

ПРОБЛЕМЫ МЕХАНИКИ И МАШИНОСТРОЕНИЯ

УДК 62.752, 621.8.02

Приведенные массы в механических колебательных системах с дополнительными инерционными связями

С.В. Белокобыльский^{1 a}, С.В. Елисеев^{2 b}

¹Братский государственный университет, ул. Макаренко 40, Братск, Россия

²Иркутский государственный университет путей сообщения, ул. Чернышевского 15, Иркутск, Россия

^arector@brstu.ru, ^beliseev_s@inbox.ru

Статья поступила 5.10.2014, принята 20.11.2014

Развивается методологическая основа построения математических моделей механических колебательных систем с дополнительными инерционными связями. Показано, что в системах вибрационной защиты на основе рычажных механизмов введение дополнительных сосредоточенных масс позволяет формировать приведенные массоинерционные характеристики системы, определяющие как частоты собственных колебаний, так и частоты динамического гашения колебаний. Предлагается метод определения динамических реакций в точках контакта элементов с объектом защиты или опорной поверхностью, основанный на последовательных преобразованиях структурных моделей-аналогов. Показано, что формируемая цепь обратной отрицательной связи по отношению к объекту защиты, имеющему передаточную функцию интегрирующего звена второго порядка, в физическом смысле соответствует коэффициенту жесткости приведенного обобщенного элемента. Развиваются методологические позиции исследования механических колебательных систем на основе структурных интерпретаций математических моделей с использованием аппарата передаточных функций. Задача исследования заключается в оценке принципиальных возможностей виброзащитной системы при использовании приведенных характеристик для изменения или настройки динамического состояния объекта защиты. Предлагается подход, позволяющий создавать средства изменения динамического состояния технических объектов путем введения дополнительных связей, основанных на использовании эффектов, возникающих при размещении точечных масс в структуре механической системы. Структурные модели-аналоги уравнений движения позволяют оценить возможности конструктивной реализации связей и возможности их влияния на динамические свойства системы в целом.

Ключевые слова: приведенные массы, структурные схемы, передаточные функции, динамические реакции, системы вибрационной защиты.

Reduced masses in mechanical oscillatory systems with additional inertial ties

S.V. Belokobylsky^{1 a}, S.V. Eliseev^{2 b}

¹Bratsk State University; 40, Makarenko St., Bratsk, Russia

²Irkutsk State Transport University; 15, Chernishevsky St., Irkutsk, Russia

rector@brstu.ru, ^beliseev_s@inbox.ru

Received 5.10.2014, accepted 20.11.2014

The article deals with the methodological basis for creating mathematical models of mechanical oscillatory systems with additional inertial ties. It has been shown that if introduced, additional concentrated masses allow forming mass-inertial characteristics of a system on the basis of lever mechanisms in vibration protection systems. Mass-inertial characteristics determine both frequencies of own oscillations, and frequencies of dynamic suppression of oscillations. The method for determining dynamic reactions in contact points of elements with an object of protection or a supporting surface has been offered relying on consecutive transformations of structural models-analogs. It has been shown that the chain with the negative feedback to the object of protection, which has a transfer function of an integrating link of the second order, corresponds in a physical sense to the coefficient of rigidity of the generalized element given. Methodological positions of the study of mechanical oscillatory systems based on structural interpretations of mathematical models with using the apparatus of the transfer functions have been developed. The objective of the study is to assess principled abilities of vibration protection system at the characteristics given to change or configure the dynamic state of the object of protection. An approach has been offered that allows creating means for the dynamic state changes of technical objects by introducing additional ties, based on the use of effects occurring when placing a point mass in the structure of the mechanical system. Structural models-analogs of the motion equations allow assessing the possibility of constructive realization for ties and their influence on the dynamic properties of the system as a whole.

Key words: reduced masses, structural schemes, transfer functions, dynamic reactions, vibration protection systems.

Введение. В решении задач динамики машин понятия приведения действующих сил и моментов сил, а также формирование приведенных моментов инерции можно отнести к достаточно изученным, что нашло отражение в известных работах [1, 2]. Учет переменности параметров механических систем и способов оценки приведенных характеристик исследовался в [3, 4] в задачах динамического уравнивания машин и механизмов. Приведенные характеристики упругих механических систем, в частности приведенные жесткости систем и их формирование, представлены в работах [5–7], что имеет свою специфику в связи с направленностью исследований на задачи вибрационной защиты технических объектов.

Вместе с тем введение в структуру механических колебательных систем дополнительной связи в виде механических цепей исследовано в достаточно узком диапазоне динамических свойств, особенно в тех направлениях, которые относятся к рычажным связям, но в основе которых в системы могут вводиться дополнительные массы и упругие элементы.

В предлагаемой статье развиваются методологические позиции исследования механических колебательных систем на основе структурных интерпретаций математических моделей с использованием аппарата передаточных функций.

I. Общие положения. Постановка задачи исследования. На рис. 1 приведена расчетная схема виброзащитной системы с объектом защиты массой m_0 , который опирается не только на упругий элемент с жесткостью k_0 , но и на механическую цепь из двух рычагов l_1 и l_2 . В шарнире B механической цепи закреплена точечная дополнительная масса m .

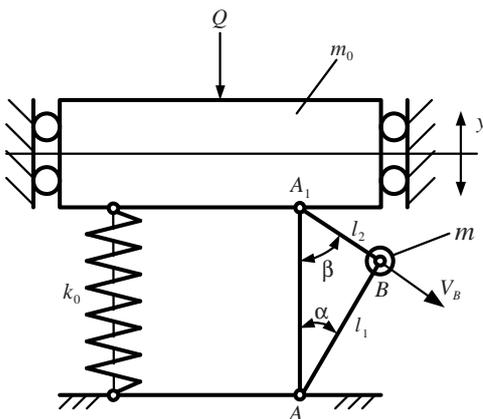


Рис. 1. Расчетная схема с дополнительными рычажными связями

Объект массой m_0 совершает малые колебания относительно положения статического равновесия под действием внешней гармонической силы Q . Стержни механической цепи являются жесткими и невесомыми, силы

сопротивления считаются малыми. Особенность механической системы состоит в том, что точки A и A_1 находятся на одной вертикальной прямой. Движение объекта защиты m_0 рассматривается в неподвижном базисе и определяется координатой y . В работах [8, 9] достаточно подробно изложена методика построения математической модели движения, в соответствии с которой уравнение движения можно представить в виде:

$$(m_0 + ma^2) \cdot \ddot{y} + ky = Q(t), \quad (1)$$

где a является коэффициентом передачи скорости:

$$a = \frac{\dot{y} \cdot i \cdot \cos \beta}{\sin \alpha \cdot (\cos \alpha + i \cdot \cos \beta)}. \quad (2)$$

Здесь $i = \frac{l_2}{l_1}$ — передаточное отношение рычажных связей; α и β — углы, определяющие конфигурацию механической системы в положении статического равновесия.

Передаточная функция системы после преобразования Лапласа уравнения (1) может быть записана в виде:

$$W(p) = \frac{\tilde{y}}{\tilde{Q}} = \frac{1}{(m_0 + ma^2)p^2 + k_0}, \quad (3)$$

где знак « \sim » над переменной означает, что величина представляет собой преобразование Лапласа [5].

Величина $m_0 + ma^2$ соответствует понятию «приведенная масса». Из (3) следует, в частности, что частота собственных колебаний системы определяется выражением:

$$\omega_{соб}^2 = \frac{k_0}{m_0 + ma^2}. \quad (4)$$

Таким образом, в случае необходимости частота собственных колебаний может настраиваться в зависимости от коэффициента a .

Задача исследования заключается в оценке принципиальных возможностей виброзащитной системы при использовании приведенных характеристик для изменения или настройки динамического состояния объекта защиты.

II. Построение моделей динамических взаимодействий. Введение дополнительных масс, которые могли бы быть расположены на нижнем рычаге l_1 с массами m_1 и m_2 (внизу иверху по отношению к точке B). Рассмотрим отдельно расчетную (рис. 2 а) и принципиальную кинематическую схемы (рис. 2 б), необходимые для определения кинетической и потенциальной энергий системы и вывода уравнений движения.

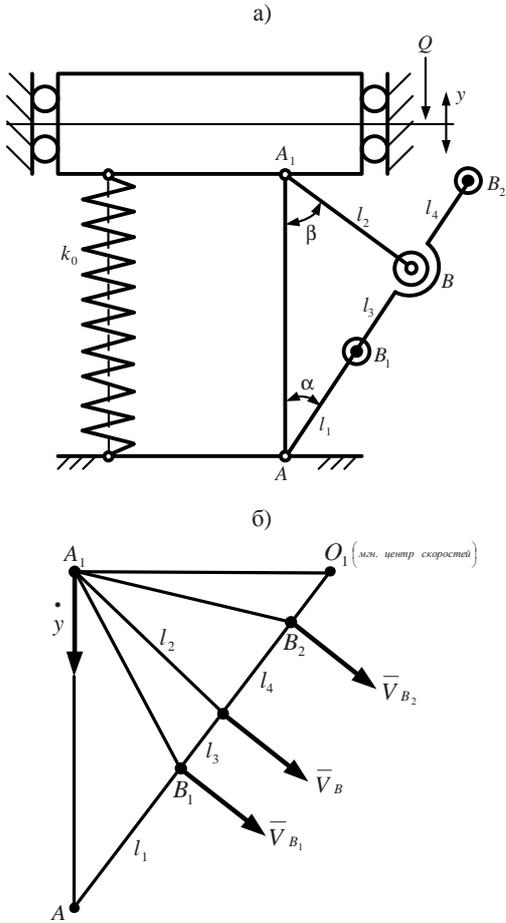


Рис. 2. Расчетная (а) и принципиальная (б) схемы кинематических соотношений

Поскольку положение мгновенного центра скоростей т. O_1 для верхнего рычага известно, то угловая скорость нижнего рычага определится:

$$\omega_1 = \frac{V_B}{BO_1}. \quad (5)$$

В свою очередь: $BO_1 = AO_1 - l_1$,

$$\text{а } AO_1 = \frac{(l_1 \cdot \cos \alpha + l_2 \cdot \cos \beta)}{\cos \alpha}; \quad BO_1 = \frac{l_2 \cdot \cos \beta}{\cos \alpha}.$$

Таким образом, угловая скорость рычага может быть определена:

$$\omega_1 = \frac{V_B \cdot \cos \alpha}{l_2 \cdot \cos \beta} = \frac{\dot{y} \cdot a \cdot \cos \alpha}{l_2 \cdot \cos \beta}. \quad (6)$$

Зная угловую скорость нижнего рычага ω_1 , найдем, что:

$$V_{B_1} = \omega_1 \cdot (l_1 - l_3) = \frac{\dot{y} \cdot a \cdot \cos \alpha \cdot (l_1 - l_3)}{l_2 \cdot \cos \beta}, \quad (7)$$

$$V_{B_2} = \omega_1 \cdot (l_1 + l_4) = \frac{\dot{y} \cdot a \cdot \cos \alpha \cdot (l_1 + l_4)}{l_2 \cdot \cos \beta}. \quad (8)$$

Векторы \vec{V}_{B_1} и \vec{V}_{B_2} , как и \vec{V}_B , будут направлены перпендикулярно нижнему рычагу AB_2 .

Так как $i = \frac{l_2}{l_1}$, то можно ввести в рассмотрение передаточные отношения рычажных связей $i_1 = \frac{l_3}{l_1}$ и $i_2 = \frac{l_4}{l_2}$. Тогда выражение (7) преобразуется к виду:

$$V_{B_1} = \dot{y} \cdot \frac{\cos \alpha \cdot (1 - i_1)}{\sin \alpha \cdot (\cos \alpha + i \cdot \cos \beta)} = \dot{y} \cdot a_1, \quad (9)$$

где:

$$a_1 = \frac{\cos \alpha \cdot (1 - i_1)}{\sin \alpha \cdot (\cos \alpha + i \cdot \cos \beta)}. \quad (10)$$

В свою очередь (8) можно записать:

$$V_{B_2} = \frac{\dot{y} \cdot a \cdot \cos \alpha \cdot (1 + i_2)}{l_2 \cdot \cos \beta} = \frac{\dot{y} \cdot \cos \alpha \cdot (1 + i_2)}{\sin \alpha \cdot (\cos \alpha + i \cdot \cos \beta)} = \dot{y} \cdot a_2$$

где:

$$a_2 = \frac{\cos \alpha \cdot (1 + i_2)}{\sin \alpha \cdot (\cos \alpha + i \cdot \cos \beta)}. \quad (12)$$

С учетом (10), (12) приведенная масса системы определится выражением:

$$m_{np} = m_0 + m a^2 + m_1 a_1^2 + m_2 a_2^2. \quad (13)$$

Выражение (13) можно также привести к виду:

$$m_{np} = m_0 + m \cdot \frac{i^2 \cdot \cos^2 \beta}{\sin^2 \alpha \cdot (\cos \alpha + i \cdot \cos \beta)^2} + \frac{m_1 \cdot \cos^2 \alpha \cdot (1 - i_1)^2}{\sin^2 \alpha \cdot (\cos \alpha + i \cdot \cos \beta)^2} + \frac{m_2 \cdot \cos^2 \alpha \cdot (1 + i_2)^2}{\sin^2 \alpha \cdot (\cos \alpha + i \cdot \cos \beta)^2} = m_0 + \frac{m i^2 \cos^2 \beta}{R^2} + \frac{\cos^2 \alpha \cdot [(1 + i_2)^2 \cdot m_2 + m_1 \cdot (1 - i_1)^2]}{R^2}, \quad (14)$$

где:

$$R = \sin \alpha \cdot (\cos \alpha + i \cdot \cos \beta). \quad (15)$$

Таким образом, приведенная масса системы формируется суммой масс четырех элементов. Если первая масса m_0 не зависит от расположения звеньев, то есть не зависит от конфигурации механической цепи, то массоинерционные элементы m , m_1 и m_2 обладают свойством формировать приведенные параметры. Поэтому частота собственных колебаний в системе (рис.

2 а) будет зависеть не только от массоинерционных свойств дополнительных масс (m , m_1 и m_2), но и от тех динамических взаимодействий, которые при их участии возникают в системе. Существенным образом можно изменить приведенную массу объекта защиты, если с нижним рычагом соединить зубчатую передачу, как показано на рис. 3.

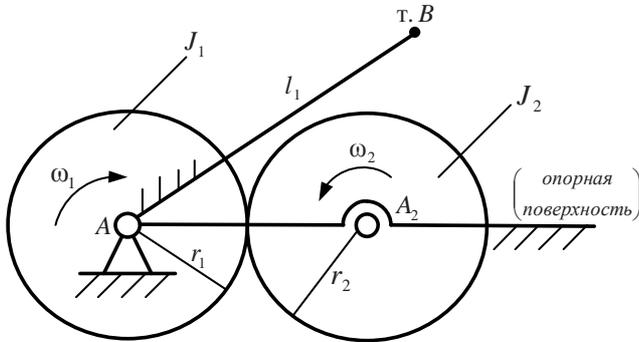


Рис. 3. Принципиальная схема расположения инерционной связи в виде зубчатой передачи

Если зубчатое колесо с моментом инерции J_1 вращается с угловой скоростью ω_1 (с такой скоростью совершаются угловые колебания нижнего рычага AB), то второе колесо будет иметь угловую скорость:

$$\omega_2 = \omega_1 \cdot \frac{r_1}{r_2}, \quad (16)$$

кинетическая энергия системы получит еще одну компоненту:

$$\Delta T = \frac{1}{2} J_1 \omega_1^2 + \frac{1}{2} J_2 \omega_2^2 = \frac{1}{2} \cdot (J_1 + J_2) \cdot \omega_1^2 \cdot (1 + i_3)^2. \quad (17)$$

Выражение (17) можно привести к форме, когда массоинерционные свойства зубчатой передачи приводятся к материальной точке с приведенной массой m_3 , расположенной в т. B :

$$\Delta T = \frac{1}{2} m_3 \cdot l_1^2 = \frac{1}{2} \cdot (J_1 + J_2) \cdot (1 + i_3)^2.$$

Откуда:

$$m_3 = \frac{(J_1 + J_2) \cdot (1 + i_3)^2}{l_1^2}, \quad (18)$$

где $i_3 = \frac{r_1}{r_2}$ — передаточное отношение зубчатой передачи.

Точка с массой m_3 , отражающая массоинерционные свойства зубчатой передачи, будет иметь такую же абсолютную скорость движения $\bar{y}_B = \bar{V}_B$, что и дополнительная масса m .

Отметим, что «приведенные массы» как понятие, отражающее динамические взаимодействия, будет принимать участие в формировании статических реак-

ций от силы веса звеньев только в меру обладания обычной массой, а не приведенной, которая отражает форму и особенности лишь динамических взаимодействий.

Таким образом, приведенная масса всей системы находит отражение в частотном уравнении, которое является знаменателем передаточной функции системы.

III. Сравнительная оценка возможностей динамических связей. Кинетическая энергия системы при введении дополнительных масс, как было отмечено на рис. 2 и 3, определится:

$$T = \frac{1}{2} m_0 (\dot{y})^2 + \frac{1}{2} m \cdot (\bar{V}_B)^2 + \frac{1}{2} m_1 \cdot (\bar{V}_{B_1})^2 + \frac{1}{2} m_2 \cdot (\bar{V}_{B_2})^2 + \frac{1}{2} m_3 \cdot (\bar{V}_{B_3})^2. \quad (19)$$

Выражение (19) можно преобразовать к виду:

$$T = \frac{1}{2} m_0 (\dot{y})^2 + \frac{1}{2} m \cdot (\dot{y})^2 \cdot a^2 + \frac{1}{2} m_1 \cdot (\dot{y})^2 \cdot a_1^2 + \frac{1}{2} m_2 \cdot (\dot{y})^2 \cdot a_2^2 + \frac{1}{2} m_3 \cdot (\dot{y})^2 \cdot a^2, \quad (20)$$

где a , a_1 , a_2 определяются соответственно выражениями (2), (10), (12), а m_3 — выражением (18). Дифференциальное уравнение движения системы определяется с помощью уравнения Лагранжа второго рода и имеет вид:

$$\ddot{y} \cdot [m_0 + (m + m_3) \cdot a^2 + m_1 a_1^2 + m_2 a_2^2] \cdot p^2 + k_0 y = Q. \quad (21)$$

После преобразований Лапласа передаточная функция при силовом возмущении примет вид:

$$W(p) = \frac{\tilde{y}}{\tilde{Q}} = \frac{1}{m_{np} p^2 + k_0}, \quad (22)$$

где:

$$m_{np} = m_0 + (m + m_3) \cdot a^2 + m_1 a_1^2 + m_2 a_2^2. \quad (22')$$

Частота собственных колебаний системы определяется величиной приведенной массы m_{np} , что зависит от ряда факторов геометрической и массоинерционной природы. На рис. 4 показаны различные варианты структурной математической модели [5] в зависимости от выбора тех или иных дополнительных связей. Отметим, что в рамках структурных подходов [10, 11] дополнительные связи, привносимые добавлением массоинерционных элементов, интерпретируются как соответствующие отрицательные обратные связи по абсолютному отклонению, что, в частности, было отмечено в работах [12, 13].

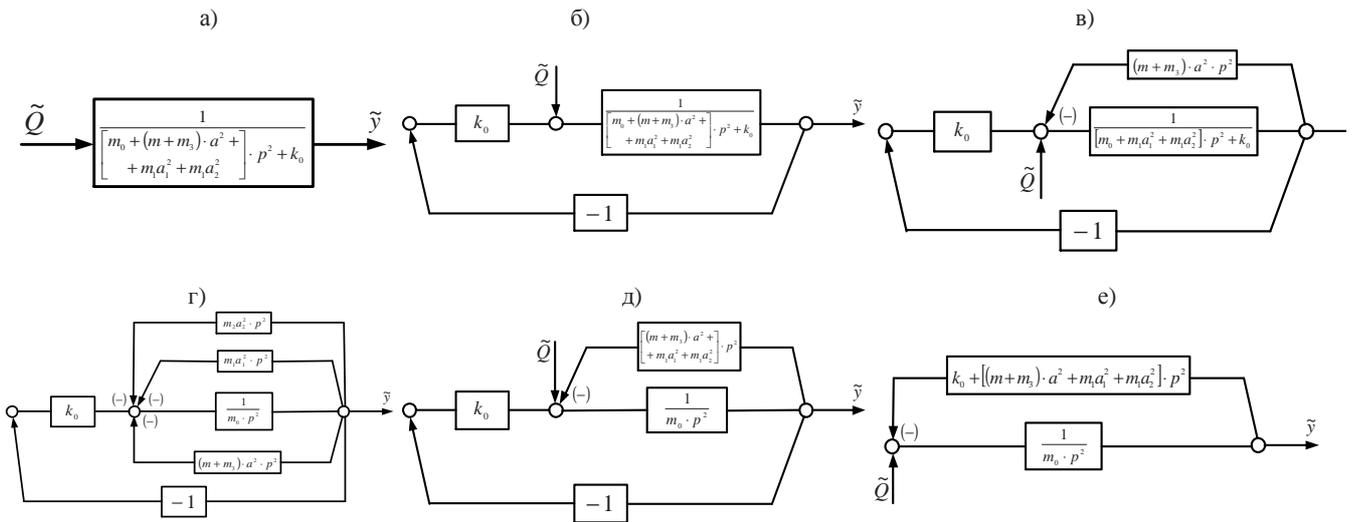


Рис. 4. Варианты формирования дополнительных обратных связей по ускорению при введении массоинерционных элементов: а) обобщенная структурная схема, соответствующая уравнению (21); б) структурная модель с выделением отрицательной обратной связи, реализуемой упругим элементом k_0 ; в) структурная модель с выделением действия массоинерционных элементов от массы m и зубчатой передачи; г) структурная схема с выделением отдельного блока, характеризующего объект защиты m_0 ; д) структурная схема с обратной отрицательной связью, образованной введенными массоинерционными элементами; е) структурная схема системы с обратной связью, охватывающей объект защиты (динамическая реакция)

Характерной особенностью развиваемого подхода, который можно рассматривать как метод построения математических моделей механических колебательных систем с использованием дополнительных связей в виде механических цепей и устройств для преобразования движения, является то обстоятельство, что в структурных моделях массоинерционные элементы (кроме объекта защиты) выступают как звенья систем автоматического управления, имеющие передаточные функции дифференцирования второго порядка [6, 13]. Внешнее воздействие \tilde{Q} является входным сигналом, а смещение объекта защиты соответствует выходному сигналу. Динамические свойства системы оцениваются на основе передаточной функции (22).

На рис. 5 схематично изображена структура исходной механической системы (рис. 2 а), но в структурной интерпретации, где дополнительные массы представлены звеньями, имеющими передаточные функции.

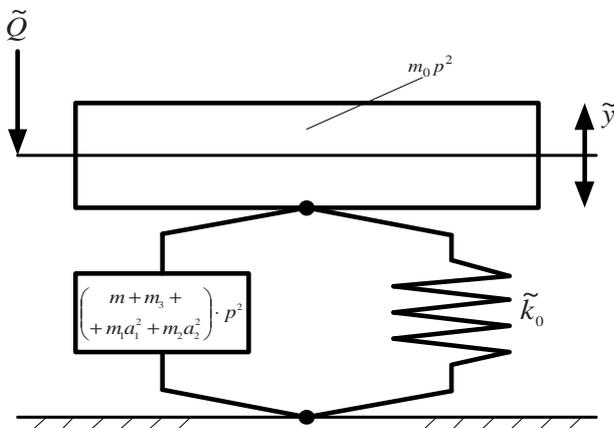


Рис. 5. Принципиальная схема связи элементов в структуре эквивалентной системы автоматического управления (операторная форма)

На рис. 5, в частности, показано, что в рамках предлагаемого подхода, который опирается на структурную теорию виброзащитных систем [6, 13], массоинерционные элементы обладают теми же свойствами взаимодействия и преобразования, как и другие структурные элементы, в частности как пружины с их возможностями последовательных и параллельных соединений и преобразований.

На рис. 4 е обратная отрицательная связь, охватывающая интегрирующее звено второго порядка (объект защиты), соответствует жесткости приведенной пружины системы, что дает возможность (используя схемы на рис. 4 е и 5) найти динамическую реакцию, которая характеризует взаимодействие объекта защиты с опорной поверхностью.

Передаточная функция при входном внешнем воздействии \tilde{Q} и выходном сигнале как динамической реакции \tilde{N} определится:

$$W_{\tilde{N}}(p) = \frac{\tilde{N}}{\tilde{Q}} = \frac{[(m + m_3) \cdot a^2 + m_1 a_1^2 + m_2 a_2^2] \cdot p^2 + k_0}{[m_0 + (m + m_3) \cdot a^2 + m_1 a_1^2 + m_2 a_2^2] \cdot p^2 + k_0} \quad (23)$$

Амплитудно-частотная характеристика на основе (23) имеет вид, как показано на рис. 6, что определяет особенности динамических свойств системы в плане формирования динамических реакций объекта защиты с опорной поверхностью.

Как показано на рис. 5, динамическая реакция формируется инерционным звеном с передаточной функцией $[m_0 + (m + m_3) \cdot a^2 + m_1 a_1^2 + m_2 a_2^2] \cdot p^2$ упругим элементом k_0 . Величина динамической реакции (в операторной форме) определяется:

$$\tilde{N} = \tilde{y} \cdot [k_0 + (m + m_3) \cdot p^2 + m_1 a_1^2 + m_2 a_2^2] \cdot p^2, \quad (24)$$

где:

$$\tilde{y} = \tilde{Q} \cdot \frac{1}{m_{np} \cdot p^2 + k_0}. \quad (25)$$

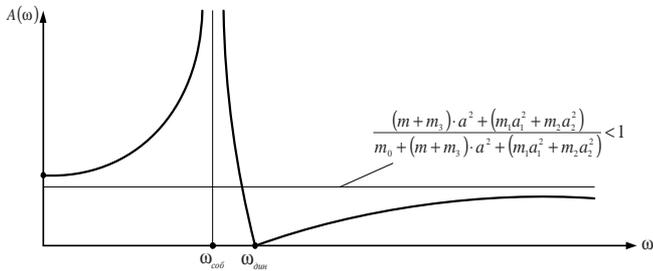


Рис. 6. Амплитудно-частотная характеристика. Динамическая реакция — входное силовое воздействие

Из (24) и (25) можно получить все необходимое для построения передаточной функции (23). Анализ амплитудно-частотной характеристики (АЧХ) показывает, что система обладает динамическими особенностями.

При частоте внешнего воздействия, соответствующего резонансу выражения (24), реакция становится значительной, что вполне объяснимо. При частоте внешнего воздействия:

$$\omega_{дин}^2 = \frac{k_0}{(m + m_3) \cdot a^2 + m_1 a_1^2 + m_2 a_2^2} \quad (26)$$

динамическая реакция становится равной нулю, что означает лишь частный случай нагружения опоры, поскольку остается статическая составляющая полной реакции связей.

Отметим, что:

$$\omega_{cob}^2 < \omega_{дин}^2. \quad (27)$$

При дальнейшем увеличении частоты внешнего воздействия АЧХ приобретает свойства близкого приближения к некоторому пределу:

$$W_{\tilde{N}}(p) = \frac{\tilde{N}}{\tilde{Q}} = \frac{(m + m_3) \cdot a^2 + m_1 a_1^2 + m_2 a_2^2}{m_0 + (m + m_3) \cdot a^2 + m_1 a_1^2 + m_2 a_2^2}, \quad (28)$$

что в физическом смысле отражает то обстоятельство, что дополнительные массы при действии периодического силового внешнего возмущения создают систему динамических взаимодействий, которая определенным образом формирует динамическое состояние виброзащитной системы в целом.

Заключение

Введение дополнительных связей в механическую колебательную систему может стать действенным фактором управления динамическим состоянием любого элемента системы, выделяемого как объект защиты. Такое понятие надо рассматривать как условное в некотором смысле, поскольку рассматриваются возможности управления динамическим состоянием объектов.

Такие задачи часто возникают при разработке транспортных, робототехнических и других систем, по отношению к которым ставится задача «блокирования» внешних возмущающих воздействий.

1. Предлагается подход, позволяющий создавать средства изменения динамического состояния технических объектов путем введения дополнительных связей, основанных на использовании эффектов, возникающих при размещении точечных масс в структуре механической системы.

2. Предлагается метод построения математических моделей механических колебательных систем, имеющих вид структурных схем, эквивалентных в динамическом отношении системам автоматического управления. Показано, что механические цепи, создающие структуру колебательной системы, могут использоваться как некоторая база для определения необходимых данных для построения математических моделей.

3. Структурные модели-аналоги уравнений движения позволяют оценить возможности конструктивной реализации связей и возможности их влияния на динамические свойства системы в целом.

4. При оценке возможностей систем целесообразно использование амплитудно-частотных характеристик динамических реакций по внешнему возмущению, что позволяет выявлять новые динамические эффекты, в частности связанные с формированием динамических реакций (обнуление и эффекты запираия в области высоких частот).

Литература

1. Крейнин Г.В., Бессонов А.П., Воскресенский В.В. Кинематика, динамика и точность механизмов. М.: Машиностроение, 1984. 216 с.
2. Зиновьев В.А., Бессонов А.П. Основы динамики машинных агрегатов. М.: Машиностроение, 1964. 240 с.
3. Щепетильников В.А. Уравновешивание механизмов. М.: Машиностроение, 1982. 256 с.
4. Бессонов А.П. Основы динамики механизмов с переменной массой звеньев. М.: Наука, 1967. 280 с.
5. Елисеев С.В., Резник Ю.Н., Хоменко А.П., Засядко А.А. Динамический синтез в обобщенных задачах виброзащиты и виброизоляции технических объектов. Иркутск: ИГУ, 2008. 523 с.
6. Елисеев С.В., Резник Ю.Н., Хоменко А.П. Мехатронные подходы в динамике механических колебательных систем: монография. Новосибирск: Наука, 2011. 394 с.
7. Белокобыльский С.В., Елисеев С.В., Кашуба В.Б. Прикладные задачи структурной теории виброзащитных систем: монография. СПб.: Политехника, 2013. 364 с.
8. Хоменко А.П., Елисеев С.В., Артюнин А.И., Паршута Е.А., Каимов Е.В. Механизмы в упругих колебательных системах: особенности учета динамических свойств, задачи виброрациональной защиты машин, приборов и оборудования. Иркутск: ИрГУПС, 2013. 187 с. Деп. в ВИНТИ 15.08.2013 № 243 – В 2013.
9. Белокобыльский С.В., Мамаев Л.А., Кашуба В.Б., Ситов И.С. Вибрационная технологическая машина с управляемым динамическим состоянием для поверхностной обработки упруговязкопластичных сред // Современные наукоемкие технологии. 2009. № 1. С. 5.
10. Хоменко А.П., Елисеев С.В., Большаков Р.С. Метод структурных преобразований и его приложения в задачах динамики виброзащитных систем. Определение реакций связей // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2014. № 1 (41). С. 8-23.
11. Хоменко А.П., Елисеев С.В. Возможности эквивалентных представлений механических систем с угловыми

колебаниями твердых тел // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2014. № 2 (42). С. 8 – 15.

12. Елисеев С.В., Баландин О.А. О влиянии связей по ускорению на динамические свойства механических систем // Проблемы машиностроения и надежности машин: сб. ст. М.: РАН; Наука, 1974. № 2. С. 16-19.

13. Елисеев С.В., Московских А.О., Большаков Р.С., Савченко А.А. Возможности интеграции методов теории цепей и теории автоматического управления в задачах динамики машин [Электронный ресурс] // Наука и образование: электрон. науч.-техн. изд. 2012. № 5. С. 25-26. URL: <http://technomag.edu.ru> (дата обращения: 15.10.2014).

References

1. Kreinin G.V., Bessonov A.P., Voskresenskii V.V. Kinematics, dynamics and accuracy of mechanisms. M.: Mashinostroenie, 1984. 216 p.

2. Zinov'ev V.A., Bessonov A.P. Bases of dynamics of engine units. M.: Mashinostroenie, 1964. 240 p.

3. Shchepetil'nikov V.A. Equilibration of mechanisms. M.: Mashinostroenie, 1982. 256 p.

4. Bessonov A.P. Bases of dynamics of mechanisms with a variable mass of links. M.: Nauka, 1967. 280 p.

5. Eliseev S.V., Reznik Yu.N., Khomenko A.P., Zasyadko A.A. Dynamic synthesis in the generalized problems of vibroprotection and a vibration insulation of technical objects. Irkutsk: IGU, 2008. 523 p.

6. Eliseev S.V., Reznik Yu.N., Khomenko A.P. Applied tasks of the structural theory of vibroprotective systems: monografiya. Novosibirsk: Nauka, 2011. 394 p.

7. Belokobyl'skii S.V., Eliseev S.V., Kashuba V.B. Mechanisms in elastic oscillatory systems: features of the accounting of dynamic

properties, problems of vibration protection of machines, devices and equipment: monografiya. SPb.: Politekhnik, 2013. 364 p.

8. Khomenko A.P., Eliseev S.V., Artyunin A.I., Parshuta E.A., Kaimov E.V. Mechanisms in elastic oscillatory systems: features of the accounting of dynamic properties, problems of vibration protection of machines, devices and equipment. Irkutsk: IrGUPS, 2013. 187 p. Dep. v VINITI 15.08.2013 № 243 – V 2013.

9. Belokobyl'skii S.V., Mamaev L.A., Kashuba V.B., Sitov I.S. Vibration technology machine with controllable dynamic state for the surface treatment upregulating media // Sovremennye naukoemkie tekhnologii. 2009. № 1. P. 5.

10. Khomenko A.P., Eliseev S.V., Bol'shakov R.S. The method of structural transformation and its applications in the dynamics of vibroprotective systems. Determination of reactions of ties // Sovremennye tekhnologii. Sistemnyi analiz. Modelirovanie. 2014. № 1 (41). P. 8-23.

11. Khomenko A.P., Eliseev S.V. Possibilities of equivalent representations of mechanical systems with angular oscillations of rigid bodies // Sovremennye tekhnologii. Sistemnyi analiz. Modelirovanie. 2014. № 2 (42). P. 8 – 15.

12. Eliseev S.V., Balandin O.A. About influence of ties on speedup on dynamic properties of mechanical systems // Problemy mashinostroeniya i nadezhnosti mashin: sb. st. M.: RAN; Nauka, 1974. № 2. P. 16-19.

13. Eliseev S.V., Moskovskikh A.O., Bol'shakov R.S., Savchenko A.A. Abilities to integrate methods of the theory of chains and the theory of automatic control in problems of dynamics of machines [Elektronnyi resurs] // Nauka i obrazovanie: elektron. nauch.-tekhn. izd. 2012. № 5. P. 25-26. URL: <http://technomag.edu.ru> (data obrashcheniya: 15.10.2014).

УДК 534.014, 621.802

Измерительные устройства для фиксации условий вибрационного взаимодействия при неударивающих связях

А.В. Елисеев^{1 а}, В.Б. Кашуба^{2 б}, Е.В. Каимов^{1 с}

¹Иркутский государственный университет путей сообщения, ул. Чернышевского 15, Иркутск, Россия

²Братский государственный университет, ул. Макаренко 40, Братск, Россия

^аeavsh@ya.ru, ^бnauka@brstu.ru, ^сeliseev_s@inbox.ru

Статья поступила 5.10.2014, принята 20.11.2014

Рассматривается новый подход в разработке датчиков для оценки и контроля параметров технологических процессов упрочнения деталей при взаимодействии сыпучей среды с вибрирующей поверхностью. Показано, что предлагаемое решение отличается от известных подходов тем, что датчик фиксирует и воспроизводит процессы вибрационных воздействий, происходящих непосредственно при вибрационном упрочнении. Получены аналитические отношения, определяющие граничные условия взаимодействия. Приведены данные о конструкции датчика и информация о динамических свойствах датчика, полученная на основе экспериментального исследования опытного образца. Развиваются подходы, связанные с разработкой датчиков упрощенной конструкции, назначением которых является визуализация основных характеристик самого процесса вибрационного взаимодействия, в предположении, что соблюдение таких условий необходимо для обеспечения вибрационного процесса. Рассматриваются вопросы разработки измерительных средств контроля параметров процесса вибрационного упрочнения больших размеров изделий, в которых необходимые свойства поверхностного слоя формируются в процессе непрерывных соударений элементов сыпучей среды и вибрирующей поверхности. Обрабатываемый объект жестко связан с вибрирующей поверхностью, а вибрации создаются с помощью вибрационного стенда, параметры колебаний которого в ходе технологического процесса должны контролироваться и подстраиваться в соответствии с требованиями обеспечения качества упрочняемого слоя. Сыпучая среда в данном случае представляет собой мелкие твердые частицы, образующие слой в несколько сантиметров на поверхности обрабатываемого объекта.

Ключевые слова: вибрационное взаимодействие, виброупрочнение, измерение вибраций, вибрационное соударение, вибрационные технологии.