

УДК 534.833: 621

**РАСЧЕТ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК
СИСТЕМ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ**

Б.С. САЖИН, О.С. КОЧЕТОВ, А.В. ШЕСТЕРНИНОВ, Т.Д. ХОДАКОВА

(Московский государственный текстильный университет им.А.Н. Косыгина,
Ульяновский государственный технический университет)

Основными параметрами системы виброизоляции являются: масса машины M ; моменты инерции массы J_{ox}, J_{oy}, J_{oz} виброизолируемой машины относительно осей, проходящих через центр масс; жесткости виброизоляторов K_x, K_y, K_z ; круговые частоты собственных колебаний относительно координатных осей [1], [2], при этом величины необходимых суммарных линейных и угловых жесткостей системы виброизоляции для различных координат должны определяться по формулам:

$$\begin{aligned} A_x &= M\omega^2, & C_x &= J_{ox}\omega_{\phi x}^2, \\ A_y &= M\omega^2, & C_y &= J_{oy}\omega_{\phi y}^2, \\ A_z &= M\omega^2, & C_z &= J_{oz}\omega_{\phi z}^2, \end{aligned} \quad (1)$$

где A_x, A_y, A_z – суммарные жесткости системы виброизоляции относительно осей X_0, Y_0, Z_0 , Н·м; C_x, C_y, C_z – суммарные угловые жесткости системы виброизоляции относительно осей X_0, Y_0, Z_0 , Н·м.

Параметры виброизоляторов (K_{xi}, K_{yi}, K_{zi}) выбираются таким образом, чтобы суммарные жесткости $A_x, A_y, A_z, C_x, C_y, C_z$ были не больше жесткостей, определенных по формуле (1). Координаты центра жесткости в плане (точка С на рис.1; рис. 1 – расчетная схема виброизоляции ткацкого станка типа АТПР) для тела, опирающегося на четыре различных упругих элемента, расположенных в вершинах прямоугольника, определяются следующим выражением:

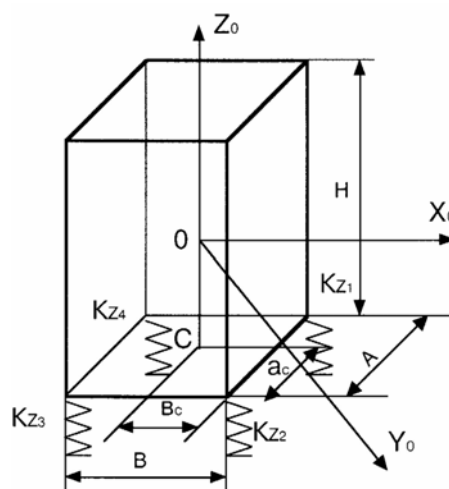


Рис. 1

$$\begin{aligned} a_c &= \frac{a(K_{z1} + K_{z4})}{K_{z1} + K_{z2} + K_{z3} + K_{z4}}; \\ b_c &= \frac{b(K_{z2} + K_{z3})}{K_{z1} + K_{z2} + K_{z3} + K_{z4}}. \end{aligned} \quad (2)$$

Из конструктивных соображений выбираем систему виброизоляции в опорном исполнении. Частота вращения главного вала станка $n=360 \text{ мин}^{-1}$; масса станка $M=1580 \text{ кг}$;

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{\pi \cdot 360}{30} = 37,7 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$$

Наибольшие допустимые значения собственных частот составят:

$$\begin{aligned}\omega_x &= \omega_y = \omega_z = \omega_{\varphi x} = \\ &= \omega_{\varphi y} = \omega_{\varphi z} = \frac{37,7}{2,5} = 15,1 \frac{\text{рад}}{\text{с}}; \\ f_x &= 2,4 \text{ Гц}.\end{aligned}$$

Жесткость одной цилиндрической пружины равна:

$$K_z = \frac{A_z}{4} = \frac{360 \cdot 10^3}{4} = 90 \cdot 10^3 \frac{\text{Н}}{\text{м}}.$$

Необходимый вертикальный прогиб от приходящейся на одну пружину статистической нагрузки определяется из соотношения:

$$\lambda_z = 25f_z^{-2} = 25 \cdot 2,4^{-2} = 4,3 \text{ см}.$$

Выбранная пружина должна иметь указанный статистический прогиб при расчетной нагрузке, равной 0,25 веса станка. Максимальная нагрузка на пружину (при соприкосновении витков) равна удвоенной расчетной.

Всем предъявленным требованиям удовлетворяет пружина со следующими параметрами: высота $H_0=150$ мм; диаметр пружины $D_0=60$ мм; диаметр проволоки $d=10$ мм.

Жесткость цилиндрической пружины из стальной проволоки в вертикальном направлении определяется по формуле:

$$K_z = \frac{10^5 d^4}{D_0^3 i}.$$

Так как K_z задана, находим число витков i (D_0 и d в см); $i=5$.

Собственная частота колебаний по координатам X и Y равна:

$$\begin{aligned}\omega_x &= \omega_y \sqrt{\frac{A_x}{M}} = \sqrt{\frac{131000}{1580}} = 9,1 \frac{\text{рад}}{\text{с}}; \\ f_x &= f_y = 1,45 \text{ Гц}.\end{aligned}$$

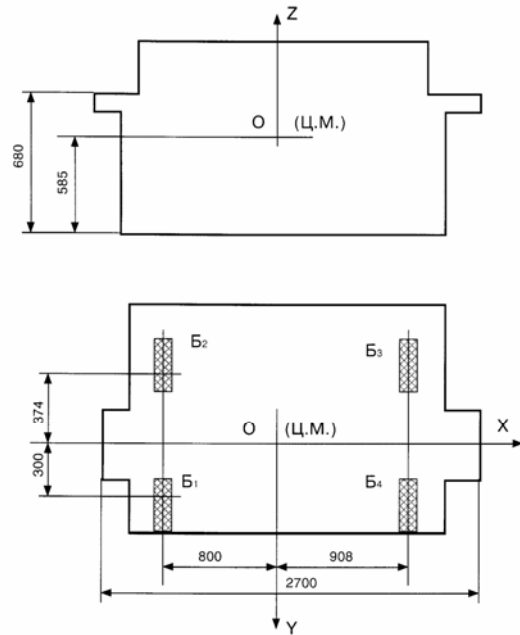


Рис. 2

Для определения угловых жесткостей C_x , C_y , C_z воспользуемся схемой расположения опор ткацкого станка АТПР-120 в плане (рис. 2: а – фронтальная проекция; б – вид сверху).

Имея координаты центра тяжести станка и полагая места расположения виброизолирующих опор в центре опорных лап (точки B_1 , B_2 , B_3 , B_4), получаем координаты виброизоляторов относительно центра масс станка, приведенные в табл. 1.

Т а б л и ц а 1

Точка	Координаты, м		
	x	y	z
B_1	-0,80	0,30	-0,585
B_2	-0,80	-0,374	-0,585
B_3	0,908	-0,374	-0,585
B_4	0,908	0,30	-0,585

Моменты инерции станка относительно осей, проходящих через центр тяжести, определим, приняв, что станок может быть заменен параллелепипедом с равномерно распределенной массой (рис. 3 – расчетная схема для определения моментов инерции ткацкого станка типа АТПР).

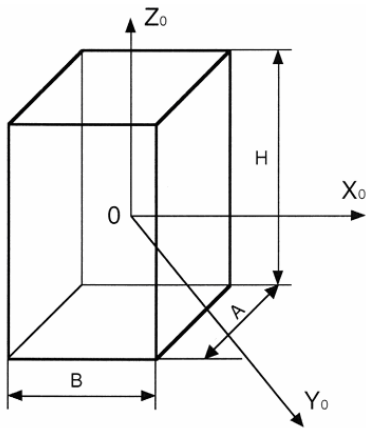


Рис. 3

Размеры А, В, Н, равные габаритным размерам станка, составляют: А=2,70 м; В= 0,96 м; Н=0,88 м.

Значения моментов инерции:

$$J_{ox} = 223 \text{ кг}\cdot\text{м}^2; J_{oy} = 1062 \text{ кг}\cdot\text{м}^2;$$

$$J_{oz} = 1081 \text{ кг}\cdot\text{м}^2.$$

Величины угловых жесткостей:

$$C_x = 80,233 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$C_y = 308,4 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$C_z = 110,81 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

Определим соответствующие частоты:

$$\omega_{\phi_x} = 18,97 \frac{\text{рад}}{\text{с}}; f_{\phi_x} = 3,0 \text{ Гц};$$

$$\omega_{\phi_y} = 17,04 \frac{\text{рад}}{\text{с}}; f_{\phi_y} = 2,71 \text{ Гц};$$

$$\omega_{\phi_z} = 10,12 \frac{\text{рад}}{\text{с}}; f_{\phi_x} = 1,61 \text{ Гц};$$

$$\omega_x = \omega_y = 9,02 \frac{\text{рад}}{\text{с}}; f_x = f_y = 1,43 \text{ Гц};$$

$$\omega_z = 15 \frac{\text{рад}}{\text{с}}; f_z = 2,38 \text{ Гц}.$$

Вычисленные собственные частоты системы виброизоляции ткацкого станка АТПР-120 удовлетворяют условию

$$\gamma_i = \frac{\omega_i}{\omega} \geq 2.$$

Для нахождения решения разделяют исходную систему уравнений по строкам на простейшие системы, состоящие из двух связанных уравнений, например, для координат х и ϕ_y или у и ϕ_x ; остальные члены в этих уравнениях, включающие другие координаты, принимаются равными нулю.

В каждой выделенной простейшей системе из двух уравнений подсчитаем коэффициент связи:

$$C_{1,2} = \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\omega_1^2 \omega_2^2}, \quad (3)$$

где α_1 и α_2 – коэффициенты, характеризующие упругую связь между уравнениями простейшей системы; ω_1 и ω_2 – парциальные частоты.

Физический смысл имеют значения связи $C_{1,2} < 1$.

Сокращая каждое уравнение на коэффициент при члене со второй производной, получим систему дифференциальных уравнений:

$$\begin{aligned} x'' + 82,91 - 48,43\phi_y + 3,06\phi_z &= 0, \\ y'' + 82,91y + 48,43\phi_x + 4,47\phi_z &= 0, \\ z'' + 227,87z - 8,43\phi_x - 12,3\phi_y &= 0, \\ \phi_x'' + 359,8\phi_x + 343,1y - 59,73z + 186,86\phi_y + 18,52\phi_z &= 0, \\ \phi_y'' + 290,4\phi_y - 18,31x - 72,05z + 39,24\phi_x - 2,66\phi_z &= 0, \\ \phi_z'' + 102,51\phi_z + 4,48x + 6,53y + 3,82\phi_x - 2,62\phi_y &= 0. \end{aligned} \quad (4)$$

Первая выделенная система, например, x, φ_y , имеет вид:

$$\begin{aligned} x'' + \omega_x^2 x + \alpha_1 \varphi_y &= 0, \\ \varphi_y'' + \omega_{\varphi_y}^2 \varphi_y + \alpha_2 x &= 0. \end{aligned} \quad (5)$$

Для всех связанных простейших систем, которые можно выделить, получим значения связи, приведенные в табл. 2.

Т а б л и ц а 2

№ п/п	Система	Связь
1	x, φ_y	0,0370
2	y, φ_x	0,006
3	z, φ_x	0,006
4	z, φ_y	0,013
5	y, φ_z	0,003
6	x, φ_z	0,0016
7	φ_x, φ_y	0,07
8	φ_x, φ_z	0,002
9	φ_y, φ_z	0,0002

Результаты вычислений показывают, что при связи меньше 0,02 взаимное влияние по частоте практически отсутствует.

Т а б л и ц а 3

Координата	Частота, Гц			Точные значения частоты, Гц
	Приближение			
	нулевое	первое	второе	
x	1,43	1,41	1,41	1,41
y	1,43	0,897	0,9	0,84
z	2,38	2,40	2,40	2,58
φ_x	3,0	3,22	3,40	3,40
φ_y	2,71	2,73	2,51	2,56
φ_z	1,61	1,61	1,61	1,61

В табл.3 дана сводка полученных результатов. В качестве нулевого приближения взяты значения, полученные без учета связности. В качестве первого и второго приближения даны результаты, полученные изложенным выше методом разделения системы. В графе «точные значения» приведены данные, полученные точным численным методом с помощью ЭВМ.

Как видно из табл.3, погрешность вычисления собственных частот системы виброизоляции по методу разделения систем значительно меньше, чем при вычислении частот без учета связности.

Исследования эффективности применения пружинных виброизоляторов для пневморепирных ткацких станков были проведены в производственных условиях на втором этаже ткацкого цеха Московской хлопчатобумажной фабрики им.М.В. Фрунзе, причем станок АТПР устанавливался на виброизоляторы ОВ-31, виброизолирующие прокладки типа АП-113 и пружинные виброизоляторы [3]. Результаты испытаний представлены в табл.4.

Т а б л и ц а 4

Направление действия нагрузки	Снижение амплитуд динамических нагрузок, дБ, при работе станка АТПР-120 на виброизолирующих устройствах по сравнению с жестким креплением станка		
	ОВ-31	АП-113	пружинные виброизоляторы
По основе	1	3,5	25
По утку	5	8	14
По вертикали	1	6	23

ВЫВОДЫ

1. Предложена методика расчета системы виброизоляции станка для случая, когда центр масс виброизолированной машины не совпадает с центром жесткости системы виброизоляции. Точные значения собственных частот в этом случае можно подсчитать по методу разделения систем, значительно сокращающему объем вычислений при существующей погрешности, не превышающей 5 %.

2. Установка станка типа АТПР на пружинные виброизоляторы позволяет снизить амплитуды динамических нагрузок в вертикальном направлении на 23 дБ.

ЛИТЕРАТУРА

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

2. Кочетов О.С., Поляковский Л.Ю. Пружинные виброизолирующие устройства с равночастотными свойствами // Тез. докл. Всесоюз. научн.

совещ. по проблемам виброизоляции машин и приборов. – М., ИМАШ АН СССР, 1986. С.92...93.

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

Рекомендована кафедрой процессов и аппаратов химической технологии и безопасности жизнедеятельности. Поступила 25.04.05.
