

## Транспортные системы Transport systems

Научная статья  
Статья в открытом доступе  
УДК 629.4  
doi: 10.30987/2782-5957-2022-6-30-41

### ИССЛЕДОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ ПАССАЖИРСКОГО ВАГОНА, ОБОРУДОВАННОГО ЭЛАСТОМЕРНЫМИ ДЕМПФЕРАМИ

Дмитрий Геннадьевич Евсеев<sup>1</sup>, Юрий Николаевич Сарычев<sup>2</sup>, Сергей Валерьевич Беспалько<sup>3✉</sup>

<sup>1, 2, 3</sup> Российский университет транспорта РУТ (МИИТ), Москва, Россия  
<sup>1</sup>evseev dg@gmail.com; ORCID 0000-0001-8610-0624  
<sup>3</sup>besp-alco@yandex.ru; ORCID 0000-0002-6027-6039

#### Аннотация

Цель исследования состоит в разработке и анализе математических моделей колебаний пассажирского вагона с эластомерными демпферами. Задача, решению которой посвящена статья, - это улучшение динамических характеристик ходовых частей пассажирских вагонов и повышение комфорта пассажиров. Методы исследования, примененные в настоящем исследовании, характерны для решения задач динамики подвижного состава. Вагон аппроксимируется системой сосредоточенных масс, соединенных упругими и диссипативными связями. Внешнее воздействие представляет собой неровности пути разных типов. Система дифференциальных уравнений движения составляется с применением принципа Даламбера. Интегрирование системы производится численным методом. Новизна работы состоит, во-первых, в применении

эластомерного гасителя колебаний на тележке пассажирского вагона, во-вторых, в анализе динамических качеств подобного вагона при движении по неровностям основных типов, в-третьих, в выборе рациональных параметров эластомерных демпферов. Результаты исследования представляют собой графики, номограммы и таблицы зависимостей максимальных значений сил от различных параметров, а также оценку показателя плавности хода. Выводы по работе содержат оценку зависимостей динамических показателей от скорости, рекомендации по характеристикам эластомерных демпферов, обоснованность применения эластомерных демпферов.

**Ключевые слова:** пассажирский вагон, ходовые части, гаситель, колебания, трение, математическая модель, эластомерный демпфер.

Ссылка для цитирования:

Евсеев Д.Г. Исследование колебаний пассажирского вагона, оборудованного эластомерными демпферами / Д.Г. Евсеев, Ю.Н. Сарычев, С.В. Беспалько // Транспортное машиностроение. – 2022. - № 6. – С. 30–41. doi: 10.30987/2782-5957-2022-6-30-41.

Original article  
Open Access Article

### STUDY OF VIBRATIONS OF A PASSENGER CAR EQUIPPED WITH ELASTOMERIC DAMPERS

Dmitry Gennadievich Evseev<sup>1</sup>, Yury Nikolaevich Sarychev<sup>2</sup>, Sergey Valerievich Bepalko<sup>3✉</sup>

<sup>1, 2, 3</sup> Russian University of Transport (MIIT), Moscow, Russia  
<sup>1</sup>evseev dg@gmail.com; ORCID 0000-0001-8610-0624  
<sup>3</sup>besp-alco@yandex.ru; ORCID 0000-0002-6027-6039

## Abstract

The study objective is to develop and analyze mathematical models of vibrations of a passenger car with elastomeric dampers. The problem to which the paper is devoted is to improve the dynamic characteristics of the undercarriage of passenger cars and increase passenger comfort. The research methods used in this study are typical for solving the problems of rolling stock dynamics. The car is approximated by a system of concentrated masses connected by elastic and dissipative bonds. The external impact is track irregularities of different types. Differential equations of motion are combined using D'Alembert's principle. The set of equations is integrated by numerical method. The novelty of the work is, firstly, in the use of an elastomeric vibration dampener on the bogie of a passenger car,

secondly, in the analysis of the dynamic qualities of this car when moving over the irregularities of the main types, and thirdly, in the choice of rational parameters of elastomeric dampers. The results of the study are graphs, nomograms and tables of the dependencies of maximum force values on various parameters, as well as an assessment of the movement smoothness. The conclusions of the work contain an assessment of the dependence of dynamic parameters on speed, recommendations on the characteristics of elastomeric dampers, the validity of using elastomeric dampers.

**Key words:** passenger car, undercarriage, damper, vibrations, friction, mathematical model, elastomeric damper.

## Reference for citing:

*Evseev DG. Study of vibrations of a passenger car equipped with elastomeric dampers. Transport Engineering. 2022; 6: 30–41. doi: 10.30987/2782-5957-2022-6-30-41.*

## Введение

Комфортные условия перевозок для пассажиров определяются ходовыми качествами вагонов, которые, во многом, обеспечиваются гасителями колебаний на основе вязкого трения в центральном рессорном подвешивании. Рассматриваются динамические процессы с пассажирским вагоном при оборудовании его эластомерными двухходовыми демпферами.

При теоретических исследованиях динамики вагонов широко применяется подход, связанный с разработкой специализированных расчетных схем и моделированием различных видов колебаний независимо друг от друга с последующим суммированием результатов [1].

Руководствуясь названным выше подходом, будем рассматривать отдельно следующие комбинации колебаний, исходные данные по которым примем на основе рекомендациями [2]:

- подпрыгивание и галопирование под действием вертикальных неровностей;
- подпрыгивание и боковую качку под действием перекосов;
- боковой относ и влияние под действием горизонтальных неровностей.
- перекосы (разность уровней головок рельсов).

## Материалы, модели и методы

При разработке всех математических моделей приняты следующие допущения.

1. Движущийся пассажирский вагон представляется в виде системы материальных точек, соединенных между собой и с опорами упругими и диссипативными связями.

2. Упругость несущих элементов вагона включается в свойства связей.

3. Внутренним трением в материале пренебрегаем.

4. В качестве диссипативных связей рассматриваются гасители колебаний центрального и буксового рессорных подвешиваний.

5. Кузов и надрессорные балки составляют единую сосредоточенную массу.

6. Неровность пути задается в виде гармонического закона от времени, при этом учитывается прохождение неровности всеми колесными парами. Частота изменения неровности определяется ее длиной и скоростью движения вагона. Следует отметить, что при исследовании динамики при задании неровностей возможен стохастический подход [3], в настоящей же работе применен детерминированный подход [2], доказавший

свою эффективность, например, в исследованиях [4-6].

7. Взаимодействием с другими вагонами пренебрегаем, что обосновано целью исследования – оценкой динамических качеств вагона.

8. Силами инерции неподрессоренных масс пренебрегаем.

9. Зависимость коэффициента относительного трения фрикционного гасителя колебаний от скорости не учитывается.

Для всех расчетных схем принята единая декартова система координат, в которой ось  $Ox$  направлена вдоль оси пути, ось  $Oy$  – горизонтально и перпендикулярно направлению движения, а ось  $Oz$  – вертикально. Начало координат совпадает с центром симметрии кузова вагона на уровне головок рельса до начала колебаний.

9. Силами сухого трения в центральном рессорном подвешивании пренебрегаем.

10. Принята в качестве базовой конструкция тележки пассажирского вагона с отдельными гидравлическими гасителями колебаний в центральной и с фрикционными гасителями – в буксовых ступенях рессорного подвешивания.

11. Коэффициент относительного трения фрикционного гасителя колебаний в буксовой ступени полагается постоянным.

12. Рассматривается установившийся режим колебаний при движении по регулярным неровностям.

13. При моделировании колебаний боковой качки и бокового отхода плечо горизонтальных сил относительно центра масс кузова считается постоянным, не зависящим от прочих видов колебаний.

На рис. 1 приведен пример расчетной схемы, соответствующий колебаниям подпрыгивания и галопирования, бокового отхода и виляния. Схема также легко адаптируется и для случая колебаний подпрыгивания и боковой качки.

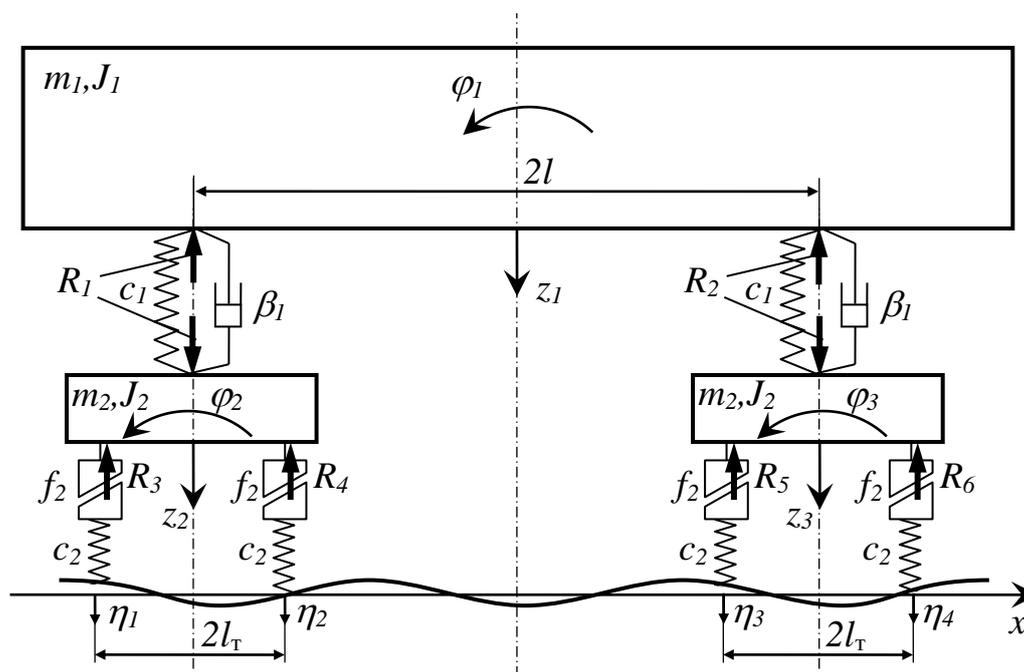


Рис. 1. Расчетная схема пассажирского вагона при моделировании колебаний  
Fig. 1. Calculation scheme for modeling the vibrations

На рис. 1 обозначено:  $m_1$ ,  $m_2$  – массы кузова и рамы тележки, соответственно;  $J_1$ ,  $J_2$  – собственные моменты инерции для

кузова и рамы тележки, соответственно;  $c_1$ ,  $c_2$  – жесткости рессорного подвешивания одной тележки для центральной и буксо-

вой ступеней, соответственно;  $\beta_l$  – коэффициент вязкого трения демпфера в центральной ступени;  $f_l$  – коэффициент относительного трения в буксовых ступенях рессорного подвешивания;  $2l, 2l_T$  – базы вагона и тележки, соответственно;  $z_1, z_2, z_3$  – перемещения кузова, левой и правой тележек, соответственно;  $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$  – углы поворота для кузова, левой и правой тележек, соответственно;  $\eta_1, \eta_2, \eta_3, \eta_4$  –

отклонения рельса под соответствующими колесными парами вагона;  $R_1, R_2, R_3, R_4, R_5, R_6$  – реакции связей;  $g$  – ускорение свободного падения.

Для составления уравнений движения заменим межмассовые связи реакциями и применим принцип Даламбера:

$$\begin{cases} \dot{z}_1 = V_1; & \dot{\varphi}_1 = \omega_1; \\ \dot{z}_2 = V_2; & \dot{\varphi}_2 = \omega_2; \\ \dot{z}_3 = V_3; & \dot{\varphi}_3 = \omega_3; \\ \dot{V}_1 = g - \frac{R_1 + R_2}{m_1}; & \dot{\omega}_1 = \frac{(R_2 - R_1)l}{J_1}; \\ \dot{V}_2 = g + \frac{R_1 - R_3 - R_4}{m_2}; & \dot{\omega}_2 = \frac{(R_4 - R_3)l_T}{J_2}; \\ \dot{V}_3 = g + \frac{R_2 - R_5 - R_6}{m_2}; & \dot{\omega}_3 = \frac{(R_6 - R_5)l_T}{J_2}, \end{cases} \quad (1)$$

где  $V_1, V_2, V_3$  – скорости масс, составляющих систему;  $\omega_1, \omega_2, \omega_3$  – угловые скорости.

Составим уравнения связей, то есть зависимости реакций от деформаций и скоростей:

$$\begin{cases} R_1 = 2R_y(z_1 + \varphi_1 l - z_2, V_1 + \omega_1 l - V_2); \\ R_2 = 2R_y(z_1 - \varphi_1 l - z_3, V_1 - \omega_1 l - V_3); \\ R_3 = 2R_o(z_2 + \varphi_2 l_T - \eta_1, V_2 + \omega_2 l_T - \dot{\eta}_1); \\ R_4 = 2R_o(z_2 - \varphi_2 l_T - \eta_2, V_2 - \omega_2 l_T - \dot{\eta}_2); \\ R_5 = 2R_o(z_3 + \varphi_3 l_T - \eta_3, V_3 + \omega_3 l_T - \dot{\eta}_3); \\ R_6 = 2R_o(z_3 - \varphi_3 l_T - \eta_4, V_3 - \omega_3 l_T - \dot{\eta}_4), \end{cases} \quad (2)$$

где  $R_y(\Delta z, \Delta V), R_o(\Delta z, \Delta V)$  – функции реакций в центральной и буксовой ступенях рессорного подвешивания, соответственно;  $\Delta z$  – деформация связи соответствующей связи;  $\Delta V$  – скорость деформации.

При разработке математической модели эластомерных демпферов в центральной ступени рессорного подвешивания

учитывались результаты исследований в области эластомерных поглощающих аппаратов автосцепки [7, 8]. В частности, силовая характеристика моделировалась не на основе общепринятого подхода [9, 10], а с привлечением уравнений гидравлики [11, 12] для описания течения эластомера.

Начальные условия можно принять в следующем виде:

$$\left\{ \begin{array}{l}
t = 0; \\
z_1 = \frac{m_1}{4c_1} g + \frac{m_1 + m_2}{c_2} g + \frac{\eta_1(0) + \eta_2(0) + \eta_3(0) + \eta_4(0)}{4}; \\
z_2 = \frac{m_1 + m_2}{2c_2} g + \frac{\eta_1(0) + \eta_2(0)}{2}; \\
z_3 = \frac{m_1 + m_2}{2c_2} g + \frac{\eta_3(0) + \eta_4(0)}{2}; \\
\varphi_1 = \frac{\eta_3(0) + \eta_4(0) - \eta_1(0) - \eta_2(0)}{4l}; \\
\varphi_2 = \frac{\eta_2(0) - \eta_1(0)}{2l_T}; \quad \varphi_3 = \frac{\eta_3(0) - \eta_4(0)}{2l_T}; \\
V_1 = \frac{\dot{\eta}_1(0) + \dot{\eta}_2(0) + \dot{\eta}_3(0) + \dot{\eta}_4(0)}{4}; \\
V_2 = \frac{\dot{\eta}_1(0) + \dot{\eta}_2(0)}{2}; \quad V_3 = \frac{\dot{\eta}_3(0) + \dot{\eta}_4(0)}{2}; \\
\omega_1 = \frac{\dot{\eta}_3(0) + \dot{\eta}_4(0) - \dot{\eta}_1(0) - \dot{\eta}_2(0)}{4l}; \\
\omega_2 = \frac{\dot{\eta}_2(0) - \dot{\eta}_1(0)}{2l_T}; \quad \omega_3 = \frac{\dot{\eta}_3(0) - \dot{\eta}_4(0)}{2l_T}.
\end{array} \right. \quad (3)$$

Для интегрирования системы дифференциальных уравнений (1) с начальными условиями (3) применен метод Эйлера.

### Результаты

На основе разработанной математической модели произведены многовариантные расчеты, при которых варьировались скорость движения и коэффициенты вязкого трения демпферов центральной ступени.

Выполнено моделирование колебаний подпрыгивания и галопирования. На рис. 2 приведены силовые характеристики демпферов, полученные на основе квадратичной зависимости силы вязкого трения от скорости.

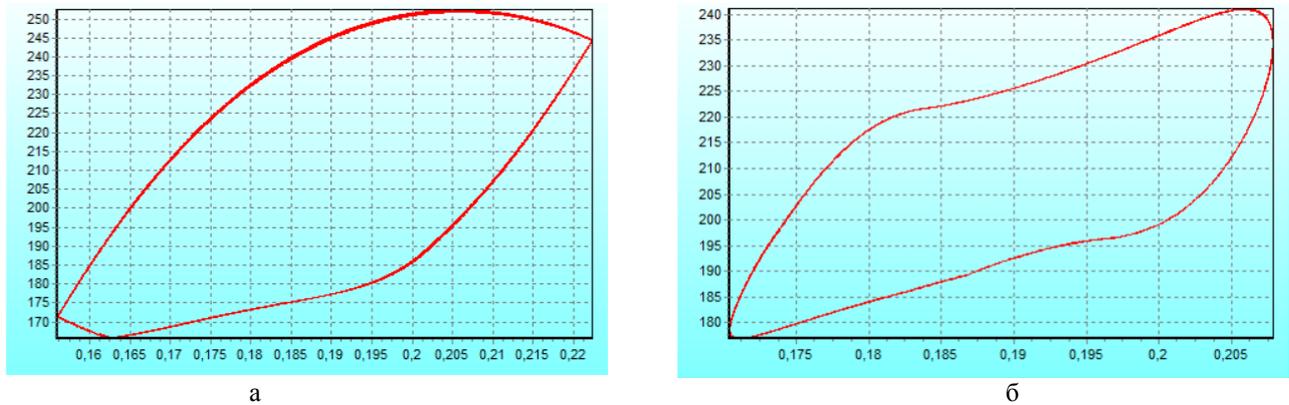


Рис. 2. Силовые характеристики демпфера: а – колебания только подпрыгивания; б – колебания подпрыгивания с галопированием

Fig. 2. Power characteristics of dampener. a – bouncing vibrations only; b – bouncing vibrations with galloping

Диаграммы получены для скорости движения 44,44 м/с. При более низких скоростях площадь, ограниченная характеристикой и представляющая собой величину поглощенной энергии за один период, оказывается меньше.

При наличии галопирования величина поглощенной энергии в несколько раз снижается. Это можно объяснить тем, что галопирование связано с одновременным прохождением неровности колесными парами. В результате общий (средний) прогиб рессорных подвешиваний оказывается существенно ниже, чем при «синхронном» изменении неровностей. Это влияние можно еще более наглядно проиллюстрировать, рассмотрев диаграмму зависимости максимальной реакции от скорости при разных вариантах (рис. 3).

При демпфере с выбранным значением коэффициента трения 130 т/м обе зависимости (сплошные линии) имеют монотонно возрастающий характер, то есть влияние галопирования также монотонно возрастает при увеличении скорости. При низком значении коэффициента трения 10 т/м (штриховые линии) зависимости имеют всплески, вызванные, очевидно, появлением резонанса при скорости 28 м/с, кроме того, при скорости 50 м/с на кривой с учетом галопирования появляется второй максимум, что объясняется появлением резонанса для этой дополнительной степени свободы.

На рис. 4 приведены зависимости максимальной реакции от скорости, вызванные только галопированием, которые подтверждают сделанные выше выводы.

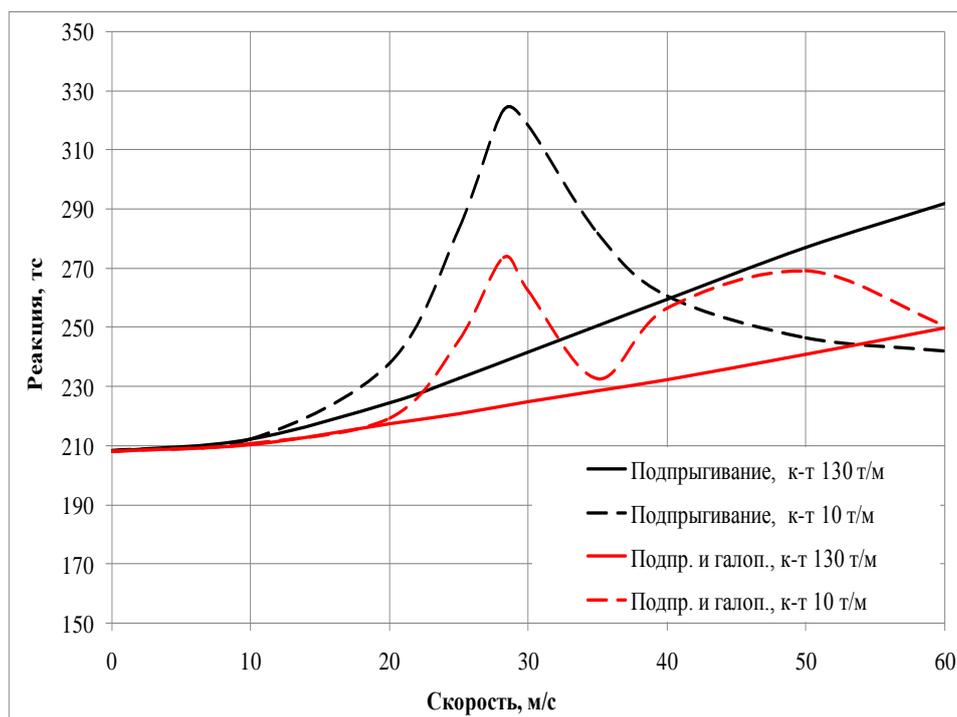


Рис. 3 – Зависимости максимальных значений реакции от скорости движения вагона при колебаниях подпрыгивания и галопирования

Fig. 3 – The dependence of the maximum reaction values on the speed of the car during the vibrations of bouncing and galloping

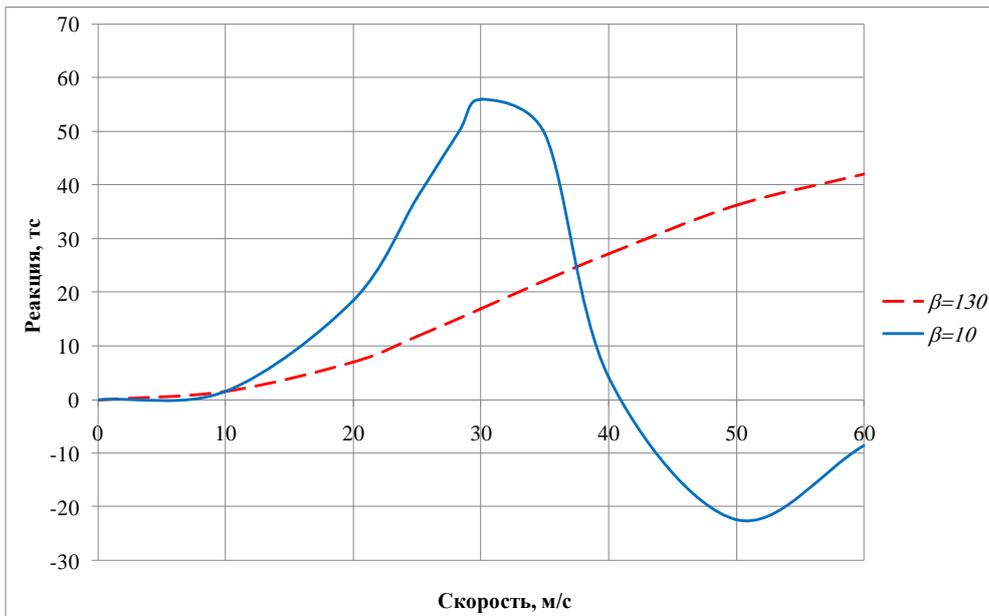


Рис. 4. Зависимости максимальных значений реакции от скорости вагона при колебаниях галопирования  
 Fig. 4. The dependence of the maximum reaction values on the speed of the car during the vibrations of galloping

Проведено также исследование колебаний, вызванное поперечными неровностями пути. На рис. 5 приведена диаграм-

ма зависимости максимальной реакции от скорости движения.

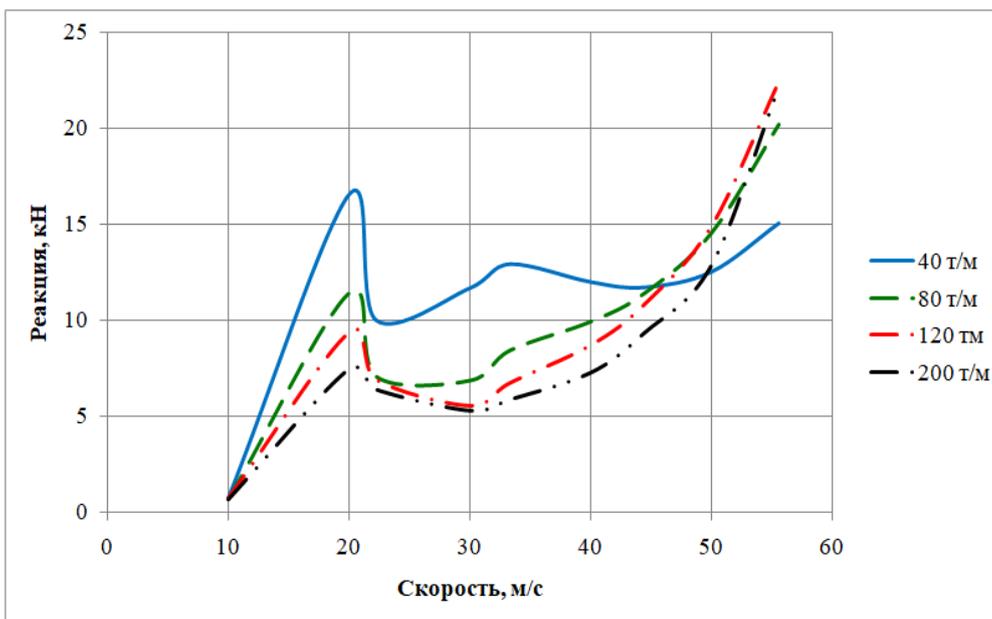


Рис. 5. Зависимости максимальных значений горизонтальной реакции от скорости движения вагона при колебаниях бокового отбоя и виляния  
 Fig. 5. The dependences of the maximum reaction values on the speed of the car during the vibrations of lateral attitude and wagging

Имеет место всплеск реакции при скорости 20 м/с. Наиболее опасные режимы колебаний характеризуются высокими скоростями и значениями коэффициента трения, связанный с резонансными явлениями.

На рис. 6 приведена номограмма значений максимальной горизонтальной реакции как функции скорости и коэффициента трения.

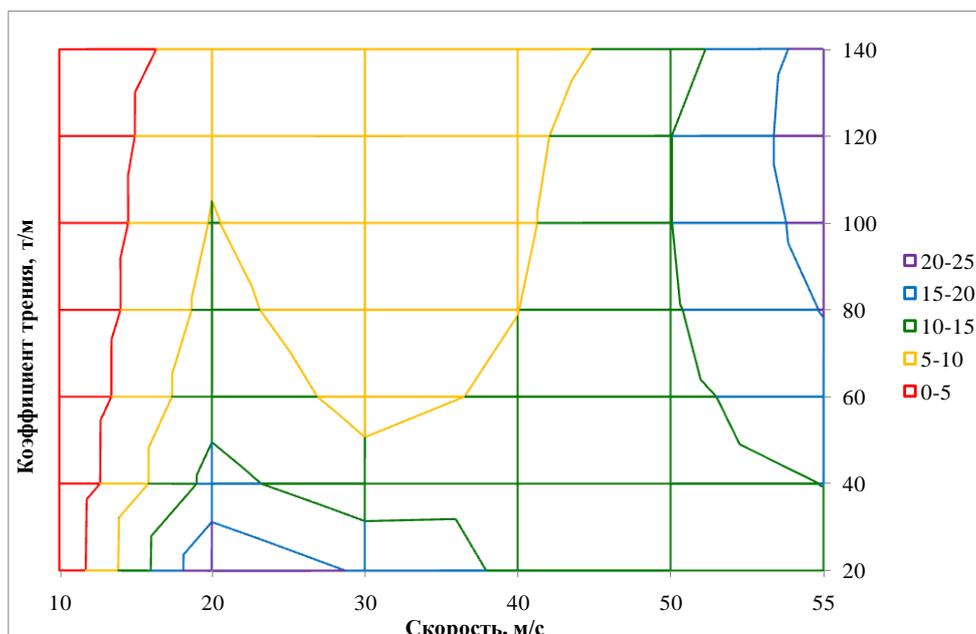


Рис. 6. Номограмма зависимости максимальных значений реакции от скорости и коэффициента трения при колебаниях бокового отбоя и виляния

Fig. 6. Nomogram of the dependence of the maximum values of the reaction on the speed and coefficient of friction during vibrations of lateral attitude and wagging

Выполнено также моделирование колебаний подпрыгивания и боковой качки для анализа колебаний при движении пассажирского вагона по неровности, связанной с перекосом пути. При этом силы тяжести элементов расчетной схемы не принимались в расчет, так как они учитывались при моделировании колебаний подпрыгивания и галопирования.

На рис. 7 показана диаграмма зависимостей максимальной реакции в центральной (красные линии) и буксовой (черные линии) ступенях рессорного подвешивания. Сплошные линии соответствуют значению коэффициента трения вертикальных демпферов центральной ступени 130 т/м, штриховые линии - значению 60 т/м.

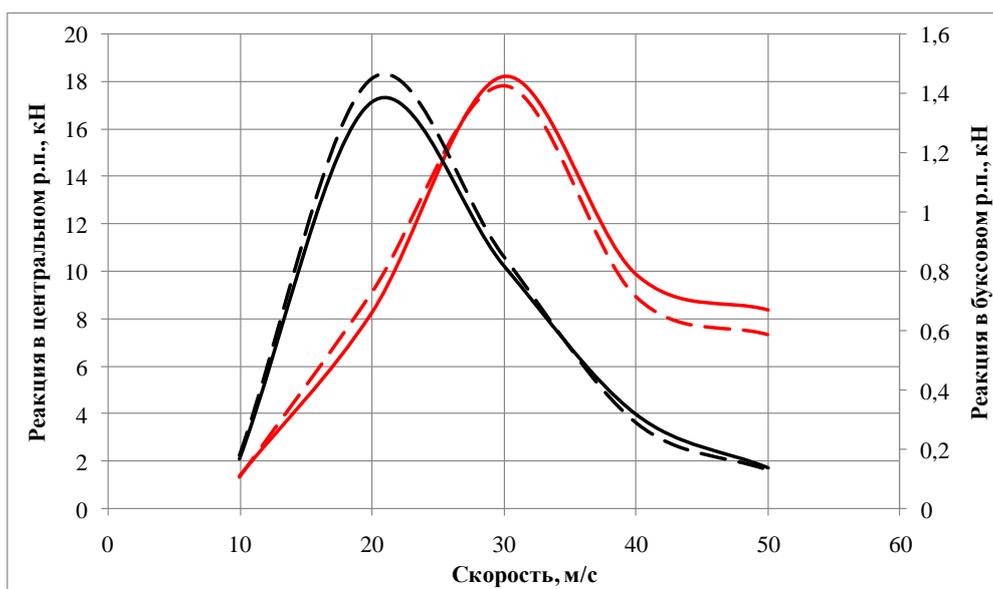


Рис. 7. Зависимости максимальных реакций от скорости при колебаниях подпрыгивания и боковой качки

Fig. 7. The dependences of the maximum reaction values on the speed during the vibrations of bouncing and side pitching

Графики имеют выраженный максимум, связанный с наступлением резонанса. Уровень сил в центральном рессорном подвешивании оказывается на порядок выше, чем в буксовом, кроме того, отличаются точки максимумов.

На рис. 8 и 9 приведены номограммы амплитуд вертикальных реакций в цен-

тральной и буксовой ступенях рессорного подвешивания в зависимости.

Полученные данные показывают, что значение коэффициента вязкого трения не так значительно влияет на амплитуды реакций, как скорость движения.

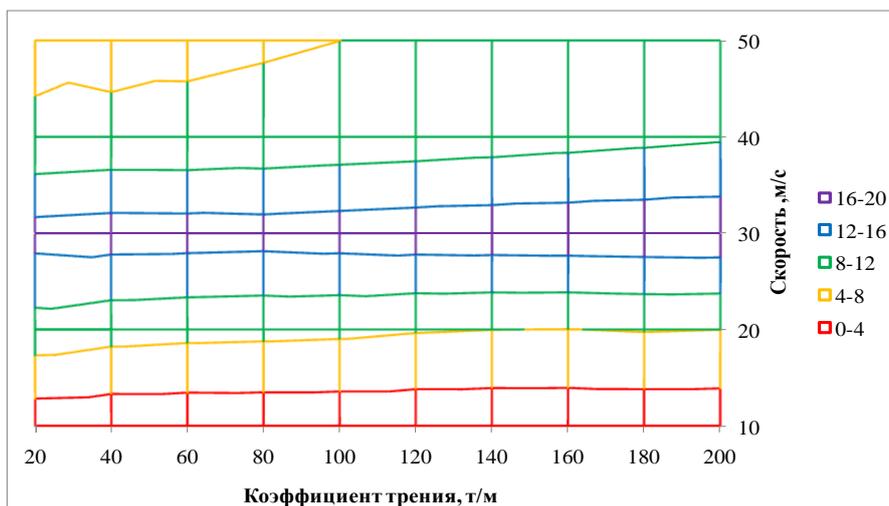


Рис. 8. Номограмма амплитуд вертикальной реакции в центральной ступени при подпрыгивании и боковой качке  
 Fig. 8. Nomogram of the amplitudes of the vertical reaction in the central stage during bouncing and lateral pitching

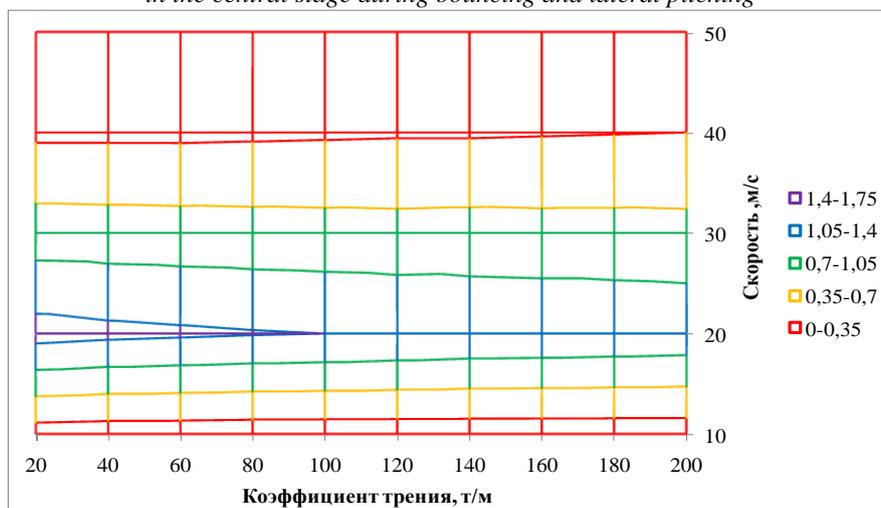


Рис. 9. Номограмма амплитуд вертикальной реакции в буксовой ступени при подпрыгивании и боковой качке  
 Fig. 9. Nomogram of the amplitudes of the vertical reaction in the axle box stage during bouncing and lateral pitching

Для пассажирских вагонов для оценки динамических качеств используется показатель плавности хода [1]. Этот показатель обобщает влияние нескольких факторов на уровень комфорта пассажиров, а именно:

- амплитуды ускорения;

- частоты ускорения;
- коэффициента утомляемости пассажиров.

На рис. 10 приведена сводная диаграмма зависимости показателя плавности от скорости.

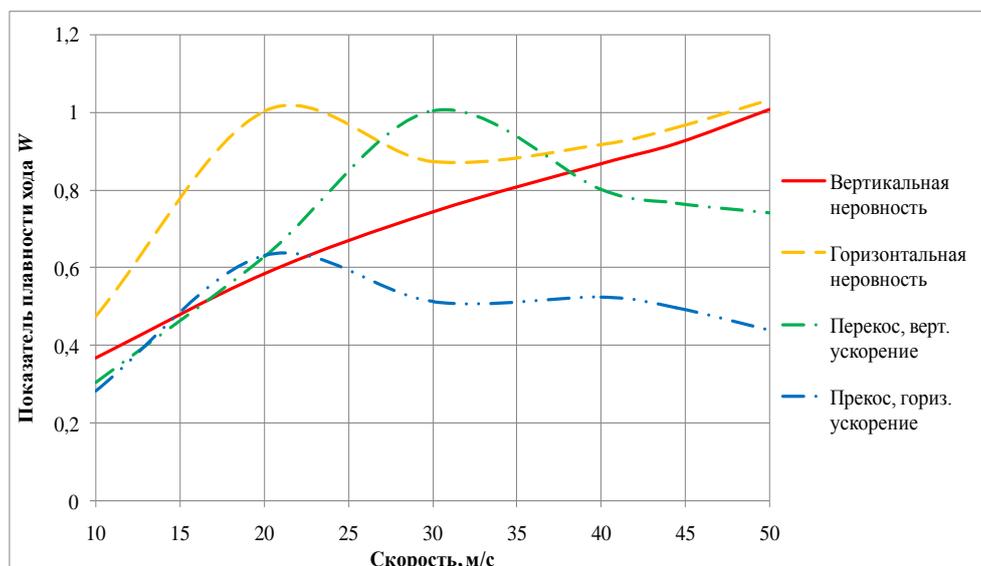


Рис. 10. Зависимости показателя плавности хода от скорости движения при различных видах колебаний

Fig. 10. The dependence of the smoothness indicator on the speed of movement for various types of vibrations

Из графиков видно, что показатель плавности хода по разным видам колебаний принимает наибольшие значения при различных скоростях.

В таблице сведены итоговые значения параметров, соответствующие наибольшим значениям показателя W по каждому виду колебаний.

Параметры для определения показателя плавности хода

Таблица

Table

Parameters for determining the ride comfort index

Вид неровности и колебаний	Скорость, м/с	Амплитуда ускорения, м/с <sup>2</sup>	Частота, Гц	W
Вертикальная	44,44	2,133	3,557	1,0743
Горизонтальная	20	1,436	2,078	1,0024
Перекос, вертикальные	30	1,971	2,442	1,0044
Перекос, горизонтальные	20	0,341	1,564	0,6308
Результирующий				1,4572

Результирующее значение показателя плавности хода составило 1,46 (что значительно ниже допустимого значения

3...3,25). Это свидетельствует о хороших ходовых качествах предложенной модели тележки пассажирского вагона.

### Заключение

1. Разработаны математические модели для исследования колебаний пассажирского вагона при движении по неровностям пути и реализованы в виде пакета программных приложений на языке C++.

Созданные средства расчетного моделирования могут использоваться при проектировании ходовых частей пасса-

жирских вагонов и выбора параметров гасителей колебаний.

2. Проведены исследования колебаний пассажирского вагона, оборудованного предлагаемыми эластомерными двухходовыми демпферами в центральной ступени рессорного подвешивания.

3. Теоретически обоснована эффективность предложенных эластомерных демпферов. Показатель плавности хода составил 1,46, что существенно ниже до-

#### СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Вершинский С.А., Данилов В.Н., Хусидов В.Д. Динамика вагонов. - М.: Транспорт, 1991. - 360 с.
2. Руководящий документ РД 32.68-96. Расчетные неровности железнодорожного пути для использования при исследованиях и проектировании пассажирских и грузовых вагонов. - М.: ВНИИЖТ, 1996. - 17 с.
3. Субботин С.Г., Мельникова А.Ю. Спектральные характеристики для сравнения и идентификации ударных нагрузений. *Заводская лаборатория. Диагностика материалов*. 2009;75(12):53-56.
4. Хусидов В.В., Хохлов А.А., Петров Г.И., Хусидов В.Д. Динамика пассажирского вагона и пути модернизации тележки КВЗ-ЦНИИ. / Под ред. А.А. Хохлова. - М.: МИИТ, 2001. - 160 с.
5. Исследование по совершенствованию рессорного подвешивания тележки модели 68-4075. Отчет о НИР. Тема №179н/2000 (22/03/121). - М.: (МИИТ; НИИТТ, 2001. - 52 с.
6. Козлов М.В. Оценка основных динамических характеристик вагона при возможных отказах гасителей раздельного гашения колебаний / Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. 05.22.07 -

#### REFERENCE

1. Vershinsky SA, Danilov VN, Khusidov VD. Dynamics of cars. - Moscow: Transport;1991.
2. Guideline RD 32.68-96. Calculated irregularities of the railway track for use in research and design of passenger and freight cars. Moscow: VNIIZHT; 1996.
3. Subbotin SG, Melnikova AYU. Spectral characteristics for comparison and identification of shock loads. *Zavodskaya laboratoriya. Diagnostika materialov*. 2009;75(12):53-56.
4. Khusidov VV, Khokhlov AA, Petrov GI, Khusidov VD. Dynamics of the passenger car and ways to modernize KVZ-TsNII bogie. Moscow: MIIT; 2001.
5. Research on improving the bogie spring suspension of 68-4075 model. Research report. Topic No. 179n/2000 (22/03/121). Moscow: MIIT; NIIT; 2001.
6. Kozlov MV. Evaluation of the main dynamic characteristics of the car in case of possible failures of separate vibration dampers [abstract of the disserta-

#### Информация об авторах:

**Евсеев Дмитрий Геннадьевич** – д.т.н., профессор, президент ИГТСУ РУТ (МИИТ), профессор кафедры «Технология транспортного машиностроения и ремонта подвижного состава», тел.8-

пускаемого значения, что свидетельствует о хороших динамических качествах предложенной модели тележки.

- Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация. - М.: МИИТ, 2007. - 23 с.
7. Горячев С.А. Разработка методики проектирования и выбор параметров эластомерного поглощающего аппарата грузовых вагонов / Дисс. ... канд. техн. наук. 05.22.07. - Екатеринбург: УрГУПС, 1999. - 149 с.
8. Андриянов С.С. Нагруженность элементов специализированных вагонов, оборудованных амортизаторами повышенной энергоемкости / Дисс. ... канд. техн. наук. 05.22.07. - М.: МИИТ, 2006. - 106 с.
9. Челноков И.И. Гидравлические гасители колебаний пассажирских вагонов. - Москва: Транспорт, 1975. - 73 с.
10. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). - М.: ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996 г., 317с.
11. Чугаев Р.Р. Гидравлика (Техническая механика жидкости). - Л.: Энергоиздат. Ленинградское отделение, 1982. - 672 с.
12. Справочник по гидравлическим расчетам / Под ред. Киселева П.Г. - М.: Энергия, 1972. - 312 с.

- tion]. [Moscow (RF)]: Moscow State University of Railway Engineering (MIIT); 2007.
7. Goryachev SA. Development of design methodology and choosing parameters of elastomeric absorbing apparatus of freight cars [dissertation]. [Yekaterinburg (RF)]: Ural State University of Railway Transport; 1999.
8. Andriyanov SS. Loading of elements of special-purpose cars equipped with shock absorbers of increased energy intensity [dissertation]. [Moscow (RF)]: Moscow State University of Railway Engineering (MIIT); 2006.
9. Chelnokov II. Hydraulic vibration dampers of passenger cars. Moscow: Transport; 1975.
10. Norms for the calculation and design of railcars of 1520 mm gauge (non-self-propelled). Moscow: GosNIIV-VNIIZhT; 1996.
11. Chugaev RR. Hydraulics (Technical fluid mechanics). Leningrad: Energoizdat. Leningrad department;1982.
12. Kiseleva PG, editor. Handbook of hydraulic calculations. Moscow: Energiya; 1972.

499-978-71-52, Председатель Диссертационного совета Д 218.005.01, ORCID 0000-0001-8610-0624, РИНЦ SPIN-код42831776, Author-ID-РИНЦ497915.

**Сарычев Юрий Николаевич** – аспирант кафедры «Технология транспортного машиностроения и ремонта подвижного состава», тел. 8-499-978-71-52,

**Беспалько Сергей Валерьевич** - д.т.н., профессор кафедры «Вагоны и вагонное хозяйство», тел.8-495-684-22-32, член Диссертационного совета Д 218.005.01, ORCID 0000-0002-6027-6039, РИНЦ SPIN-код25201669, Author-ID-РИНЦ274453.

**Information about the authors:**

**Evshev Dmitry Gennadievich**, Doctor of Technical Sciences, President of the Institute of Transport Technology and Control Systems, Professor of the Department of Technology of Transport Engineering and Repair of Rolling Stock, phone: 8-499-978-71-52, member of the Dissertation Council Д 218.005.01, ORCID 0000-0001-8610-0624, RSCI SPIN-код42831776, Author-ID- RSCI 497915.

**Sarychev Yury Nikolaevich**, Postgraduate Student of the Department of Technology of Transport Engineer-

ing and Repair of Rolling Stock, phone: 8-499-978-71-52.

**Bespalko Sergey Valeryevich**, Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department of Cars and Car Facilities, phone: 8-495-684-22-32, member of the Dissertation Council Д 218.005.01, ORCID 0000-0002-6027-6039, RSCI SPIN-code 25201669, Author-ID- RSCI 274453.

**Вклад авторов: все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации.**  
**Contribution of the authors: the authors contributed equally to this article.**

**Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.**  
**The authors declare no conflicts of interests.**

**Статья опубликована в режиме Open Access.**  
**Article published in Open Access mode.**

Статья поступила в редакцию 11.01.2022; одобрена после рецензирования 04.02.2022; принята к публикации 23.05.2022. Рецензент – Волохов Г.М., доктор технических наук, заведующий отделением динамики и прочности подвижного состава и инфраструктуры Акционерного общества «Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава, член редколлегии журнала «Транспортное машиностроение».

The article was submitted to the editorial office on 11.01.2022; approved after review on 04.02.2022; accepted for publication on 23.05.2022. The reviewer is Volokhov G.M., Doctor of Technical Sciences, Head of the Department of Rolling Stock and Infrastructure Dynamics and Strength of "Research and Development and Technological Institute of Rolling Stock", member of the Editorial Board of the journal *Transport Engineering*.