



# Взаимодействие узлов и деталей ходовых частей вагона



Вадим ПИСАРЕНКО

Vadim V. PISARENKO

**Interaction of Components and Parts of Undercarriage Parts of a Car**  
(текст статьи на англ. яз. – English text of the article – p. 54)

**Рассматривается вариант модернизации тележки 18–100 грузовых вагонов за счёт установки направляющих роликов, которые сделают её раму более жёсткой.**

**Проблема жёсткости трёхэлементной рамы давно является одной из базовых.**

**Многие предлагали устанавливать поперечные связи, но такая конструкция была не всегда надёжна, поперечная связь зачастую просто деформировалась или ломалась, поскольку, помимо прочего, добавляла 150–200 кг к обрессоренной массе тележки.**

**Другие рационализаторы на тележку ставили износостойкие, упругие элементы, колёсные пары с кассетными подшипниками. Подобные изменения в конструкции приводили к улучшению динамических показателей, но не решали главную проблему. В публикуемой статье ставится задача раскрыть новую идею модернизации тележки, которая призвана переломить тенденцию, обозначившую переход отечественных вагонов на тележки Barber S-2-R и Motion Control.**

*Ключевые слова:* железная дорога, грузовой вагон, тележка 18–100, модернизация, направляющие ролики, динамика, поперечная связь, ходовые части вагона.

*Писаренко Вадим Валерьевич – главный специалист-эксперт отдела по работе с пользователями услуг управления инфраструктурой и перевозок Федерального агентства железнодорожного транспорта, Москва, Россия.*

**С**амой нагружаемой частью в грузовом вагоне являются ходовые части. Они служат опорой экипажа на путь и обеспечивают безопасность движения железнодорожного состава. Конструкции ходовых частей многообразны, число моделей превышает сотню. Ходовые части вагонов объединяют в самостоятельные узлы, называемые тележками.

За последние тридцать лет сформировалась очевидная проблема российских железных дорог – большие затраты на ремонт ходовых частей вагонов. ОАО «РЖД» тратит огромные деньги на решение проблемы. Выделяют два направления: а) покрытие рельса смазочными материалами; б) увеличение твёрдости поверхности катания колеса. Но как показывает практика, это помогает мало, и тогда компании-собственники начинают закупать вагоны на более дорогих импортных тележках Barber S-2-R и Motion Control. У них увеличен межремонтный пробег, что и привлекает грузоперевозчиков.

## 1.

Принимая во внимание тот факт, что в эксплуатации на российских дорогах находится значительное количество теле-

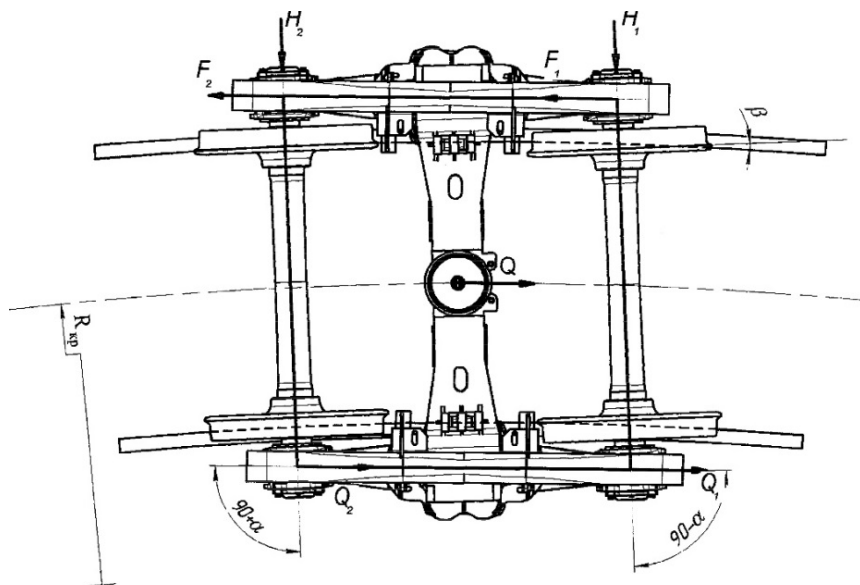


Рис. 1. Тележка 18–100 в плане.

жек типа 18–100 (более 2 млн), целесообразно провести их модернизацию, чтобы сделать более конкурентоспособными (рис. 1). Но для этого надо как минимум проанализировать причины частого ремонта отечественных тележек.

При движении тележки на кривом участке трассы внутреннее колесо проходит меньший путь, чем наружное, вследствие чего происходит проскальзывание. Уменьшение проскальзывания достигается за счёт переменного диаметра поверхности катания колеса.

В результате при входе тележки на кривой участок пути (рис. 2) первая по ходу движения колёсная пара своим наружным колесом набегает на внутреннюю грань наружного рельса. Из-за этого между гребнем колеса и рельсом возникает направляющее усилие, которое заставляет поворачивать тележку. Такое же явление происходит со второй по ходу движения колёсной парой, только уже с её внутренним колесом [2]. И снова создаётся момент, который заставляет поворачивать тележку. При этом важным условием безопасного прохождения кривой становится тот факт, чтобы момент поворота был больше момента сопротивления повороту тележки. Причём сопротивление повороту складывается из сопротивления в узле пятник-подпятник,

в скользунах и сил трения в точках контакта колеса и рельса.

Конструкция тележки 18–100 имеет нежёсткую раму из двух боковых рам и наддресорной балки, со связью в горизонтальной плоскости. Эта связь создаётся за счёт поперечной жёсткости пружинного комплекта и горизонтальных сил трения в фрикционных гасителях колебаний. Однако названные конструкционные особенности не позволяют раме сохранять прямоугольную форму. Не хватает жёсткости связи, не даёт должного эффекта установка боковой рамы на буксы с зазорами между буксами и челюстным проёмом в продольном и поперечном направлениях. Боковым рамам предусмотрено смещаться относительно друг друга на величину зазоров, в эксплуатации же смещение достигает 30–35 мм.

Перекося боковых рам способствует заклиниванию гасителя колебаний, вследствие чего динамическая нагрузка на боковую раму увеличивается и приводит к изломам или трещинам.

Зазоры в наддресорном узле (между наддресорной балкой и колонками боковых рам) играют существенную роль в образовании и передаче горизонтальных динамических сил. По результатам испытаний значения занижения (завышения) клиньев практически не отразились на



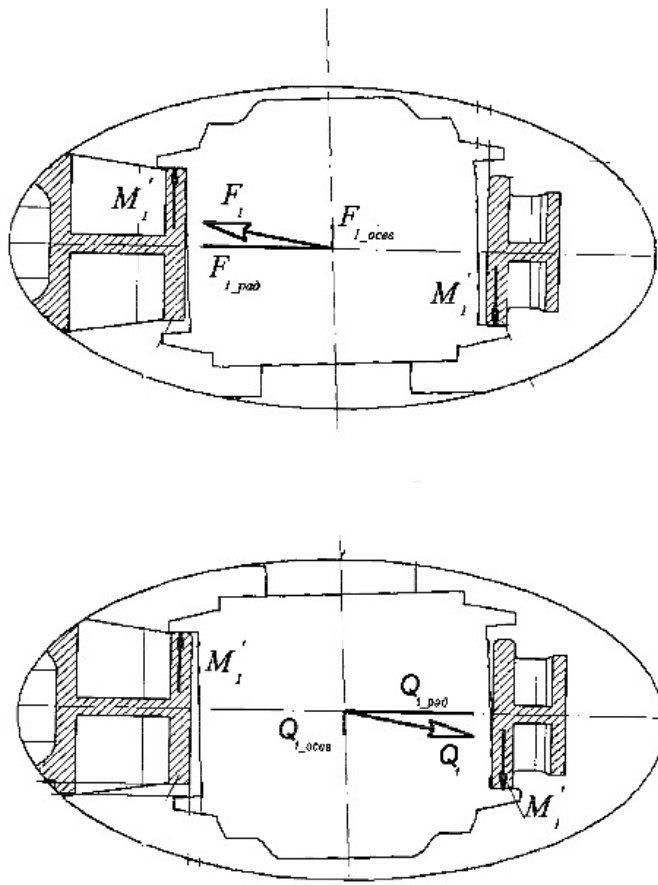


Рис. 2. Схема сил, действующих на буксовый узел первой колёсной пары при вписывании типовой тележки на кривом участке пути: а) наружный буксовый узел; б) внутренний буксовый узел.

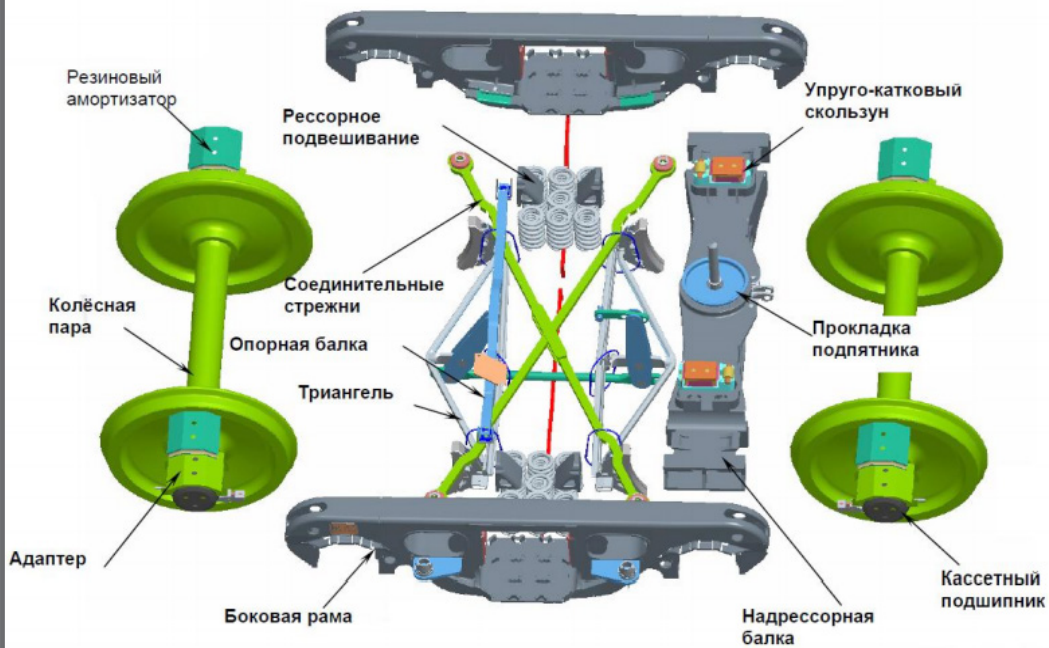


Рис. 3. Тележка ZK-1.

коэффициентах относительного трения, полученных при статических испытаниях рессорного подвешивания вагонов. Так, у тележек, имеющих почти предельное завышение клиньев, и тележек с заниженными клиньями коэффициенты относительного трения были почти равными. Отсюда следует вывод, что для нормальной работы клиновых гасителей колебаний необходимо обеспечить поперечную жёсткость и прямоугольность формы тележки [2].

Чрезмерное увеличение поперечных и радиальных зазоров в буксовом проёме уменьшает силы, которые создают момент, заставляющий тележку поворачивать вокруг оси, что приводит к уменьшению нагрузки на подшипники. Но в то же время это увеличивает интенсивность влияния колёсных пар на прямом участке пути. С другой стороны, уменьшение поперечного и продольного зазора в буксовом проёме ведёт к заклиниванию корпуса буксы в челюстном проёме, что вызывает перегрузку подшипников [2].

Известно, что при движении тележки по кривой малого радиуса любое отклонение контура рамы от прямоугольной фор-

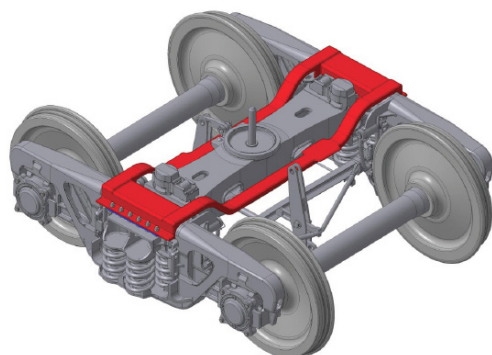


Рис. 4. Трёхэлементная тележка с установленной поперечной связью.

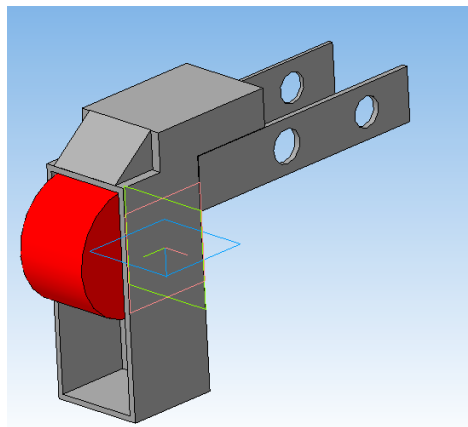


Рис. 5. Роликовые направляющие.

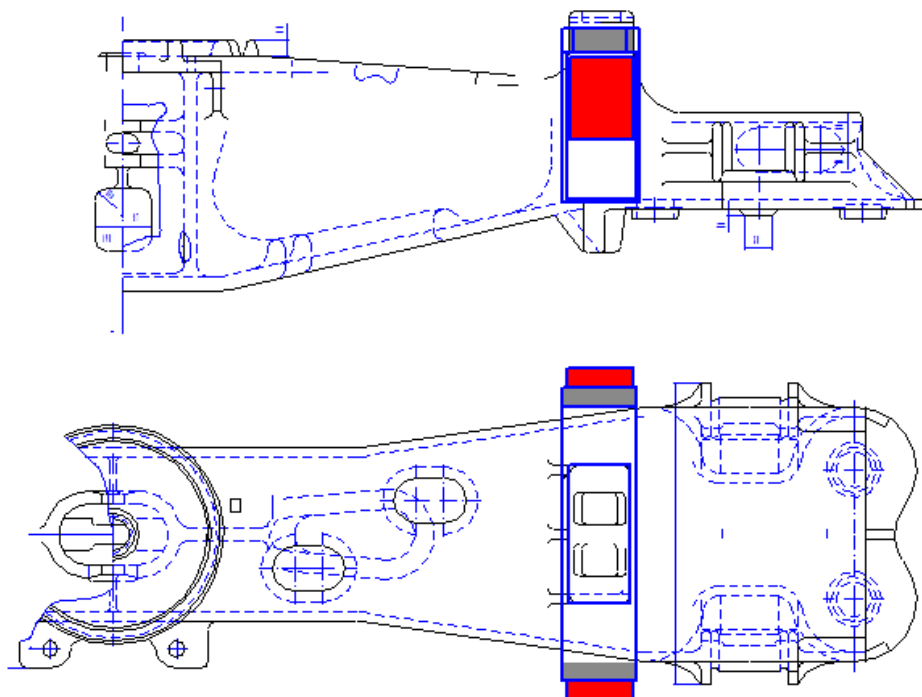


Рис. 6. Установка направляющих роликов на надрессорной балке.

мы приводит к увеличению радиальной нагрузки гребней колёс на рельс в шесть раз, а поперечные касательные силы в точках контакта колеса и рельса возрастают в четыре раза. Вследствие этого увеличивается износ как рельса, так и поверхности катания колеса [2].

Анализируя сказанное, можно предположить решение проблемы за счёт включения поперечной связи между боковыми рамами. Один из вариантов поперечной связи реализован в тележке ЗК-1 (рис. 3).

Ещё один вариант был предложен кафедрой «Вагоны и вагонное хозяйство» РУТ (МИИТ) (рис. 4). Модель удовлетворяет всем критериям, однако применение трёхэлементной связи затрудняется способом крепления и нуждается в доработке боковых рам.

Основными недостатками поперечной связи в эксплуатации было частое появление трещин в срединной части конструкции и местах перехода от высокого борта к низкому, а также добавление к обрессоренной массе тележки порядка 150–200 кг. Нарушение связи можно объяснить тем, что промежуток между поперечной связью и надрессорной балкой нередко бывает заполнен кусками руды, угля и камнями. В этом случае надрессорная балка нагруженного вагона опирается не только на рессорные комплекты, но и своей средней частью касается поперечной связи, приводя к разрушению последней. То же самое наблюдается при компенсации действия

суммарных продольных сил трения скольжения.

## 2.

В своей статье я предлагаю иное решение проблемы – установку роликовых направляющих на скользунах надрессорной балки (рис. 5, 6), что позволит убрать недостатки поперечной связи, сохранив её положительные качества. Это обеспечение постоянной прямоугольной формы и уменьшение обрессоренной массы за счёт удаления поперечной формы.

Во-первых, возникающие силы между роликами надрессорной балки и направляющими поверхностями боковин компенсируют действие поперечных сил трения, которые возникают в момент поворота тележки в плане, и тем самым удаётся сохранить прямоугольную форму рамы.

Во-вторых, модернизация обеспечивает улучшение горизонтальной динамики движения тележки в кривых участках пути, приводит к уменьшению углов набегания колёс и интенсивности износа боковой головки рельса и гребней колёс с одновременным повышением безопасности движения. Закрепление роликовых направляющих выполняется при помощи двух валиков.

Геометрические размеры контактной площадки деформации направляющего ролика показаны на рис. 7.

Половина ширины контактных площадок, образующихся в результате действия

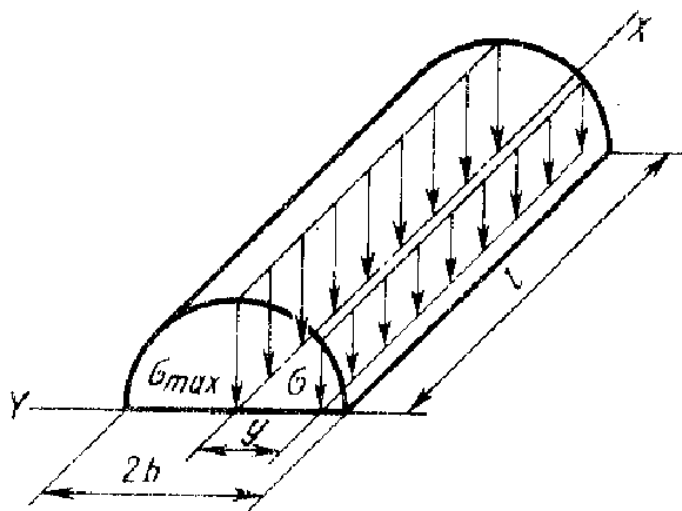


Рис. 7. Распределение напряжений при линейном контакте цилиндрического ролика.

силы  $Q$ , для сопряжённых поверхностей тел качения определяется по формуле:

$$b = \left\{ \frac{4Q}{\pi l \Sigma \rho} \left[ \frac{(1 - \varepsilon_I^2)}{E_I} + \frac{(1 - \varepsilon_{II}^2)}{E_{II}} \right] \right\}^{1/2},$$

где  $l$  – длина контактной поверхности тел качения, мм;  $\Sigma \rho_H, \Sigma \rho_B$  – сумма кривизны, соприкасающихся поверхностей тел качения;  $\varepsilon_I, \varepsilon_{II}$  – коэффициенты Пуассона для тел качения;  $E_I, E_{II}$  – модули упругости для тел качения.

При условии, что материалы идентичны, получаем:

$$b = 1,6 \sqrt{\frac{Q}{l \Sigma \rho} \left( \frac{(1 - \varepsilon^2)}{E} \right)}.$$

Сумма кривизны  $\Sigma \rho$  характеризует геометрическое соотношение соприкасающихся поверхностей элементов при линейном контакте:

$$\Sigma \rho = \frac{2}{D(1 - \gamma_1)},$$

где  $\gamma$  – вспомогательная величина, учитывающая соотношение геометрических размеров:

$$\gamma = \frac{D \cos \alpha_1}{D_0}.$$

Приняв допущение о том, что второе тело является плоскостью ( $D_0 = \infty$ ), получаем:

$$\gamma \approx 0; \\ \Sigma \rho = 2/D.$$

Нормальные напряжения в любой плоскости контактной площадки в зоне сопряжения ролика и направляющей поверхности соответственно равны:

$$\sigma = \frac{2Q}{\pi l b} \left[ 1 - \left( \frac{y}{b} \right)^2 \right]^{1/2} \leq [\sigma].$$

Максимальное напряжение в плоскости контактной площадки образуется при ( $y = b$ ) и будет равно:

$$\sigma_{max} = \frac{2Q}{\pi l b} \leq [\sigma],$$

где  $[\sigma]$  – допускаемое напряжение при расчёте тел качения на прочность, МПа.

Информационные источники по данной тематике [1, 3–15].

## ЛИТЕРАТУРА

1. Чижов В. А. Разработка многоуровневой модернизации тележки 18–100 для создания перспективного типоразмерного ряда ходовых частей грузовых вагонов колеи 1520 мм // Подвижной состав XXI века: идеи, требования, проекты: Тезисы докладов III научно-технической конференции. – СПб., 2003. – С. 13–15.
2. Мельниченко О. В., Чупраков Е. В., Горбатов С. А. Способ снижения износа системы колесо–рельс и конструкция для его осуществления. Патент № 2449910, заяв. 2010129656/11 от 15.07.2010. Публ. 10.05.2012. Бюл. № 13. [Электронный ресурс]: <http://www.freepatent.ru/images/patents/0/2449910/patent-2449910.pdf>. Доступ 15.10.2018.
3. Вершинский С. В., Хусидов В. Д. Динамика вагона: Учебник. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1991. – 860 с.
4. Челноков И. И., Чурков Н. А., Осинковский Л. Л. Критерии ограничения скорости движения экипажа в кривой // Динамика вагонов. – 1977. – № 403. – С. 45–57.
5. Филиппов В. Н., Зуйков П. И., Подлесников Я. Д. Снижение подреза гребней колёсных пар грузовых вагонов // Железнодорожный транспорт. – 2014. – № 3. – С. 70–72.
6. Лысиков Н. Н., Ковалёв Р. В. Комплексные исследования механических характеристик элементов конструкций методом компьютерного моделирования // Тяжёлое машиностроение. – 2009. – № 1. – С. 14–17.
7. Сладковский А. В., Погорелов Д. Ю. Исследование динамического взаимодействия в контакте колесо–рельс при наличии ползунов на колёсной паре // Вісник. – 2008. – № 5 (часть 1). – С. 11.
8. Ковалёв Р. В., Даниленко Д. В. Введение в моделирование динамики механических систем // САПР и графика. – 2008. – № 4. – С. 26–31.
9. Погорелов Д. Ю. О численных методах моделирования движения систем твёрдых тел. – Брянск: БГТУ, 1997. – 153 с.
10. Писаренко Г. С. Сопротивление материалов. – Киев: Наукова думка, 1988. – 736 с.
11. Орлова А. М. Влияние конструктивных схем и параметров тележек на устойчивость, ходовые качества и нагруженности грузовых вагонов / Автореф. дис... док. техн. наук. – Санкт-Петербург, 2008. – 34 с.
12. Михальченко Г. С., Погорелов Д. Ю. Совершенствование динамических качеств подвижного состава железных дорог средствами компьютерного моделирования // Тяжёлое машиностроение. – 2003. – № 12. – С. 2–6.
13. Гушин П. А. К вопросу улучшения динамических качеств вагонов // Современные концепции научных исследований: Труды IV международной научно-практической конференции. – М., 2014. – Часть 5. – С. 136–138.
14. Petrov G. I., Kaletin S. V., Panachev O. I. Some Features of Computer Simulation of Power Relations of Freight Wagon in Wheel Pair // Modern science. – 2016. – № 10. – pp. 26–34.
15. Рауз Дж. Э. Динамика системы твёрдых тел. – Том II: Пер. с англ. – М.: Наука, 1983. – 544 с. ●

Координаты автора: **Писаренко В. В.** – [vadimbasket@mail.ru](mailto:vadimbasket@mail.ru).

Статья поступила в редакцию 27.09.2018, принята к публикации 15.10.2018.

