

ЛИТЕРАТУРА

1. Рекомендации по прогнозу устойчивости обвально – оползневых склонов //М., ПНИИИС, Стройиздат, 1986, 120 с.
2. Браславский В.Д., Львович Ю.М., Грицюк Л.В и др. Противооползневые конструкции на автомобильных дорогах. М., Транспорт, 1985, 301с.
3. Байнатов Ж.Б., Тулебаев К.Р. Защита автомобильных дорог от оползней, обвалов и осыпей // М., Автомобильные дороги, Информавтодор, 1996, №2, с 52-55.
4. Базаров Р.Б., Базанова И.А., Байнатов Ж.Б., Опасные природные явления в Зайлийском Алатау и способы защиты //Алматы, КазГАСА, 2005, 160 с.
5. Байнатов Ж.Б., Тулебаев К.Р., Базанова И.А. Инженерная геология и защита дорог от опасных природных явлений. Алматы, КазАТК, 2010, 440 с.

ПОДВИЖНОЙ СОСТАВ

УДК 629.08.

Бекетов Бауржан Шакирович – к. т. н. (Актобе, ВИ СВО)

Куатов Бауржан Жолдыбаевич – соискатель (Актобе, ВИ СВО)

**ОБОСНОВАНИЕ И РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ ЗАМЕДЛИТЕЛЯ
БОЛЬШЕГРУЗНЫХ ВАГОНОВ ПРИ ДВИЖЕНИИ ПО СОРТИРОВОЧНОЙ ГОРКЕ**

Переход казахстанской экономики на рыночные условия хозяйствования сформулировали новые требования к характеру функционирования железнодорожной отрасли.

Не исключением в этом ряду являются системы сортировки составов, осуществляемые на сортировочных станциях.

Одной из основных задач, решаемых в процессе расформирования составов на сортировочных горках, является определение оптимальной скорости скатывания отцепов по спускной части горки и по путям подгорочного парка, оптимальной, с точки зрения разводки отцепов на горочных стрелках, достаточной для достижения отцепом заданной точки остановки в сортировочном парке, причем с безопасной скоростью соударения с уже накопленными на пути вагонами. Другой, не менее важной задачей, является реализация такой скорости с помощью имеющихся на сортировочной горке средств.

Для решения задачи реализации расчетных скоростей движения отцепов по спускной части горки и путям подгорочного парка применяются вагонные замедлители. Применяемые в ряде западных стран вагоноосаживатели у нас в стране не нашли применения. Это связано, во-первых, с суровыми климатическими условиями, а во-вторых, с особенностями в организации технологического процесса расформирования поездов, при котором длина и вес отцепов, спускаемых с горки, не регламентированы. Так ни один вагоноосаживатель, кроме маневрового локомотива не справится с 20-вагонным отцепом, состоящим из груженых грузом полувагонов.

Использование регулировщиков или, так называемых «башмачников», уходит в прошлое, так как степень риска и ответственности, которая ложится на человека, бегающего в парке под колесами движущихся неуправляемых вагонов, несовместима с такими понятиями как «культура труда» и «цивилизованное общество».

К недостаткам известных устройств относятся сложность и громоздкость, чрезмерная удельная материалоемкость, большая инерционность и нестабильность тормозных характеристик

Поэтому актуальной проблемой стоит вопрос разработки нового поколения вагонных замедлителей, отвечающих современным эксплуатационно-техническим требованиям, предъявляемым к горочным тормозным средствам. Это, в первую очередь, высокая надежность и экономичность в расходовании энергоресурсов, небольшая металлоемкость, небольшая трудоемкость обслуживания.

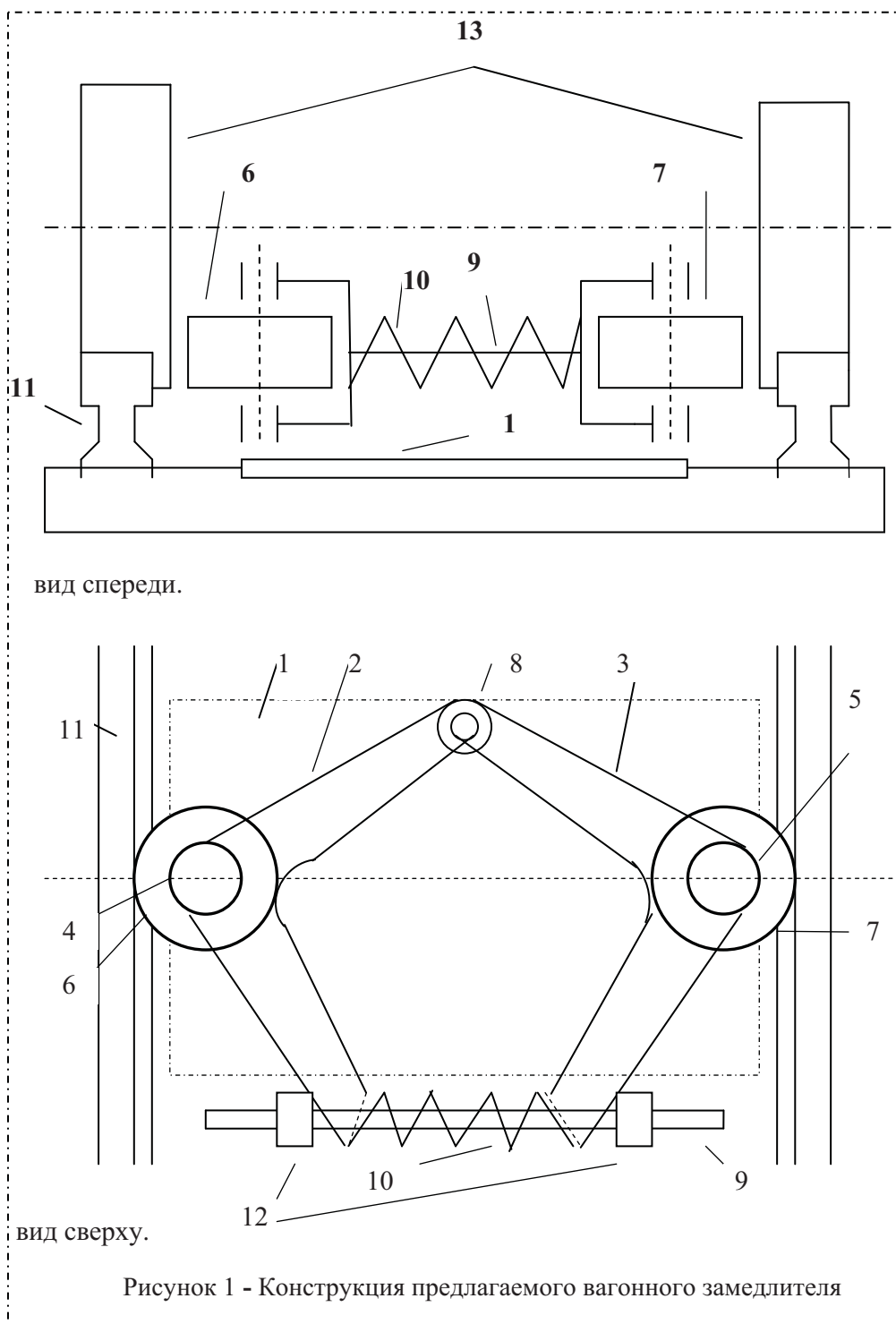


Рисунок 1 - Конструкция предлагаемого вагонного замедлителя

Предлагаемый вагонный замедлитель (рис.1) содержит раму 1, которую устанавливают между рельсами 11 железнодорожного полотна, на раме два V-образных рычага 2 и 3 со шкивами 4 и 5 в середине рычагов, образующих два одинаковых плеча, на которые установлены два тормозных барабана 6 и 7 с равными диаметрами, одни концы рычагов подвижно закреплены с помощью шкива 8 на раму, а другие концы связаны со штоком 9 пружины 10 [2]. Жесткость пружины регулируется с помощью регулировочного устройства 12, которое состоит из регулировочного болта и шагового двигателя.

Устройство приводится в движение от колеса колесной пары 13 вагона (не показан) при движении его по наклонному пути, то есть гребни колеса отталкивают тормозные колеса устройства от рельсов при вхождении в зазор между ними. Далее движение тормозных барабана 6 и 7 передается к V-образным рычагам 2 и 3, которые сжимают пружину 10 штока 9.

Усилие пружины в сжатом виде создает нормальную реакцию взаимодействия тормозного колеса с ободом колеса колесной пары, которая определяет величину силы трения.

В зависимости от массы вагона жесткость пружины можно регулировать с помощью регулировочного устройства 12, которое состоит из регулировочного болта и шагового двигателя.

Принцип работы конструкции нового замедлителя вагонов заключается в том, что торможение происходит с внутренней стороны плоскости колеса колесной пары (рис.2) с помощью тормозного устройства барабанного типа, так, чтобы тормозной момент уравновешивался моментом от веса вагона плоскости колеса.

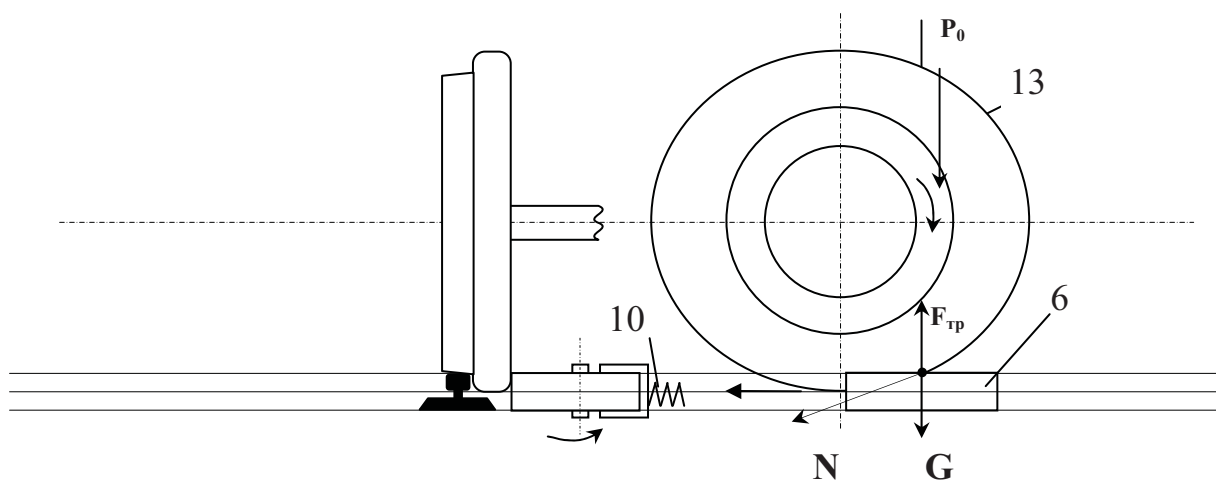


Рисунок 2 – Структурная схема взаимодействия нового замедлителя с колесом вагона

Величина тормозящей силы трения $F_{тр}$ зависит от величины нормальной реакции N , которая возникает за счет прижатия тормозного барабана 6 к внутренней плоскости колеса 13 колесной пары за счет распорной пружины 10, то есть:

$$F_{mp} = f_{ck} \cdot N \quad (1)$$

где f_{ck} – коэффициент трения скольжения стали о сталь.

Окружная движущая сила P_0 , которая противодействует силе F_{mp} , зависит от инерционных факторов движущего вагона.

$$M_g \frac{dV}{dt} = G \cdot \sin \alpha - F_k, \quad (2)$$

где: M_g – масса вагона;
 G – вес вагона;
 α – угол наклона горки;
 V – скорость вагона;
 t – время;
 F_k – сила качения вагона.

В формуле (2) F_k – сила качения вагона, которая равна:

$$F_k = G \cdot f_k \quad (3)$$

где: f_k – коэффициент качения.

Поскольку торможение происходит в контакте с колесом колесной пары, инерционные факторы приведем к вращающим элементам вагона, то есть кинетическая энергия вагона равна:

$$T_g = T_n + T_{gp} = M_g \cdot \frac{V^2}{2} + 4J_k \frac{\omega^2}{2} = J_{np} \frac{\omega^2}{2} \quad (4)$$

$$J_{np} = M_g r^2 + 4J_k \quad (5)$$

где: J_{np} – приведенная колесу момент инерции;

M_g – масса вагона;

r – радиус круга катания колеса;

J_k – момент инерции колесных пар.

Моменты, приведенные к колесам колесной пары до торможения, равны:

$$J_n \cdot \frac{d\omega}{dt} = M_d - M_c \quad (6)$$

где: M_d – момент движения вагона;

M_c – момент сопротивления качения вагона.

или формулу (6) запишем:

$$J_n \frac{d\omega}{dt} = r \cdot G \cdot \sin \alpha - G \cdot f_k \cdot r \quad (7)$$

Отсюда, ускорение равно:

$$\varepsilon_0 = \frac{d\omega}{dt} = \frac{r \cdot G(\sin \alpha - f_k)}{J_n} \quad (8)$$

где: ε_0 – ускорение до торможения.

Рассмотрим процесс взаимодействия замедлителя с колесом колесной пары вагона и запишем приведенные моменты:

$$J_n \cdot \frac{d\omega}{dt} = M_d - M_c - M_m, \quad (9)$$

где: M_m – момент торможения замедлителя.

Или формулу (9) запишем:

$$J_n \frac{d\omega}{dt} = r \cdot G \cdot \sin \alpha - G \cdot f_k \cdot r - F_{mp} \cdot \rho \quad (10)$$

Отсюда, ускорение равно:

$$\varepsilon_\tau = \frac{d\omega}{dt} = \frac{r \cdot G(\sin \alpha - f_k) - F_{mp} \rho}{J_n}, \quad (11)$$

где: ε_r – ускорение после торможения замедлителем;

ρ – расстояние от оси колеса до точки торможения.

Необходимо, чтобы усилие пружины в сжатом виде создавало нормальную реакцию взаимодействия тормозного колеса с ободом колеса колесной пары, которая определяет величину силы трения $F_{mp} = f_m \cdot N$, поэтому:

$$N = P_{np},$$

где: P_{np} – усилие пружины; f_m – коэффициент трения.

Это значит, что при неоднократном прохождении гребня колеса через тормозной барабан замедлителя, постепенно уменьшается величина скорости вагона.

С учетом конструктивных особенностей каждой сортировочной горки необходимо задаваться такой силой трения $F_{mp} = f_m \cdot N$, подставляя значение которого в (11), для определения ε_r после действия замедлителя, определим требуемое падение скорости ΔV вагона.

Регулирование скорости отцепов на сортировочных горках с использованием предложенного вагонного замедлителя.

Выводы

Предлагаемый вагонный замедлитель обладает хорошей эффективностью торможения, существенно снижающий скорость движения вагона, позволяет упростить конструкцию, повысить надежность при эксплуатации и снизить материальные затраты на его изготовление, а также улучшит качество сортировочного процесса, повысит сохранность подвижного состава и перевозимых грузов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Уведомление о положительном результате формальной экспертизы. Исх.31747/17 от 26 декабря 2008 года. г. Астана.

УДК 629.463.32

Мусаев Жанат Султанбекович – к.т.н., доцент (Алматы, КазАТК)

К ВОПРОСУ СОСТАВЛЕНИЯ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫХ УРАВНЕНИЙ КОЛЕБАНИЙ ЦИСТЕРНЫ, ЧАСТИЧНО ЗАПОЛНЕННОЙ ЖИДКОСТЬЮ

Рельсовые экипажи представляют собой сложные существенно нелинейные механические системы, расчетные схемы которых при исследовании колебаний и нагруженности элементов их конструкций рассматриваются, как правило, в виде многомассовых систем твердых тел, соединенных упругими и упругодиссипативными элементами [1]. Порядок решаемых систем дифференциальных уравнений, описывающих движение таких систем, нередко достигает нескольких десятков и зависит от особенностей конструкции, принимаемых идеализаций, целей и задач проводимых исследований.

Современные вагоны-цистерны изготавливаются с котлами без расширительных колпаков и для компенсации объема груза при изменении температуры заполняются с некоторым недоливом. Цистерны, независимо от назначения, состоят из котла, рамы (платформы или концевых опор) и ходовых частей. Структурная схема соединения