

## СТРУКТУРА КОЛЕБАТЕЛЬНЫХ СИСТЕМ С ИНЕРЦИОННЫМИ СВЯЗЯМИ

Ковтунов А.В., Паровой Ф.В., Мулюкин О.П., Безводин В.А.

Самарский государственный аэрокосмический университет, г. Самара  
Самарский институт инженеров железнодорожного транспорта, г. Самара

Одним из эффективных способов управления динамическими свойствами колебательных систем (транспортируемых грузов) является введение в их структуру инерционных связей, обеспечивающих рассеивание энергии движущегося объекта путем преобразования его поступательного движения в иные формы движения. Конструктивно это достигается применением несамотормозящих винтовых пар («винт-гайка»), лопастных механизмов, рычажных устройств, зубчато-реечных зацеплений и рычажно-грузовых систем (рис.1). Интерес к указанным механизмам особенно вырос в связи с созданием систем защиты от вибрации с изменяемыми динамическими характеристиками [1].

Из представленных на рис. 1 схем наиболее трудно поддаются расчету турболлопастные (рис. 1,б) и рычажно-шарнирные (рис. 1, в-е) механизмы. Это обусловлено, в основном, двумя факторами. 1 – сложность анализа газодинамических усилий на лопастях механизма и характера течения среды при его проворачивании вокруг оси на этапе внедрения в жидкую среду. 2 – затруднения в анализе кинематических и динамических параметров рычажных, фрикционных, зубчатых и тросовых сопряжений. Данные обстоятельства выдвинули в число наиболее распространенных колебательные системы с инерционными связями типа «гайка-винт».

Колебательная система с инерционными связями в виде винтовых пар представлена на рис. 2. Система представляет балочную конструкцию с двумя степенями свободы, где  $X_1, X_2$  – координаты крепления упругих элементов к балке;  $m, I$  – масса и момент инерции системы;  $K_1, K_2$  – коэффициенты демпфирования;  $C_1, C_2$  – жесткости упругих элементов;  $l_1, l_2$  – расстояния от концов балки до центра масс системы;  $L_1, L_2$  – приведенные массы, равные отношению момента инерции гайки-маховика  $I_i$  к произведению квадрата среднего радиуса витка  $r_i$  на квадрат тангенса подъема винтовой линии (трение в винтовой паре не учитывается).

$$L_i = I_i / (r_i^2 \times \text{tg}^2 \times \beta_i), \quad i = 1, 2.$$

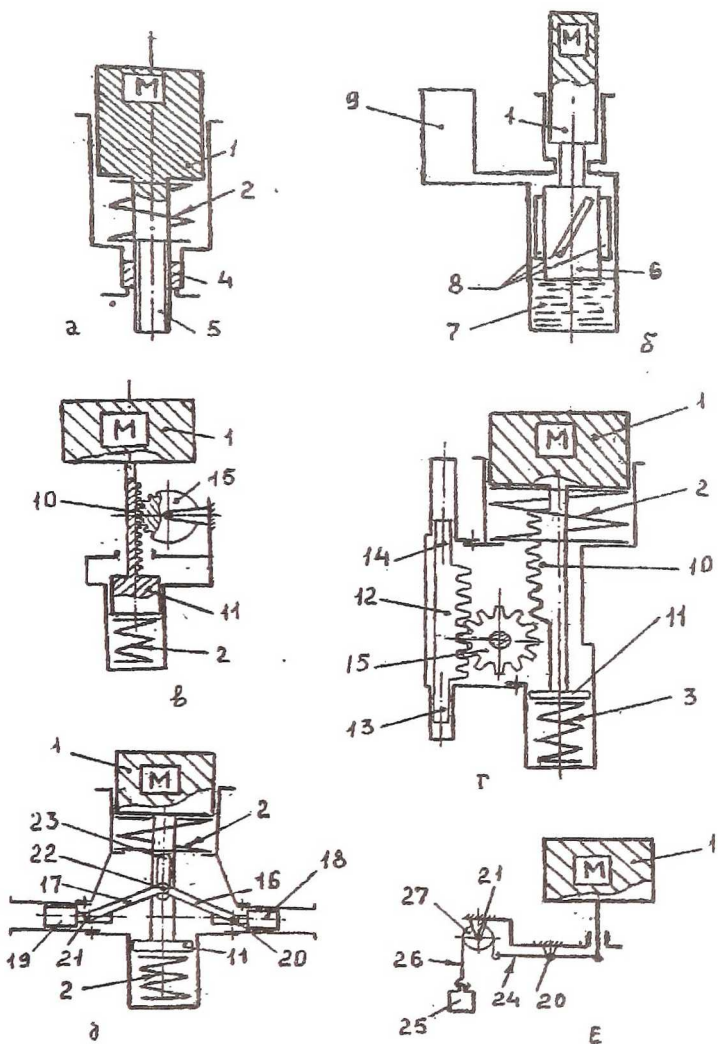


Рис. 1. Конструктивные схемы введения инерционных связей в структуру объектов с массой  $M$  на базе: многозаходной трапецеидальной резьбы (элементы 4, 5) (а); турболопастного механизма (лопасти 8 расположены под углом к оси гидроцилиндра 7) (б); реечно-зубчатого зацепления (в,г); шарнирно-рычажных механизмов (д,е):  
 1 – защищаемый объект; 2,3 – пружина; 4,5 – винтовая пара; 6- турболопастный механизм (поплавок); 7- гидроцилиндр; 8 – лопасти; 9 – бак; 10- зубчатая рейка; 11- опора; 12 – вспомогательная рейка; 13,14 – направляющая; 15 – зубчатое колесо; 16, 17, 24 – рычаг; 18, 19 – кулиса и плунжер; 20,21,22 – шарнир; 23 – паз; 25 – груз; 26 – трос; 27 – блок

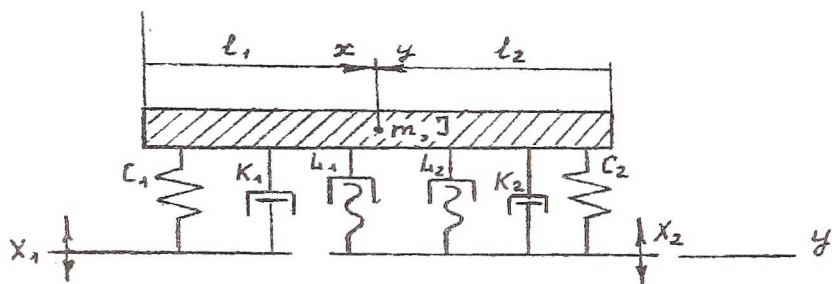


Рис.2. Колебательная система с инерционными связями

Рис. 3. Качественная зависимость максимального значения координаты  $X_1$  от приведенных масс  $L$  при силовом воздействии

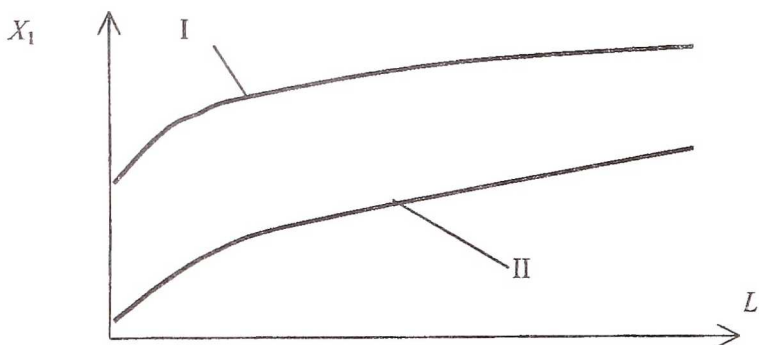
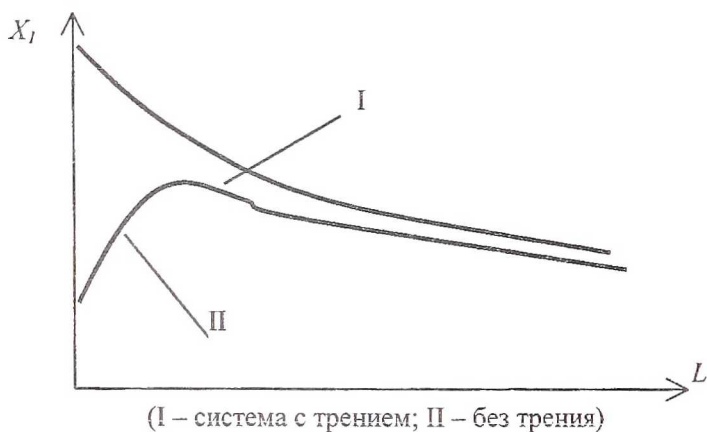


Рис. 4. Качественная зависимость максимального значения координат  $X_1$  от приведенных масс  $L$  при кинематическом возбуждении (I – система с трением, II – без трения)

В силу малости таких колебаний дифференциальные уравнения движения такой системы (с учетом силы вязкостного трения) можно представить в виде:

$$a_{11} \times x_1 + a_{12} \times x_2 + \kappa_1 \times x_1 + c_1 \times x_1 = Q_1(t)$$

$$a_{21} \times x_1 + a_{22} \times x_2 + \kappa_2 \times x_2 + c_2 \times x_2 = Q_2(t),$$

где  $a_{11} = (m l_2^2 + J) / (l_1 + l_2)^2 + L_1$

$$a_{12} = a_{21} = (m l_1 l_2 + J) / (l_1 + l_2)^2$$

$$a_{22} = (m l_1^2 + J) / (l_1 + l_2)^2 + L_2$$

Предполагая, что вынуждающая сила действует по гармоническому закону  $H_i \times \sin \omega t$ , где  $H_i$  — амплитуда силы, действующей по  $i$  — координате,  $\omega$  — ее частота,  $t$  — время, можно записать:

для силового воздействия:

$$\left. \begin{aligned} Q_1(t) &= H_1 \sin \omega t \\ Q_2(t) &= H_2 \sin \omega t \end{aligned} \right\}$$

для кинематического возбуждения:

$$\left. \begin{aligned} Q_1(t) &= L_1 \ddot{\xi}_1 + K_1 \xi_1 + c_1 \dot{\xi}_1 \\ Q_2(t) &= L_2 \ddot{\xi}_2 + K_2 \xi_2 + c_2 \dot{\xi}_2 \end{aligned} \right\},$$

где  $\xi_i = H_i \times \sin \omega t$ , — кинематические воздействия ( $i = 1, 2$ )

На рис. 3,4 представлены графики качественных зависимостей максимального значения координаты  $X_1$  от приведенных масс  $L_i$  при  $L_1 = L_2$ , базирующие на данных литературного обзора работ в этой области [2,3]. Следует полагать, что последующие исследования колебательных систем с инерционными связями будут нацелены на определение влияния инерционных связей на структуру вибрационного пространства системы (метрическое пространство, в котором происходят колебания системы), к которому при проектировании предъявляются жесткие требования в заданном интервале времени. Это безусловно расширит возможности управления вибрационным пространством.

В качестве нетрадиционных инертных связей колебательных систем, обеспечивающих рассеивание энергии движущегося объекта путем преобразования его поступательного движения в иные формы движения, следует отнести системы с демпферами на базе магнитных жидкостей.

Магнитные жидкости (МЖ) [4] – это коллоидный раствор твердых магнитных частиц (магнетит и др.), имеющих шаровидную форму с размерами 30...100 Å с концентрацией  $\sim 10^{18}$  частиц в  $\text{см}^3$ . Путем регулирования величины внешнего магнитного поля МЖ может изменять свою «кажущуюся» плотность в широких пределах (до  $25 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$ ), вследствие чего можно осуществлять всплывание немагнитных тел разной плотности. МЖ под действием магнитного поля может преодолевать силу тяжести, давление и другие силы. Под действием вращающегося магнитного поля МЖ образует вращающийся вихревой поток. Данные особенности поведения МЖ в наведенном магнитном поле, в том числе управляемом, создают предпосылки разработки нового поколения магнитожидкостных демпферов (МЖД), в том числе активного типа.

В частности, размещение МЖ в зазоре между поршнем и цилиндрическим корпусом обеспечивает свободное перемещение поршня и удержание его в цилиндре под действием магнитного поля. Это обеспечивает как постоянное демпфирование движущегося поршня, так и отсутствие протечек по кольцевому зазору. Кроме того, при этом обеспечивается высокая точность центровки поршня, хороший теплоотвод от поршня к наружным стенкам цилиндра с одновременным уменьшением площади петли гистерезиса перемещаемого поршня.

#### Список литературы

1. Кухаренко В.П. Механическая колебательная система с устройствами для преобразования движения//Управляемые механические системы: Сб. науч. тр. – Иркутск: ИПИ, 1981. – с. 79-88.
2. Елисеев С.В. Структурная теория виброзащитных систем. – Новосибирск: Наука, 1978 – 224 с.
3. Елисеев С.В., Баландин О.А. Динамика виброзащитной системы с одной степенью свободы, включающей устройство с преобразованием движения. – В кн.: Вопросы надежности и вибрационной защиты приборов. – Иркутск: ИПИ, 1972. – с. 34-41.
4. Радионов В.А., Соловьев С.Н., Заварихин В.А. Перспективы применения магнитных жидкостей в судостроении // Технология судового машиностроения и обработки металлов резанием: Труды Николаевского кораблестроительного института. – Вып. 159, 1980. – с. 3-8.