

Влияние жесткости оборудования на собственную частоту изгибных колебаний кузова вагона электропоезда

Р. В. ГУЧИНСКИЙ^{1, 2}

¹ Институт проблем машиноведения Российской академии наук (ИПМаш РАН), Санкт-Петербург, 197046, Россия

² Открытое акционерное общество «Научно-производственное предприятие «Дальняя связь» (ОАО «НПП «Дальняя связь»), Санкт-Петербург, 199178, Россия

Аннотация. Первая частота собственных изгибных колебаний кузова вагона электропоезда является одним из основных нормируемых параметров, связанных с плавностью хода. Расчетная оценка этого параметра на стадии проектирования позволяет ускорить процесс разработки конструкторской документации и сократить в дальнейшем количество испытаний.

Рассмотрены различные способы упрощенного моделирования подвесного оборудования с помощью размещения массовых элементов в точках его крепления и жесткой области. Показано, что моделирование ящиков жесткой областью с подчиненными узлами в точках крепления приводит к наиболее точным значениям частоты. Такой способ моделирования позволяет упрощенно и адекватно учесть жесткость оборудования. Даны рекомендации по рациональному расположению оборудования при проектировании кузовов для повышения их общей жесткости.

Ключевые слова: кузов; электропоезд; метод конечных элементов; модальный анализ; жесткость оборудования; динамика вагона; частота собственных колебаний

Введение. Увеличение конструкционной скорости электропоездов сопряжено с возрастающими требованиями к показателям плавности хода. Улучшение плавности хода предполагает совершенствование систем демпфирования колебаний [1, 2]. Значительную роль для плавности хода играет также частота собственных колебаний кузова вагона. Выявлено, что наиболее вредное влияние на организм человека оказывают колебания с частотой 5–7 Гц. Показатели плавности хода существенно снижаются при наличии таких собственных частот [3]. Отечественными и зарубежными нормами регламентируется ограничение значения первой собственной частоты изгибных колебаний кузова. Для полностью оборудованного кузова с пассажирами она не должна быть ниже 8 Гц [4, 5]. На собственную частоту влияет ряд факторов — общая масса кузова и характер ее распределения, длина вагона, жесткость на изгиб кузова, жесткость внутреннего и наружного оборудования, конструктивное исполнение кузова и др. Влияние некоторых из них показано, например, в работе [6].

Первостепенное значение для собственной частоты изгибных колебаний имеет длина вагона. Из-за увеличения базы вагона новых серийных отечествен-

ных электропоездов до 15 м по сравнению с базой вагона электропоезда ЭР2 (производства Рижского вагоностроительного завода) возникли сложности с обеспечением нормативного значения частоты.

При увеличении жесткости кузова происходит не только повышение частоты колебаний, но и снижение амплитуды колебаний, что благоприятно сказывается на самочувствии пассажиров. Однако увеличение жесткости приводит к повышению массы, что может обесценить эффект увеличения частоты. Перспективным представляется применение композитных конструкций, которые позволяют обеспечить необходимую жесткость кузова без значительного увеличения его массы [7].

Для определения расчетного значения собственной частоты колебаний, как правило, строится конечно-элементная модель кузова, включающая оболочечные, стержневые и массовые элементы. При этом из-за масштабности общей модели кузова внутреннее и внешнее оборудование, деревянный пол, окна, двери и другие конструкции заменяются массивными элементами. Следствием такого подхода является недооценка общей жесткости кузова, что может привести к заниженным значениям собственной частоты. Помимо несущих конструкций кузова, дополнительный вклад в его жесткость вносят элементы, жестко связанные с ними, например подвагонное и крышное оборудование, закрепленное с помощью болтов. Испытания болтовых соединений с затяжкой болтов, обеспечивающей нераскрытие стыка, показывают, что пока стык не раскрылся, соединяемые детали можно рассматривать как единое целое [8]. Воздействие жесткости подвесного оборудования на изгибную жесткость кузова, а также способы упрощенного моделирования каркасов ящиков были рассмотрены в [9]. Следует отметить, что влияние жесткости оборудования более важно при определении динамической характеристики кузова — частоты его собственных изгибных колебаний, являющейся нормируемым параметром в отличие от прогиба кузова.

В настоящей работе оценивается влияние жесткости подвесного оборудования на значение собствен-

■ E-mail: ruslan239@mail.ru (Р. В. Гучинский)

ной частоты колебаний кузова вагона электропоезда, исследуется возможность применения жесткой области для учета жесткости оборудования при расчете собственной частоты.

Методика моделирования. Для упрощенного представления оборудования в конечно-элементной модели ящики обычно заменяются массами, сосредоточенными в области центра тяжести [10, 11] либо в точках крепления оборудования. В этом случае жесткость ящиков оборудования не учитывается. Использование инструмента жесткой области, доступного во многих современных конечно-элементных программах, позволяет моделировать каркас оборудования абсолютно жестким телом [12]. Инструмент жесткой области требует задания главного и подчиненных узлов. При его активации автоматически записываются дополнительные уравнения совместности перемещений главного узла и каждого из подчиненных узлов, предполагающие размещение между ними абсолютно жестких связей. Число таких уравнений равно произведению количества подчиненных узлов и числа степеней свободы подчиненного узла. Для моделирования оборудования главный узел располагается в центре тяжести ящика оборудования, а подчиненные узлы — в местах крепления.

Описание используемых в моделях типов конечных элементов и свойств материала приведено в [9]. Расчет значений собственных частот изгибных колебаний кузова в вертикальной продольной плоскости

выполняется с помощью модального анализа в программном комплексе ANSYS. Для нахождения собственных частот в заданном диапазоне используется блочный метод Ланцоша. Собственные формы колебаний нормируются по отношению к матрице масс.

Моделирование влияния оборудования на частоту колебаний кузова. Влияние жесткости ящиков оборудования оценивалось на примере одного из проектных вариантов кузова моторного вагона электропоезда ЭП2Тв. Для упрощения расчета отдельные несимметричные несущие конструкции рамы были упразднены.

Все конструкции кузова, в том числе гофрированные листы пола и крыши, представлены элементами тонкой оболочки. Средний размер конечных элементов составляет 50 мм, так как при его увеличении было выявлено изменение значений собственных частот колебаний кузова более чем на 1%. Все свариваемые элементы несущей конструкции кузова моделируются жестко соединенными между собой. Используется принцип суммирования толщин на участках сопряжения различных элементов конструкций. Модель конструкции кузова не содержит балочных элементов, так как было показано, что применение пластинчато-стержневых расчетных схем приводит к менее точному описанию напряженно-деформированного состояния кузова [12].

Поскольку в данной работе рассматривается симметричная форма изгибных колебаний в вертикальной плоскости, то используются четверть и половина общей модели кузова из-за ее симметрии [9]. Стоит отметить, что при расчете несимметричных форм колебаний, например, крутильной, необходимо рассмотрение полной модели кузова. Описание граничных условий и нагрузки на модель приведено в [9]. Оценка влияния ящиков оборудования на частоту колебаний кузова выполнялась на примере четырех электрических ящиков подвагонного оборудования, расположенных вдоль кузова (продольные ящики), и четырех ящиков меньшей длины, расположенных в поперечном направлении (поперечные ящики) (рис. 1). Конструкция каркаса ящиков и их крепления, а также описание способов их моделирования изложены в работе [9]. Затянутое болтовое соединение предполагает жесткую связь между ящиком и швеллерами за счет сил трения на поверхностях соприкасающихся деталей [13], поэтому в оболочечной модели конструкции толщины нижней полки швеллеров рамы и полки уголков крепления суммируются на участке контакта.

Во всех расчетных случаях масса полностью оборудованного кузова принимается равной 55 т (средняя масса вагона электропоезда). Масса каждого ящика считается равномерно распределенной по его каркасу и составляет 275, 550, 825 и 1100 кг [9]. Расчетные значения первой собственной частоты изгибных колебаний кузова для разной удельной массы оборудования (отношения общей массы ящиков $m_{об}$ и

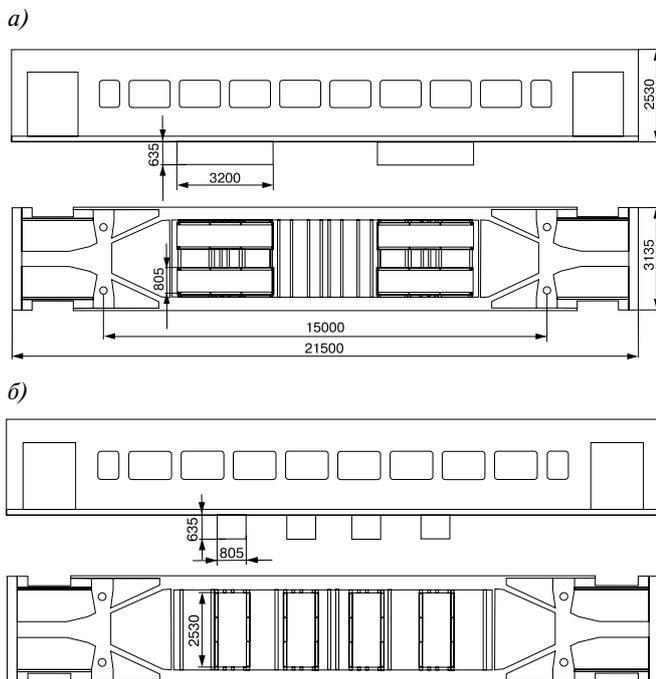


Рис. 1. Расположение ящиков на кузове:

a — четыре продольных ящика; *b* — четыре поперечных ящика [9]

Fig. 1. Arrangement of boxes along the body:

a — four longitudinal boxes; *b* — four transverse boxes [9]

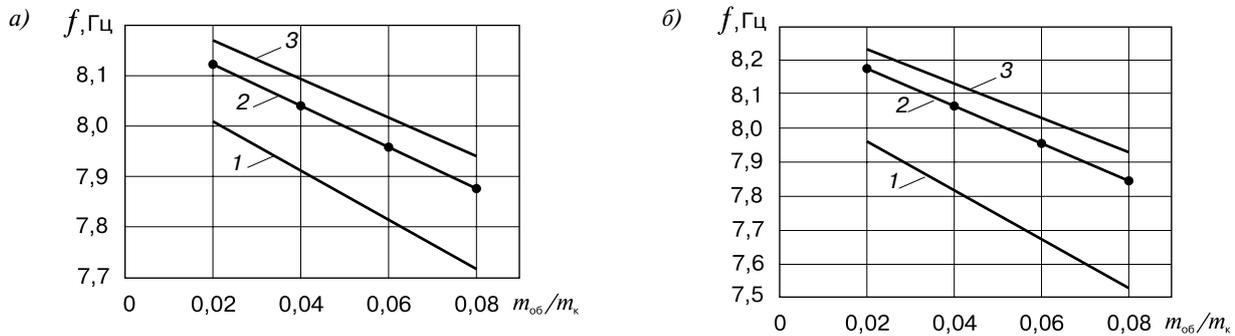


Рис. 2. Частота собственных колебаний кузова при различных массах продольных (а) и поперечных (б) ящиков и моделировании с помощью массовых элементов (1), жесткой области по точкам крепления (2) и жесткой области по контуру отверстий крепления (3). Точки — подробная модель ящиков

Fig. 2. Frequency of the body's own oscillations for various masses of longitudinal (a) and transverse (b) boxes and modeling with the help of mass elements (1), a rigid area along attachment points (2) and a rigid area along the contour of fixing holes (3). Points — detailed model of the boxes

кузова m_k) показаны на рис. 2. Отклонения частот, полученных при упрощенных способах моделирования, от результата, соответствующего подробному моделированию каркаса ящиков, приведены в табл. 1 и 2.

Обсуждение результатов. Изгибные колебания кузова в вертикальной плоскости сопровождаются изгибом и растяжением (сжатием) крыши и рамы. Боковые стены преимущественно испытывают сдвиговые деформации. Формы колебаний кузова практически идентичны для различных удельных масс ящиков оборудования и способов их крепления; на рис. 3 приведен пример одной из таких форм при установке продольных ящиков.

Изгиб поперечных балок рамы вносит существенный вклад в энергию колебательного процесса [11]. Это связано со значительными нагрузками от подвагонного оборудования и веса пассажиров, приходящимися на раму. Поэтому неучет жесткости продольных ящиков (при моделировании ящика массовыми элементами в узлах крепления) приводит к меньшей недооценке собственной частоты (1,5–2,1%, см. табл. 1), чем в случае поперечных ящиков (2,5–3,8%, см. табл. 2). Дополнительные расчеты показывают, что на кузове моторного вагона влияние жесткости

подвагонного и крышевого оборудования на частоту колебаний может достигать 6%. Моделирование жесткости поперечных ящиков уменьшает амплитуды вертикальных изгибных колебаний рамы в области их крепления, что приводит к изменению характера деформации поперечных сечений кузова (рис. 4).

Известно, что частота изгибных колебаний балки постоянного сечения обратно пропорциональна равномерно распределенной массе. В то же время по результатам моделирования при увеличении удельной массы оборудования частота изгибных колебаний кузова убывает линейно. Изменение удельной массы оборудования оказывает наибольшее влияние на значения частоты, полученные без учета жесткости ящиков и с помощью жесткой области по контуру отверстий крепления. Использование жесткой области с подчиненными узлами в точках крепления позволяет получить наиболее точные значения собственной частоты с погрешностью не более 0,1%. В случае закрепления по контуру отверстий значения собственной частоты завышаются с погрешностью до 1% из-за некоторой переоценки жесткости ящиков. Недооценка значений частоты при неучете жесткости ящиков составляет 1,5–3,8%.

Таблица 1

Относительная погрешность расчета первой собственной частоты изгибных колебаний (установка продольных ящиков), %

Table 1

Relative error of calculation of the first natural frequency of bending vibrations (installation of longitudinal boxes), %

Способ моделирования	Погрешность, %, при $m_{об}/m_k$			
	0,02	0,04	0,06	0,08
Жесткая область по точкам крепления	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1
Жесткая область по контуру отверстий крепления	+0,5	+0,6	+0,7	+0,8
Массовые элементы	-1,5	-1,6	-1,8	-2,1

Таблица 2

Относительная погрешность расчета первой собственной частоты изгибных колебаний (установка поперечных ящиков), %

Table 2

Relative error in calculating the first natural frequency of bending vibrations (installation of transverse boxes), %

Способ моделирования	Погрешность, %, при $m_{об}/m_k$			
	0,02	0,04	0,06	0,08
Жесткая область по точкам крепления	+0,04	+0,01	0,0	-0,04
Жесткая область по контуру отверстий крепления	+0,7	+0,8	+0,9	+1,0
Массовые элементы	-2,5	-3,0	-3,4	-3,8

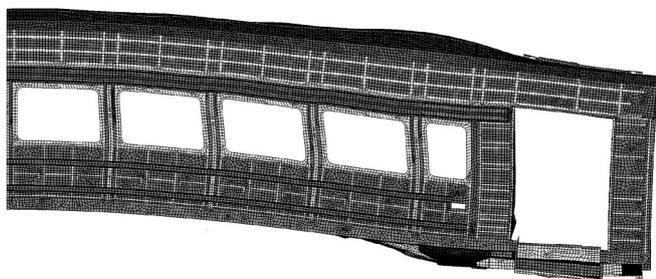


Рис. 3. Форма собственных колебаний половины кузова с продольными ящиками, жесткая область по точкам крепления, $m_{об}/m_k = 0,04$ (собственная частота — 8,04 Гц)

Fig. 3. Form of natural oscillations of the half of the body with longitudinal boxes, rigid area at the attachment points, $m_{об}/m_k = 0.04$ (natural frequency — 8.04 Hz)

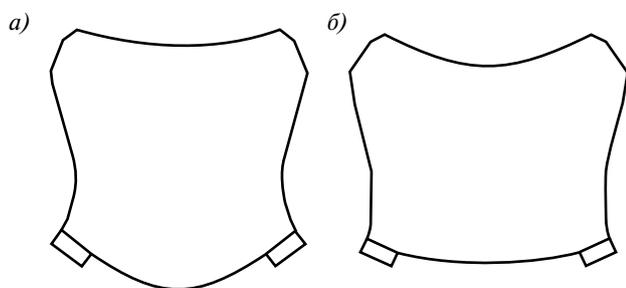


Рис. 4. Деформация поперечных сечений кузова при моделировании поперечных ящиков:

а — сосредоточенными массами в точках крепления; б — с учетом жесткости оборудования

Fig. 4. Deformation of the cross-section of the body in the simulation of transverse boxes:

а — concentrated masses at the attachment points; б — taking into account the rigidity of the equipment

Каркасы ящиков оборудования вносят вклад в общую жесткость кузова, в том числе из-за увеличения общего момента инерции его поперечного сечения [9]. Влияние жесткости ящиков на изгибную жесткость кузова определяется размерами ящиков, кузова, областью расположения ящиков, способом их крепления. Оценка этого влияния — сложная задача, которую можно лишь приблизительно решить методом конечных элементов.

При одинаковых удельных массах оборудования 0,02 и 0,04 значения частоты колебаний при продольном расположении ящиков оказались меньше на 0,6 и 0,2% соответственно, чем при поперечном расположении. В то же время при удельных массах 0,06 и 0,08 частота при продольном расположении ящиков больше на 0,1 и 0,5%, чем при поперечном. При большей на 2–6% жесткости кузова при установке поперечных ящиков [9] смещение центра тяжести каждой из двух пар ящиков на 1,2 м к центру кузова при их поперечном расположении приводит к примерно равным значениям частот при продольном и поперечном размещении оборудования.

Заключение. Жесткость подвагонного и крышевого оборудования вагонов электропоезда вносит свой вклад

в общую жесткость кузова. При моделировании оборудования сосредоточенными массами в местах крепления недооценка жесткости кузова приводит к заниженным значениям первой собственной частоты изгибных колебаний кузова. Показано, что моделирование оборудования при помощи жесткой области с подчиненными узлами в точках крепления позволяет упростить процесс построения модели и адекватно учесть жесткость оборудования не только при определении статических характеристик — прогибов кузова, но и при расчете динамической характеристики — первой собственной частоты. Использование подчиненных узлов жесткой области на поверхностях отверстий крепления приводит к переоценке собственной частоты.

Значение первой собственной частоты колебаний кузова линейно зависит от удельной массы подвагонного оборудования.

При проектировании кузовов вагонов электропоезда (особенно моторных) для повышения значения частоты колебаний следует располагать ящики оборудования, принимая во внимание совместность деформаций каркасов ящиков и несущей конструкции кузова. Массивные ящики оборудования небольшого размера следует размещать как можно ближе к шкворневым балкам. В случае необходимости размещения крупноразмерных ящиков подвагонного оборудования следует рассмотреть варианты их расположения в центральной части кузова для включения каркасов ящиков в изгиб поперечных балок рамы.

При расчете первой собственной частоты колебаний кузовов вагонов электропоездов с большим количеством оборудования на основании результатов предварительных испытаний необорудованных кузовов следует учитывать влияние жесткости оборудования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Method of multi-mode vibration control for the carbody of high-speed electric multiple unit trains / D. Gong [et al.] // Journal of Sound and Vibration. 2017. Vol. 409. P. 94–111.
2. Черкашин Ю. М., Скачков А. Н., Зайцев А. В. Перспективные направления совершенствования системы демпфирования колебаний пассажирских вагонов // Вестник ВНИИЖТ. 2009. № 5. С. 3–6.
3. Мейстер В. М. Исследование вибрации пассажирских вагонов: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07. Л.: ЛИИЖТ, 1967. 17 с.
4. Нормы для расчета и оценки прочности несущих элементов и динамических качеств экипажной части моторвагонного подвижного состава железных дорог МПС РФ колеи 1520 мм. М.: ВНИИЖТ, 1997. 143 с.
5. ГОСТ 33796–2016. Моторвагонный подвижной состав. Требования к прочности и динамическим качествам. М.: Стандартинформ, 2016. 35 с.
6. Effect of train carbody's parameters on vertical bending stiffness performance / Y. Guangwu [et al.] // Chinese Journal of Mechanical Engineering. 2016. Vol. 29. № 6. P. 1120–1127.
7. Kim J.-S., Jeong J.-C. Natural frequency evaluation of a composite train carbody with length of 23 m // Composites Science and Technology. 2006. Vol. 66. P. 2272–2283.

8. Иванов М. Н. Детали машин. М.: Высшая школа, 1991. 383 с.
9. Гучинский Р. В., Петин С. В. Учет жесткости оборудования при проектировании кузовов вагонов электропоездов // Вестник РГУПС. 2018. № 1 (69). С. 32–39.
10. Обоснование технических решений для кузова автомотрисы с двумя дизель-генераторными установками / Д. И. Гончаров [и др.] // Тезисы докл. VIII Междунар. науч.-техн. конф. «Подвижной состав XXI века: идеи, требования, проекты». СПб.: ПГУПС, 2013. С. 76–79.
11. Русанов О. А., Панкратова И. Г., Шур Я. И. Обеспечение нормативных значений частоты изгибных колебаний кузовов вагонов электропоездов // Вестник ВНИИЖТ. 2005. № 5. С. 36–39.
12. Лебедев В. А. Обоснование технических решений конструкции двухэтажного пассажирского вагона: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07. М.: МГУПС, 2017. 24 с.

13. Биргер И. А., Шорр Б. Ф., Иосилевич Г. Б. Расчет на прочность деталей машин: справочник. М.: Машиностроение, 1993. 640 с.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРЕ

ГУЧИНСКИЙ Руслан Валерьевич, канд. техн. наук, инженер I категории, отдел расчетов параметров вагонов, ОАО «НПП «Дальняя связь»; старший научный сотрудник, лаборатория численных моделей механики материалов и конструкций, ИПМаш РАН

Статья поступила в редакцию 26.03.2018 г., актуализирована 31.05.2018 г.; 12.07.2018 г., принята к публикации 24.07.2018 г.

Influence of equipment rigidity on the natural bending frequency of the EMU train car body

R. V. GUCHINSKY^{1,2}

¹ Institute of Problems of Mechanical Engineering of the Russian Academy of Sciences (IPME RAS), St. Petersburg, 197046, Russia

² Joint Stock Company "Research and Production Enterprise "Dal'naya svyaz" (JSC "NPP "Dal'naya svyaz"), St. Petersburg, 199178, Russia

Abstract. The first frequency of the own bending vibrations of the car body of the EMU train is one of the main normalized parameters associated with smooth running. Estimation of this parameter at the design stage allows to accelerate the process of development of design documentation and to reduce further number of tests. Rigidity of the undercarriage and roof equipment of the EMU train cars contributes to the overall rigidity of the body. When simulating the equipment with concentrated masses at the attachment points, underestimating the rigidity of the body results in underestimated values of the first natural frequency of bending vibrations of the body. It is shown that modeling the equipment with a rigid area with subordinate nodes at the attachment points makes it possible to simplify the process of constructing the model and adequately take into account the rigidity of the equipment not only in determining the static characteristics of body deflections, but also in calculating the dynamic characteristic and the first natural frequency. Using subordinate nodes of a rigid area on the surfaces of the fixing holes leads to a reassessment of the natural frequency. Value of the first natural frequency of the body oscillations is linearly dependent on the specific weight of the undercarriage equipment. When designing the bodies of EMU train cars (especially motor cars), in order to increase the frequency value, the equipment boxes should be located, taking into account the compatibility of the deformations of the box frames and the load-bearing structure of the body. Massive boxes for small equipment should be placed as close to the bolster beams as possible. If it is necessary to place large-size boxes under the car equipment, one should consider variants of its location in the central part of the body to include the box frames in the bend of the transverse beams of the frame.

Keywords: body; EMU train; finite element method; modal analysis; rigidity of equipment; dynamics of the car; frequency of natural oscillations

DOI: <http://dx.doi.org/10.21780/2223-9731-2018-77-4-251-255>

REFERENCES

- Gong D. [et al.]. *Method of multi-mode vibration control for the carbody of high-speed electric multiple unit trains*. Journal of Sound and Vibration, 2017, Vol. 409, pp. 94–111.
- Cherkashin Yu. M., Skachkov A. N., Zaytsev A. V. *Prospective directions for improving the system of damping of passenger car fluctuations*. Vestnik of the Railway Research Institute, 2009, no. 5, pp. 3–6.
- Meyster V. M. *Study on vibration of passenger cars*. Cand. tech. sci. diss. synopsis. St. Petersburg, LIIZhT Publ., 1967, 17 p.

■ E-mail: ruslan239@mail.ru (R. V. Guchinsky)

- Norms for calculating and evaluating the strength of load-bearing elements and the dynamic qualities of the multiple unit rolling stock carriage part of railways of the Ministry of Railways of the Russian Federation of gauge 1520 mm*. Moscow, VNIIZhT Publ., 1997, 143 p. (in Russ.).

- GOST 33796–2016. *Multiple unit rolling stock. Requirements for strength and dynamic qualities*. Moscow, Standartinform Publ., 2016, 35 p. (in Russ.).

- Guangwu Y. *Effect of train carbody's parameters on vertical bending rigidity performance*. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2016, Vol. 29, no. 6, pp. 1120–1127.

- Kim J.-S., Jeong J.-C. *Natural frequency evaluation of a composite train car body with length of 23 m*. Composites Science and Technology, 2006, Vol. 66, pp. 2272–2283.

- Ivanov M. N. *Machine details*. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1991, 383 p.

- Guchinsky R. V., Petinov S. V. *Accounting for the rigidity of equipment in the design of the bodies of EMU train cars*. Bulletin of the RGUPS, 2018, no. 1 (69), pp. 32–39.

- Goncharov D. I., Zhukov A. S., Kuznetsov D. V., Lomakov P. S., Yuhnevskiy A. A. *Justification of technical solutions for motor car body with two diesel-generator installations*. Theses of the reports of the VIII International scientific and technical conference "Rolling stock of the XXI century: ideas, requirements, projects". St. Petersburg, PGUPS Publ., 2013, pp. 76–79.

- Rusanov O. A., Pankratova I. G., Shur Ya. I. *Maintenance of standard values of frequency of bending vibrations of car bodies of electric trains*. Vestnik of the Railway Research Institute, 2005, no. 5, pp. 36–39.

- Lebedev V. A. *Substantiation of technical decisions of design of a double-deck passenger car*. Cand. tech. sci. diss. Moscow, PGUPS Publ., 2017, 24 p.

- Birger I. A., Shorr B. F., Iosilevich G. B. *Calculation of the strength of machine parts*. Reference book. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1993, 640 p.

ABOUT THE AUTHOR

Ruslan V. GUCHINSKY,

Cand. Sci. (Eng.), 1st Category Engineer, Department for calculating parameters of cars, JSC "NPP "Dal'naya svyaz"; Senior Researcher, Numerical Models in Mechanics of Materials and Structures Laboratory, IPME RAS

Received 26.03.2018

Revised 31.05.2018 and 12.07.2018

Accepted 24.07.2018