

УДК 621.868.2:625.42

*Д. М. МАРЧЕНКО*

*Белорусский государственный университет транспорта, Гомель*

## **ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ СТЕНДА ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ ТЕЛЕЖЕК ВАГОНОВ МЕТРОПОЛИТЕНА**

Предлагается конструкция стенда, предназначенного для обкатки тележек моделей 68-797, 81-717 и 81-714 после капитального ремонта. Выполнен подбор размеров виброизоляторов стенда, обеспечивающих нерезонансную работу, конечноэлементный анализ прочности элементов конструкции.

На сегодняшний день на территории Беларуси ни один завод не производит капитальный ремонт вагонов метрополитена. Вследствие этого приходится выполнять этот дорогостоящий вид ремонта на территории соседних государств, что приводит к дополнительным затратам на транспортировку подвижного состава и выплату дополнительных налогов. В связи с преобразованием Гомельского вагоноремонтного завода в вагоностроительный и расширением номенклатуры выпускаемой продукции, ему требуется новое специализированное оборудование. В частности, для выполнения капитального ремонта вагонов метрополитена необходим стенд, на котором будет выполняться обкатка тележек моделей 68-797, 81-717 и 81-714 после сборки или ремонта. Он предназначен для выявления перегрева электродвигателей и редукторов тележек, возникающий вследствие их несоосности из-за нарушения технологии сборки.

Работа на стенде выполняется следующим образом. Собранный тележка при помощи мостового крана устанавливается на опоры стенда, покрытые резиной для гашения вибрации и предотвращения скольжения тележки по стенду. После установки тележки она обкатывается на стенде с номинальной угловой скоростью в течение времени, установленного в нормативно-технической документации. Сразу после обкатки и отключения тележки от источника питания производится контроль температуры редукторов, электродвигателей и букс колёсных пар. Если в процессе обкатки не выявлено никаких дефектов, то тележку признают годной и подкатывают под вагон.

Стенд состоит из замкнутой сварной рамы, к которой приварены вертикальные опоры, оканчивающиеся опорными листами с резиновыми прокладками (рисунок 1). Рама включает стандартные профили и детали, изготовленные из листового металла. Стенд устанавливается на резиновые виброизоляторы и крепится к полу анкерными болтами так, чтобы предотвратить его сдвиг в процессе работы, но не сжать виброизоляторы.

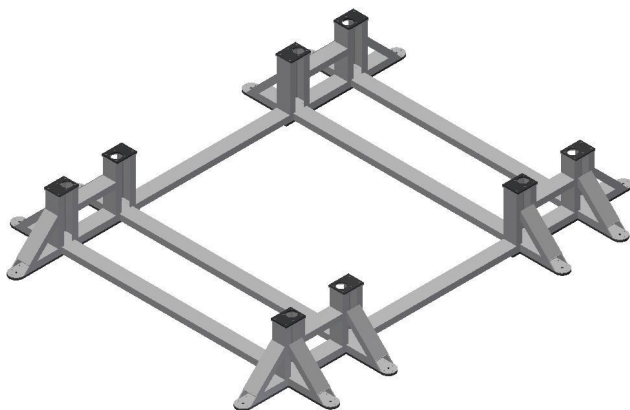


Рисунок 1 – Общий вид стенда для испытания тележек типа 68-797, 81-717 и 81-714 вагонов метрополитена

Цель представленной работы – определение рациональных размеров виброизоляторов и проверка прочности конструкции при действии эксплуатационных нагрузок. Исходными данными для расчёта являются: масса тележки 7460 кг; конструкционная скорость – 90 км/ч.

Сжимающая сила, действующая на вертикальные опоры стенда от веса тележки с учётом динамических нагрузок от вращающихся частей тележки:

$$N = k_d m_{\text{тел}} g = 3 \cdot 7460 \cdot 9,81 = 219548 \text{ Н},$$

где  $k_d$  – коэффициент запаса прочности, учитывающий динамические нагрузки от вибрации;  $m_{\text{тел}}$  – масса тележки вагона метрополитена, кг,  $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>.

Предполагается, что тележка будет устанавливаться на восемь вертикальных опор, каждая из которых состоит из двух швеллеров № 12П с суммарной площадью поперечного сечения  $A = 8 \cdot 2 \cdot 1,33 \cdot 10^{-3} = 21,28 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ . Тогда напряжения в вертикальных опорах

$$\sigma = \frac{N}{A} = \frac{219548}{21,28 \cdot 10^{-3}} = 10,32 \text{ МПа} < [\sigma],$$

где  $[\sigma]$  – допускаемое нормальное напряжение,  $[\sigma] = 160 \text{ МПа}$ . Таким образом, условие прочности выполняется.

Выполним подбор резиновых виброизоляторов стенда. Зная максимальную конструкционную скорость движения вагона поезда метрополитена  $v = 25 \text{ м/с}$ , находим расчетную частоту возмущающей силы:

$$f_{\text{в}} = \frac{v}{R} = \frac{25}{0,39} = 64,10 \text{ Гц},$$

где  $R$  – радиус колеса, м.

Отношение  $C$  расчетной частоты возмущающей силы  $f_{\text{в}}$  к предельно допустимой частоте собственных вертикальных колебаний  $f_{0\text{д}}$  виброизолированной установки принимают в зависимости от требуемой эффективности виброизоляции  $\Delta L_{\text{T}} = 10$  дБ из таблиц [2]. В соответствии с выбранным значением параметра  $C = 2$  предельно допустимая частота

$$f_{0\text{д}} = \frac{f_{\text{в}}}{C} = \frac{64,10}{2} = 32,05 \text{ Гц.}$$

Требуемую общую массу виброизолированной установки рассчитываем по формуле

$$m_{\text{у}} = \frac{2,5\epsilon m_{\text{в}}}{A_{\text{д}}} = \frac{2,5 \cdot 0,2 \cdot 1000}{0,07} = 7143 \text{ кг,}$$

где  $\epsilon$  – эксцентриситет вращающихся частей, мм;  $m_{\text{в}}$  – масса вращающихся частей установки, кг;  $A_{\text{д}}$  – максимально допустимая амплитуда смещения центра тяжести установки, мм.

Масса тележки 68-797 составляет 7460 кг, что больше полученного значения, поэтому требуемая частота будет обеспечена.

Вычислим суммарную массу установки с рамой

$$m_0 = m_{\text{у}} + m_{\text{р}} = 7460 + 355 = 7815 \text{ кг,}$$

где  $m_{\text{р}}$  – масса рамы.

Тогда минимально допустимая площадь поперечного сечения всех виброизоляторов:

$$F_{\text{в}} = \frac{gm}{\sigma} = \frac{9,81 \cdot 7815}{1,2 \cdot 10^5} = 0,649 \text{ м}^2,$$

где  $\sigma$  – статическое напряжение в резине, Па.

Окончательно по конструктивным соображениям принимаем  $F_{\text{в}} = 0,883 \text{ м}^2$ .

Следовательно, площадь поперечного сечения одного виброизолятора

$$F_1 = \frac{F_{\text{в}}}{n_{\text{в}}} = \frac{0,883}{12} = 0,0736 \text{ м}^2.$$

где  $n_{\text{в}}$  – число виброизоляторов.

Рабочую высоту каждого виброизолятора находят из выражения

$$H_{\text{р}} = \frac{EF_{\text{в}}}{\sum K_{\text{в}}},$$

где  $E$  – динамический модуль упругости резины,  $E = 50 \cdot 10^5$  Па;  $\sum K_{\text{в}}$  – требуемый суммарный коэффициент жесткости виброизоляторов,

$$\Sigma K_{\text{в}} = 4 \pi^2 f_{0\text{д}}^2 m_0 = 4 \cdot 3,14^2 \cdot 32,05^2 \cdot 7815 = 3169,2 \cdot 10^5 \text{ Н/м};$$

$$H_{\text{р}} = \frac{50 \cdot 10^5 \cdot 0,883}{3169,2 \cdot 10^5} = 0,0139 \text{ м.}$$

Для обеспечения устойчивости виброизоляторов необходимо [2], чтобы соблюдалось условие

$$1,5H_{\text{р}} \leq B \leq 8H_{\text{р}},$$

где  $B$  – ширина виброизолятора,  $B = 0,1$  м.

В рассматриваемом случае

$$1,5 \cdot 0,0139 = 0,0209 \text{ м} \leq B = 0,1 \text{ м} \leq 8 \cdot 0,0139 = 0,1112 \text{ м},$$

т. е. условие выполняется.

С учетом конструктивных соображений полная высота виброизолятора принята  $H = 16$  мм.

После уточнения размеров виброизоляторов проверяем обеспечиваемую эффективность виброизоляции, используя соотношение

$$\Delta L_{\text{y}} = 20 \cdot \lg \left( \frac{f_{\text{в}}^2}{f_0^2} - 1 \right),$$

где  $f_0$  – уточненная частота собственных вертикальных колебаний, Гц.

Подстановка найденных ранее значений дает

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{E F_{\text{в}}}{m_0 H}} = \frac{1}{2 \cdot 3,14} \sqrt{\frac{50 \cdot 10^5 \cdot 0,883}{7815 \cdot 0,016}} = 29,92 \text{ Гц};$$

$$\Delta L_{\text{y}} = 20 \cdot \lg \left( \frac{64,10^2}{29,92^2} - 1 \right) = 11,1 \text{ дБ.}$$

Виброизоляция эффективна, так как  $\Delta L_{\text{y}} = 11,1 \text{ дБ} > \Delta L_{\text{т}} = 10 \text{ дБ}$ .

Уточненный расчёт рамы стенда выполнен на ПЭВМ методом конечных элементов с использованием пакета программ Autodesk Inventor Simulation Suite 2012. Были получены значения напряжений во всех элементах конструкции. Как видно из таблицы 1, напряжения в рассчитанном стенде не превышают допустимых. О надёжности конструкции также свидетельствует коэффициент запаса прочности, минимальное значение которого равно 3,46. Прогиб рамы стенда под действием силы 220 кН незначителен.

Внедрение стенда позволит Гомельскому вагоностроительному заводу освоить новый вид деятельности, что, в свою очередь, приведёт к значительному сокращению экономических затрат и затрат времени на ремонт вагонов метрополитена.

Таблица 1 – Результаты расчёта стенда методом конечных элементов

Параметр	Минимальное значение	Максимальное значение
Объем, см <sup>3</sup>	54264,9	
Масса, кг	425,982	
Напряжение по Мизесу, МПа	0,0000204572	59,8752
1-е главное напряжение, МПа	-13,1959	66,3746
3-е главное напряжение, МПа	-54,3106	14,7513
Смещение, мм	0	0,0619829
Коэффициент запаса прочности	3,45719	15
Напряжение XX, МПа	-41,5669	61,0391
Напряжение XY, МПа	-19,6066	19,0314
Напряжение XZ, МПа	-16,0922	17,2933
Напряжение YY, МПа	-53,8844	26,1015
Напряжение YZ, МПа	-17,168	18,7545
Напряжение ZZ, МПа	-26,0783	27,9545
Смещение по оси X, мм	-0,0470384	0,046828
Смещение по оси Y, мм	-0,000799625	0,0520474
Смещение по оси Z, мм	-0,0173172	0,0171852
Эквивалентная относительная деформация	0,00000000182953	0,000257242
1-я главная относительная деформация	-0,00000956422	0,000297127
3-я главная относительная деформация	-0,000264973	0,00000436789

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 **Пигунов, В. В.** Ходовые части вагонов. Расчёт деталей / В. В. Пигунов. – Гомель, 2005. – 251 с.

2 **Нор, Е. В.** Расчет средств защиты от вибрации / Е. В. Нор, О. А. Колесник. – Ухта: УГТУ, 2008. – 17 с.

*D. M. MARCHENKO*

#### PARAMETERS DETERMINATION FOR THE SUBWAY WAGON CARTS TESTING STAND

The construction of the stand, designed for running carts models 68-797, 81-717 and 81-714 after overhaul is suggested. It was performed the dimensioning of stand vibration isolators providing a non-resonant work and finite element strength analysis of structural elements was done.

Получено 28.10.2012