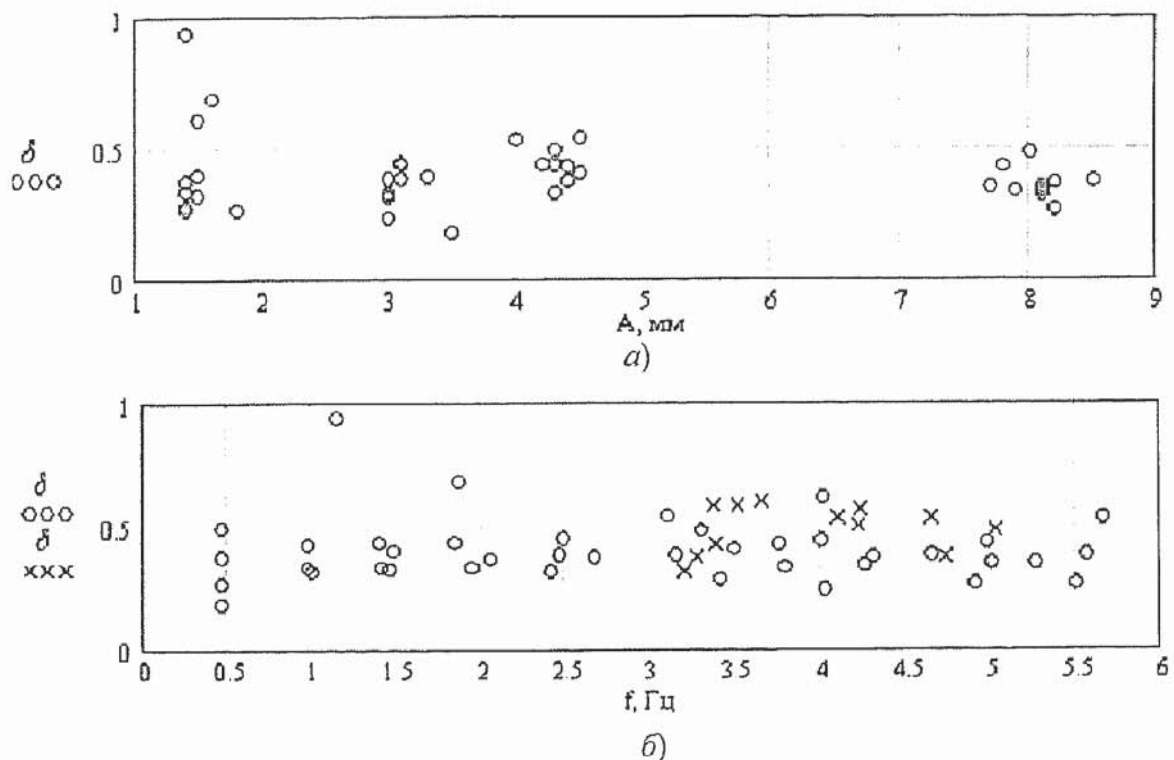


Рис. 3. Зависимость логарифмического декремента δ колебаний от амплитуды (а) и частоты (б) возмущения:
xxx — 1-й метод; ооо — 2-й метод

В данном случае выборочные дисперсии параметров виброизолятора равны $\bar{D}_\delta = 0,017$ и $\bar{D}_c = 7,758 \cdot 10^{10} \text{ Н}^2/\text{м}^2$. Доверительные интервалы с уровнем доверия 90% для дисперсий этих величин следующие:

$$0,012 \leq D_\delta < 0,025; 5,426 \cdot 10^6 \text{ Н}^2/\text{м}^2 \leq D_c < 11,41 \cdot 10^{10} \text{ Н}^2/\text{м}^2.$$

Эти значения показывают, что при данных испытаниях имеет место достаточно большое рассеяние значений искоемых параметров виброизолятора. Такой эффект очевидно связан с конструкцией виброизолятора, который несет высокие нагрузки, и некоторой нестационарностью нагрузочного режима при малых деформациях и высоких частотах.

Таким образом, при независимых δ и c от параметров нагрузочного режима в качестве математической модели, адекватно отражающей упругодемпфирующие свойства виброизолятора, может быть принята модель Е.С. Сорокина [5, 8]. При построении данной

модели используется концепция комплексного, а именно частотно-независимого, внутреннего трения. Тогда, исходя из определенных параметров виброизолятора, сила $P(t)$, создаваемая при его деформации $h(t)$, записывается в виде

$$P(t) = (1 + j\gamma)ch(t) \text{ при } \gamma = \frac{\delta}{\pi} \text{ и } j = \sqrt{-1}.$$

Данная математическая модель может быть успешно использована при оценке вибрационной безопасности автомобиля в частотной области при решении как линейной, так и нелинейной задачи виброизоляции.

Таким образом, показаны особенности методики испытаний виброизоляторов с высокой несущей способностью и возможность моделирования внутренних потерь в данном случае как частотно-независимых.

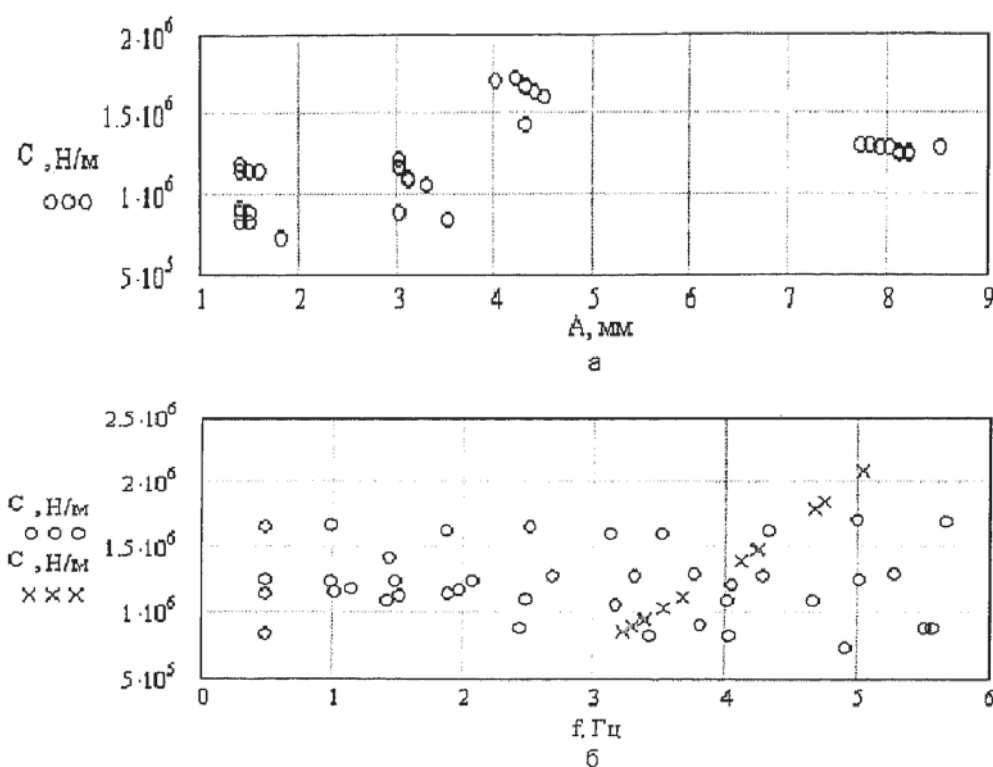


Рис. 4. Зависимость коэффициента жесткости c от амплитуды (а) и частоты (б) возмущения: ххх — 1-й метод; ооо — 2-й метод

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Колебания силового агрегата / В.Е.Тольский, Л.В.Корчемный, Г. В. Латышев и др. — М.: Машиностроение, 1976. — 264 с.
2. Потурев В. Н., Дырда В. И. Резиновые детали машин. — М.:Машиностроение, 1977. — 216 с.
3. Виброзащита радиоэлектронной аппаратуры полимерными компаундами / Ю. В. Зеленев, А.А.Кирилин, Э.Б.Слободник и др.; Под ред. Ю. В. Зеленева. — М.: Радио и связь, 1984. — 120 с.
4. Техническая акустика транспортных машин/ Под ред. Н.И.Иванова. — СПб.: Политехника, 1992. — 368 с.
5. Ильинский В. С. Защита РЭА и прецизионного оборудования от динамических воздействий. — М.: Радио и связь, 1982. — 296 с.
6. Бидерман В. Л. Прикладная теория механических колебаний: Учеб. для вузов. — М.: Высшая школа, 1972. — 416 с.
7. Бендат Дж., Пирсол А. Прикладной анализ случайных данных. — М.: Мир, 1989. — 544 с.
8. Сорокин Е. С. К теории внутреннего трения при колебаниях упругих систем. — М.: Госстройиздат, 1969. — 131 с.