

УДК 71.027

О.В. Хромов, А.О. Харченко*Севастопольский национальный технический университет**ул. Университетская 33, г. Севастополь, Украина, 99053**E-mail: root@sevgtu.sebastopol.ua***ВЫНУЖДЕННЫЕ КОЛЕБАНИЯ ГРУЗА НА РЕЗИНОВОМ ГАСИТЕЛЕ С УЧЕТОМ НЕЛИНЕЙНОЙ ФУНКЦИИ ВНУТРЕННЕГО ТРЕНИЯ**

На основе численных экспериментов получены амплитудно-частотные характеристики осциллятора с резиновым гасителем в околорезонансной области с учетом нелинейного внутреннего трения.

Элементы многих машин и механизмов работают в условиях воздействия переменной вынуждающей силы, частота которой носит случайный характер и может изменяться в широком диапазоне. Поэтому при проектировании необходимо предусматривать возможность работы каждого узла или соединения в околорезонансной области. В указанной области амплитуда колебаний и

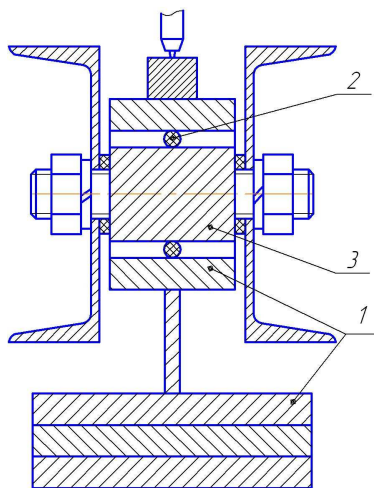


Рисунок 1 – Схема исследуемой системы

внутренние усилия в элементах соединения узлов могут резко возрастать по сравнению с состоянием статического равновесия. Для снижения динамических усилий и напряжений широко используют различные виды резиновых гасителей (РГ). Тщательно разработанные аналитические методы расчета вынужденных колебаний традиционно опираются на предположение о линейном характере силы демпфирования [1, 2]. Вместе с тем до сих пор недостаточно исследованы особенности поведения осциллятора в случае нелинейного характера внутреннего трения резиновых гасителей. Этим обусловлена актуальность исследований в данном направлении.

Цель работы – анализ влияния вида и параметров функции внутреннего трения на амплитудно-частотную характеристику колебаний груза, установленного на резиновом гасителе.

Схема исследуемой системы изображена на рисунке 1. Груз 1 с заданной массой установлен на резиновом гасителе 2, закрепленном на жестком основании 3.

Анализ вынужденных колебаний выполнен на основе дифференциального уравнения

$$\ddot{y} - f_{mp}(\dot{y}) + k^2 y = f_0 \sin(pt + \varepsilon), \quad (1)$$

где сила внутреннего трения $f_{mp}(\dot{y})$ может описываться одной из следующих функций:

а) сухое трение $f_1 = -b_1 \cdot \text{sign}(\dot{y})$; (2)

б) вязкое сопротивление $f_2 = -b_2 \cdot \dot{y}$; (3)

в) сопротивление, пропорциональное квадрату скорости $f_3 = -b_3 \cdot \dot{y}^2 \cdot \text{sign}(\dot{y})$; (4)

г) комбинированная функция $f_{mp}(\dot{y}) = \alpha_1 \cdot f_1 + \alpha_2 \cdot f_2 + \alpha_3 \cdot f_3$. (5)

Предполагаем, что параметры различных функций трения определены на основе общей экспериментальной осциллограммы колебаний с использованием двух критериев соответствия [3]: 1) теоретического и экспериментального значений времени затухания Δt для функций (2)–(5); 2) теоретической и экспериментальной форм огибающей линии колебаний для функции (5).

Далее использованы результаты экспериментальных исследований внутреннего трения для резинового гасителя тороидальной формы [4]:

жесткость РГ $c = 3,267 \cdot 10^5$ Н/м; коэффициенты внутреннего трения РГ для функций (2) – (4):

$$b_1 = 0,635 \frac{\text{Н}}{\text{кг}}, \quad b_2 = 65 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{кг} \cdot \text{м}} \quad \text{и} \quad b_3 = 8000 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}^2}{\text{кг} \cdot \text{м}^2};$$

(5): $\alpha_1 = 0,01$, $\alpha_2 = 0,3$ и $\alpha_3 = 0,1$.

Так как уравнение (1) в общем случае не имеет аналитического решения, то определение коэффициента динамичности выполнялось по аналогии с работой [5]. Уравнение многократно численно решено для различных значений параметра $z = p/k$ при массе колеблющегося груза $m = 3,9$ кг. По

расчетным графикам $y(t)$ определялась амплитуда колебаний a . Коэффициент динамичности рассчитан

по формуле $\mu = \frac{a}{a_0}$ ($a_0 = \frac{F_0}{c} = \frac{f_0}{k^2}$ – статическое смещение, вызываемое постоянной силой $F_{\text{вын}} = F_0$).

На рисунке 2 показаны примеры графиков вынужденных колебаний груза на резиновом гасителе при $z = p/k = 0,98$. Из графиков видно, что амплитуда колебаний в околорезонансной области существенно зависит от вида функции трения. В сравнении с комбинированной функцией трения (5) (график колебаний изображен на рисунке 2,в) ее упрощенные варианты (2) (график на рисунке 2,а) или (3) (график на рисунке 2,б) дают существенно завышенные значения амплитуды колебаний.

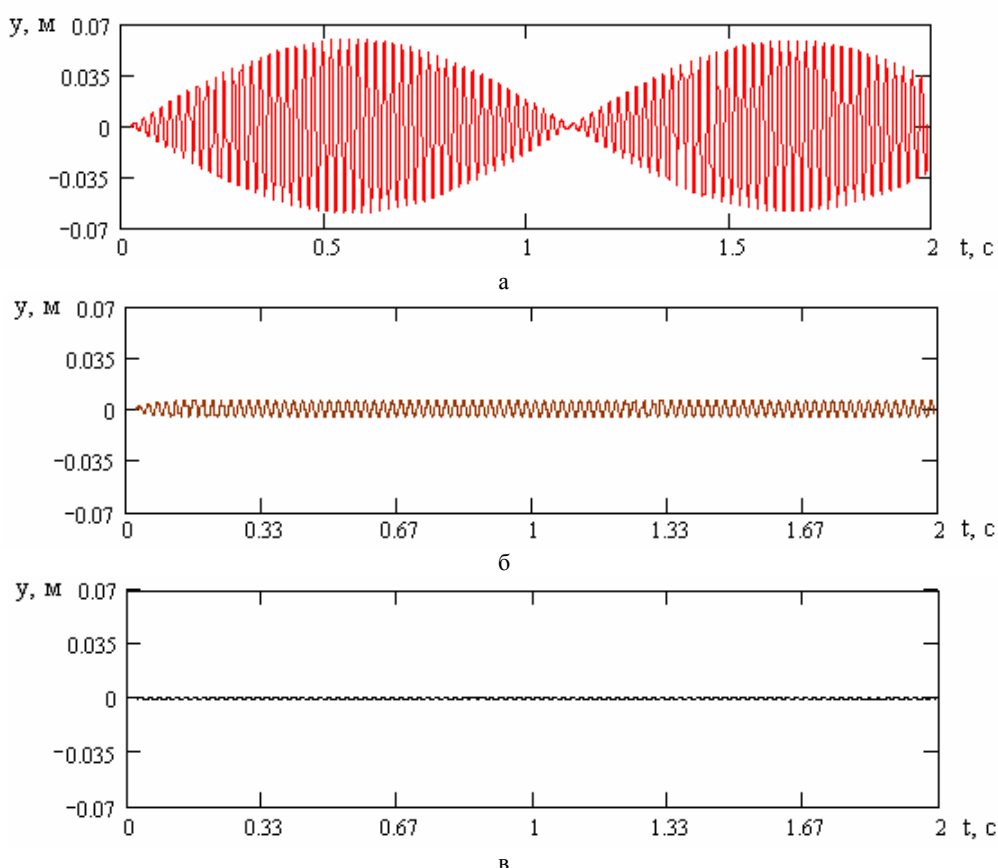


Рисунок 2 – Графики колебаний для различных функций трения ($z = 0,98$):
а – для сухого трения; б – для линейного трения; в – для комбинированной функции

Более полное представление о различиях в поведении осциллятора можно получить с помощью графиков амплитудно-частотных характеристик. Для получения таких графиков выполнена обработка численных экспериментов в Microsoft Excel. Обобщенные результаты исследований, выполненных по описанной методике, приведены в таблице 1 и изображены на рисунке 3.

Таблица 1 – Результаты расчетов коэффициента динамичности μ

Формула для функции трения	Соотношение частот z									
	0,5	0,8	0,9	0,92	0,95	0,98	0,99	1,02	1,1	1,40
(2)	1,440	3,802	5,611	7,361	12,981	40,117	88,777	39,782	5,192	1,038
(3)	1,314	2,479	3,601	3,877	4,254	4,438	4,472	4,296	3,073	0,988
(4)	0,707	0,462	0,410	0,401	0,387	0,376	0,371	0,360	0,332	0,251
(5)	1,072	0,806	0,722	0,706	0,683	0,661	0,655	0,633	0,583	0,432

Кривая 1 на рисунке 3 соответствует системе с сухим трением. Видно, что при $z \rightarrow 1$ коэффициент динамичности μ неограниченно возрастает, а в остальных случаях μ принимает конечные значения. При $z < 0,9$ и $z > 1,1$ коэффициент динамичности практически не зависит от вида функции трения, если их параметры выбраны по одному критерию затухания. Однако в диапазоне $0,9 \leq z \leq 1,1$

(околорезонансный режим) расчетный коэффициент μ существенно зависит от принятого варианта функции трения.

С учетом проведенных исследований вынужденных колебаний груза на РГ можно сделать следующие выводы:

– поведение осциллятора в околорезонансной области ($0,9 \leq z \leq 1,1$) существенно зависит от формы и параметров функции внутреннего трения резинового гасителя (обычно используемая линейная функция трения по сравнению с нелинейной функцией приводит к завышенному значению коэффициента динамичности);

– для построения уточненной математической модели колебаний узлов машин на резиновых гасителях целесообразно использовать комбинированную функцию внутреннего трения, параметры которой должны обеспечивать выполнение двух критериев – соответствие теоретического и экспериментального значений времени затухания Δt и соответствие теоретической и экспериментальной форм огибающей линии колебаний.

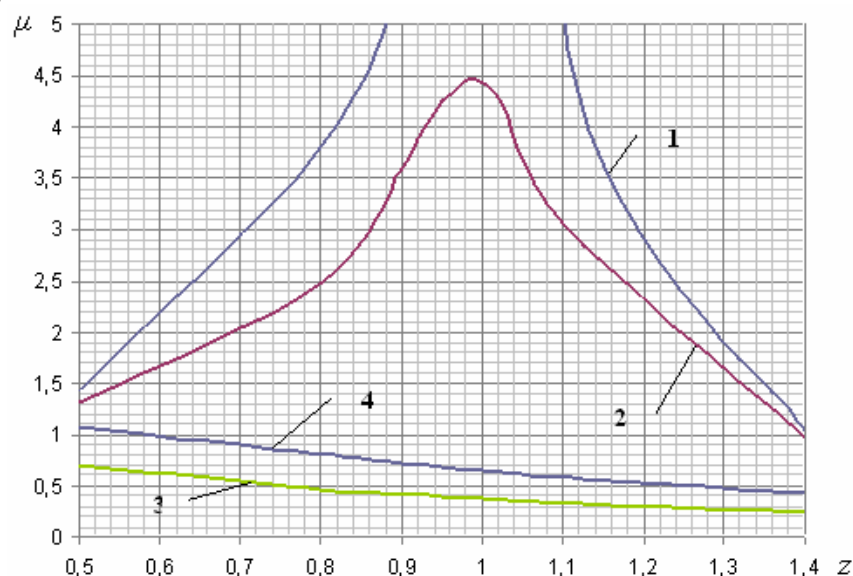


Рисунок 3 – АЧХ осциллятора с внутренним трением для различных функций трения: 1 – для сухого трения; 2 – для линейно-вязкого трения; 3 – для квадратичной функции; 4 – для комбинированной функции

Направлением дальнейших исследований является оценка влияния демпфирующих свойств резинового гасителя на надежность и долговечность технологического оборудования.

Бібліографічний список

1. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории колебаний / Я.Г. Пановко. — М.: Машиностроение, 1967. — 313 с.
2. Вибрации в технике: Справочник в 6 т. / И.И. Артоболевский [и др.]; под ред. К.Ф. Фролова. — М.: Машиностроение, 1981. — 456 с.
3. Хромов Е.В. Исследования вида функции внутреннего трения для собственных изгибных колебаний стальной балки / Е.В. Хромов, О.В. Хромов // Новые материалы и технологии в металлургии и машиностроении. — 2008. — № 1. — С. 111–114.
4. Акопян Р. Исследования демпфирующих свойств резиновых упругих опор узлов и агрегатов автомобиля / Р. Акопян, А. Харченко, О. Хромов // Sakon'08. Metody obliczeniowe i badawcze w rozwoju pojazdów samochodowych i maszyn robowych samojedznych. — Rzeszów, Polska, 2008. — Tom XIX. — S. 9–14.
5. Хромов Е.В. Исследования вынужденных колебаний осциллятора в около резонансной области для различных характеристик демпфирования / Е.В. Хромов // Вестник НТУ «ХПИ». — 2007. — № 38. — С. 168–174.

Поступила в редакцию 6.11.2008 г.