

А.Н. Коцупей, А.А. Титов, В.Ф. Ганкевич

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПЕРИОДИЧЕСКОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ КОЛЕСА ВАГОНЕТКИ СО СТЫКАМИ ПРОТЯЖЕННОГО РЕЛЬСОВОГО ПУТИ

Отримано вирази для енергії та амплітуди вертикальних коливань вагонетки за черговим рейковим стыком на протяжному рейковому шляху. Представлена конструкція комбінованого пружного амортизатора, що забезпечує плавне проходження стыків порожньою і завантаженою вагонеткою.

Получены выражения для энергии и амплитуды вертикальных колебаний вагонетки за очередным стыком рельсов на протяженном прямолинейном рельсовом пути. Представлена конструкция комбинированного пружинного амортизатора, обеспечивающая плавное прохождение стыков порожней и груженой вагонеткой.

The expressions for the energy and the amplitude of rail-car vertical oscillations after the next rail joint on the long railway are obtained. The design of combined spring shock-absorber is presented, which provides the smooth movement of the empty and the loaded rail-car through the joint.

Введение. Рудничный железнодорожный транспорт работает в тяжелых условиях динамических нагрузок, наличия абразивной пыли и повышенной влажности, вызывающих интенсивный износ и разрушение его деталей и узлов. Одной из наиболее существенных составляющих подвижного состава является его ходовая часть, конкретно – колесные пары и их подвеска. При этом подвеска выполняет важную функцию смягчения случайных импульсных воздействий, вызванных в основном несовершенствами рельсового пути, такими как расхождение или сближение рельсов, перепады по высоте между головками рельсов в продольном и поперечном направлениях, величины которых могут достигать десятков миллиметров [1, 2].

Прогнозирование определенной реакции системы подвески на воздействия предполагает знание характера и количественных величин таких воздействий, а также реакции системы на них.

Цель работы. Аналитически описать вертикальные колебания вагонетки на упруго-вязких амортизаторах на весьма протяженном прямолинейном рельсовом пути с несовершенными стыками, рекомендовать конструкцию амортизатора, обеспечивающего плавное движение состава на указанном пути.

Предпосылки исследований. Основным несовершенством рельсового пути, рассматриваемым в данной статье, является величина перепадов по высоте в стыках между рельсами, которая в условиях горного производства достигает 10...30 мм [2], а иногда доходит и до 50 мм. Колесо при наезде на стык может подбрасывать как вверх, так и вниз на указанную величину, причем реальное сочетание перепадов является случайной величиной, закон распределения которой зависит от качества укладки рельсов, а также особенностей и срока их эксплуатации. Этот закон распределения предстоит специально определять, если в этом возникнет необходимость.

Применяемые сегодня амортизаторы колес можно крупнее разделить на пружинные и резинометал-

лические, последние обычно имеют повышенную жесткость и существенно больший коэффициент поглощения, но подвержены влиянию как неблагоприятных условий окружающей среды, так и процессов естественного старения резинового массива. Потому выбор конкретного типа амортизатора и его параметров должен проводиться только на основе анализа будущих условий работы.

Коэффициент динамического усиления, рекомендованный для расчета колесных пар лабораторией института Гипрорудмаш, оценивался в 2,0 единицы для случая использования пружинных амортизаторов. Аналитические расчеты в работах [3, 4] дали значения максимального коэффициента динамического усиления в более широком диапазоне – от 0,5 до 3,5 единиц – в зависимости от типа применяемого амортизатора и массы вагонетки.

Учет податливости стыка может быть реализован через введение обобщенного коэффициента поглощения. Максимальные перемещения центра масс подрессоренной части вагонетки имеют величины соизмеримые со значениями превышения одного рельса над другим (до 30...50 мм), зависят от величины статической осадки амортизатора и слабо зависят от коэффициента поглощения, в соответствии с расчетами [4]. На чрезмерно высоком стыке наблюдается отрыв колес от рельса, что негативным образом сказывается на сроке службы колес и безопасности движения состава.

Реальный рельсовый путь имеет не только стыки с повышением уровня следующего рельса над предыдущим, но и с его понижением. Учет движения через достаточно большое количество таких участков будет иметь отличия от картины наезда на одиночный стык с повышением уровня, соответствующий анализ приведен в данной работе.

Аналитическая часть. Оценку уровня гашения вибраций вагонетки на своей упругой подвеске будем проводить по амплитуде и энергии колебаний ее

центра масс после прохождения достаточно большого количества стыков.

Для начала следует определиться с разницей в прохождении стыков, соответственно, с повышением уровня (рис. 1, а) или с понижением (рис. 1, б).

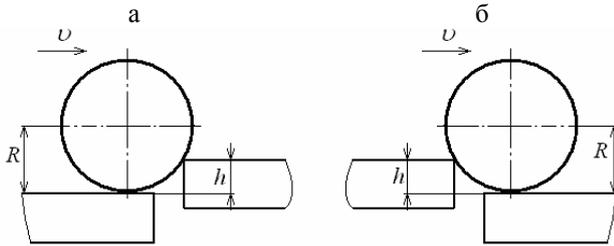


Рис. 1. Стыки рельсового пути

Оценим энергию, которая добавляется на стыке в колебательную систему колесо-амортизатор-вагонетка за счет локомотива, скорость движения состава при этом будем считать постоянной.

Нетрудно показать, что прирост колебательной энергии будет происходить на любом стыке, при допущении о малом времени прохождения стыка его приближенно можно определить по следующим формулам:

– для стыка с повышением уровня:

$$\Delta E = \frac{C \cdot h^2}{2}, \tag{1}$$

где C – приведенный коэффициент жесткости амортизатора; h – высота стыка (см. рис. 1);

– для стыка с понижением уровня:

$$\Delta E = \begin{cases} \frac{C \cdot h^2}{2}, & h \leq \delta_{cm} \\ \frac{C \cdot \delta_{cm}^2}{2} + M \cdot g \cdot (h - \delta_{cm}), & h > \delta_{cm}, \end{cases} \tag{2}$$

где M – приведенная масса вагонетки; δ_{cm} – статическая осадка амортизатора.

Рассмотренный случай $h > \delta_{cm}$ для понижающего стыка предполагает отрыв колеса от рельса за стыком и участок свободного падения вагонетки, что, согласно последнему выражению, приведет к уменьшению добавленной энергии по сравнению с повышающим стыком такой же высоты. При безотрывном же прохождении стыков добавленная колебательная энергия будет определяться только высотой стыка, не зависимо от того, это понижающий или повышающий стык. Безотрывное движение колеса по рельсу является тем идеалом, к которому необходимо стремиться при проектировании подвески.

Рассмотрим случай понижающего стыка (рис. 2). Опорный амортизатор вагонетки будет работать в условиях кинематического возбуждения. Колесо вагонетки 1 радиусом R катится по рельсу 2 и на стыке

с рельсом 3 наезжает на угловую точку O , высота стыка равняется h . При этом ось колеса перемещается по дуге из точки A в точку B . Для определения параметров кинематического возбуждения колебаний системы колесо-вагонетка нас будут интересовать прежде всего изменение с течением времени координат произвольной точки N , обозначенные как x и $r(t)$. Допущения следующие: колесо и рельсы являются абсолютно жесткими (податливость рельсов будет входить составной частью в коэффициент жесткости амортизатора); горизонтальная скорость колеса v является постоянной как при движении по рельсам, так и при прохождении стыка по дуге AB ; проскальзывание колеса по рельсу отсутствует; амортизатор имеет близкие к линейным характеристики сопротивления.

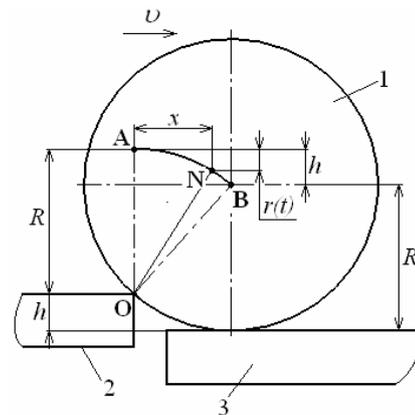


Рис. 2. Кинематическая схема для понижающего стыка

Полученное аналогично методике [3] выражение для параметров кинематического возбуждения $r(t)$ представляет собой траекторию безотрывного движения оси колеса:

$$r(t) = \begin{cases} \sqrt{R^2 - (v \cdot t)^2} - R, & t \leq t_0; \\ -h, & t > t_0 \end{cases}$$

где t – текущее время с момента наезда на стык; t_0 – полное время нахождения колеса на стыке, определяемое по формуле [3]:

$$t_0 = \frac{\sqrt{h \cdot (2R - h)}}{v}.$$

Для повышающего стыка (кинематическая схема приведена в [3]):

$$r(t) = \begin{cases} \sqrt{R^2 - (v \cdot t - \sqrt{h \cdot (2R - h)})^2} - R + h, & t \leq t_0; \\ h, & t > t_0 \end{cases}$$

Параметры вертикальных колебаний будем определять в соответствии с динамической расчетной схемой, изображенной на рис. 3 [4].

Соответствующее уравнение движения для случая с возможным отрывом колеса имеют вид:

$$M \cdot \ddot{y} + \mu \cdot \left[\dot{y} - \frac{d}{dt} r(t) \right] + C \cdot [y - r(t)] = 0,$$

где C и μ – приведенные коэффициенты амортизатора, соответственно, жесткости и вязких сопротивлений, или

$$M \cdot \ddot{y} = \begin{cases} C \cdot [r(t) - y] - \mu \cdot \left[\dot{y} - \frac{d}{dt} r(t) \right], & y \leq r(t) + \delta_{cm} \\ -M \cdot g, & y > r(t) + \delta_{cm} \end{cases} \quad (3)$$

Решение уравнения (3) даст такой результат, что за стыком будут происходить затухающие колебания, амплитуда которых составит:

$$a(t) = a_0 \cdot e^{-\varepsilon t},$$

где ε – коэффициент демпфирования системы; a_0 – амплитуда колебаний в начальный момент времени на прямолинейной участке движения (сразу же за стыком).

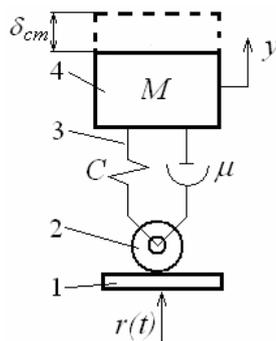


Рис. 3. Динамическая расчетная схема: 1 – рельсовый путь; 2 – колесо; 3 – амортизатор; 4 – приведенная масса корпуса вагонетки

При упомянутом выше допущении о малом времени прохождения стыка можно предположить, что $a_0 = h$ (полагаем также, что стык проходит безотрывно, поэтому амплитуда колебаний после понижающего или повышающего стыков будет равной).

Тогда амплитуда затухающих колебаний перед следующим стыком составит:

$$a_K = h \cdot e^{-\varepsilon \cdot L \cdot v^{-1}},$$

где L – длина рельса.

Введем обозначение для коэффициента уменьшения амплитуды:

$$K = \frac{a_K}{h}.$$

Учитывая, что полная энергия колебательного движения имеет, как известно, квадратичную зави-

симость от амплитуды колебаний, можно получить следующее рекуррентное соотношение:

$$E_{2,i+1} = E_{1,i+1} \cdot K^2 = (E_{2,i} + \Delta E_{i+1}) \cdot K^2 = (E_{1,i} \cdot K^2 + \Delta E_{i+1}) \cdot K^2 = \dots,$$

где $E_{1,i}$ – полная колебательная энергия системы сразу после преодоления стыка с номером i ; $E_{2,i}$ – полная колебательная энергия системы после преодоления стыка с номером i непосредственно перед стыком с номером $(i+1)$; $E_{1,i+1}$ – полная колебательная энергия системы сразу после преодоления стыка с номером $(i+1)$; $E_{2,i+1}$ – полная колебательная энергия системы после преодоления стыка с номером $(i+1)$ непосредственно перед стыком с номером $(i+2)$.

Предположим, что все стыки имеют одинаковую усредненную высоту h и проходятся безотрывно, тогда, независимо от типа стыка, амплитуда колебаний после стыка с произвольным номером n будет выражаться формулой:

$$E_n = \Delta E \cdot (1 + K^2 + K^4 + K^6 + \dots + K^{2n}). \quad (4)$$

Это выражение (4) представляет собой геометрическую прогрессию, и при достаточно большом количестве ее членов сумму прогрессии (текущую энергию колебаний) приближенно вычислим так:

$$E_n = \frac{\Delta E}{1 - K^2}.$$

Амплитуда колебаний сразу после текущего стыка на достаточно длинном прямолинейном участке рельсового пути будет иметь такое усредненное значение:

$$a_n = \sqrt{\frac{2 \cdot E_n}{C}} = \frac{h}{\sqrt{1 - K^2}}.$$

Анализ данного выражения показывает, что с понижением коэффициента поглощения амортизатора, аналогичного увеличению величины коэффициента K , будет происходить возрастание амплитуды колебаний вагонетки, и для недемпфированного амортизатора ($K = 1$) амплитуда устремится в бесконечность. Оценочные расчеты дают значения $K = 0,7$ и соответствующее им значение амплитуды установленных колебаний на уровне $(1,4 \cdot h)$ для пружинных амортизаторов, и соответственно, $K = 0,027$ и амплитуду практически равную h для резинометаллических.

Сильно демпфированные амортизаторы обычно выполняются на основе резиновых элементов и, отличаясь компактностью, имеют существенные ограничения допустимых величин относительной деформации, а также обладают повышенной жесткостью. Однако увеличение жесткости приводит, согласно (1)–(2), к возрастанию величин энергии колебатель-

ного движения и существенному росту динамических нагрузок на колесо, элементы подвески и кузов вагонетки.

В свою очередь пружинные амортизаторы отличаются стабильностью рабочих характеристик на протяжении длительного времени эксплуатации, слабой подверженностью неблагоприятным внешним факторам, а также пониженной жесткостью, эффективно снижающей динамические нагрузки на элементы конструкции. Однако, как показали приведенные выше расчеты, такие амортизаторы необходимо проверять на максимальную амплитуду колебаний в установившемся режиме, если они не имеют дополнительных виброгасящих элементов с высоким демпфированием.

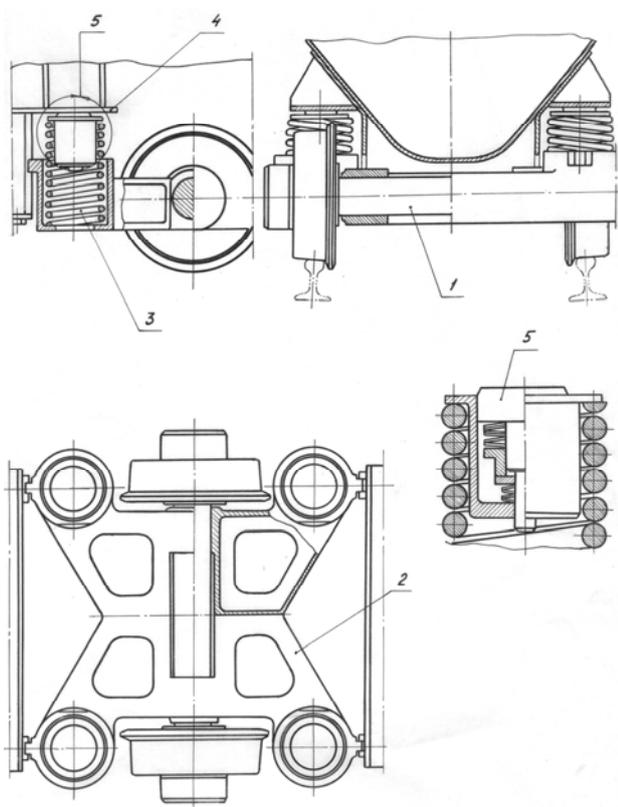


Рис. 4. Схема поддрессирования вагонетки комбинированным амортизатором: 1 – колесная пара; 2 – балансир; 3 – пружина; 4 – опорная часть кузова; 5 – элемент повышенной жесткости

С нашим участием была разработана конструкция комбинированного амортизатора (см. рис. 4), где при повышенной осадке в работу включаются дополнительные упругие элементы [5]. Соотношение жесткостей близко к соотношению масс груженой и пустой вагонетки, что позволяет безотрывно проходить весьма высокие стыки, реально встречающиеся на практике, как на рабочем, так и на холостом отрезке пути. Данный амортизатор [6] обеспечивает небольшое изменение статической осадки в разных режимах эксплуатации, а также более равномерное распределение нагрузки между колесами. Конструкция

поддрессирования включает колесную пару, балансир, опорную часть кузова и комплект из цилиндрической и тарельчатых пружин повышенной жесткости. Балансир заключен в направляющие кузова вагонетки и вертикальные пазы, воспринимающие боковые или поперечные нагрузки кузова. Амортизатор рассчитан на величину неплоскостности опорной поверхности четырех колес и профиля рельсов, равной 50 мм, и максимальную нагрузку на колесную пару 64000 Н.

Выводы

1. Разработана математическая модель вертикальных колебаний вагонеток на упруго-вязких амортизаторах с возможностью подбрасывания на понижающих и повышающих стыках рельсового пути.
2. Получены выражения для амплитуды и энергии установившегося колебательного движения системы «вагонетка-амортизатор-колесо-рельс» на достаточно протяженном прямолинейном отрезке пути.
3. Установлено, что амплитуда установившихся колебаний сразу после прохождения текущего стыка для случая сильно демпфированных резинометаллических амортизаторов практически равна усредненной высоте стыка, тогда как в случае пружинных амортизаторов она приблизительно на 40% выше, при прочих равных условиях.
4. Представлена конструкция комбинированного амортизатора, имеющая переменную жесткость упругого элемента в зависимости от статической осадки и обеспечивающая прохождение стыков до 50 мм.

Список литературы

1. Труш И.Е. Исследование износа колес рудных вагонеток в условиях Криворожского бассейна: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Днепропетровск: ДГИ, 1970. – 30 с.
2. Рекомендации по повышению производительности и снижению затрат на внутришахтном транспорте / А.М. Балута, В.Ф. Калинин, В.Н. Пшеничный, О.Ф. Листров и др. – Кривой Рог: НИГРИ, 1970. – 17 с.
3. Титов А.А., Ганкевич В.Ф., Коцупей А.Н. Анализ вариантов взаимодействия системы колесо – вагонетка при наезде на стык рельсов // Науковий вісник НГУ. – 2009. – № 3. – С. 68-71.
4. Титов А.А., Ганкевич В.Ф., Коцупей А.Н. Аналитическое исследование вертикальных колебаний вагонетки на стыке рельсов // Науковий вісник НГУ. – 2009. – № 9. – С. 69-71.
5. Ганкевич В.Ф. Рекомендации по повышению долговечности ходовой части шахтных вагонеток. – ДГИ. – 1988. – 11 с.
6. Ганкевич В.Ф. Пути повышения долговечности колес шахтных вагонеток // Металлургическая и горнорудная промышленность. – 1989. – № 1. – С. 44-46.

Рекомендовано до публікації д.т.н. В.Н. Шириним 16.11.09