

УДК 621.752.2

РАСЧЕТ НА ПЭВМ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ВИБРОИЗОЛЯТОРОВ С ОТРИЦАТЕЛЬНОЙ ЖЕСТКОСТЬЮ ДЛЯ ТЕКСТИЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

О.С. КОЧЕТОВ, А.В. СИНЕВ, В.С. СОЛОВЬЕВ, Б.С. САЖИН

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

По результатам 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.

В настоящей статье рассматриваются динамические свойства систем виброизоляции с пневматической пружиной, у которой помимо свойств упругости воздушных объемов, дополнительное влияние на упругие свойства оказывает сосуд, в котором заключен воздух, причем дополнительная жесткость за счет свойств сосуда может в несколько раз превышать жесткость воздушного объема.

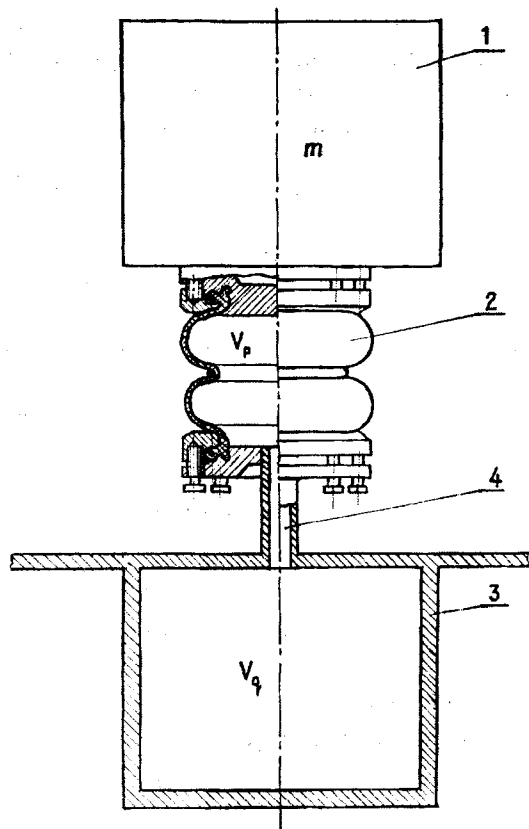


Рис. 1

Примером таких систем являются резинокордные оболочки баллонного типа (рис.1, где представлена схема системы виброизоляции с пневматической пружиной на основе РКО и дополнительной демпферной камерой; 1 – объект виброизоляции (жесткая масса); 2 – резинокордная оболочка баллонного типа; 3 – демпферная камера; 4 – межкамерный ламинарный дроссель). Использование пневмопружины в сочетании с дополнительными демпферными камерами, отдельными межкамерными дросселями, позволяет придать пневмопружине свойства внутреннего демпфирования, однако дополнительная жесткость сосуда часто не позволяет достичь желаемой величины демпфирования. Поэтому нами решается задача о влиянии этой дополнительной жесткости на динамические свойства одномассовой системы виброизоляции, использующей пневмопружину с внутренним демпфированием.

Преимуществом пневмопружины с РКО рукавного типа является возможность уменьшения габаритных размеров по сравнению с диафрагменными упругими

элементами. В работе рукавный элемент допускает значительные несоосности и не требует точной установки. К недостаткам диафрагменного и рукавного типов пневмопружины с РКО следует отнести пониженную долговечность по сравнению с пневмобаллонами, сильную зависимость долговечности от уровня и качества технологии [5, 6].

Если изменения объема пневмопружины малы относительно начального объема, то выражение для жесткости в случае пневмоцилиндров одностороннего действия описывается зависимостью

$$c = \frac{np_a S^2}{V}, \quad (1)$$

где p_a – статическое давление (абсолютное); S – площадь поршня; V – начальный объем пневмопружины. Значение коэффициента n (показателя политропы) может изменяться в пределах от $n = 1$ (изотерма) до $n = 1,4$ (адиабата). Для низких и инфранизких частот (до 1,5 Гц) рекомендуется применять $n = 1$, а свыше 1,5 Гц – $n = 1,4$. Однако следует заметить, что разница в определении жесткости по изотерме или адиабате невелика (40 %), что трудно различимо в условиях вибрационных измерений. Для случаев, когда эффективная площадь пневматической пружины изменяется при перемещении δ , то есть $s = f(\delta)$ – давление и площадь должны рассматриваться как переменные.

В результате

$$c = S \frac{\partial p}{\partial \delta} + p \frac{\partial S}{\partial \delta} \cong \frac{np_a S^2}{V} + p_i \left\{ \frac{\partial S}{\partial \delta} \right\}_{\delta=0}, \quad (2)$$

где p_i – статическое избыточное давление; $p_i = p_a - p_0$, где p_0 – атмосферное давление.

Этот случай имеет большое значение для РКО, где второй член полученного выражения может превышать по величине первый член в несколько раз.

Экспериментальные исследования систем виброизоляции с баллонными РКО при соотношении объемов демпферной и рабочей камер, равном четырем, и при опти-

мальном дросселе не позволили получить коэффициент передачи на резонансе меньше, чем $\mu = 2,5 \dots 3$, хотя теоретический результат для пневмопружины в виде воздушного объема, приведенный в [7], указывает на возможность получения при оптимальном демпфировании $\mu_c = 1,5$.

Известно, что для пневмопружины с РКО важным показателем является соотношение жесткости собственно воздушной подушки и дополнительной параллельной жесткости, зависящей от переменности площади поршневого действия согласно формуле (2); кроме того, жесткость $c_1 = K_p p_i$ (где $ds/d\delta = K_p$) может превышать в несколько раз жесткость воздушной подушки, определяемой по формуле

$$c_n = n \frac{P_a S^2}{V}$$

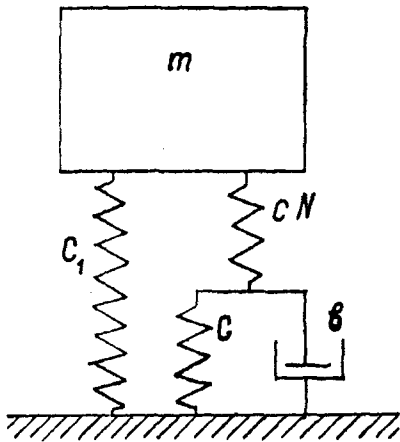


Рис. 2

Рассмотрим схему, приведенную на рис.2, которая является механическим аналогом схемы, представленной на рис.1.

$$\mu = \sqrt{\frac{\left(1 + \gamma \frac{1+N}{N}\right)^2 + 4\beta^2 v^2 \left(1 + \frac{\gamma}{N}\right)^2}{\left[1 + \frac{1+N}{N} (\gamma - v^2)\right]^2 + 4\beta^2 v^2 \left[1 + \frac{1}{N} (\gamma - v^2)\right]^2}}, \quad (8)$$

где $v = \frac{\omega}{\omega_N}$.

В ней дополнительная пружина с жесткостью c_1 расположена между основанием и объектом виброизоляции, параллельно демпфированной пневмопружине.

Введем безразмерный параметр $\gamma = \frac{c_1}{c}$;

кроме того $c = n \frac{P_a S^2}{V_d}$ – жесткость воздушного объема демпферной камеры;

$cN = n \frac{P_a S^2}{V_p}$ – жесткость объема рабочей

камеры; $N = \frac{V_d}{V_p}$ – отношение объемов ка-

мер; $b = 2\beta\omega_N m$ – сопротивление демпфера, эквивалентное сопротивлению ламинарного дросселя; β – относительное демпфирование.

Повторяем ход рассуждений и выкладки, приведенные, например, в [7, 8], для случая $\gamma = 0$:

Повторяем ход рассуждений и выкладки, приведенные, например, в [7, 8], для случая $\gamma = 0$:

$$\omega_0 = \omega_N \sqrt{\gamma + \frac{1}{N+1}}, \quad (3)$$

$$\omega_\infty = \omega_N \sqrt{\gamma + N+1}, \quad (4)$$

$$\omega_N = \sqrt{\frac{c}{m}}, \quad (5)$$

$$\omega_c = \omega_N \sqrt{\frac{2[N/(N+1)+1] + \gamma(N+\gamma)}{N/(N+1) + N + 2\gamma}}, \quad (6)$$

$$\mu_c = \frac{2(1+\gamma)}{N} + 1. \quad (7)$$

Приравняем нулю производную $\frac{d}{d\nu} = \left\{ |\mu(\nu)|^2 \right\} = 0$, для значения $\nu_c = \frac{\omega_c}{\omega_N}$.

Отсюда следует

$$\beta_{\text{опт}} = \sqrt{\frac{[2(N+1)\gamma + N(N+2)](N+1)}{8(\gamma+N)}}. \quad (9)$$

Из (7) следует, что коэффициент передачи μ_c при положительных значениях γ растет по сравнению со случаем $\gamma=0$ (рис.3, где приведена зависимость минимаксного коэффициента передачи при оптимальном демпфировании μ для различных величин γ). Так, например, для типовых значений параметров $\gamma=3$, характерного для баллонного РКО и $N=4$, $\mu_c=3$ (тогда, как при $\gamma=0$ $\mu_c=1,5$).

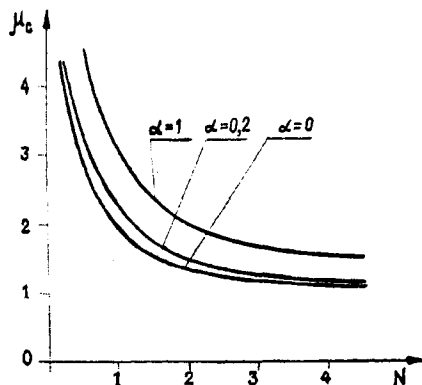


Рис. 3

Проанализируем зависимость максимального коэффициента динамичности μ_c , определяемого по формуле (7) для отрицательных значений γ . Предельным значением величины γ , когда становится нулевой суммарная жесткость корректора и пневмопружины, будет значение

$$\gamma = \frac{N}{1+N}. \quad (10)$$

Максимальный коэффициент передачи при этом равен

$$\mu_c = \frac{2}{N(1+N)} + 1, \quad (11)$$

Введем также в рассмотрение случай $\gamma = -[N(1-\alpha)]/(1+N)$. Тогда

$$\mu_c = \frac{2(1+N\alpha)}{N(N+1)} + 1. \quad (12)$$

На рис.3 показаны значения μ_c для $\alpha = 1$ ($\gamma = 0$), предельный случай (10) и $\alpha = 0,2$.

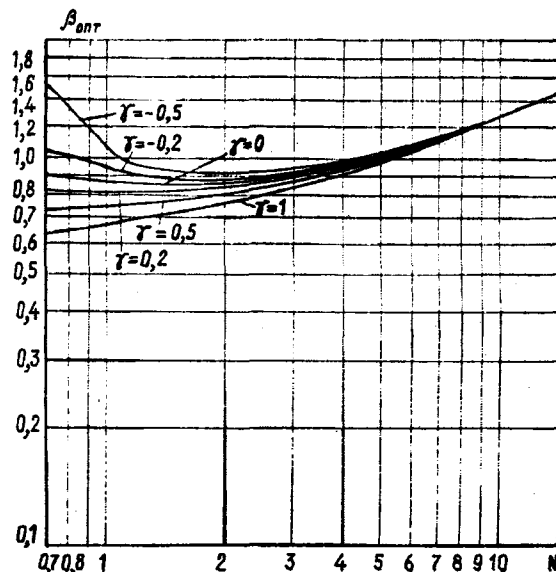


Рис. 4

Графики $\beta_{\text{опт}} = f(N)$, изображенные на рис.4, рассчитаны для значений $\gamma = 0,2$; $\gamma = 0,5$; $\gamma = 1$; $\gamma = -0,2$; $\gamma = -0,5$ дают возможность определить значения оптимального демпфирования для различных γ . Из полученных результатов следует, что при $\gamma > 0$ целесообразно найти дополнительные средства, чтобы свести жесткость s_1 к нулю или сделать ее отрицательной.

Следует отметить, что абсолютная жесткость системы, зависящая от выбора величины жесткости s , может быть сколь угодно велика. Таким образом возможно выбрать необходимое значение μ_c , варьируя N и γ и, зная $\beta_{\text{опт}}$, определить параметры дросселя.

Подбор ламинарного дросселя может быть произведен на основе знания расчетного значения $\beta_{\text{опт}}$. Способы такого расчетного определения приведены в [9].

На Калининской прядильно-ткацкой фабрике им. А.П.Вагжанова проведены испытания пневматических виброизолирующих систем данного класса на пневматических ткацких станках типа Джеттис-180 НБ (число оборотов главного вала станка до 600 мин⁻¹). Результаты замеров уровней виброускорений на рабочих местах от 2-х станков показали снижение вибраций в 4 раза по сравнению с установкой на металлических башмаках.

ВЫВОДЫ

1. Повысить демпфирующее действие пневмопружины с внутренним дросселированием можно за счет параллельного подключения отрицательной жесткости, которая обеспечивает коэффициент передачи на резонансе, близкий к единице, при сохранении в области высоких частот характеристик системы без демпфирования.

2. При испытаниях пневматических виброизолирующих систем данного класса результаты замеров уровней виброускорений на рабочих местах от 2-х станков типа Джеттис-180 НБ (число оборотов главного вала станка до 600 мин⁻¹) показали снижение вибраций в 4 раза по сравнению с установкой станков на металлических башмаках.

1. А.с. СССР №1668773. Виброизолирующая система Кочетова для ткацких станков. – Опубл. 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. Сводный том №1. – М.: ВИНТИ, 1985.

4. *Шмаков В.Т., Кочетов О.С., Соловьев 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.

7. *Cavanouah R.D.* Air suspension and servo-controlled isolation systems. In: Shock and vibration handbook/Harris and Crede. – Vol.2. Ch 33, 1961.

8. *Балакишин О.Б., Синёв А.В., Розенберг Д.Е., Махов В.М.* Исследование и расчет активных пневматических виброопор стационарного оборудования // В сб.: Моделирование задач машиноведения на ЭВМ. – М.: Наука, 1976. С.70...84.

9. *Кочетов О.С., Сафронов Ю.Г., Синев А.В., Соловьев В.С.* Методика реализации пневматической части системы виброзащиты сидений операторов // В сб.: Биомеханика систем человек-машина. – М.: Наука, 1981. С. 102...111.

Рекомендована кафедрой процессов и аппаратов химической технологии и безопасности жизнедеятельности. Поступила 04.10.01.