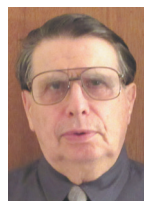


Моделирование и особенности работы клиновых фрикционных гасителей колебаний четырехосных грузовых вагонов



Л.А. Манашкин,
д-р техн. наук, профессор
Днепропетровского
национального
университета
железнодорожного
транспорта имени
академика В. Лазаряна
(ДИИТ)



С.В. Мямлин,
д-р техн. наук,
профессор ДИИТ

Теоретические исследования колебаний фрикционного гасителя в вертикальном и горизонтальном поперечном направлении позволили установить необходимость учета взаимного влияния этих колебаний для более полного описания работы фрикционного узла при исследовании динамики грузового вагона и других рельсовых экипажей, имеющих фрикционные демпферы.

Для изучения колебаний грузовых вагонов клиновой фрикционный гаситель колебаний моделируется при поперечных и вертикальных колебаниях в виде двух большей частью несвязанных вязких или фрикционных демпферов [1–5]. При таком моделировании исключается из рассмотрения обусловленное работой демпферов влияние одних видов колебаний на другие. Кроме того, нельзя воспроизвести кратковременные удары одновременно в горизонтальном и вертикальном направлениях в моменты, когда кинетическая энергия колебаний не погашена, а векторная разность сил, деформирующих демпфер, и сил упругого сопротивления пружин демпфера деформациям не превышает величины силы трения. Отметим, что учет этих факторов в определенной степени должен способствовать приближению математической модели к реальному объекту. Реализовать это можно, используя моделирование опоры, предложенное в работе [6], где описана двухосная математическая модель фрикционного клинового гасителя колебаний.

Исследователи, представляющие разные научные школы, предлагают и другие варианты математического описания работы упруго-фрикционных гасителей колебаний [7–10].

В настоящей работе после усовершенствования математической модели опоры, описанной в [6], и разработанного соответствующего объектно-ориентированного программного модуля проведено исследование особенностей колебаний в вертикальном и попереч-

ном горизонтальном направлениях движения тела, опирающегося на одну опору с фрикционным клиновым гасителем колебаний.

Описание модели

Пусть Δ и δ – сжатие и боковой изгиб пружин комплекта клинового фрикционного гасителя колебаний, соответственно, c и c_1 – коэффициенты жесткости комплектов пружин при их сжатии и изгибе, соответственно, f – приведенный коэффициент трения. Сила трения составит $F^{\text{TP}} = f c \Delta$. Ее горизонтальная и вертикальная составляющие равны

$$\begin{aligned} Y^{\text{TP}} &= F^{\text{TP}} \dot{\delta} / (\dot{\Delta}^2 + \dot{\delta}^2)^{1/2}; \\ Z_{ji}^{\text{TP}} &= F^{\text{TP}} \dot{\Delta} / (\dot{\Delta}^2 + \dot{\delta}^2)^{1/2}. \end{aligned} \quad (1)$$

Принимаются во внимание деформации всех деформируемых в этих направлениях элементов конструкций, расположенных последовательно с фрикционным клиновым гасителем колебаний. Силы в этих элементах являются определяющими на этапах деформаций соединения в целом, когда фрикционный гаситель не работает вследствие исчерпания его хода и в случаях, когда силы, приложенные к гасителю, меньше величины силы трения. На этих этапах упругие сопротивления связи деформированию в горизонтальном и в вертикальном направлениях характеризуются коэффициентами жесткости c_{01} и c_0 .

В течение времени t на каждом шаге h_t интегрирования дифференциальных уравнений движения вычисляются упругие составляющие условных сил деформации конструкции

$$\begin{aligned} R_r^{y0}(t) &= Y(t - h_t) + c_{01} [\delta(t) - \delta(t - h_t)]; \\ R_r^{z0}(t) &= Z(t - h_t) + c_0 [\Delta(t) - \Delta(t - h_t)], \end{aligned} \quad (2)$$

которые считаются безусловными в случаях, когда демпфер не деформируется. Принимая неупругое сопротивление деформированию конструкции как вязкое с коэффициентом вязкости, пропорциональным величине деформаций или (что эквивалентно с точностью до постоянного множителя) величине упругой силы, представим динамические силы сопротивления конструкции деформированию в виде

$$\left. \begin{aligned} R^{y0}(t) &= R_r^{y0}(t) + \beta_{01} \times \\ &\times \left[R_r^{y0}(t) - S_m^y \times \right. \\ &\times \left. \dot{\delta}(t) - |R_r^{y0}(t - h_t) - S_m^y| \dot{\delta}(t - h_t) \right]; \\ R^{z0}(t) &= R_r^{z0}(t) + \beta_0 \times \\ &\times \left[R_r^{z0}(t) - S_m^z \times \right. \\ &\times \left. \dot{\Delta}(t) - |R_r^{z0}(t - h_t) - S_m^z| \dot{\Delta}(t - h_t) \right] \end{aligned} \right\}, \quad (3)$$

где β_{01} и β_0 – постоянные коэффициенты, S^y и S^z – силы в пружинах при их деформациях в поперечном и вертикальном направлениях, соответственно.

Силы сопротивления фрикционного клинового гасителя его деформированию в поперечном и вертикальном направлениях составляют

$$\begin{aligned} R^y(t) &= c_1 \delta(t) + Y^{TP}(t); \\ R^z(t) &= c \Delta(t) + Z^{TP}(t). \end{aligned} \quad (4)$$

В выражениях (3) и (4) $|\delta| \leq \delta_m$, $\Delta \leq \Delta_m$, а $S^y = c_1 \delta$, $S^z = c \Delta$. Индексом m отмечены величины, соответствующие наибольшим конструктивно возможным боковым и вертикальным деформациям комплектов пружин.

Величина разности векторов сил, действующих на демпфер, и сил, деформирующих комплекты пружин в вертикальном и горизонтальном направлениях, составляет

$$\Delta R = \sqrt{(R^{y0}(t) - S^y(t))^2 + (R^{z0}(t) - S^z(t))^2}. \quad (5)$$

Горизонтальные и вертикальные силы, деформирующие соединение тел, составляют

$$\begin{aligned} Y(t) &= \\ &= \begin{cases} R^{y0}(t), & \text{if } (|\delta(t)| > \delta_m) \cup \\ \cup ((|\delta(t)| \leq \delta_m) \cap (\Delta R < F^{TP})); \\ R^y(t), & \text{if } (|\delta(t)| \leq \delta_m) \cap (\Delta R \geq F^{TP}); \end{cases} \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} Z(t) &= \\ &= \begin{cases} R^{z0}(t), & \text{if } (\Delta(t) > \Delta_m) \cup \\ \cup ((\Delta(t) \leq \Delta_m) \cap (\Delta R < F^{TP})); \\ R^z(t), & \text{if } (0 < \Delta(t) \leq \Delta_m) \cap (\Delta R \geq F^{TP}), \\ 0, & \text{if } \Delta(t) < 0. \end{cases} \end{aligned} \quad (7)$$

Результаты исследования

Рассматривается колебание тела массой 19,2 т в поле силы тяжести. Параметры опоры принимались равными в соответствии с [6]: коэффициент жесткости пружины в вертикальном направлении 4000 кН/м; в тех случаях, когда пружина опоры не деформируется, принимаются во внимание вертикальные деформации ряда последовательно включенных упругих элементов (вертикальные деформации боковины, рельса и основания), имитируемые деформациями дополнительной пружины с коэффициентом жесткости 21 000 кН/м; коэффициент жесткости деформаций пружины опоры в горизонтальном направлении 6000 кН/м; в тех случаях, когда пружина не деформируется, принимаются во внимание деформации упругих элементов (рельса и основания), имитируемые деформациями дополнительной пружины с ко-

эффициентом жесткости 32 000 кН/м. Рассматривались случаи, когда наибольшая величина вектора силы трения была пропорциональна упругой силе сопротивления деформациям пружины только в вертикальном направлении. При этом приведенный коэффициент трения принимался равным 0,1 или 0,2. Предполагалось, что в вертикальном направлении связь тела с основанием неудерживающая, а деформации демпфера ограничены величиной 93 мм. В горизонтальном направлении деформации демпфера ограничены величинами ± 25 мм. Коэффициент вязкого трения в одних случаях принимался равным нулю, а в других – 0,35.

На рис. 1 приведены графики силовых характеристик (вверху) и осциллограмм сил (внизу) работы демпфера, когда коэффициент трения принимался равным 0,1 и 0,2, при начальной скорости 0,4 м/с только вдоль оси Y (рис. 1а) и 0,7 м/с только вдоль оси Z (рис. 1б). Видно, что собственные колебания груза, возбужденные только в одном направлении, не выводят систему из состояния покоя в другом направлении, это физически следует из пассивности сил трения. В тех случаях, когда силы трения

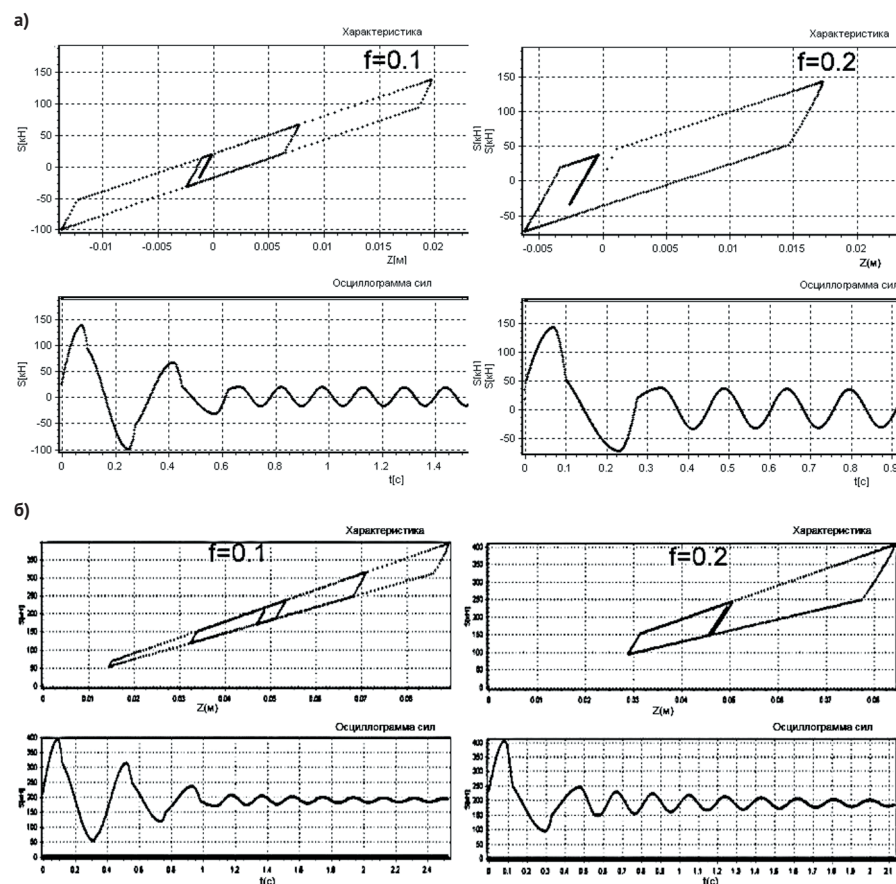


Рис. 1. Собственные колебания только вдоль горизонтальной и вертикальной осей

перестают проявляться, собственные колебания затухают гораздо медленнее, так как конструктивное сопротивление деформациям невелико.

На рис. 2а, б приведены результаты, полученные при собственных колебаниях груза с рассматриваемым демпфером из положения равновесия при начальной скорости движения вдоль горизонтальной и вертикальной осей, соответственно, 0,4 и 0,7 м/с. На рис. 2а отражен случай, когда коэффициент трения $f = 0,1$, а на рис. 2б – при $f = 0,2$. Из сравнения этих графиков с графиками рис. 1 следует, что петли гистерезиса в горизонтальном и вертикальном направлениях при одновременных колебаниях в этих направлениях сжимаются по сравнению с соответствующими петлями при одноосных колебаниях. Несмотря на это, отмечается более быстрое затухание колебаний. Эффект сжатия петли гистерезиса в данном случае сильнее проявляется в том направлении, в котором колебания происходят с меньшей частотой. Физически это различие обусловлено следующим. При возбуждении одноосных колебаний вектор силы трения направлен вдоль соответствующей оси и образует зону

сил, при действии которых затухание колебаний, определяемых только упругостью конструкции, мало или его нет. При двухосных колебаниях этот вектор разлагается на две взаимно перпендикулярные составляющие, которые зависят от соотношения значений скорости деформаций демпфера в соответствующих направлениях. В связи с этим нет зоны сил, в которой силы трения не проявляются, а затухание колебаний происходит аналогично затуханию при вязком трении. Сила трения больше в том направлении, в котором больше проекция скорости деформаций пружин гасителя колебаний. Проекция сил трения пропорциональна скорости деформаций, поэтому интервал сил, меньших, чем силы трения, сужается с уменьшением составляющих скорости, что приводит к затуханию колебаний. Кроме того, из рисунков видно, что в моменты, когда демпфер оказывается «закрытым» вследствие того, что вектор разности силы, деформирующей демпфер, и силы упругого сопротивления пружины деформациям меньше по величине вектора силы трения, происходит некоторая синхронизация собственных колебаний рассматриваемой системы в том и в другом направлении.

При рассматриваемых параметрах системы частота собственных свободных колебаний, определяемых силами упругого сопротивления пружины демпфера в горизонтальном поперечном и вертикальном направлениях, составляет 2,81 Н и 2,30 Н, соответственно, поэтому в качестве примеров влияния вынужденных колебаний рассматриваемой системы в вертикальном направлении на вызванные ударом (начальной скоростью 0,4 м/с) собственные колебания в горизонтальном направлении выбраны для рассмотрения значения частоты $pz = 2$ Н при амплитуде вибраций основания, равной 10 мм (рис. 2в для $f = 0,1$ и рис. 2д для $f = 0,2$) и $pz = 5$ Н при амплитуде вибраций основания, равной 20 мм (рис. 2г для $f = 0,1$ и рис. 2е для $f = 0,2$).

Из приведенных графиков видно, что вынужденные вертикальные колебания приводят к более эффективному затуханию собственных горизонтальных колебаний по сравнению с их затуханием при одноосных горизонтальных колебаниях. Кроме того, с периодичностью вынужденных вертикальных колебаний на осциллограммах горизонтальных сил наблюдаются кратковременные выбросы, обусловленные кратковременным «закрытием» демпфера в основном при нагружающих амплитудах вертикальных колебаний, так как в этом состоянии демпфера реализуется наибольшая величина силы трения. Всплески наблюдаются до тех пор, пока не затухнет кинетическая энергия собственных горизонтальных колебаний.

Известно, что в случаях резонансных колебаний системы с одной степенью свободы с идеальным сухим трением, при котором переходы от нагружения к разгрузке и наоборот осуществляются мгновенно, амплитуда колебаний тела нарастает неограниченно, если величина перемещения, ограничивающего половину зоны застоя, составляет не менее $\pi/4$ от амплитуды вибраций основания [11, 12]. Для описанной системы и ее параметров неограниченное при «идеальном» сухом трении нарастание амплитуды вынужденных колебаний при резонансных частотах должно иметь место, если коэффициент трения равен 0,1, при амплитудах вибраций основания больше 4 мм в горизонтальном направлении и 6 мм – в вертикальном. Если коэффициент трения равен 0,2, эти вели-

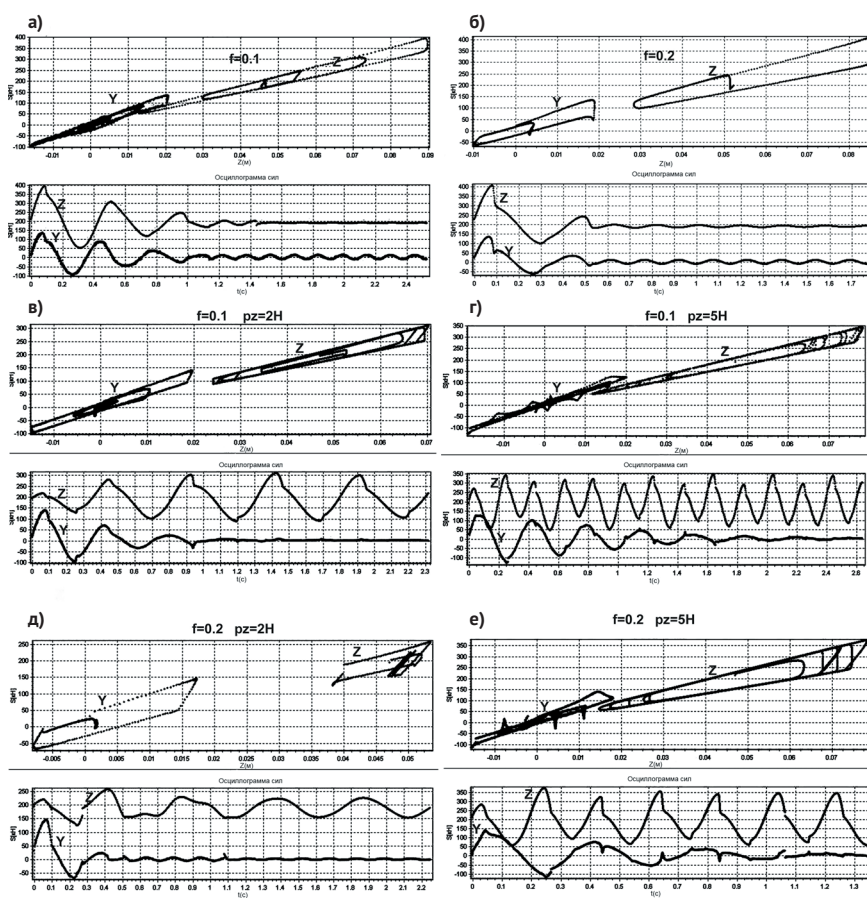


Рис. 2. Силовые характеристики и осциллограммы сил Y и Z в случае собственных колебаний (а, б) и в случае собственных колебаний вдоль оси Y при вынужденных колебаниях вдоль оси Z (в–е)

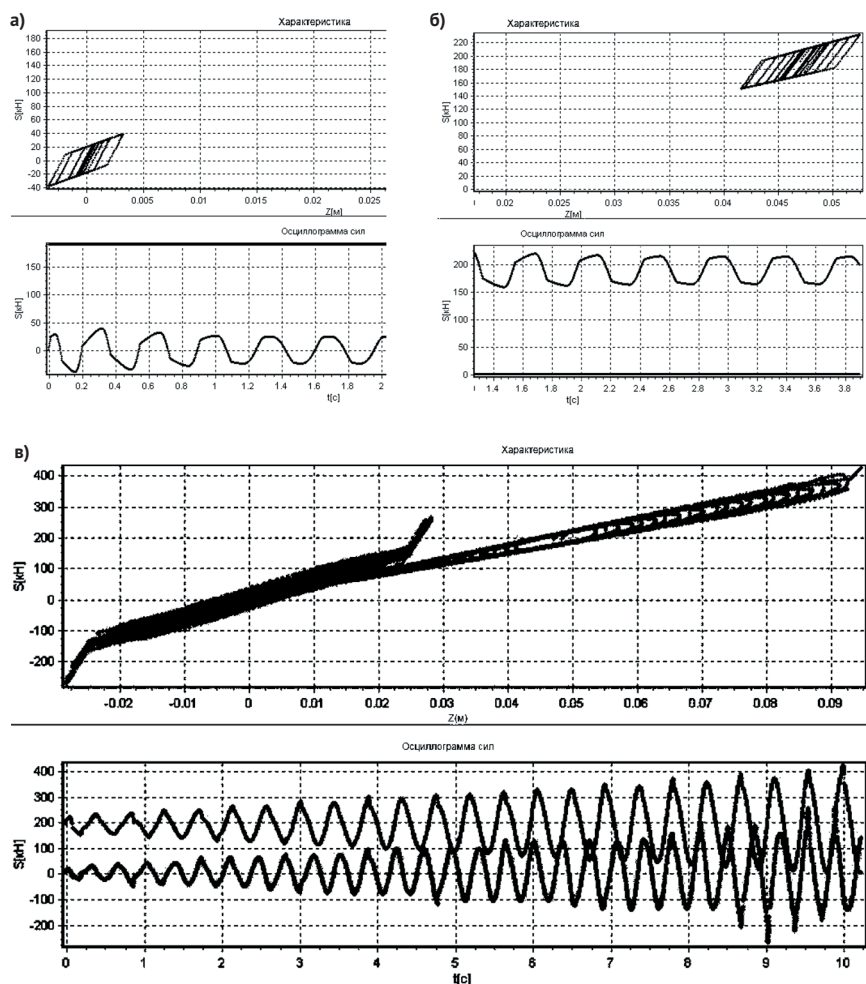


Рис. 3. Силовые характеристики и осциллограммы горизонтальных и вертикальных сил при вынужденных колебаниях на резонансных частотах при коэффициенте трения $f = 0,1$:

а) горизонтальные силы, частота горизонтальных вибраций основания 2,8 Н, амплитуда 3,5 мм;
 б) вертикальные силы, частота вертикальных вибраций основания 2,3 Н, амплитуда 5,5 мм;
 в) горизонтальные и вертикальные силы при вибрациях основания одновременно в горизонтальном направлении с частотой 2,8 Н и амплитудой 3 мм и в вертикальном направлении с частотой 2,3 Н и амплитудой 5 мм

чины должны быть удвоены. В рассматриваемых случаях, как уже отмечалось, последовательно с гасителем колебаний включены в горизонтальном и вертикальном направлениях дополнительные пружины, которые имитируют упругие свойства всех упругих элементов, расположенных последовательно в указанных направлениях к демпферу. В связи с этим переход от этапа нагружения к этапу разгрузки и наоборот осуществляется не мгновенно, а в течение некоторого времени, обусловленного упругими свойствами дополнительной пружины и массой тела. Согласно расчетам, неограниченное нарастание амплитуды имело место при указанных граничных величинах амплитуды вибраций основания.

На рис. 3 и 4 приведены результаты исследования колебаний тела в горизонтальном поперечном и в вертикальном направлениях на резонансных частотах при коэффициентах трения 0,1 и 0,2, соответственно. Графики на рисунках а и б соответствуют случаям, когда возбуждались вынужденные колебания на резонансной частоте только в горизонтальном и только в вертикальном направлениях при амплитудах вибраций меньше критической. Из графиков видно, что при указанных в описании рисунков

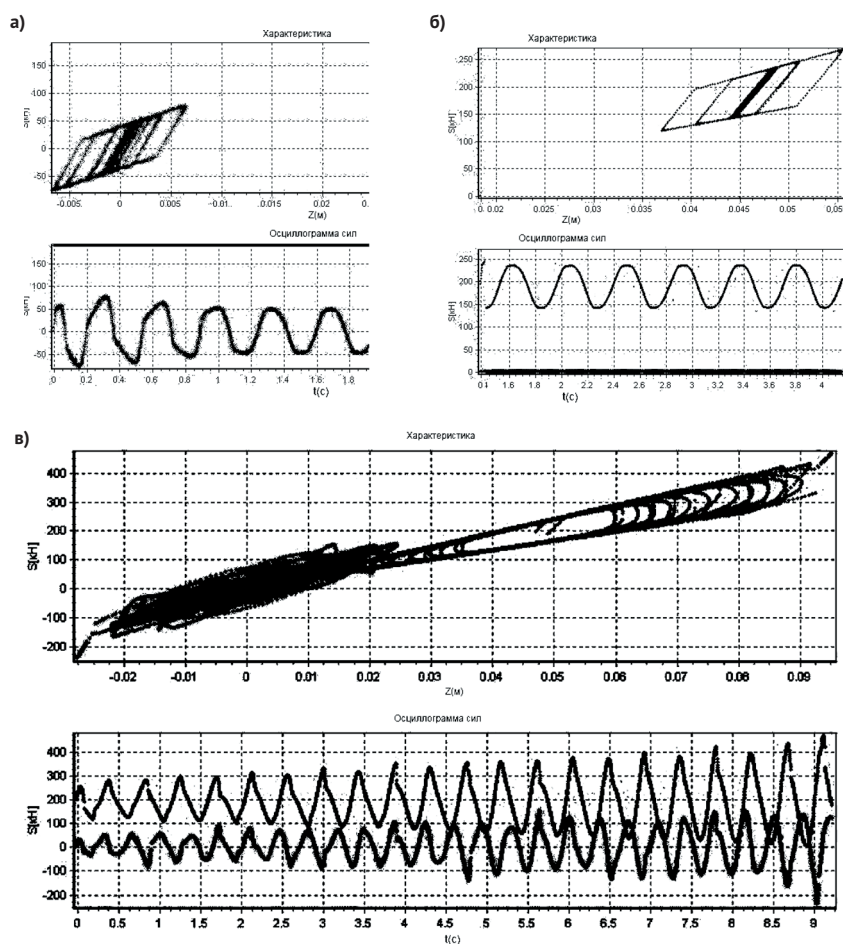


Рис. 4. Силовые характеристики и осциллограммы горизонтальных и вертикальных сил при вынужденных колебаниях на резонансных частотах при коэффициенте трения $f = 0,2$:

а) горизонтальные силы, частота горизонтальных вибраций основания 2,8 Н, амплитуда – 7 мм;
 б) вертикальные силы, частота вертикальных вибраций основания 2,3 Н, амплитуда – 10 мм;
 в) горизонтальные и вертикальные силы при вибрациях основания одновременно в горизонтальном направлении с частотой 2,8 Н и амплитудой 5 мм и в вертикальном направлении с частотой 2,3 Н и амплитудой 11 мм

амплитудах вибраций основания устанавливались стационарные вынужденные колебания. Графики на рисунках в получены при одновременных вибрациях в горизонтальном и в вертикальном направлениях с резонансными частотами и амплитудами меньше критических. Тем не менее, видно, что амплитуды колебаний тела нарастают вплоть до исчерпания хода гасителя колебаний как в горизонтальном направлении, так и в вертикальном. Иными словами, имеет место взаимное влияние колебаний друг на друга, обусловленное особенностями реализации трения в данной конструкции гасителя колебаний.

Таким образом, описана усовершенствованная математическая модель клинового упруго-фрикционного демпфера, которая реализована объектно-ориентированным программным модулем. На некоторых конкретных примерах показано взаимное влияние горизонтальных и вертикальных колебаний тела, амортизированного клиновым упруго-фрикционным демпфером.

Предложенная математическая модель клинового упруго-фрикционного демпфера может быть использована

отдельно или в составе математической модели пространственных колебаний грузового вагона. ■

Литература

1. Лазарян В.А. Динамика транспортных средств. Киев: Наук. думка, 1985. 528 с.
2. Гарг В.К., Дуккипати Р.В. Динамика подвижного состава. М.: Транспорт, 1988. 391 с.
3. Вершинский С.В., Данилов В.Н., Хусидов В.Д. Динамика вагона. М.: Транспорт, 1991. 359 с.
4. Математическое моделирование колебаний рельсовых транспортных средств / под ред. В.Ф. Ушкалова. Киев: Наук. думка, 1989. 240 с.
5. Мямлин С.В. Моделирование динамики рельсовых экипажей. Днепропетровск: Новая идеология, 2002. 240 с.
6. Манашкин Л.А., Грановская Н.И. Дифференциальные уравнения пространственных колебаний поезда // Механика транспорта: вес поезда, быстрота, безопасность движения. Днепропетровск: Днепропетров. ин-т инженеров ж-д. транспорта, 1984. С. 15–25.
7. Вайчунас Г., Мямлин С.В., Босов А.А. и др. Упруго-фрикционный скользун

для тележки грузового вагона // Наука та прогрес транспорту / Вісн. Дніпропетров. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. 2014. № 3(51). С. 117–123. DOI: <http://dx.doi.org/10.15802/stp2014/25892>.

8. Bubnov V.M., Myamlin S.V., Mankevich N.V. Dynamic performance of freight cars on bogies // Наука та прогрес трансп. Вісн. Дніпропетров. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. 2013. № 4. С. 118–126.
9. Myamlin S., Neduzha L., Ten A., Shvets A. Research of friction indices influence on the freight car dynamics // TEKA. Commission of motorization and energetics in agriculture. 2013. Vol. 13, N 4. P. 159–166.
10. Манашкин Л.А., Мямлин С.В., Приходько В.И. Гасители колебаний и амортизаторы ударов рельсовых экипажей: математические модели. Днепропетровск: АРТ-ПРЕСС, 2007. 196 с.
11. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний. М.: Высш. шк., 1980. 408 с.
12. Den Hartog J.P. Mechanical Vibrations. 4-th ed. NY: McGraw-Hill Book Company, 1956. 464 p.

портал для специалистов транспортной отрасли www.rostransport.com

ТРАНСПОРТ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ ПОРТАЛ ДЛЯ СПЕЦИАЛИСТОВ ТРАНСПОРТНОЙ ОТРАСЛИ

О нас

Новости

Реклама

Партнёры

Контакты

Искать

Журнал "Транспорт РФ"

Журнал "Наука и транспорт"

Наши рекламодатели

Е.А. Куклев

д.т.н., профессор, зав. кафедрой механики СПбГУ ГА

Безопасность

Повышение безопасности движения поездов в метрополитене

Рассмотрены процессы смены дискретных состояний транспортной системы, возникающих при нарушении требований стандартов эксплуатации и ремонта, и представляющих угрозы безопасности эксплуатации систем городского транспорта — в частности, на метрополитене — в форме возможных катастрофических последствий. Используются модели исчисления рисков в высоконадежных системах...

Внимание! Идет подписка на второе полугодие 2014 года на журнал «Транспорт РФ»

Новости отрасли

2014-11-11 ТЭО Керченского моста будет готово к декабрю

Техико-экономическое обоснование для строительства мостового перехода через Керченский пролив будет готово в конце ноября - начале декабря. Об этом заявил в Калининграде заместитель руководителя Федерального дорожного агентства (Росавтодор) Андрей Костюк.

Далее >>>

2014-11-11 Провозная способность Транссиба и БАМа увеличится вдвое

Правительство России утвердило паспорт проекта модернизации БАМа и Транссиба. Общий объем инвестиций в проект до 2018 года составит 560 млрд рублей. Из них 110 млрд будет направлено непосредственно из госбюджета, 150 млрд рублей - из Фонда национального благосостояния, еще 300 млрд - по инвестпрограмме РЖД. При этом средства из ФНБ вкладываются на возвратной основе.

Далее >>>

2014-11-11 В калининградском аэропорту введут режим "открытого неба"

Калининградский аэропорт Храброво сможет принимать российские и иностранные суда в режиме "открытого неба". Об этом вчера сообщил глава минтранса РФ Максим Соколов во время своего рабочего визита в Калининградскую область.

Далее >>>

Читайте все новости

Новости компаний

2014-11-10

В ЗАО "Авиастар-СП" открылся Центр специализации по изготовлению компонентов из стали, алюминия и магния

2014-11-05

Аэрофлот открывает продажу билетов по

Наши новости

Вышел из печати 53 номер журнала «Транспорт Российской Федерации».

Тема номера: «Город и транспорт»

Далее >>>

Вышел из печати очередной 52 номер

Регистрация

Заявка на ведение блога

Перевозки

Портал, посвященный перевозкам и перевозчикам. Более 20000 компаний

Библиотека

Блоги

Наука для транспорта

Перспективные и новейшие разработки ученых

В.Б. Савчук

руководитель департамента исследований железнодорожного транспорта ИПЕМ

Ж/д транспорт

Проблемы финансирования пригородных пассажирских перевозок в России

С 2012 г. в Российской Федерации ежегодно отменяются около 150 пар пригородных поездов, в нынешнем г. оду их число может превысить 300, при этом растут тарифы на проезд. Причина — недостаточное финансирование. Исправить ситуацию с 2015

24 | «Транспорт Российской Федерации»

№3 (58) 2015