
МИКРОЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ

УДК 531.768.082.14

В.Д. Вавилов

ЗАЩИТА МИКРОСИСТЕМНЫХ ПРИБОРНЫХ СРЕДСТВ ОТ ВИБРАЦИОННОЙ И УДАРНОЙ НАГРУЗКИ

Арзамасский политехнический институт (филиал) НГТУ им. Р.Е. Алексеева

В статье рассмотрен вопрос виброзащиты микросистемных приборных средств на примере объемного блока, установленного в корпусе на амортизаторах. Получена математическая модель системы виброзащиты в виде передаточной функции шестого порядка и ее реализация в виде компьютерной программы.

Ключевые слова: микросистема, виброзащита, амортизаторы, точка резонанса, спад АЧХ.

Проведем оценку динамической системы по рис. 1 при следующих оговорках. В задачах с настроенным демпфером колебания в виброизолируемой системе возбуждаются не только от внешних сил и моментов, но и от объекта, на котором она закреплена посредством амортизаторов. Допускаем симметричность системы относительно оси z и смещение центра масс относительно двух осей: относительно оси x на величину ε_z и относительно оси z на величину ε_x . При этом от действия возмущающей силы по осям x или z будем иметь два разных режима, которые независимо друг от друга могут привести к опасным ситуациям. То же можно сказать и о случае их совместного действия, только режим становится более интенсивным и опасным.

На рис. 2 приведена конструкция пластинчатого амортизатора. При действии вибрационной или ударной нагрузки по оси y упругие подвижные пластины воздействуют на аналогичные неподвижные, при этом те и другие пластины изгибаются и одновременно скользят относительно друг друга. Изгиб обеспечивает жесткость амортизатору, а скольжение с трением - коэффициент гистерезисных потерь. Для достижения необходимой виброзащиты, приборного блока система с амортизаторами должна отвечать трем требованиям: 1) иметь резонанс в заданной точке амплитудно-частотной характеристики; 2) заданную величину резонансного пика; 3) заданный спад амплитудно-частотной характеристики выше рабочих частот. Резонансная частота системы с амортизаторами как фильтра нижних частот определяется зависимостью

$$\omega_{\text{рез}} = \sqrt{\frac{k_y(\eta+1)n}{2m}}, \quad (1)$$

где $\omega_{\text{рез}}$ - резонансная частота системы с амортизаторами; k_y - осевая жесткость амортизаторов; η - безразмерный коэффициент гистерезисных потерь в амортизаторе; n - число амортизаторов в системе виброзащиты; m - масса виброзащищаемого приборного блока.

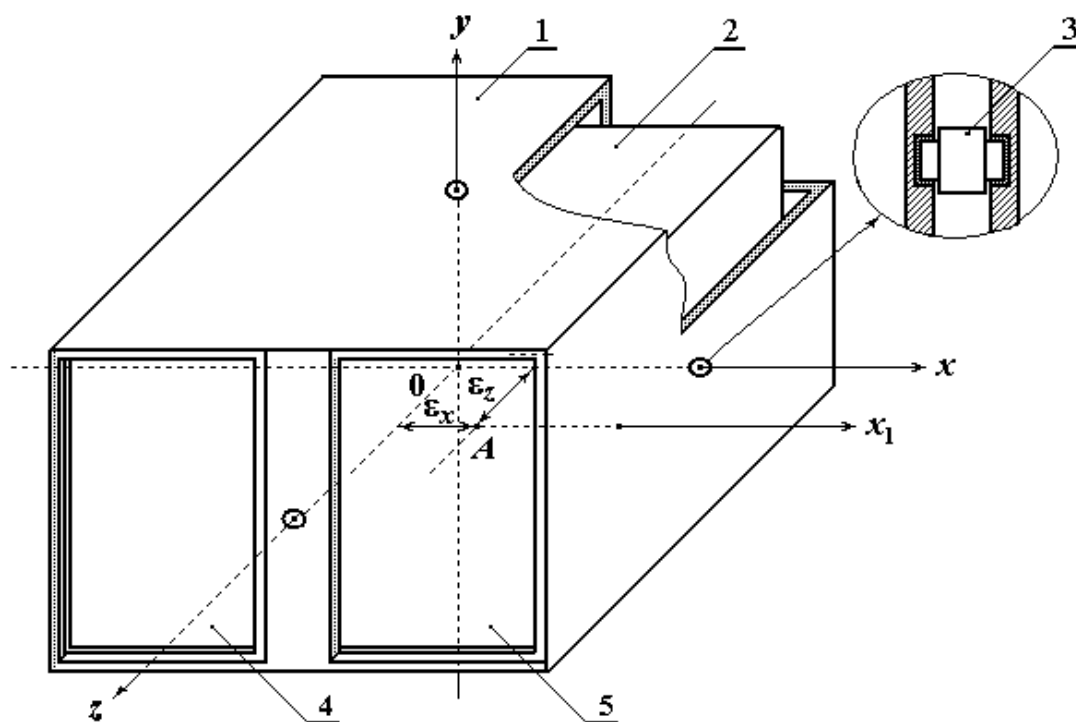


Рис. 1. Кинематическая схема приборного блока:

1 – корпус; 2 – платформа с приборами; 3 – амортизатор; 4 – панель индикации; 5 – панель управления

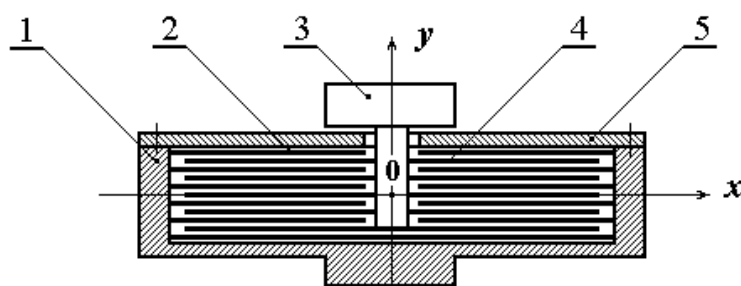


Рис. 2. Амортизатор:

1 – обойма; 2 – неподвижная пластина; 3 – шток;
4 – подвижная пластина; 5 – крышка

Безразмерный коэффициент гистерезисных потерь η в амортизаторе определяется несколькими факторами; во-первых, при упругом изгибе пружинных пластин основное значение коэффициента гистерезисных потерь определяется свойствами материала и приводится в справочной литературе по конструированию; во-вторых, добавочная часть к коэффициенту гистерезисных потерь зависит от характеристик конструкции, например, для конструкций с трением - эта добавка определяется коэффициентом трения.

При боковом воздействии вибрационных и ударных нагрузок (по осям x и z) заявляемый амортизатор также защищает приборные блоки за счет трения между пластинами.

Рассмотрим наиболее сложное движение. Так, при действии возмущения по оси y имеем три степени свободы: линейную вдоль оси y и угловые: α - вращение относительно оси x и β - вращение относительно оси z . Соответственно положение подвижного узла определяется тремя координатами y , α и β .

Запишем уравнение Лагранжа второго рода в следующем виде:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{y}} - \frac{\partial T}{\partial y} = Q_y, \quad \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}} - \frac{\partial T}{\partial \alpha} = Q_\alpha, \quad \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\beta}} - \frac{\partial T}{\partial \beta} = Q_\beta, \quad (1)$$

где T – кинетическая энергия подвижной платформы.

Кинетическая энергия подвижного узла соответственно определяется

$$T = \frac{1}{2} m v^2 + \frac{1}{2} J_x \dot{\alpha}^2 + \frac{1}{2} J_z \dot{\beta}^2, \quad (2)$$

где m – масса подвижной платформы совместно с виброизолируемыми приборами; J_x – момент инерции подвижного узла относительно оси x ; J_z – момент инерции подвижного узла относительно оси z ; $v = \dot{y}$ – линейная скорость относительно оси y ; $\dot{\alpha}$ и $\dot{\beta}$ – угловые скорости относительно осей x и z .

Обобщенные силы (моменты) Q_y , Q_α и Q_β представляют собой внешние силы возмущения и сопротивления. Моменты образуются парами сил при переносе внешних сил из произвольной точки O_1 в точку O начала координат центральных осей.

Пусть воздействия на приборный блок передаются от корпуса в виде виброперемещений y_0 и виброускорений \dot{y}_0 , имеющих произвольный закон. Силы сопротивления в данном случае определяются упругостью амортизаторов и диссипативной гистерезисной потерей на них энергии от линейного и углового движений. Записать обобщенные силы можно так:

$$\left. \begin{aligned} Q_y &= -k_{gy} \dot{y}_0 - k_y y_0, \\ Q_\alpha &= -k_{g\alpha} \dot{\alpha}_0 - k_\alpha \alpha_0, \\ Q_\beta &= -k_{g\beta} \dot{\beta}_0 - k_\beta \beta_0, \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

где $k_{gy} = G\eta/\dot{y}$, $k_{g\alpha} = k_{gy}\epsilon_z^2$, $k_{g\beta} = k_{gy}\epsilon_x^2$ - осевой и угловые гистерезисные коэффициенты амортизаторов; η - коэффициент гистерезисных потерь; k_y , k_α , k_β - осевая и угловые жесткости амортизаторов; y_0, α_0, β_0 - линейное и угловые перемещения основания, воздействующие на платформу через амортизаторы.

В общем случае осевой и угловой гистерезисные коэффициенты амортизаторов являются комплексными величинами. Здесь будем иметь дело только с их действительной частью, предполагая пренебрежимо малыми мнимые составляющие [2]. В реальных конструкциях кинетическая энергия и все ее составляющие являются действительными.

Подставляя выражения (2) и (3) в исходное уравнение (1), получим

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{y} + m\epsilon\ddot{\alpha} + k_{gy}\dot{y} + k_y y &= -k_{gy}\dot{y}_0 - k_y y_0, \\ (J_x + m\epsilon_z^2)\ddot{\alpha} + k_{g\alpha}\dot{\alpha} + k_\alpha \alpha &= -k_{g\alpha}\dot{\alpha}_0 - k_\alpha \alpha_0, \\ (J_z + m\epsilon_x^2)\ddot{\beta} + k_{g\beta}\dot{\beta} + k_\beta \beta &= -k_{g\beta}\dot{\beta}_0 - k_\beta \beta_0. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Уравнения (4) можно записать в операторной форме

$$\left. \begin{aligned} (ms^2 + k_{gy}s + k_g)y &= -(k_{gys} + k_y)y_0, \\ \left[(J_x + m\varepsilon_z^2)s^2 + k_{g\alpha}s + k_\alpha \right] \alpha &= -(k_{g\alpha}s + k_\alpha)\alpha_0, \\ \left[(J_z + m\varepsilon_x^2)s^2 + k_{g\beta}s + k_\beta \right] \beta &= -(k_{g\beta}s + k_\beta)\beta_0. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

где s - оператор Лапласа; J_x и J_z - моменты инерции платформы относительно центральных осей координат; $(J_x + m\varepsilon_z^2)$ и $(J_z + m\varepsilon_x^2)$ - моменты инерции платформы относительно смещенных осей координат.

Левые части уравнений (5) не зависят от внешних возмущений и определяют свойства системы однородных уравнений. Определим передаточную функцию платформы по линейному перемещению относительно центральных осей координат:

$$W_y(s) = - \frac{(k_{gys} + k_y)(J_z s^2 + k_{g\alpha}s + k_\alpha)(J_x s^2 + k_{g\beta}s + k_\beta)}{(ms^2 + k_{gy}s + k_y) \left[(J_z + m\varepsilon_x^2)s^2 + k_{g\alpha}s + k_\alpha \right] \left[(J_x + m\varepsilon_z^2)s^2 + k_{g\beta}s + k_\beta \right]}. \quad (6)$$

В частном случае при $\varepsilon = 0$ передаточная функция (6) переходит в передаточную функцию для системы с одной степенью свободы.

Установленная математическая модель системы виброзащиты позволяет теоретически определить статическую и все динамические характеристики: АЧХ, ФЧХ, вектор частот сопряжения и переходный процесс.

Выводы

1. Установлена математическая модель системы виброзащиты, позволяющая теоретически определить статическую и все динамические характеристики: АЧХ, ФЧХ, вектор частот сопряжения и переходный процесс.
2. Разработана компьютерная программа, позволяющая теоретически определить статическую и все динамические характеристики: АЧХ, ФЧХ, вектор частот сопряжения и переходный процесс.
3. Разработана компьютерная программа, позволяющая задавать любые законы вибровозмущений в соответствии с техническим заданием.
4. Разработана компьютерная программа, позволяющая изучать влияние ударов на платформу.

Библиографический список

1. **Бабаков, И.М.** Теория колебаний / И.М. Бабаков. – М.: Наука, 1968. – 560 с.
2. **Ильинский, В.С.** Защита РЭА и прецизионного оборудования от динамических воздействий / В.С. Ильинский. – М.: Радио и связь, 1982. – 206 с.
3. **Нашиф, А.** Демпфирование колебаний / А. Нашиф, Д. Джоунс, Д. Хендерсон. – М.: Мир, 1988. – 448 с.
4. **Александровская, Л.Н.** Теоретические основы испытаний и экспериментальная отработка сложных технических систем / Л.Н. Александровская. – М.: Лотос, 2003. – 736 с.
5. **Тимошенко, С.П.** Колебания в инженерном деле / С.П. Тимошенко. – М.: Наука, 1967. – 444 с.
6. **Коновалов, С.Ф.** Теория виброустойчивости акселерометров / С.Ф. Коновалов. – М.: Машиностроение, 1991. – 270 с.
7. **Вавилов, В.Д.** Интегральные датчики / В.Д. Вавилов; НГТУ. – Н. Новгород, 2003. – 504 с.
8. **Харрис, С.М.** Справочник по ударным нагрузкам / С.М. Харрис, Ч.И. Крид. – Л.: Судостроение, 1980. – 360 с.
9. **Самсаев, Ю.А.** Вибрации приборов с опорами качения / Ю.А. Самсаев. – М.: Машиностроение, 1984. – 126 с.

Приложение

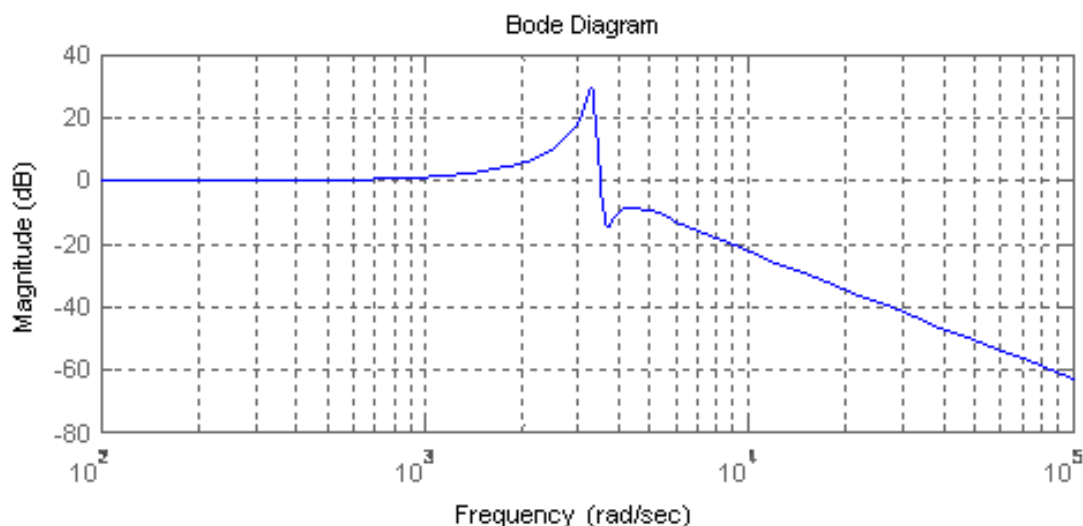
Программа для моделирования и расчета контура системы виброзащиты
с тремя степенями свободы

```

clc
%angular acerbity
kalfa=Ea*S*((1/4+epsz)^2)/L;
kbeta=Ea*S*((1/4+epsx)^2)/L;
%own frequencies
w=sqrt(ky/m)
w0= sqrt(kalfa/Jx)
%factor of the losses
eta=sqrt((-ky-m*w0^2)^2)/(m^2*w0^4-ky^2)
Q=1/eta
%number shock absorber
kgy=ky*eta/w
kgbetta=(ky*eta*(epsz)^2)/w0
kgalfa=(ky*eta*(epsx)^2)/w0
%The closed transfer function
Wy=tf([kgy ky],[m kgy ky])
Wa=tf([Jx kgalfa kalfa],
[Jax kgalfa kalfa])
Wb=tf([Jz kgbetta kbeta],
[Jaz kgbetta kbeta])
W=Wy*Wa*Wb
%K=dcgain(Wo)
K=dcgain(W)
%vector of the frequencies
damp(W/K)
figure(1)
%subplot(3,3,i)
bode(W/K),grid

```

Работа программы поясняется диаграммой Бode. Два горба на диаграмме означают, что центр тяжести защищаемого блока смещен (см. в данных программы)



Частоты сопряжения: Freq. (rad/s)	
3.25e+003	3.29e+003
3.25e+003	3.29e+003
3.29e+003	3.29e+003

*Дата поступления
в редакцию 08.02.2011*

V.D. Vavilov

**PROTECTION MICROSEISMS INSTRUMENT REMEDIES
FOR VIBRATORY AND STRIKING LOAD**

Question vibration microseisms of the instrument facilities is considered In article on example three-dementional-go block, installed on shock absorber housed. Mathematical system model вибро-protection is Received in the manner of transmission function of the sixth order and her(its) realization in the manner of computer program.

Key words: microseism, vibration, shock absorbers, point of the resonance, decline АСНН.