

К ВОПРОСУ РАСЧЕТА И ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ РЕЗИНОВЫХ ВИБРОИЗОЛЯТОРОВ ДЛЯ ВАЛКОВЫХ МАШИН

А.В. ПИСАРЕВ, Ю.Г. ФОМИН

(Ивановская государственная текстильная академия)

Реконструкция действующих предприятий основана на разработке проектов, в которых предусмотрено проведение прочностных расчетов фундаментов и перекрытий зданий, сопровождающееся увеличением жесткости межэтажного перекрытия, либо установкой оборудования на виброизолирующую систему. Последнее является более предпочтительным, поскольку не требует больших затрат на реконструкцию зданий. Исходными условиями является знание величины статических и динамических нагрузок от оборудования [1].

$m=4$ (рис. 1); частота вращения металлического вала диаметром 340 мм $n_1 = 120 \text{ мин}^{-1}$.

Результаты измерения статических и динамических нагрузок на основе каландра тензометрическим способом представлены соответственно в табл. 1 и 2 (распределение статической нагрузки по опорным точкам каландра (рис. 1), кН, – табл. 1; динамическая нагрузка на основе каландра в вертикальном направлении (амплитуда силы), кН, – табл. 2).

Т а б л и ц а 1

P_1	P_2	P_3	P_4
12,2	12,8	7,1	7,9

Т а б л и ц а 2

Частота вращения, мин^{-1}	Частота возмущающей силы, Гц	Номер гармоники				
			1	2	3	4
120	6,0	1	29,8	32,2	18,4	19,2
120	12,0	2	42,2	44,5	20,8	26,3
120	18,0	3	14,2	16,1	10,7	12,4

Рис. 1

Экспериментальные исследования проводили на каландре КС-120-1, который имеет следующие параметры: вес $Q=80 \text{ кН}$; число опорных точек каландра

Для снижения уровня вибрации на рабочих местах при обслуживании каландров между основанием их рам 1 и перекрытием 2 на каждую опору устанавливались специальные виброизоляторы 3 (рис. 2) в количестве 4 шт., которые фикс-

сировались в заданном положении фундаментными болтами 4.

Рис. 2

Рассчитаем систему виброизоляции для первых трех гармоник. Принимаем форму поперечного сечения резинового виброизолятора прямоугольной размерами 200×100 ($a_1 \times b_1$ мм) с отверстием ($d=30$ мм) для фундаментного болта. В качестве материала виброизолятора выбрана резина марки ТМКЩ-С со следующими физико-механическими свойствами: объемный вес $\gamma_0 = 1,26$ г/см³; модуль упругости $E_1=1943$ Н/см²; допускаемое рабочее напряжение $[\sigma] = 80$ Н/см²; модуль сдвига $G = 120$ Н/см².

Площадь поперечного сечения под опорную поверхность рамы каландра S_{Hi} :

$$S_{Hi} = \frac{P_i}{[\sigma]}, \quad (1)$$

где i – индекс опоры рамы (1, 2, 3, 4).

Рис. 3

Размеры поперечных сечений резиновых изоляторов под каждую опору (рис. 3) находим из выражения:

$$S_{Hi} = a_i b_i - \left(\frac{\pi d_i^2}{4} \right), \quad (2)$$

где a_i и b_i – длина и ширина резинового изолятора; $d_i = (d_{ф.б} + 5)$ – диаметр отвер-

стия в изоляторе; $d_{ф.б}$ – диаметр фундаментного болта.

Определим жесткость виброизоляторов в вертикальном и горизонтальном направлениях. Чтобы найти коэффициент неупругого сопротивления γ_{nc} , необходимо построить для опытного образца диаграмму статической деформации в осях P – ϵ , которая представляет петлю гистерезиса резины и характеризует количество энергии, рассеиваемой в материале при ее деформации и идущей на нагрев образца, на активацию химических процессов и т.д.

В ходе экспериментальных исследований на лабораторном каландре КЛ-2/20 были получены следующие данные: коэффициент Пуассона $\mu = 0,5$; коэффициент $\gamma_{nc} = 0,035$.

Коэффициент формы K_{ϕ} каждого виброизолятора находим, приняв предварительно высоту элементов, равной h_i :

$$K_{\phi i} = \frac{S_{Hi}}{S_{iбок}}. \quad (3)$$

Условный модуль упругости E_0 для каждого виброизолятора равен:

$$E_{0i} = K_{\phi i} E_1. \quad (4)$$

Статическая осадка виброизоляторов под нагрузкой в каждой опорной точке составит:

$$X_{ст.i} = \frac{h_i [\sigma]}{E_1}. \quad (5)$$

Приняв наибольшую статическую осадку h'_i за нулевой уровень, вычислим скорректированные высоты остальных резиновых виброизоляторов для того, чтобы каландр был установлен горизонтально, без перекосов:

$$h'_i = \frac{X_{ст.i} E_1}{[\sigma]}. \quad (6)$$

Определим скорректированные значения коэффициентов формы и условного

модуля упругости каждого виброизолятора:

$$K'_{\phi i} = \frac{S_{Hi}}{S'_{i\text{бок}}}, \quad (7)$$

$$E'_{ni} = K'_{\phi i} E_1. \quad (8)$$

Жесткость каждого виброизолятора в вертикальном и горизонтальном направлениях равняется:

$$C_{Zi} = \frac{E'_{ni} S'_i}{h_i}, \quad C_{XYi} = \frac{GS'_i}{h_i}. \quad (9)$$

Суммарная жесткость системы виброизоляции в вертикальном и горизонтальном направлениях следующая:

$$C_Z = \sum C_{Zi}, \quad C_{XY} = \sum C_{XYi}. \quad (10)$$

Определим собственную частоту колебаний системы «каландр на виброизоляторах» в вертикальном и горизонтальном направлениях:

$$\begin{aligned} \psi_Z &= \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_Z g}{Q}}, \\ \psi_{XY} &= \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_{XY} g}{Q}}. \end{aligned} \quad (11)$$

Вычислим эффективность виброизоляции по сравнению со схемой установки каландра на абсолютно жесткое основание. При этом отметим, что демпфирование в системе обусловлено внутренним поглощением энергии в материале виброизоляторов.

Коэффициент передачи силы на частоте вынужденных колебаний каландра в вертикальном и горизонтальном направлениях для первых трех гармоник равен:

$$\Omega_Z^i = \sqrt{\frac{1 + \gamma_{nc}^2}{\left(1 - \frac{\psi_{bi}^2}{\psi_Z^2}\right)^2 + \gamma_{nc}^2}}, \quad (12)$$

$$\Omega_{XY}^i = \sqrt{\frac{1 + \gamma_{nc}^2}{\left(1 - \frac{\psi_{bi}^2}{\psi_{XY}^2}\right)^2 + \gamma_{nc}^2}}.$$

$$\psi_{b1} = \frac{n_1}{60}, \quad \psi_{b2} = 2f_{b1}, \quad \psi_{b3} = 3f_{b1}. \quad (13)$$

Результаты экспериментальных исследований с помощью датчиков ускорений при частоте вращения металлического вала каландра $n_1 = 120 \text{ мин}^{-1}$ показали снижение уровней вибраций на рабочих местах каландров, установленных на резиновые виброизоляторы, в 1,3...2,1 раза по всему спектру частот.

Рис. 4

Пример графиков изменения среднеквадратичного значения виброскорости изображен на рис. 4, где кривые 1 и 2 графиков соответственно для каландра на жестком основании и при наличии виброизоляторов дают наглядное представление об эффективности применения виброизоляции для снижения динамических нагрузок на межэтажное перекрытие и вибрации до уровня, соответствующего санитарно-гигиеническим нормам.

ВЫВОДЫ

1. Выполнен расчет резиновых виброизоляторов для оснований рам каландров КС-120-1.

2. Предложенная система виброизоляции обеспечивает снижение уровней вибраций остова машины в 1,3...2,1 раза.

ЛИТЕРАТУРА

1. Основы проектирования текстильных машин. / Под общей ред. Макарова А.И. – М.: Машиностроение, 1976.

Рекомендована кафедрой проектирования текстильного отделочного оборудования. Поступила 01.06.07.
