

УДК 629.4.027.27

*Д. М. МАРЧЕНКО, В. Ф. РАЗОН*

*Белорусский государственный университет транспорта, Гомель*

## **СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИИ РЕГУЛИРОВКИ ЗАЗОРОВ СКОЛЬЗУНОВ И ПРОГИБА РЕССОРНОГО ПОДВЕШИВАНИЯ ТЕЛЕЖЕК ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ**

В статье предлагается конструкция стенда, предназначенного для регулировки зазоров скользунов и прогиба рессорного подвешивания тележек пассажирских вагонов. Выполнен подбор размеров металлоконструкции и механизма нагружения, проведен конечноэлементный анализ напряженно-деформированного состояния.

В настоящее время регулировка тележек на Гомельском вагоностроительном заводе производится после подкатки их под вагон на подъездных путях. Если обнаруживается, что прогиб рессорного подвешивания тележки невозможно отрегулировать при помощи валиков серыг люлечного подвешивания или зазор вертикальных скользунов не соответствует нормативу, то тележку выкатывают и снова отправляют в колёсно-тележечный цех для разборки и ремонта [1]. С целью снижения затрат предлагается создание стенда, который позволяет до подкатки под вагон определить нормированные характеристики тележек, выявить и устранить нарушения технологии ремонта.

Технологический процесс регулировки параметров тележки включает следующие этапы: отремонтированная тележка подкатывается под портал стенда и через специальный упор нагружается вертикальной нагрузкой, соответствующей нагрузке от кузова вагона; измеряют зазоры вертикальных скользунов, а также расстояние от подпятника до головки рельса; нагрузка с тележки снимается и, при необходимости, производится регулировка рессорного подвешивания и зазоров между скользунами.

Чтобы обеспечить удобство работы, предложена конструкция стенда, представленная на рисунке 1. Она состоит из верхней и нижней поперечных балок рамы, продольной балки рамы, на которой закреплён механизм нагружения, и вертикальных швеллеров, соединяющих верхние и нижние поперечные балки рамы. Целью представленной работы является подбор рациональных параметров металлоконструкции и механизма нагружения. Исходными данными для расчёта являются масса пассажирского купейного вагона – 60,5 т и масса тележки КВЗ-ЦНИИ-М – 7,2 т.

Для приближённого расчёта поперечных и продольных балок рамы представим их как балки на двух опорах, к серединам которых приложена сила  $P$  (рисунок 2).



Рисунок 1 – Общий вид стенда для регулировки зазоров скользунов и прогиба рессорного подвешивания тележек пассажирских вагонов

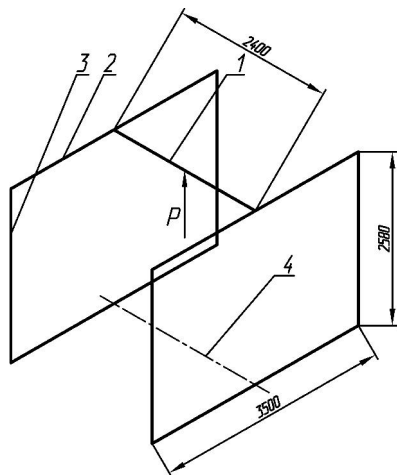


Рисунок 2 – Расчётная схема стенда:

1 – продольная балка рамы; 2 – поперечная балка рамы; 3 – соединительная балка рамы;  
4 – продольная ось пути

Моменты, возникающие от силы  $P$  в продольных и поперечных балках рамы,

$$M = Pl,$$

где  $P$  – внешняя сила;  $l$  – половина длины пролета балки, м.

Сила, действующая на подпятник тележки пассажирского вагона,

$$P = \frac{m_{\text{ваг}} - 2m_{\text{тел}}}{2}g = \frac{60500 - 2 \cdot 7200}{2} \cdot 9,81 = 226121 \text{ Н},$$

где  $m_{\text{ваг}}$  – масса вагона, кг;  $m_{\text{тел}}$  – масса тележки, кг;  $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>.

В дальнейших расчетах принимаем  $P = 230$  кН.

Учитывая, что  $2l_{\text{прод}} = 2,4$  м,  $2l_{\text{поперечн}} = 3,5$  м, получаем

$$M_{\text{прод}} = 230000 \cdot 1,2 = 276000 \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad M_{\text{поперечн}} = \frac{1}{2} \cdot 230000 \cdot 1,75 = 201250 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Необходимый момент сопротивления балок относительно оси  $x$

$$W_x = \frac{|M|}{[\sigma]},$$

где  $[\sigma]$  – допускаемое нормальное напряжение, МПа;

$$W_x^{\text{прод}} = \frac{276000}{160 \cdot 10^6} = 1725,0 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3;$$

$$W_x^{\text{поперечн}} = \frac{201250}{160 \cdot 10^6} = 1257,8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

С учётом найденных значений выбираем для продольной балки рамы два двутавра № 40, суммарный момент сопротивления которых равен  $1906 \text{ см}^3$ , а для поперечной балки рамы – два двутавра № 36, суммарный момент сопротивления которых  $1486 \text{ см}^3$ . Для изготовления нижней поперечной балки также принимаем два двутавра № 36.

В качестве соединительной балки рамы из конструктивных соображений целесообразно использовать швеллер № 33П, который рассчитываем на растяжение по формуле

$$\sigma = \frac{N}{A} = \frac{57500}{46,5 \cdot 10^{-4}} = 12,4 \text{ МПа} < [\sigma] = 160 \text{ МПа},$$

где  $N$  – продольная растягивающая сила,  $N = P / 4 = 57500$  Н;  $A$  – площадь поперечного сечения швеллера,  $A = 46,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ .

Продольная балка рамы к соединительной пластине крепится сваркой, а соединительная пластина к швеллеру – болтами, как показано на рисунке 3. Пренебрегая силами трения в болтовом соединении, расчёт болтового соединения на срез выполняем по формуле

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{4N}{\pi d^2 z} < [\tau_{\text{ср}}],$$

где  $d$  – диаметр болта, м;  $z$  – число болтов,  $z = 14$  шт.;  $[\tau_{ср}]$  – допускаемое напряжение среза,  $[\tau_{ср}] = 21$  МПа.

$$\text{Отсюда} \quad d \geq \sqrt{\frac{4N}{\pi z [\tau_{ср}]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 57500}{3,14 \cdot 14 \cdot 21 \cdot 10^6}} = 15,78 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Принимаем  $d = 20$  мм.

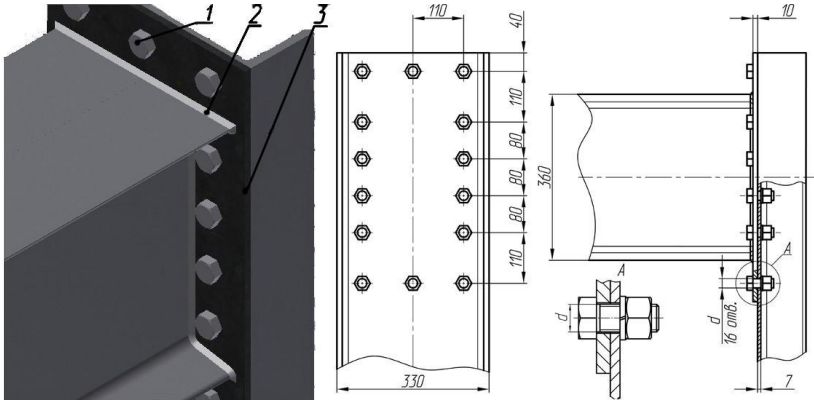


Рисунок 3 – Расчётная схема продольной и поперечной балок:  
1 – болтовое соединение; 2 – сварное соединение; 3 – соединительная пластина

Также сопряжение болт – деталь испытывает напряжение смятия

$$\sigma_{см} = \frac{N}{dz\delta_{min}} = \frac{27500}{20 \cdot 10^{-3} \cdot 14 \cdot 7 \cdot 10^{-3}} = 29 \text{ МПа,}$$

где  $\delta_{min}$  – минимальная длина сопряжения болта с деталью (см. рисунок 3),  $\delta_{min} = 7 \cdot 10^{-3}$  м.

Полученное значение напряжения значительно меньше допускаемого  $[\sigma_{см}] = 168$  МПа.

Для расчета сварного шва (рисунок 4) на срез используем формулу

$$\tau_{ср} = \frac{N}{S} = \frac{57500}{6,18 \cdot 10^{-3}} = 9,3 \text{ МПа,}$$

где  $S$  – площадь сечения сварного шва,

$$S = 4 \cdot 10^{-3} \cdot (4 \cdot 70 + 4 \cdot 9 + 2 \cdot 293 + 2 \cdot 321) \cdot 10^{-3} = 6,18 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Таким образом,  $\tau_{ср} < [\tau_{ср}] = 21$  МПа.

С целью обеспечения работы стенда выполним подбор размеров гидроцилиндра для механизма нагружения. Полагая, что рабочая жидкость – мас-

ло индустриальное 50 с рабочим давлением  $p = 10$  МПа, эффективную площадь поршня гидроцилиндра определяем из соотношения

$$S_3 = \frac{P}{p\eta_{\text{мц}}\eta_{\text{га}}} = \frac{230000}{10 \cdot 10^6 \cdot 0,9 \cdot 0,9} = 28,395 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2,$$

где  $P$  – сила на штоке,  $P = 230000$  Н;  $\eta_{\text{мц}}$  – механический КПД гидропривода;  $\eta_{\text{га}}$  – гидравлический КПД гидроаппаратуры.

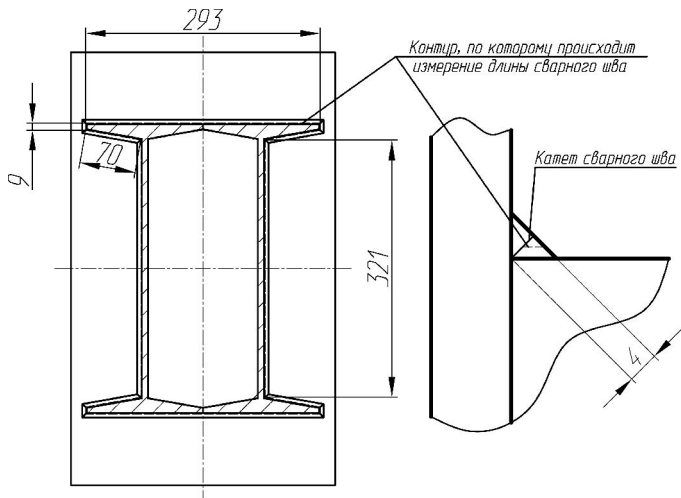


Рисунок 4 – Расположение сварного шва и величина его катета

Диаметр поршня гидроцилиндра определяем по полученной эффективной его площади:

$$D = \sqrt{\frac{4S_3}{\pi(1-\alpha^2)}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 28,395 \cdot 10^3}{3,14 \cdot (1-0,7^2)}} = 0,266 \text{ м},$$

где  $D$  – диаметр поршня гидроцилиндра, м;  $\alpha$  – отношение диаметра поршня к диаметру штока ( $\alpha = d / D$ ); для заданного давления  $p = 10$  МПа,  $\alpha = 0,7$ .

Полученное значение диаметра поршня округляем по ГОСТ 12447-80 в соответствии с рядом размеров диаметров. Принимаем  $D = 280$  мм. Соответственно диаметр штока

$$d = \alpha D = 0,7 \cdot 0,28 = 0,196 \text{ м}.$$

Значение диаметра штока также округляем до нормативного в соответствии с ГОСТ 12447-80:  $d = 200$  мм.

Выполнен уточненный расчёт рамы стенда на прочность методом конечных элементов с помощью программы Autodesk Inventor Simulation Suite

2012. Как видно из таблицы 1, напряжения в рассчитанном стенде не превышают допустимых. О надёжности конструкции свидетельствует коэффициент запаса прочности, минимальное значение которого равно 1,97.

Максимальный прогиб рамы стенда под нагрузкой 227 кН составляет 3,844 мм, что в данном случае не будет влиять на его работоспособность.

Таким образом, применение стенда позволит выполнять настройку тележек непосредственно в колёсно-тележечном цехе и в случае обнаружения проблем, не выявленных в ходе ремонта, их оперативно устранять. Внедрение стенда позволит значительно сократить затраты времени и средств на регулировку тележек.

*Таблица 1 – Результаты расчёта напряженно-деформированного состояния стенда*

Параметр	Минимальное значение	Максимальное значение
Объем, см <sup>3</sup>	464277000	
Масса, кг	3644,65	
Напряжение по Мизесу, МПа	0,00284117	104,929
1-е главное напряжение, МПа	-29,6776	145,557
3-е главное напряжение, МПа	-132,615	44,8841
Смещение, мм	0	3,84389
Коэффициент запаса прочности	1,97276	15
Напряжение $X_X$ , МПа	-87,615	112,109
Напряжение $X_Y$ , МПа	-49,397	49,9509
Напряжение $X_Z$ , МПа	-28,3353	26,219
Напряжение $Y_Y$ , МПа	-123,952	92,7206
Напряжение $Y_Z$ , МПа	-45,5646	49,3107
Напряжение $Z_Z$ , МПа	-106,35	98,5207
Смещение по оси $X$ , мм	-0,323185	0,34893
Смещение по оси $Y$ , мм	-0,207201	3,84386
Смещение по оси $Z$ , мм	-0,965876	0,970629
Эквивалентная относительная деформация	0,0000000140669	0,000459389
1-я главная относительная деформация	-0,0000171795	0,000548311
3-я главная относительная деформация	-0,000529046	0,00000744615

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

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

*D. M. MARCHENKO, V. F. RAZON*

## **TECHNOLOGY IMPROVEMENT OF THE SLIDES GAPS AND SPRING SUSPENSION DEFLECTION SETTINGS FOR PASSENGER CAR BOGIES**

The design of the stand for regulation of the slides gaps and spring suspension deflection of the passenger car bogies is presented in the paper. The metal construction dimensioning and loading mechanism were performed, the finite element analysis of stress-strain state was done.

Получено 28.10.2012

**ISSN 2227-1104. Механика. Научные исследования  
и учебно-методические разработки. Вып. 7. Гомель, 2013**

---

УДК 519.673

*P. A. МИРЗАЕВ, Н. А. СМИРНОВ*

*Сибирский государственный аэрокосмический университет  
им. акад. М. Ф. Решетнева, Красноярск, Россия*

## **УПРАВЛЕНИЕ ПРИВОДАМИ ПРОСТРАНСТВЕННОГО МЕХАНИЗМА С ЗАМКНУТЫМИ КИНЕМАТИЧЕСКИМИ ЦЕПЯМИ**

Проводится исследование кинематики и динамики манипулятора с параллельной структурой (дельта-механизм). Создана симуляционная модель системы управления манипулятора, включающая ПИД-регулятор для управления двигателями. Получены зависимости перемещений звеньев от времени при различных коэффициентах ПИД-регулятора, а также коэффициенты для оптимального переходного процесса.

Применение механизмов с параллельной структурой эффективно при механической обработке изделий сложной формы (например, штампов, пресс-форм, лопаток турбин и т. д.), когда требуется перемещение инструмента по пяти-шести обобщенным координатам. В отличие от традиционных манипуляторов, структуры с параллельной кинематикой содержат замкнутые кинематические цепи и воспринимают нагрузку как пространственные фермы [1]. Их звенья работают на растяжение и сжатие, что обеспечивает жесткость всей конструкции и, как следствие, повышение точности позиционирования схвата [2]. В работе [3] рассматриваются математические и имитационные модели кинематики и динамики некоторых параллельных механизмов, а также задача оптимизации их формы и размеров.

Недостатки манипуляторов с параллельной структурой заключаются в том, что они требуют использования большого количества приводов и более сложных систем управления, имеют меньший размер рабочей области и большую стоимость, сложны в проектировании. Данные недостатки не яв-