DOI: 10.17117/na.2015.08.823

Поступила (Received): 21.08.2015

<http://ucom.ru/doc/na.2015.08.823.pdf>

Кочетов О.С.
Методика расчета динамических характеристик
пневматических систем виброизоляции для
технологического оборудования

Kochetov O.S.
Method of calculation of dynamic characteristics of pneumatic
systems of vibration insulation for processing equipment

В работе исследованы новые средства защиты оборудования от повышенных уровней вибрации. Приведены конструктивные схемы виброизолирующих пневматических систем, преимуществами которых являются: низкая собственная частота колебаний, высокая эффективность виброизоляции и возможность поддержания постоянного уровня оборудования относительно фундамента за счет наличия обратной связи по перемещению

Ключевые слова: виброизолирующие пневматические системы, уровни вибрации, низкая собственная частота колебаний, обратная связь по перемещению

In work new means of protection of the equipment from the increased vibration levels are investigated. Constructive schemes of anti-vibration pneumatic systems which advantages are provided: low own frequency of fluctuations, high efficiency of vibration insulation and possibility of maintenance of constant level of the equipment

Key words: anti-vibration pneumatic systems, vibration levels, low own frequency of fluctuations, feedback on movement

Кочетов Олег Савельевич

Доктор технических наук, профессор
Московский государственный университет
приборостроения и информатики
г. Москва, ул. Стромынка, 20

Kochetov Oleg Savelyevich

Doctor of Engineering Sciences, Professor
Moscow state university of instrument making and
informatics
Moscow, Stromynk st., 20

Преимуществами пневматических систем виброизоляции технологического оборудования являются: низкая собственная частота колебаний, высокая эффективность виброизоляции и возможность поддержания постоянного уровня оборудования относительно фундамента за счет наличия обратной связи по перемещению [1,с.77;5,с.100;6,с.65; 7,с.25; 8,с.24; 9,с.99; 10,с.98; 11,с.77;].

Пневматическая виброизолирующая опора (рис.1) [2,с.11] работает следующим образом. Часть воздуха из сети подается в демпферную Камеру 6 (по стрелке P_d), а часть подводится к регулятору уровня, через который постоянно отводится в атмосферу (по стрелке P_a).

Рис.1. Пневматическая виброизолирующая опора: 1–крышка опоры, 2–корпус, 3–перегородка, 4–дросселирующее отверстие, 5–рабочая камера, 6–демпферная камера, 7–сопло, 8–заслонка, 9–предохранительный узел, 10–толкатель, 11– пружина, 12–крышка автоматического регулятора уровня, 13–стакан с наружным фланцем и наклонными к оси стакана пазами 14, 15–упоры для ограничения хода заслонки 8

При увеличении нагрузки на опору последняя проседает и через толкатель 10 с помощью заслонки 8 с фланцем 13 сжимает пружину 11, прикрывая тем самым расход воздуха в атмосферу и увеличивая приток его в демпферную камеру 6. При этом предохранительный узел 9 вступает в работу только после того, когда полностью выбран ход вниз стакана, т.е. своим фланцем 13 сядет на торец выходного сопла 7, а крышка 1 с толкателем 10 продолжают движение вниз, например, при резком возрастании нагрузки. Таким образом, нарушается равновесие между притоком сжатого воздуха из сети P_c и выходом его через заслонку 8 в атмосферу и в опоре устанавливается новое, большее давление. Виброизолируемый объект (не показан) приподнимается, восстанавливая нарушенное равновесие потоков воздуха. При уменьшении нагрузки на опору виброизолируемый объект поднимается, нарушая установившееся равновесие потоков. При этом пружина 11 поднимает заслонку 8 вверх до упоров 15, воздух начинает стравливаться в атмосферу, а виброизолируемый объект возвращается в исходное положение.

Рассмотрим расчет типовых схем активных пневматических виброизоляторов (АПВ), представленных в работах [2,с.11; 3,с.21; 4,с.17], с регулятором уровня.

Введем следующие условные обозначения: m – расчетная масса, кгс; F – эффективная площадь чувствительного элемента, m^2 ; V_2 – объем рабочей камеры, m^3 ; V_4 – объем дополнительной камеры, m^3 ; $d_{1,2}$ – диаметр входного дросселя, м; $d_{2,3}$ – диаметр выходного дросселя, м, $d_{2,4}$ – диаметр межкамерного капилляра, м; l – длина межкамерного капилляра, м; $S_{1,2}$ – эффективный зазор входного дросселя, м; $S_{2,3}$ – эффективный зазор выходного дросселя, м; P_1 – давление питания, Па; P_2 – давление в рабочей камере, Па; P_3 – давление внешней среды, Па; P_4 – давление в дополнительной камере, Па.

Эквивалентные линейные механические модели пневмовиброизоляторов состоят из пассивных механических элементов и генератора. В дальней-

шем изложении используются следующие обозначения: m – амортизируемая масса; s – переменная преобразования Лапласа; k – эквивалентная жесткость; N – отношение объемов демпферной камеры и рабочей; σ – коэффициент демпфирования; ζ – безразмерный коэффициент демпфирования; $(X-Y)$ – перемещение обратной связи, создаваемое эквивалентным генератором; I_{12} – коэффициент усиления обратной связи по расходу; $\eta = I_{12} / m\omega_n^3$ – безразмерный коэффициент усиления обратной связи; $\omega_n = \sqrt{k/m}$.

Переход от пневматической модели к механической осуществлен на основе известных пневмомеханических аналогий. Были предприняты следующие аналогии: давление в пневматической системе – сила в механической, расход – скорость, емкость камер – податливость, дроссель между камерами – демпфер. Для перевода узлов пневматической схемы в контуры механической системы использовались законы Кирхгофа [12,с.78; 13,с.101; 14,с.95; 15,с.63; 16,с.99; 17,с.98; 18,с.116; 19,с.345;].

Основные параметры частотных характеристик приближенно выбираются на основе анализа свойств пассивной пневматической системы при отсутствии регулятора положения. Основные частотные характеристики пассивной системы [5,с.99] выявляются с помощью частотных характеристик коэффициента передачи

$$\psi_A(\omega) = X_0/Y_0, (1)$$

где X_0 и Y_0 – амплитуды вибрации виброизолируемой массы и основания опоры, ω – круговая частота колебаний.

Характеристику коэффициента передачи при виброизоляции $\psi(\omega)$ определяют по формуле:

$$\psi(\omega) = \sqrt{\frac{A_0^2 + (A_1 - 2A_0B_2)\omega^2 + (B_2^2 - 2A_1B_3)\omega^4 + B_3^2\omega^6}{A_0^2 + (A_1^2 - 2A_0A_2)\omega^2 + (A_2^2 + 2A_0A_4 - 2A_1A_3)\omega^4 + (A_3^2 - 2A_2A_4)\omega^6 + A_4^2\omega^8}}.$$

где ω – угловая частота, c^{-1} ,

$$A_0 = b_0K + a_0F; A_1 = b_0\delta + b_1K + a_1F;$$

$$A_2 = b_0M + b_1\delta + b_2K + a_2F; A_3 = b_1M + b_2\delta; A_4 = b_2M;$$

$$B_2 = b_1\delta + b_2K + a_2F; B_3 = b_2\delta.$$

$a_0, a_1, a_2, b_0, b_1, b_2$ – вспомогательные коэффициенты, T – абсолютная температура, $^{\circ}K$, n – показатель политропы, t – время, s , R – универсальная газовая постоянная ($R=29,27$ м·град $^{-1}$), ν – динамическая вязкость воздуха ($\nu = 1,3 \cdot 10^{-5}$ при $T = 293$ $^{\circ}K$), ω_0 – собственная частота АПВ, c^{-1} , ω_c – частотная граница области виброизоляции, c^{-1} , i – запас устойчивости АПВ, %, ω_n – собственная частота пассивного виброизолятора, c^{-1} , q – отношение наибольшей нагрузки на АПВ к наименьшей, $J_{1,3}$ – коэффициент усиления АПВ по перемещению, $Нм^{-1}c^{-1}$, J_p – коэффициент усиления АПВ по изменению давления, $м^2c^{-1}$,

$J_{2,4}$ – коэффициент сопротивления капилляра, $м^2c^{-1}$, K – коэффициент жесткости чувствительного элемента АПВ, $Нм^{-1}$, σ – коэффициент внутреннего трения чувствительного элемента АПВ, $Нм^{-1}c$, θ – расход воздуха через АПВ, $Нс^{-1}$, α – относительный коэффициент устойчивости, N – отношение объема дополнительной камеры к объему рабочей камеры АПВ.

Давление P_2 в рабочей камере:

$$P_2 = P_3 + \frac{Mg}{F}, (2)$$

Коэффициент усиления по перемещению $J_{1,3}$, $\text{Нм}^{-1}\text{с}^{-1}$:

$$J_{1,3} = \gamma r r A d_{1,2}, (3)$$

усиления регулятора по изменению давления J_0 , $\text{м}^2\text{с}^{-1}$:

$$J_0 = \frac{\gamma r}{2} (C d_{1,2} S_{1,2} + D d_{2,3} S_{2,3}), (4)$$

где C и D – вспомогательные коэффициенты, которые определяют в зависимости от режима истечения воздуха в дросселях.

Затем определяют коэффициент сопротивления капилляра $J_{2,4}$ по формуле:

$$J_{2,4} = \frac{\pi \cdot d_{2,4}^4 \cdot P_2}{128 \nu \cdot l R T}, (5)$$

и рассчитывают вспомогательные величины N ; ω_n ; J_2 ; β ; δ ; ε по формулам:

$$N = \frac{V_4}{V_2}; (6)$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{2 F g P_2}{V_2 (N + 2) (P_2 - P_3)} + \frac{2 K \cdot (N + 1)}{M (N + 2)}}.$$

$$J_2 = \frac{P_2^2 \cdot F^3 \cdot N^2}{M R^2 T^2 (N + 1)^2};$$

$$\beta = \frac{J_{1,3}}{J_{2,4}};$$

$$\delta = \frac{J_0}{J_{1,3}}; (7)$$

$$\varepsilon = \frac{\beta V_2}{P_2 F n}.$$

$$\gamma = \pi \sqrt{\frac{2g}{RT}},$$

После этого рассчитывают запас устойчивости i для АПВ с δ и K , близкими к нулю (поршневые АПВ), по формуле:

$$i = (1 - \frac{J_{1,3} \cdot J_{2,4}}{J_2 \cdot \alpha}) \cdot 100\%. (8)$$

где α – вспомогательный коэффициент, определяемый в зависимости от типа АПВ по формулам:

$$\alpha_1 = 1 + \varepsilon [N(1 + \varepsilon) - 1]$$

$$\alpha_2 = 1; (9)$$

В результате расчета на ПЭВМ характеристик пневматических виброизоляторов по предложенной методике были выявлены оптимальные с точки зрения минимума коэффициента передачи при виброизоляции параметры пневматического виброизолятора:

$F=0,1\text{ м}^2$; $K=0$; $V_2=4,1\cdot 10^{-3}\text{ м}^3$; $V_4=1,67\cdot 10^{-2}\text{ м}^3$;
 $d_{1,2}=0,5\cdot 10^{-3}\text{ м}$; $d_{2,3}=1,25\cdot 10^{-3}\text{ м}$; $d_{2,4}=0,15\cdot 10^{-2}\text{ м}$; $S_{1,2}=1,0\cdot 10^{-3}\text{ м}$; $\theta=0,0019\text{ Нс}^{-1}$
 $S_{2,3}=0,1\cdot 10^{-3}\text{ м}$; $P_1=0,5\text{ МПа}$; $P_3=0,1\text{ МПа}$; $T=293\text{ К}$; $\delta=0$; $l=0,015\text{ м}$.

Рис. 2. Графики коэффициента передачи системы пневматической виброизоляции

На рис.2 представлены результаты расчета коэффициента передачи при различных параметрах [20, с.33; 21, с.153]. При установке кружевной машины типа "Супер-гарант, MRS-25" на пневматические виброизоляторы в количестве 6 штук было зарегистрировано, что на частоте 25 Гц вибрации перекрытия составили 30 мкм, вместо 120 мкм при существующей установке на металлических башмаках, а на частоте 100 Гц амплитуда колебаний уменьшилась до 1 мкм, вместо 8 мкм при существующем способе установке. Установка кружевной машины на пневматические виброизоляторы позволила снизить уровни вибрации на рабочих местах до санитарно-гигиенических норм, тогда как при существующем способе жесткой установки станков наблюдалось превышение нормативных значений вибрации более, чем в 4 раза. Кроме того, при установ-

ке кружевной машины на пневмовиброизоляторы снизился шум в цехе с 90 дБ до 86 дБ в среднечастотной области.

Список используемых источников:

1. Шмаков В.Т., Кочетов О.С., Шестернинов А.В. Виброизоляция технологического стационарного оборудования пневматическими опорами. Методы и средства виброзащиты человека. М.: ИМАШ АН СССР, 1977.
2. Кочетов О.С. Пневматическая виброизолирующая опора Кочетова. Авторское свидетельство СССР № 1383037. Опубликовано 23.03.1988. Бюллетень изобретений № 11.
3. Шмаков В.Т., Кочетов О.С. Пневмовиброизолирующая опора. Авторское свидетельство СССР № 1307120. Опубликовано 30.04.1987. Бюллетень изобретений № 16.
4. Шмаков В.Т., Кочетов О.С. Виброизолирующая пневмоопора. Авторское свидетельство СССР № 1384853. Опубликовано 30.03.1988. Бюллетень изобретений № 12.
5. Сажин Б.С., Кочетов О.С., Пирогова Н.В., Павлов Д.А. Расчет на ПЭВМ активных пневматических виброизоляторов для текстильного оборудования // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. 1999. № 1. С. 99...104.
6. Шатрова Н.В., Кочетов О.С., Сажин Б.С. Расчет на ПЭВМ активных пневматических виброизоляторов для промышленного оборудования // Успехи в химии и химической технологии. Вып. XIV. Ч. 5. РХТУ им. Д.И. Менделеева. М., 2000. С. 63-64.
7. Сажин Б.С., Синев А.В., Кочетов О.С., Чунаев М.В. Исследования внутреннего демпфирования пневматических пружин систем виброизоляции с введением отрицательной жесткости // Успехи в химии и химической технологии. Т. XV: № 6. РХТУ им. Д. И. Менделеева. М., 2001. С. 24-25.
8. Сажин Б.С., Синев А.В., Кочетов О.С. К выбору оптимального демпфирования виброзащитных систем // Успехи в химии и химической технологии. Т. XV. № 6. РХТУ им. Д. И. Менделеева. М., 2001. С. 25-26.
9. Сажин Б.С., Кочетов О.С., Павлов Д.А., Шатрова Н.В. Расчет на ПЭВМ систем виброизоляции для ткацких станков, установленных на абсолютно жестком основании // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. 2002. № 1. С. 99-104.
10. Сажин Б.С., Кочетов О.С., Ходакова Т.Д., Кочетова М.О. Математическая модель расчета систем виброизоляции для текстильных машин // Математические методы в технике и технологиях – ММТТ-15. Тамбов: Изд-во Тамб. гос.т ехн. ун-та, 2002. 180с.
11. Кочетов О.С., Фирсаев И.Р., Измайлов М.Т., Харитонов А.Н. Расчет на ПЭВМ систем виброизоляции для технологического оборудования // Современные технологии и оборудование текстильной промышленности (Текстиль-2002). М.: МГТУ, 2002.
12. Сажин Б.С., Синев А.В., Кочетов О.С., Соловьев В.С. Расчет на ПЭВМ пневматических виброизоляторов с отрицательной жесткостью для текстильного оборудования // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. 2002, № 4,5. С. 77-82.
13. Сажин Б.С., Синев А.В., Кочетов О.С., Соловьев В.С. Расчет на ПЭВМ систем виброизоляции для ткацких станков, установленных на нежестком основании // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. 2002. № 6. С. 100-107.
14. Синев А.В., Сажин Б.С., Кочетов О.С., Ходакова Т.Д., Кочетова М.О., Чунаев М.В., Измайлов М.Т. Методика расчета на ПЭВМ пневматических виброизоляторов активного типа для текстильного оборудования // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. 2004. № 1. С. 91-97.
15. Сажин Б.С., Кочетов О.С., Чунаев М.В., Кочетова М.О., Ходакова Т.Д. Расчет на пэвм динамических характеристик виброизолированного рабочего места // Успехи в химии и химической технологии. Т. XVII. № 13 (38). 2003. С. 61-68.
16. Сажин Б.С., Кочетов О.С., Шестернинов А.В., Ходакова Т.Д. Расчет на ПЭВМ динамических характеристик пневматических систем виброизоляции для технологического оборудования // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. 2005. № 5. С. 96-100.
17. Сажин Б.С., Кочетов О.С., Шестернинов А.В., Ходакова Т.Д. Экспериментальные исследования динамических характеристик пневмовиброизоляторов для текстильных машин // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. 2005. № 6. С. 96-100.
18. Сажин Б.С., Кочетов О.С., Шестернинов А.В., Бородин Е.С. Стендовые испытания пневматических виброизолирующих опор для текстильных машин // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. 2008. № 1. С. 115-118.

19. Синев А.В., Кочетов О.С., Зубова И.Ю. Расчет динамических характеристик систем виброизоляции технологического оборудования // Динамика виброударных (сильно нелинейных) систем. Звенигород. 2009. С. 343-347.
20. Кочетов О.С. Расчет пространственной системы виброзащиты // Безопасность труда в промышленности. № 8. 2009. С. 32-37.
21. Синев А.В., Кочетов О.С., Новичков С.А. Расчет систем виброзащиты с нелинейным распределением усилий в опорных точках объекта // Математика, информатика, естествознание в экономике и обществе. М.: МФЮА, 2010. С. 152-156.

© 2015, Кочетов О.С.

Методика расчета динамических характеристик пневматических систем виброизоляции для технологического оборудования

© 2015, Kochetov O.S.

Method of calculation of dynamic characteristics of pneumatic systems of vibration insulation for processing equipment