

Н.В.Герасимов, Ю.В.Шатилов

АМОРТИЗАЦИЯ НА ОСНОВЕ УПРУГОГО ЭЛЕМЕНТА С ПЕРЕМЕННОЙ ЖЕСТКОСТЬЮ

Задача амортизации, заключающаяся в изоляции защищаемого объекта от нежелательных динамических воздействий, проще всего решается путем введения упругой связи между объектом защиты и источником возмущения. Такая схема амортизации обеспечивает весьма хорошую виброизоляцию от высокочастотных воздействий, но, к сожалению, избирательна к резонансным частотам и практически неработоспособна в переходных режимах. Подключение демпфера параллельно упругому элементу позволяет эффективно гасить резонансные и собственные колебания, но ухудшает виброизолирующие характеристики амортизации на высоких частотах.

В последнее время большой интерес вызывают исследования активных виброзащитных систем, позволяющих моделировать желательные связи между объектом защиты и источником возмущения с помощью различного рода силовых элементов, датчиков и систем управления. К недостаткам активных амортизационных систем можно отнести потребность в мощных источниках энергии и трудность создания широкополосных систем, связанную с ограниченным быстродействием реальных элементов управления.

Ниже рассмотрена пассивная амортизация, выполненная на основе упругого элемента с переменной жесткостью. Качественная виброзащита достигается переключением жесткости по особому алгоритму. Подобные устройства относятся к классу систем с переменной структурой [1]. Попытки использовать системы с переменной структурой в задачах амортизации были сделаны в работе [2].

Механика изменения жесткости упругого элемента рассмотрена в работе [3]. В ней, в частности, показано, что упругий элемент с переменной жесткостью перестает быть консервативным, он может производить и рассеивать энергию. Меняя закон изменения жесткости, можно управлять величиной и знаком работы, производимой упругим элементом за цикл деформирования.

Для решения задачи виброзащиты энергетически рациональным является использование циклов изменения жесткости, не связанных с подводом энергии в упругий элемент. Условно будем называть такое изменение жесткости пассивным.

Приведем алгоритм пассивного изменения жесткости, позволяющего эффективно гасить собственные колебания объекта с одной степенью свободы.

Объект с одной степенью свободы на амортизаторе с жесткостью, пассивно переключаемой с $c = c_0$ на $c = 0,5 c_0$, описывается следующим дифференциальным уравнением:

$$T^3 \ddot{x} + \beta T^2 \dot{x} + T(\dot{x} - \dot{q}) + 0,5 \beta (x - q) = 0, \quad (1)$$

где $T^2 = m/c_0$, m — масса объекта, x — координата объекта, q — кинематическое воздействие, β — коэффициент, определяющий жесткость (при $\beta = 0$ $c = c_0$; при $\beta = \infty$ $c = 0,5 c_0$).

Изменение жесткости предлагается вести по следующему алгоритму:

$$c = \begin{cases} c_0 & \text{при } u = 0 \\ 0,5 c_0 & \text{при } u = u_0, \end{cases} \quad (2)$$

где $u = k y$, $k = \begin{cases} 0 & \text{при } y \geq |B| \\ u_0/y & \text{при } y < |B|, \end{cases}$

$\xi = \text{const}$, y находится из уравнения $\beta \dot{y} + y = \ddot{x}$, $\beta = \text{const}$.

Об исключительно хорошем качестве гашения собственных колебаний при изменении жесткости по алгоритму (2) можно судить по переходным процессам из ступенчатое воздействие, показанное на рис. 1. Переходный процесс протекает без перерегулирования и полностью заканчивается за половину периода $t_n = \sqrt{m/c_0}/2\pi$. Цикл изменения жесткости при ступенчатом воздействии показан на диаграмме обжатия (зависимости усилия P от деформации $W = x - q$) упругого элемента, см. рис. 2. Из диаграммы обжатия видно, что работа внешней силы при действии возмущения рассеивается упругим элементом.

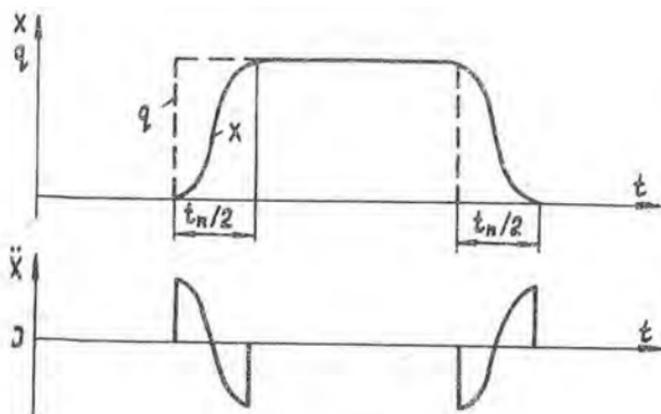


Рис. 1

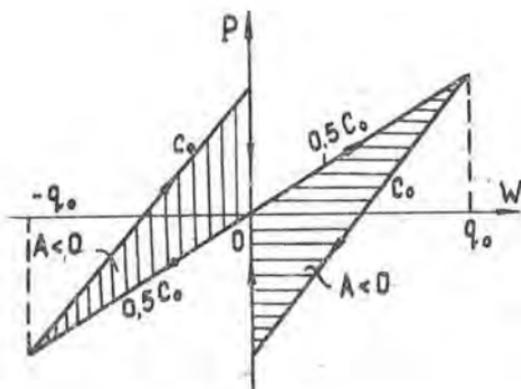


Рис. 2

Изменение жесткости по алгоритму (2) обеспечивает также качественное гашение резонансных колебаний, не ухудшая характеристики идеального пассивного амортизатора (чистого упругого элемента) на высоких частотах. Об этом свидетельствует зависимость амплитудных значений ускорения при гармоническом возмущении $q = q_0 \sin \omega_q t$ частоты возмущения ω_q , приведенная на рис. 3

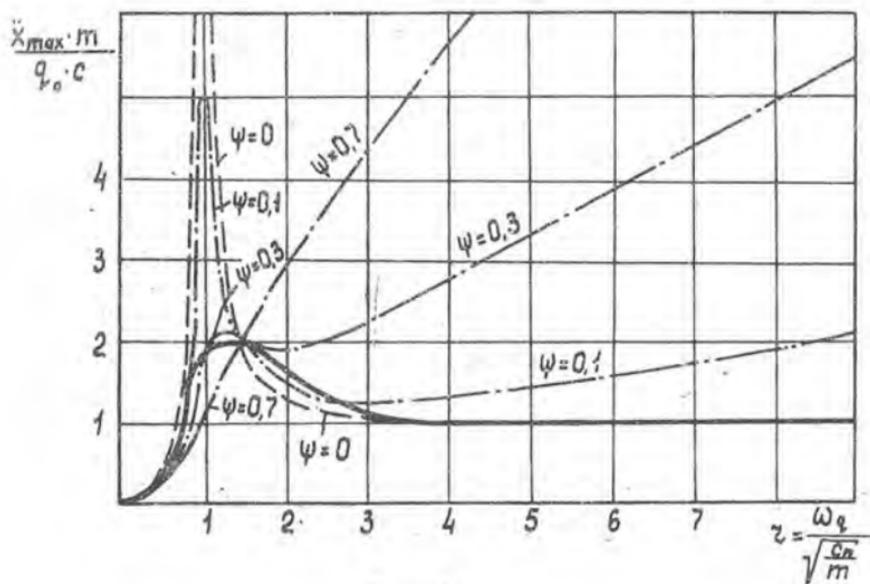


Рис. 3

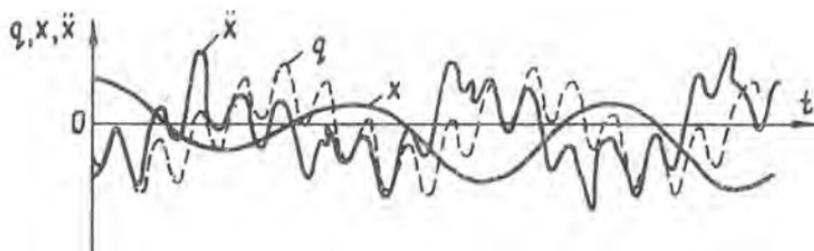


Рис. 4

сплошными линиями. Для сравнения показаны амплитудно-частотные характеристики ускорения объекта защиты при постоянной жесткости $c_n = 0,5 c_0$ в отсутствие диссипации в амортизаторе (пунктирная линия) и при наличии вязкого сопротивления с коэффициентом аперiodичности $\psi = 2k/\sqrt{m/c_n} = 0,1$, $\psi = 0,3$ и $\psi = 0,7$ (рис. 3, штрих-пунктирными линиями).

Следует отметить, что несмотря на нелинейность амортизационной системы, описываемой уравнениями (1) и (2), амплитуда установившихся колебаний объекта линейно зависит от амплитуды возмущения и приведенная амплитудно-частотная характеристика справедлива для произвольной амплитуды входного воздействия q_0 .

К достоинствам данного метода гашения колебаний следует отнести прозрачность его к высокочастотным составляющим возмущения. Так, осциллограмма работы алгоритма (2) при наличии двух воздействий (резонансного и высокочастотного), полученная при решении уравнения (1) на АЭМ (рис. 4), показывает, что высокочастотные воздействия не влияют на степень гашения резонансных колебаний.

На основании приведенного материала можно сделать вывод о действительности предлагаемого алгоритма в различных режимах. Переходные процессы протекают без перерегулирования за минимальное время, хорошо гасятся резонансные колебания и изолируются высокочастотные. Наличие высокочастотных составляющих возмущения не мешает данному алгоритму эффективно гасить резонансные и собственные колебания.

Использование предложенного алгоритма позволяет создать всережимный амортизатор, конкурирующий в резонансных режимах с традиционными амортизационными системами и обеспечивающий несравненно более качественную виброизоляцию на высоких частотах, а также при действии полигармонических воздействий.

Л и т е р а т у р а

1. Емельянов С.З. Системы автоматического управления с переменной структурой. Изд-во "Наука", 1967.
2. Елисеев С.В., Ольков В.В. Некоторые задачи виброзащиты в классе систем с переменной структурой. Материалы юбилейной научно-технической конференции. Механика и процессы управления. Иркутский политехнический институт, 1971.
3. Бережной И.А., Герасимов Н.В., Ивлев Д.Д. О некоторых моделях, построенных на основе механизмов упругости, вязкости и пластичности с переменными определяющими параметрами. Изд. АН СССР, МТТ, № 1, 1974.