DOI: 10.17117/na.2016.04.03.111

<http://ucom.ru/doc/na.2016.04.03.111.pdf>

Поступила (Received): 30.04.2016

Кочетов О.С. Пневматическая система виброизоляции на базе резинокордной оболочки

**Kochetov O.S.
Pneumatic system of vibration insulation
on a bazerezinokordny cover**

Работа посвящена пневматическому демпфированию в структуре двухкамерного пассивного подвеса на базе резинокордной оболочки, реализующей нелинейную упругую составляющую на базе пневмоэлементов с поршнем переменного сечения. Рассмотрены варианты с применением турбулентных пневмосопротивлений

Ключевые слова: резинокордная оболочка, турбулентное пневмосопротивление

Work is devoted to pneumatic damping in structure of two-chamber passive subweight on the bazerezinokordny cover realizing a nonlinear elastic component on the basis of pneumoelements with the piston of variable section. Options with use of turbulent pneumoresistance are considered

Key words: rezinokordny cover, turbulent pneumoresistance

Кочетов Олег Савельевич

Доктор технических наук, профессор, зав.кафедрой
Московский технологический университет
г. Москва, ул. Стромынка, 20

Kochetov Oleg Savelyevich

Doctor of Engineering Sciences, Professor,
Head of Department
Moscow technological university
Moscow, Stromynka st., 20

Одной из актуальных задач исследователей является создание эффективных технических средств виброзащиты оператора от воздействия вибраций [1,с.78; 2,с.97; 3,с.100].

В последние годы все шире проявляется интерес исследователей к пневматическому демпфированию в структуре пассивного подвеса. Это объясняется, во-первых, малой стоимостью пневмосопротивления по сравнению с гидродемпфером, а, во-вторых, простотой обслуживания и эксплуатации пассивных пневматических виброзащитных систем. Кроме того, применяя турбулентные пневмосопротивления и пневмосопротивления с нелинейными характеристиками, можно добиться нелинейных свойств подвесок, значительно улучшающих качество виброзащиты человека-оператора. Большим преимуществом пассивных пневматических систем является возможность реализации в них нелинейной упругой составляющей на базе пневмоэлементов с поршнем переменного сечения. На рис.1 представлена нелинейная пневматическая пассивная виброзащитная система на основе резинокордного баллона марки И-08 и нелинейного пневмосопротивления типа "жиклер".

Рис. 1. Конструктивная схема пневматической системы виброизоляции

Рис. 2. Расчетная модель пневматической виброзащитной системы

На рис. 2 дана ее эквивалентная механическая модель. Принцип действия этой системы основан на перетекании воздуха из рабочей камеры 1 в демпферную камеру 2 через межкамерный дроссель 3. При этом происходит вязкое трение воздуха о стенки канала, (линейное демпфирование) пропорциональное скорости в случае ламинарного пневмосопротивления типа "капилляр", или нелинейное демпфирование, пропорциональное второй степени скорости в случае турбулентного пневмосопротивления типа "жиклер".

Основные характеристики пневматической пассивной системы выявляются с помощью коэффициента передачи: $T_a(\omega) = \frac{X_o}{U_o}$, где X_o и U_o – амплитуды вибрации амортизируемой массы и основания, ω – круговая частота колебаний. Коэффициент демпфирования в этом случае определяется по формуле:

$$c = 2 \xi \omega_n m, \quad (1)$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}. \quad (2)$$

где ξ – безразмерный коэффициент демпфирования; m – изолируемая масса; k – эквивалентная жесткость; N – отношение объемов демпферной камеры V_2 к рабочей V_1 ; p_1 – давление в рабочей камере; p_2 – давление в демпферной камере.

Зависимость $T_a(\omega)$ при $\xi = 0$ изображается кривой 1 (рис.3), а при $\xi = \infty$ (отключение демпферной камеры) – кривой 2.

Для первого случая частота резонанса равна:

$$\omega_o = \omega_n \sqrt{\frac{N}{N+1}}, \quad (3)$$

для второго:

$$\omega_\infty = \omega_n \sqrt{N}. \quad (4)$$

Кривые $T_a(\omega)$ при промежуточных значениях ξ расположены в заштрихованном поле и проходят через точку т. С, соответствующую частоте

$$\omega_c = \omega_n \sqrt{\frac{2N}{2+N}}. \quad (5)$$

Кривая $T_a(\omega)$ при наличии демпфирования имеет экстремум в указанной точке, причем

$$T_c = \frac{2}{N} + 1. \quad (6)$$

Рис. 3. Основные частотные характеристики двухкамерной пневмосистемы: 1 – с нулевым демпфированием; 2 – с бесконечным демпфированием (отключение демпферной камеры); 3 – оптимальная, кривая 4 – характеристика нелинейной пневматической системы с частотно-зависимым сопротивлением дросселя

Коэффициент демпфирования определяется формулой

$$\xi = \sqrt{\frac{(N+1)(N+2)}{8N}}. \quad (7)$$

Следовательно, подбирая параметры пневматической виброзащитной системы (k, N, ξ) , можно добиться оптимальной характеристики системы (кривая 3, рис. 3). Система, приведенная на рис.1, является нелинейной пневматической виброзащитной системой с нелинейной упругой составляющей (нелинейной пневматической пружиной на базе резинокордной оболочки баллонного типа) и нелинейным пневмодемпфированием типа «жиклер».

Рис. 4. Эффективная площадь поршневого действия резинокордного баллона марки И-08: 1 – экспериментальная зависимость; 2 – аппроксимация

Рис. 5. Упругие характеристики пневмоэлемента типа И-08 в зависимости от начального давления

Из рис. 4 видно, что при сжатии оболочки эффективная площадь ее увеличивается, а следовательно, жесткость по мере сжатия оболочки возрастает быстрее, чем при постоянной эффективной площади, что облегчает приближение системы к равночастотной.

С учетом проведенного эксперимента, упругая сила системы запишется уравнением: $P_y = S(x)(p_1 - p_a)$,

где p_a – давление наружного воздуха.

Поскольку действующая площадь является функцией перемещения, изменение объема при перемещении x

$$\Delta V_1 = \int_0^x S(x) dx.$$

Отсюда следует, что текущий объем газа в упругом элементе:

$$V_1 = V_{10} + \Delta V_1 = V_{10} - \int_0^x S(x) dx, \quad (8)$$

где V_{10} – объем резинокордного баллона в среднем положении.

Если виброизолятор предварительно нагружен статической силой Q , то с учетом давления наружного воздуха начальное давление в системе можно выразить через эту статическую силу следующим образом:

$$p_H = \frac{Q + p_0 S_H}{S_H} = \frac{Q}{S_H} + p_a,$$

где S_H – площадь поршневого действия оболочки, соответствующая начальному давлению p_H .

Используя уравнение политропы для выражения текущего давления через текущий объем, получим, что упругая сила равна:

$$P_y = S(x) \left\{ \frac{\frac{Q}{S_H} + p_a}{\left[1 - \frac{1}{V_{10}} \int_0^x S(x) dx \right]^\chi} - p_a \right\}, \quad (9)$$

где χ – показатель политропы.

На рис. 5 приведены графики изменения упругой силы P_y в зависимости от деформации оболочки x , рассчитанные для различных давлений в системе.

Список используемых источников:

1. Сажин Б.С., Синев А.В., Кочетов О.С., Соловьев В.С. Расчет на ПЭВМ пневматических виброизоляторов с отрицательной жесткостью для текстильного оборудования // Известия высших учебных заведений. Технология текстильной промышленности. 2002. № 4,5. С. 77-82.
2. Сажин Б.С., Кочетов О.С., Шестернинов А.В., Ходакова Т.Д. Расчет на ПЭВМ динамических характеристик пневматических систем виброизоляции для технологического оборудования // Известия высших учебных заведений. Технология текстильной промышленности. 2005. № 5. С. 96-100.
3. Сажин Б.С., Кочетов О.С., Шестернинов А.В., Ходакова Т.Д. Экспериментальные исследования динамических характеристик пневмовиброизоляторов для текстильных машин // Известия высших учебных заведений. Технология текстильной промышленности. 2005. № 6. С. 96-100.

© 2016, Кочетов О.С.

Пневматическая система виброизоляции на базе резинокордной оболочки

© 2016, Kochetov O.S.

Pneumatic system of vibration insulation on a bazerezinokordny cover