

ВОЗДЕЙСТВИЕ СЛУЧАЙНОЙ ВИБРАЦИИ НА НЕЛИНЕЙНУЮ ВИБРОЗАЩИТНУЮ СИСТЕМУ С СУХИМ ТРЕНИЕМ

© 2008 А. М. Уланов, Ф. В. Паровой

Самарский государственный аэрокосмический университет

Системы сухого трения (виброизоляторы на основе тросов, пластин, прессованной проволоки) широко применяются для защиты от вибрации. Предложен итерационный процесс для расчета действия случайной вибрации на такую систему. Метод учитывает нелинейность жесткости и демпфирования систем сухого трения и позволяет рассчитывать максимальные перемещения и ускорения защищаемого объекта.

Система сухого трения, случайная вибрация, нелинейность, вибрационная защита

Виброизоляторы с сухим трением (из металлических пластин, тросовые, из прессованной проволоки) широко используются в виброзащитных системах [1, 2]. Они имеют высокую прочность, высокий коэффициент рассеивания энергии, способны работать в условиях высокой и низкой температуры, в агрессивной среде, вакууме, радиации и так далее. Однако их характеристики нелинейны и зависят от амплитуды деформации. Это затрудняет расчет воздействия на них случайной вибрации, которой часто подвергаются виброзащитные системы (особенно для транспорта).

Известно решение [3] для воздействия случайной вибрации на линейную систему, гармонические колебания которой описываются уравнением

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = P(t), \quad (1)$$

где m – масса системы,

c – коэффициент вязкого трения,

k – жесткость системы,

$P(t)$ – действующая сила.

Передаточное отношение между силой и перемещением составляет в этом случае

$$F_x(i\omega) = \frac{1}{k} \frac{1}{1 - \omega^2/p^2 + i(2n/p)(\omega/p)}, \quad (2)$$

а дисперсия силы, воздействующей на основание:

$$D_R = \frac{\pi}{4} S_0 p \left(\frac{p}{n} + \frac{4n}{p} \right), \quad (3)$$

где $p = \sqrt{\frac{k}{m}}$,

$$n = \frac{c}{2m},$$

S_0 – спектральная функция воздействующей силы,

ω – частота [3].

В отличие от системы с вязким трением демпфирование виброзащитной системы с сухим трением характеризуется коэффициентом рассеивания энергии ψ , который, как и жесткость, зависит от амплитуды

$$\psi = \frac{\Delta W}{W},$$

где ΔW – площадь петли гистерезиса,

W – максимальная потенциальная энергия деформированной системы.

Для линейной системы, описываемой уравнением (1),

$$\Delta W = c x^2 \pi \omega,$$

$$W = \frac{k x^2}{2},$$

$$\psi \approx \frac{2c\pi\omega}{k},$$

$$\text{и } n \approx \frac{k\psi}{4m\pi\omega} \approx \frac{p^2\psi}{4\pi\omega}.$$

$$\text{Тогда } D_R = S_0 \left(\frac{\pi^2 \omega}{\psi} + \frac{p^2 \psi}{4\omega} \right).$$

В области максимального усиления колебаний

$$\omega \approx p,$$

$$D_R \approx S_0 \left(\frac{\pi^2 p}{\psi} + \frac{p\psi}{4} \right).$$

Поскольку для большинства виброзащитных систем

$$\psi \leq 1, \text{ то } \frac{\psi}{4} \ll \frac{\pi^2}{\psi}, \text{ и } D_R \approx S_0 \frac{\pi^2 p}{\psi}.$$

Разделив обе части уравнения (1) на m , можно получить передаточное отношение между перемещением и ускорением

$$A_x(i\omega) = \frac{m}{k} \frac{1}{1 - \omega^2/p^2 + i(2n/p)(\omega/p)} \approx \frac{m}{k} \frac{1}{1 - \omega^2/p^2 + i\psi/2\pi} \quad (4)$$

и дисперсию ускорения

$$D_A \approx A_0 \frac{\pi^2 p}{\psi},$$

где A_0 - спектральная функция воздействующего ускорения.

Спектральная функция перемещения защищаемого объекта

$$S_x = |A_x(i\omega)|^2 A_0 \approx \frac{A_0 m^2}{k^2} \frac{1}{(1 - \omega^2/p^2)^2 + \psi^2/4\pi^2}.$$

Поскольку спектральная функция ускорения защищаемого объекта

$$S_j = \omega^4 S_x \approx \frac{A_0 m^2 \omega^4}{k^2} \frac{1}{(1 - \omega^2/p^2)^2 + \psi^2/4\pi^2},$$

то коэффициент передачи спектральной функции ускорения

$$\mu = \frac{S_j}{A_0} \approx \frac{\omega^4 m^2}{k^2} \frac{1}{(1 - \omega^2/p^2)^2 + \psi^2/4\pi^2}. \quad (5)$$

Среднее значение ускорения, действующего на систему

$$A = \sqrt{D_A} \approx \pi \sqrt{\frac{A_0 p}{\psi}}, \quad (6)$$

среднее значение перемещения:

$$X = \frac{A}{p^2} \approx \pi \sqrt{\frac{A_0}{p^3 \psi}}. \quad (7)$$

Для учета зависимости жесткости и коэффициента рассеивания энергии от амплитуды перемещения можно использовать итерационный процесс. Для него необходимы зависимости $k(X)$ и $\psi(X)$ в предполагаемом диапазоне амплитуд перемещения. Принимаются начальные значения $k^{(0)}$ и $\psi^{(0)}$ (мож-

но начать со средних в предполагаемом диапазоне амплитуд), по уравнению (7) рассчитывается среднее значение перемещения на собственной частоте $X^{(1)}$, по нему уточняются значения $k^{(1)}$ и $\psi^{(1)}$ на первом шаге расчета, и далее расчет продолжается до достижения требуемой точности на шаге n .

Окончательное значение собственной частоты равно

$$p^{(n)} = \sqrt{\frac{k^{(n)}}{m}},$$

среднее перемещение

$$X \approx \pi \sqrt{\frac{A_0}{p^{(n)3} \psi^{(n)}}},$$

максимальное с вероятностью 0.95 равно $X_{\max} = 3X$, максимальное ускорение защищаемого объекта, согласно уравнению

$$A_{\max} = 3A \approx 3\pi \sqrt{\frac{A_0 p^{(n)}}{\psi^{(n)}}}. \quad (8)$$

Уточнить значение ψ можно экспериментально по уравнению (5), так как все входящие в него параметры, кроме ψ , можно определить непосредственно в эксперименте. При $\omega \approx p$ уравнение (5) примет вид

$$\mu = \frac{S_j}{A_0} \approx \frac{4\pi^2}{\psi^2},$$

и не требуется даже знание k .

Результаты работы позволяют рассчитывать воздействие случайной вибрации на виброзащитную систему с сухим трением.

Библиографический список

1. Чегодаев Д.Е., Пономарев Ю.К. Демпфирование. - Самара: СГАУ, 1997. - 334 с.
2. Чегодаев Д.Е., Мулюкин О.П., Колтыгин Е.В. Конструирование рабочих органов машин и оборудования из упругопористого материала МР. - Самара: СГАУ, 1994.
3. Бидерман В.Л., Теория механических колебаний. - М.: Высшая школа, 1980. - 408 с.

References

1. Chegodaev D.E., Ponomarev Yu.K. Damping. Samara: Samara State Aerospace University, 1997. – 334 pp. [In Russian]

2. Chegodaev D.E., Mulyukin O.P., Koltugin E.V. Design of working elements of machines and equipments made of elastic-porous MR material. Samara: Samara State Aerospace University, 1994. [In Russian]

ACTION OF RANDOM VIBRATION ON NON-LINEAR DRY FRICTION DAMPING SYSTEM

© 2008 A. M. Ulanov, F. V. Parovay

Samara State Aerospace University

Dry friction systems (plate, rope, wire vibration isolators) are used widely for vibration protection. To calculate a random vibration loading on these systems an iteration process is proposed. This process takes into account a non-linearity of stiffness and damping of dry friction system, and allows to calculate maximal displacement and maximal acceleration of protected object.

Dry friction system, random vibration, non-linearity, vibration protection

Информация об авторах

Уланов Александр Михайлович, кандидат технических наук, доцент кафедры конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов Самарского государственного аэрокосмического университета. E-mail: alexulanov@mail.ru. Область научных интересов: защита от вибрации и удара, системы сухого трения, нелинейные колебания.

Паровай Федор Васильевич, кандидат технических наук, доцент кафедры конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов Самарского государственного аэрокосмического университета. E-mail: parovai@mail.ru. Область научных интересов: виброизоляторы и уплотнения на основе материала МР, автоматизация изготовления материала МР.

Ulanov Alexander Michaylovich, Candidate of Engineering Science – associate professor of Aerospace Engines Design Department of Samara State Aerospace University. E-mail: alexulanov@mail.ru. Area of research: protection against shock and vibration, dry friction systems, non-linear vibration.

Parovay Fedor Vasilyevich, Candidate of Engineering Science – associate professor of Aerospace Engines Design Department of Samara State Aerospace University. E-mail: parovai@mail.ru. Area of research: sealing made of MR material, automatic manufacturing of MR material.