

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ИЗНОСА ПЯТНИКОВОГО УЗЛА ГРУЗОВОГО ВАГОНА

Институт технической механики

*Национальной академии наук Украины и Государственного космического агентства Украины,
ул. Лешко-Попеля, 15, 49005, Днепр, Украина; e-mail: Mokrii.T.F@nas.gov.ua*

В парку вантажних вагонів залізниць України використовуються в основному триелементні візки. Одним з основних параметрів, що характеризують технічний стан вагона, є знос п'ятникового вузла, при якому відбувається зростання ударних сил при зрушенні з місця та гальмуванні, погіршення передачі поздовжніх зусиль через шворень, його згин, зріз тощо.

Для детального дослідження процесів взаємодії та зносу елементів п'ятникових вузлів, а також їх впливу на динамічні показники вагона необхідно враховувати просторові коливання елементів його конструкції, які викликані як дією збурень з боку колії, так і його поздовжньою динамікою, пов'язаною із дією зусиль від сусідніх вагонів, сил гальмування та інших дій у поздовжньому напрямку.

Мета даної статті полягала в розробці математичної моделі коливань зчепу вагонів з детальним урахуванням особливостей контакту тіл в системі опирання кузова на візки для прогнозування процесів їх взаємодії і зносу п'ятникового вузла. Застосовано методи математичного моделювання, числового інтегрування, теорії коливань, статистичної динаміки.

В статті наведено математичну модель коливань зчепу вагонів, з'єднаних пружнодисипативними зв'язками. В ній всі вагони, окрім середнього, описано як тверді тіла, що здійснюють коливання у поздовжньо-вертикальній площині. Для середнього вагона розроблено просторову модель із детальним урахуванням процесів взаємодії тіл в системі опирання кузова на візки та конструктивних особливостей типових і комплексно модернізованих візків.

Проаналізовано процеси взаємодії та зносу бокових робочих поверхонь п'ятника і підп'ятника хоперів із типовими та комплексно модернізованими візками. Оцінено вплив уточнення взаємодії елементів п'ятникових вузлів на динамічні показники екіпажів, що одержуються. Показано, що при підвищених швидкостях руху вагона розрахункові значення його горизонтальних динамічних показників вищі у випадку використання моделі поодинокого екіпажа.

В парке грузовых вагонов железных дорог Украины используются в основном трехэлементные тележки. Одним из основных параметров, характеризующих техническое состояние вагона, является износ пятникового узла, при котором происходит увеличение ударных сил при трогании с места и торможении, ухудшение передачи продольных усилий через шкворень, его изгиб, срез и т. д.

Для детального исследования процессов взаимодействия и износа элементов пятниковых узлов, а также их влияния на динамические показатели вагона необходимо учитывать пространственные колебания элементов его конструкции, вызванные как действием возмущений со стороны пути, так и его продольной динамикой, связанной с действием усилий от соседних вагонов, сил торможения и других воздействий в продольном направлении.

Цель настоящей статьи заключалась в разработке математической модели колебаний сцепа вагонов с детальным учетом особенностей контакта тел в системе опирания кузова на тележки для прогнозирования процессов их взаимодействия и износа пятникового узла. Применены методы математического моделирования, численного интегрирования, теории колебаний, статистической динамики.

В статье представлена математическая модель колебаний сцепа вагонов, соединенных упругодиссипативными связями. В ней все вагоны, кроме среднего, описаны как твердые тела, совершающие колебания в продольно-вертикальной плоскости. Для среднего вагона разработана пространственная модель с детальным учетом процессов взаимодействия тел в системе опирания кузова на тележки и конструктивных особенностей типовых и комплексно модернизированных тележек.

Проанализированы процессы взаимодействия и износа боковых рабочих поверхностей пятника и подпятника хопперов с типовыми и комплексно модернизированными тележками. Оценено влияние уточнения взаимодействия элементов пятниковых узлов на получаемые динамические показатели экипажей. Показано, что при повышенных скоростях движения вагона расчетные значения его горизонтальных динамических показателей выше в случае использования модели одиночного экипажа.

Most of the freight cars of the Ukrainian railways are equipped with three-piece trucks. One of the key parameters that characterize the technical state of a car is the center plate arrangement wear, which increases impact forces at start from rest and in braking, impairs longitudinal force transfer through the pivot, causes pivot bending, shearing, etc.

For a detailed study of the interaction and wear of the center plate arrangement components and their effect on the dynamic performance of a car, account must be taken of the spatial oscillations of its structural components caused not only by disturbances from the track, but also by its longitudinal dynamics involving the action of forces from the adjacent cars, braking forces, and other longitudinal forces.

The aim of this work was to develop a mathematical model of the oscillations of a group of cars coupled by

© В. Ф. Ушкалов, Т. Ф. Мокрий, И. Ю. Малышева, Н. В. Безрукавый, 2018

Техн. механіка. – 2018. – № 4.

elastodissipative links with proper consideration for the features of the contact between the components of the carbody-on-trucks resting system for the prediction of the processes of their interaction and the center plate arrangement wear. Use was made of methods of mathematical simulation, numerical integration, oscillation theory, and statistical dynamics.

In the model, all the cars except for the middle one are described as rigid bodies that oscillate in a longitudinal vertical plane. The middle car is described by a spatial model that takes proper account of the interaction between the components of the carbody-on-trucks resting system and the design features of standard and comprehensively retrofitted trucks.

The center plate and center bowl work surface interaction and wear processes are analyzed for the case of hoppers with standard and comprehensively retrofitted trucks. The effect of the more accurate simulation of the interaction between the center plate arrangement components on the calculated dynamic car performance is estimated. It is shown that at increased speeds of a car the calculated values of its horizontal dynamic indices are higher in the case where a single-car model is used.

Ключевые слова: *грузовой вагон, износ пятникового узла, математическая модель, сцеп вагонов, хоппер.*

В парке грузовых вагонов железных дорог Украины используются в основном трехэлементные тележки. Из практики эксплуатации грузовых вагонов известно, что значительное ухудшение их динамических показателей происходит по мере износов основных элементов и узлов экипажной части.

Наибольшие износы и, как следствие, увеличение динамического воздействия на путь характерны для тележек модели 18-100, которые и сегодня эксплуатируются на сети железных дорог колеи 1520 мм. Среди основных параметров, характеризующих техническое состояние вагона, можно выделить износ пятникового узла, при котором происходит увеличение ударных воздействий при трогании с места и торможении, ухудшение передачи продольных усилий через шкворень, его изгиб, срез и т. д.

Вследствие собственных колебаний элементов вагона, а также колебаний, вызванных воздействием возмущений со стороны пути, в системе «экипаж – путь» происходят потери энергии, при этом чем выше скорость, тем эти потери больше. Для поддержания постоянной скорости движения состава необходимая энергия передается от локомотива к кузову вагона через межвагонные связи, а от кузова к тележкам – через пятниковый узел. При этом в работу вовлекаются как опорные, так и упорные (боковые) поверхности элементов пятникового узла.

При теоретических исследованиях по оценке динамических качеств железнодорожных экипажей ограничиваются, как правило, изучением пространственных колебаний одиночных вагонов, движущихся с постоянной скоростью. Такой подход позволяет достаточно точно оценивать динамические качества экипажа и его воздействие на путь, подробно анализировать колебания и взаимодействие составляющих элементов его конструкции, а также определять износ контактной пары «колесо – рельс». При этом в качестве сил взаимодействия элементов в системе опирания кузова на тележки, в частности пятника и подпятника, рассматриваются только силы «сухого» трения в рабочих опорных поверхностях контактирующих элементов при их взаимных перемещениях в горизонтальной плоскости. В то же время, как показывают результаты ходовых динамических и эксплуатационных испытаний полувагонов [1], на практике имеет место износ как опорных, так и упорных поверхностей пятниковых узлов, причем существенно отличающийся у вагонов с типовыми и комплексно модернизированными тележками.

Для детального исследования процессов взаимодействия и износа элементов пятниковых узлов, а также их влияния на динамические показатели

экипажа необходимо учитывать пространственные колебания элементов конструкции вагона, вызванные не только действием возмущений со стороны пути, но и его продольной динамикой, связанной с переменностью скорости движения, действием на него усилий от соседних вагонов, сил торможения и других воздействий в продольном направлении.

С этой целью построена математическая модель движения сцепа из n вагонов, соединенных межвагонными устройствами. Для определения усилий в межвагонных связях достаточно сцеп моделировать в виде цепочки твердых тел, соединенных упругодиссипативными связями [2]. Поэтому в расчетной схеме все вагоны, кроме одного из средних (k -го), представлены твердыми телами, совершающими колебания в продольно-вертикальной плоскости (рис. 1), а для k -го вагона составлена пространственная схема (рис. 2).



Рис. 1

На каждый вагон в сцепе, кроме усилий в межвагонных соединениях, обусловленных силой тяги или силой реостатного торможения, действуют внешние силы: аэродинамического сопротивления, вследствие включения тормозов, сопротивления при движении по криволинейному участку пути, а также сопротивления, вызванного уклоном продольного профиля пути.

В пространственной расчетной схеме k -го вагона учтены конструктивные особенности типовых (модели 18-100) и комплексно модернизированных тележек [1].

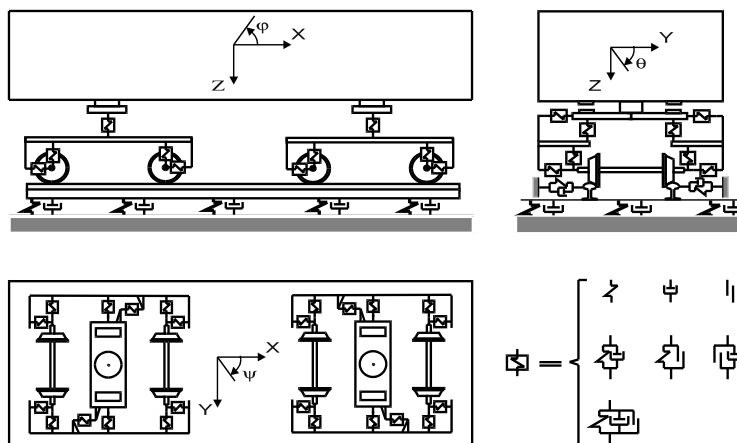


Рис. 2

Кузов рассматривается как твердое тело, а каждая тележка представлена системой пяти твердых тел: наддрессорная балка, две боковые рамы и две колесные пары. В расчетной схеме на рис. 2 x, y, z – линейные, а ϕ, θ, ψ – угловые перемещения кузова.

Приняты во внимание следующие конструктивные особенности: плоское опирание пяты на подпятник и действие момента сил сухого трения в опорной поверхности; боковые жесткие скользуны с зазорами (типовые тележки) или упругодиссипативные скользуны постоянного контакта (комплексно модернизированные тележки); действие ударных сил при смыкании зазоров в типовых скользунах или вертикальных усилий с нелинейной характеристикой и продольных сил трения с петлеобразной зависимостью от перемещения в скользунах постоянного контакта; действие сил сухого трения в клиновых гасителях колебаний при взаимных вертикальных и горизонтальных поперечных перемещениях боковой рамы и надрессорной балки и действие моментов сил с петлеобразной характеристикой при их угловых перемещениях в плане; жесткая связь боковой рамы с колесной парой в вертикальном направлении; действие сил трения с петлеобразной характеристикой при горизонтальных поперечных и продольных, а также угловых в плане взаимных перемещениях боковых рам и колесных пар в пределах зазоров в челюстных проемах буксовых узлов. Кроме того, детально описаны процессы взаимодействия и износа пар «пятник – подпятник» и «колесо – рельс» [3]. Путь принят инерционным упругодиссипативным в вертикальном и горизонтальном поперечном направлениях.

Процесс взаимодействия пятника и подпятника моделируется в предположении, что данные тела твердые, их поперечные сечения являются окружностями с центрами в точках $O_{\text{п}}$, $O_{\text{пп}}$ и радиусами $R_{\text{п}}$, $R_{\text{пп}}$, зазор между ними одинаков по кругу и равен δ . На рис. 3 показана схема контакта пары «пятник – подпятник». Здесь $x_{\text{нб}}$, $y_{\text{нб}}$ – продольное и поперечное перемещения надрессорной балки; $\Delta x_{\text{п}}$, $\Delta y_{\text{п}}$ – координаты центра сместившегося пятника; $x_{\text{спп}}$, $y_{\text{спп}}$ – координаты точки контакта пятника и бурта подпятника C .

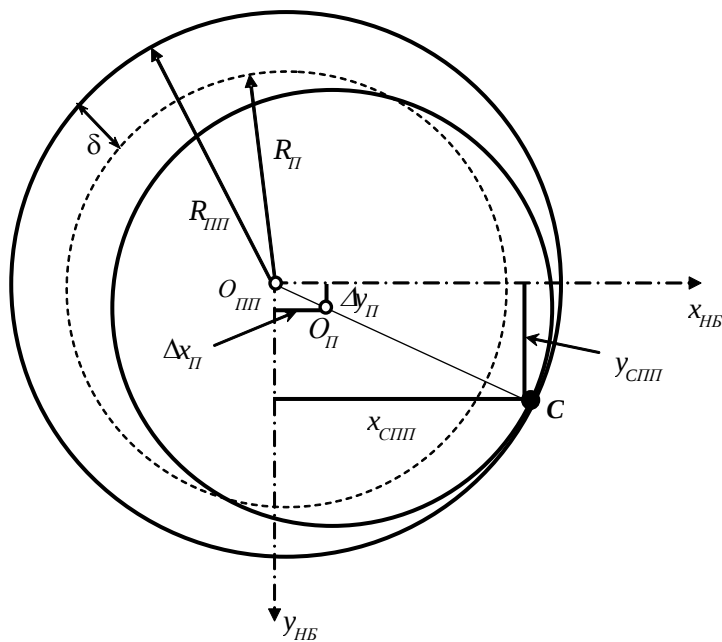


Рис. 3

Контакт считается безотрывным при колебаниях подпрыгивания и галопирования вагона. При колебаниях виляния кузова относительно надрессор-

ных балок в опорных поверхностях действует момент сил сухого трения M_{ψ} . При поступательных перемещениях пятника по подпятнику в пределах зазора δ между данными телами действует сила сухого трения.

Когда зазор выбран (рис. 4), в точке контакта C действуют радиально направленная сила взаимодействия пятника и бурта подпятника D и сила сухого трения пятника о бурт F_D , направленная по касательной к поверхности контакта.

Показатель износа пары «пятник – подпятник» определяется как удельная работа силы трения F_D (работа, отнесенная к пройденному экипажем пути).

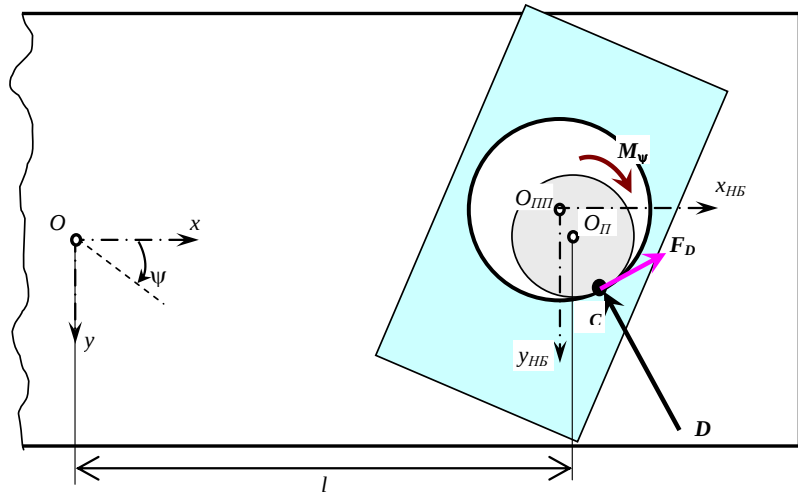


Рис. 4

Уравнения движения вагонов в составе цепочки твердых тел, которой представлен сцеп, записаны в виде [4]:

$$m_i \ddot{x}_i = S_i - S_{i+1} + E_i, \quad (i = 1, 2, \dots, k-1, k+1, \dots, n),$$

где m_i – масса i -го вагона; S_i и S_{i+1} – силы в межвагонных соединениях; E_i – внешние силы, зависящие от внешних условий и режима движения поезда.

Уравнения движения k -го вагона сцепа составлены как уравнения Лагранжа второго рода.

Анализ процессов взаимодействия и износа боковых граней пятников и подпятников вагона проводился на примере моделирования движения сцепов, составленных из груженных хопперов модели 19-7016 с типовыми тележками модели 18-100 и стандартными колесами (хоппер-эталон) и с комплексно модернизированными тележками (КМТ), оборудованными упругодиссипативными скользунками постоянного контакта ISB-12С и колесами с профилем ИТМ-73. Принималось, что сцеп находится в растянутом состоянии, все зазоры в межвагонных соединениях выбраны.

Рассматривались пространственные колебания вагона, расположенного в середине сцепа. Задавались два варианта профилей колес: неизношенных

(толщина гребня 33 мм у стандартных колес и 32 мм у колес с профилем ИТМ-73) и среднеизношенных (толщина гребня 29 мм). Входное возмущение соответствовало пути, находящемуся в хорошем состоянии. Моделировалось движение сцепов со скоростями (60 – 120) км/ч по прямым участкам пути с изношенными рельсами Р65.

Анализ полученных результатов показал, что при относительно невысоких скоростях движения вагонов (60 – 80) км/ч характер контакта и величина износа рассматриваемых элементов пятниковых узлов для хоппера-эталона и хоппера с КМТ примерно одинаковы: контакт происходит в основном в зонах, близких к продольной оси x , и наибольший износ имеет место при малом значении зазора между контактирующими элементами ($\delta = 0,1$ мм). В случаях более высоких скоростей движения вагонов, (100 – 120) км/ч, на анализируемые характеристики оказывает заметное влияние конструкция тележки, причем это влияние увеличивается с ростом скорости и износа колес.

На рис. 5 для различных скоростей движения исследуемых вагонов со среднеизношенными колесами показаны зоны контакта буртов подпятников надрессорных балок тележек с боковыми гранями передних (по ходу движения) пятников кузовов и распределение в этих зонах показателей износа при начальном зазоре между ними 2 мм (нормативное значение).

Как видно, износ пятникового узла вагона с КМТ существенно ниже, чем у вагона-эталона, и распределяется более равномерно по поверхности бурта.

Представляет интерес оценка влияния уточнения взаимодействия элементов пятниковых узлов на получаемые динамические показатели экипажей. Такое сравнение было выполнено при расчетах движения рассматриваемых груженых хопперов по прямым участкам пути с использованием двух моделей – сцепа вагонов и одиночного вагона.

Оказалось, что выбор модели мало влияет на показатели динамики в вертикальной плоскости, а значения горизонтальных показателей могут быть завышены при использовании модели одиночного вагона, особенно заметно для экипажа с серийными тележками.

На рис. 6, для примера, приведены зависимости от скорости движения максимальных значений поперечных ускорений пятников кузовов вагонов со среднеизношенными колесами. Сплошными линиями показаны результаты расчетов колебаний вагона в сцепе (при нормативном значении зазора в пятниковом узле 2 мм), штриховыми – одиночного вагона, сплошными серыми линиями – уровень допустимого значения.

Видно, что при повышенных скоростях движения расчетные значения ускорений, полученные с применением модели одиночного вагона, значительно выше, чем при использовании модели экипажа с уточненным описанием пятникового узла в составе сцепа.

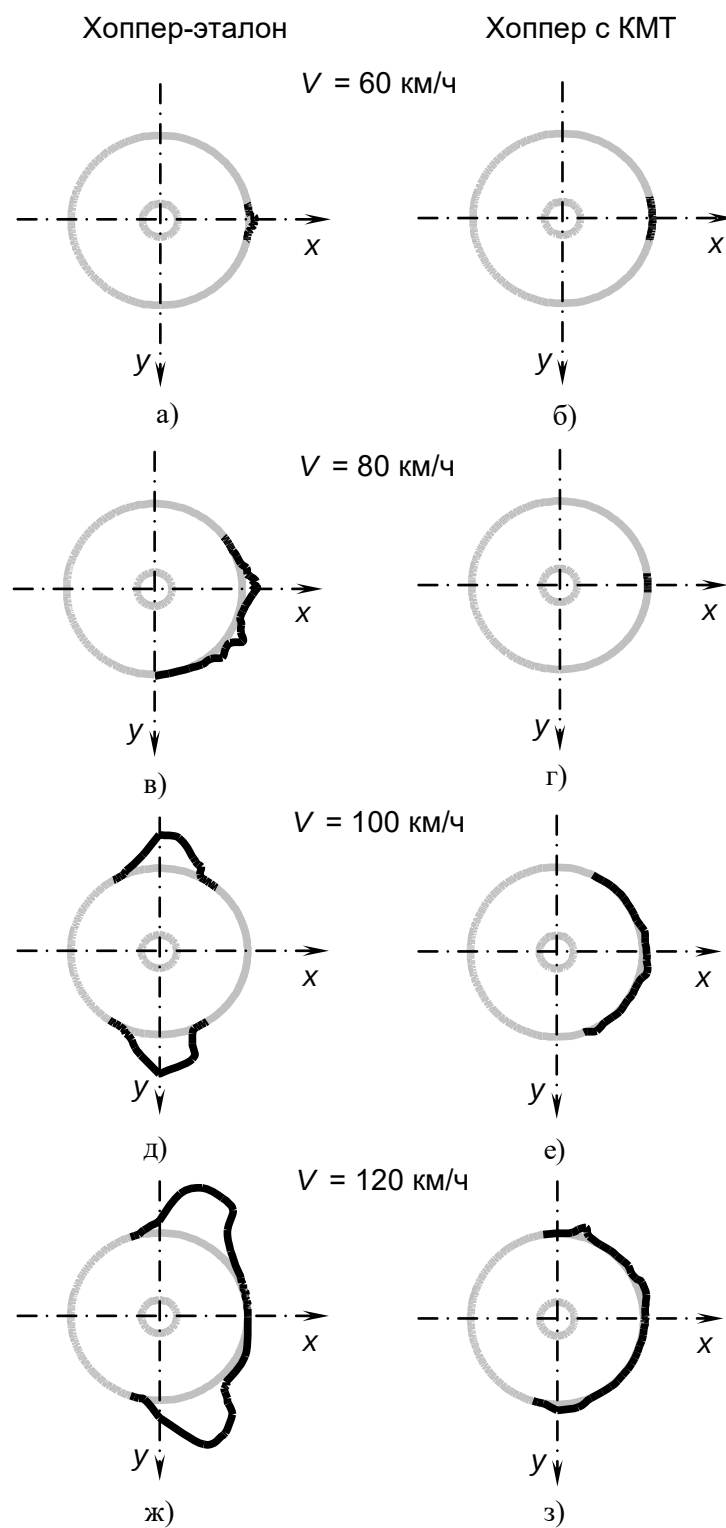


Рис. 5

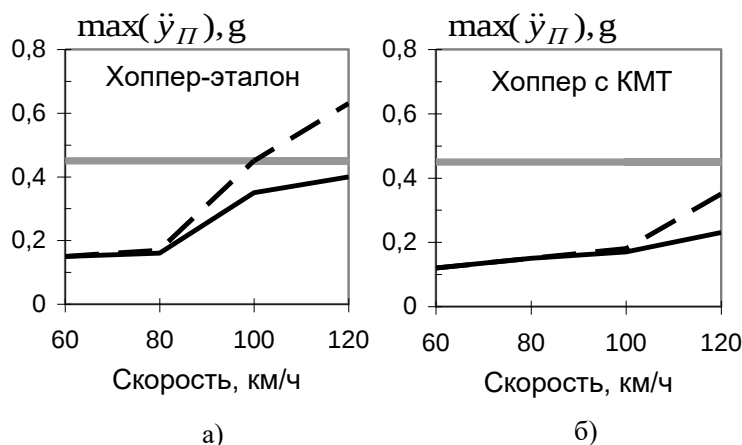


Рис. 6

Выводы.

1. Построена математическая модель колебаний сцепа вагонов, соединенных упругодиссипативными связями. В ней все вагоны, кроме одного из средних (k -го), представлены твердыми телами, совершающими колебания в продольно-вертикальной плоскости. Для k -го вагона разработана пространственная модель с детальным учетом процессов взаимодействия тел в системе опирания кузова на тележки и конструктивных особенностей типовых и комплексно модернизированных тележек.

2. Выполнен анализ процессов взаимодействия и износа боковых рабочих поверхностей пятника и подпятника хопперов с типовыми и комплексно модернизированными тележками при движении в составе сцепа вагонов с различными скоростями по прямым участкам пути.

3. Оценено влияние уточнения взаимодействия элементов пятниковых узлов на получаемые динамические показатели экипажей. Показано, что при повышенных скоростях движения расчетные значения горизонтальных динамических показателей вагона, полученные при использовании модели одиночного вагона выше, чем модели экипажа с уточненным описанием пятникового узла в составе сцепа.

1. Gregg Hansen W. M., Лашко А. Д., Ушкалов В. Ф., Мокрый Т. Ф., Малышева И. Ю., Мащенко И. А. Комплексная модернизация тележек 18-100 для снижения износа колес и повышения ходовых качеств грузовых вагонов. Вестник Днепропетровского национального университета железнодорожного транспорта имени акад. В. Лазаряна. 2004. Вып. 5. С. 215–219.
2. Garg V., Dukkipati R. Dynamics of Railway Vehicle System. Toronto: Academic press, 1984. 407 p.
3. Ушкалов В. Ф., Мокрый Т. Ф., Малышева И. Ю., Лапина Л. Г., Пасичник С. С., Безрукавый Н. В. Снижение износа колес на железных дорогах колеи 1520 мм. Техническая механика. 2018. № 3. С. 82–97.
4. Блохин Е. П., Манашкин Л. А. Динамика поезда. Москва : Транспорт, 1982. 222 с.

Получено 11.11.2018,
в окончательном варианте 20.12.2018