

Буксовые адаптеры в контексте модернизации



Геннадий ПЕТРОВ
Gennady I. PETROV

Валерий ВОРОТНИКОВ
Valery G. VOROTNIKOV



Шолпан СЕКЕРОВА
Sholpan A. SEKEROVA

Петров Геннадий Иванович – доктор технических наук, профессор Московского государственного университета путей сообщения (МИИТ).

Воротников Валерий Геннадьевич – кандидат технических наук, доцент МИИТ.

Секерова Шолпан Абилхасимовна – аспирант МИИТ.

Влияние модернизации буксового узла на динамику, безопасность движения и износ в системе колесо-рельс грузового вагона на примере типовой цистерны. Приведены результаты сравнения показателей четырех вариантов конструктивных схем.

Ключевые слова: железная дорога, грузовой вагон, динамика, вибрация, износ, буксовый адаптер, межремонтный пробег.

С пятидесятих годов прошлого столетия грузовые вагоны эксплуатируются на тележках модели 18–100, которые изначально были спроектированы под условия тех лет и, в частности, значительно меньшую, чем сейчас, осевую нагрузку. За это время в стране произошло много изменений.

Изменились нормы содержания рельсовой колеи и ходовых частей, режимы движения, произошел рост грузооборота, а осевая нагрузка без внесения каких-либо серьезных коррекций в конструкцию тележки была увеличена до 23,5 т.

С увеличением нагрузок режимы работы тележек стали отличаться от расчетных и дал о себе знать ряд конструктивных слабостей, которые приводят к возникновению значительных сил в зоне контакта колеса и рельса, интенсивному и неравномерному износу пар трения, недостаточно демпфируемым колебаниям вагона в движении.

В течение последних десяти лет многие научно-исследовательские и конструкторские организации решают данную задачу путем создания грузовых вагонов нового поколения с повышенными осевыми нагрузками и увеличенным межремонтным

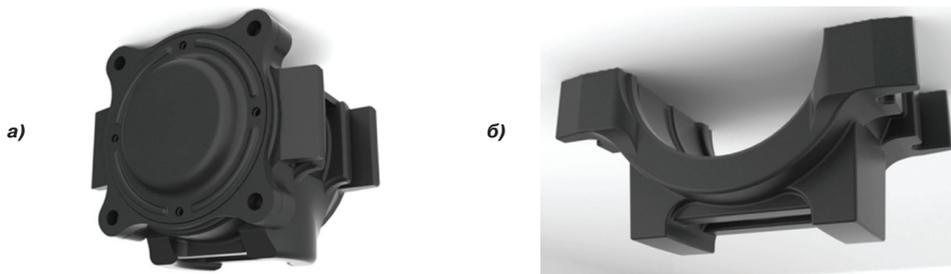


Рис. 1. Контактные поверхности на поверхностях корпуса буксы и буксового адаптера (полубуксы). а) корпус буксы; б) буксовый адаптер (полубукса).

пробегом. Исследуются самые разные направления: применение буксовой ступени подвешивания в тележке, упруго-роликовых опорных устройств, изменение конструкции клиновой системы и т.д. [1–3]. Нами рассматривается влияние модернизации буксового узла на динамику, безопасность движения и износ в системе колесо-рельс грузового вагона на примере типовой цистерны.

Исследования проводились с помощью разработанных в МИИТ уточненных компьютерных моделей разных типов грузовых вагонов, созданных в программной среде комплекса «Универсальный механизм», включающего в себя развитый модуль анализа динамики железнодорожных экипажей [4].

Компьютерная модель вагона представляет собой систему твердых тел, соединенных между собой шарнирами и силовыми элементами, и включает характерный для цистерн кузов с котлом и две двухосные тележки. Каждая тележка – две колесные пары, две боковые рамы, четыре клина, наддресорная балка и силовые элементы подвески. Особенностью компьютерной схемы тележки являются учет моделирования фрикционных клиньев отдельными телами с шестью степенями свободы и использование контактных и фрикционных взаимодействий клиньев с наддресорной балкой и боковыми рамами.

При моделировании такие буксовые узлы тележек, как типовые буксы, полубуксы (адаптеры), фигурировали в качестве отдельных твердых тел. Связь колесной пары с буксовыми узлами реализована в виде вращательного шарнира с одной степенью свободы без трения. В силу того, что радиальные и осевые зазоры между узлами буксового подшипника настолько малы по сравнению с зазорами в челюст-

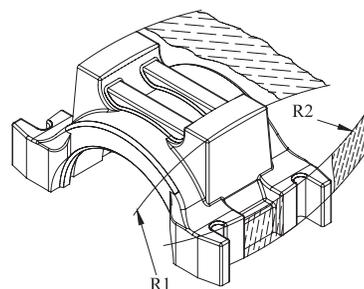


Рис. 2. Адаптер МИИТ с измененной схемой передачи опорных и упорных нагрузок.

ном проеме вдоль и поперек, учет каждого тела подшипника не приведет к изменению характера динамических процессов в системе вагон-путь, а лишь даст возможность оценить динамические процессы в самом подшипнике. Причем учет каждого ролика как отдельного тела приводит к существенному увеличению компьютерного времени счета.

В компьютерной модели было реализовано четыре варианта буксовых узлов:

№ 1 – обычные типовые корпуса букс (базовый вариант), рис. 1(а);

№ 2 – типовые адаптеры (полубуксы), рис. 1(б);

№ 3 – адаптер МИИТ с измененной опорной и упорной поверхностями, рис. 2;

№ 4 – корпус буксы или адаптер в сочетании с износостойким поглотителем вибраций МИИТ, рис. 7.

Следует отметить, что при изменении схемы передачи вертикальной и продольных нагрузок от боковой рамы на подшипники буксового узла, заключающейся в замене плоской опорной и упорной поверхностей на цилиндрическую с большим радиусом, исключается кромочное опирание, и тем самым возможность неравномерного перераспределения нагрузок, приходящихся на передний и задний подшипники.



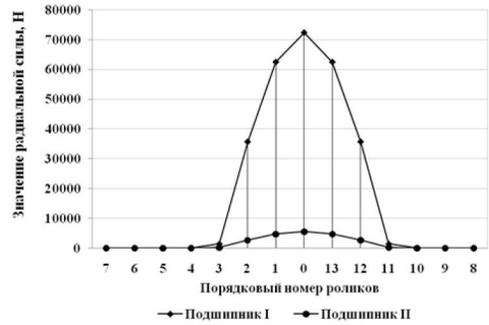
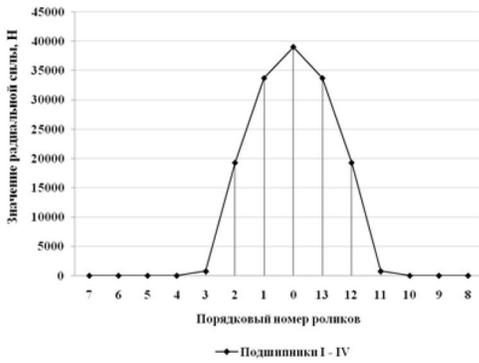


Рис. 3. График распределения радиальных сил на ролики в подшипниках буксового узла при движении вагона по прямому участку пути.
а) адаптер МИИТ; б) типовой буксовый узел.



Рис. 4. График распределения радиальных сил на ролики в подшипниках буксового узла с внешней стороны радиуса кривого участка пути.
а) адаптер МИИТ; б) типовой буксовый узел.

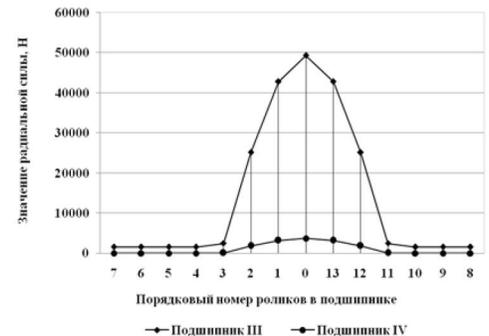
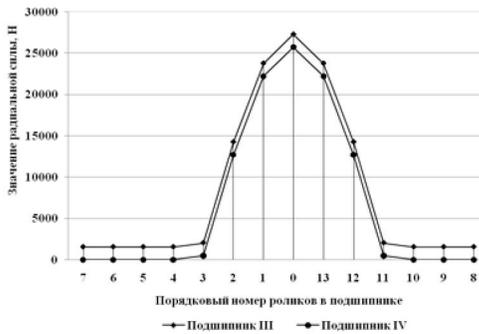


Рис. 5. График распределения радиальных сил на ролики в подшипниках буксового узла с внутренней стороны радиуса кривого участка пути.
а) адаптер МИИТ; б) типовой буксовый узел.

На рис. 3–5 представлены графики распределения радиальных сил на ролики подшипника при измененной схеме передачи вертикальной нагрузки. Здесь симметричному приложению сил соответствует вариант буксового узла или адаптера МИИТ с измененной опорной поверхностью, а асимметричному — типовой буксовый узел (адаптер) с плоской опорной поверхностью.

Компьютерные расчеты по оценке минимально возможной долговечности кас-

сетных конических подшипниковых узлов букс колесных пар при постоянном нагруженном движении вагона и самых неблагоприятных условиях распределения эквивалентной силы показали, что (рис. 6):

- при движении вагона в кривом участке пути и симметричном распределении эквивалентной силы между подшипниковыми узлами минимальная безотказность работы — 50209 тыс. км (адаптер МИИТ);
- при движении вагона в кривом участке пути и асимметричном распределении

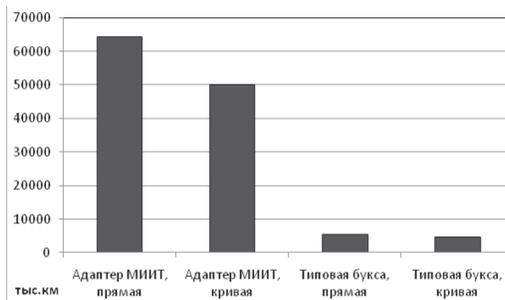


Рис. 6. Минимальная безотказность работы буксового узла.



Рис. 7. Адаптер МИИТ в сочетании с износостойким поглотителем вибраций.

эквивалентной силы между подшипниковыми узлами минимальная безотказность работы – 4582 тыс. км (типовой адаптер);
 – при движении вагона в прямом участке пути и симметричном распределении эквивалентной силы между подшипниковыми узлами минимальная безотказность работы – 64242 тыс. км (адаптер МИИТ);
 – при движении вагона в прямом участке пути и асимметричном распределении эквивалентной силы между подшипниковыми узлами минимальная безотказность работы – 5413 тыс. км (типовой адаптер).

Таким образом, используя адаптер МИИТ, реализующий симметричную схему распределения эквивалентной силы между подшипниками буксового узла, можно достичь наибольшую вероятную величину безотказности работы подшипников. Эта схема дает увеличение ресурса примерно в 11 раз по сравнению с несимметричной схемой распределения той же эквивалентной силы, используемой в типовых буксовых узлах и адаптерах с плоскими опорными и упорными поверхностями.

Износостойкий поглотитель вибраций МИИТ (антифрикционный элемент типа «сэндвич») был смоделирован в программном комплексе в качестве подсистемы, состоящей из двух стальных и одного полимерного слоев (рис. 7).

Полимерный слой износостойкого поглотителя вибраций реализован в компьютерной модели при помощи реологической модели Максвелла, а также рессоры Фанчера и составляющей нелинейностей (рис. 8).

Математическая модель строится из условия равенства упругой и упруго-диссипативной сил с учетом безынерционности силового элемента и включает дифференциальное уравнение

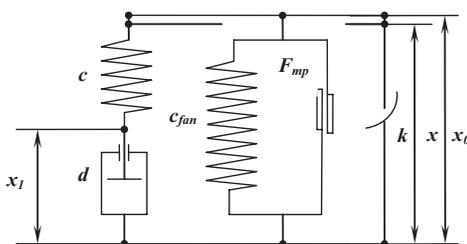


Рис. 8. Схема полимерного элемента поглотителя вибраций МИИТ.

$$d \cdot \dot{x}_1 = c \cdot x_2, \quad (1)$$

где x_2 – разность между x и x_1 ; c , c_1 – жесткость последовательной и параллельной упругих элементов соответственно; d – диссипация параллельного элемента.

Математическая модель рессоры Фанчера, являющаяся некой модификацией реологической модели с параллельно установленными пружиной и гасителем сухого трения, строится следующим образом:

$$F_{fan,i} = F_{env,i} + (F_{fan,i-1} - F_{env,i-1})e^{-|\Delta x_i - \Delta x_{i-1}|/\beta}, \quad (2)$$

$$F_{env,i} = -c_{fan} \cdot \Delta x_i - F_{mp} \text{sign}\{\Delta x_i - \Delta x_{i-1}\}; \quad (3)$$

$$F_{mp} = \mu \cdot c_{fan} \cdot \Delta x_i, \quad (4)$$

где F_i, F_{i-1} – сила на текущем и предыдущем шаге интегрирования соответственно; x_i, x_{i-1} – деформация на текущем и предыдущем шаге интегрирования соответственно; $F_{env,i}$ – максимальное значение силы при увеличении x (минимальное значение при уменьшении x) на величину x_i ; μ – коэффициент трения; c_{fan} – жесткость рессоры; F_{mp} – сила трения; β – экспоненциальный параметр подвешивания (запаздывания).





Таблица 1

Усредненные значения показателей динамических параметров ходовых качеств у вариантов № 2, № 3, № 4 по сравнению с базовым вариантом № 1

| Наименование показателя | Усредненный эффект | | |
|---------------------------------|--------------------|--------------|-------------------------|
| | Полубукса | Адаптер МИИТ | Полубукса и поглотитель |
| Рамные силы | -0,04% | -2,34% | -14,29% |
| Коэффициент запаса устойчивости | -1,46% | -1,44% | -5,73% |
| Боковые силы | -2,33% | -4,04% | -8,82% |
| Коэффициент динамики | -0,44% | -2,56% | -2,43% |
| Забег боковин | -1,85% | -3,55% | -27,82% |

Таблица 2

Усредненные значения показателей износа для вариантов № 2, № 3, № 4 по сравнению с базовым вариантом № 1

| Наименование показателя | Усредненный эффект | | |
|------------------------------------------------|--------------------|--------------|-------------------------|
| | Полубукса | Адаптер МИИТ | Полубукса и поглотитель |
| Работа сил трения на опорной поверхности буксы | -3,62% | -2,15% | -98,97% |
| Работа сил трения на фрикционной планке | -0,21% | -3,53% | -16,62% |
| Работа сил трения на рабочей поверхности клина | -5,38% | -3,37% | -13,99% |
| Работа сил трения на пятнике | 1,21% | 1,87% | -10,87% |
| Удельная работа в контакте колеса и рельса | -0,72% | -16,98% | -20,89% |

Для реализации нелинейности (изменения жесткости от деформации), согласно [5], параллельно двум описанным выше элементам установлен элемент, описываемый зависимостью

$$F_{нел} = \pm k(x - x_0)^3. \quad (5)$$

Здесь k – коэффициент нелинейности, «+» при мягкой, «-» при жесткой характеристике, МН/м³.

В качестве эталонного был принят полимерный материал ТПК-5 в рельсовом скреплении АРС МИИТ, изготавливаемый ОАО «АРТИ» и не имеющий аналогов на данный момент. Он наиболее перспективен при производстве упругих прокладок.

На рис. 9 представлен гистерезис, полученный при испытаниях рельсовой прокладки из материала ТПК-5, а на рис. 10 – статический гистерезис, полученный путем гармонических колебаний при моделировании для значений $\mu=0,8$, $c_{fan}=c=9$ МН/м, $\beta=0,000002$, $k = -6 \cdot 10^{12}$ Н/м³, $\nu=0,01$ Гц.

На рис. 11 показана зависимость силы от деформации при динамических колебаниях для значений $\mu=0,8$, $c_{fan}=c=9$ МН/м, $\beta=0,000002$, $k = -6 \cdot 10^{12}$ Н/м³, $d=4500$ Н с/м.

Следующий этап включал компьютер-

ное моделирование движения цистерны с четырьмя вариантами буксового узла. Получены усредненные значения в процентах для кривых и прямых участков с учетом загруженности вагона.

В качестве критериев для оценки влияния выбранных вариантов буксовых узлов приняты показатели динамических качеств (коэффициенты динамики, уровень боковых и рамных сил), безопасности движения (запас устойчивости колес против схода с рельсов) и износов в узлах трения тележки (параметры износа пар трения).

В таблицах 1 и 2 приведены результаты этих расчетов по сравнению с базовым типовым вариантом буксового узла (величина «-», т. е. уменьшение показателя, означает его улучшение по сравнению с базовым вариантом).

Анализ усредненных значений показателей динамики и безопасности показал, что наибольший эффект достигается для варианта № 3 (адаптер МИИТ) и варианта № 4 (сочетание адаптера МИИТ и износостойкого поглотителя вибрации МИИТ).

У варианта № 4 самый значительный положительный эффект. По сравнению с вариантом № 3 улучшение динамических качеств достигается для забег боковин и рамных сил – не менее 28% и 15% соответственно.

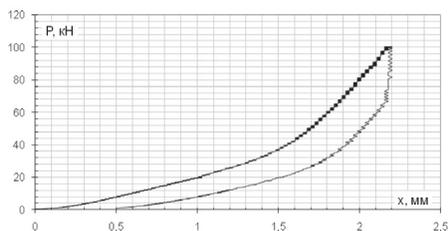


Рис. 9. Диаграмма деформирования полимера ТПК-5 (эксперимент МИИТ).

По показателям износа максимальный эффект достигается по снижению износа опорной поверхности буксового узла — почти в 2 раза (на 99%) и профиля катания колеса и головки рельса — на 21%.

ВЫВОДЫ

Использование предложенных математических моделей по прогнозированию безотказной работы цистерн с увеличением межремонтного пробега за счет модернизации ходовых частей позволяет выбрать наиболее выгодные параметры буксовых адаптеров и износостойких элементов для рационального варианта модернизации тележки. Эффект снижения динамических усилий и износа касается не только трущихся деталей тележки, но и контакта колесо-рельс, а кроме того повышается безопасность движения за счет повышения запаса устойчивости против схода с рельсов.

В частности, применение буксового адаптера МИИТ с измененной схемой передачи нагрузок помогает исключить кромочное контактное взаимодействие, тем самым снижая нагрузку на подшипники и увеличивая их вероятную безотказность (в 11 раз).

Комплексное применение износостойкого поглотителя вибраций во всех парах трения тележки в сочетании с улучшенным буксовым адаптером предполагает суще-

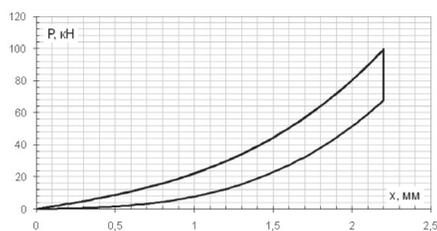


Рис. 10. Диаграмма деформирования полимера (компьютерное моделирование).

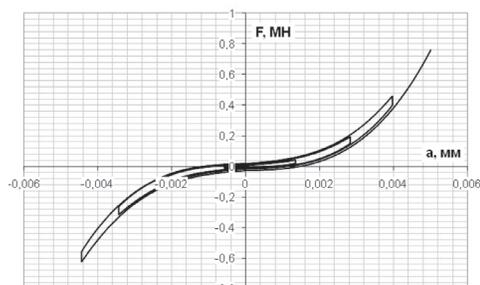


Рис. 11. Зависимость динамической силы от деформации.

ственно уменьшить все износы и увеличить гарантированный межремонтный пробег парка цистерн до 250 тыс. км.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ковалев Р. В., Котов С. В., Симонов В. А., Погорелов Д. Ю. Влияние параметров буксовых адаптеров для тележки типа 18–100 на показатели износа бандажей колесных пар и устойчивость движения грузовых вагонов // Вестник БГТУ. — 2004. — № 1.
2. Ефимов В. П. Технический уровень тележки 18–578 в сравнении с тележкой 18–100 // Железнодорожный транспорт. — 2006. — № 7.
3. Васильев С. Г., Орлова А. М., Рудакова Е. А. Сравнение динамической нагруженности боковой рамы тележки грузового вагона при наличии и отсутствии буксового амортизатора // Тезисы докладов III научно-техн. конференции «Подвижной состав XXI века: идеи, требования, проекты». — СПб., 2003.
4. Универсальный механизм. Руководство пользователя / Под ред. Д. Ю. Погорелова. — Брянск: БГТУ, 2009.
5. Потураев В. Н. Резиновые и резино-металлические детали машин. — М: Машиностроение, 1966. ●

AXLE-BOX ADAPTERS IN THE CONTEXT OF MODERNIZATION

Petrov, Gennady I. – D.Sc. (Tech), professor of Moscow State University of Railway Engineering (MIIT).

Vorotnikov, Valery G. – Ph.D. (Tech), associate professor of Moscow State University of Railway Engineering (MIIT).

Seke-rova, Sholpan A. – Ph.D. student of Moscow State University of Railway Engineering (MIIT).

The authors study the influence that modernization of a journal box could produce on the dynamics, safety and tear-and-wear in the system “wheel-rail” of a freight car, using as an example a standard cistern railway car. They cite the results of comparison of the features for four variants of structures.

Key words: railway, freight car, dynamics, vibration, tear and wear, box adapter, overhaul life.

Координаты авторов (contact information): Петров Г. И. – petrovgi@gmail.com, Воротников В. Г. – gprsdpo@mail.ru, Секеорова Ш. А. – sholpan_0184@mail.ru.

