

Д. А. СЕРГЕЕВ, А. Д. СЕРГЕЕВ, П. Л. ГАВРИЛОВ (Рижский технический университет, Латвия)

## КОЛЕБАНИЯ ВАГОНОВ НА ТОРМОЗНОЙ ПОЗИЦИИ СОРТИРОВОЧНОЙ ГОРКИ

Задачею роботи є дослідження коливань вагонів при їх гальмуванні уповільнювачем з метою виявлення ймовірних причин сходів. В роботі отримано відповідні диференціальні рівняння. При розв'язанні диференціальних рівнянь варіювалися наступні параметри: довжина відцепу, швидкість входу відцепу на уповільнювач, тривалість гальмування, а також типи та моделі вантажних вагонів та їх завантаженість. Результати досліджень дозволяють прослідити, які параметри вантажних вагонів та яким чином впливають на особливості їх коливань.

Задачей работы является изучение колебаний вагонов при их торможении замедлителем с целью выявления возможных причин сходив. В работе получены соответствующие дифференциальные уравнения. При решении дифференциальных уравнений варьировались следующие параметры: длина отцепа, скорость вхождения отцепа на замедлитель, время торможения, а также типы и модели грузовых вагонов и их загруженность. Результаты исследований позволяют проследить, какие параметры грузовых вагонов и каким образом влияют на особенности их колебаний.

The work contains a theoretical study of freight car vibrations while a group of the freight cars are under braking by retarder. The purpose is to discover possible causes of derailment. The corresponding analytical description is presented. The solution of the differential equations for the groups of carriages confirms an assumption, according to which a contact between the carriage wheel of and the rail can be lost due to the oscillations induced by braking. The results allow to present recommendation for choosing the safe regime of braking in order to avoid the derailment.

Как показывает статистика, на Латвийской железной дороге при производстве маневровых работ на станциях имело место 66 % от общего количества зарегистрированных за последние 10 лет сходив, при роспуске вагонов с горки – 24 %, при ремонтах пути – 6 %, на перегонах между станциями – 4 % [1].

Сходы вагонов на сортировочных станциях при роспуске вагонов с горки приводят к задержкам по своевременному формированию и отправлению поездов, а также к расходам, связанным с повреждениями грузов, с ремонтом подвижного состава и пути. Общепринятой точки зрения на причины возникновения подобного рода аварий на сегодняшний день в специальной литературе нет.

Опыт эксплуатации сортировочных горок дает достаточно веские основания предположить, что к возрастанию вероятности схода колесной пары с рельсов приводит обезгруживание рессорных комплектов грузовых вагонов, возникающее в результате их колебаний, индуцированных, например, торможением группы вагонов в процессе формирования состава. Действительно, у находящихся в состоянии равновесия вагонов все их амортизаторы оказываются поджатыми в результате действия

сил тяжести. Предположив, что поджатие амортизаторов обоих тележек одинаково, рассмотрим, как зависит нагруженность рессорных комплектов от угла поворота вокруг орта  $n$  первого из изображенных на рис. 2 вагонов

$$F_{B_1}^{el} = F_{B_1}^{el, st, initial} - c_v(l_{A_0O_1} + l_{E_1B_1}) \sin \varphi_1;$$

$$F_{D_1}^{el} = F_{D_1}^{el, st, initial} - c_v(l_{A_0O_1} - l_{E_1B_1}) \sin \varphi_1;$$

$$F_{B_2}^{el} = F_{B_2}^{el, st, initial} - c_v(l_{A_2O_2} - l_{E_2B_2}) \sin \varphi_1;$$

$$F_{D_2}^{el} = F_{D_2}^{el, st, initial} - c_v(l_{A_2O_2} + l_{E_2B_2}) \sin \varphi_1.$$

Нетрудно заметить, что при некоторых сочетаниях параметров подвески вагонов с нарастанием угла  $\varphi_1$  упругие силы, характеризующие состояние рессорных комплектов, могут поменять знак. Это значит, что рессоры из поджатого состояния, обусловленного их реакцией на действие сил тяжести, могут перейти в растянутое состояние. При этом достаточно очевидно, что неудерживающая связь между колесом и рельсом существенно ослабляется.

В работе исследуется колебательная динамика цепочки, состоящей из четырех подрессорных инерционных твердых тел. Первое и последнее тела цепочки моделируют свойства головной и хвостовой части железнодорожного

состава. Расположенные между ними элементы входят в состав так называемого аварийного звена [2], динамические особенности поведения которого и представляют главную цель исследования.

Рассматриваемое движение всех инерционных элементов цепочки, моделирующей железнодорожный состав, предполагается происходящим в плоскости единичных векторов  $\tau$  и  $k$  (рис. 1 и рис. 2).

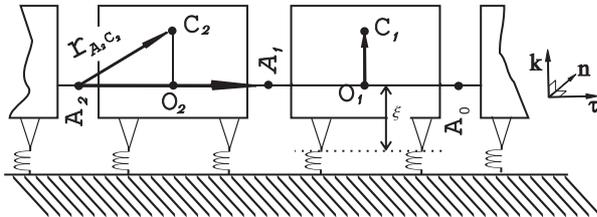


Рис. 1. Отсчетная конфигурация отцепы до начала торможения

Для упрощения считается, что первый и последний инерционные элементы цепочки лишены возможности любых вертикальных перемещений (рис. 2) [2]. Для этого достаточно считать, что они подрессорены бесконечно жесткими амортизаторами.

Предполагается, что поведение такой модели железнодорожного состава в состоянии указать на наиболее вероятные и достаточно устойчиво воспроизводящиеся в реальности причины схода колесной пары с рельсов одного из вагонов поезда.

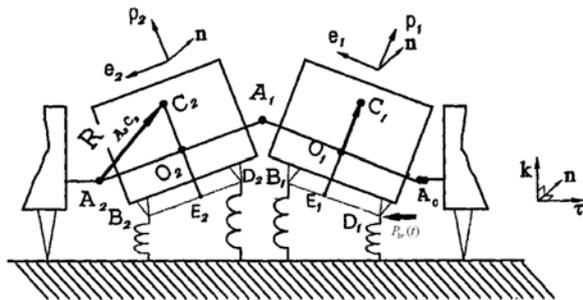


Рис. 2. Конфигурация тормозимого отцепы

Для вывода дифференциальных уравнений движения применим уравнения Лагранжа II-го рода.

Используемая «плоская» расчетная схема (рис. 2) отвечает механической системе с двумя степенями свободы. Этими степенями свободы являются  $q_1 = u_0$  - «продольная» координата головного вагона, и координата  $q_2 = \varphi_1$ , характеризующая угол поворота первого из вагонов аварийного звена вокруг орта  $n$  (рис. 2). При построении уравнений движения в соответ-

ствии с данной расчетной схемой, рессоры будем считать безынерционными элементами.

Выражение кинетической энергии системы четырех твердых тел как квадратичной формы ее трансляционных и угловых скоростей имеет вид:

$$K_{\Sigma} = \frac{m_f}{2} \mathbf{v}_f^2 + \frac{m_1}{2} \mathbf{v}_{C_1}^2 + \frac{1}{2} \boldsymbol{\omega}_1 \cdot \mathbf{J}_1^{C_1} \cdot \boldsymbol{\omega}_1 + \frac{m_2}{2} \mathbf{v}_{C_2}^2 + \frac{1}{2} \boldsymbol{\omega}_2 \cdot \mathbf{J}_2^{C_2} \cdot \boldsymbol{\omega}_2 + \frac{m_r}{2} \mathbf{v}_r^2.$$

Здесь:  $m_f$  - масса головной части отцепы;

$\mathbf{v}_f$  - скорость движения вдоль пути головной части отцепы;

$m_r$  - масса хвостовой части отцепы;

$\mathbf{v}_r$  - скорость хвостовой части отцепы;

Головная и хвостовая часть движутся поступательно.

$m_1$  - масса первого вагона аварийного звена;

$\boldsymbol{\omega}_1$  - угловая скорость первого вагона аварийного звена;

$\mathbf{v}_{C_1}$  - скорость центра масс первого вагона аварийного звена;

$m_2$  - масса второго вагона аварийного звена;

$\mathbf{v}_{C_2}$  - скорость центра масс второго вагона аварийного звена;

$\boldsymbol{\omega}_2$  - угловая скорость второго вагона аварийного звена;

$\mathbf{J}_1^{C_1}$ ,  $\mathbf{J}_2^{C_2}$  - главные центральные тензоры инерции вагонов аварийного звена.

В модели, представленной на рис. 2, выполняется равенство

$$\sin \varphi_1 = -\frac{l_{A_1 A_2}}{l_{A_0 A_1}} \sin \varphi_2; l_{A_1 A_2} / l_{A_0 A_1} = 1.$$

Здесь:  $l_{A_1 A_2}$  - длина по осям сцепления автосцепок второго вагона аварийного звена;  $l_{A_0 A_1}$  - длина по осям сцепления автосцепок первого вагона аварийного звена.

$$\sin \varphi_1 = -\sin \varphi_2 = \sin \varphi; \varphi_2 = -\varphi_1 = -\varphi.$$

Суммарная кинетическая энергия цепочной системы, состоящей из четырех твердых тел  $K_{\Sigma} = K_f + K_1 + K_2 + K_r$ , должна быть записана в виде квадратичной формы ее обобщен-

ных скоростей  $\dot{q}_1 = \dot{u}_0$  и  $\dot{q}_2 = \dot{\varphi}_1$ . Отдельно приведем соответствующие выражения для слагаемых, входящих в данную сумму. Так, кинетическая энергия головной части цепочки из представленных на рис. 2 инерционных элементов, имеет следующий вид:

$$K_f = \frac{m_f}{2} u_0^2.$$

Выражение для кинетической энергии первого вагона аварийного звена принимает вид:

$$K_1 = \frac{m_1}{2} [u_0^2 + 2u_0 \varphi_0 (l_{A_0 O_1} \sin \varphi + z_{O_1 C_1} \cos \varphi) + \varphi^2 (l_{A_0 O_1}^2 + z_{O_1 C_1}^2)] + \frac{J_{ln}^{C_1} \varphi^2}{2}.$$

Кинетическая энергия второго инерционно-го элемента аварийного звена такова

$$K_2 = \frac{m_2}{2} \{u_0^2 + 2u_0 \varphi l_{A_0 A_1} \sin \varphi + \varphi^2 l_{A_0 A_1}^2 - 2\varphi u_0 (-l_{A_1 O_2} \sin \varphi + z_{O_2 C_2} \cos \varphi) - 2\varphi^2 l_{A_0 A_1} (l_{A_1 O_2} \cos 2\varphi + z_{O_2 C_2} \sin 2\varphi)\} + \frac{J_{2n}^{C_2} \varphi^2}{2}.$$

Для хвостового элементов системы имеем:

$$K_r = \frac{m_r}{2} \{[u_0^2 + \varphi^2 (l_{A_0 A_1}^2 + l_{A_1 A_2}^2)] + 2u_0 \varphi (l_{A_0 A_1} + l_{A_1 A_2}) \sin \varphi - 2\varphi^2 l_{A_0 A_1} l_{A_1 A_2} \cos 2\varphi\}.$$

Полученные выражения для кинетической энергии должны быть подставлены в уравнения Лагранжа II-го рода:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial K_{\Sigma}}{\partial \dot{q}_k} - \frac{\partial K_{\Sigma}}{\partial q_k} = Q_k, \quad k = 1, 2.$$

Входящие сюда обобщенные силы  $Q_1 = Q_{u_0}$  и  $Q_2 = Q_{\varphi}$  отвечают выбранным обобщенным

координатам  $q_1 = u_0$  и  $q_2 = \varphi_1 = \varphi$ . Эти величины выражаются через внешние силы. В состав внешних сил рассматриваемой системы входят силы тяжести  $G_1$ ,  $G_2$ , силы  $P_{D_1}^{br}$ ,  $P_{B_1}^{br}$ ,  $P_{D_2}^{br}$ ,  $P_{B_2}^{br}$ , тормозящие соответствующие тележки вагонов, и упругие силы  $F_{D_1}^{el}$ ,  $F_{B_1}^{el}$ ,  $F_{D_2}^{el}$  и  $F_{B_2}^{el}$ , возникающие в рессорных комплектах. Для обоб-

щенных сил данной системы имеем представления обобщенных сил через обобщенные координаты:

$$Q_{u_0} = -P_{D_1}^{br} - P_{B_1}^{br} - P_{D_2}^{br} - P_{B_2}^{br};$$

$$\begin{aligned} Q_{\varphi} = & -G_1 (l_{A_0 O_1} \cos \varphi - z_{O_1 C_1} \sin \varphi) - \\ & - G_2 l_{A_0 A_1} \cos \varphi + G_2 [l_{A_1 O_2} \cos \varphi + z_{O_2 C_2} \sin \varphi] - \\ & - P_{D_1}^{br} ((l_{A_0 O_1} - l_{E_1 D_1}) \sin \varphi - l_{O_1 E_1} \cos \varphi) - \\ & - P_{B_1}^{br} ((l_{A_0 O_1} + l_{E_1 B_1}) \sin \varphi - l_{O_1 E_1} \cos \varphi) - \\ & - P_{D_2}^{br} ((l_{A_0 A_1} + l_{A_1 O_2} - l_{E_2 D_2}) \sin \varphi + l_{O_2 E_2} \cos \varphi) - \\ & - P_{B_2}^{br} ((l_{A_0 A_1} + l_{A_1 O_2} + l_{E_2 B_2}) \sin \varphi + l_{O_2 E_2} \cos \varphi) + \\ & + F_{D_1}^{el} [(l_{A_0 O_1} - l_{E_1 D_1}) \cos \varphi + l_{O_1 E_1} \sin \varphi] + \\ & + F_{B_1}^{el} [(l_{A_0 O_1} + l_{E_1 B_1}) \cos \varphi + l_{O_1 E_1} \sin \varphi] + \\ & + F_{D_2}^{el} [l_{A_0 A_1} \cos \varphi - (l_{A_1 O_2} - l_{E_2 D_2}) \cos \varphi - l_{O_2 E_2} \sin \varphi] + \\ & + F_{B_2}^{el} [l_{A_0 A_1} \cos \varphi - (l_{A_1 O_2} - l_{E_2 B_2}) \cos \varphi - l_{O_2 E_2} \sin \varphi]. \end{aligned}$$

В результате формальных преобразований получим описание динамики аварийного звена отцепы, которое приводится к системе обыкновенных дифференциальных уравнений, записанной в канонической форме:

$$\dot{u}_0 = u_1; \quad \dot{\varphi} = \psi_1;$$

$$\dot{\psi}_1 = -(a_{11} a_{22} - a_{12} a_{21})^{-1} (-a_{21} P_{\Sigma}^{br} - a_{11} g \varphi);$$

$$\dot{u}_1 = (a_{11} a_{22} - a_{12} a_{21})^{-1} (-a_{22} P_{\Sigma}^{br} - a_{12} g \varphi).$$

Здесь использованы обозначения:

$$a_{11} = (m_f + m_1 + m_2 + m_r);$$

$$a_{12} = [m_1 z_{O_1 C_1} - m_2 z_{O_2 C_2}];$$

$$a_{21} = m_1 (l_{A_0 O_1} \varphi + z_{O_1 C_1}) +$$

$$+ m_2 ((l_{A_0 A_1} + l_{A_1 O_2}) \varphi - z_{O_2 C_2}) + m_r (l_{A_0 A_1} + l_{A_1 A_2}) \varphi;$$

$$a_{22} = m_1 (l_{A_0 O_1}^2 + z_{O_1 C_1}^2) + J_{ln}^{C_1} + J_{2n}^{C_2} + m_2 l_{A_0 A_1}^2 -$$

$$- 2m_2 l_{A_0 A_1} l_{A_1 O_2} + m_r (l_{A_0 A_1}^2 + l_{A_1 A_2}^2);$$

$$P_{\Sigma}^{br} = -P_{D_1}^{br} - P_{B_1}^{br} - P_{D_2}^{br} - P_{B_2}^{br};$$

$$g = G_1 z_{O_1 C_1} + G_2 z_{O_2 C_2} + G_1 l_{O_1 E_1} - G_2 l_{O_2 E_2} -$$

$$- c_v (l_{A_0 O_1} - l_{E_1 B_1})^2 - c_v (l_{A_0 O_1} + l_{E_1 B_1})^2 -$$

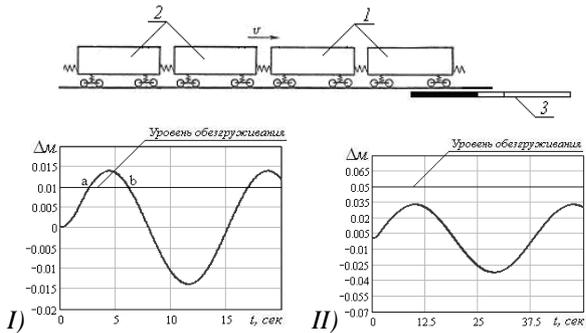
$$- c_v (l_{A_2 O_2} + l_{E_2 B_2}) [l_{A_0 A_1} - l_{A_1 O_2} + l_{E_2 D_2}] -$$

$$- c_v (l_{A_2 O_2} - l_{E_2 B_2}) [l_{A_0 A_1} - l_{A_1 O_2} - l_{E_2 B_2}].$$

Для формулировки начальных условий примем значение обобщенной координаты  $u_0$  равным нулю в начале тормозной позиции. Тогда начальные условия, отвечающие торможению недеформированного отцепа, подходящего к тормозной позиции со скоростью  $v_0$ , имеют вид:

$$u_0(0) = 0; \varphi(0) = 0; \psi_1(0) = 0; u_1(0) = v_0.$$

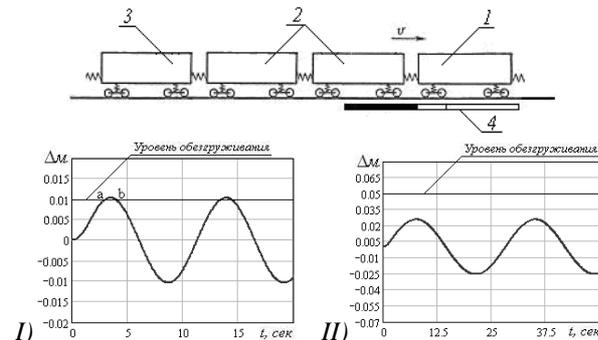
Решение задачи Коши для полученной выше системы двух дифференциальных уравнений нетрудно выполнить средствами пакета MathCAD. При этом достаточно удобно сравнивать между собой особенности поведения систем, у которых варьируются такие параметры, как: длина отцепа, скорость вхождения отцепа на замедлитель, типы и модели грузовых вагонов и их загруженность. Определялись максимальные амплитуды колебаний вагонов аварийного звена для отцепов, состоящих из четырех, шести и десяти вагонов. Рассматривались ситуации, когда скорость вхождения отцепа на замедлитель составляла 15, 20 и 25 км/ч.



Расположение отцепа из 4-х вагонов на тормозной позиции замедлителя:

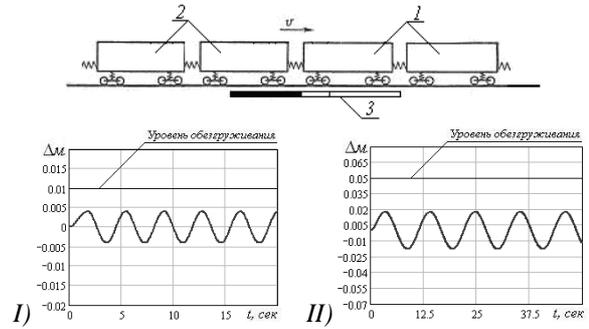
1 – аварийное звено; 2 – хвостовая часть;  
3 – тормозная позиция;

I – амплитуды колебаний порожнего отцепа;  
II – амплитуды колебаний груженого отцепа



Расположение отцепа из 4-х вагонов на тормозной позиции замедлителя:

1 – головная часть; 2 – аварийное звено;  
3 – хвостовая часть; 4 – тормозная позиция;  
I – амплитуды колебаний порожнего отцепа;  
II – амплитуды колебаний груженого отцепа



Расположение отцепа из 4-х вагонов на тормозной позиции замедлителя:

1 – головная часть; 2 – аварийное звено;  
3 – тормозная позиция;

I – амплитуды колебаний порожнего отцепа;  
II – амплитуды колебаний груженого отцепа

## Выводы

1) Результаты теоретического анализа динамики вагонов в составе отцепа, тормозимого на сортировочной горке, подтверждают возможность возникновения кратковременного обезгруживания рессорных комплектов отдельных вагонов.

2) Варьирование параметров грузовых вагонов в широком диапазоне позволяет исследовать, какие параметры грузовых вагонов наиболее существенно влияют на опасные с точки зрения сходов колесных пар с рельсов колебания.

3) На основании теоретического экспресс-моделирования можно предложить и проверить рекомендации для выбора режимов торможения конкретным образом сформированных отцепов, минимизирующих вероятность схода с рельсов подвижного состава.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Сергеев, Д. А. Анализ сходов вагонов на Латвийской железной дороге [Текст] / Д. А. Сергеев, П. Л. Гаврилов // Материалы IV Межд. науч.-практ. конф. (БелГУТ, Гомель, 2007). – С. 7-8.
2. Сергеев, А. Д. Нестационарная динамика группы вагонов, обусловленная торможением поезда перед препятствием [Текст] / А. Д. Сергеев, Д. А. Сергеев // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2003. – № 4. – С. 98-104.

Поступила в редколлегию 02.09.2009.  
Принята к печати 18.09.2009.