

## ВИБРОГАСИТЕЛЬ С КВАЗИНУЛЕВОЙ ЖЕСТКОСТЬЮ

*М.А. Кузнецов, студент гр. 4А6В,  
К.А. Кувшинов, ст. преподаватель,  
А.Н. Гаврилин, к.т.н., доц.  
Б.Б. Мойзес, к.т.н., доц.*

*Томский политехнический университет, 634050, г.Томск, пр.Ленина,30,  
E-mail: [bb1998boss@mail.ru](mailto:bb1998boss@mail.ru), [kuvshinov@tpu.ru](mailto:kuvshinov@tpu.ru), [gawral@tpu.ru](mailto:gawral@tpu.ru), [mbb!@tpu.ru](mailto:mbb!@tpu.ru)*

В процессе работы различные машины, механизмы и устройства излучают вибрацию, которую необходимо снизить до допустимого уровня, для этого используются различные виброзащитные системы.

Существуют активные и пассивные системы виброзащиты, при этом управление параметрами вибрации можно производить только в активных системах, потому что они предполагают изменения параметров.

Существуют следующие методы борьбы с вибрацией, такие как вибродемпфирование, виброизоляция и динамическое виброгашение. Вибродемпфирование и виброизоляция относятся к пассивным системам, а динамическое виброгашение к активной системе защиты от вибрации.

В 1967 г. Профессор Алабужев П.М. впервые высказал идею использования систем с квазинулевой жесткостью, работающих по принципу «фермы Мизеса».

Данная ферма представляет собой простейшую упругую систему, которая описывает нелинейное поведение и неединственность положения равновесия. Ферма Мизеса состоит из стоек 2, к которым прикреплены пружины 4 с каждой стороны. Эти пружины 4 соединены друг с другом через корректор жесткости 1 под некоторым малым углом. Вертикальную нагрузку демпфирует пружина 3, которая также прикреплена к корректору жесткости 1.

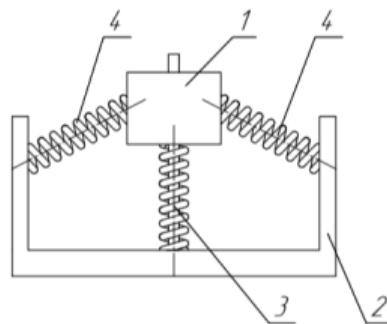


Рис. 1. Ферма Мизеса

Существуют системы виброзащиты, в которых участок с квазинулевой жесткостью, отображенный на графике силовой характеристики (рис.3), получен за счет упругого элемента, который передвигается между двумя направляющими перпендикулярно их оси.

Рассмотрим схему расположения элементов системы с квазинулевой жесткостью, в возможных положениях системы (рис.2).

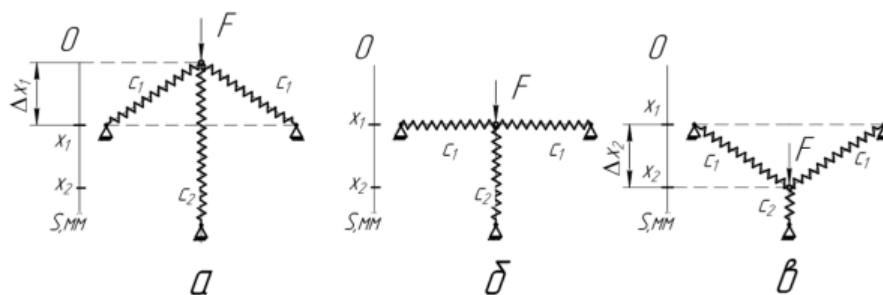


Рис.2. Положения элементов системы с квазинулевой жесткостью:

- а) Исходное положение системы ( $c_1, c_2$  - коэффициенты жесткости пружин);
- б) Система в рабочем положении
- в) Система в положении после «перескока».

Принцип работы данной схемы следующий, под действием вертикальной нагрузки  $F$  происходит потеря изначальной формы Рис.2 (а) данной фермы, в результате «перескока» Рис.2 (б), появляется новая зеркальная форма Рис.2 (в), симметричная и противоположная начальной. Наибольшая нагрузка будет возникать, когда стержни находятся в горизонтальном положении.

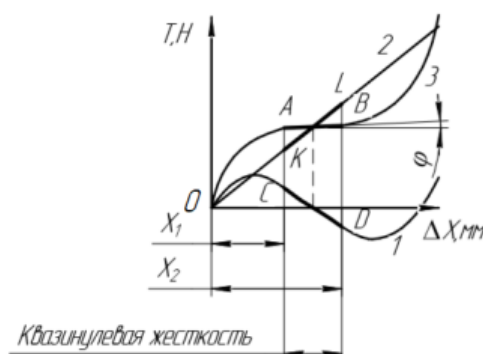


Рис.3. Силовая характеристика виброзащитных систем.

На данный момент актуальна задача, создание виброзащитной системы минимальных размеров, с минимальным количеством деталей и узлов, с высокой степенью надежности в резонансном режиме и малой жесткостью, которая эффективно демпфирует вибрации излучаемые источником.

Виброгаситель с квазинулевой жесткостью рис.4 состоит из промежуточной массы 1, которая помещена на полку 2, полка 2 перемещается при помощи шарниров 3. Шарниры 3 соединены со стаканом 4 с обеих сторон, с одной стороны соединены к полке 2, с другой стороны соединены с направляющими 5. Внутри стакана 4 расположен шланг 6. Шланг 7 расположен между основанием 8 и полкой 2.

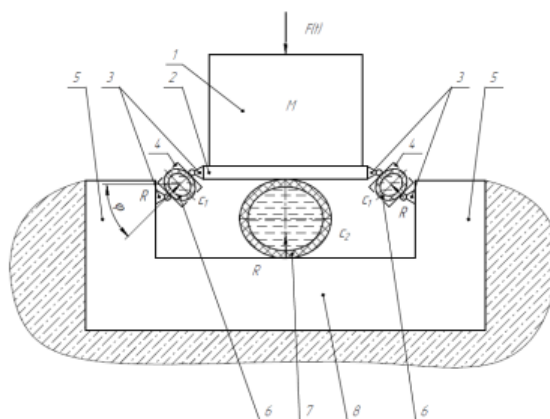


Рис.4 Виброгаситель с квазинулевой жесткостью.

Рассчитать параметры и усилие демпфируемое шлангами 6 с жесткостью  $c_1$ , и 7 с жесткостью  $c_2$  можно с помощью формул применительно к рисунку (Рис.4):

На положении 0 -  $\Delta x_1$  виброзащитной системы, усилие действующее на полку 2 будет:

$$F = c_2 \cdot \Delta x_2 + 2 \cdot \frac{c_1 \cdot \Delta x_1}{\cos \varphi} \quad (4)$$

На положении  $\Delta x_1$  виброзащитной системы, усилие действующее на полку 2 будет:

$$F = c_2 \cdot \Delta x_2 \quad (5)$$

На положении  $\Delta x_1 - \Delta x_2$  виброзащитной системы, усилие действующее на полку 2 будет:

$$F = c_2 \cdot \Delta x_2 - 2 \cdot \frac{c_1 \cdot \Delta x_1}{\cos \varphi} \quad (6)$$

Где,  $c_1$ ,  $c_2$  – жесткость шланга 6, жесткость шланга 7 соответственно,  $\Delta x_1$  и  $\Delta x_2$  – величина, упругой деформации шлангов 6 и 7 соответственно.

В случае когда  $\varphi = 0$  уравнение будет иметь вид

$$c_0 + c_p = c_{шл} \quad (7)$$

$c_0$  – жесткость материала шланга,  $c_p$  – жесткость создаваемая жидкостью,  $c_{шл}$  – суммарная жесткость шланга.

$$T = c_{шл} \cdot \Delta x \quad (8)$$

$T$  – сила сопротивления шланга.

$\Delta x$  – величина упругой деформации шланга в текущий момент.

$$\omega = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{c}{m}} \approx 0,5 - 0,7 \text{ Гц} \quad (9)$$

$$\left(\frac{\pi \cdot x}{2} \cdot l\right) \cdot P = T_{соп} \quad (10)$$

где  $\frac{\pi \cdot x}{2} = f_{шл}$

$$F_{тр} = \alpha \cdot \dot{x} \quad (11)$$

$\alpha$  – коэффициент трения

$\dot{x}$  – скорость течения

$$Q = \mu \cdot f_{др} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho}} = K \cdot f_{др} \cdot \sqrt{\Delta P} \quad (12)$$

$$\dot{x} \cdot f_{шл} = Q_{шл} \quad (13)$$

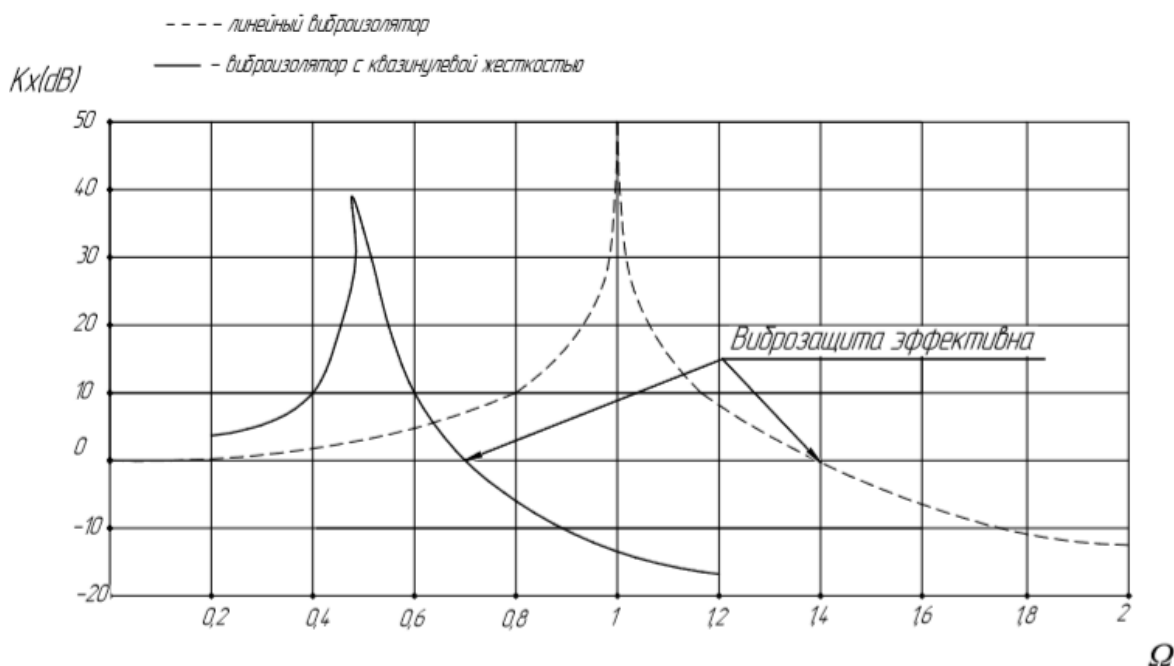


Рис.5. Сравнение коэффициента виброизоляции линейной виброзащитной системы и виброзащитной системы с квазиулевой жесткостью.

В области  $K_x < 0$ , формируется область эффективной работы системы с виброзащитой. Проанализируем график (рис.5), из которого видно, что диапазон эффективной работы виброзащитной системы с квазиулевой жесткостью значительно больше, по сравнению с линейной виброзащитной системой. Кроме того, наибольшая величина коэффициента виброизоляции у виброзащитной системы с квазиулевой жесткостью имеет меньшее значение, чем у линейной виброзащитной системы. [4]

#### **Вывод:**

В данной статье были рассмотрены различные виброзащитные системы, их конструкция, расчет параметров и принцип работы. Рассматривая эти системы были обнаружены следующие недостатки большие габариты системы, малый диапазон частот гасимых колебаний, большое количество узлов и деталей системы, а также малая степень надежности на резонансном режиме. Предлагаемая система устраняет эти недостатки, так как имеет нелинейную жесткость. Это позволяет гасить широкий диапазон колебаний.

В результате получена виброзащитная система, которая характеризуется малой жесткостью, малыми габаритами и большим диапазоном демпфируемых частот. Эффективность работы данной виброзащитной системы видно по графику, на котором видно, что коэффициент виброизоляции нелинейной системы с квазиулевой жесткостью выше, чем у других виброзащитных систем.

#### **Список литературы:**

1. Патент 2016129224 Российская Федерация, МПК F16F 15/00.
2. Патент 2101581 Российская Федерация, МПК F16F15/02.
3. Патент 2578299 Российская Федерация, МПК B25D 17/24(2016.03), B25D 17/04(2016.03), B25F 5/02(2016.03).
4. Сравнительный анализ виброзащитных систем [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://vibro-lab.ru/sravnit-vibroizolyatori> (дата обращения 22.09.2019).