

УДК 534.833.524.2

**МЕТОДИКА РАСЧЕТА НА ПЭВМ
ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ВИБРОИЗОЛЯТОРОВ АКТИВНОГО ТИПА
ДЛЯ ТЕКСТИЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ**

*А.В. СИНЕВ, Б.С. САЖИН, О.С. КОЧЕТОВ, Т.Д. ХОДАКОВА,
М.О. КОЧЕТОВА, М.В. ЧУНАЕВ, М.Т. ИЗМАЙЛОВ*

**(Институт Машиноведения им. академика А.А. Благонравова РАН,
Московский государственный текстильный университет им.А.Н.Косыгина)**

Основными преимуществами пневматических виброизоляторов являются низкая собственная частота колебаний, высокая эффективность виброизоляции и возможность поддержания постоянного уровня оборудования относительно фундамента за счет наличия обратной связи по перемещению.

По результатам многих исследований [1...4] выявлено, что при установке текстильного оборудования на пневматические виброизоляторы снижаются динамические нагрузки на перекрытие и в ряде механизмов станка. Так, например, при установке ткацкого станка типа АТПР на пневматические виброизоляторы кроме снижения динамических нагрузок в ряде механизмов станка уменьшается также и мощность, потребляемая электродвигателем.

При установке кружевной машины типа Супер-гарант, MRS-25 на пневматические виброизоляторы в количестве 6 штук [4] 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 установки.

Установка кружевной машины на пневматические виброизоляторы позволила снизить уровни вибрации на рабочих местах до санитарно-гигиенических норм [6], тогда как при существующем способе жесткой установки станков наблюдалось

превышение нормативных значений вибрации более чем в 4 раза. Кроме того, при установке кружевной машины на пневмовиброизоляторы шум в цехе снизился с 90 до 86 дБ в среднечастотной области.

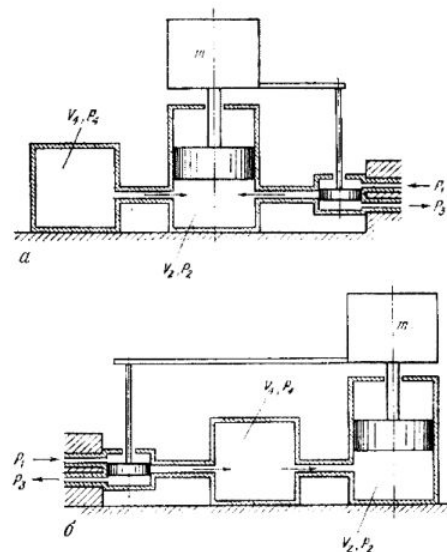


Рис. 1

На рис.1 представлены типовые схемы активных пневматических виброизоляторов (АПВ): а – схема I с регулятором, присоединенным к демпферной камере; б – схема II с регулятором, присоединенным к рабочей камере.

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 по схемам I и II (рис. 2) состоят из пассивных механических элементов и генератора. В дальнейшем изложении используются следующие обозначения: m – амортизируемая масса; s – переменная преобразования Лапласа; k – эквивалентная жесткость; N – отношение объемов демпферной камеры и рабочей; c – 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; $\omega_n = \sqrt{k/m}$.

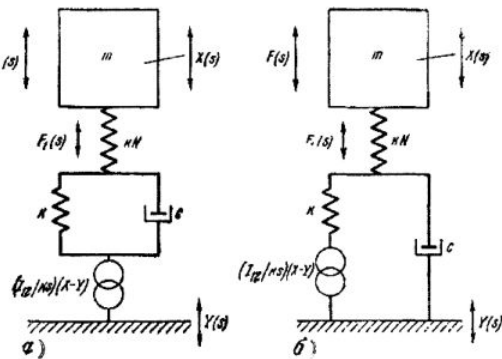


Рис. 2

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.

На рис. 3. приведены коэффициенты передачи пневматической виброзащитной системы с оптимальным демпфированием.

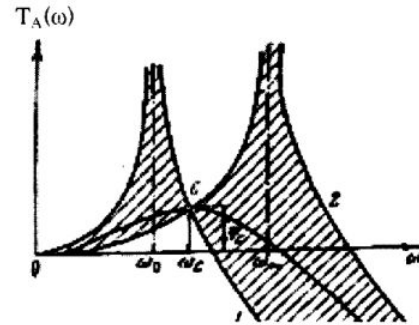


Рис. 3

Основные параметры частотных характеристик приближенно выбираются на основе анализа свойств пассивной пневматической системы при отсутствии регулятора положения (отсутствует генератор на рис.2). Основные частотные характеристики пассивной системы [5] выявляются с помощью частотных характеристик коэффициента передачи

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

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

Зависимость $\psi_A(\omega)$ при $\zeta = 0$ изображена кривой 1 (рис. 3), а при $\zeta = \infty$ (отключение демпферной камеры в схеме I) – кривой 2.

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, определяемые по формулам табл.1.

Таблица 1

Тип вибро-изолятора	$a_2, (H \cdot m^2)$	$a_1, (H \cdot m^2 \cdot c^{-1})$	$a_0, (H \cdot m^2 \cdot c^{-2})$	$b_2, (m^5)$	$b_1, (m^5 \cdot c^{-1})$	$b_0, m^5 \cdot c^{-2}$
I	$\frac{P_2 F N V_2}{R T n}$	$P_2 F J_{2,4} + \frac{N V_2 J_{1,3}}{n}$	$J_{1,3} J_{2,4} R T$	$\frac{N V_2^2}{R T n^2}$	$\frac{V_2 J_{2,4} (N+1)}{n}$	0
II	$\frac{P_2 F N V_2}{R T n}$	$P_2 F J_{2,4}$	$J_{1,3} J_{2,4} R T$	$\frac{N V_2^2}{R T n^2}$	$\frac{V_2 J_{2,4} (N+1)}{n}$	0

Здесь T – абсолютная температура, $^{\circ}K$; n – показатель политропы; t – время, c ; 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, $H \cdot m^{-1} \cdot c^{-1}$; J_p – коэффициент усиления АПВ по изменению давления, $m^2 \cdot c^{-1}$; $J_{2,4}$ – коэффициент сопротивления капилляра, $m^2 \cdot c^{-1}$; K – коэффициент жесткости чувствительного элемента АПВ, $H \cdot m^{-1}$; σ – коэффициент внутреннего трения чувствительного элемента АПВ, $H \cdot m^{-1} \cdot c$; θ – расход воздуха через АПВ, $H \cdot c^{-1}$; α – относительный коэффициент устойчивости; N – отношение объема дополнительной камеры к объему рабочей камеры АПВ.

Величины, входящие в табл.1, определяются следующим образом.

Давление P_2 в рабочей камере

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

Коэффициент усиления по перемещению $J_{1,3}$, $H \cdot m^{-1} \cdot c^{-1}$:

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

Коэффициент усиления регулятора по изменению давления J_0 , $m^2 \cdot c^{-1}$:

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

где C и D – вспомогательные коэффициенты, которые определяют по формулам табл.2 в зависимости от режима истечения воздуха в дросселях.

Таблица 2

Режим истечения	C	D
$P_1 < 2P_2$ $P_2 < 2P_3$	$\frac{2P_2 - P_1}{\sqrt{P_2(P_1 - P_2)}}$	$\frac{P_3}{\sqrt{P_3(P_2 - P_3)}}$
$P_1 \geq 2P_2$ $P_2 < 2P_3$	0	$\frac{P_3}{\sqrt{P_3(P_2 - P_3)}}$
$P_1 < 2P_2$ $P_2 \geq 2P_3$	$\frac{2P_2 - P_1}{\sqrt{P_2(P_1 - P_2)}}$	1
$P_1 \geq 2P_2$ $P_2 \geq 2P_3$	0	1

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

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

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

$$N = \frac{V_4}{V_2};$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{2FgP_2}{V_2(N+2)(P_2 - P_3)} + \frac{2K(N+1)}{M(N+2)}} \quad (6)$$

$$J_2 = \frac{P_2^2 F^3 N^2}{MR^2 T^2 (N+1)^2},$$

$$\beta = \frac{J_{1,3}}{J_{2,4}}, \quad (7)$$

$$\delta = \frac{J_0}{J_{1,3}},$$

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

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

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

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

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

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

$$\alpha_2 = 1. \quad (9)$$

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

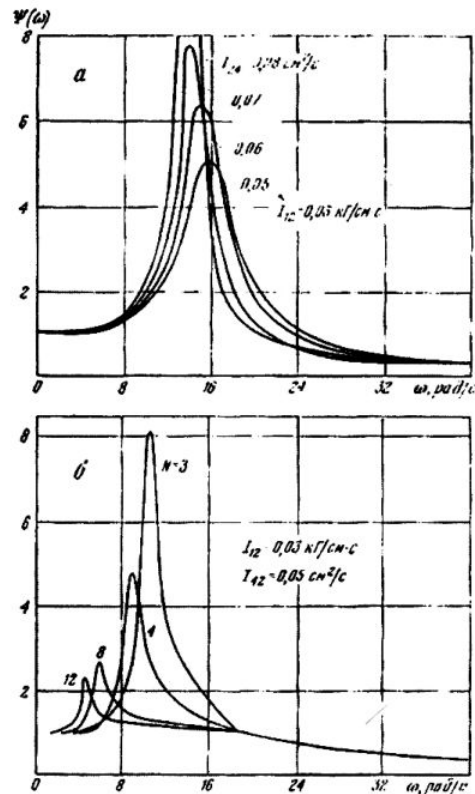


Рис. 4

На рис.4 представлены результаты расчета коэффициента передачи при данных параметрах. Весовой расход воздуха составил $\theta = 0,0019 \text{ Н} \cdot \text{с}^{-1}$.

1. Разработана методика расчета на ПЭВМ активных пневматических виброизоляторов в зависимости от схемы подвода рабочего газа и режимов его истечения в дросселях входных и выходных регулирующих устройств.

2. Результаты расчета показали, что с увеличением нагрузки на опору снижается собственная частота системы «станок на виброизоляторах» до 9 с^{-1} , но при этом возрастает значение коэффициента передачи на резонансе до 1,76. Однако в резонансной области, определяемой областью частот $>12 \text{ с}^{-1}$, коэффициент передачи уменьшается с 0,2 до 0,03.

3. Предлагаемые схемы пневматических виброизоляторов могут быть рекомендованы для ткацких станков типа АТПР, СТБ, Джеттис, имеющих частотный диапазон рабочих нагрузок, передаваемых на основание, в диапазоне $20...60 \text{ с}^{-1}$.

1. А.с. №1668773 СССР. Виброизолирующая система Кочетова для ткацких станков. – Оpubл. 1991. Бюл. № 29.

2. Кельберт Д.Л. Охрана труда в текстильной промышленности. – М.: Легпромбытиздат, 1990.

3. Корнев Б.И. и др. Влияние пневматических виброизоляторов на некоторые механические и технологические характеристики работы ткацких станков АТПР. – В кн.: Легкая промышленность. Р.Ж.12.Св. т. № 1. – М.:ВИНИТИ,1985.

4. Шмаков В.Т., Кочетов О.С., Солотов А.Д. Виброизоляция технологического стационарного оборудования пневматическими опорами. – В кн.: Методы и средства виброзащиты человека. – М.: ИМАШ АН СССР,1977.

5. Кочетов О.С. Расчет пассивного пневмовиброизолятора с учетом динамических характеристик тела человека-оператора. – В кн.: Автоматизация научных исследований в области машиноведения. М.:Наука,1983. С.146...150.

6. ГОСТ 12.1.012–90.ССБТ. Вибрация.Общие требования безопасности. М.: Госстандарт, 1991.

Рекомендована кафедрой процессов и аппаратов химической технологии и безопасности жизнедеятельности. Поступила 28.04.03.