ко-физических свойств полученного композита требованиям конструкторской документации. На этом этапе производится расточка отверстий под втулки для соединения пера лопасти и наконечника.

Технология изготовления лопасти рулевого винта вертолета из ПКМ была выполнена с помощью эластичной диафрагмы. Преимущества оправки из силиконовой резины заключаются в том, что упрощается конструкция пресс-формы, возможно изготовление деталей из полимерно-композиционных материалов без использования автоклавов и разжимного приспособления; значительно уменьшается брак при формовании и как следствие потеря дорогостоящих материалов и трудозатрат.

Работа выполнена в рамках реализации ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России на 2009-2013 годы».

Литература

1. Строительная механика летательных аппаратов / под ред. И.Ф. Образцова. М.: Машиностроение, 1986. 536 с.

2. Абибов А.Л. Применение конструкционных пластмасс в производстве летательных аппаратов. М.: Машиностроение, 1971.192 с.

3. Резниченко В.И. Изготовление лопастей из неметаллических материалов. М.: Изд-во МАИ, 1977. 63 с.

УДК 62.752

С.В. Елисеев, Ю.В. Ермошенко, И.С. Ситов*, А.Н. Трофимов

МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ДИНАМИЧЕСКОГО ГАСИТЕЛЯ КОЛЕБАНИЙ. КОНЦЕПЦИЯ ОБРАТНОЙ СВЯЗИ

Рассматриваются вопросы построения математических моделей динамических гасителей колебаний как дополнительных обратных связей в виброзащитных системах. Показано, что, в отличие от общепринятых взглядов, структура исходной модели защиты объекта оказывает существенное влияние на параметры и возможности режимов динамического гашения, что зависит от особенностей системы внешних воздействий.

Ключевые лова: динамический гаситель колебаний, структурная схема виброзащитной системы, дополнительные обратные связи.

Динамическое гашение колебаний в конструкциях, силовых передачах и виброзащитных системах приборов и оборудования является одним из эффективных способов повышения надежности и безопасности работы технологических машин [1÷3]. В теоретических и прикладных разработках, посвященных динамическому гашению колебаний, которые носят междисциплинарный характер, используются различные подходы, в том числе и основанные на применении аппарата теории автоматического управления соединения. Вместе с тем, многие особенности динамического гашения, рассматриваемые с позиции теории обратных связей, учета конструктивных форм реализации, остаются недостаточно изученными. В работах [4÷6] представлены результаты исследований, связанные с рассмотрением динамических гасителей, вводимых как дополнительные Г-образные связи, имеющие специфичные формы закрепления упругих элементов. В связи с этим имеет смысл обратить внимание на обобщение подходов к построению математических моделей динамических гасителей.

I. На рис. 1 представлена система с двумя степенями свободы, состоящая из двух элементов массами M и m_1, соединенных пружиной с жесткостью k; система может свободно перемещаться в направлении y, имея точку отсчета 0 (силы трения считаются малыми).

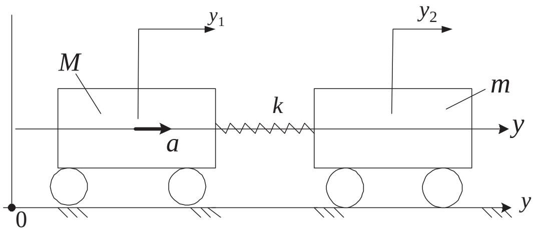


Рис. 1. Общий вид системы из двух элементов в поступательном движении.

Для представленной на рис. 1 схемы определим выражения для кинетической и потенциальной энергий:

$$T = \frac{1}{2}M\dot{y}_1^2 + \frac{1}{2}m\dot{y}_2^2; \quad (1)$$

$$\prod = \frac{1}{2}k(y_1 - y_2)^2. \quad (2)$$

* - автор, с которым следует вести переписку.

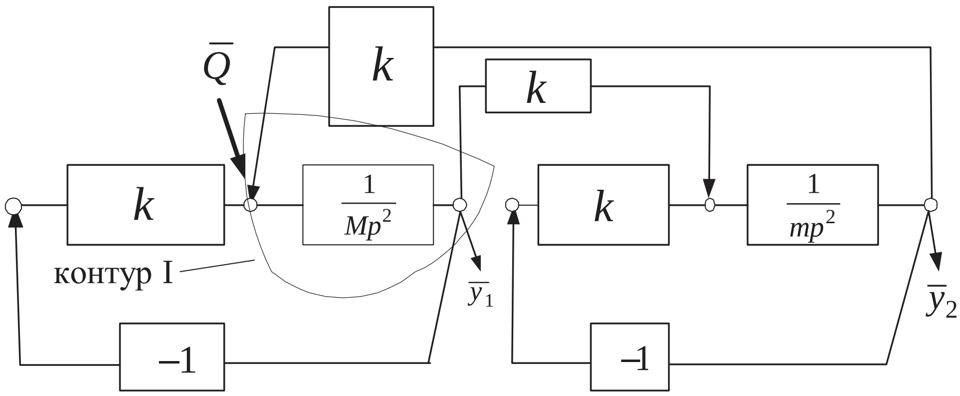


Рис. 2. Структурная схема системы, соответствующая расчетной схеме на рис. 1.

Используя (1), (2) и известные приемы [7], составим дифференциальные уравнения движения в виде

$$\begin{cases} M\ddot{y}_1 + ky_1 - ky_2 = Q, \\ m\ddot{y}_2 + ky_2 - ky_1 = 0, \end{cases} \tag{3}$$

и построим в соответствии с (3) структурную схему эквивалентной в динамическом отношении системы автоматического управления (рис. 2).

Если $k = 0$, то структурная схема (рис. 2) распадается на два атомных фрагмента. Рассмотрим блок, обозначенный контуром I. Если $k \neq 0$, то структурную схему можно преобразовать к виду, как показано на рис. 3.

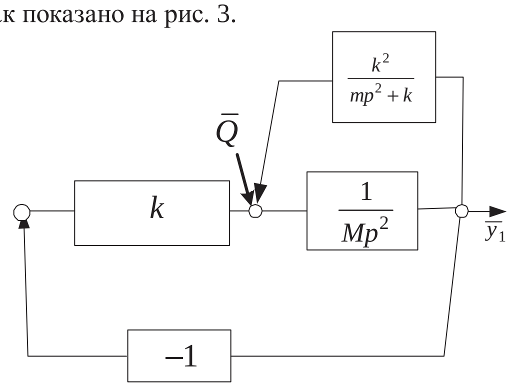


Рис. 3. Приведенная структурная схема.

Отметим, что введение дополнительной колебательной структуры из двух элементов m и k эквивалентно введению дополнительной обратной связи для базового элемента с массой M (контур I на рис. 2). Передаточная функция системы в этом случае может быть представлена

$$W(p) = \frac{\bar{y}_1}{\bar{Q}} = \frac{\dfrac{1}{Mp^2+k}}{1 - \dfrac{k^2}{(Mp^2+k)(mp^2+k)}} = \tag{4}$$

$$= \frac{(mp^2+k)}{(Mp^2+k)(mp^2+k)-k^2},$$

где частотное уравнение (знаменатель (4)) можно записать

$$Mmp^4 + p^2\left[kM + km\right] = 0 \tag{5}$$

и преобразовать к виду

$$p^2\left[Mmp^2 + k(M+m)\right] = 0\,. \tag{6}$$

Из (5), (6) следует, что частное решение $p = 0$ соответствует наличию циклической координаты, а частота собственных колебаний определяется выражением

$$\omega^2 = k\frac{(M+m)}{Mm}; \tag{7}$$

при $M = m$ получим

$$\omega^2 = \frac{2k}{m}. \tag{8}$$

При этом колебательное движение реализуется относительно циклического движения, определяемого $p = 0$. При равных массах частота колебаний определяется выражением (8).

Отметим также, что в данной системе, состоящей из элементов с массами m и M, пружиной жесткостью k, реализуется преобразование, которое можно было бы отнести к «последовательному соединению масс по правилам механических цепей» [3]. Что касается правил параллельного соединения масс, то такой эффект можно наблюдать при соответствующем выборе системы обобщенных координат. Введем относительную координату $y_2 - y_1 = z$, тогда (1), (2) можно записать в форме

$$T = \frac{1}{2}M\dot{y}_1^2 + \frac{1}{2}m\dot{y}_2^2 = \frac{1}{2}M\dot{y}_1^2 + \frac{1}{2}m(\dot{z}+\dot{y}_1)^2, \qquad \Pi = \frac{1}{2}kz^2. \tag{9}$$

Используя (9) и известную методику (7), можно получить систему уравнений движения, которая отличается от (3):

$$\begin{aligned} M\ddot{y}_1 + m\ddot{y}_1 + m\ddot{z} &= Q, \\ m\ddot{z} + m\ddot{y}_1 + kz &= 0. \end{aligned} \tag{10}$$

Структурная схема системы в координатах y_1, z, полученная на основе (10), приведена на рис. 4.

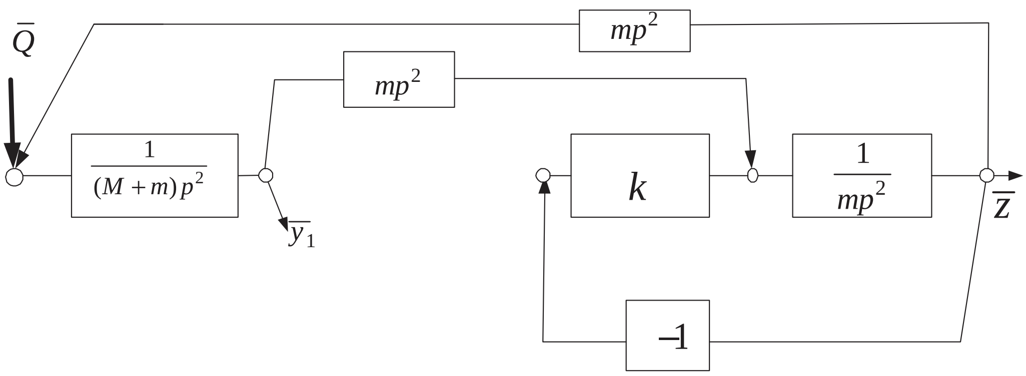


Рис. 4. Структурная схема исходной системы в координатах y_1, z.

В системе координат y_1, z структурная схема системы имеет другой вид по сравнению с рис. 2. Отметим, что перекрестные связи между парциальными системами y_1, z носят инерционный характер.

В данном случае можно наблюдать также эффект условного параллельного соединения элементов с массами M и m. Отметим, что при преобразованиях координат знаменатель передаточной функции остается неизменным.

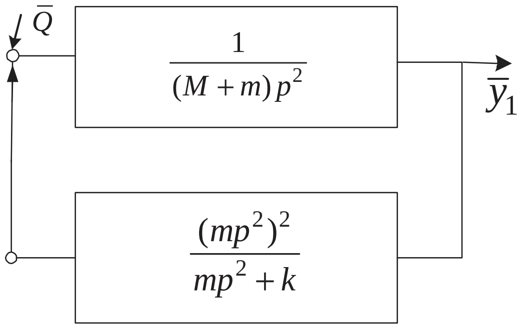


Рис. 5. Приведенная структурная схема системы с выходным сигналом по y_1.

Преобразуем схему на рис. 4 к виду, как показано на рис. 5, и найдем передаточную функцию:

$$W(p) = \frac{\bar{y}_1}{\bar{Q}} = \frac{\frac{1}{(M+m)p^2}}{1 - \frac{(mp^2)^2}{(mp^2+k)} \cdot \frac{1}{(M+m)p^2}} = \frac{mp^2+k}{p^2\left[Mmp^2 + k(M+m)\right]}. \tag{11}$$

Режим динамического гашения можно получить из числителя (11):

$$\omega^2_{\text{дин}} = \frac{k}{m}, \tag{12}$$

а частота собственных колебаний определится, так же, как по формуле (7)

$$\omega^2_{\text{соб}} = \frac{k(M+m)}{Mm}. \tag{13}$$

Сравнение (12), (13) показывает, что частота динамического гашения будет меньше частоты собственных колебаний, поэтому амплитудно-частотная характеристика $A(\omega)$ примет вид, как показано на рис. 6.

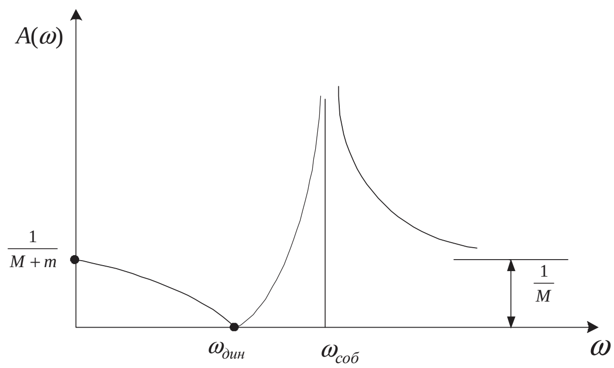


Рис. 6. Амплитудно-частотная характеристика, соответствующая передаточной функции (4).

Перейдем к передаточной функции «вход – Q – выход – z».

$$W(p) = \frac{\bar{z}}{\bar{Q}} = \frac{\frac{1}{(M+m)p^2} \cdot \frac{mp^2}{(mp^2+k)}}{1 - \frac{(mp^2)^2}{(M+m)p^2(mp^2+k)}} = \frac{mp^2}{(M+m)p^2(mp^2+k) - (mp^2)^2}. \tag{14}$$

В этом случае, то есть в системе координат y_1, z – амплитудно-частотная характеристика системы, соответствующая передаточной функции (14), будет иметь обычный вид (один резонанс, определяемый (13)). Если найти передаточную функцию «вход – Q – выход – y_2», то получим

$$W' = \frac{y_2}{Q} = \frac{\dfrac{k}{(mp^2+k)(Mp^2+k)}}{1-\dfrac{1}{(mp^2+k)}\cdot\dfrac{(mp^2)^2}{(Mp^2+k)}} =$$

$$= \frac{k}{mMp^4+p^2(kM+km)+k^2-k^2} = \qquad (15)$$

$$= \frac{k}{p^2(Mm+kM)+km}.$$

В системе, если учесть особенности знаменателя (15), имеется циклическая координата, как и при передаточной функции (11); частота собственных колебаний в обоих случаях одинакова, но режим динамического гашения по координате y_2 уже не проявляется.

II. Рассмотрим введение динамического гасителя в схему с объектом массой M (рис. 7), при этом вводится также пружина k_0 (для массы m, как было и ранее, учитывается упругий элемент k).

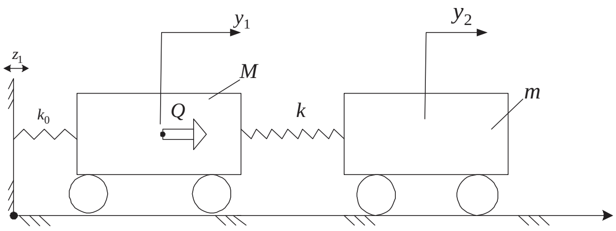


Рис. 7. Система с двумя степенями свободы с упругой связью k_0.

Запишем для расчетной схемы на рис. 7 выражения для кинетической и потенциальной энергий, которые отличаются от (1), (2) и (9):

$$T = \frac{1}{2}M\dot{y}_1^2 + \frac{1}{2}m\dot{y}_2^2; \qquad (16)$$

$$\Pi = \frac{1}{2}k_0\cdot y_1^2 + \frac{1}{2}k(y_2-y_1)^2. \qquad (17)$$

Используя (16), (17) и процедуры, изложенные в [7], найдем (при $z_1 = 0$) дифференциальные уравнения движения

$$\left\| \begin{aligned} &M\ddot{y}_1 + k_0 y_1 + k y_1 - k y_2 = Q, && (18)\\ &m\ddot{y}_2 + k y_2 - k y_1 = 0. && (19) \end{aligned} \right.$$

Структурная схема, соответствующая расчетной схеме на рис. 7 и уравнениям (18), (19) приведена на рис. 8, откуда может быть определена передаточная функция по координате y_1.

$$W_2(p) = \frac{y_1}{Q} = \frac{\dfrac{1}{Mp^2+k_0+k}}{1-\dfrac{k^2}{(mp^2+k)}\cdot\dfrac{1}{(Mp^2+k_0+k)}} = \qquad (20)$$

$$= \frac{mp^2+k}{(mp^2+k_0+k)(Mp^2+k_0+k)-k^2}.$$

Преобразуем с учетом (20) структурную схему на рис. 8 к виду, как показано на рис. 9. В этом случае элементы m и k образуют колебательную структуру, вводимую как обратная дополнительная связь.

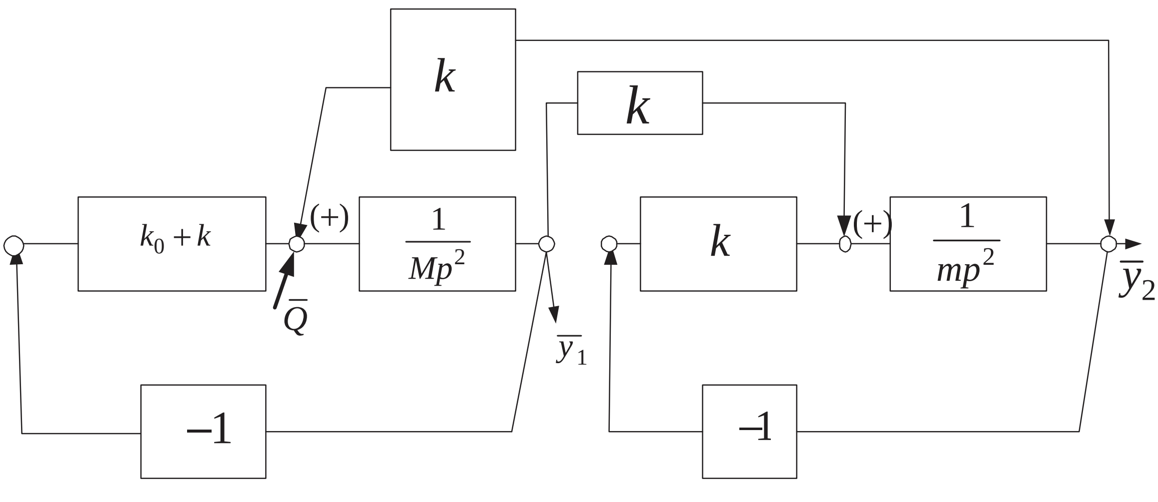


Рис. 8. Структурная схема системы в координатах y_1, y_2.

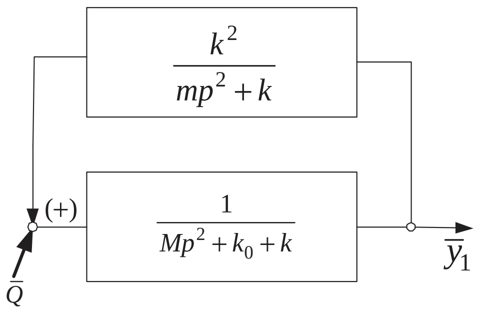


Рис. 9. Приведенная структурная схема с дополнительной обратной связью.

В системе по координате y_1, которая принимается как координата объекта защиты, будет наблюдаться режим динамического гашения при $\omega^2_{дин} = \frac{k}{m}$. Примем $k_0 = k,\ m = M$, тогда получим частотное уравнение

$$(mp^2 + 2k)(mp^2 + k) - k^2 =$$
$$= m^2 p^4 + 2kmp^2 + kmp^2 + 2k^2 - k^2 =$$
$$= m^2 p^4 + 3kmp^2 + k^2 = 0.$$
(21)

Решая биквадратное уравнение (21), найдем частоты собственных колебаний

$$\omega^2_{1соб} = \frac{k(3-\sqrt{5})}{2m}; \tag{22}$$

$$\omega^2_{2соб} = \frac{k(3+\sqrt{5})}{2m}. \tag{23}$$

При этом обратная дополнительная связь (рис. 9) на частоте $\omega^2 = \frac{k}{m}$ приобретает коэффициент усиления, равный ∞. В данной системе это соответствует режиму динамического гашения. На рис. 10 приведена амплитудно-частотная характеристика, соответствующая структурной схеме на рис. 9.

Передаточная функция «вход – Q – выход – y_2 » с учетом (20) принимает вид:

$$W_3(p) = \frac{\bar{y}_2}{\bar{Q}} = \frac{k}{(\ mp^2 + k\ )\ (\ Mp^2 + k_0 + k\ ) - k^2}, \tag{24}$$

а передаточная функция межкоординатной связи соответственно

$$W_4(p) = \frac{\bar{y}_1}{\bar{y}_2} = \frac{mp^2 + k}{k}. \tag{25}$$

Используя (20)÷(26), можно найти параметры режимов динамического гашения с учетом особенностей внешнего возмущения.

III. В работах, посвященных исследованиям деталей динамических взаимодействий, вызванных введением динамического гасителя колебаний, как присоединяемого через упругий элемент массой [7, 8], предполагается, что внешняя гармоническая сила и упругий элемент прикладываются непосредственно к объекту защиты. Вместе с тем, достаточно часто возникают ситуации, когда внешнее воздействие может принимать иные формы и передаваться на объект опосредованно. Рассмотрим систему с тремя степенями свободы (рис. 11), в которой объект защиты испытывает воздействие со стороны вибрирующего основания при наличии промежуточной массы m_1. При этом объект m_2 имеет и динамический гаситель колебаний (m_3, k_3).

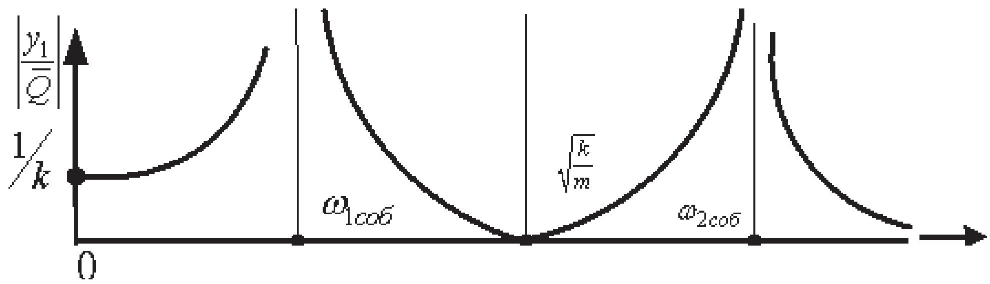


Рис. 10. Амплитудно-частотная характеристика системы, расчетная схема которой приведена на рис. 7, где $w_{1соб}$ и $\omega_{2соб}$ определяются выражениями (22), (23).

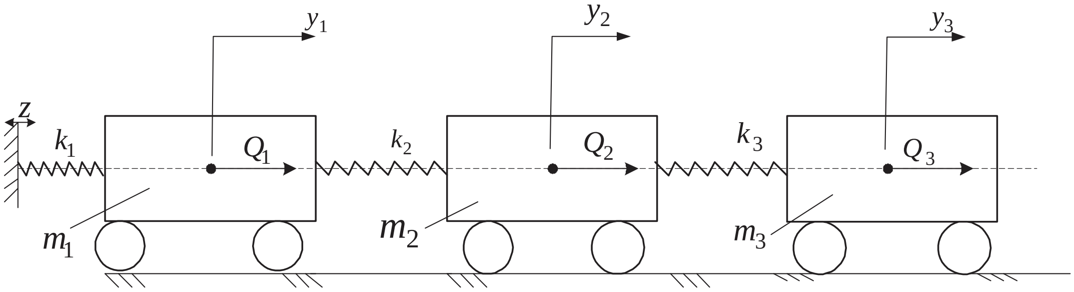


Рис. 11. Расчетная схема виброзащитной системы с динамическим гасителем и промежуточной массой.

Запишем для расчетной схемы (рис. 1) выражения для кинетической и потенциальной энергий

$$T = \frac{1}{2}m_1\dot{y}_1^2 + \frac{1}{2}m_2\dot{y}_2^2 + \frac{1}{2}m_3\dot{y}_3^2, \qquad (27)$$

$$П = \frac{1}{2}k_1(y_1 - z)^2 + \frac{1}{2}k_2(y_2 - y_1)^2 + \frac{1}{2}k_3(y_3 - y_2)^2, \qquad (28)$$

где k_1, k_2, k_3 – жесткости упругих элементов; $z(t)$ – кинематическое возмущение.

Система дифференциальных уравнений движения с учетом (27), (28) принимает вид

$$\begin{aligned} &m_1\ddot{y}_1 + y_1(k_1 + k_2) - k_2 y_2 = k_1 z, \\ &m_2\ddot{y}_2 + y_2(k_2 + k_3) - k_2 y_1 - k_3 y_3 = 0, \qquad (29) \\ &m_3\ddot{y}_3 + y_3 k_3 - k_3 y_2 = 0. \end{aligned}$$

В унифицированной форме коэффициенты (29) приведены в таблице 1.

Введем новую систему координат $y_1 - z = y_1'$, y_2 и y_3, тогда можно записать, что $y_1 = y' + z$, а выражения (27) и (28) примут вид

$$T = \frac{1}{2}m_1(\dot{y}_1 + \dot{z}) + \frac{1}{2}m_2\dot{y}_2^2 + \frac{1}{2}m_3\dot{y}_3^2, \qquad (30)$$

$$\Pi = \frac{1}{2}k_1(y_1')^2 + \frac{1}{2}k_2(y_2 - y_1' - z)^2 + \frac{1}{2}k_3(y_3 - y_2)^2. \qquad (31)$$

Запишем вспомогательные соотношения, используя (30), (31)

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{y}_1'} = m_1\dot{y}_1' + m_1\dot{z}, \quad \frac{\partial T}{\partial \dot{y}_2} = m_2\dot{y}_2, \quad \frac{\partial T}{\partial \dot{y}_3} = m_3\dot{y}_3,$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial y_1'} = k_1 y_1' + k_2 y_1' - k_2 y_2 + k_2 z,$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial y_2} = k_2 y_2 - k_2 y_1' - k_2 z + k_3 y_2 - k_3 y_3,$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial y_3} = k_3 y_3 - k_3 y_2.$$

Система уравнений (29), таким образом, преобразуется к виду

$$\begin{aligned} &m_1\ddot{y}_1' + y_1'(k_1 + k_2) - k_2 y_2 = -k_2 z, \\ &m_2\ddot{y}_2 + y_2(k_2 + k_3) - k_2 y_1' - k_3 y_3 = k_2 z, \qquad (32) \\ &m_3\ddot{y}_3 + y_3 k_3 - k_3 y_2 = 0. \end{aligned}$$

Коэффициенты уравнений (32) приведены в таблице 2.

Таблица 1

Коэффициенты уравнений движения (29)

a_{11}	a_{12}	a_{13}
$m_1 p^2 + k_1 + k_2$	$-k_2$	0
a_{21}	a_{22}	a_{23}
$-k_2$	$m_2 p^2 + k_2 + k_3$	$-k_3$
a_{31}	a_{32}	a_{33}
0	$-k_3$	$m_3 p^2 + k_3$
Q_1	Q_2	Q_3
$k_1 z$	0	0

Примечание: Q_1, Q_2, Q_3 **– обобщенные силы в системе координат** y_1, y_2, y_3

Таблица 2

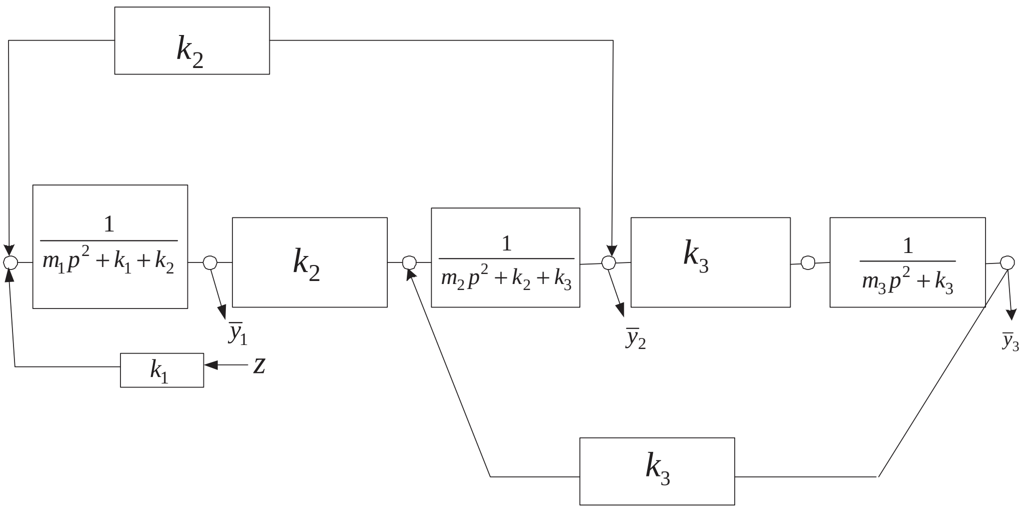
Значения коэффициентов уравнения (32)

a_{11}	a_{12}	a_{13}
$m_1 p^2 + k_1 + k_2$	$-k_2$	0
a_{21}	a_{22}	a_{23}
$-k_2$	$m_2 p^2 + k_2 + k_3$	$-k_3$
a_{31}	a_{32}	a_{33}
0	$-k_3$	$m_3 p^2 + k_3$
Q_1'	Q_2'	Q_3'
$-k_2 z$	$k_2 z$	0

Примечание: Q_1', Q_2', Q_3' **– обобщенные силы в системе координат** y_1', y_2, y_3

Структурная схема исходной системы (рис. 11) приведена на рис. 12а, 12б соответственно в системах координат y_1, y_2, y_3 и y_1', y_2, y_3.

а)



б)

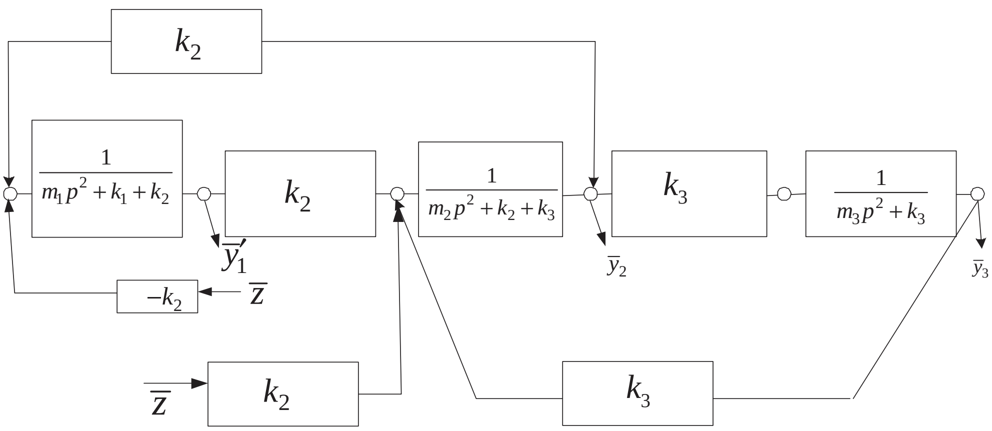


Рис. 12. Структурные схемы виброзащитных систем: а – для системы координат y_1, y_2, y_3**, б – для системы координат** y_1', y_2, y_3.

Разница между структурными схемами на рис. 12а и рис. 12б заключается в том, что в первом случае возмущение представлено одной возмущающей силой $Q_2, k_1 z$, и во втором случае мы имеем возмущение по двум входам $Q_1' = -k_2 z$, $Q_2' = k_2 z$, что является существенным фактором влияния на характер динамических взаимодействий.

Найдем передаточные функции виброзащитной системы, используя координаты y_1, y_2, y_3 и y_1', y_2, y_3, принимая во внимание, что

$$\bar{y}_1 = \frac{Q_1(a_{22}a_{33} - a_{23}^2) + Q_2(a_{13}a_{32} - a_{12}a_{33}) + Q_3(a_{12}a_{23} - a_{13}a_{22})}{A}, \quad (33)$$

$$\bar{y}_2 = \frac{Q_1(a_{23}a_{31} - a_{21}a_{33}) + Q_2(a_{11}a_{33} - a_{13}^2) + Q_3(a_{13}a_{21} - a_{11}a_{23})}{A}, \quad (34)$$

$$\bar{y}_3 = \frac{Q_1(a_{21}a_{32} - a_{22}a_{31}) + Q_2(a_{12}a_{31} - a_{11}a_{32}) + Q_3(a_{11}a_{22} - a_{12}^2)}{A}, \quad (35)$$

где

$$A = a_{11}(a_{22}a_{33} - a_{23}^2) - -a_{21}(a_{12}a_{33} - a_{13}a_{32}) + a_{31}(a_{12}a_{23} - a_{13}a_{22}).$$

С учетом значений коэффициентов из таблицы 2 (33)÷(35) принимают вид:

$$W_1(p) = \frac{\bar{y}_1}{\bar{z}} = \frac{k_1\left[(m_2p^2 + k_2 + k_3)(m_3p^2 + k_3) - k_3^2\right]}{A}, \quad (36)$$

$$W_2(p) = \frac{\bar{y}_2}{\bar{z}} = \frac{k_1\left[-k_3 0 - (-k_2)(m_3p^2 + k_3)\right]}{A} = \frac{k_2k_1(m_3p^2 + k_3)}{A}, \quad (37)$$

$$\bar{W}_3(p) = \frac{\bar{y}_3}{\bar{z}} = \frac{k_1\left[-k_2(-k_3)\right]}{A} = \frac{k_2k_1k_3}{A}, \quad (38)$$

здесь

$$A = (m_1p^2 + k_1 + k_2)\left[(m_2p^2 + k_2 + k_3)(m_3p^2 + k_3) - k_3^2\right] + +k_2\left[(m_3p^2 + k_3)(-k_2)\right] = = (m_1p^2 + k_1 + k_2)(m_2p^2 + k_2 + k_3)(m_3p^2 + k_3) - -k_3^2(m_1p^2 + k_1 + k_2) - k_2^2(m_3p^2 + k_3). \quad (39)$$

Из выражения (37), что соответствует объекту защиты, следует, что при кинематическом возмущении возникает режим динамического гашения на частоте

$$\omega_{\text{дин}}^2 = \frac{k_3}{m_3}. \quad (40)$$

Параметры состояния виброзащитной системы по координатам y_1 и y_3 могут быть определены по выражениям (36), (38), а частоты собственных колебаний из частотного уравнения (39).

Отметим, что даже при присоединении объекта к подвижному основанию через каскад из m_1 и k_1 режим динамического гашения реализуется.

Будем полагать, что внешнее возмущение имеет не кинематический, а силовой характер в виде силы Q_i, приложенной к объекту m_2. В этом случае можно полагать, что в выражении (34) $Q_1 = 0,\ Q_3 = 0$, тогда

$$W_2(p) = \frac{\bar{y}_2}{Q_1} = \frac{a_{11}a_{33} - a_{13}^2}{A} = \frac{(m_1p^2 + k_1 + k_2)(m_3p^2 + k_3)}{A}. \quad (41)$$

Из (41) следует, что в системе в случае силового возмущения возможно два режима динамического гашения: первый из них на частоте

$$\omega_{1\text{дин}}^2 = \frac{k_1 + k_2}{m_1}, \quad (42)$$

второй режим определяется выражением (40). При кинематическом возмущении структурная схема (рис. 12а) может быть преобразована к виду, как показано на рис. 13.

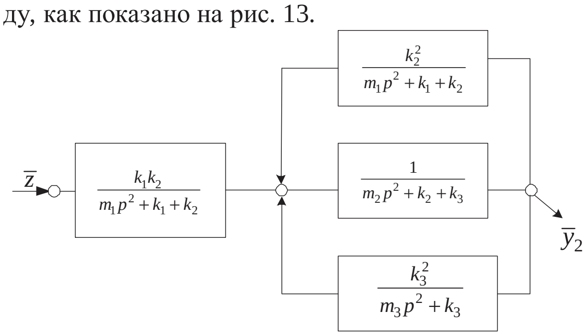


Рис. 13. Структурная схема виброзащитной системы (по рис. 12а), приведенная к объекту защиты.

Найдем передаточную функцию $W_2(p)$, используя структуру на рис. 13:

$$W_2(p) = \frac{\bar{y}_2}{\bar{z}} = \frac{\left(\frac{1}{m_2p^2+k_2+k_3}\right)\left(\frac{k_1k_2}{m_1p^2+k_1+k_2}\right)}{1 - \frac{1}{(m_2p^2+k_2+k_3)}\cdot\left(\frac{k_2^2}{m_1p^2+k_1+k_2} + \frac{k_3^2}{m_3p^2+k_3}\right)} =$$

$$= \frac{k_1k_2(m_3p^2+k_3)}{(m_2p^2+k_2+k_3)(m_1p^2+k_1+k_2)(m_3p^2+k_3) - k_2^2(m_3p^2+k_3) - k_3^2(m_1p^2+k_1+k_2)}. \quad (43)$$

Из структурной схемы на рис. 13 следует, что при кинематическом возмущении динамический гаситель колебаний входит в структурную схему дополнительной обратной связью, в которой режим увеличения усиления ω определяется из (42). В свою очередь, полагая $m_3p^2 + k_3 = 0$, получим, что система превращается в структуру, показанную на рис. 14.

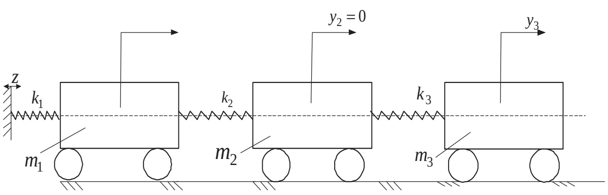


Рис. 14. Расчетная схема виброзащитной системы (рис. 11) в режиме динамического гашения при кинематическом возмущении z.

Амплитуды колебаний масс m_1 и m_3 могут быть получены из выражений (36), (38) и (43). Если возмущение носит силовой характер, когда $z = 0$, а возмущение Q будет приложено к объекту m_2, то структурная схема виброзащитной системы, представленная на рис. 2а, преобразуется к виду, как показано на рис. 15.

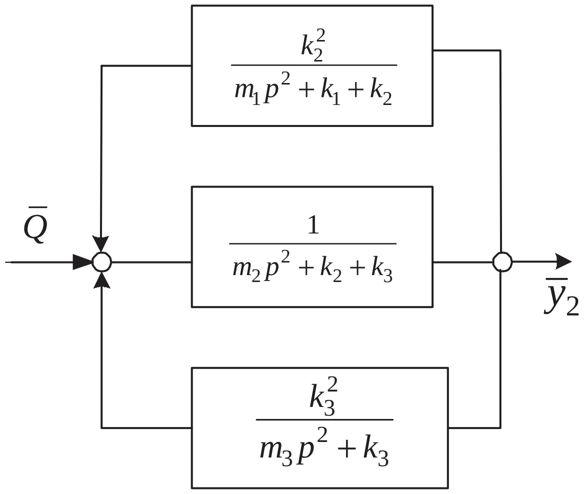


Рис. 15. Структурная схема исходной виброзащитной системы (рис. 1) при силовом возмущении.

Из анализа схемы (рис. 15) следует, что в формировании режимов динамического гашения участвует более сложная структура, чем непосредственно объект защиты.

Найдем передаточную функцию системы

$$W_2(p) = \frac{\bar{y}_2}{\bar{Q}} =$$

$$= \frac{\left(\dfrac{1}{m_2 p^2 + k_1 + k_2}\right)}{1 - \dfrac{1}{(m_2 p^2 + k_1 + k_2)} \cdot \left(\dfrac{k_2^2}{m_1 p^2 + k_1 + k_2} + \dfrac{k_3^2}{m_3 p^2 + k_3}\right)} =$$

$$= \frac{(m_1 p^2 + k_1 + k_2)(m_3 p^2 + k_3)}{(m_2 p^2 + k_1 + k_2)(m_2 p^2 + k_2 + k_3)(m_3 p^2 + k_3) - k_2^2 (m_3 p^2 + k_3) - k_3^2 (m_1 p^2 + k_1 + k_2)}. \quad (44)$$

Выражение (44) можно получить, если использовать (34), полагая, что

$$Q_1 = 0,\ Q_2 \neq 0,\ Q_3 = 0.$$

При силовом возмущении Q в системе могут возникать два режима динамического гашения на разных частотах, определяемых из выражений (40), (42). Таким образом, характер внешнего воздействия в механической колебательной системе предопределяет детализированные представления о режимах динамического гашения.

IV. Рассмотрим ситуацию с механической системой, которая может иметь большее, чем три, число степеней свободы (рис. 16).

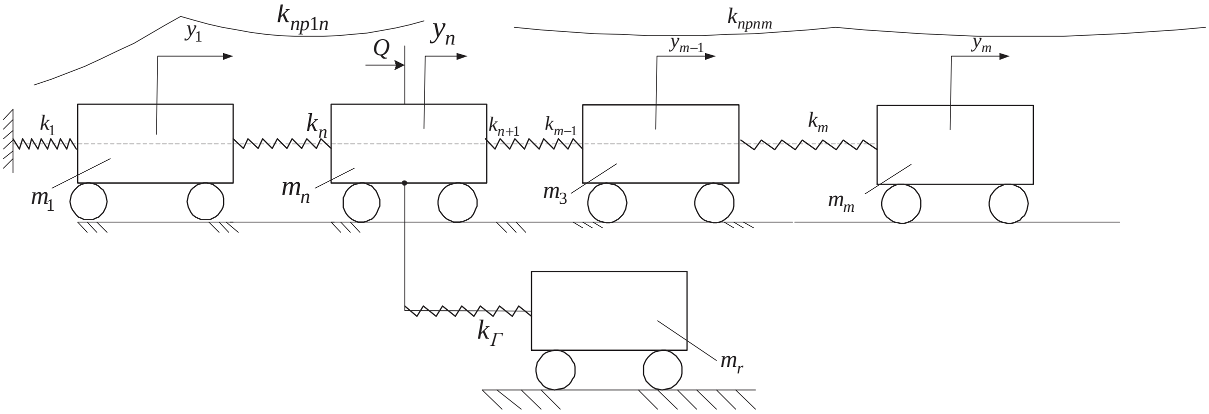


Рис. 16. Расчетная схема виброзащитной системы с m степенями свободы с объектом защиты $m_n (n < m)$ при внешней силе возмущения.

а) б)

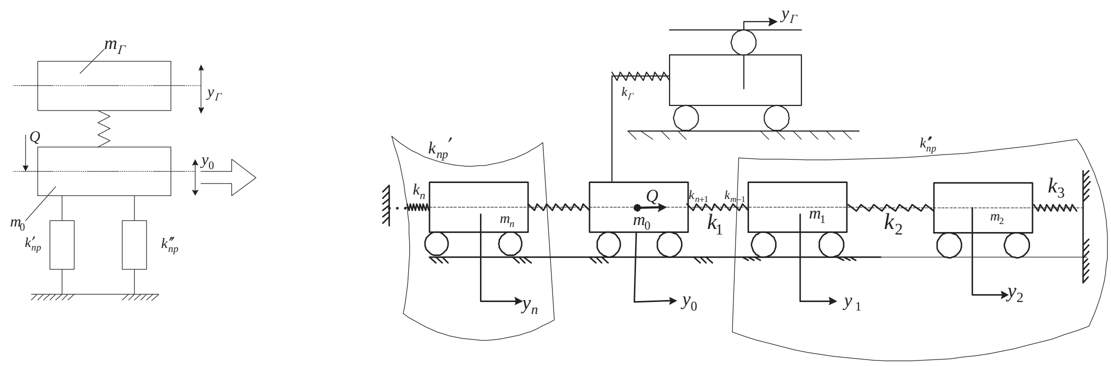


Рис. 17. Расчетная схема с упрощениями: а – схема упрощенного вида с двумя степенями свободы; б – детализированная схема.

Возможности упрощения расчетных схем, подобных схеме на рис. 16, рассмотрены более подробно в работе [9]. Воспользуемся некоторыми приемами упрощения (рис. 17) для системы с несколькими степенями свободы, структура которой позволяет использовать свертки дополнительных цепей.

Из рис. 17 видно, что контуры I и II формируют обобщенные пружины с соответствующими обобщенными жесткостями $k_{пр}'$ и $k_{пр}''$ [10]. Система уравнений движения для схемы на рис. 17 принимает вид

$$m_0\ddot{y}_0 + y_0(k_Г + k_{пр}' + k_{пр}'') - k_Г y_Г = Q,$$
$$m_Г\ddot{y}_Г + k_Г y_Г - y_0 k_Г = 0,$$

откуда можно найти, что

$$W = \frac{\overline{y}_0}{\overline{Q}} = \frac{m_Г p^2 + k_Г}{(m_0 p^2 + k_{пр}' + k_{пр}'')(m_Г p^2 + k_Г) - k_Г^2}. \quad (45)$$

Таким образом, при силовом возмущении Q, приложенному к объекту $m_Г$, режим динамического гашения возможен. Однако при возмущении со стороны основания необходима реализация другой последовательности действий [10], поскольку необходимо учесть действие переносных сил инерции. Упомянутое также связано и с тем, что $k_{пр}'$ и $k_{пр}''$ представляют собой дробно-рациональные выражения, которые, в конечном итоге, переходят в числитель (45) и формируют дополнительные режимы динамического гашения. Таким образом, введение динамического гасителя классического типа в виде подпружиненной массы, присоединяемой к объекту защиты, к которому приложена внешняя сила Q, обеспечивает несколько режимов динамического гашения. Последнее зависит от сложности системы в целом и ее структурных особенностей.

Литература

1. Елисеев С.В., Нерубенко Г.П. Динамические гасители колебаний. Новосибирск: Наука. 1982. 142 с.
2. Мехатроника виброзащитных систем. Элементы теории / С.В. Елисеев [и др.]; Иркут. гос. ун-т путей сообщения. Иркутск. 2009. 128 с. Рус. Деп. В ВИНИТИ 27.11.09, № 738 – В 2009.
3. Динамический синтез в обобщенных задачах виброзащиты и виброизоляции технических объектов / С.В. Елисеев [и др.]. Иркутск: Изд-во Иркут. ун-та. 2008. 523 с.
4. Упырь Р.Ю., Ермошенко Ю.В. Межкоординатные дополнительные связи в системах балочного типа // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2010. № 1 (25). С. 70-74.
5. Ермошенко Ю.В., Фомина И.В. Динамическое гашение колебаний в виброзащитных системах с использованием Г-образных рычажных связей //Там же. 2009. № 2 (22). С. 85-89.
6. Елисеев С.В. Новые подходы в теории колебаний. Задачи управления динамическим состоянием на основе введения дополнительных связей // Винеровские чтения: материалы IV всерос. науч.-практ. конф. Иркутск: ИрГТУ. 2009. С. 46-60.
7. Лойцянский Л.Г., Лурье А.И. Курс теоретической механики: в 2 т. М.: Наука, 1968. Т. 2: Динамика. 630 с.
8. Яблонский А.А., Норейко С.С. Курс теории колебаний. М.: Высш. шк., 1975. 163 с.
9. Насников Д.Н. Формы и особенности динамического взаимодействия звеньев в виброзащитных системах с расширенным набором типовых элементов: дис. … канд. техн. наук. Иркутск, 2009. 184 с.
10. Елисеев С.В., Белокобыльский С.В., Упырь Р.Ю. Обобщенные пружины в задачах защиты машин и оборудования // Збірник наукових праць. Полтава. 2009. Т.1, № 3 (25). С. 79-90.
11. Коренев Б.Г., Резников П.М. Динамические гасители колебаний. Теория и технические приложения. М.: Наука. 1968. 535 с.

УДК 621.81.002.2

А.Н. Антамошкин, В.С. Ереско*

ВНЕДРЕНИЕ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫХ САПР В УСЛОВИЯХ МЕЛКОСЕРИЙНОГО ПРОИЗВОДСТВА

Рассмотрены возможности и проблемы внедрения на малых предприятиях систем автоматизированного проектирования в условиях мелкосерийного производства, а также этапы внедрения САПР.

Ключевые слова: CALS-технологии (непрерывная информационная поддержка поставок и жизненного цикла), жизненный цикл, этапы, малые предприятия.

* - автор, с которым следует вести переписку.