

О.С. Кочетов

(Московский государственный университет приборостроения
и информатики; e-mail: o_kochetov@mail.ru)

О РАСЧЁТЕ ПНЕВМОВИБРОИЗОЛИРУЮЩИХ СИСТЕМ С АВТОМАТИЧЕСКИМ РЕГУЛЯТОРОМ УРОВНЯ

Разработана методика расчёта пневматических систем виброизоляции для технологического оборудования, установленного на нежёстком основании производственных помещений.

Ключевые слова: расчёт, пневматические системы виброизоляции, основание.

O.S. Kochetov

ABOUT CALCULATION OF PNEUMOANTI-VIBRATION SYSTEMS WITH THE AUTOMATIC REGULATOR OF LEVEL

The method of calculation of pneumatic systems of vibration insulation for the processing equipment established on the nonrigid basis of production rooms is developed.

Key words: calculation, pneumatic systems of vibration insulation, basis.

Статья поступила в редакцию Интернет-журнала 10 января 2014 г.

В настоящее время, в качестве средств безопасности человека от негативного воздействия вибраций, широко используются системы виброзащиты с упругими элементами на базе винтовых пружин и резиновых элементов [2, 8, 9]. Однако при работе технологического оборудования в текстильной промышленности, например кружевных машин, а также ткацких станков, и при установке металлорежущего оборудования [1, 6, 7], где требуется высокая точность поддержания заданного уровня оборудования относительно поверхности, на которую оно устанавливается, эти системы не всегда являются эффективными, так как они являются пассивными системами виброзащиты.

Преимуществами активных пневматических систем виброизоляции технологического оборудования являются: низкая собственная частота колебаний, высокая эффективность виброизоляции и возможность поддержания постоянного уровня оборудования относительно основания или фундамента за счёт наличия обратной связи по перемещению [3, 4], при этом снижаются динамические нагрузки на перекрытие и в ряде механизмов станка, а также и мощность, потребляемая электродвигателем.

Рассмотрим методику расчёта *активных пневматических виброизоляторов (АПВ)* [5]. На рис. 1 представлены типовые схемы АПВ.

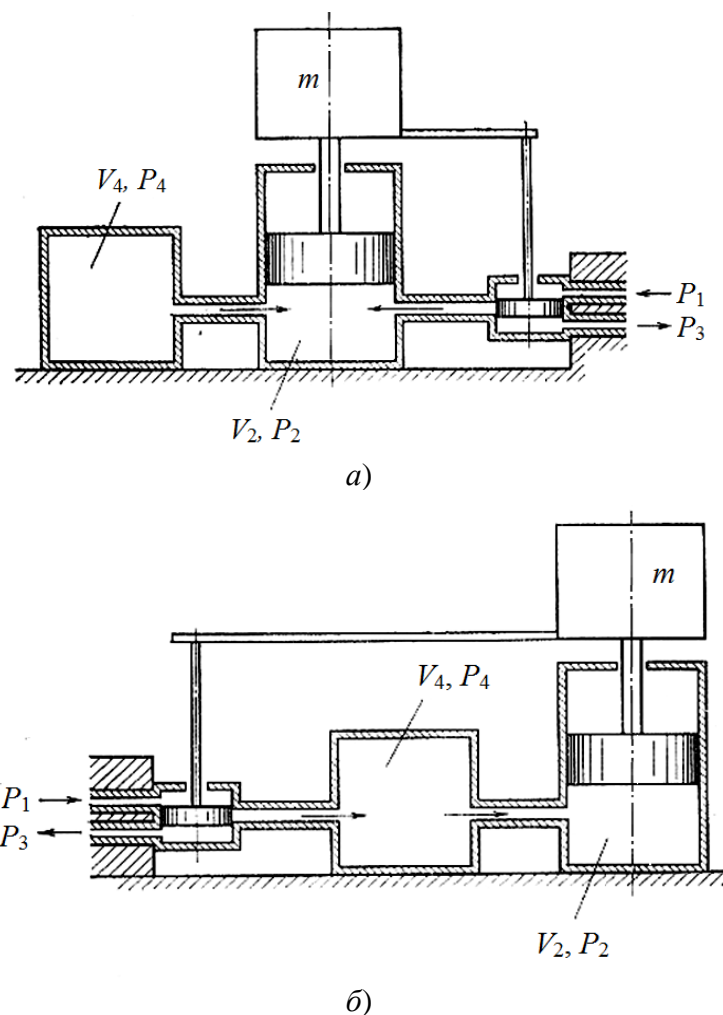


Рис. 1. Типовые схемы активных пневматических виброизоляторов:
а – схема I с регулятором уровня, присоединённым к демпферной камере;
б – схема II с регулятором уровня, присоединённым к рабочей камере

Введём следующие условные обозначения:

m – расчётная масса, кгс; F – эффективная площадь чувствительного элемента, m^2 ; V_2 – объём рабочей камеры, m^3 ; V_4 – объём 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.

На рис. 2 представлена схема автоматического регулятора уровня пневмовиброизолирующей системы, который работает следующим образом. Механический импульс от виброизолируемого объекта поступает на рычаг 1 обратной связи, который шарнирно связан с втулкой 2. При этом золотник клапана 3 отходит от седла и через каналы 7 и 8 осуществляется дополнительный подвод воздуха для компенсации давления в рабочей камере, что приводит к стабилизации уровня крышки 4. Уплотнения 9 и 10 предотвращают утечки воздуха и тем самым повышают уровень стабилизации объекта. Канал 11 служит для отвода воздуха в атмосферу.

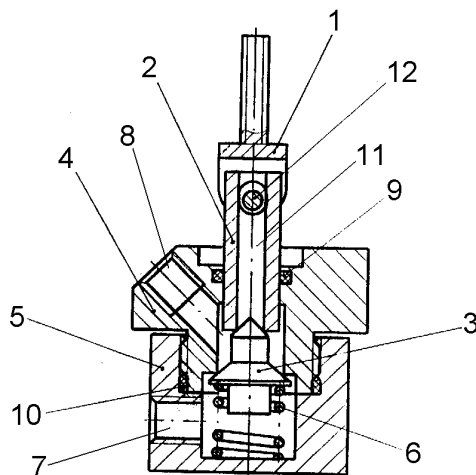


Рис. 2. Схема автоматического регулятора уровня пневмовиброизолирующей системы: 1 – рычаг обратной связи; 2 – втулка; 3 – клапан; 4 – крышка; 5 – корпус; 6 – пружина; 7 – подвод воздуха; 8 – канал подключения к камере виброизолятора; 9, 10 – уплотнения; 11 – канал для отвода воздуха; 12 – шарнир

Эквивалентные линейные механические модели пневмовиброизоляторов (рис. 3) состоят из пассивных механических элементов и генератора. В дальнейшем изложении используются следующие обозначения: m – амортизируемая масса; s – переменная преобразования Лапласа; k – эквивалентная жёсткость; N – отношение объёмов 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; $\omega_n = \sqrt{k/m}$.

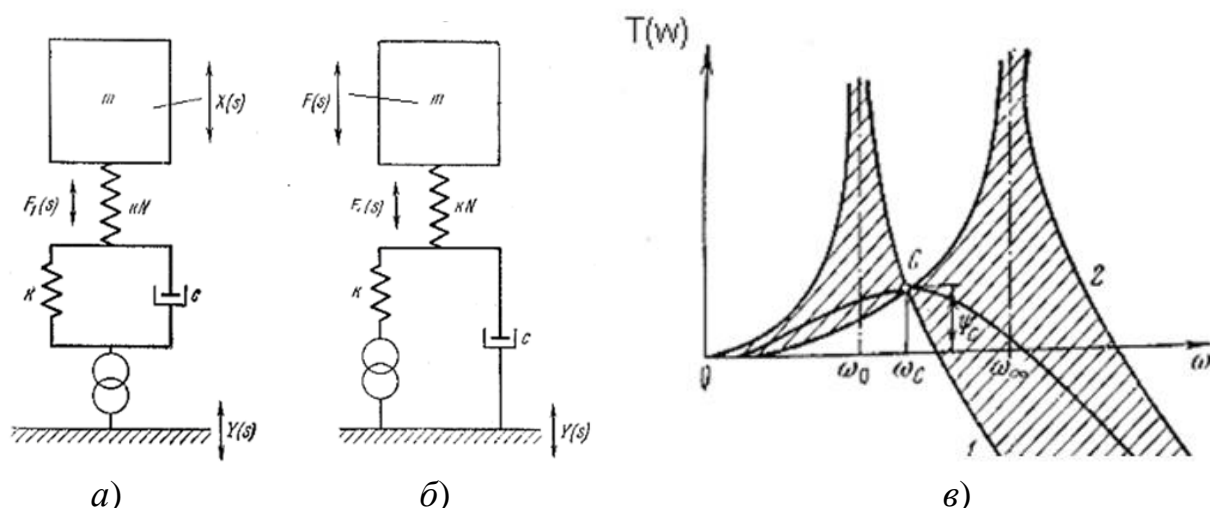


Рис. 3. Эквивалентные линейные механические модели пневмовиброизоляторов: а – схема с регулятором уровня, присоединённым к демпферной камере; б – схема с регулятором уровня, присоединённым к рабочей камере; в – коэффициенты передачи пневмовиброизоляторов с оптимальным демпфированием

Переход от пневматической модели к механической осуществлён на основе известных пневмомеханических аналогий. Были предприняты следующие аналогии: давление в пневматической системе – сила в механической, расход – скорость, ёмкость камер – податливость, дроссель между камерами – демпфер. Для перевода узлов пневматической схемы в контуры механической системы использовались законы Кирхгофа.

Основные параметры частотных характеристик приближённо выбирают на основе анализа свойств пассивной пневматической системы при отсутствии регулятора положения (отсутствует генератор на рис. 2). Основные частотные характеристики пассивной системы выявляются с использованием 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 на рис. 3 кривой 1, 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 следующим формулам:

для схемы I

$$a_0 = J_{1,3} \cdot J_{2,4} RT; a_1 = P_2 F J_{2,4} + \frac{NV_2 J_{1,3}}{n}; a_2 = \frac{P_2 F NV_2}{RTn};$$

$$b_0 = 0; b_1 = \frac{V_2 J_{2,4} (N+1)}{n}; b_2 = \frac{NV_2^2}{RTn^2};$$

для схемы П

$$a_0 = J_{1,3} \cdot J_{2,4} RT; a_1 = P_2 F J_{2,4}; a_2 = \frac{P_2 F N V_2}{RTn};$$
$$b_0 = 0; b_1 = \frac{V_2 J_{2,4} (N+1)}{n}; b_2 = \frac{N V_2^2}{RTn^2},$$

где T – абсолютная температура, $^{\circ}K$;

n – показатель политропы;

t – время, c ;

R – универсальная газовая постоянная ($R = 29,27 \text{ м} \cdot \text{град}^{-1}$);

ν – динамическая вязкость воздуха ($\nu = 1,3 \cdot 10^{-5}$ при $T = 293 \text{ }^{\circ}K$);

ω_0 – собственная частота АПВ, c^{-1} ;

ω_c – частотная граница области виброизоляции, c^{-1} ;

i – запас устойчивости АПВ, %;

$\omega_{\text{п}}$ – собственная частота пассивного виброизолятора, c^{-1} ;

q – отношение наибольшей нагрузки на АПВ к наименьшей;

$J_{1,3}$ – коэффициент усиления АПВ по перемещению, $H \text{ м}^{-1} c^{-1}$;

J_p – коэффициент усиления АПВ по изменению давления, $\text{м}^2 c^{-1}$;

$J_{2,4}$ – коэффициент сопротивления капилляра, $\text{м}^2 c^{-1}$;

K – коэффициент жёсткости чувствительного элемента АПВ, $H \text{ м}^{-1}$;

σ – коэффициент внутреннего трения чувствительного элемента АПВ, $H \text{ м}^{-1} c$,

θ – расход воздуха через АПВ, $H c^{-1}$;

α – относительный коэффициент устойчивости;

N – отношение объёма дополнительной камеры к объёму рабочей камеры АПВ.

Величины, входящие во вспомогательные коэффициенты, определяются следующим образом:

давление P_2 в рабочей камере

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

коэффициент усиления по перемещению $J_{1,3}$, $H \text{ м}^{-1} c^{-1}$

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

коэффициент усиления регулятора по изменению давления J_o , $\text{м}^2 c^{-1}$

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

где C и D – вспомогательные коэффициенты, которые определяют по формулам табл. 1 в зависимости от режима истечения воздуха в дросселях.

Таблица 1

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:

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

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

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

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

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

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

$$\delta = \frac{J_o}{J_{1,3}};$$

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

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

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

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

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 расчёта характеристик пневматических виброизоляторов по предложенной методике были выявлены оптимальные с точки зрения минимума коэффициента передачи при виброизоляции параметры пневматического виброизолятора:

$$F = 0,1 \text{ м}^2; K = 0; V_2 = 4,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3; V_4 = 1,67 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3;$$

$$d_{1,2} = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}; d_{2,3} = 1,25 \cdot 10^{-3} \text{ м}; d_{2,4} = 0,15 \cdot 10^{-2} \text{ м}; S_{1,2} = 1,0 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$S_{2,3} = 0,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}; P_1 = 0,5 \text{ МПа}; P_3 = 0,1 \text{ МПа}; T = 293 \text{ К}; \delta = 0; l = 0,015 \text{ м}.$$

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

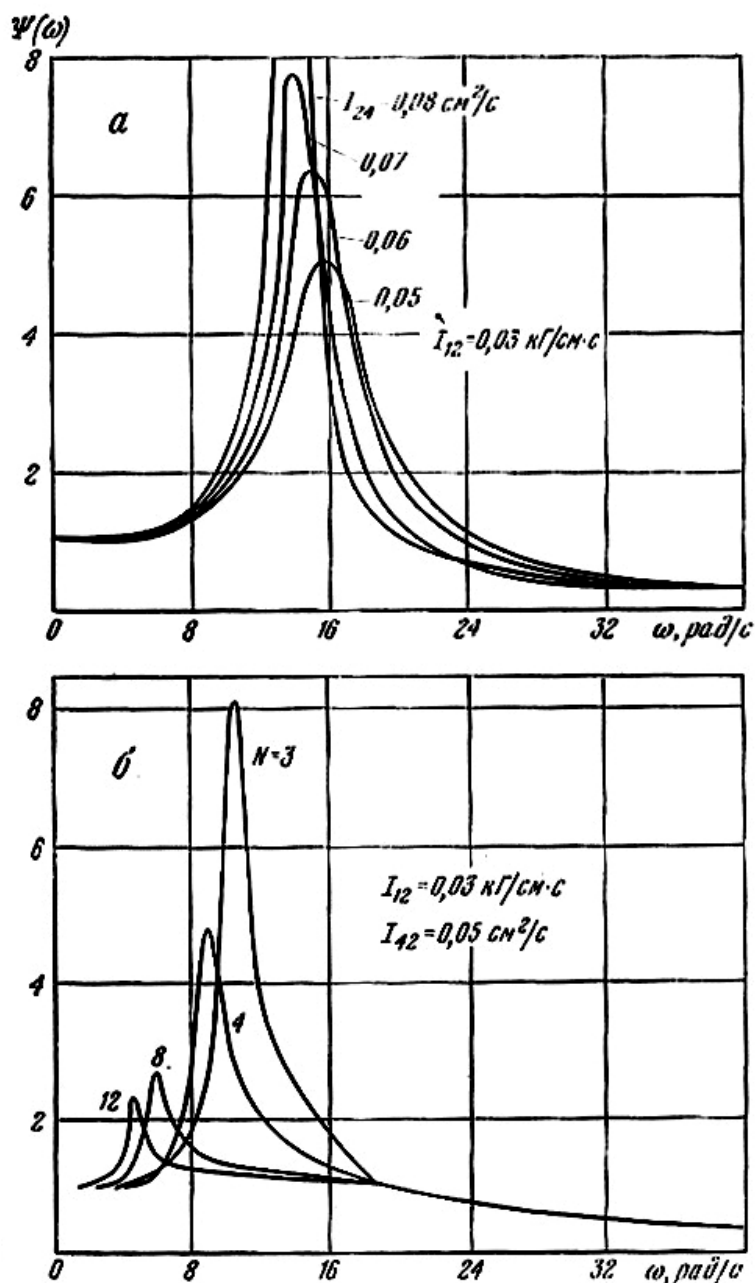


Рис. 4. Графики коэффициентов передачи:

а – схема с регулятором уровня, присоединённым к демпферной камере;

б – схема с регулятором уровня, присоединённым к рабочей камере

На рис. 5 изображён продольный разрез пневмовиброизолирующей опоры [5], которая содержит крышку 1, корпус 2, перегородку 3 с дросселирующим отверстием 4, делящую корпус 1 на рабочую 5 и демпферную 6 камеры, автоматический регулятор 7 уровня, предохранительное устройство, выполненное в виде ступенчатого штока 8 с уплотнительным кольцом 9, и Г-образный упор 10, закреплённый на крышке 1 с возможностью взаимодействия со штоком 8. Автоматический регулятор 7 уровня выполнен по полумостовой схеме и настраивается при помощи винта 11 обратной отрицательной связи, взаимодействующего с шарниром 12, соединённым с пружиной 13. Сопло 14 прикрывается упругой заслонкой 15 с рёбрами 16 жёсткости, взаимодействующими с упорами 17 регулятора.

Опора работает следующим образом. Воздух из питающей пневмосети поступает в демпферную камеру 6, а из неё – через дроссельное отверстие 4 в рабочую камеру 5.

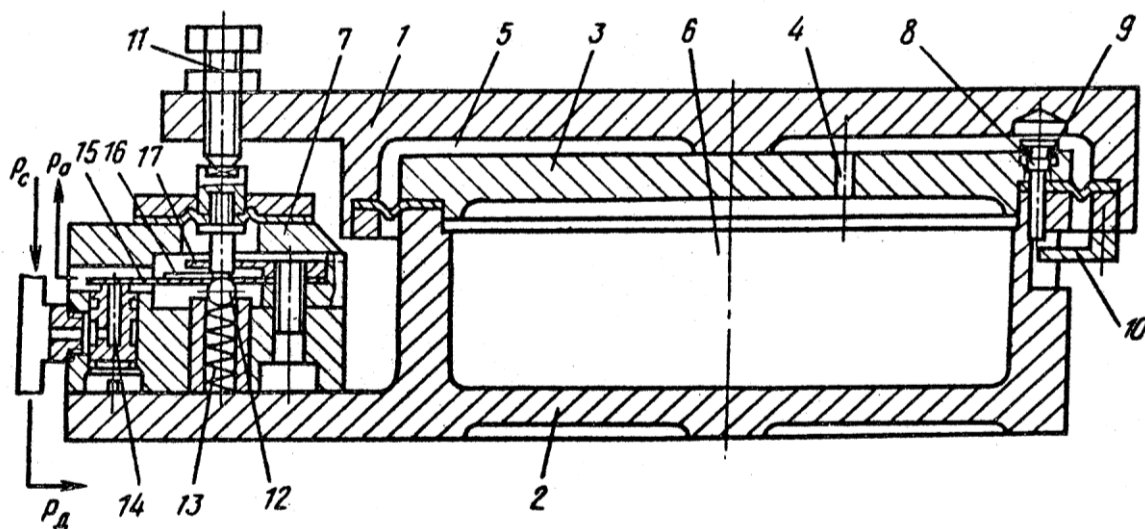


Рис. 5. Схема пневмовиброизолирующей опоры с регулятором уровня, присоединённым к демпферной камере

При этом порция воздуха, поступающая в камеры, зависит от положения заслонки 15, перекрывающей сопло 14, которое в свою очередь определяется нагрузкой, приходящейся на опору. Для предотвращения разрыва диафрагмы в момент резкого снятия нагрузки с опоры Г-образный упор 10 давит на ступенчатый шток 8 и выпускает избыточный воздух в атмосферу. При возвращении опоры в исходное положение ступенчатый шток 8 при действии на него крышки 1 перекрывает выход воздуха в атмосферу.

При установке кружевной машины типа "Супер-гарант, MRS-25" на пневмовиброизолирующие опоры [5, 10] 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 жёсткой установки станков наблюдалось превышение нормативных значений вибрации более, чем в 4 раза. Кроме того, при установке кружевной машины на пневмовиброизоляторы снизился шум в цехе с 90 дБ до 86 дБ в среднечастотной области.

Выводы

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

2. Результаты расчёта по приведенной методике коррелируются с испытаниями опытных систем виброзащиты, установленных на производственном оборудовании.

Литература

1. **Кочетов О.С.** Расчёт пассивного пневмовиброизолятора с учётом динамических характеристик тела человека-оператора // В кн.: Автоматизация научных исследований в области машиноведения. М.: Наука, 1983. С. 146-150.

2. **Кочетов О.С.** Методика расчёта систем виброизоляции для ткацких станков // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. 1995, № 1. С. 88-92.

3. **Синев А.В., Кочетов О.С., Сажин Б.С.** Виброзащитные системы технологического оборудования. М.: МГТУ, 2003. 277 с.

4. **Кочетов О.С.** Способ гашения механических колебаний объекта на двухкамерном подвесе. АС СССР № 1209965, Б.И. № 5, 1986.

5. **Кочетов О.С.** Пневмовиброизолирующая опора. АС СССР № 1307120, Б.И. № 16, 1987.

6. **ГОСТ 12.1.012-90.** ССБТ. Вибрация. Общие требования безопасности.

7. **Шатрова Н.В., Кочетов О.С., Сажин Б.С.** Расчёт на ПЭВМ активных пневматических виброизоляторов для промышленного оборудования // Успехи в химии и химической технологии. Вып. XIV. Ч. 5. М.: РХТУ им. Д.И. Менделеева, 2000. С. 63-64.

8. **Кочетов О.С.** Динамические характеристики виброзащитной системы человека-оператора // Технологии техносферной безопасности: интернет-журнал. Вып. 4 (50). 2013. <http://ipb.mos.ru/ttb>.

9. **Кочетов О.С.** Методика расчёта параметров системы виброизоляции объектов // Технологии техносферной безопасности: интернет-журнал. Вып. 4 (50). 2013. <http://ipb.mos.ru/ttb>.

10. **Сажин Б.С., Кочетов О.С., Шестернинов А.В., Бородина Е.С.** Стендовые испытания пневматических виброизолирующих опор для текстильных машин // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. 2008. № 1. С. 115-118.