

УДК 534.833: 621

МЕТОДИКА РАСЧЕТА НОВЫХ ВИБРОИЗОЛЯТОРОВ ТИПА ВСК-1 ДЛЯ ТКАЦКИХ СТАНКОВ

Б.С. САЖИН, О.С. КОЧЕТОВ, Т.Д. ХОДАКОВА, И.С. БУРТНИК, М.О. КОЧЕТОВА

(Московский государственный текстильный университет им.А.Н.Косыгина)

Увеличение скоростей ткацких станков обуславливает решение сложной компромиссной задачи размещения нового оборудования на старых производственных площадях, при этом период пусконаладочных работ дорогостоящего оборудования обычно строго ограничен. Такая задача решается путем увеличения жесткости межэтажного перекрытия за счет реконструкции ткацкого корпуса предприятия или при помощи установки оборудования на виброизолирующие системы.

На Калининской прядильно-ткацкой фабрике им. А.П. Вагжанова при получении новых ткацких станков типа Джеттис-180 НБ (число оборотов главного вала станка до 600 мин^{-1}) в количестве 200 (1988г.) аналогичная задача решена с помощью установки этих станков на предложенные [1] и [2] виброизолирующие системы.

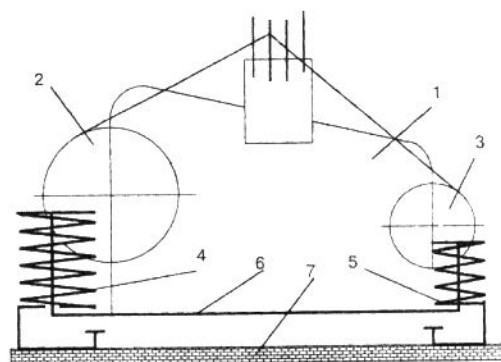


Рис. 1

На рис.1 изображен общий вид виброизолирующей системы типа ВСК-1 для пневматических ткацких станков 1 серии

Джеттис с навоем 2 и товарным валиком 3. Система ВСК-1 состоит из четырех виброизоляторов 4, 5 различной жесткости, упругий подвес 6 которых жестко скреплен со станиной станка, а корпус виброизоляторов жестко соединен с межэтажным перекрытием 7.

Виброизоляторы 4 со стороны навоя имеют большую жесткость в вертикальном и горизонтальном направлениях, чем виброизоляторы 5 со стороны грудницы станка. Горизонтальные колебания станка воспринимаются в основном маятниковым подвесом передних виброизоляторов 5, которые находятся ближе к источнику горизонтальных колебаний – батанному механизму станка, осуществляющему прибор утка к основе. Задние виброизоляторы 4 имеют большую жесткость для того, чтобы наиболее массивная часть станка со стороны навоя не подвергалась сильной раскачке на виброизоляторах и чтобы при его смене избежать трудностей по фиксации навоя на станке.

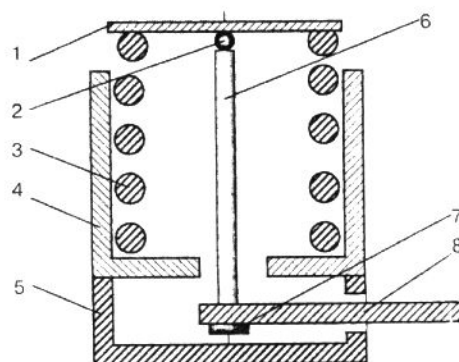


Рис. 2

На рис. 2 представлена схема подвесного пружинного виброизолятора, состоящего из нажимной крышки 1 с шарниром 2, цилиндрической винтовой пружины 3, расположенной в кожухе 4, жестко соединенном с корпусом 5. Тяга 6 позволяет за счет гайки 7 регулировать положение опорной плиты 8, к которой жестко крепится лапа станка. Горизонтальные колебания станка воспринимаются в основном маятниковым подвесом, состоящим из шарнира 2 и тяги 6.

Рассмотренные ранее [3], [4] модели систем виброизоляции предполагали неподвижное основание под виброизоляторами с большой (в сравнении со станком) массой или значительной (по сравнению с виброизоляторами) жесткостью, что вполне справедливо для упругой установки станков на первом этаже зданий без подвальных помещений. Однако при установке высокопроизводительного, более металлоемкого оборудования на существующее межэтажное перекрытие фабричных зданий и корпусов без дополнительной их реконструкции (усиления) принятые допущения становятся некорректными, поскольку масса балок и плит перекрытия меньше массы устанавливаемого на нем

оборудования, а жесткость перекрытия соизмерима с жесткостью виброизоляторов.

Для расчета таких случаев метод сосредоточенных параметров распространим и на элементы этажного перекрытия. Пусть m_1 – масса виброизолируемого станка; c_1 – жесткость системы виброизоляции и b_1 – ее демпфирование; m_2 – масса приходящегося на один станок межэтажного перекрытия; c_2 – жесткость перекрытия и b_2 – его демпфирование. Перекрытие, включающее все параметры, с наибольшей достоверностью имитирует реальные условия, то есть является инерционным упругим основанием с демпфированием.

Предположим, что одной из шести пар главных координат являются координаты X_1 и X_2 вертикальных колебаний масс m_1 и m_2 системы, а возбуждающая сила F_1 от станка действует на массу m_1 вдоль линии действия этих координат; F_2 – вибродинамическое усилие, передаваемое работающим станком на межэтажное перекрытие массой m_2 .

Тогда уравнения движения такой системы в операторной форме запишутся в виде [3] системы двух линейных уравнений с двумя неизвестными:

$$\begin{cases} m_1 s^2 X_1 + b_1 s (X_1 - X_2) + c_1 (X_1 - X_2) = F_1, \\ m_2 s^2 X_2 - b_1 s (X_1 - X_2) - c_1 (X_1 - X_2) + b_2 s X_2 + c_2 X_2 = 0, \end{cases} \quad (1)$$

где $s = j\omega$, $j = \sqrt{-1}$; ω – круговая частота колебаний.

Решая (1) по правилу Крамера [4], получаем выражение для коэффициента передачи силы:

$$T(s) = F_2(s) / F_1(s) = [a_0 (\omega/\omega_1)^4 + a_1 (\omega/\omega_1)^2 + a_2] / [d_0 (\omega/\omega_1)^8 + d_1 (\omega/\omega_1)^6 + d_2 (\omega/\omega_1)^4 + d_3 (\omega/\omega_1)^2 + d_4],$$

где $a_0 = 16\beta_1^2 \beta_2^2 \gamma^2$; $a_1 = \gamma^2 (4\beta_1^2 \gamma^2 + 4\beta_2^2)$; $a_2 = \gamma^4$; $d_0 = 0$;

$d_1 = 4\beta_2^2 \gamma^2 + 8\beta_1 \beta_2 \alpha \gamma + 4\beta_1^2 \alpha^2 + 8\beta_1^2 \alpha + 4\beta_1^2 - 2\alpha - 2\gamma^2 - 2$;

$d_2 = 16\beta_1^2 \beta_2^2 \gamma^2 - 8\beta_2^2 \gamma^2 - 8\beta_1^2 \alpha \gamma^2 - 8\beta_1^2 \gamma^2 + \alpha^2 + 2\alpha \gamma^2 + 2\alpha + \gamma^4 + 4\gamma^2 + 1$;

$d_3 = \gamma^2 (4\beta_2^2 + 4\beta_1^2 \gamma^2 - 2\alpha - 2\gamma^2 - 2)$;

$d_4 = \gamma^4$; $\gamma = \omega_2 / \omega_1$; $\alpha = m_1 / m_2$;

$\omega_1 = \sqrt{\frac{c_1}{m_1}}$ – собственная круговая частота колебаний системы "станок на виброизо-

ляторах"; $\omega_2 = \sqrt{\frac{c_2}{m_2}}$ – собственная круговая частота межэтажного перекрытия; $\beta_1 = b_1 / 2\sqrt{c_1 / m_1}$; $\beta_2 = b_2 / 2\sqrt{c_2 / m_2}$ – безразмерные коэффициенты демпфирования указанных систем.

Исходными данными для расчета параметров системы виброизоляции согласно [1] являются величины m_2 , c_2 и b_2 , характеризующие инерционно-упругие свойства межэтажного перекрытия, которые получают экспериментальным методом осциллографирования и обследованием межэтажного перекрытия, предусматривающими помимо взятия "шурфов" запись свободных колебаний перекрытия при неработающем цехе (возбуждение – импульс единичной силы), а также вынужденных колебаний при различных режимах работы оборудования.

В процессе экспериментальных исследований совместно с ГПИ-1 в условиях залов ткацкого цеха Калининской прядильно-ткацкой фабрики им. А.П.Вагжанова, расположенных на втором этаже, получены исходные данные для расчета ($P_2=1100$ кгс; $c_2=270,8 \cdot 10^5$ Н/м; $\beta_2=0,05$ и $\omega_2=157$ с⁻¹), а затем при известной массе m_1 заправленного станка (с полным навоем) рассчитаны параметры виброзащитной системы типа ВСК-1 ($P_1=2800$ кгс; $\omega_1=17,1$ с⁻¹; $c_1=8,2 \cdot 10^5$ Н/м; $\beta_1=0,25$).

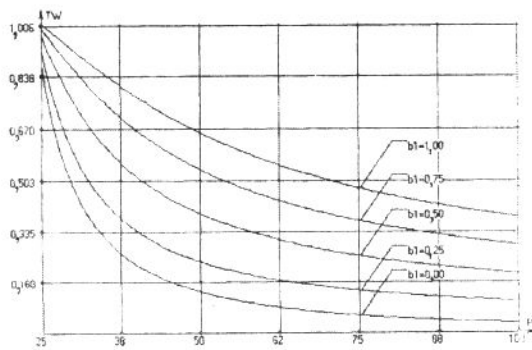


Рис. 3

На рис.3 приведена полученная на ПЭВМ передаточная функция системы виброизоляции $T(\omega)$ при вышеуказанных параметрах (на графиках по оси абсцисс р

– это циклическая частота в исследуемом диапазоне, с⁻¹), в частности, зарезонансная зона этой характеристики при изменении демпфирования в системе виброизоляции от 0 до 1,0. Из представленных результатов расчета видно, что виброзащитная система типа ВСК эффективна ($T(\omega) < 1,0$) при всех возможных режимах работы станка Джеттис-180НБ (400...600 мин⁻¹; частотный диапазон возмущающих усилий при этом лежит в диапазоне частот 41,9...62,8 с⁻¹).

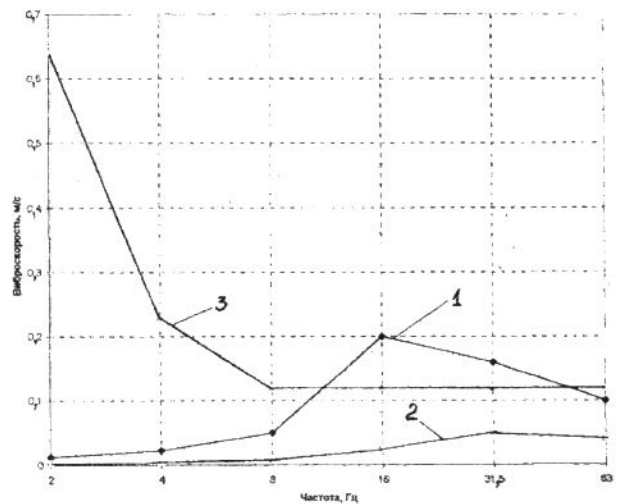


Рис. 4

На рис.4 приведены результаты измерений среднеквадратичных значений виброскорости на рабочих местах станка Джеттис-180НБ ($n=560$ мин⁻¹) при работе шести станков, жестко установленных на втором этаже (кривая 1) и на виброизоляторах системы ВСК-1 (кривая 2). Как следует из графиков, вибрация на рабочих местах станков, жестко установленных на межэтажном перекрытии, в 1,5...2 раза превышает санитарно-гигиенические нормы вибрации (кривая 3) в диапазоне частот $f = 12...50$ Гц.

Система виброзащиты типа ВСК-1 уменьшает динамические нагрузки, передаваемые станками на межэтажное перекрытие, в 2...3 раза (кривая 2) и обеспечивает вибробезопасность операторов во всем нормируемом диапазоне частот. Измерения уровней вибрации в проходах между станками при виброизоляции всего количества станков в ткацком зале второго

этажа (102 станка) выявили снижение уровней вибрации на 14...18 дБ.

ВЫВОДЫ

1. Предложена методика расчета системы виброизоляции для ткацких станков на базе двухмассовой математической модели с учетом инерционно-упругих параметров межэтажного перекрытия, подтвержденная экспериментальными результатами, полученными при установке на виброизоляторы пневматических ткацких станков типа Джеттис-180НБ. Результаты показывают снижение в 2...3 раза динамических нагрузок, передаваемых станками на межэтажное перекрытие.

2. Разработана конструкция виброизолирующей системы типа ВСК-1 для ткацких станков, которая позволяет уменьшить уровни вибрации на рабочих местах на 14...18 дБ.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кочетов О.С. // Изв.вузов. Технология текстильной промышленности. – 1995, №1. С.88...92.
2. А.с. № 1668773 СССР. Виброизолирующая система Кочетова для ткацких станков / О.С.Кочетов. – Опубл.1991. Бюл. № 29.
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.: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.

Рекомендована кафедрой процессов и аппаратов химической технологии и безопасности жизнедеятельности. Поступила 31.05.04.