

Транспорт

УДК 629.4.077-592-52

DOI: 10.12737/article_59353e29c53920.70539285

Е.В. Сливинский, С.Ю. Радин

МОДЕРНИЗАЦИЯ РЕССОРНОГО
ПОДВЕШИВАНИЯ ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ

Представлены материалы, касающиеся разработки перспективной конструкции торсионного адаптивного рессорного подвешивания для двухосных тележек грузовых вагонов. Разработана рекомендована научно-исследовательским и промышленным структурам в области тяжёлого машино-

строения как в нашей стране, так и за рубежом с целью ее дальнейшего изучения и возможного внедрения в практику.

Ключевые слова: рессорное подвешивание, торсион, шлицы, колёсная пара, упругий стержень, втулка.

E. V. Slivinsky, S. Yu. Radin

SPRING SUSPENSION MODERNIZATION IN FREIGHT CARS

In designs of modern freight cars for dynamic impact reduction upon a railway there are widely used four-wheel trucks with a spring suspension using cylindrical spiral compression springs. A considerable drawback of such a design of car spring suspension consists in that it has no possibility of self-regulation in an automatic mode of its rigidity parameters depending on external dynamic effects of railway unevenness

upon them. To eliminate such a drawback there is developed at the level of invention in Bunin ESU a promising design of an adaptive torsion spring suspension and carried out a set of computations on the substantiation of its efficient design parameters.

Key words: spring suspension, torsion, slots, wheel pair, elastic rod, bush.

Введение

Известно, что вагоны железных дорог РФ по своему назначению разделяются на три основные группы: пассажирские вагоны, грузовые вагоны и вагоны промышленного транспорта [1-3]. Наиболее широкое распространение в структуре ОАО «РЖД» получили грузовые вагоны, предназначенные для проведения широкого круга работ по транспортировке различных грузов.

К этой группе относятся открытые вагоны, в том числе саморазгружающиеся, например хопперы, которые в основном предназначены для перевозки различных сыпучих грузов (уголь, руда и т.д.). Для перевозки таких грузов, как цемент, применяют хопперы с крышей. Грузоподъёмность хопперов составляет 60 т, их разгрузка производится через люки бункеров на обе стороны железнодорожного пути. К этой же группе вагонов относятся и четырёхосные платформы грузоподъёмностью 60 т, предназначенные для перевозки металла в слитках и проката, лесоматериалов, автомобилей, тракторов, строительно-

дорожных машин, контейнеров и т.д. Большую долю парка составляют полувагоны, предназначенные для перевозки навалом массовых сыпучих грузов, а также других материалов и различной техники. Загрузка их производится сверху и через торцевые двери, а разгрузка - через люки в полу или на специальных вагоноопрокидывателях. Грузоподъёмность их колеблется от 60 до 125 т; конструктивно их выполняют как 4-, так и 8-осными.

Все перечисленные конструкции вагонов независимо от их назначения состоят из пяти основных узлов: ходовой части, рамы, ударно-тяговых приборов, кузова и пневматического непрямодействующего тормоза. Ходовые части обеспечивают безопасное движение вагонов по рельсовому пути с необходимой плавностью хода и наименьшим сопротивлением движению. Ходовые части монтируют обычно на тележках, наиболее распространёнными из которых являются двухосные тележки конструкции ЦНИИ-ХЗ.

Такая тележка состоит из двух боковых рам (боковин), надрессорной балки, двух колёсных пар с буксами на подшипниках качения, тормозного оборудования в виде тормозных колодок, управляемых пневмоцилиндром, и рессорных комплектов. Колёсная пара тележки включает в себя два колеса, жёстко закреплённых на одной оси. Каждое колесо (катаное безбандажное, диаметр круга катания - 950 мм) имеет гребень, предотвращающий сход его с рельса. Допускаемая нагрузка на ось составляет 22 т, собственная масса тележки равна 4595 кг. Между вагонными тележками и кузовом вагона располагается его рама. У вагонов, имеющих цельнонесущий кузов, таких как полувагоны, рамы совмещены с нижней частью кузова. На рамах размещается автосцепное и тормозное оборудование, и они воспринимают все основные нагрузки, действующие на вагон. Конструктивно рама выполнена из продольных (хребтовая и боковые) и поперечных (передние, шкворневые и промежуточные) балок. На передних балках рам установлены автосцепки с поглощающими аппаратами. Все вагоны оборудованы тормозным оборудованием, представляющим собой комплекс устройств, создающих со-

противление движению поезда с целью регулирования скорости его движения [1-3].

Анализ многочисленных библиографических источников показывает, что наиболее ответственным из узлов всех перечисленных грузовых вагонов является их рессорное подвешивание, эффективность работы которого существенно сказывается на нагруженности ходовых частей и безопасности их эксплуатации. В рессорном подвешивании грузовых вагонов в основном применяются винтовые пружины сжатия, реже - листовые рессоры.

В практике мирового вагоностроения помимо листовых рессор и винтовых пружинных комплектов в качестве рессорного подвешивания используют также пневматические упругие элементы.

Существенным недостатком известных конструкций рессорного подвешивания грузовых вагонов является то, что все они, кроме пневматического, не имеют возможности саморегулирования в автоматическом режиме своих жесткостных характеристик в зависимости от внешних динамических воздействий на них неровности пути.

Описание конструкции и работы перспективного рессорного подвешивания

С учетом изложенного на кафедре механики и технологических процессов ЕГУ им. И. А. Бунина в течение ряда лет проводится бюджетная НИР на тему «Динамика, прочность и надёжность транспортных, сельскохозяйственных, строительно-дорожных машин и промышленного оборудования применительно к Чернозёмному региону РФ». Одним из её разделов является разработка, направленная на упрощение конструкции и повышение эф-

фективности использования рессорного подвешивания грузовых вагонов. По результатам проведенного анализа графических и патентных источников разработано перспективное торсионное подвешивание для грузовых вагонов признанное изобретением (RU2542846).

На рис. 1 показан общий вид тележки грузового вагона (сбоку) и укрупнённая часть одного из буксовых узлов колёсной пары (вид сверху).

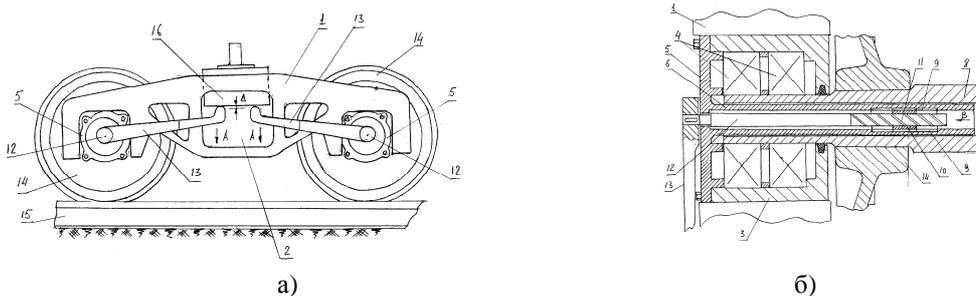


Рис.1

Тележка грузового вагона состоит из боковины 1 с окном 2. В боковине 1 размещены корпуса букс 3 с подшипниками 4 и присоединенным к ним фланцем 5, жёстко закреплённым на цилиндре 6, установленном в пустотелой полости 7 оси колёсной пары 8. В цилиндре 6 нарезаны шлицы 9, взаимосвязанные с ответными, выполненными на втулке 10. Во втулке 10 с помощью длинноходовой резьбы 11 размещён упругий стержень 12 с жёстко к нему присоединённым рычагом 13. На оси 8 колёсной пары напрессованы колёса 14, контактирующие с рельсовым путём 15. Рычаги 13 взаимодействуют с надрессорной балкой 16.

Работает тележка грузового вагона следующим образом. Если вагон находится в состоянии покоя и его кузов не загружен грузом, то тележка находится в состоянии, показанном на рис. 1. Предположим, что кузов грузового вагона (на рисунке кузов не показан) оказался загруженным. Тогда под действием нагрузки надрессорная балка 16 переместится по вертикали на какую-то величину Δ , при этом рычаги 13 получат также перемещения по стрелкам А. Но так как рычаги 13 жёстко закреплены на упругих стержнях 12, то они произведут закрутку их на некоторый угол. Такой угловой поворот упругих стержней 12 за счёт наличия на них длинноходовой резьбы 11 позволит втулке 10

получить в шлицах 9 некоторое небольшое поступательное перемещение по стрелке В. Допустим теперь, что грузовый вагон находится в движении и на колёсные пары тележки действуют динамические составляющие усилий, возникающие от неровности пути. В этом случае в какой-то момент времени надрессорная балка 16 переместится на большую, чем перемещение Δ , величину (рис. 1). При этом рычаги 13 получат ещё большее перемещение по стрелкам А, а упругие стержни 12, получив дополнительный угловой поворот, также за счёт наличия резьбы 11 переместят по стрелке В свои втулки 10. Рабочая длина упругих стержней 12 уменьшится, тёт их крутильная жёсткость, величина которой, как известно, определяется по формуле

$$K_{\varphi} = \frac{GJ_p}{ld^2},$$

Поэтому рост крутильной жёсткости упругих стержней будет способствовать демпфированию динамических нагрузок, что позволит повысить плавность хода грузового вагона. После исчезновения указанной нагрузки упругие стержни 12 за счёт упругих свойств возвратятся в исходное положение, а рычаги 13 вновь займут положение, показанное на рис. 1. Далее описанные процессы могут повторяться неоднократно.

Расчёт основных параметров торсионного рессорного подвешивания

Понятно, что предложенная конструкция рессорного подвешивания требует тщательного изучения и расчёта основных конструктивных параметров. Поэтому рассмотрим возможность её использования применительно к универсальному крытому вагону Алтайского вагоностроительного завода модели 11-217 объёмом 120 м^3 , торый имеет следующие характеристики: грузоподъёмность $P = 68 \text{ т}$, тара $T = 24 \text{ т}$, длина по осям сцепления автосцепок $2La = 14,73 \text{ м}$, длина рам по концевым балкам

$2Lp = 13,87 \text{ м}$, технический коэффициент тары $K_T = 0,35$, нагрузка колёсной пары на рельс $P_0 = 228 \text{ кН}$, конструкционная скорость $V = 120 \text{ км/ч}$.

На рис. 2 показана расчётная схема применительно к одному комплекту торсионного подвешивания, расположенному, например, с правой стороны тележки грузового вагона, торсионны 1 которого длиной l контактируют своими рычагами 2, имеющими длину l_1 , с надрессорной балкой 3.

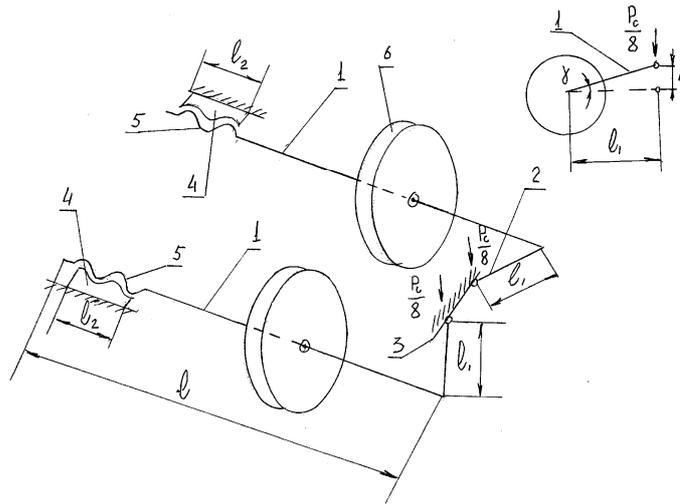


Рис. 2

Стержни торсионов 1 расположены в пустотелых осях колёсных пар 6. К рычагам 2 приложены нагрузки, возникающие от действия собственной массы вагона, $P_c = (P+T)$, при этом на каждую надрессорную балку приходится нагрузка $P_c/2$. Следовательно, на каждый рычаг 2 действует внешняя нагрузка $P_c/8$. На каждой из тележек вагона установлено по четыре торсиона 1 с правой и левой их сторон под надрессорной балкой. Каждый из торсионов 1 имеет диаметр d_T и получает при действии указанных нагрузок угловой поворот γ при линейном перемещении Δ рычагов 2 (при воздействии на них нагрузок $P_c/8$). Торсионы имеют жёсткость J , определяемую по зависимости

$$J = \frac{GI_\rho}{ld^2},$$

где P – грузоподъёмность вагона (68 т); T – тара вагона (24 т); G – модуль упругости второго рода (для материала торсиона равен $8 \cdot 10^4$ МПа); I_ρ – полярный момент инерции торсиона, $I_\rho = 0,1d^4 \text{ см}^4$.

Для перемещения шлицевых втулок 4 по стержням торсионов 1 служит длинноходовая резьба 5, выполненная на последних.

Приведём численный пример расчёта ряда параметров, характеризующих данную торсионную рессору. Из приведенных данных видно, что на каждую из опор рессорного комплекта действует сила

$$\frac{P_c}{8} = \frac{P+T}{8} = \frac{68+24}{8} = 11,5 \text{ т.}$$

Согласно данным работы [1], коэффициент динамики грузового 4-осного вагона грузоподъёмностью 68 т составляет $K_D = 0,46$. Следовательно, динамическая нагрузка на каждый из торсионов расчетной схемы составит $P_D = (11,5 \cdot 0,46) + 11,5 = 16,75$ т. Тогда крутящий момент, создаваемый такой нагрузкой на каждый из двух торсионов, составляет $M_{кр} = P_D l_1 = 16,79 \cdot 0,3 = 5$ т·м, где $l_1 = 300$ мм – длина рычага 2 торсиона, принятая конструктивно исходя из габаритных размеров окна стальной боковины тележки вагона, равного по длине 686 мм.

Теперь вычислим диаметр d_T стержня торсиона:

$$d_T = \sqrt[3]{\frac{16M_{кр}}{\pi[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 50 \cdot 10^6}{3,14 \cdot 931}} = 65 \text{ мм},$$

где $[\tau] = 0,5\sigma_E = 0,5 \cdot 1862 = 931$ МПа; $\sigma_E = 1862$ МПа – предел прочности для стали марки 65С2ВА (ГОСТ14959-79), из которой рекомендуется изготавливать стержни торсионов [1; 2].

Исходя из геометрических характеристик тележки ЦНИИ-ХЗ грузового вагона, установим конструктивно длину стержня торсиона $l = 400$ мм и тогда определим угол закручивания стержня торсиона γ_C от действия статической нагрузки [1; 2]:

$$\gamma_c = \frac{2l[\tau]}{Gd_T} = \frac{2 \cdot 40 \cdot 9310}{8 \cdot 10^5 \cdot 6,5} = 0,143 \text{ рад} = 8,16^\circ.$$

Следовательно, статический прогиб в этом случае составит

$$\Delta_c = \gamma_c l_1 = 0,143 \cdot 300 = 42,9 \text{ мм} = 43 \text{ мм}.$$

Вычислим теперь жёсткость торсиона при статическом нагружении:

$$Ж = \frac{GI_9}{ld_T^2} = \frac{8 \cdot 10^5 \cdot 0,1 \cdot 6,5^4}{40,0 \cdot 6,5^2} = 84 \cdot 10^3 \text{ кг/см}.$$

Допустим, что угол α равен 20° . Понятно, что прогиб торсиона Δ_d под действием динамического воздействия на тор-

сион с $\Delta_c = 43$ мм, например, увеличится на 5 мм. Тогда линейное перемещение траверсы 5 по стрелке В окажется равным

$$\Delta_1 = \frac{5,0}{\text{tg}\alpha} = \frac{5,0}{\text{tg}20^\circ} = \frac{5,0}{0,3640} = 13,7 \text{ мм}.$$

Следовательно, длина рабочей части торсиона уменьшится с $l = 400$ мм до $l_1 = 400 - 13,7 = 386,3$ мм.

В этом случае жёсткость торсиона изменится и окажется равной

$$Ж_1 = \frac{GI_9}{l_1 d_T^2} = \frac{8 \cdot 10^5 \cdot 0,1 \cdot 6,5^4}{38,6 \cdot 6,5^2} = 87,5 \cdot 10^3 \text{ кг/см}.$$

Теперь предположим, что величина Δ_c получила ещё большее приращение, например на величину, равную 50 мм. Тогда

$$\delta_2 = \frac{50}{\text{tg}\alpha} = \frac{50}{\text{tg}20^\circ} = \frac{50}{0,3640} = 137,3 \text{ мм}.$$

Следовательно, длина рабочей части торсиона ещё более уменьшится и составит $l_2 = 400 - 137,3 = 262,7$ мм. Тогда также

понятно, что жёсткость торсиона возрастет и составит

$$Ж_2 = \frac{GI_9}{l_2 d_T^2} = \frac{8 \cdot 10^5 \cdot 0,1 \cdot 6,5^4}{26,3 \cdot 6,5^2} = 128,5 \cdot 10^3 \text{ кг/см}.$$

Видно, что по сравнению с предыдущей жёсткостью $Ж_1$ жёсткость $Ж_2$ возросла в 1,46 раза, а следовательно, демпфирующая способность торсиона также

увеличилась. Определим теперь для последнего случая угол закручивания γ_2 торсиона:

$$\gamma_2 = \frac{2l_2[\tau]}{Gd_T} = \frac{2 \cdot 26,3 \cdot 9310}{8 \cdot 10^5 \cdot 6,5} = 0,05 \text{ рад} = 5,36^\circ.$$

Для такого режима работы, когда l уменьшается с 400 до 263 мм, суммарный угол закручивания торсиона составит

$$\gamma_\Sigma = \gamma_c + \gamma_2 = 8,16^\circ + 5,36^\circ = 13,52^\circ,$$

а суммарный прогиб будет равен

$$\Delta_\Sigma = \Delta_c + \gamma_2 l_2 = 43 + 0,09 \cdot 263 = 66,67 \text{ мм}.$$

Известно, что у грузовых вагонов статический прогиб рессор не превышает 0,05 м, что ограничено условием сцепления гружёных вагонов с порожними [2]. В рассмотренном же нами примере статический прогиб торсиона составил $\Delta_c = 43$ мм, что близко к нормированному значению.

Для некоторого увеличения Δ_c торсионной рессоры можно, например, снизить диаметр её рабочего стержня до значения 60 мм.

Теперь произведём расчёт касательных напряжений, возникающих в стержне торсиона при суммарном γ_Σ :

$$\tau = \frac{\gamma_\Sigma Gd_T}{2l} = \frac{0,233 \cdot 8 \cdot 10^5 \cdot 6,5}{2 \cdot 40} = 1514 \text{ МПа}.$$

Видно, что величина τ больше ранее установленного допускаемого значения $[\tau] = 931 \text{ МПа}$. Понятно, что на значение τ

$$\tau = \frac{\gamma_{\Sigma} G d_T}{2l} = \frac{0,233 \cdot 8 \cdot 10^5 \cdot 6,5}{2 \cdot 70} = 865 \text{ МПа} \leq [\tau] = 931 \text{ МПа}.$$

Следовательно, в этом случае условие прочности выполнено. Для данного примера можно окончательно установить геометрические характеристики торсиона для каждого элемента, входящего в рессорное подвешивание тележек: диаметр стержня торсиона $d_T = 65 \text{ мм}$, длина рычага

$$\gamma'_c = \frac{2l[\tau]}{G d_T} = \frac{2 \cdot 70 \cdot 8650}{8 \cdot 10^5 \cdot 6,5} = 0,23 \text{ рад} = 13,3^\circ,$$

$$\Delta'_c = \gamma'_c l_1 = 0,23 \cdot 300 = 69 \text{ мм}.$$

Видно, что статический прогиб при $l = 700 \text{ мм}$ больше, чем его нормированная величина для грузовых вагонов, равная 50 мм . Это говорит о том, что плавность хода грузового вагона будет выше в сравнении

существенное влияние оказывает длина торсиона l . Выберем её равной 700 мм и выполним проверку на прочность:

торсиона $l_1 = 300 \text{ мм}$, длина рабочей части стержня торсиона $l = 700 \text{ мм}$.

При таких геометрических размерах определим статический угол закручивания стержня торсиона и его статический прогиб:

с плавностью его хода при длине рабочей части торсиона, равной 400 мм , несмотря на то что величина прогиба стала выше на 19 мм .

Заключение

Результаты исследования рекомендуются отечественным и зарубежным научным и производственным структурам, проектирующим, изготавливающим и мо-

дернизирующим различные по назначению грузовые вагоны, для возможного внедрения разработки в практику.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Вершинский, С.В. Динамика вагона / С.В.Вершинский [и др.]. - М.: Транспорт, 1972. - 304 с.
2. Шадур, Л.А. Вагоны / Л.А.Шадур, И.И.Челноков. - М.: Транспорт, 1965. - 365 с.

3. Логинов, А.И. Вагоны-самосвалы / А.И.Логинов, Н.Е.Афанаскин. - М.: Машиностроение, 1975. - 192 с.

1. Vershinsky, S.V. *Car Dynamics* / S.V. Vershinsky [et al.]. - М.: Transport, 1972. – pp. 304.
2. Shadur, L.A. *Cars* / L.A. Shadur, I.I. Chelnokov. - М.: Transport, 1965. – pp. 365.

3. Loginov, A.I. *Dump -Cars* / A.I. Loginov, N.E. Afanaskin. - М.: Mechanical Engineering, 1975. – pp. 192.

Статья поступила в редколлегию 23.06.2016.

*Рецензент: к.т.н., доцент
Елецких С.В.*

Сведения об авторах:

Сливинский Евгений Васильевич, д.т.н., профессор кафедры «Механика и технологические процессы» Елецкого государственного университета им. И.А.Бунина, e-mail: evgeni_sl@mailo.ru.

Радин Сергей Юрьевич, к.т.н., доцент кафедры «Механика и технологические процессы» Елецкого государственного университета им. И.А.Бунина, e-mail: radin81@mail.ru.

Slivinsky Evgeny Vasilievich, D. Eng., Prof. of the Dep. of Mechanics and Technological Processes, Bunin State University of Yelets, Phone: 8 920 246 86 81, e-mail: evgeni_sl@mailo.ru.

Radin Sergey Yurievich, Can. Eng., Assistant Prof. of the Dep. of Mechanics and Technological Processes, Bunin State University of Yelets, Phone: 8 910 251 36 55, e-mail: radin81@mail.ru.