

2. Oleg S. Kochetov. Study of the Human-operator Vibroprotection Systems.// European Journal of Technology and Design. Vol. 4, No. 2, pp. 73-80, 2014.

3. Кочетов О.С., Гетия П.С. Математическая модель виброзащитной системы человека-оператора// Техника и технологии: Пути инновационного развития [Текст]: Сборник научных трудов 4-ой Международной научно-практической конференции (30 июня 2014 г.)/ редкол.:Горохов А.А. (отв.Ред.);Юго-Зап.гос.ун-т.Курск, 2014.–271с., С. 156-161.

© И.Г.Гетия, Л.Н.Скребенкова, О.С.Кочетов, 2015

УДК 534.833: 621

Гетия Игорь Георгиевич, к.т.н., профессор, Зав.кафедрой

Леонтьева Ирина Николаевна, к.т.н., доцент,

Кочетов Олег Савельевич, д.т.н., профессор,

Московский государственный университет приборостроения и информатики,

e-mail: igor.getiya@bk.ru

РАСЧЕТ ВИБРОИЗОЛИРУЮЩИХ СИСТЕМ

Аннотация

Рассмотрен расчет системы виброизоляции для пневматических ткацких станков типа PN 130, установленных на межэтажных перекрытиях производственных зданий с помощью резиновых виброизоляторов.

Ключевые слова

Система виброизоляции, пневматические ткацкие станки, межэтажные перекрытия, упругий резиновый элемент.

Размещение нового оборудования на старых производственных площадях предпочтительно осуществлять с установкой оборудования на виброизолирующие системы [1,с.89].

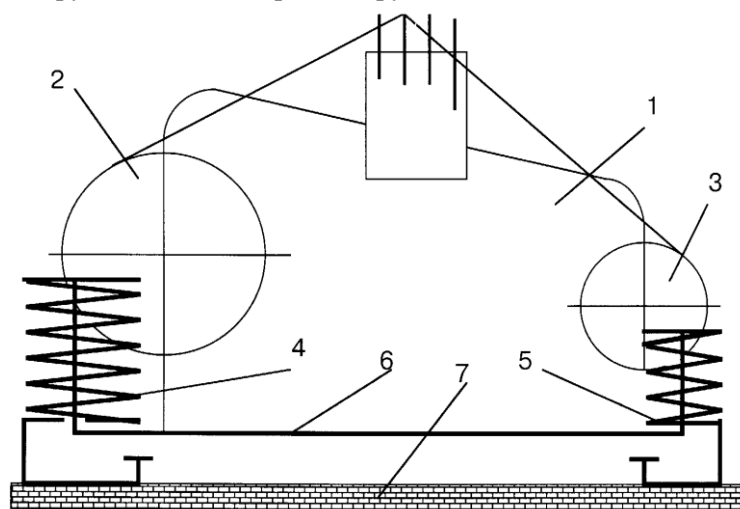


Рисунок 1 – Расчетная схема системы виброизоляции для пневматических ткацких станков типа PN 130: 1–станок; 2–навой; 3–товарный валик; 4,5–резиновые виброизоляторы со стороны навоя станка и со стороны грудницы; 6–опорная поверхность станка; 7–межэтажное перекрытие.

Известно применение упругих резиновых элементов для виброизоляции технологического оборудования в текстильной промышленности [2,с.8]. Расчеты показывают высокую эффективность этих упругих элементов в системах виброизоляции, при этом испытания в реальных фабричных условиях подтверждают их эффективность при высокой надежности и простоте обслуживания [3,с.33]. Параметры станка РН 130: вес станка с навоём $Q = 1760$ кГс; число опорных точек станка $m = 4$; частота вращения главного вала $n_1 = 350$ мин⁻¹. На рис.2 изображена конструктивная схема резинового виброизолятора подвесного типа, содержащая резиновый упругий элемент 6, размещенный между крышкой 1 и корпусом 5. На рис.3 представлена конструктивная схема резинового виброизолятора обычного типа с S-образным кронштейном, опирающимся на резиновый упругий элемент.

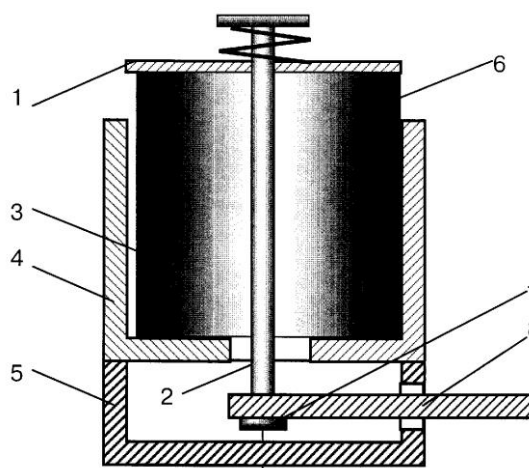


Рисунок 2 – Конструктивная схема резинового виброизолятора подвесного типа: 1–крышка; 2–стержень; 3–зазор; 4–кожух; 5–корпус; 6–резиновый упругий элемент; 7–головка стержня; 8–кронштейн для крепления к опорной поверхности станка.

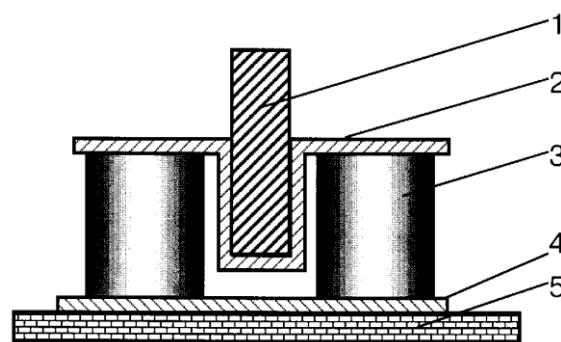


Рисунок 3 – Конструктивная схема резинового виброизолятора обычного типа: 1–лапа станка; 2–S-образный кронштейн; 3–резиновый упругий элемент; 4–опорная поверхность; 5–межэтажное перекрытие.

В качестве материала резинового виброизолятора выбираем резину марки ТМКЩ-С со следующими физико-механическими свойствами: объемный вес резины $\gamma = 1,26$ г/см³; модуль упругости резины при коэффициенте формы $K_f=1,0$ равен $E_{c0} = 194,3$ кГс/см²; допускаемое рабочее напряжение $[\sigma] = 8$ кГс/см²; модуль сдвига $G = 12$ кГс/см². $K_f=1,0$ равен $E_{c0} = 194,3$ кГс/см²; допускаемое рабочее напряжение $[\sigma] = 8$ кГс/см²; модуль сдвига $G = 12$ кГс/см². Площадь поперечных сечений под каждую опорную точку станка S_1 :

$$\text{Опора № 1: } S_1 = P_1 / [\sigma] = 360 / 8 = 45 \text{ см}^2, \quad S_1' = S_1 / n = 45 / 2 \text{ см}^2 = 22,5 \text{ см}^2,$$

$$\text{Опора № 2: } S_2 = P_2 / [\sigma] = 606 / 8 = 75,75 \text{ см}^2, \quad S_2' = S_2 / n = 75,75 / 2 \text{ см}^2 = 37,86 \text{ см}^2,$$

$$\text{Опора № 3: } S_3 = P_3 / [\sigma] = 464 / 8 = 58 \text{ см}^2, \quad S_3' = S_3 / n = 58 / 2 \text{ см}^2 = 29 \text{ см}^2,$$

$$\text{Опора № 4: } S_4 = P_4 / [\sigma] = 330 / 8 = 41,25 \text{ см}^2, \quad S_4' = S_4 / n = 41,25 / 2 \text{ см}^2 = 20,63 \text{ см}^2.$$

Определим собственную частоту колебаний [4,с.16]:

$$f_z = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_z \cdot g}{Q}} = \frac{1}{2 \times 3,14} \sqrt{\frac{406,84 \times 981}{1760}} = 2,4 \text{ Гц};$$

$$f_{xy} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_{xy} \cdot g}{Q}} = \frac{1}{2 \times 3,14} \sqrt{\frac{224,92 \times 981}{1760}} = 1,78 \text{ Гц};$$

Коэффициент передачи силы составил: $0,019 \div 0,2$.

Список использованной литературы:

1. Кочетов О.С. Методика расчета систем виброизоляции для ткацких станков // Известия вузов. Технология текстильной промышленности.– 1995, № 1. С. 88...92.
2. Кочетов О.С., Гетия С.И., Гетия И.Г. Исследование эффективности систем виброзащиты технологического оборудования // Глобализация науки: проблемы и перспективы: сборник статей

Международной научно-практической конференции (13 февраля 2015 г., г.Уфа).– Уфа: РИО МЦИИ ОМЕГА САЙНС, 2015.–168 с. С. 10-13.

3. Кочетов О.С. Расчет пространственной системы виброзащиты. Журнал «Безопасность труда в промышленности», № 8, 2009, стр. 32-37.

4. Кочетов О.С., Гетия П.С. Расчет пространственной системы виброизоляции объектов при несимметричной нагрузке// В мире научных исследований: материалы VI Международной научно-практической конференции (5 июля 2014 г., г.Краснодар)/отв.ред.Т.А. Петрова.–Краснодар,2014.–106с., С. 11-17.

© И.Г.Гетия, И.Н. Леонтьева, О.С.Кочетов, 2015

УДК: 331.4

Гетия Игорь Георгиевич, к.т.н., профессор, Зав.кафедрой

Гетия Сергей Игоревич, к.т.н., доцент,

Кочетов Олег Савельевич, д.т.н., профессор,

Московский государственный университет приборостроения и информатики,

e-mail: igor.getiya@bk.ru

МЕТОД СНИЖЕНИЯ ПРОИЗВОДСТВЕННОГО ШУМА

Аннотация

Рассмотрен метод снижения шума звукопоглощением за счет выбора звукопоглощающей облицовки стен и потолка помещения, а также штучных звукопоглотителей.

Ключевые слова

Акустическая обработка помещений, коэффициент звукопоглощения.

В зоне прямого звука от работающего оборудования, при наличии в цехе звукопоглощающих конструкций, расчет октавных уровней звукового давления (в дБ) $L_{2-j(пр)}$, дБ, выполняется с учетом максимально возможного звукопоглощения по формуле [1,с86]:

$$L_{2-j пр} = L_{P_0} + 10 \lg \left(\sum_{i=1}^m \frac{\chi_i \Phi_i}{S_i} + \frac{4\Psi_{1-j}n}{B_{1-j}} \right), \quad (1)$$

Входящие в формулу (1) показатели определяются следующим образом.

Площадь воображаемой поверхности правильной геометрической формы (S_i), окружающей i -й источник шума и проходящей через расчетную точку определяется по формуле:

$$S_i = 2(l_{max} + 2a)h + 2(1 + 2a)h + (l_{max} + 2a)(1 + 2a); \quad (2)$$

L_{P_0} – звуковая мощность оборудования, дБ; m – количество источников шума, ближайших к расчетной точке; n – общее количество источников шума в помещении с учетом среднего коэффициента одновременности работы оборудования; χ_i – коэффициент, учитывающий влияние ближнего акустического поля; Φ_i – фактор направленности i -го источника шума, безразмерный, определяемый по технической документации на источник шума (для $ИШ$ с равномерным полем звука следует принимать $\Phi_i = 1,0$); Δ_{1-j} – коэффициент, учитывающий нарушение диффузности звукового поля в помещении.

В расчетах Δ_{1-j} принимается в зависимости от отношения $B_{1-j}/S_{огр}$, где $S_{огр} = 2[D \cdot W + (D+W) \cdot H]$ – общая площадь ограждающих поверхностей помещения, м²; D – длина, W – ширина, H – высота помещения.