

УДК 534.833: 621

**РАСЧЕТ СИСТЕМЫ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ
ВЯЗАЛЬНО-ПРОШИВНЫХ МАШИН ТИПА МАЛИМО-1600**

Б.С. САЖИН, О.С. КОЧЕТОВ, А.В. СИНЕВ, М.Т. ИЗМАЙЛОВ, М.В. ЧУНАЕВ

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

Работы по снижению динамических нагрузок, действующих на перекрытия зданий, и уменьшению уровня вибрации на рабочих местах в текстильной и легкой промышленности являются весьма актуальными в силу того, что имеет место тенденция размещать высокоскоростное оборудование на 2 и 3-х этажах фабричных зданий. Так, например, установленные на 3-м этаже здания фабрики им. В.П.Ногина (г. Санкт-Петербург) вязально-прошивные машины Малимо-1600 (фирмы Текстима) создают значительную вертикальную вибрацию перекрытий; при этом в ряде точек на полу цеха уровень вибрации превышает санитарные нормы, регламентированные ГОСТом 12.1.012-90 [1].

Предварительное обследование, проведенное на фабрике, показало, что частота максимальной вибрации в вертикальном направлении на полу цеха, на рабочих местах машин (как показали измерения) находится в октавной полосе 16 Гц, что соответствует частоте вращения главного вала машины Малимо-1600, равной 1000 об/мин. Ввиду сравнительно высокой частоты вынужденных колебаний (16 Гц) и равной ей частоты вынуждающих сил, для виброизоляции машины Малимо-1600 применим резиновые виброизоляторы типа ВР [2].

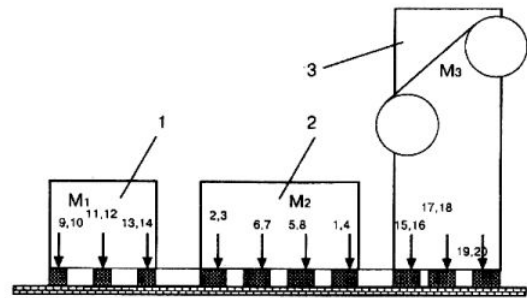


Рис. 1

Схема машины с указанием статической нагрузки, приходящейся на различные опоры, общее число которых составляет 20, приведена на рис.1. Машина Малимо-1600 состоит из трех слабо связанных между собой частей: 1 – устройство для съема полотна (1000 кГс); 2 – вязально-прошивной узел (3360 кГс); 3 – стойки с навоями (1580 кГс). Общий вес машины составляет 5940 кГс.

При расчете системы виброизоляции следует исходить из требуемой эффективности, учитывая фактический уровень вибрации и степень превышения этого уровня над гигиеническими нормами. Для определения уровня вибрации в цехе при работе машин Малимо-1600 с помощью виброизмерительного прибора марки 00042 фирмы Роботрон проводили измерения вибрации. Вибрация измерялась на рабочем месте машины № 31 при работе всего цеха и при работе одной машины, а

также фон при неработающем цехе. Результаты измерений вибрации при различ-

ных условиях приведены в табл.1.

Таблица 1

Условия измерений	Среднегеометрические частоты, Гц					
	2	4	8	16	31,5	63
Фон в цехе	52	55	64	73	70	66
ГОСТ 12.1.012-90	108	99	93	92	92	92
Работает весь цех	55	56	73	99	78	70
Превышение нормы	-	-	-	7	-	-
Работает машина № 31	55	55	71	96	74	66
Превышение нормы	-	-	-	4	-	-

Как видно из табл. 1, уровень вибрации на рабочем месте в октавной полосе частот 16 Гц при работе всего цеха превышает гигиенические нормы по ГОСТу 12.1.012-90 на 5 дБ, а при работе одной машины на ее рабочем месте превышение составляет 4 дБ.

Исходя из результатов измерений определим требования к эффективности системы виброизоляции в вертикальном направлении, которые можно принять равными 6...10 дБ, то есть должно быть достигнуто снижение уровня вибрации в 2...3 раза.

Эффективность виброизоляции для симметричной машины определяется значением коэффициента передачи силы, который без учета диссипативных сил определяется по формуле

$$K_p = 1 / |1 - (F_{\text{вын}} / F_{\text{соб}})^2|, \quad (1)$$

где $F_{\text{вын}}$ – частота вынуждающей силы, Гц; $F_{\text{соб}}$ – частота собственных колебаний виброизолированной машины в вертикальном направлении, Гц.

В связи с тем, что частота вынуждающей силы задана и в нашем случае $F_{\text{вын}} = 16,7$ Гц, величина коэффициента передачи определяется частотой собственных колебаний машины, которая является основ-

ной характеристикой системы виброизоляции:

$$F_{\text{соб}} = F_{\text{вын}} \sqrt{\frac{K_p}{K_p + 1}}. \quad (2)$$

Вычислим из (2) собственную частоту системы виброизоляции, необходимую для снижения уровня вибрации в 2...3 раза:

$$K_p = 1/2, F_{\text{соб}} = 9,6 \text{ Гц},$$

$$K_p = 1/3, F_{\text{соб}} = 8,33 \text{ Гц}.$$

Найдем необходимую суммарную динамическую жесткость виброизоляторов в вертикальном направлении:

$$C_z = 4 \pi^2 F_{\text{соб}}^2 M. \quad (3)$$

При $M = 6000$ кг и $F_{\text{соб}} = 9,6$ Гц $C_z = 21,83 \cdot 10^6$ Н/м; при $M = 6000$ кг и $F_{\text{соб}} = 8,33$ Гц $C_z = 16,45 \cdot 10^6$ Н/м.

Динамическая жесткость виброизоляторов для отдельных частей машины пропорциональна их массе. При этом для отдельных узлов машины она определится следующим образом:

для устройства съема полотна при частоте $F_{\text{соб}} = 9,6$ Гц:

$$C_{z_{\text{сн}}} = C_z \frac{M_{\text{сн}}}{M_{\text{общ}}} = 21,83 \cdot 10^6 \frac{1000}{6000} = 3,84 \cdot 10^6 \text{ [Н / м]},$$

для рабочего узла:

$$C_{зру} = C_z \frac{M_{ру}}{M_{общ}} = 21,83 \cdot 10^6 \frac{3360}{6000} = 12,2 \cdot 10^6 [\text{Н/м}],$$

для стойки с навоями:

$$C_{зсн} = C_z \frac{M_{сн}}{M_{общ}} = 21,83 \cdot 10^6 \frac{1580}{6000} = 5,74 \cdot 10^6 [\text{Н/м}].$$

Для частоты $F_{соб} = 8,33$ Гц эти частоты будут соответственно равны:

$$C_{зсп} = 2,74 \cdot 10^6 [\text{Н/м}];$$

$$C_{зру} = 9,21 \cdot 10^6 [\text{Н/м}];$$

$$C_{зсн} = 4,33 \cdot 10^6 [\text{Н/м}].$$

Общую площадь резиновых виброизоляторов найдем исходя из допустимой удельной нагрузки. Для резины средней твердости марки ТМКЦ-С по ГОСТу 7338–77 допустимая нагрузка при работе резины в пределах линейности упругой характеристики составляет, как показали проведенные эксперименты:

$$P_0 = 1,2 \cdot 10^6 \dots 1,4 \cdot 10^6 [\text{Н/м}^2].$$

Примем $P_0 = 1,0 \cdot 10^6$ [Н/м²]. Тогда при массе машины $M = 6000$ кг общая площадь резиновых виброизоляторов:

$$S_{общ} = 6000 \cdot 9,8 / 1,0^6 = 0,0588 [\text{м}^2].$$

Для отдельных узлов площадь виброизоляторов пропорциональна массе узлов.

Для устройства съема полотна:

$$S_{усп} = \frac{M_{1г}}{P_0} = \frac{1000 \cdot 9,8}{1,0 \cdot 10^6} = 0,0101 [\text{м}^2],$$

для вязально-прошивного узла:

$$S_{впу} = \frac{M_{2г}}{P_0} = \frac{3360 \cdot 9,8}{1,0 \cdot 10^6} = 0,0332 [\text{м}^2],$$

для стойки с навоем:

$$S_{сн} = \frac{M_{3г}}{P_0} = \frac{1580 \cdot 9,8}{1,0 \cdot 10^6} = 0,0155 [\text{м}^2].$$

Найдем статический модуль упругости виброизолятора в вертикальном направлении. Объемный вес резины марки ТМКЦ-С, определенный экспериментально, равен $\gamma = 1,26$ г/см³. По табл. [19, 3] по удельному весу резины определяем статический модуль упругости на сжатие при коэффициенте формы, равном 1,0:

$$E_{s1} = 194,3 [\text{кГс/см}^2].$$

Модуль упругости E_s конкретной пластины зависит от ее формы и определяется по следующей формуле:

$$E_s = K_{\phi} E_{s1},$$

где $K_{\phi} = S_{нагр} / S_{бок}$ – коэффициент формы; $S_{нагр}$ – площадь, к которой прикладывается статическая нагрузка на виброизолятор; $S_{бок}$ – площадь всей боковой поверхности виброизолятора:

$$K_{\phi} = \frac{60}{3} (2 \cdot 5 + 2 \cdot 12) = 0,588.$$

Статический модуль упругости ВР:

$$E_{s(вр-1)} = K_{\phi} E_{s1} = 0,588 \cdot 194,3 = 114,3 [\text{кГс/см}^2].$$

Статическая жесткость одной пластины виброизолятора ВР в вертикальном направлении:

$$C_{zn} = \frac{E_1 S_1}{h} = \frac{114,3 \cdot 60}{3} = 2286 \text{ [кГс/см]}.$$

Экспериментальное определение статической жесткости виброизоляторов [4], [5] проводилось на установке, показанной на рис.2.

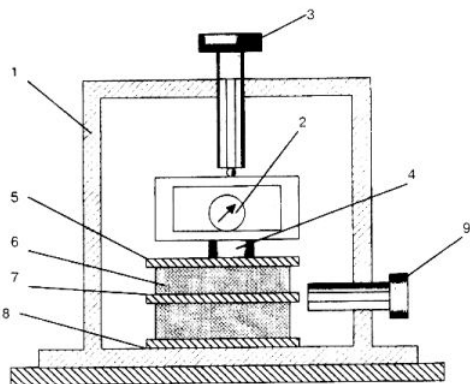


Рис.2

Установка работает следующим образом. Сжимающее усилие Р прикладывается к виброизолятору с помощью нагрузочного винта 3 через динамометр 2 и прокладку

7. При этом виброизолятор и динамометр деформируются. Величина нагрузки Р, создаваемой винтом 3, определяется по показаниям динамометра. Суммарные деформации λ_B виброизолятора и λ_D динамометра определяются по угловой шкале 4, по которой отсчитывается угол φ поворота нагрузочного винта 3 с шагом $t=2,5$ мм. Целое число N оборотов винта 3 отмечается в протоколе. При приложении горизонтальной нагрузки к верхней плоскости резиновые пластины работают на сдвиг последовательно и при расчете должна учитываться их общая толщина $h_{\text{общ}} = 2h$.

Жесткость виброизолятора ВР при сдвиге:

$$C_{x1} = \frac{G_s S_1}{2h} = \frac{12,37 \cdot 60}{2 \cdot 3} = 123,7 \text{ [кГс/см]}.$$

Результаты экспериментов приведены в табл. 2 и 3 (табл. 2 – определение статической жесткости виброизолятора ВР в вертикальном направлении; табл. 3 – определение статической жесткости виброизоляторов ВР в горизонтальном направлении).

Таблица 2

№ п/п	Сжимающее усилие Р, кГс	Общая деформация, мм	Деформация динамометра, мм	Деформация виброизолятора, мм
1	100	1,5	0,6	0,9
2	200	3	1,2	1,8
3	300	5	1,8	3,1
4	400	7	2,4	4,6
5	500	8,5	3,2	5,3
6	600	10	4	6

Таблица 3

№ п/п	Сжимающее усилие Р, кГс	Деформация виброизолятора ВР-1, мм	Деформация виброизолятора ВР-2, мм
1	20	0,3	0,5
2	40	0,8	1,6
3	60	1,2	2,4
4	80	1,6	3,2
5	100	2	4

Теперь построим нагрузочные характеристики виброизоляторов типа ВР (рис. 3). Как видно, полученные экспериментальные данные достаточно близки к расчет-

ным. Горизонтальная жесткость C_x виброизоляторов определяется на том же стенде.

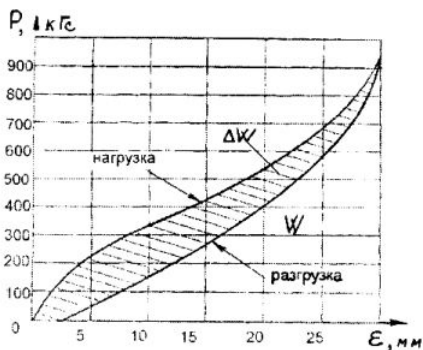


Рис. 3

Полученные данные позволяют вычислить значения динамической жесткости виброизоляторов. Динамическая жесткость виброизоляторов, как показали проведенные эксперименты, больше статической жесткости в 1,8 раза.

Для виброизоляторов ВР получим следующие значения динамических жесткостей

$$C_{zдин} = 1,8 C_{zст} = 1,8 \cdot 1034 = 1851 \text{ кГс/см,}$$

$$C_{xдин} = 1,8 C_{xст} = 1,8 \cdot 125 = 225 \text{ кГс/см,}$$

$$C_{yдин} = C_{xдин} = 225 \text{ кГс/см.}$$

$$J_z = M \frac{a^2 + b^2}{12} = 3360 \frac{1,235^2 + 2,470^2}{12} = 2133,2 \text{ [кгм}^2\text{]},$$

$$J_y = M \frac{H^2 + a^2}{12} = 3360 \frac{1,3^2 + 1,235^2}{12} = 898,1 \text{ [кгм}^2\text{]},$$

$$J_x = M \frac{H^2 + b^2}{12} = 3360 \frac{1,3^2 + 2,470^2}{12} = 2181,5 \text{ [кгм}^2\text{]}.$$

Координаты опорных точек показаны на рис. 4-б, а их значения приведены в табл.4

Коэффициенты жесткости виброизоляторов, установленных в различных точках, имеют следующие значения:

$$K_{x1} = K_{y1} = \dots = K_{x4} = K_{y4} = 225 \text{ кГс/см,}$$

$$K_{z1} = K_{z2} = \dots = K_{z4} = 1860 \text{ кГс/см,}$$

$$K_{x5} = K_{y5} = \dots = K_{x8} = K_{y8} = 112,5 \text{ кГс/см,}$$

$$K_{z5} = K_{z6} = \dots = K_{z8} = 930 \text{ кГс/см.}$$

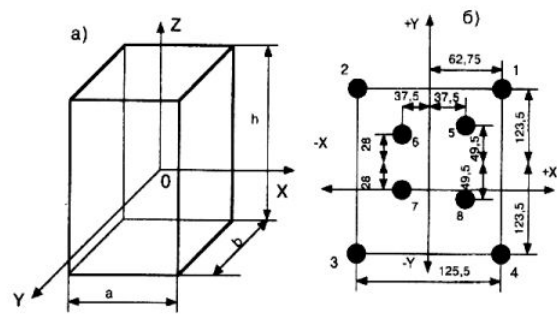


Рис. 4

Виброактивной частью машины Малимо-1600 является вязально-прошивной узел. Определим исходные данные по расчету системы виброизоляции этого узла. Масса узла составляет $M_{вп} = 3360$ кг. Габаритные размеры и направления осей координат показаны на рис. 4-а. Машину считаем как тело, имеющее равномерное распределение массы по объему.

Начало координат поместим в центр масс узла, который расположен на пересечении диагоналей параллелепипеда, представленного на рис. 4-а. Вычислим моменты инерции узла относительно осей X, Y, Z при сделанных допущениях относительно распределения массы узла:

Таблица 4

№ точек	X	Y	Z
1	62,8	123,5	-65
2	-62,8	123,5	-65
3	-62,8	-123,5	-65
4	62,8	-123,5	-65
5	37,5	49,5	-65
6	-37,5	28	-65
7	-37,5	-28	-65
8	37,5	-49,5	-65

Для исследования эффективности виброизоляции необходимо найти собственные частоты системы виброизоляции. Сис-

тема уравнений для свободных колебаний с учетом наличия у машины осей симметрии имеет вид

$$\begin{aligned} M_x + A_x X + B_{xz} \varphi_y &= 0, \\ M_y + A_x Y + B_{yz} \varphi_x &= 0, \\ M_z + A_z Z &= 0, \\ J_{ox} \varphi_x + C_x \varphi_x + B_{yx} Y &= 0, \\ J_{oy} \varphi_y + C_y \varphi_y + B_{zx} X &= 0, \\ J_{oz} \varphi_z + C_z \varphi_z &= 0. \end{aligned}$$

Коэффициенты уравнений системы находятся по формулам:
линейные жесткости

$$\begin{aligned} A_y &= \sum K_y = 1350 \text{ [кГс/см]}, \\ A_x &= \sum K_x = 225 \cdot 4 + 112,5 \cdot 4 = 1350 \text{ [кГс/см]}, \\ A_z &= \sum K_z = 1860 \cdot 4 + 930 \cdot 4 = 11160 \text{ [кГс/см]}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} B_{yx} &= -\sum K_y X_{oi} = 225(2 \cdot 62,8 - 2 \cdot 62,8) + 112,5(37 - 37) = 0, \\ B_{zx} &= \sum K_{zi} X_{oi} = K_{zi} \sum X_{oi}, \\ B_{yz} &= \sum K_y Z_{oi} = Z_{oi} \sum K_y = -65 \cdot (-1350) = 87750 \text{ [кГс/см]}, \\ B_{zy} &= -\sum K_z X_{oi} = -K_z \sum Y_{oi} = 0, \\ B_{xy} &= -\sum K_x Z_{oi} = -65 \sum K_x = -65 \cdot 1350 = -87750 \text{ [кГс/см]}, \\ B_{xy} &= \sum K_{xi} X_{oi} = 0. \end{aligned}$$

Гироскопические жесткости:

$$\begin{aligned} D_{xyz} &= -\sum K_{xi} Y_{oi} Z_{oi} = -Z_{oi} \sum K_{xi} Y_{oi} = 0, \\ D_{zxy} &= -\sum K_z X_{oi} Y_{oi} = -K_z \sum X_{oi} Y_{oi} = 0, \\ D_{yxz} &= \sum K_{yi} X_{oi} Z_{oi} = 0, \end{aligned}$$

$$\sum X_{oi} Y_{oi} = 62,8 \cdot 123,5 - 62,8 \cdot 123,5 + 62,8 \cdot 123,5 - 62,8 \cdot 123,5 = 0$$

Подставим полученные значения в систему уравнений. Тогда

$$\begin{aligned} 3,425x + 1350x - 87750 \varphi_y &= 0, \\ 3,425y + 1350y + 87750 \varphi_x &= 0, \\ 3,425z + 11160z &= 0, \end{aligned}$$

крутильные жесткости:

$$\begin{aligned} C_x &= \sum (K_{yi} Z_{oi}^2 + K_{zi} Y_{oi}^2), \\ C_y &= \sum (K_{xi} Z_{oi}^2 + K_{zi} X_{oi}^2), \\ C_z &= \sum (K_{xi} Y_{oi}^2 + K_{yi} X_{oi}^2). \end{aligned}$$

Подставляя значения и вычисляя, получаем:

$$\begin{aligned} C_x &= 117,27 \cdot 10^6 \text{ кГс/см}, \\ C_y &= 40,27 \cdot 10^6 \text{ кГс/см}, \\ C_z &= 3,28 \cdot 10^6 \text{ кГс/см}. \end{aligned}$$

Линейно-поворотные жесткости:

$$\begin{aligned} 22237,5 \varphi_x + 117,27 \cdot 10^6 \varphi_x + 87750 y &= 0, \\ 9155 \varphi_y + 40,269 \cdot 10^6 \varphi_y - 87750 x &= 0, \\ 21745 \varphi_z + 3,28 \cdot 10^6 \varphi_z &= 0. \end{aligned}$$

Отсюда собственные частоты определяются следующим образом:

ВЫВОДЫ

$$\Omega_z = \sqrt{\frac{11160}{3,425}} = 57,08 \text{ [рад/с]} (F_z = 9,08 \text{ Гц}),$$

$$\Omega_{\varphi_z} = \sqrt{\frac{3280000}{21745}} = 12,3 \text{ [рад/с]} (F_{\varphi_z} = 1,95 \text{ Гц}),$$

$$\Omega^2_{\varphi_x} = 5294; \Omega_{\varphi_x} = 72,76 \text{ рад/с};$$

$$F_{\varphi_x} = 11,6 \text{ Гц},$$

$$\Omega^2_y = 747; \Omega_y = 27,23 \text{ рад/с};$$

$$F_y = 4,35 \text{ Гц}.$$

Коэффициент передачи силы по вертикальному направлению будет равен

$$K_{py} = \frac{P_n}{P_y} = \frac{A_x}{\left[M \left[\omega^2_x - \omega^2 + \frac{B^2_{xy}}{M I_x (\omega^2 - \Omega^2_{\varphi_x})} \right] \right]}.$$

Подсчеты дают следующий результат:
 $K = 0,037$ или 28,6 дБ.

1. Предложена методика расчета системы виброизоляции для вязально-прошивного станка модели Малимо-1600.

2. Установка станка на резиновые виброизоляторы типа ВР позволяет снизить амплитуды динамических нагрузок в вертикальном направлении на 28,6 дБ.

ЛИТЕРАТУРА

1. Вибрация и шум в текстильной и легкой промышленности / Под ред. проф. Коритыцкого Я.И. – М.: Легкая индустрия, 1974.

2. Кочетов О.С. // Изв.вузов. Технология текстильной промышленности. – 1995, №1. С.88...92.

3. А.с. СССР № 1668773. Виброизолирующая система Кочетова для ткацких станков /О.С.Кочетов. – Оpubл.1991. Бюл. № 29.

4. А.с. СССР № 1388613. Упругий элемент / О.С.Кочетов, Л.Ю.Поляковский. – Оpubл.1988. Бюл. № 14.

5. Кочетов О.С., Поляковский Л.Ю. Пружинные виброизолирующие устройства с равночастотными свойствами // Тез. докл. на Всесоюз. научн. совещ. по проблемам виброизоляции машин и приборов. – М., ИМАШ АН СССР, 1986. С.92...93.

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