

УДК 652.72

А. П. ХОМЕНКО, доктор технических наук, С. В. ЕЛИСЕЕВ, доктор технических наук, А. И. АРТЮНИН, доктор технических наук, Иркутский государственный университет путей сообщения (Россия)

ДИНАМИЧЕСКОЕ ГАШЕНИЕ В ВИБРОЗАЩИТНЫХ СИСТЕМАХ С СОЧЛЕНЕНИЯМИ

Рассматриваются динамические свойства виброзащитной системы, в составе которой используются дополнительные связи в виде устройств для преобразования движения, а также сочленение с Г-образным твердым телом, которое установлено на упругих опорах.

В последние годы проблемам поиска и разработки новых способов и средств защиты машин, оборудования и приборов от вибраций и ударов уделяется значительное внимание [1–3]. Вместе с тем, ряд вопросов, связанных с детализированным изучением возможностей механических систем, включающих в свой состав дополнительные звенья и устройства, не получил еще достаточного развития. В этой связи можно упомянуть динамические гасители колебаний нетрадиционных форм, вводимых в колебательные структуры с помощью сочленений [4].

Рассмотрим динамический гаситель колебаний (рисунок 1) в составе виброзащитной системы, обеспечивающей защиту объекта от вибраций со стороны основания и сочленение в т. А [5, 6].

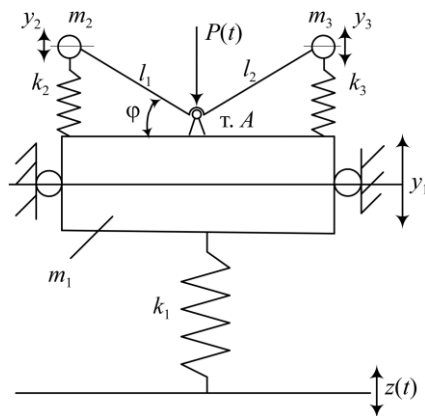


Рисунок 1 – Расчетная схема динамического гасителя колебаний рычажного типа

На рисунке 1 приняты следующие обозначения: $P(t)$ – внешнее силовое возмущение; $z(t)$ – внешнее кинематическое возмущение; m_1 – масса объекта защиты; m_2 и m_3 – массы настраиваемых элементов; k_1, k_2, k_3 – коэффициенты жесткости упругих элементов; φ – угол поворота рычага относительно объекта защиты; l_1, l_2 – длины плеч рычага; y_1, y_2, y_3 – координаты массоинерционных элементов в абсолютном движении. Предпо-

лагается, что колебательные движения в системе относительно положения равновесия достаточно малы, что позволяет использовать упрощенные линейные представления; полагается также, что силы трения малы. Целью исследования является оценка возможностей создавать в системе режимы динамического гашения, которые определяются настроечными параметрами. Таковыми могли бы быть длины плеч рычага и величины масс элементов m_1 и m_2 . Конструктивные варианты построения систем изменения названных параметров представляются вполне реализуемыми, так же, как и схемы сбора и обработки информации о динамическом состоянии системы. Запишем выражения для кинетической

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

и потенциальной

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

энергий.

Введем ряд соотношений между координатами

$$y_2 = y_1 + \varphi l_1, \quad y_3 = y_1 - \varphi l_2, \quad (3)$$

где учтены особенности рычага второго рода в отношении изменения входного сигнала и по величине, и по направлению. Будем полагать, что элементы m_2 и m_3 имеют вертикальное движения, а изгиб рычага не принимается во внимание (хотя это не так, и конфигурация расположения l_1 и l_2 имеет значение). С учетом (3) выражения (1) и (2) можно записать в виде

$$T = \frac{1}{2} m_1 \dot{y}_1^2 + \frac{1}{2} m_2 (\dot{y}_1 + \dot{\varphi} l_1)^2 + \frac{1}{2} m_3 (\dot{y}_1 - \dot{\varphi} l_2)^2; \quad (4)$$

$$\Pi = \frac{1}{2} k_1 (y_1 - z)^2 + \frac{1}{2} k_2 (-\varphi l_1)^2 + \frac{1}{2} k_3 (\varphi l_2)^2. \quad (5)$$

Используя обобщенное уравнение Лагранжа 2-го рода, получим уравнения движения системы

$$\begin{aligned} \ddot{y}_1(m_1 + m_2 + m_3) + \ddot{\phi}(m_2l_1 - m_3l_2) + k_1y_1 &= k_1z + P; \\ \ddot{\phi}(m_2l_1^2 + m_3l_2^2) + \ddot{y}_1(m_2l_1 - m_3l_2) + \phi(k_2l_1^2 + k_3l_2^2) &= 0. \end{aligned} \quad (6)$$

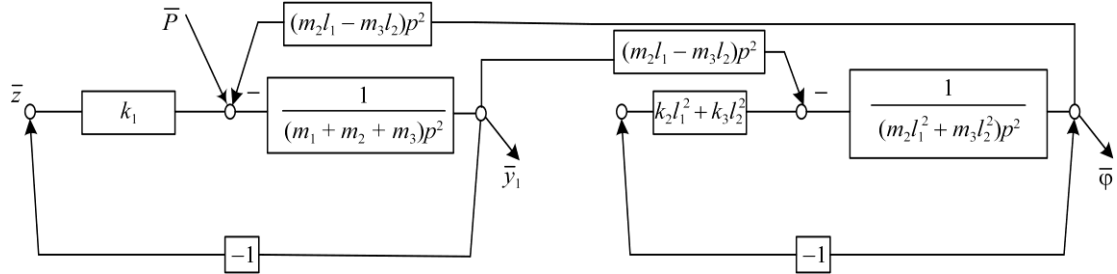


Рисунок 2 – Структурная схема, соответствующая системе на рисунке 1

Найдем передаточную функцию системы при кинематическом возмущении:

$$\begin{aligned} W_1 = \frac{\bar{y}_1}{\bar{z}} &= [(m_2l_1^2 + m_3l_2^2)p^2 + k_2l_1^2 + k_3l_2^2]k_1 \times \\ &\times [[(m_1 + m_2 + m_3)p^2 + k_1] \times \\ &\times [(m_2l_1^2 + m_3l_2^2)p^2 + k_2l_1^2 + k_3l_2^2] - (m_2l_1 - m_3l_2)^2 p^4]^{-1}. \end{aligned} \quad (7)$$

Из выражения (7) можно найти частоту динамического гашения при кинематическом возмущении:

$$\omega_{\text{дин}}^2 = \frac{k_2l_1^2 + k_3l_2^2}{m_2l_1^2 + m_3l_2^2} = \frac{k_2 + k_3i^2}{m_2 + m_3i^2}, \quad (8)$$

где $i = l_2 / l_1$ – передаточное отношение рычага второго рода (знак учтен при составлении выражения для потенциальной энергии). Частота собственных колебаний системы может быть найдена из характеристического уравнения

$$\begin{aligned} [(m_1 + m_2 + m_3)p^2 + k_1][(m_2l_1^2 + m_3l_2^2)p^2 + k_2l_1^2 + k_3l_2^2] - \\ - (m_2l_1 - m_3l_2)^2 p^4 = 0. \end{aligned} \quad (9)$$

С целью расширения возможностей изменения динамического состояния в систему можно ввести дополнительные связи в виде элементарных звеньев двойного дифференцирования, как показано на рисунке 3.

В этом случае выражения для кинетической энергии примет вид

$$\begin{aligned} T = \frac{1}{2}m_1\dot{y}_1^2 + \frac{1}{2}L_1(\dot{y}_1 - \dot{z})^2 + \frac{1}{2}m_2\dot{y}_2^2 + \\ + \frac{1}{2}L_2(\dot{y}_2 - \dot{y}_1)^2 + \frac{1}{2}m_3\dot{y}_3^2 + \frac{1}{2}L_3(\dot{y}_3 - \dot{y}_1)^2, \end{aligned} \quad (10)$$

а потенциальная энергия определится из выражения (2).

Структурная схема эквивалентной системы автоматического управления (САУ) показана на рисунке 2. Из ее анализа следует, что между парциальными системами существует упругая связь, которая при выполнении условий симметрии может «обнуляться» и сделать движения парциальных систем независимыми.

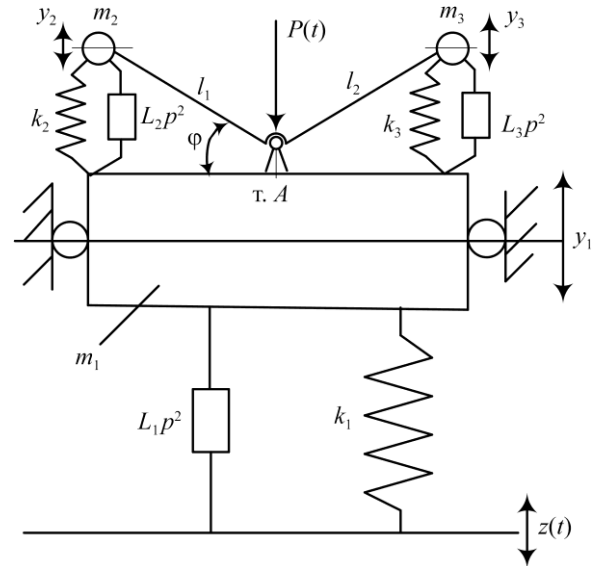


Рисунок 3 – Расчетная схема системы с дополнительными связями

Учитывая соотношения (3), запишем выражение для кинетической энергии системы:

$$\begin{aligned} T = \frac{1}{2}m_1\dot{y}_1^2 + \frac{1}{2}L_1(\dot{y}_1 - \dot{z})^2 + \frac{1}{2}m_2(\dot{y}_1 + \dot{\phi}l_1)^2 + \\ + \frac{1}{2}L_2(-\dot{\phi}l_1)^2 + \frac{1}{2}m_3(\dot{y}_1 - \dot{\phi}l_2)^2 + \frac{1}{2}L_3(\dot{\phi}l_2)^2. \end{aligned} \quad (11)$$

Система дифференциальных уравнений движения примет вид

$$\begin{aligned} \ddot{y}_1(m_1 + L_1 + m_2 + m_3) + \ddot{\phi}(m_2l_1 - m_3l_2) + k_1y_1 = \\ = \ddot{z}L_1 + k_1z; \\ \ddot{\phi}(m_2l_1^2 + L_2l_1^2 + m_3l_2^2 + L_3l_2^2) + \ddot{y}_1(m_2l_1 - \\ - m_3l_2) + \phi(k_2l_1^2 + k_3l_2^2) = 0. \end{aligned} \quad (12)$$

Структурная схема эквивалентной САУ приведена на рисунке 4.

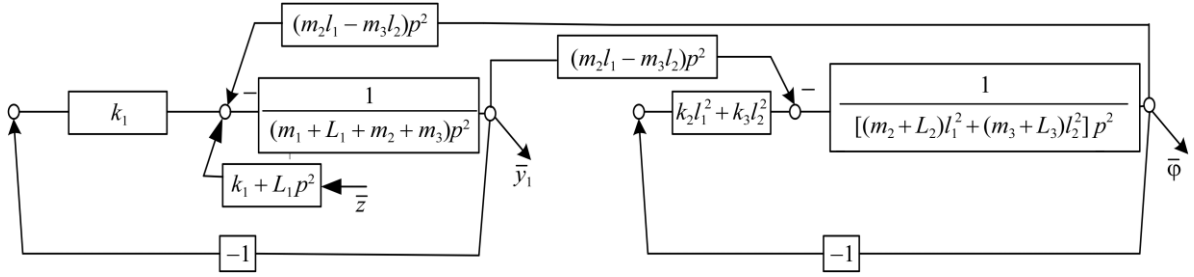


Рисунок 4 – Структурная схема эквивалентной САУ, соответствующей рисунку 3

Из структурной схемы следует, что введение устройств с преобразованием движения L_1, L_2, L_3 изменяют свойства системы: L_1 влияет на характер внешнего воздействия, а система приобретает дополнительный режим динамического гашения и «запирание» на высоких частотах; введение L_2 и L_3 снижает частоты собственных колебаний парциальных систем.

Передаточная функция системы при кинематическом возмущении системы имеет вид

$$W_1 = \frac{\bar{y}_1}{\bar{z}} = \frac{(k_1 + L_1 p^2) \times \dots}{\left[(m_1 + L_1) + m_2 + m_3 \right] p^2 + k_1} \times \left\{ [(m_2 + L_2)l_1^2 + (m_3 + L_3)l_2^2] p^2 + k_2 l_1^2 + k_3 l_2^2 \right\} \times \left\{ [(m_2 + L_2)l_1^2 + (m_3 + L_3)l_2^2] p^2 + k_2 l_1^2 + k_3 l_2^2 \right\} - (m_2 l_1 - m_3 l_2)^2 p^4. \quad (13)$$

Для исследования преобразуем (13) и получим:

$$W_1 = \frac{\bar{y}_1}{\bar{z}} = \frac{(k_1 + L_1 p^2) \times \dots}{\left[(m_1 + L_1) + m_2 + m_3 \right] p^2 + k_1} \times \left\{ [m_2 + L_2 + (m_3 + L_3)i^2] p^2 + k_2 + k_3 i^2 \right\} \times \left\{ [m_2 + L_2 + (m_3 + L_3)i^2] p^2 + k_2 + k_3 i^2 \right\} - (m_2 - m_3 i^2)^2 p^4, \quad (13')$$

где $i = l_2 / l_1$ – отношение плеч рычага второго рода. Введем ряд обозначений. Пусть

$$r_2 = m_2 + L_2 + (m_3 + L_3)i^2; \quad r_1 = m_1 + m_2 + m_3 + L_1; \\ r_3 = m_2 - m_3 i^2.$$

Тогда $A_1 = (k_1 + L_1 p^2)(r_2 p^2 + k_2 + k_3 i^2) -$ числитель (13).

Исследуем характеристическое уравнение передаточной функции (13'):

$$A_2 = (r_1 p^2 + k_1)(r_2 p^2 + k_2 + k_3 i^2) - r_3^2 p^4 = \\ = (r_1 r_2 - r_3^2) p^4 + [r_2 k_1 + r_1 (k_2 + k_3 i^2)] p^2 + k_1 (k_2 + k_3 i^2) = 0,$$

откуда найдем частоты собственных колебаний

$$\omega_{1,2}^2 = \frac{r_2 k_1 + r_1 (k_2 + k_3 i^2)}{2(r_1 r_2 - r_3^2)} \pm \\ \pm \sqrt{\frac{[r_2 k_1 + r_1 (k_2 + k_3 i^2)]^2 - 4(r_1 r_2 - r_3^2)[k_1 (k_2 + k_3 i^2)]}{4(r_1 r_2 - r_3^2)^2}}. \quad (13'')$$

Если $r_1 r_2 - r_3^2 = [m_2 + L_2 + (m_3 + L_3)i^2](m_1 + m_2 + m_3 + L_1) - (m_2 - m_3 i^2)^2$, то разность будет иметь вид

$$\Delta = -m_2^2 + 2m_2 m_3 i - m_3^2 i^2 + m_2^2 + m_3^2 i^2 + R,$$

где R – положительный остаток, то есть всегда выполняется $\Delta > 0$. Если подкоренное выражение (13'') будет равно нулю, то частоты собственных колебаний совпадают, и АЧХ системы будут иметь вид, характерный для систем с одной степенью свободы.

Из выражения (13') следует, что возможен режим, когда $\omega_{дин1}^2 = \omega_{дин2}^2$, который выполняется при $\frac{k_1}{L_1} = \frac{k_2 + k_3 i^2}{m_2 + L_2 + (m_3 + L_3)i^2}$. Тогда условие совпадения частот динамического гашения имеет вид

$$k_1 = \frac{L_1 (k_2 + k_3 i^2)}{m_2 + L_2 + (m_3 + L_3)i^2} \quad (13''')$$

или

$$L_1 = \frac{k_1 [m_2 + L_2 + (m_3 + L_3)i^2]}{k_2 + k_3 i^2}. \quad (14)$$

При выполнении $i \rightarrow \infty$ получим предельные соотношения. При этом между значениями параметров должны выполняться соотношения

$$k_1 = \frac{k_3 L_1}{m_3 + L_3}; \quad (15)$$

$$L_1 = \frac{k_1 (m_3 + L_3)}{k_3}. \quad (16)$$

В свою очередь, при $i \rightarrow 0$ получим

$$k_1 = \frac{k_2 L_1}{m_2 + L_2}; \quad (17)$$

$$L_1 = \frac{k_1 (m_2 + L_2)}{k_2}. \quad (18)$$

Если выполняются условия (13''') и (14), то система с двумя степенями свободы будет иметь вид АЧХ, как показано на рисунке 5, то есть будет вести себя как система с одной степенью свободы. Расчетным путем могут быть найдены значения L_1 (14), соответствующие графикам на рисунке 5 при

$$m_1 = 100 \text{ кг}; \quad m_2 = m_3 = 10 \text{ кг}; \quad i = 2, 4, 6; \quad L_2 = 10 \text{ кг}; \\ L_3 = 10 \text{ кг}; \quad k_2 = 600 \text{ Н/м}; \quad k_3 = 700 \text{ Н/м}; \\ k_1 = 1000 \text{ Н/м}.$$

В таблице 1 представлены соответствующие значения частот собственных колебаний и динамического гашения.

Для оценки динамических свойств системы, передаточная функция которой представлена вы-

ражением (13'), при параметрах модельной задачи

$$m_1 = 100 \text{ кг}; m_2 = m_3 = 10 \text{ кг}; i = 4; L_2 = 10 \text{ кг}; \\ L_3 = 10 \text{ кг}; k_2 = 600 \text{ Н/м}; k_3 = 700 \text{ Н/м}; \\ k_1 = 1000 \text{ Н/м}.$$

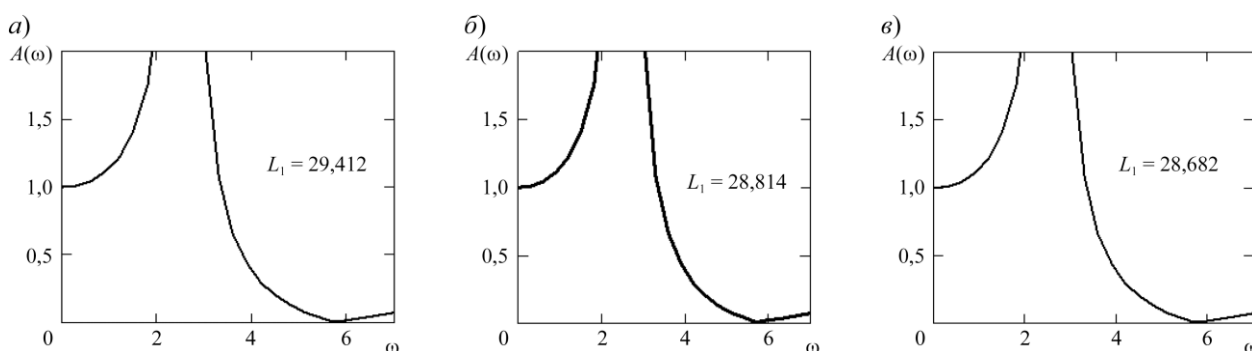


Рисунок 5 – Амплитудно-частотные характеристики при условии равенства выражений (13'') и (14) при соответствующих значениях L_1 , в качестве изменяемого параметра выбрана величина i : а – $i = 2$; б – $i = 4$; в – $i = 6$.

Таблица 1 – Значения частот собственных колебаний и динамического гашения, представленной на рисунке 5, при соответствующих значениях L_1

Значение L_1	Частоты собственных колебаний $\omega_{\text{соб}}$	Частоты динамического гашения $\omega_{\text{дин}}$
$L_1 = 29,412; i = 2$	2,585	5,831
	5,855	5,831
$L_1 = 28,682; i = 6$	2,586	5,907
	5,989	5,907
$L_1 = 28,814; i = 4$	2,587	5,891
	5,957	5,891

На рисунке 6 построена диаграмма поведения частот динамического гашения и собственных колебаний. В общем случае, учитывая одинаковый порядок частотных уравнений числителя и знаменателя (13'), можно полагать в зависимости от значений параметров, в частности L_1 , что соотношения между частотами, а также формы АЧХ системы при $i = 2$ будут изменяться существенным образом.

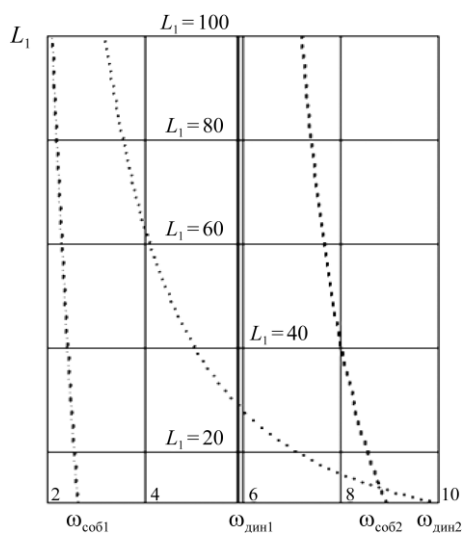


Рисунок 6 – Диаграмма поведения частот динамического гашения и собственных колебаний при изменении параметра L_1

На рисунке 7 показано, что при изменении L_1 возможны характеристики с двумя режимами динамического гашения и двумя резонансами. Однако в системе возможны случаи совпадения частот динамического гашения между собой, а также совпадение с частотами собственных колебаний. Для расчетов использовались средства программного пакета Mathcad 11. В области высоких частот происходит «запирание» системы. Значение коэффициента передачи амплитуды колебаний при увеличении частоты определяется из выражения (13') при условии, что $p \rightarrow \infty$. Если обозначить эту величину через a (бесконечность), то значения этого параметра будут зависеть от L_1 .

На рисунке 7 приведена соответствующая информация на вариантах а, б, в, г, д, е, ж. Особенностью амплитудно-частотных характеристик на рисунке 7 в ее различных вариантах является то обстоятельство, что система с двумя степенями свободы практически ведет себя как система с одной степенью свободы, что обеспечивается определенными значениями приведенной масс-инерционной характеристики L_1 , находимой из выражения (14). Близость резонансных частот создает зону неустойчивых движений повышенного уровня, за пределами которой система имеет вид АЧХ с одной степенью свободы. В качестве изме-

няемого параметра было, в частности, выбрано передаточное отношение плеч рычажной связи $i = 2$. В модельном примере $L_1 = 29,412$ соответствует $i = 2$, $L_1 = 28,814$ соответствует $i = 4$, $L_1 = 28,682$ соответствует $i = 6$ (см. рисунок 5). Для АЧХ характерны два участка, на которых коэффициент пе-

редачи амплитуды колебаний равен 1 в диапазоне частот $0 - \omega_{1\text{соб}}$ 1/с. В диапазоне частот $\omega_{1\text{соб}} - \infty$ коэффициент передачи амплитуды колебаний меньше единицы, что определяет возможное направление использования системы в задачах виброзащиты.

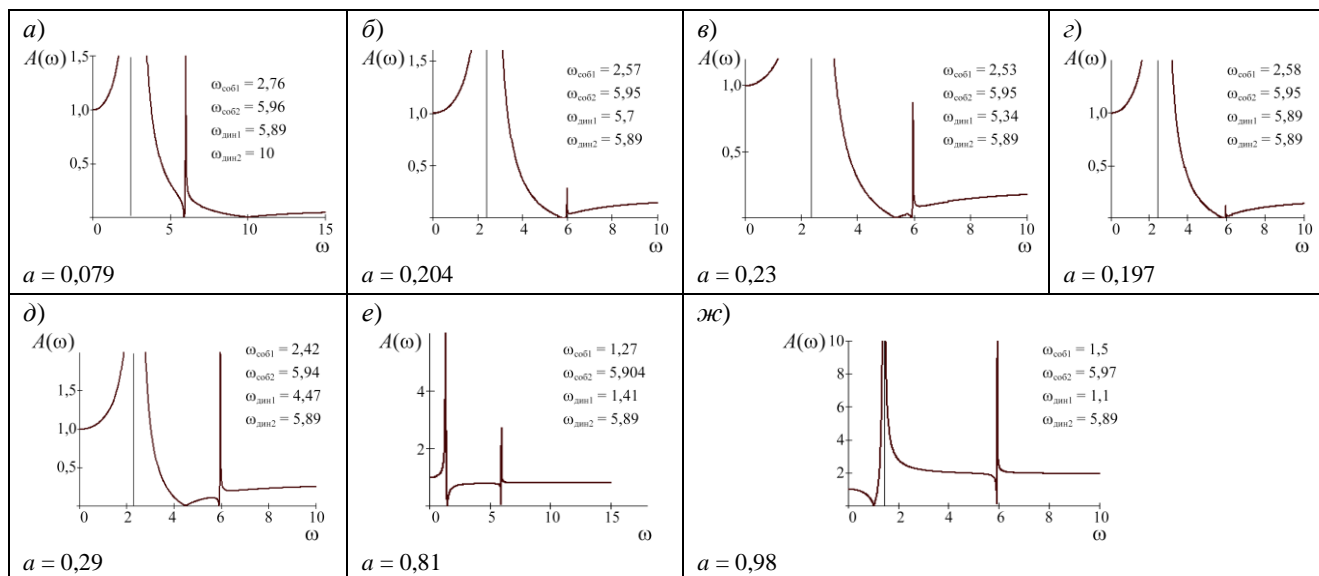


Рисунок 7 – АЧХ при различных значениях L_1 : а – при $L_1 = 10$; б – при $L_1 = 13,5$; в – при $L_1 = 25$; г – при $L_1 = 28,8$ – критическое значение ($\omega_{\text{дин1}} = \omega_{\text{дин2}}$); д – при $L_1 = 50$; е – при $L_1 = 200$; ж – при $L_1 \rightarrow \infty$

Характер внешнего воздействия на объект защиты имеет важное значение, поскольку изменяется система динамических связей. Рассмотрим систему, состоящую из двух массоинерционных элементов m_1 и m_2 , разнесенных с помощью Г-образного рычага с плечами l_1 и l_2 , как показано на рисунке 8. Такая расчетная схема может быть отнесена к одному из двух массоинерционных элементов m_1 и m_2 , разнесенных с помощью Г-образного рычага с плечами l_1 и l_2 , как показано на рисунке 8. Такая расчетная схема может быть отнесена к одному из вариантов вышерассмотренного динамического гасителя при условии, что такой гаситель может либо прикрепляться, либо сниматься с объекта защиты.

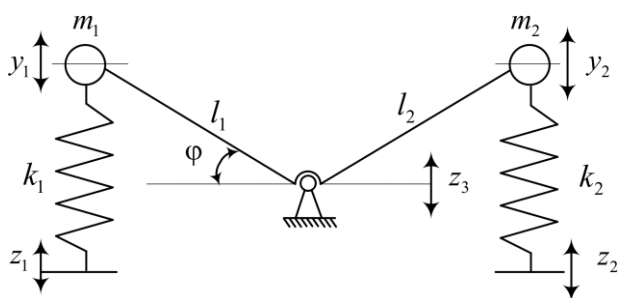


Рисунок 8 – Расчетная схема системы с разнесенными массами при комбинированном кинематическом возмущении

Кинетическая и потенциальная энергия системы может быть записана в виде

$$T = \frac{1}{2} m_1 (\dot{y}_1 - \dot{z}_3)^2 + \frac{1}{2} m_2 (\dot{y}_2 - \dot{z}_3)^2, \quad (19)$$

$$П = \frac{1}{2} k_1 (y_1 - z_1)^2 + \frac{1}{2} k_2 (y_2 - z_2)^2.$$

Используя соотношение $y_2 = -iy$, где $i = l_2 / l_1$ и представляет собой отношение плеч рычага при малых углах φ и без учета наклона стержней, запишем дифференциальное уравнение движения системы:

$$\ddot{y}_1 (m_1 + i^2 m_2) + y_1 (k_1 + i^2 k_2) = \ddot{z}_3 (m_1 - m_2 i) + k_1 z_1 - k_2 i z_2. \quad (20)$$

Выражение для определения частоты собственных колебаний системы имеет вид

$$\omega_{\text{соб}}^2 = \frac{k_1 + k_2 i^2}{m_1 + m_2 i^2}. \quad (21)$$

В силу конструктивных особенностей внешние воздействия могут действовать в противофазе и создавать нулевое воздействие на любой частоте при $z_1 - z_2 i^2$ при $z_1 = z_2$. Кроме того, при $m_1 - m_2 i^2$ для внешнего воздействия z_3 создается условие «блокирования». Что касается режимов динамического гашения и собственных частот, то необходимо принять во внимание соотношения параметров внешнего кинематического возмущения. Так, например, если $z_3 = z_1 = z_2 = z$, то частота динамического гашения

$$\omega_{\text{дин}}^2 = \frac{k_1 - k_2 i}{m_1 - m_3 i}. \quad (21')$$

Полагая, что режимы динамического гашения связаны с оценкой числителя передаточной функции, получаемой из структурной схемы на рисунке 8, представим возможные варианты в таблице 2.

Анализ данных, приведенных в таблице 2, позволяет сделать заключение о том, что режимы динамического гашения встречаются достаточно часто, однако их появление зависит от особенности конструктивного оформления виброзащитной системы и особенностей системы внешних воздействий.

Таблица 2 – Виды передаточных функций при различных видах внешних возмущений

Сочетание параметра внешнего возмущения	Вид передаточной функции	Примечание
$z_3 = z_2 = z_1 = z$	$W(p) = \frac{\bar{y}_1}{\bar{z}} = \frac{(m_1 - m_2 i)p^2 + k_1 - k_2 i}{(m_1 + m_2 i^2)p^2 + k_1 + k_2 i^2}$	$\omega_{\text{дин}}^2 = \frac{k_1 - k_2 i}{m_1 - m_2 i}$
$z_3 = 0, z_1 = z_2 = z$	$W(p) = \frac{\bar{y}_1}{\bar{z}} = \frac{k_1 - k_2 i}{(m_1 + m_2 i^2)p^2 + k_1 + k_2 i^2}$	Специальный режим $k_1 = k_2 i$
$z_1 = 0, z_2 = 0, z_3 \neq 0$	$W(p) = \frac{\bar{y}_1}{\bar{z}} = \frac{(m_1 - m_2 i)p^2}{(m_1 + m_2 i^2)p^2 + k_1 + k_2 i^2}$	Специальный режим $m_1 = m_2 i$
$z_1 = 0, z_2 = z_3 \neq 0$	$W(p) = \frac{\bar{y}_1}{\bar{z}} = \frac{(m_1 - m_2 i)p^2 - k_2 i}{(m_1 + m_2 i^2)p^2 + k_1 + k_2 i^2}$	$\omega_{\text{дин}}^2 = \frac{k_2 i}{m_1 - m_2 i}$
$z_2 = 0, z_1 = z_3 \neq 0$	$W(p) = \frac{\bar{y}_1}{\bar{z}} = \frac{(m_1 - m_2 i)p^2 + k_1}{(m_1 + m_2 i^2)p^2 + k_1 + k_2 i^2}$	$\omega_{\text{дин}}^2 = \frac{k_2}{m_1 - m_2 i}$
$z_3 = 0, z_1 = 0, z_2 \neq 0$	$W(p) = \frac{\bar{y}_1}{\bar{z}} = \frac{-k_2 i}{(m_1 + m_2 i^2)p^2 + k_1 + k_2 i^2}$	Режима динамического гашения нет
$z_3 = 0, z_2 = 0, z_1 \neq 0$	$W(p) = \frac{\bar{y}_1}{\bar{z}} = \frac{k_1}{(m_1 + m_2 i^2)p^2 + k_1 + k_2 i^2}$	Режима динамического гашения нет

Заключение. Если в виброзащитную систему (см. рисунок 3) ввести дополнительные связи $L_1 p^2$ и $L_2 p^2$, то есть элементарные звенья с передаточными функциями дифференцирования второго рода, то дифференциальное уравнение движения примет вид

$$\ddot{y}_1(m_1 + i^2 m_2 + L_1 + L_2 i^2)p^2 + k_1 + i^2 k_2 = z_3(m_1 - m_2 i)p^2 + (k_1 + L_1 p^2)z_1 - (L_2 p^2 + k_2)z_2. \quad (22)$$

Возможный спектр ситуаций, в которых, так или иначе отражаются свойства режимов динамического гашения, можно оценить, используя уравнение (22). Так, например, при $z_3 = z_1 = z_2 = z$ получим, что

$$\omega_{\text{дин}}^2 = \frac{k_1 - k_2 i}{(m_1 - m_2 i) + (L_1 - i L_2)}. \quad (23)$$

Отличие выражения (22) от (23) заключается в том, что режим динамического гашения определяется параметрами L_1 и L_2 устройств для преобразова-

ния движения, что расширяет возможности соответствующей настройки виброзащитных систем. Введение сочленений может существенным образом изменять вид амплитудно-частотных характеристик.

Список литературы

- 1 Динамический синтез в обобщенных задачах виброзащиты и виброизоляции технических объектов / С. В. Елисеев [и др.]. – Иркутск : ИГУ, 2008. – 523 с.
- 2 Галиев, И. И. Методы и средства виброзащиты железнодорожных экипажей / И. И. Галиев, В. А. Нехаев, В. А. Николаев. – М. : ГОУ «Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте», 2010. – 340 с.
- 3 Елисеев, С. В. Мехатронные подходы в динамике упругих колебательных систем / С. В. Елисеев, Ю. Н. Резник, А. П. Хоменко. – Новосибирск : Наука, 2010. – 436 с.
- 4 Елисеев, С. В. Возможности сочленения твердых тел в цепных механических системах / С. В. Елисеев, Ю. В. Ермошенко, И. В. Фомина // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – Иркутск : ИрГУПС, 2010. – Вып. 3 (27). – С. 146–152.

Получено 23.02.2011

A. P. Khomenko, S. V. Eliseev, A. I. Artyunin. Dynamical absorption in vibroprotection systems with couplings. Dynamical properties of vibroprotection systems which have additional links as mechanisms for transformation movement and coupling between rigid object and G-form dynamical absorber are considered. Absorber has elastic base elements.