

## ОСОБЕННОСТИ ДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ МЕХАНИЧЕСКОЙ КОЛЕБАТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ ПРИ СИЛОВЫХ И КИНЕМАТИЧЕСКИХ ВОЗМУЩЕНИЯХ

Е. В. КАИМОВ

Eugen-Kaimov@yandex.ru

ФГБОУ ВПО «Иркутский государственный университет путей сообщения» (ИрГУПС)

*Поступила в редакцию 11 декабря 2014 г.*

**Аннотация.** Рассматриваются различия в реакциях механической колебательной системы при силовом и кинематическом гармонических воздействиях. Особенность подхода заключается в том, что в структуре системы имеется дополнительная связь в виде механизма, работающего в параллельном соединении с упругим элементом. Предлагается метод построения математических моделей структурного типа, основанный на преобразованиях Лапласа. Структурная модель исходной математической системы представлена структурной схемой эквивалентной в динамическом отношении системы автоматического управления. Показаны возможности оценки особенностей динамических свойств систем, формируемых различными возмущениями через передаточные функции. Предложены аналитические соотношения параметров системы, позволяющие рассмотрение трех режимов динамических взаимодействий при кинематических возмущениях. Получены условия совпадения или эквивалентного действия силовых и кинематических воздействий. Приведены результаты численного моделирования зависимостей настроечных параметров от геометрических характеристик механизма.

**Ключевые слова:** виброзащитные системы; структурные модели; передаточные функции; механизмы; устройства для преобразования движения.

### ВВЕДЕНИЕ

Вопросам оценки возможностей изменения динамических свойств механических колебательных систем при введении дополнительных связей уделяется достаточно большое внимание, что нашло отражение в ряде работ [1–3]. Вводимые дополнительные связи, как показали исследования, могут иметь различные конструктивно-технические формы, в частности, определенный интерес представляют устройства для преобразования движения, интерпретируемые в рамках структурной теории виброзащитных систем как типовые элементы с передаточной функцией дифференцирующего звена второго порядка [4]. В ряде публикаций отмечены особенности учета конструктивно-технических форм, характерных для устройств, реализуемых шарнирно-рычажными механизмами [5–7]. В меньшей степени рассматривались специфичные отличия в динамических взаимодействиях элементов колебательной системы при разных видах внешних воздействий, что имеет существенное значение в таких ситуациях, когда объ-

ект защиты связан с вибрирующей опорной поверхностью через механическую цепь, состоящую из твердых тел, соединенных простейшими кинематическими парами.

В предлагаемой статье развиваются методологические основы подхода к построению математических моделей виброзащитных систем, в составе которых кроме обычных упругих элементов имеются шарнирно-рычажные механизмы, связывающие объекты защиты с вибрирующей опорной поверхностью.

### 1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

Рассматриваются малые колебания объекта защиты массой  $M$  относительно положения статического равновесия. Система обладает линейными свойствами. На рис. 1 показаны углы  $\alpha$  и  $\beta$  наклона стержней (или рычагов с длинами  $l_1$  и  $l_2$ ) относительно вертикали.

Объект  $M$  совершает вертикальные колебания: силы сопротивления считаются исчезающе малыми; упругий элемент обладает жесткостью  $k$ ; звенья механизма считаются невесомыми же-

сткими стержнями с длинами звеньев  $l_1$  и  $l_2$ . Массоинерционные свойства механизма учитываются массоинерционным элементом  $m$  в сочленении, определяемом точкой  $A$ . Рассматриваются два вида гармонических воздействий: гармоническое силовое –  $Q$ , которое прикладывается непосредственно к объекту массой  $M$ , а также гармоническое кинематическое возмущение  $z(t)$  – как колебания опорной поверхности.

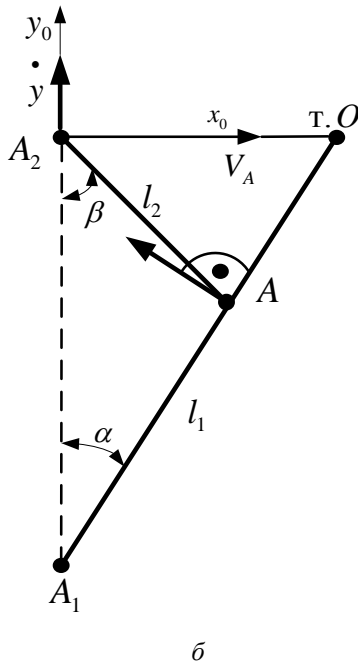
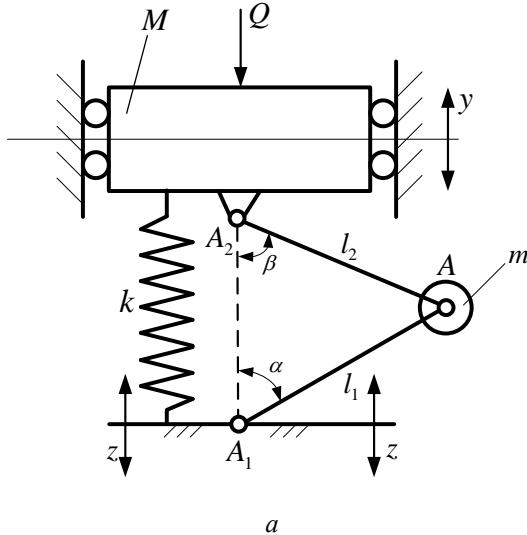


Рис. 1. Расчетная (а) и кинематическая (б) схемы виброзащитной системы с рычажно-шарнирным механизмом

Различия двух видов возмущения (рис. 1, а) заключается в том, что в системе формируются не совпадающие между собой формы передачи возмущения. Поскольку по определению исходная система считается линейной, то совместное действие двух внешних воздействий может

быть рассмотрено на основе метода суперпозиции. Движение объекта описывается координатой  $y$  в неподвижной системе отсчета;  $y_0$  и  $x_0$  – оси вспомогательной системы координат. В точке  $O$  (рис. 1, б) расположен мгновенный центр скоростей.

Схема на рис. 1, б отражает особенности кинематических соотношений в движениях элементов системы при силовом возмущении  $Q \neq 0$ , что предполагает отсутствие кинематического возмущения ( $z(t) = 0$ ). Аналогичная ситуация складывается для случая кинематического воздействия (в этом случае полагается, что  $Q = 0$ ).

Задача исследования заключается в изучении особенностей в технологии построения математических моделей в рамках структурной теории виброзащитных систем, основанных на использовании математических моделей, ориентированных на применение в задачах динамического анализа и синтеза передаточных функций.

## 2. ВНЕШНЕЕ ВОЗМУЩЕНИЕ В ВИДЕ СИЛОВОГО ВОЗМУЩЕНИЯ

Рассматривается случай силового возмущения, когда  $Q \neq 0$ , а  $z=0$ . В данном случае  $Q$  – гармоническая внешняя сила. Упругий элемент представляет собой пружину с жесткостью  $k$ . В точке  $A$  расположена масса динамического гасителя –  $m$ . На расчетной схеме (рис. 1, а) показано, что в точках  $A, A_1, A_2$  – имеются вращательные кинематические пары. Стержни  $l_1$  и  $l_2$  считаются невесомыми. Подвижное соединение (в точке  $A$ ) двух стержней с шарнирами вращательного типа (V класс) образуют двухповодковую группу Асура, а виброзащитная система, в целом, имеет одну степень свободы (движение описывается координатой  $y$ ).

Из рис. 1, б можно найти, что скорость точки  $A$  определяется соотношением:

$$\dot{y}_A = V_A = \dot{y} \frac{OA}{OA_2}. \quad (1)$$

Примем, что  $A_1A_2 = l_1 \cos \alpha + l_2 \cos \beta$ , тогда  $A_1A_2 = A_1O \cdot \cos \alpha$  или  $A_1O = \frac{A_1A_2}{\cos \alpha}$ . В свою очередь,  $AO = A_1O - l_1$ , откуда следует, что:

$$AO = \frac{l_1 \cos \alpha + l_2 \cos \beta}{\cos \alpha} - l_1 - l_2 \frac{\cos \beta}{\cos \alpha}. \quad (2)$$

Таким образом,

$$V_A = \dot{y} \cdot \left( l_2 \frac{\cos \beta}{\cos \alpha} \right) \cdot \frac{1}{OA_2}, \quad (3)$$

где  $OA_2 = A_1A_2 \operatorname{tg} \alpha$ .

Окончательно с учетом (1)–(3) получим для определения абсолютной скорости точки  $A$  ( $V_A$ ) при силовом возмущении  $Q$  ( $z = 0$ ) следующее выражение:

$$V_A = l_2 \frac{\cos \beta}{\cos \alpha} \cdot \frac{\cos \alpha}{(l_1 \cos \alpha + l_2 \cos \beta) \cdot \sin \alpha} = \frac{i \cdot \cos \beta}{(\cos \alpha + i \cdot \cos \beta) \cdot \sin \alpha}. \quad (4)$$

Здесь  $i = \frac{l_2}{l_1}$  можно назвать коэффициентами

формы рычажного механизма или передаточным отношением. Зная  $V_A$ , можно найти кинетическую энергию системы:

$$T = \frac{1}{2} M \cdot \left(\dot{y}\right)^2 + \frac{1}{2} m \cdot V_A^2. \quad (5)$$

Потенциальная энергия системы принимает вид:

$$\Pi = \frac{1}{2} k \cdot \left(\dot{y}\right)^2. \quad (6)$$

Примем  $V_A = \dot{y} \cdot a$ , тогда можно ввести в рассмотрение коэффициент преобразования параметров движения:

$$a = \frac{i \cdot \cos \beta}{(\cos \alpha + i \cos \beta) \cdot \sin \alpha}. \quad (7)$$

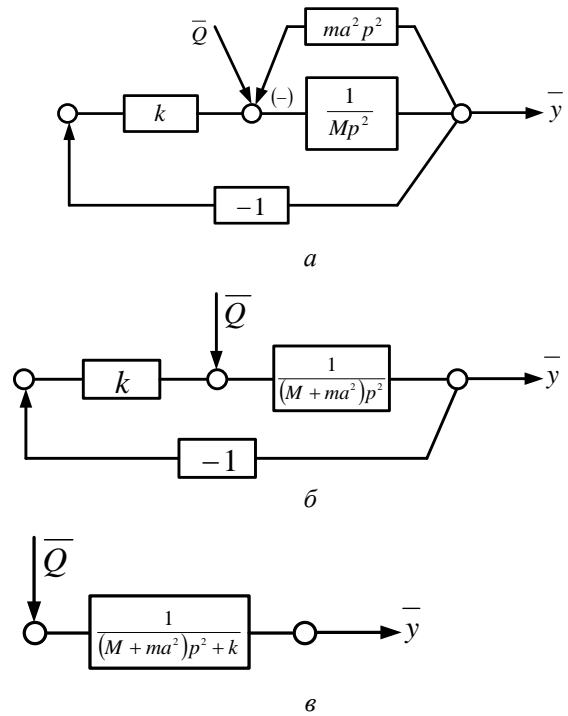
Сделаем ряд вспомогательных выкладок и запишем уравнение движения объекта защиты при силовом возмущении:

$$\ddot{y} \cdot (M + ma^2) + ky = Q. \quad (8)$$

Используя преобразования Лапласа для системы на рис. 1, *a*, построим несколько вариантов структурных схем, которые отражают разнообразие формы динамических взаимодействий в колебательной системе в зависимости от выбора форм динамических связей, как показано на рис. 2, *a–в*.

На рис. 2, *a* структурная схема отражает динамические свойства введенного шарнирно-рычажного механизма как обратную отрицательную связь по абсолютному ускорению, что, в физическом смысле, может рассматриваться как присоединение к объекту  $M$  дополнительной приведенной массы величиной  $ma^2$ . В этом случае коэффициентом  $a$  обеспечивается учет конфигурации исходной схемы механизма. Из структурной схемы на рис. 2, *a* связь, формируемая упругим элементом  $k$ , также является

отрицательной обратной цепью относительно объекта защиты, что отмечалось, в частности, в работах [1, 2, 4]. На рис. 2, *б* показана эквивалентная структурная схема, соответствующая системе по рис. 1, *a*, но с тем отличием, что масса объекта защиты будет изменена на величину приведенной массы механизма. В обобщенном виде структурная схема для системы, имеющей «силовой вход», показана на рис. 2, *в*.



**Рис. 2.** Варианты структурных интерпретаций математической модели по уравнению (8):  
*a* – рычажный механизм как обратная отрицательная связь по абсолютному ускорению; *б* – рычажный механизм как присоединенная приведенная масса; *в* – структурная схема виброзащитной системы в обобщенном виде

Введение рычажного механизма может изменять частоту собственных колебаний системы:

$$\omega_{соб}^2 = \frac{k}{M + ma^2}, \quad (9)$$

что следует из возможности увеличения знаменателя выражения (9). В этом случае в качестве настроечных параметров могут выступать передаточное отношение рычажного механизма  $i$  и углы предварительного наклона стержней  $\alpha$  и  $\beta$ , а также величина коэффициента преобразования  $a$ . Передаточная функция исходной системы, определяемая по структурной схеме на рис. 2, *a*, имеет вид:

$$W(p) = \frac{\bar{y}}{Q} = \frac{1}{(M + ma^2) \cdot p^2 + k}. \quad (9')$$

Из анализа (9') следует, что амплитудно-частотная характеристика системы при гармоническом силовом возмущении не отличается от соответствующих частотных характеристик обычных колебательных систем с одной степенью свободы, включающий в свой состав только упругие (пружины) и массоинерционные элементы (объект защиты).

### 3. УЧЕТ ВИБРАЦИЙ ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТИ

При кинематическом возмущении полагается, что  $z \neq 0$  ( $Q = 0$ ), само возмущение является также гармоническим. То есть динамические свойства системы определяются через реакции системы на типовой сигнал (в данном случае гармонический) с последующей корректировкой представлений при учете других факторов.

В данном случае схема взаимозависимости параметров движений элементов системы примет вид, как показано на рис. 3.

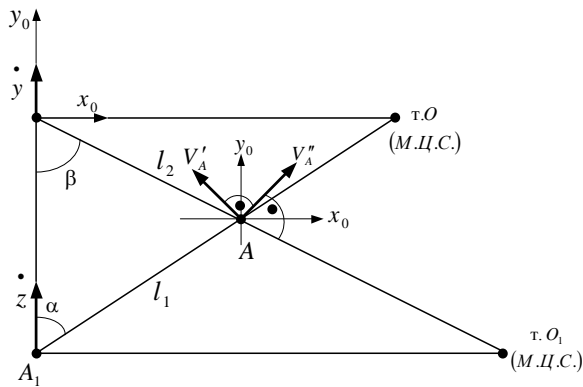


Рис. 3. Принципиальная схема взаимосвязи движений при кинематическом возмущении

В отличие от выше рассмотренного случая, скорость точки  $A$  будет иметь две составляющие:  $V'_A$ , определяемую движением объекта  $y$ , а также  $V''_A$ , определяемую движением основания  $z(t)$ . С учетом положения мгновенного центра скоростей  $O_1$  получим, что:

$$V''_A = \frac{\dot{z} \cdot AO_1}{A_1O_1}, \quad (10)$$

где  $A_1A_2 = A_2O_1 \cos \beta$ ,  $A_1O_1 = A_1A_2 \operatorname{tg} \beta$ ,  $AO_1 = O_1A_2 - l_2 = \frac{A_1A_2}{\cos \beta} - l_2 = \frac{l_1 \cos \alpha}{\cos \beta}$ .

В свою очередь,  $A_1O_1 = (l_1 \cdot \cos \alpha + l_2 \cdot \cos \beta)$ , откуда следует, что

$$V''_A = \frac{\dot{z} \cdot l_1 \cos \alpha}{\cos \beta} \cdot \frac{\cos \beta}{(l_1 \cdot \cos \alpha + l_2 \cdot \cos \beta) \cdot \sin \beta} = \frac{\dot{z} \cdot \cos \alpha}{(\cos \alpha + i \cdot \cos \beta) \cdot \sin \beta}. \quad (11)$$

Примем, что

$$V''_A = \dot{z} \cdot a_1. \quad (12)$$

В данном случае коэффициент преобразования параметров движения  $a_1$  определится как

$$a_1 = \frac{\cos \alpha}{(\cos \alpha + i \cdot \cos \beta) \cdot \sin \beta}. \quad (13)$$

Найдем проекции скоростей  $V'_A$  и  $V''_A$  на вспомогательные оси координат  $y_0$  и  $x_0$ :

$$V_{A_{x_0}} = V'_A \cdot \cos \alpha - V''_A \cdot \cos \beta, \quad (14)$$

$$V_{A_{y_0}} = V'_A \cdot \sin \alpha + V''_A \cdot \sin \beta. \quad (15)$$

Так как  $V'_A = \dot{y} \cdot a$ ,  $V''_A = \dot{z} \cdot a_1$ , то

$$V_A^2 = (V_{A_{x_0}})^2 + (V_{A_{y_0}})^2. \quad (16)$$

Из (16) можно получить, что

$$\begin{aligned} V_A^2 &= \left( \dot{y} \cdot a \cdot \cos \alpha - \dot{z} \cdot a_1 \cdot \cos \beta \right)^2 + \\ &+ \left( \dot{y} \cdot a \cdot \sin \alpha + \dot{z} \cdot a_1 \cdot \sin \beta \right)^2 = \\ &= \left( \dot{y} \right)^2 a^2 \cos^2 \alpha - 2 \dot{y} \dot{z} a a_1 \cos \alpha \cos \beta + \\ &+ \left( \dot{z} \right)^2 a_1^2 \cos^2 \beta + \left( \dot{y} \right)^2 a^2 \sin^2 \alpha + \\ &+ 2 \dot{y} \dot{z} \sin \alpha \sin \beta + \left( \dot{z} \right)^2 a_1^2 \sin^2 \beta. \end{aligned}$$

Таким образом,

$$\begin{aligned} V_A^2 &= \left( \dot{y} \cdot a \right)^2 \cdot (\sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha) + \\ &+ \left( \dot{z} \cdot a_1 \right)^2 \cdot (\sin^2 \beta + \cos^2 \beta) + \\ &+ 2 \dot{z} \dot{y} a a_1 \cdot (\sin \alpha \sin \beta - \cos \alpha \cos \beta) = \\ &= \left( \dot{y} \cdot a \right)^2 + \left( \dot{z} \cdot a_1 \right)^2 + 2 \dot{z} \dot{y} a a_1 \cdot (b), \end{aligned} \quad (17)$$

где

$$\begin{aligned} b &= \sin\alpha \cdot \sin\beta - \cos\alpha \cdot \cos\beta = \\ &= \cos\alpha \cdot \cos\beta \cdot (\operatorname{tg}\alpha \cdot \operatorname{tg}\beta - 1). \end{aligned} \quad (18)$$

Запишем выражения для кинетической и потенциальной энергий:

$$\begin{aligned} T &= \frac{1}{2}M\left(\dot{y}\right)^2 + \frac{1}{2}m \cdot V_A^2 = \frac{1}{2}M\left(\dot{y}\right)^2 + \\ &+ \frac{1}{2}m\left(\left(\dot{y} \cdot a\right)^2 + \left(\dot{z} a_1\right)^2 + 2\dot{z} y a a_1 \cdot \ddot{b}\right). \end{aligned} \quad (19)$$

В свою очередь, потенциальная энергия определится как

$$\Pi = \frac{1}{2}k \cdot (y - z)^2. \quad (20)$$

Примем, что  $b_1 = -b$ , т.е.

$$b_1 = (\cos\alpha \cos\beta - \sin\alpha \sin\beta),$$

тогда уравнение движения объекта защиты при кинематическом возмущении можно записать:

$$\ddot{y} \cdot (M + ma^2) + ky = \ddot{z} \cdot (maa_1b) + kz. \quad (21)$$

Из (21), используя преобразования Лапласа, можно получить передаточную функцию:

$$W(p) = \frac{\bar{y}}{\bar{z}} = \frac{maa_1b \cdot p^2 + k}{(M + ma^2) \cdot p^2 + k}. \quad (22)$$

#### 4. СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ОСОБЕННОСТЕЙ РАЗЛИЧНЫХ ВИДОВ ВНЕШНЕГО ВОЗМУЩЕНИЯ

Передаточная функция системы при кинематическом возмущении (22) имеет более сложную структуру, чем передаточная функция той же системы при силовом возмущении выражения (9'). Хотя ряд параметров остается неизменным. В первую очередь, можно отметить, что частота собственных колебаний систем не изменяется. Вместе с тем, числители (9') и (22) отличаются существенным образом.

Отличие заключается в том, что числитель передаточной функции содержит составляющую с  $p^2$ , определяющую возможность появления дополнительных динамических эффектов. В оценке числителя (22) имеет значение знак и величина параметра  $b$ , определяемого выражением (18). Знак  $b$  может быть определен из анализа соотношения:

$$b_1 = \operatorname{tg}\alpha \operatorname{tg}\beta - 1. \quad (23)$$

Если принять  $b_1 = 0$ , то из (18) в таком случае следует, что:

$$\operatorname{tg}\alpha \operatorname{tg}\beta = 1. \quad (24)$$

Если между углами  $\alpha$  и  $\beta$  зависимость так сохраняется, то параметр  $b$  будет равен нулю, и выражение (22) будет полностью совпадать с выражением (9'). Таким образом, при определенном соотношении параметров кинематическое и силовое возмущения являются эквивалентными, что вполне согласуется с положениями структурной теории виброзащитных систем [2, 4]. Если  $b_1$  будет больше нуля, то в системе становится возможным появление режима динамического гашения колебаний. При этом частота динамического гашения колебаний определяется:

$$\omega_{\text{дин}}^2 = \frac{k}{maa_1b}. \quad (25)$$

При этом в области высоких частот модуль передаточной функции (24) принимает вид:

$$W(p) = \frac{maa_1b}{M + ma^2}. \quad (26)$$

Если  $b_1 < 0$ , то режим динамического гашения будет отсутствовать, а при  $p \rightarrow \infty$  останется тот же эффект, определяемый выражением (26).

На рис. 4 показаны графики зависимости  $b$  от углов  $\alpha$  и  $\beta$ .

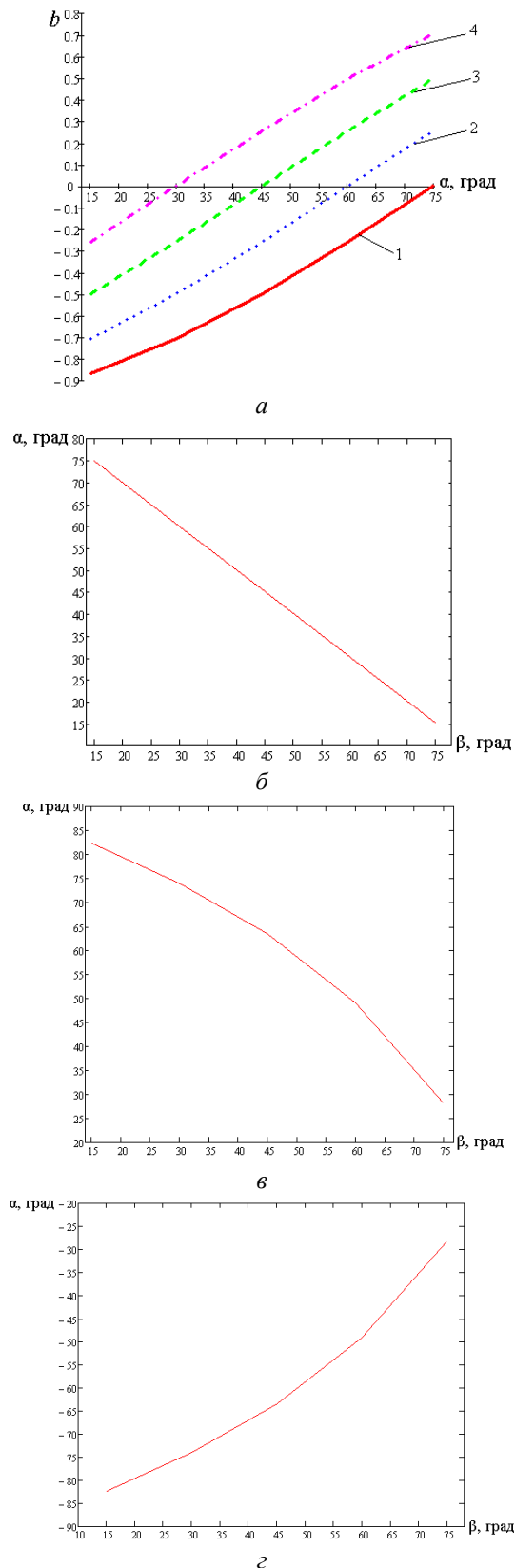
Из анализа графиков на рис. 4 следует, что параметр  $b$  принимает различные знаки.

На рис. 5 приведено семейство амплитудно-частотных характеристик, соответствующих различным значениям параметра  $b$ .

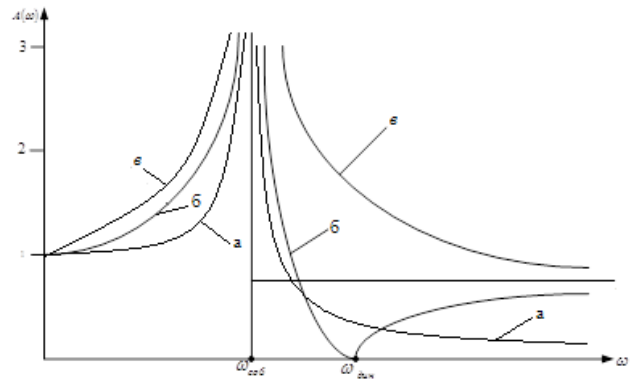
Таким образом, в системе возможна реализация трех видов амплитудно-частотной характеристики. Если  $b_1 < 0$  имеет модуль при  $b$  при  $b_1 > 0$ , то кривые  $b$  и  $v$  на рис. 5 будут сходиться в области высоких частот к одному пределу.

#### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Механизмы в структурах механических колебательных систем достаточно часто присутствуют и в явном виде, когда устройство для реализации функций упругого или диссипативного звена представлено механизмом или в неявном виде, когда соотношения реализуются через рычажные связи, которые отображаются на уровне элементов математических моделей систем. Такие элементы в рамках структурной теории виброзащитных систем обычно имеют передаточные функции дифференцирующего звена второго порядка, образующие относительно объекта защиты обратные отрицательные связи по абсолютному отклонению. Особенности учета динамических эффектов при введении механизмов в структуру системы заключается в следующем.



**Рис. 4.** Семейство зависимостей параметра  $b$  от  $\alpha$  при фиксированных значениях  $\beta$  (а):  $\beta = 15^\circ$  (1);  $\beta = 30^\circ$  (2);  $\beta = 45^\circ$  (3);  $\beta = 60^\circ$  (4); зависимости между углами  $\alpha$  и  $\beta$  при фиксированных значениях  $b_1$ :  $b_1 = 0$  (б);  $b_1 > 0$  (в);  $b_1 < 0$  (г)



**Рис. 5.** Семейство амплитудно-частотных характеристик при кинематическом возмущении: а – случай  $b_1 = 0$ ; б – случай  $b_1 > 0$ ; в – случай  $b_1 < 0$

1. Кинематическое возмущение в общем случае при наличии прямой связи опорной вибрирующей поверхности объектом защиты через механизмы создает более сложную систему динамических взаимодействий, чем при силовых воздействиях.

2. При кинематическом возмущении передача динамических воздействий опорной поверхности, помимо обычных связей через упругий элемент, имеет возможность формирования дополнительного динамического фактора инерционного типа; в физическом смысле это соответствует передаче на объект сил инерции элементов механизма, возникающих в переносном движении.

3. Особенности передачи динамических воздействий находят отражение в структуре числителя передаточной функции.

4. В реализации динамических взаимодействий параметры механизма играют существенную роль, что проявляется в возможности появления режима динамического гашения и «запирания» системы при высоких частотах.

5. При определенном сочетании параметров кинематическое воздействие может быть приравнено к силовому, что, в целом, не противоречит возможностям эквивалентных преобразований внешних воздействий различных видов.

**СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Eliseev S. V., Lukyanov A. V., Reznik Yu. N., Khomenko A. P. Dynamics of mechanical systems with additional ties. Irkutsk: Publishing Irkutsk State University, 2006. 316 p.  
 2. Елисеев С. В., Резник Ю. Н., Хоменко А. П., Засядко А. А. Динамический синтез в обобщенных задачах виброзащиты и виброизоляции технических объектов. Иркутск: Изд-во ИГУ, 2008. 523 с. [[ S. V. Eliseev, Yu. N. Reznik, A. P. Khomenko, A. A. Zasyadko, *Dynamic syn-*

*thesis in the generalized problems of vibroprotection and a vibration insulation of technical objects*, (in Russian). Irkutsk State University, 2008. ]]

3. **Белокобыльский С. В., Елисеев С. В., Кашуба В. Б.** Прикладные задачи структурной теории виброзащитных систем. СПб.: Политехника, 2013. 364 с. [[ S. V. Belokobil'skiy, S. V. Eliseev, V. B. Kashuba, *Applied tasks of the structural theory of vibroprotective systems*, (in Russian). Sankt-Petersburg: Politekhnik, 2013. ]]

4. **Елисеев С. В., Резник Ю. Н., Хоменко А. П.** Мехатронные подходы в динамике механических колебательных систем. Новосибирск: Наука, 2011. 394 с. [[ S. V. Eliseev, Yu. N. Reznik, A. P. Khomenko, *Mechatrical approaches in dynamics of the mechanical oscillatory systems*, (in Russian). Moscow: Nauka, 2011. ]]

5. **Елисеев С. В., Димов А. В.** Последовательные соединения в системах с двумя степенями свободы. Структурные представления // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2005. №2 (6). С.46–54. [[ S. V. Eliseev, A. V. Dimov, "Posledovatel'nye soedineniya v sistemakh s dvumya stepenyami svobody," in *Sovremennyye tekhnologii. Sistemnyy analiz. Modelirovanie*, no. 2(6), pp. 46-54, 2005. ]]

6. **Елисеев С. В., Упырь Р. Ю.** Рычажные механизмы в системах балочного типа // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. №1(17). 2008. С.23–27. [[ S. V. Eliseev, R. Yu. Upry, "Rychazhnye mekhanizmy v sistemakh balochnogo tipa," in *Sovremennyye tekhnologii. Sistemnyy analiz. Modelirovanie*, no. 1(17), pp. 23-27, 2008. ]]

7. **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 вибрационной защиты машин, приборов и оборудования. Иркутск: ИрГУПС, 2013. 187 с. Деп. в ВИНТИ 15.08.2013, №243–В 2013. [[ A. P. Khomenko, S. V. Eliseev, A. I. Artyunin, E. A. Parshuta, E. V. Kaimov, *Mekhanizmy v uprugikh kolebatel'nykh sistemakh: osobennosti ucheta dinamicheskikh svoystv, zadachi vibratsionnoy zaschity mashin, priborov i oborudovaniya*. 187 p. Dep. In VINITI 15.08.2013, no. 243 – In 2013. ]]

#### ОБ АВТОРЕ

**КАИМОВ Евгений Витальевич**, асп., мл. науч. сотр. Научно-образовательного центра современных технологий, системного анализа и моделирования. Дипл. спец. по мостам и трансп. тоннелям (ИрГУПС, 2011). Иссл. в обл. робототехники, биомеханики, вибрационной защиты объектов машиностроения

#### METADATA

**Title:** Features of dynamic properties of mechanical oscillatory system at power and kinematic indignations.

**Author:** E. V. Kaimov

**Affiliation:** Irkutsk State Transport University (IrGUPS), Russia.

**Email:** Eugen-Kaimov@yandex.ru.

**Language:** Russian.

**Source:** Vestnik UGATU (scientific journal of Ufa State Aviation Technical University), vol. 19, no. 1 (67), pp. 72-78, 2015. ISSN 2225-2789 (Online), ISSN 1992-6502 (Print).

**Abstract:** Distinctions in reactions of mechanical oscillatory system at power and kinematic harmonious influences are considered. Feature of approach is that in structure of system there is an additional ties in the form of the mechanism working in paralleling with an elastic element. The method of creation of mathematical models of the structural type, based on Laplace's transformations is offered. The structural model of initial mathematical system is presented by the block diagram of the equivalent automatic control system in the dynamic relation. Possibilities of an assessment of features of dynamic properties of the systems formed by various indignations through transfer functions are shown. Analytical ratios of parameters of the system, allowing consideration of three modes of dynamic interactions at kinematic indignations are offered. Conditions of coincidence or equivalent action of power and kinematic influences are received. Results of numerical modeling of dependences of adjusting parameters from geometrical characteristics of the mechanism are given.

**Key words:** vibroprotective systems; structural models; transfer functions; mechanisms; devices for movement transformation.

#### About the author:

**КАИМОВ, Evgeniy Vital'evich**, Postgrad. (PhD) Student, Junior Researcher of Scientific-educational center of Modern Technologies, system analysis and modeling. Dipl. engineer (IrGUPS, 2011).