

А. А. БОСОВ, С. В. МЯМЛИН, В. Я. ПАНАСЕНКО, И. В. КЛИМЕНКО (ДИИТ)

## ПУТИ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ КОНСТРУКЦИИ ТЕЛЕЖКИ ГРУЗОВОГО ВАГОНА

У статті проведено аналіз факторів, що впливають на зношування пари «колесо – рейка», і зроблено висновки про доцільність створення у вузлі «боковина – букса» кінематичної пари третього роду.

В статье проведен анализ факторов, влияющих на износ пары «колесо – рельс», и сделан вывод о целесообразности создания в узле «боковина – букса» кинематической пары третьего рода.

In the article the analysis of factors influencing upon wear of a «wheel – rail» pair is organized and the conclusion on advisability of creation of the third kind kinematical pair in a «side girder – axle box» assembly is made .

За последние 30 лет тележка грузового вагона ЦНИИ-ХЗ (модель 18-100) претерпела значительную модернизацию. Так, заменены подшипники скольжения на подшипники качения; вертикальные рычаги тормозной передачи, состоящие из двух пластин, объединены между собой перемычками, закрепленными электросваркой. По нашему мнению, эти модернизации, наряду с другими причинами, и привели к интенсивному износу гребней колесных пар.

Мировой опыт показывает, что одной из причин интенсивного износа (подреза) гребня является недостаточная радиальная самоустанавливаемость колесных пар в кривых участках пути и прижатое состояние гребней колес к одному из рельсов после выхода тележки на прямолинейный участок. Отсутствие возможности влияния колесной пары относительно оси пути тоже провоцирует износ гребней [1]. Указанные выше модернизации тележки модели 18-100 радиальному самоустанавливанию колесных пар не способствуют.

Доказывать значимость подшипников качения нет смысла: ликвидированы загрязнения от мазута в парках отправления поездов на станциях, осевая смазка не выливается из букс и не «обогащает» груз на вагоноопрокидывателях; повысилась надежность вагонов в эксплуатации, отцепки их и задержки поездов из-за нагрева букс (известно, что на роликовых подшипниках задержки вагонов в несколько раз меньше, чем на подшипниках скольжения).

С 1982 г. все новые магистральные грузовые вагоны колеи 1520 мм строят только на роликовых подшипниках. На шейку оси колесной пары в переходный период замены подшипников скольжения устанавливали сферические роликовые подшипники, которые (отметим!) способствовали самоустановлению колесной

пары [2].

Авторы работы [3] предлагают уменьшить износ гребней колесных пар тележек модели 18-100, создав дополнительную подвижность боковых рам относительно колесных пар, что должно дать возможность колесным парам самоустанавливаться в кривых участках пути [1].

Ученые ВНИИЖТа утверждают, что в большинстве случаев углы поворота двухосных тележек относительно кузова вагона не превышают соответственно 31 мрад в кривой радиусом 600 м и 22 мрад в кривых радиусами от 576 до 2500 м [4]. Следовательно, чтобы колесная пара заняла радиальное положение в кривом участке пути, ей необходимо повернуться на соответствующий угол и по отношению к раме тележки.

Однако в буксовом узле с подшипниками качения шейка оси с закрепленными на ней подшипниками имеет малый осевой и радиальный разбег. Согласно [5], осевой разбег для двух цилиндрических подшипников с наружным диаметром 250 мм обеспечивается конструкцией и может составить 0,68...1,38 мм. Из-за такого малого разбега в буксовом узле колесная пара не имеет возможности самоустанавливаться, т.е. принимать первоначальное положение после выхода вагона на прямолинейный участок пути после прохода кривой, а это значит, что она остается прижатой гребнем колеса к внутренней грани головки «наружного» рельса пути.

Оценим возможные зазоры в буксе при наличии цилиндрических роликовых подшипников, используя анализ размерных цепей в буксе [6].

Размер замыкающего звена  $A_{\Delta}$  определяется выражением

$$A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n (\xi_i + A_i), \quad (1)$$

где  $\xi_i$  – размер  $i$ -го звена;  $n$  – число составляющих звеньев;  $A_i$  – предельное отклонение, которое принимается положительным для увеличивающего и отрицательным для уменьшающего размера звена.

Диаметр внутренней цилиндрической части буксы из стального литья составляет: при новом изготовлении  $250_{+0,015}^{+0,061}$  мм, при ремонте  $250_{+0,015}^{+0,200}$  мм. Радиальный зазор в самих подшипниках составляет 0,115...0,170 мм.

Внутреннее кольцо подшипника закрепляется на шейке оси горячей посадкой.

Наружный диаметр радиального роликового подшипника равен  $250_{-0,038}^{+0,008}$  мм [7]. Максимальный и минимальный радиальные зазоры между подшипником и корпусом буксы составляют

$$A_{\Delta_{max}} = 0,061 - (-0,038) = 0,099 \text{ мм};$$

$$A_{\Delta_{min}} = 0,015 - 0,008 = 0,007 \text{ мм}.$$

Следует отметить, что зазор между внутренней поверхностью буксы и наружным кольцом подшипника настолько мал, что при демонтаже буксового узла наружное кольцо подшипника часто приходится выталкивать из буксы на прессе.

Общая величина радиального разбега с учетом зазоров в самом подшипнике составляет:

$$A_{\Delta_{max}} = 0,099 + 0,170 = 0,269 \text{ мм};$$

$$A_{\Delta_{min}} = 0,007 + 0,115 = 0,122 \text{ мм}.$$

Считают, что осевой разбег двух цилиндрических подшипников наружным диаметром 250 мм, установленных на одну шейку оси, обеспечивается конструкцией подшипника. Как уже отмечалось, осевой разбег составляет 0,68...1,38 мм.

Таким образом, между шейкой и корпусом буксы при использовании цилиндрических роликовых подшипников фактически существует только одноподвижная (вращательная) кинематическая пара, а не кинематическая пара третьего рода, которая была при наличии подшипников скольжения или сферических подшипниках [2].

Тележка ЦНИИ-ХЗ состоит из нескольких звеньев, подвижно соединенных между собой: двух продольных балок (боковин), соединенных с колесными парами через буксы, и поперечной (надрессорной балкой), опирающейся

на боковины через комплект пружин. Особенностью трехэлементной тележки грузового вагона является отсутствие жесткой рамы, которую имеют тележки пассажирских вагонов.

Как пространственный механизм детали трехэлементной тележки и рычажной передачи, монтируемые на подвижном основании, не должны испытывать стеснений в движении, т.е. при структурном синтезе вид кинематических пар необходимо подбирать таким образом, чтобы детали тормозной передачи могли приспособиться к изменениям положения опорных точек звеньев при изменении их взаимного расположения и положения колесных пар. Этого можно достичь, создав статически определимый механизм рычажной передачи, т.е. ликвидировав в тележке лишние связи. Число лишних связей  $q$  определим по формуле А. П. Мальшева (как для пространственных механизмов) [2]:

$$q = W - 6n + 5p_1 + 4p_2 + 3p_3 + 2p_4 + p_5, \quad (2)$$

где  $W$  – число степеней подвижности системы;  $n$  – число подвижных звеньев;  $p_1, \dots, p_5$  – род кинематических пар.

Рассмотрим наличие кинематических пар в конструкции тележки ЦНИИ-ХЗ.

Конструкция существующей тележки является сложной механической системой, которая не обеспечивает равномерное распределение силы нажатия колодок тормозной рычажной передачи на колеса. В рычажной передаче силы действуют не в одной плоскости, что приводит к появлению распорных сил в шарнирах, во избежание которых посадка валиков рычажной передачи выполняется с большими зазорами. Это все можно объяснить рядом конструктивных несовершенств рычажной передачи, наличием в ней многих звеньев и шарниров, действием сил трения в шарнирах.

Работа рычажной передачи грузового вагона усугубляется тем, что она подвешена своими опорными (мертвыми) точками к необрессоренным (боковинам) и обрессоренным (надрессорной балке) частям тележки, а тормозной цилиндр чаще всего крепится к раме вагона. Все эти закрепления рычажной передачи меняют свое относительное линейное и угловое расположение при движении вагона и в силу его различной загруженности.

При торможении происходит замыкание колесных пар тормозными колодками, закрепленными на триангеле, которые меняют свое взаимное расположение при вписывании вагона в кривые участки пути.

При структурном анализе всякую тормозную передачу относят к плоским механизмам, руководствуясь тем, что таковой она становится при отпуске тормозов [8].

В связи с наличием линейных и угловых смещений мест закреплений передачи, а также в связи с неточностью изготовления звеньев нарушаются условия плоского движения механизма. Очевидно, «плоскую» тормозную рычажную передачу (с точки зрения кинематики) следует рассматривать как пространственную (с точки зрения статики и динамики) [2, 8, 9]. Структурный анализ тележки грузового вагона как пространственной системы (рис. 1а) рассмотрел Л. Н. Решетов [2].

Самоустанавливание тормозных колодок будет в том случае, если их число степеней подвижности будет соответствовать числу степеней подвижности колесных пар.

Кинематические соединения между рельсами и колесной парой могут быть двойными: если колесная пара не прижата гребнями к рельсу, будет соединение пятого рода – наложено одно линейное условие связи по оси  $y$  (см. рис. 1б); если колесная пара прижата гребнем к рельсу, будет соединение четвертого рода – наложено одно линейное условие по оси  $y$  и одно линейное по оси  $z$ . Для рычажной передачи тележки число степеней подвижности должно быть равным  $W = 10$ .

Профессор Л. Н. Решетов, рассматривая соединение в тележке грузового вагона, оценил соединение колесной пары и буксы с подшипником скольжения и сферическими роликовыми подшипниками как кинематическую пару третьего рода  $p_3$  [2].

Как определено выше, между шейкой оси и корпусом буксы с подшипниками качения существует вращательная кинематическая пара  $p_1$ .

Считается, что осевое перемещение колесной пары происходит за счет перемещения буксы в буксовом пространстве боковины тележки (корпус буксы и боковина образуют плоскую кинематическую пару). Однако между корпусом буксы и боковиной тележки существует сухое трение, а силы трения влияют на самоустанавливание звеньев механизма [1], и происходит следующее [2]:

- силы трения могут устранять часть подвижностей кинематических пар механизма, который, будучи выполненным по структурной схеме без лишних связей, в действительности может оказаться статически неопределимым;
- силы трения влияют на точность самоу-

тановления звеньев, что иногда является решающим фактором.

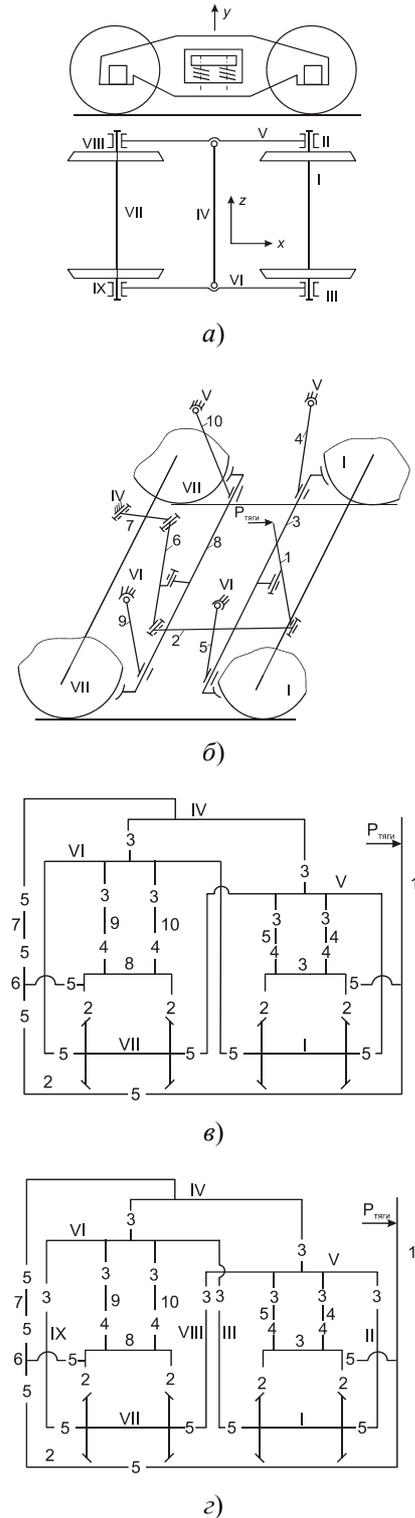


Рис. 1. Структурный анализ тележки грузового вагона:

- а) кинематические пары в конструкции тележки;  
 б) кинематические пары в тормозной рычажной передаче;  
 в) структурная формула существующей тележки модели 18-100; г) структурная формула с учетом модернизации вагонной тележки

Профессор А. А. Попов вычислил усилие прижатия переднего колеса передней тележки при вписывании груженого полувагона в кривую [10]. Это усилие составляет более 6 т, а при установившемся движении тележки в кривой на это колесо действует более 9 т.

Таким образом, центробежные силы при вписывании вагона в кривую прижимают колеса к наружному рельсу усилием в 6...9 т, а при выходе на прямолинейный участок силы трения между буксами и боковинами составляют

$$F = P \cdot \mu = 245 \cdot 0,1 = 24,5 \text{ кН}, \quad (3)$$

где  $P$  – нагрузка на колесную пару, ( $P = 245 \text{ кН}$ );  $\mu$  – коэффициент трения (для сухого трения – сталь по стали – следует принять не менее  $\mu = 0,1$ )

Эта сила трения удерживает колесную пару прижатой к внутренней грани рельса, который в кривой был наружным, даже после выхода вагона на прямолинейный участок. По этой же причине не выбираются зазоры в соединении «боковина – букса», о чем говорилось ранее.

В русле сказанного выше отметим следующий факт: при испытаниях полувагонов обнаружилось, что зазоры между буксой и боковиной подолгу остаются неизменными, выбираются случайным образом после некоторых ударов в стыках и торможении поезда [11].

В результате обследования технического состояния боковин и букс тележек на многих боковых рамах зафиксирован износ верхней полки над буксовым проемом глубиной 1...8 мм, что свидетельствует о больших силах трения в сопряжении «букса – боковина» [12].

Составим структурную формулу тележки. За основу примем надрессорную балку IV (см. рис. 1б), к которой прикреплен серьга 7 вращательной кинематической парой ( $p_1$ ), в свою очередь через  $p_1$  присоединенной к вертикальному рычагу 6. Боковины, к которым через резиновые втулки ( $p_3$ ) прикреплены подвески 4, 5, 9, 10, связаны между собой через надрессорный брус сферическими соединениями  $p_3$ . Триангели 3, 8 вращательными кинематическими парами соединены с вертикальными рычагами 1, 6 и цилиндрическими парами  $p_2$  – с подвесками. Между тормозной колодкой и колесной парой образуется кинематическая пара второго рода  $p_4$ . Колесная пара имеет возможность вращаться ( $p_1$ ). Между буксой и боковиной за счет силы трения (что уже отмечалось) кинематическая пара отсутствует.

Следовательно, число степеней подвижности  $W = 10$ , число подвижных звеньев  $n =$

$= 5 + 10 = 15$ , а кинематические пары:

$p_1 = 10$  (I-II, V; I-III, VI; VII-VIII, V; VII-IX, VI; IV-7; 7-6, 6-2, 2-1, 6-8, 1-3);

$p_2 = 4$  (9-8, 10-8, 4-3, 5-3);

$p_3 = 6$  (IV-V, IV-VI, V-10, V-4, VI-9, VI-5);

$p_4 = 4$  (VII-8, (VII-8), I-3, (I-3)).

Значит, число лишних связей, согласно (1), будет:

$$q = 10 - 6 \cdot 15 + 5 \cdot 10 + 4 \cdot 4 + 3 \cdot 6 + 2 \cdot 4 = 12.$$

На рис. 1в приведена структурная формула рычажной передачи тележки, где цифрами обозначено число вносимых кинематической парой связей, а черточкой или фигурой – звено передачи или тележки с их порядковыми номерами, а на рис. 1г – структурная формула с учетом предложенной авторами модернизации, о чем будет сказано далее.

Тормозная рычажная передача типовой вагонной тележки имеет 12 лишних связей, препятствующих самоустанавливанию тормозной колодки относительно поверхности катания колесной пары при изменении положения колесной пары, а также при перемещениях боковин и надрессорной балки. Это правомерно при условии исключения всех поддерживающих и предохранительных устройств, которые не нарушают закона движения звеньев и в расчете величины  $q$  не участвуют.

Необходимо конструктивно гарантировать работу цилиндрических кинематических пар  $p_2$  (соединение подвески и башмака), поскольку место их соединения не обрабатывается механически, а с учетом агрессивной среды, в которой они работают на вагоне, данные пары могут перерождаться во вращательные  $p_1$ . В этом случае  $q = 16$ .

Подшипники скольжения на шейке оси в эксплуатации, согласно [13], имели осевой разбег 6...12 мм, и основным браком на поверхности катания колес был прокат, а не подрез гребня.

Надо полагать, что за счет разбега подшипника скольжения на шейке оси колесная пара имела возможность перемещаться (самоустанавливаться) в своем осевом направлении во время вписывания вагона в кривые участки пути, а по выходе из него занимать свое первоначальное положение. Этому способствовало наличие уклонов 1:10 и 1:3,5 на поверхности катания колес, вкладыши подшипников, а также масляный клин, который имел место под подшипником скольжения при вращении колесной пары. Опыты показали, что толщина масляного клина под подшипником скольжения создава-

лась более 0,1 мм [14]. В поток масла, захватываемого вращающейся шейкой оси колесной пары, вбрасывали бритвенное лезвие толщиной 0,1 мм, которое затягивалось под подшипник и мгновенно выбрасывалось с другой стороны подшипника.

Следовательно, масляный клин под подшипником исполнял роль амортизатора и одновременно позволял колесной паре перемещаться вдоль продольной оси относительно подшипника в пределах допустимого их разбега. Колесная пара могла самоустанавливаться на рельсах.

В тележках с буксами, оборудованными подшипниками скольжения, соединение шейки оси с корпусом буксы образует кинематическую пару третьего рода  $p_3$ . Следовательно, число лишних связей  $q = 4$ .

Существенно меньше лишних связей было наложено и в деталях тележки. Распорка 2 жестко связывает между собой вертикальные рычаги 1, 6 и по этой причине триангели 3, 8 не могут без деформации своих деталей занимать положение колесных пар при торможении. Для устранения дефектов передачи представляется возможным (с учетом того, что распорка работает на сжатие) вращательные соединения распорки и соединения серьги заменить на сферические  $p_3$  и сферические с пальцем  $p_2$ .

По мнению авторов, для облегчения радиальной самоустановки колесных пар необходимо уменьшить силу трения в соединении «боквина – букса» за счет создания в этом соединении кинематической пары третьего рода, что имело место между колесной парой и буксой при подшипниках скольжения [2]. В этом случае число степеней подвижности  $W = 10$ , число подвижных звеньев  $n = 15 + 4 = 19$ , а кинематические пары:

$p_1 = 10$  (I-II, I-III; VII-VIII; VII-IX; IV-7; 7-6, 6-2, 2-1, 6-8, 1-3);

$p_2 = 4$  (9-8, 10-8, 4-3, 5-3);

$p_3 = 10$  (II-V, V-VIII, VI-IX, III-VI, IV-V, IV-VI, V-10, 4-V, 9-VI, VI-5);

$p_4 = 4$  (VII-8, (VII-8), I-3, (I-3)).

Тогда число лишних связей  $q = 10 - 6 \cdot 19 + 5 \cdot 10 + 4 \cdot 4 + 3 \cdot 10 + 2 \cdot 4 = 0$ , т.е. установка подвижности буксы относительно боквины позволит создать механизм без лишних связей.

Правоту этих выводов подтверждает тот факт, что в пассажирских вагонах подрез гребня колес наблюдается значительно реже. Этому способствует наличие люльки и то, что букса опирается на пружины [1], т.е. имеет относительную к раме подвижность, что можно оценить как кинематическую пару третьего рода.

Рычажная передача должна быть индифферентной к деформации рамы и деформации рессорного подвешивания, тем более, что подвески триангелей крепятся к кронштейнам на подрессоренных частях рамы тележки, из-за чего при движении вагона колодки и триангели непрерывно перемещаются относительно колес вследствие вертикальных колебаний, а также при изменении загрузки вагона.

Объединенные между собой пластины вертикального рычага 1 (распределительного) тормозной рычажной передачи тележки (см. рис. 1б) с шириной между ними, равной толщине головки подосной тяги 2 (распорки), как и второго вертикального рычага 6 (ведомого), нижние концы которых связаны этой распоркой с достаточно большой жесткостью, не способствуют самоустановлению колесной пары в радиальном положении в кривом участке пути. До модернизации рычагов за счет зазоров в отверстиях и возможного углового перемещения каждой в отдельности пластины между собой и на валиках шарнирных соединений препятствий самоустановлению колесной пары было значительно меньше.

В подобной ситуации необходимо изменить конструкцию подосной распорки, что предложено в а.с. СССР № 1463599 [14] (рис. 2). Эта конструкция будет способствовать не только самоустановлению колесной пары, но и повысит эффективность торможения при прохождении вагоном кривых участков пути.

Отметим особенности конструкции рассматриваемой тормозной рычажной передачи. Вертикальные рычаги 9 и 10 посредством нижних отверстий шарнирно соединены распорной тягой 15, средняя часть которой выполнена в виде цилиндрической пружины с сомкнутыми витками. При этом торцы пружины 16 жестко защемлены в головках распорной тяги.

Во время торможения распорная тяга 15 воспринимает сжимающую нагрузку и возможен ее изгиб в пределах упругой деформации.

При вписывании вагона в кривой участок пути колесные пары 1 и 2 тележки занимают непараллельное между собой положение. Триангели 5 и 6 за счет угловой податливости распорной тяги занимают положение, параллельное осям колесных пар, а рычаги 9 и 10 поворачиваются в вертикальной плоскости взаимно на угол поворота колесных пар относительно друг друга. Этим обеспечивается равномерное нажатие колодок на поверхности катания колес при любом их положении и, следовательно, повышается эффективность тормозной силы.

Поскольку угол поворота колесных пар в

раме тележки будет равен ранее указанной величине, изгиб распорной тяги не будет превышать 30 мм, что обеспечивается устойчивостью пружины 16.

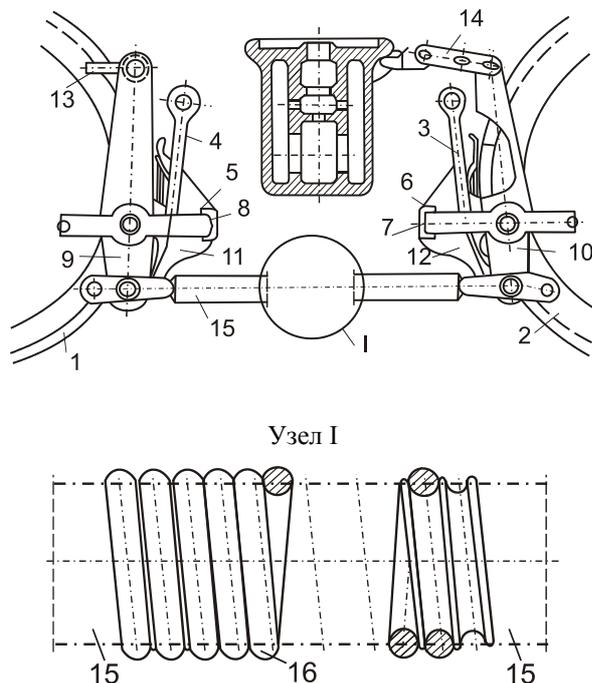


Рис. 2. Совершенствование подосной распорки рычажной передачи тележки

### Выводы

В результате анализа не претендующих на полноту факторов, которые могут оказывать влияние на износ пары «колесо – рельс», можно сделать вывод о целесообразности создания в узле «боковина – букса» кинематической пары третьего рода. Это можно осуществить за счет постановки податливого элемента или уменьшения силы трения в узле. Необходимо также совершенствовать тормозную рычажную передачу тележки.

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Обобщение передового опыта тяжеловесного движения: вопросы взаимодействия колеса и рельса [Текст] : пер. с англ. / У. Дж Харрис и др. – М.: Интекст, 2002. – 408 с.
2. Решетов, Л. Н. Конструирование рациональных механизмов [Текст] / Л. Н. Решетов. – М.: Машиностроение, 1979. – 334 с.
3. Доронин, В. И. Влияние параметров несовершенства вагонной тележки на износ колес и рельсов [Текст] / В. И. Доронин, В. Ю. Ивченко // Проблемы механики железнодорожного транспорта: Повышение надежности и совершенст-

4. вование конструкции подвижного состава. – Д.: ДИИТ, 1988.
4. Влияние технического состояния узлов опирания грузовых вагонов на сопротивление повороту тележки [Текст] / Ю. С. Ромен и др. / Вестник ВНИИЖТ. – 2000. – № 3. – С. 9-12.
5. Инструктивные указания по эксплуатации и ремонту вагонных букс с роликовыми подшипниками [Текст]. Утв. МПС 16.08.1983. – М.: Транспорт, 1985. – 160 с.
6. Расчет размерных цепей поглощающих аппаратов [Текст] / Ю. Г. Амосов и др. – М., 1988. – 8 с. – Рус. – Деп. в ВИНТИ 30.06.88, № 4233. – Реф. в: Депонированные научные работы. – 1988. – № 3.
7. ГОСТ 520-86. ИСО 492-86. Подшипники качения. Общие технические условия [Текст].
8. Гаркави, Я. Н. Уравнительные механизмы железнодорожных автоматических устройств [Текст] / Я. Н. Гаркави. – М.: Транспорт, 1967. – 80 с.
9. Кожевников, С. Н. Основания структурного синтеза механизмов [Текст] / С. Н. Кожевников. – К.: Наук. думка, 1979. – 132 с.
10. Расчет вагонов на прочность [Текст] / под ред. А. А. Попова. – М.: Тренжелдориздат, 1960. – 360 с.
11. Разработка рекомендаций по снижению износа колес и рельсов за счет снижения сил динамического воздействия железнодорожных экипажей и пути с учетом стационарных и нестационарных режимов движения [Текст] : отчет по НИР (закл.) // Днепрпетр. гос. техн. ун-т ж/д трансп. – № ГР 0196U023134. – Д., 1998. – 438 с.
12. Железнодорожные цистерны: конструкции, техническое обслуживание и ремонт [Текст] / И. Г. Морчиладзе и др. – М.: ИБС-Холдинг, 2006. – 516 с.
13. Инструкция по ремонту и обслуживанию букс с подшипниками скольжения [Текст]. – М.: Транспорт, 1977. – 31 с.
14. Осипов, А. С. Исследование работы подшипников скольжения подвижного состава железных дорог при современных условиях эксплуатации [Текст] : автореф. дисс. ... канд. техн. наук. – Д.: ДИИТ, 1967. – 19 с.
15. Тормозная рычажная передача тележки железнодорожного средства [Текст] : а. с. 1463599 СССР, МКИ В 61 Н 13/28 / О. М. Савчук, В. Я. Панасенко, Ю. Г. Амосов (СССР). – № 4228337/27/11; заявл. 13.04.88; опубл. 07.03.89, Бюл. № 9. – 3 с.

Поступила в редколлегию 14.09.2009.

Принята к печати 18.09.2009.