

УДК 629.4.023.142

DOI: 10.30987/1999-8775-2021-2-44-50

Д.Я. Антипин, Е.В. Лукашова, П.Д. Жиров

## ОБОСНОВАНИЕ МЕТОДИКИ АНАЛИЗА КОМФОРТА И БЕЗОПАСНОСТИ ПРИ ПЕРЕВОЗКАХ ПАССАЖИРОВ ЗА СЧЕТ УМЕНЬШЕНИЯ ВИБРАЦИОННОЙ НАГРУЖЕННОСТИ КУЗОВА ПАССАЖИРСКОГО ВАГОНА

Проанализированы натурные ходовые испытания, которые были проведены зарубежными и отечественными специалистами. Выявлены собственные частоты и формы колебаний несущей конструкции кузова, которые оказывают самое значительное влияние на уровень комфорта пассажиров. Рекомендованы конструктивные решения, ко-

торые обеспечат большую безопасность и комфорт пассажиров при поездке в отечественных пассажирских вагонах.

**Ключевые слова:** кузов, пассажирский вагон, комфорт, жесткостные свойства, собственные частоты, вибрационная нагруженность, индекс комфорта.

D.Ya. Antipin, E.V. Lukashova, P.D. Zhiron

## JUSTIFICATION OF TECHNIQUE FOR COMFORT AND SAFETY ANALYSIS AT PASSENGER TRANSPORTATION ON VIBRATION LOAD DECREASE OF PASSENGER CAR BODY

The purpose of the work is to increase comfort and safety of railway passenger transportation, at the expense of passenger car body vibration load decrease. The analysis of the investigations carried out and dedicated to the definition of rigidity property impact upon the level of passenger comfort and traffic safety has shown that the first mode of vertical bending impacts considerably upon car body dynamic behavior. The analysis of vibration load impact upon passenger car body was carried out in accordance with Dumitriu's technique. As apposed to the investigations carried out earlier in the paper the data on car metal structure acceleration are obtained through the methods of mathematical modeling based on solid and finite element models.

On the basis of the data obtained and natural running tests there was created and verified a particularized lamellar finite-element model of a car body with the aid of which there were obtained values of vertical and horizontal accelerations of a car body metal structure. The analysis of the results obtained has shown that within the frequency range of 8.9. – 20 Hz there are observed acceleration surges which are among the most sensitive ones in terms of the impact upon man and transport comfort support.

At the frequencies obtained there was carried out a passenger comfort investigation with the aid of

which it was defined that at the frequency of car body own bending oscillations of 8.9 Hz – a comfort index is above 4 units that shows a low comfort level.

A frequency of 8.9 Hz corresponds to a vertical bending mode which is the most significant mode of car body deformation in terms of passenger comfort support. With regard to this in the works there was offered a number of efficient measures for strengthening car body structure bearing capacity with the goal of its bending rigidity increase which provides an installation of a supplementary bearing partition in the mid-section of a car body, and also the introduction of auxiliary longitudinal elements in a frame supporting design. For the effectiveness assessment of measures offered there was carried out re-investigation according to the technique described. As a result of the computation it was defined that the design measures offered allowed increasing a frequency value of own bending vibration of car body metal structure up to 11.7 Hz.

The analysis of the results obtained allowed drawing a conclusion of the effectiveness of design solutions offered on car body vibration load decrease.

**Key words:** car body; passenger car, comfort, rigidity properties, eigen frequencies, vibration load, comfort index.

### Введение

При движении железнодорожного транспорта комфорт пассажиров оказывает как физиологическое, так и психологиче-

ское влияние на организм человека. Он базируется на отсутствии основных источников возбуждения, которые отрицательно

вливают на пассажиров. При поездке на железнодорожном транспорте определяется субъективное благополучие, которое является одним из основных факторов, способствующих высокой конкурентоспособности железнодорожного транспорта.

Основное воздействие на уровень комфорта и вибрационную нагруженность вагона оказывают жесткостные характеристики кузова.

При эксплуатации пассажирский вагон подвергается колебаниям, которые зависят от конструктивных особенностей кузова и неровностей железнодорожного полотна. Возмущения, возникающие в области контакта колеса с рельсом, обладают нелинейными функциями, являющимися источниками вибрационной нагруженности кузова вагона.

Проведенный анализ работ [1–5], посвященных определению влияния жесткостных свойств на уровень комфорта пассажиров и безопасность движения показал, что первый режим вертикального изгиба существенно влияет на динамическое поведение кузова. Частота этого режима обычно колеблется в интервале от 6 до 12 Гц, при котором человеческий организм

### Методика исследования

Для оценки комфортности и безопасности пассажирских вагонов, используемых на железных дорогах России, применяют уровень поперечного непогашенного ускорения  $a_{nn}$ , имеющий воздействие на уровне оси буксы при прохождении вагона по кривому участку пути, который не компенсирован с помощью возвышения наружного рельса железнодорожной колеи. Также применяются показатели плавности хода в вертикальном  $W_z$  и горизонтальном  $W_y$  поперечных направлениях, которые соответствуют ГОСТ 31191.1-2004 (ИСО 2631-1:1997) [10].

Значения показателя плавности хода в течение периода времени или длины пути рассчитывается по формуле:

$$W_i = \alpha \cdot \alpha_{ki}^{0,3} \quad (1)$$

где  $W_i$  – показатель плавности хода продолжительностью времени  $T$ ;  $\alpha = 4,346$  – применяется для тех вибраций, которые

оказывает более высокую чувствительность к вертикальным колебаниям [6].

Японские исследователи Т. Такаhiro и Т. Тадао обнаружили, что при первом режиме вертикального изгиба кузов японского высокоскоростного поезда «Синкансэн» имеет собственную частоту 8,5 Гц, при которой полностью нарушается комфорт пассажиров [7].

У инженеров, проектирующих пассажирские вагоны, имеется две основные методики для оценки вибраций: измерения и симуляции [8, 9].

Первая методика является не всегда возможной на этапе проектирования нового вагона. На основе динамических испытаний моделирование является приоритетной методикой на сегодняшний день. Такой метод дает возможность спрогнозировать комфорт пассажиров при поездке на железнодорожном транспорте, но для полной достоверности и надежности данных модели должны быть проверены. Вследствие чего, необходимость в проверенных методах анализа и моделирования структурной динамики кузова является актуальной задачей в настоящий момент.

действуют в вертикальном направлении;  $\alpha = 4,676$  – применяется для тех вибраций, которые действуют в горизонтальном направлении,  $\alpha_{ki}$  – среднее квадратическое значение виброускорения на выходе корректирующего фильтра,  $m/c^2$  [11].

В качестве объекта для исследований рассмотрен пассажирский вагон с местами для сидения модели 61-4458 производства ОАО «Тверской вагоностроительный завод».

Применение новейшего высокотехнологического оборудования, которое может фильтровать ускорения с помощью кривой весовых коэффициентов, позволяет произвести расчет значения показателя плавности хода в течение периода времени или длины пути.

Вычисление плавности хода производилось на временном интервале от 5 секунд до 5 минут.

Полученные значения плавности хода должны быть верны на 95%, чтобы в дальнейшем рассчитать значения показателей комфорта более точно. Измерения могут быть сделаны на поверхностях взаимодействия между телом человека и сиденьем.

При движении по рельсовому пути кузов пассажирского вагона испытывает вибрации определенной частоты. Частотная характеристика возбуждающих сил влияет на динамические свойства кузова. Для получения динамических отклонений необходимо иметь верную разность фаз и относительную величину между сигналами ускорений. Участок находящийся под кривой спектральной плотности мощности соответствует среднеквадратичному значению ускорений. Пики в спектрах свидетельствуют о динамических отклонениях несущих элементов кузова при колебаниях вагона, вызванных движением по неровностям пути.

Все испытания проводились на отрезке пути, имеющем протяженность 160 километров. Выборки принимались с учетом постоянной скорости вагона, постоянного радиуса кривой и постоянных условий трения рельса и колеса между перегонами. На основе полученных данных вертикальных и горизонтальных ускорений, были определены динамические отклонения кузова вагона, также были определены отфильтрованные ускорения в диапазоне частот от 0,5 до 20 Гц, для расчета коэф-

фициента плавности хода. Для проведения испытаний были рассмотрены три основных участка железнодорожной колеи: прямой участок пути, кривые участки, имеющие радиус 1000 м, и участки пути, имеющие стрелочные переводы с крестовиной 1/11.

При скорости движения 160 км/ч и максимальных вертикальных ускорениях  $0,38 \text{ м/с}^2$ , пики вибраций спектральных плотностей, ниже 7 Гц, относятся к колебаниям кузова, как абсолютно жесткого тела, которое движется по прямому участку пути, тогда как колебания, которые имеют частоту больше 7 Гц, при наибольших вертикальных ускорениях  $0,41 \text{ м/с}^2$ , характеризуют участок, который относится к части пути со стрелочным переводом. Таким образом, максимальная точка вибраций с частотой 8,9 Гц относится к первой форме вертикального изгиба, максимальная точка вибраций, с частотой 11,8 Гц, относится к скручиванию, а при максимальной точке вибраций с частотой 16 Гц возбуждение происходит только на прямом участке пути и относится ко второй форме вертикального изгиба.

Анализ вибрационных нагрузок на кузов пассажирского вагона проводился в соответствии с методикой М. Дмитриу [12].

В соответствии с методикой первый режим вертикального изгиба существенно влияет на динамическое поведение кузова и определяется по формуле:

$$w_c(x, t) = z_c(t) + \left(x + \frac{L_c}{2}\right) \theta_c(T) + X_c(x) T_c(t), \quad (2)$$

где  $z_c$  - подскок;  $\theta_c$  - шаг;  $L_c$  - длина хребтовой балки кузова вагона;  $T_c(t)$  - координата вертикального изгиба кузова;  $X_c(x)$  -

представляет собой естественную функцию вибрационной моды, описанную в уравнении:

$$X_c(x) = \sin \beta_c x + \sinh \beta_c x - \frac{\sin \beta_c L_c - \sinh \beta_c L_c}{\cos \beta_c L_c - \cosh \beta_c L_c} (\cos \beta_c x + \cosh \beta_c x), \quad (3)$$

где

$$\beta_c = \sqrt[4]{\omega_c^2 p_c / EI}, \quad (4)$$

и

$$\cos \beta_c L_c \cosh \beta_c L_c - 1 = 0, \quad (5)$$

где  $\omega_c$  - собственная частота колебаний кузова [3].

На основе полученных данных и натуральных ходовых испытаний, проводимых ОАО «Тверской вагоностроительный

завод», была создана детализированная пластинчатая конечно-элементная модель кузова, с помощью которой были получе-

ны собственные формы колебаний кузова (рис. 1).

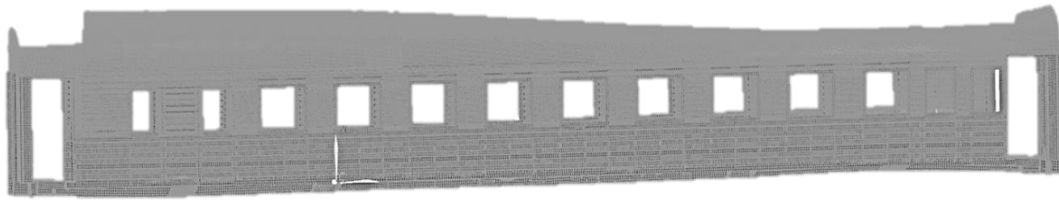


Рис. 1. Первый режим вертикального изгиба, рассчитанный методом конечных элементов

В результате моделирования были получены величины вертикальных и горизонтальных ускорений металлоконструкции кузова.

### Результаты исследования

Проанализировав полученные результаты, было установлено, что в диапазоне частот 8,9- 16 Гц отмечаются всплески ускорений. Учитывая данные, которые приводились ранее, и опыт зарубежных исследователей, в указанный диапазон входят частоты, относящиеся к одним из наиболее чувствительных частот для человека [13].

Для вычисления комфорта пассажиров на прямых участках пути используют такой показатель, как индекс комфорта:  $N_{MV}$  – упрощенный метод,  $N_{VA}$  – полный метод, определяемый по зависимостям в рамках стандарта CEN 12299:

Для вычисления комфорта пассажиров на прямых участках пути используют такой показатель, как индекс комфорта:  $N_{MV}$  – упрощенный метод,  $N_{VA}$  – полный метод, определяемый по зависимостям в рамках стандарта CEN 12299:

Для вычисления комфорта пассажиров на прямых участках пути используют такой показатель, как индекс комфорта:  $N_{MV}$  – упрощенный метод,  $N_{VA}$  – полный метод, определяемый по зависимостям в рамках стандарта CEN 12299:

$$N_{MV} = 6 \cdot \sqrt{(a_{XP}^{Wd})^2 + (a_{YP}^{Wd})^2 + (a_{ZP}^{Wd})^2}, \quad (6)$$

$$N_{MA} = 2 \cdot \sqrt{(a_{YP}^{Wd})^2 + (a_{ZP}^{Wb})^2} + 4 \cdot (a_{XP}^{Wb}) + 4 \cdot (a_{XP}^{Wc}), \quad (7)$$

где  $N$  – индекс комфорта (при  $N < 1$  комфортно, при  $N > 5$  некомфортно);  $a$  – ускорение;  $W_b$  – для вертикальных ускорений;  $W_c$  – для продольных ускорений (спинка сиденья);  $W_d$  – для боковых ускорений  $X$ ,  $Y$ ,  $Z$  – направление измерения (продольное, поперечное и вертикальное соответственно) [12].

При движении вагона на прямых и кривых участках пути нарушение комфорта пассажиров в большей части имеет одинаковые причины. Основное различие заключается в том, что, в кузове вагона, при прохождении на скорости кривого участка пути, появляется дополнительный квазистатический уровень поперечного ускорения. Среднее поперечное ускорение или

средний уровень любого колебания бокового ускорения воспринимается пассажирами как дискомфорт при поездке.

Британские железнодорожные исследователи проводили изучение комфорта «кнопочным методом». Смысл такого исследования заключался в том, что в вагон сажали несколько людей, на определенные места, у которых имелись кнопки, подающие сигнал о дискомфорте в данный период времени. Каждый раз, когда испытуемые сталкивались с дискомфортом, они нажимали на кнопку.

Из исследования, которое позволяет определить пассажиров, испытывающих дискомфорт, была определена следующая формула:

$$P_{CT} = 100 \cdot \left\{ \max \left[ A \cdot \left| \ddot{y}_{ls} \right|_{\max} + B \cdot \left| \ddot{y}_{ls} \right|_{\max} \cdot C; 0 \right] + \left( D \cdot \left| \dot{\varphi}_{ls} \right|_{\max} \right)^E \right\}, \quad (8)$$

где  $\dot{y}_{ls}$  – боковое ускорение кузова,  $\text{м/с}^2$ ;  $\ddot{y}_{ls}$  – изменение бокового ускорения кузова в течение 1 с,  $\text{м/с}^3$ ;  $\dot{\varphi}_{ls}$  – угловая скорость кузова,  $\text{рад/с}$ ;  $A, B, C, D, E$  – постоянные, принимаемые в соответствии с [14-16].

На основе изученных методик было проведено исследование комфорта пассажиров, при поездке на железнодорожном транспорте, в контрольных точках кузова, на полученных, в ходе моделирования, частотах. При частоте собственных изгибных колебаний кузова 8,9 Гц наблюдается, что индекс комфорта выше 4 единиц, что говорит о низком уровне комфорта (рис. 2).

Проанализировав полученные результаты, был сделан вывод, что первый

режим вертикального изгиба является ключевым режимом деформации кузова для обеспечения комфорта пассажиров, а также вносит значительный вклад в уровни вертикальных ускорений.

Исходя из этого, было предложено несколько конструктивных решений по укреплению несущей конструкции кузова для повышения его изгибной жесткости. Эти решения предусматривают дополнительные продольные элементы в несущей конструкции рамы, а также установку дополнительной несущей перегородки в среднем сечении кузова, обеспечивающей также и требования по пассивной безопасности вагона.

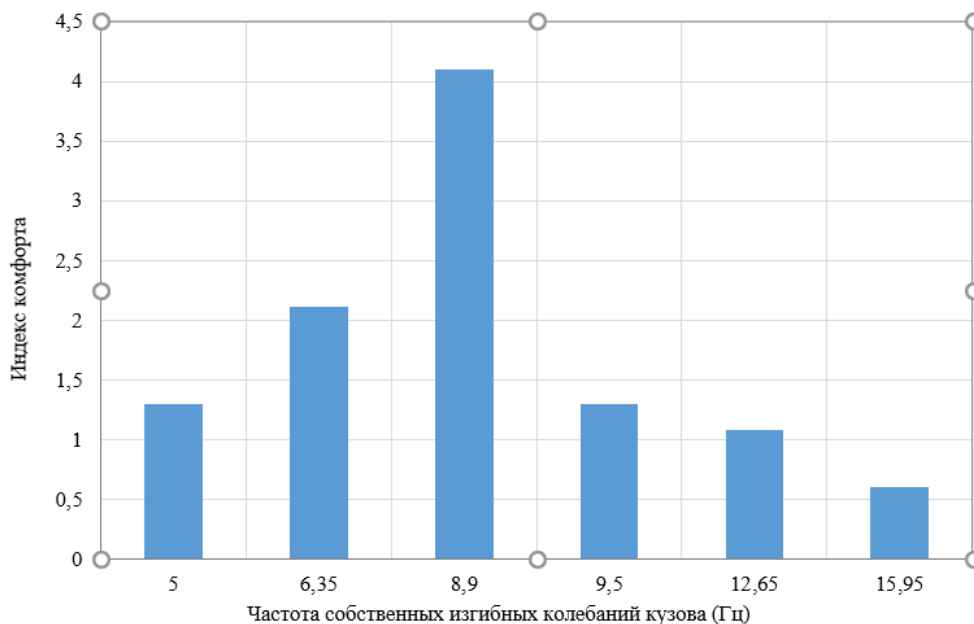


Рис. 2. Значения индекса комфорта

## Выводы

Для определения результативности предложенных мер было проведено повторное исследование по описанной методике. Из полученных данных был сделан вывод, что предложенные конструктивные решения позволили увеличить значение частоты собственных изгибных колебаний металлоконструкции кузова вагона до 11,7 Гц, это говорит о рациональности предложенных конструктивных мер по снижению вибрационной нагруженности кузова вагона.

Повышение частоты собственных изгибных колебаний металлоконструкции

кузова вагона также способствует повышению уровня комфорта пассажиров, поскольку металлоконструкция кузова переходит из менее комфортной зоны 8,9 Гц в зону близкую к 12,65 Гц (рис. 2), обеспечивающую значительно более высокий уровень комфорта пассажиров. Тем самым предлагаемая в работе методика позволяет обоснованно принимать технические решения, обеспечивающие повышение уровня комфорта перевозки пассажиров в отечественных вагонах локомотивной тяги.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Carlbom, P.** Carbody and Passengers in Rail Vehicle Dynamics: doctoral thesis / P. Carlbom. – Stockholm, 2000. – 107 p.
2. **Takahiro, T.** Reduction of bending vibration in railway vehicle carbodies using carbody–bogie dynamic interaction / T. Takahiro, T. Tadao // Selected and Extended Papers from the 21st Symposium of the International Association for Vehicle System Dynamics / 21st Symposium of the International Association for Vehicle System Dynamics (IAVSD '09) –Stockholm, Sweden, 2010.- P. 467-487. – ISSN: 0042-3114.
3. **Orvnäs, A.** Methods for reducing vertical carbody vibrations of a rail vehicle: Report in Railway Technology/ A. Orvnäs – Stockholm, Sweden, 2010. – 35 p. – ISBN 978-91-7415-631-7.
4. **Wu, P.** Dynamic response analysis of railway passenger car with flexible carbody model based on semi-active suspensions / P. Wu., J. Zeng, H. Dai // Vehicle System Dynamics (VEHICLE SYST DYN) 41 – United Kingdom: Taylor & Francis, 2004. – P.774–783. – ISBN: 90-265-1972-9.
5. **Zhou, J.** Influences of car body vertical flexibility on ride quality of passenger railway vehicles/ J. Zhou, R. Goodall, L. Ren, H. Zhang // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit 223(5) – United Kingdom, SIR Ranking of United Kingdom, 2009. – P.461–471. – DOI: 10.1243/09544097JRRT272.
6. **UIC 513 R.** Guidelines for evaluating passenger comfort in relation to vibration in railway vehicle/ International Union of Railways, 1994. – 81 p.
7. **Suzuki, H.** Research trends on riding comfort evaluation in Japan / H. Suzuki // Proc Inst Mech Eng Part F J Rail Rapid Transit 212(1). – United Kingdom: Cambridge University Press, 1998. – P.61–72. – Electronic ISSN 1811-8216 – Print ISSN 1727-7191.
8. **Shi, H.** Flexible vibration analysis for car body of high-speed EMU/ H. Shi, P. Wu // Journal of Mechanical Science and Technology 30(1) – Andong, Korea, 2016. – P.55–66. – DOI: 10.1007/s12206-015-1207-6.
9. **Young T. H.** Vertical vibration analysis of vehicle/imperfect track systems / T.H. Young, C.Y. Li // Vehicle System Dynamics (VEHICLE SYST DYN) 40(5) – United Kingdom: Taylor & Francis, 2003. – P.329–349. – ISSN 0042-3114.
10. **Митраков А. С.** Оценка комфорта и безопасности пассажиров в поезде, оборудованном системой принудительного наклона кузова в кривых/ А.С. Митраков, В.Ф. Лапшин, Антипин Д.Я.// Наука и образование транспорту. – 2015 №1 С. 19-23.
11. **ОСТ 24.050.16-85** Вагоны пассажирские. Методика определения плавности хода.М.: Министерство тяжелого и транспортного машиностроения, 1985. –14 с
12. **Dumitriu, M.** Ride comfort enhancement in railway vehicle by the reduction of the car body structural flexural vibration / M. Dumitriu // MedTech International Conference – Modern Technologies in Industrial Engineering – Sibiu, Romania, 2017. – P. 1-12. – DOI:10.1088/1757-899X/227/1/012042.
13. **Лукашова, Е. В.** Анализ влияния динамики движения кузова пассажирского вагона на безопасность и комфорт перевозок пассажиров / Е.В. Лукашова // Техника и технологии наземного транспорта: материалы Всероссийской научной конференции аспирантов – Екатеринбург: УрГУПС, 2018. - С. 59–63. – Библиогр.: с. 62-63 (9 назв.).
14. **BS EN 12299-2009.** Railway applications ride comfort for passengers. Measurement and evaluation. / European Committee for Standardization. – Brussels, Belgium, 2009. – 81 p.
15. **Griffin, M. J.** Handbook of human vibration: directory/ M. J. Griffin – Academic Press, 1996. – 988 p. – ISBN-10: 0123030412 – ISBN-13: 978-0123030412.
16. **Salvendy, G.** Handbook of human factors and ergonomics, 4th edn.: directory / G. Salvendy. – Hoboken, New Jersey: John Wiley & Sons, Inc., 2012. – 1752 p. – ISBN 978-1-118-12906-7 (ebk) – ISBN 978-1-118-12907-4 (ebk) – ISBN 978-1-118-12908-1 (ebk) – ISBN 978-1-118-13135-0 (ebk) – ISBN 978-1-118-13148-0 (ebk) – ISBN 978-1-118-13149-7 (ebk).
1. **Carlbom, P.** Carbody and Passengers in Rail Vehicle Dynamics: doctoral thesis / P. Carlbom. – Stockholm, 2000. – 107 p.
2. **Takahiro, T.** Reduction of bending vibration in railway vehicle carbodies using carbody–bogie dynamic interaction / T. Takahiro, T. Tadao // Selected and Extended Papers from the 21st Symposium of the International Association for Vehicle System Dynamics / 21st Symposium of the International Association for Vehicle System Dynamics (IAVSD '09) –Stockholm, Sweden, 2010.- P. 467-487. – ISSN: 0042-3114.
3. **Orvnäs, A.** Methods for reducing vertical carbody vibrations of a rail vehicle: Report in Railway Technology/ A. Orvnäs – Stockholm, Sweden, 2010. – 35 p. – ISBN 978-91-7415-631-7.
4. **Wu, P.** Dynamic response analysis of railway passenger car with flexible carbody model based on semi-active suspensions / P. Wu., J. Zeng, H. Dai // Vehicle System Dynamics (VEHICLE SYST DYN) 41 – United Kingdom: Taylor & Francis, 2004. – P.774–783. – ISBN: 90-265-1972-9.
5. **Zhou, J.** Influences of car body vertical flexibility on ride quality of passenger railway vehicles/ J. Zhou, R. Goodall, L. Ren, H. Zhang // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit 223(5) – United Kingdom, SIR Ranking of United Kingdom, 2009. – P.461–471. – DOI: 10.1243/09544097JRRT272.

- Kingdom, SIR Ranking of United Kingdom, 2009. – P.461–471. – DOI: 10.1243/09544097JRRT272.
6. **UIC 513 R.** Guidelines for evaluating passenger comfort in relation to vibration in railway vehicle/ International Union of Railways, 1994. – 81 p.
  7. **Suzuki, H.** Research trends on riding comfort evaluation in Japan / H. Suzuki // Proc Inst Mech Eng Part F J Rail Rapid Transit 212(1). – United Kingdom: Cambridge University Press, 1998. – P.61–72. – Electronic ISSN 1811-8216 – Print ISSN 1727-7191.
  8. **Shi, H.** Flexible vibration analysis for car body of high-speed EMU/ H. Shi, P. Wu // Journal of Mechanical Science and Technology 30(1) – Andong, Korea, 2016. – P.55–66. – DOI: 10.1007/s12206-015-1207-6.
  9. **Young T. H.** Vertical vibration analysis of vehicle/imperfect track systems / T.H. Young, C.Y. Li // Vehicle System Dynamics (VEHICLE SYST DYN) 40(5) – United Kingdom: Taylor & Francis, 2003. – P.329–349. – ISSN 0042-3114.
  10. **Mitrakov, A.S.** Assessment of comfort and passenger safety in train equipped with system of compulsory car body incline in curvatures/ A.S. Mitrakov, V.F. Lapshin, D.Ya. Antipin // *Science and Education for Transport*. – 2015, No.1. pp. 19-23.
  11. **OST 24.050.16-85** Passenger Cars. Technique for Motion Smoothness Definition. M.: *Ministry of Heavy and Transport Engineering*, 1985. – pp. 14.
  12. **Dumitriu, M.** Ride comfort enhancement in railway vehicle by the reduction of the car body structural flexural vibration / M. Dumitriu // MedTech International Conference – Modern Technologies in Industrial Engineering – Sibiu, Romania, 2017. – P. 1-12. – DOI:10.1088/1757-899X/227/1/012042.
  13. **Lukashova, E.V.** Analysis of motion dynamics impact of passenger car body upon safety and comfort of passenger transportation / E.V. Lukashova // Engineering and Technologies of Ground Transport: Proceedings of All-Russian Scientific Graduate Students' Conf. – Yekaterinburg: UrSUC, 2018. – pp. 59-63. References: pp. 62-63 (9 titles).
  14. **BS EN 12299-2009.** Railway applications ide comfort for passengers. Measurement and evaluation. / European Committee for Standardization. – Brussels, Belgium, 2009. – 81 p.
  15. **Griffin, M. J.** Handbook of human vibration: directory/ M. J. Griffin – Academic Press, 1996. – 988 p. – ISBN-10: 0123030412 – ISBN-13: 978-0123030412.
  16. **Salvendy, G.** Handbook of human factors and ergonomics, 4th edn.: directory / G. Salvendy. – Hoboken, New Jersey: John Wiley & Sons, Inc., 2012. – 1752 p. – ISBN 978-1-118-12906-7 (ebk) – ISBN 978-1-118-12907-4 (ebk) – ISBN 978-1-118-12908-1 (ebk) – ISBN 978-1-118-13135-0 (ebk) – ISBN 978-1-118-13148-0 (ebk) – ISBN 978-1-118-13149-7 (ebk).

Ссылка для цитирования:

Антипин, Д.Я. Обоснование методики анализа комфорта и безопасности при перевозках пассажиров за счет уменьшения вибрационной нагруженности кузова пассажирского вагона / Д.Я. Антипин, Е.В. Лукашова, П.Д. Жиров // Вестник Брянского государственного технического университета. - 2021. - № 2. - С. 44-50. DOI: 10.30987/1999-8775-2021-2-44-50.

Статья поступила в редакцию 11.12.20.

Рецензент: д.т.н., профессор Научно-исследовательского и конструкторско-технологического института подвижного состава

Волохов Г.М.,

член редсовета журнала «Вестник БГТУ».

Статья принята к публикации 22.01.21.

#### Сведения об авторах:

**Антипин Дмитрий Яковлевич**, к.т.н., доцент кафедры «Подвижной состав железных дорог», директор учебно-научного института транспорта, Брянский государственный технический университет, e-mail: [adya24@rambler.ru](mailto:adya24@rambler.ru).

**Лукашова Елена Витальевна**, аспирант кафедры «Подвижной состав железных дорог», Брянский

государственный технический университет, e-mail: [lenu4kachepikova@gmail.com](mailto:lenu4kachepikova@gmail.com).

**Жиров Павел Дмитриевич**, к.т.н., доцент кафедры «Механика и динамика и прочность машин», Брянский государственный технический университет, e-mail: [mdbm.bstu@yandex.ru](mailto:mdbm.bstu@yandex.ru).

**Antipin Dmitry Yakovlevich**, Can.Sc. Tech., Assistant Prof of the Dep. “Railway Rolling-Stock”, Director of Educational Scientific Institute of Transport, Bryansk State Technical University, e-mail: [adya24@rambler.ru](mailto:adya24@rambler.ru).

**Lukashova Yelena Vitalievna**, Post Graduate Student of the Dep. “Railway Rolling-Stock”, Bryansk State

Technical University, e-mail: [lenu4kachepikova@gmail.com](mailto:lenu4kachepikova@gmail.com).

**Жиров Павел Дмитриевич**, Can. Sc. Tech., Assistant Prof of the Dep. “Mechanics, Dynamics and Strength of Machines”, Bryansk State Technical University, e-mail: [mdbm.bstu@yandex.ru](mailto:mdbm.bstu@yandex.ru).