

Виноградов Б. В.

ГВУЗ “Государственный химико-технологический университет”
(г. Днепропетровск)

УДК 629.3.027.3

О ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИКАХ УПРУГОВЯЗКИХ СИСТЕМ С РЕЗИНОКОРДНЫМИ ОБОЛОЧКАМИ

Розглянуті амплітудно–частотні та віброзахитні характеристики пневматичних і гідропневматичних систем, що містять гумовокордні оболонки. Показано, що гідропневматична пружнов'язка система дозволяє забезпечити більш ефективне демпфірування коливань.

They examined amplitude-frequency and vibrated features pneumatic and hydropneumatic of the systems, containing rubber-cord casing. It is shown that hydropneumatic and elastoviscous system allows providing more efficient decrement fluctuations.

Для амортизации транспортных средств, виброизоляции технологического оборудования все более широкое применение находят пневмоэлементы с резинокордными оболочками[1].

На рис. 1 представлены две упруговязкие системы, содержащие резинокордную оболочку. В первом случае (рис. 1, а) резинокордная оболочка 1 и дополнительный

объем 2 заполнены воздухом и соединены между собой трубопроводом с дроссельным устройством 3. Во втором случае (рис. 1,б) резинокордная оболочка заполнена жидкостью и соединена трубопроводом через дроссельное устройство с гидропневматическим аккумулятором, где жидкостная часть отделена от пневматической диафрагмой 4.

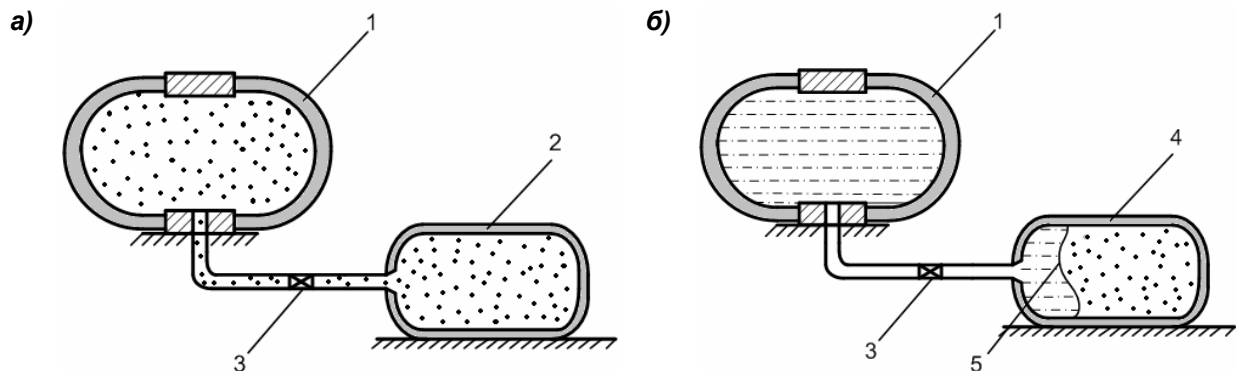


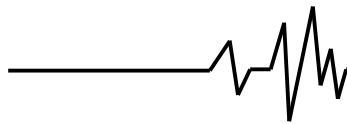
Рис. 1. Упруговязкие системы с резинокордными оболочками:
1 – резинокордная оболочка; 2 – дополнительный объем; 3 – дросселирующее устройство; 4 – гидропневматический аккумулятор; 5 – диафрагма

Упругие характеристики, рассматриваемых двух систем, описывается одним и тем же уравнением:

$$F(x) = S(x) \left[\frac{(p_a + p_{uo}) \cdot V_{го} - p_a}{V_{го} - \int_0^x S(x) dx} \right], \quad (1)$$

где $F(x)$ – зависимость силы упругости от начального положения верхней поверхности резинокордной оболочки; $S(x)$ – эффективная площадь резинокордной оболочки; p_{uo} , $V_{го}$ – начальные значения избыточного давления и объема воздуха; p_a – атмосферное давление.

Однако при динамическом нагружении влияние оказывают силы вязкого сопротивления и характеристики этих



упруговязких систем могут существенно отличаться.

В первом приближении колебательную систему, содержащую резинокордную оболочку и дополнительный объем заполненный воздухом (рис. 1), представим на рис. 2,а, где c , c_1 – жесткость воздуха в резинокордной

оболочке и дополнительном объеме соответственно; μ – коэффициент силы водного сопротивления; m – масса колебательной системы; x – абсолютное перемещение массы m ; x_1 – деформация упругой связи жесткостью c_1 .

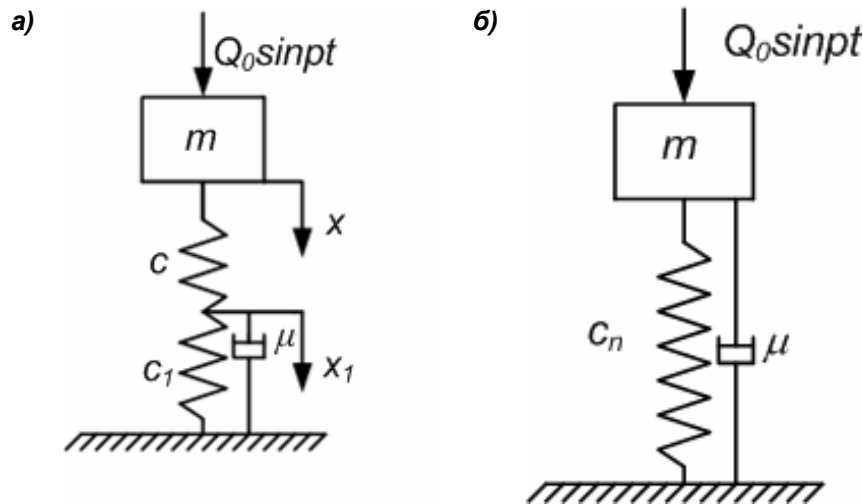


Рис. 2. Эквивалентные динамические схемы: а, б – пневматическая и гидropневматическая система соответственно

Дифференциальное уравнение движения системы будут иметь вид:

$$\begin{aligned} m\ddot{x} &= -c(x - x_1) + Q_0 \sin pt \\ c(x - x_1) &= \mu\dot{x}_1 + c_1x_1, \end{aligned} \quad (2)$$

где $Q_0 \sin t$ – возмущающая сила; μ – коэффициент силы вязкого сопротивления, характеризующий глубину дросселирования.

Систему уравнений (1) можно представить дифференциальным уравнением третьего порядка

$$\begin{aligned} \ddot{x}_1 + \frac{c+c_1}{\mu} \cdot \dot{x}_1 + \frac{c}{m} \cdot x_1 + \frac{c_1c}{m\mu} \cdot x_1 &= \\ = \frac{c}{\mu} \cdot \frac{Q_0}{m} \sin pt. \end{aligned} \quad (3)$$

Установившиеся вынужденные колебания будем искать в виде

$$x_1 = A_1 \sin(pt - \beta), \quad (4)$$

где A и β – постоянные, которые определим, подставляя x_1 , $\dot{x}_1 = A_1 p \cos(pt - \beta)$,

$$\ddot{x}_1 = -A_1 p^2 \sin(pt - \beta),$$

$$\dot{x}_1 = -A_1 p^3 \sin(pt - \beta)$$

в уравнение (3). Тогда,

$$A_1 = \frac{p_0}{\sqrt{\left(\frac{c_1}{m} - \frac{c_1+c}{c} p^2\right)^2 + \left[p \frac{\mu}{c} \left(\frac{c}{m} - p^2\right)\right]^2}}, \quad (5)$$

где $p_0 = \frac{Q_0}{m}$.

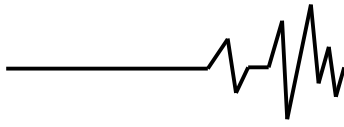
Абсолютное перемещение массы x определим из второго уравнения системы (2):

$$x = \frac{\mu}{c} \cdot \dot{x}_1 + \frac{(c+c_1)}{c} \cdot x_1 \quad (6)$$

Подставляя значения x_1 и \dot{x}_1 из (4), получим:

$$x = A \sin(pt - \beta + \gamma) \quad (7)$$

где $(\gamma - \beta)$ – сдвиг фаз; A – амплитуда вынужденных колебаний массы m ,



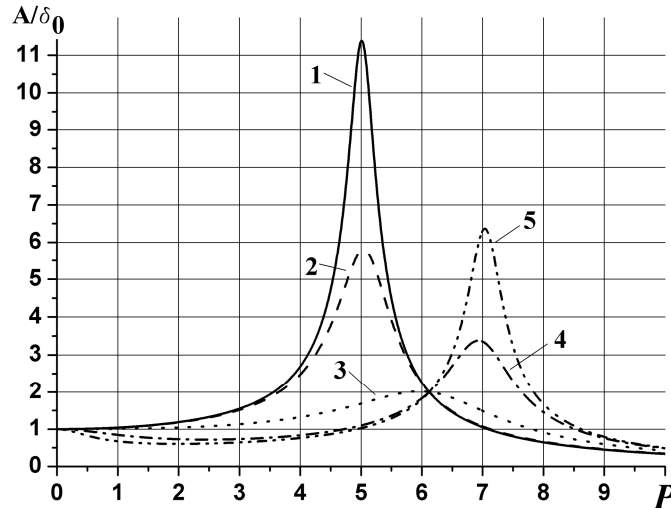
$$A = \frac{\delta_0 \sqrt{1 + \left(\frac{\mu \cdot p}{c + c_1}\right)^2}}{\sqrt{\left(1 - \frac{p^2}{k^2}\right)^2 + \left[\frac{p \cdot \mu \cdot m}{c \cdot c_1} \left(\frac{c}{m} - p^2\right)\right]^2}}, \quad (8)$$

где

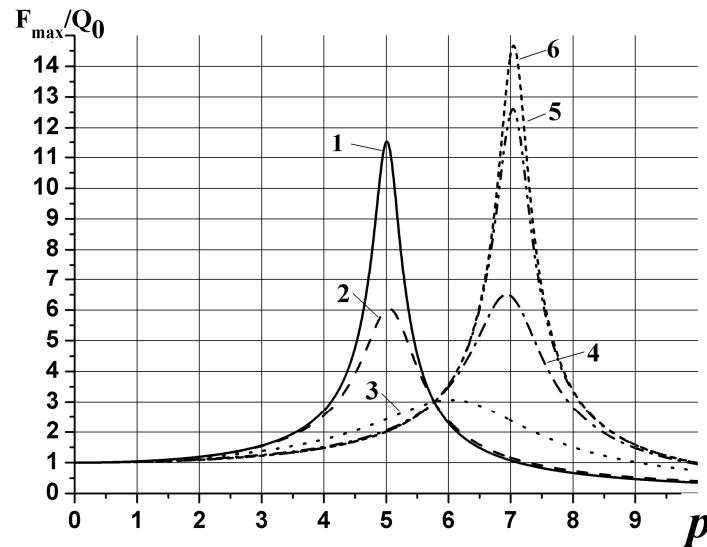
$$\delta_0 = \frac{Q_0}{c_n}, \quad c_n = \frac{c \cdot c_1}{c + c_1}, \quad k^2 = \frac{c \cdot c_1}{m(c + c_1)}. \quad (9)$$

На рис. 3,а приведена амплитудно-частотная характеристика колебательной системы для различных значений коэффициента силы вязкого сопротивления при $c=c_1=1700$ Н/м.

а)



б)



**Рис. 3. Амплитудно-частотная характеристика и коэффициент передачи для системы, представленной на рис. 2,а:
1, 2, 3, 4, 5 – $\mu=60, 120, 500, 1500, 3000, 3500$ Нс/м соответственно**

При защите фундаментов и других креплений особый интерес представляет коэффициент передачи, характеризующий силу, передаваемую на фундамент от колеблющейся системы. В рассматриваемом случае на фундамент передается сила

$$F = c_1 \cdot \dot{x}_1 + \mu \cdot \dot{x}_1 \quad (10)$$

Подставляя значения x_1 и \dot{x}_1 из (4), определим коэффициент передачи:

$$\frac{F_{\max}}{Q_0} = \frac{c_1 \cdot A_1}{Q_0} \sqrt{1 + \left(\frac{\mu \cdot p}{c_1}\right)^2}, \quad (11)$$



где F_{max} – максимальная сила, передаваемая на фундамент (крепление); Q_0 – амплитуда возмущающей силы.

Учитывая значение A_1 из (5), выражение (11) перепишем в виде:

$$\frac{F_{max}}{Q_0} = \frac{\sqrt{1 + \left(\frac{\mu \cdot p}{c_1}\right)^2}}{\sqrt{\left(1 - \frac{p^2}{k^2}\right)^2 + \left[\frac{p \cdot \mu \cdot m}{c \cdot c_1} \left(\frac{c}{m} - p^2\right)\right]^2}}, \quad (12)$$

Зависимость коэффициента передачи от частоты возмущающей силы и величины коэффициента силы сопротивления приведена на рис. 3,б

Для сравнения рассмотрим упруговязкую систему, представленную на рис. 1,б и рис. 2,б.

Как известно [2], амплитуда вынужденных колебаний и коэффициент

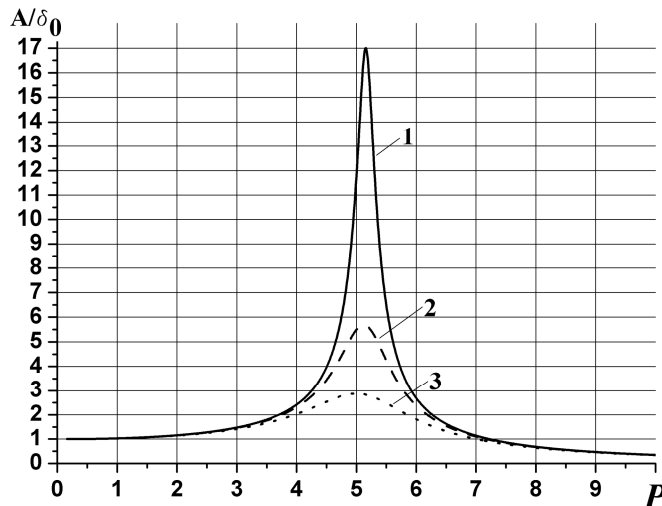
передачи в этом случае описывается выражениями:

$$A = \frac{\delta_0}{\sqrt{\left(1 - \frac{p^2}{k^2}\right)^2 + \left(\frac{\mu \cdot p}{c}\right)^2}}, \quad (13)$$

$$\frac{F_{max}}{Q_0} = \frac{\sqrt{1 + \left(\frac{\mu \cdot p}{c_1}\right)^2}}{\sqrt{\left(1 - \frac{p^2}{k^2}\right)^2 + \left(\frac{\mu \cdot p}{c}\right)^2}}. \quad (14)$$

Зависимость амплитуды колебаний и коэффициента передачи от частоты вынужденных колебаний для этого случая приведена на рис. 4,а, б.

а)



б)

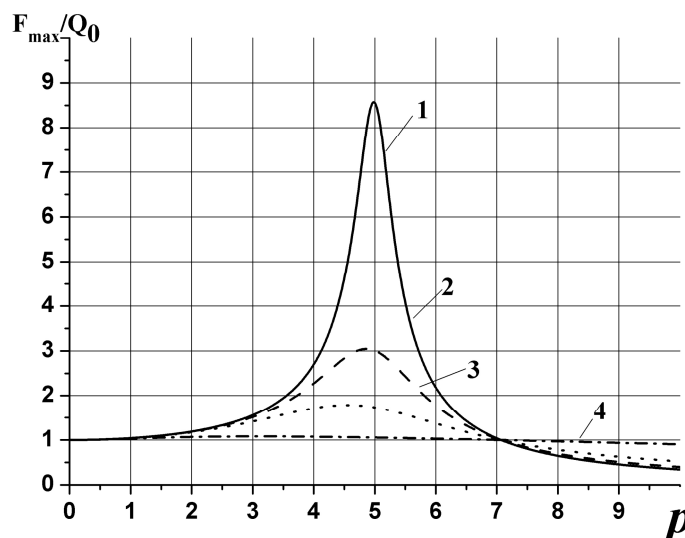
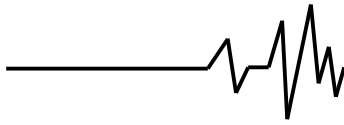


Рис. 4. Амплитудно-частотная характеристика (а) и коэффициент передачи (б) для системы представленной на рис. 2,б: 1, 2, 3, – $\mu=20, 60, 120, 500$ Нс/м соответственно



Сравнение амплитудно-частотных характеристик и коэффициентов передач позволит сделать следующие выводы:

1. В широком диапазоне изменения коэффициента сопротивления μ зависимости амплитуд вынужденных колебаний и коэффициентов передач от частоты возмущающей силы для пневматической и гидropневматической систем имеют схожий характер. Вместе с тем, в резонансном режиме для одинакового ограничения амплитуды и коэффициента передачи в пневматической системе требуется обеспечить значительно большее дросселирование (в нашем случае в 4 раза), по сравнению с гидropневматической системой. Учитывая, что вязкость воздуха значительно меньше вязкости жидкости, дросселирующее устройство пневматической системы будет сложнее при изготовлении и эксплуатации.

2. Увеличение коэффициента μ в пневматической системе приводит к смещению резонанса в область больших частот, система становится как бы более

жесткой. В пределе резонансная частота начинает определяться жесткостью воздуха в резинокордной оболочке и приближается к

частоте $k = \sqrt{\frac{c}{m}}$.

3. Гидropневматическая система позволяет обеспечить более эффективное демпфирование колебаний. В этом случае, увеличение коэффициента сопротивления μ более эффективно обеспечивает снижение коэффициента передачи при резонансе и незначительно повышает его величину в зарезонансной зоне

Литература

1. Тепловозы: конструкция, теория и расчет/И. П. Бородулин, Е. Д. Бренер, Е.С. Гречищев и др.; Под ред. Н. И. Панова. М.: Машиностроение, 1976. 544 с.

2. Павловський М.А. Теоретична механіка: Підручник. – К.: Техніка, 2002. – 512 с.