



Применение упругих креплений оборудования для повышения частоты колебаний кузова вагона



Руслан ГУЧИНСКИЙ

Руслан Валерьевич Гучинский^{1, 2}

¹ ООО «ТМХ Инжиниринг», Санкт-Петербург, Россия.

² Институт проблем машиноведения РАН, Санкт-Петербург, Россия.

✉ ruslan239@mail.ru.

АННОТАЦИЯ

Улучшение динамических качеств является приоритетной задачей при проектировании нового подвижного состава. Частота собственных изгибных колебаний кузова – один из важнейших нормируемых показателей, предварительная оценка которого позволяет получать оптимальные конструкции кузова.

Цель работы состоит в оценке перспективности применения упругих креплений оборудования для повышения частоты собственных колебаний кузовов вагонов пригородного электропоезда. Для расчётов используются метод конечных элементов и блочный метод Ланцоша.

Показано, что для вычисления частот при моделировании целесообразно использовать инструмент жёсткой области и линейно упругие конечные элементы. Выделены основные диапазоны жёсткости креплений, при которых эффект при-

менения упругих опор различен. Определение жёсткости креплений предлагается выполнять по заданной частоте колебаний оборудования. При жёстком креплении относительная масса оборудования не влияет на значение частоты изгибных колебаний кузова. При упругом креплении большего эффекта удастся достичь при большей относительной массе оборудования. Эффект применения упругих опор увеличивается при расположении более тяжёлого оборудования ближе к центру кузова. Показано, что влияние сдвиговой податливости креплений на частоту колебаний кузова находится в пределах 1 % и может не учитываться при моделировании. В рассмотренном примере кузова вагона пригородного электропоезда применение упругих опор позволяет увеличить частоту колебаний кузова на 3–10 %.

Ключевые слова: железная дорога, кузов, электропоезд, жёсткость крепления, метод конечных элементов, модальный анализ, частота собственных колебаний, динамика вагона.

Для цитирования: Гучинский Р. В. Применение упругих креплений оборудования для повышения частоты колебаний кузова вагона // Мир транспорта. 2021. Т. 19. № 2 (93). С. 6–12. DOI: <https://doi.org/10.30932/1992-3252-2021-19-2-1>.

Полный текст статьи на английском языке публикуется во второй части данного выпуска.
The full text of the article in English is published in the second part of the issue.

ВВЕДЕНИЕ

Развитие современного железнодорожного транспорта предполагает увеличение конструкционных скоростей при обеспечении безопасности движения. Повышение скорости движения неизбежно вызывает сложности с обеспечением динамических качеств экипажной части. Один из путей решения этой проблемы состоит в снижении массы вагонов. Оптимизация конструкций экипажной части для снижения массы актуальна для любых скоростей движения, так как приводит к уменьшению износа в системе колесо–рельс, сокращению энергозатрат и увеличению пассажироместности [1].

Одним из элементов вагона с наиболее высокой удельной массой является кузов. Однако сокращение массы кузовов ведёт к уменьшению общей жёсткости, что негативно сказывается на частоте собственных колебаний, уровне виброускорений и, соответственно, показателях плавности хода. Повышенный уровень динамической нагруженности кузова может привести к возникновению усталостных повреждений [2]. Поэтому актуальной является разработка различных систем демпфирования. Для всего экипажа в первую очередь важен правильный выбор параметров двух ступеней рессорного подвешивания [3; 4]. Выбор конструктивного исполнения кузова, наиболее эффективного с точки зрения его массы и жёсткости, также важен для обеспечения динамических качеств. Один из нормированных параметров динамических качеств – это первая частота собственных изгибных колебаний кузова (ЧСИК). Например, в России, по отечественным нормативным документам её значение для полностью оборудованного кузова вагонов моторвагонного подвижного состава не должно быть менее 8 Гц^1 . Этот параметр позволяет провести экспресс-оценку динамических качеств кузова без построения полной динамической модели. Чем выше значение ЧСИК, тем меньше будут средние уровни вертикальных ускорений и, при прочих равных, ниже показатели плавности хода. Повышения значения первой ЧСИК можно добиться с помощью новых конструкцион-

ных материалов, оптимизации конструкции кузова и расположения внутренних рёбер экструдированных панелей, вариацией в расположении оконных и дверных проёмов [5–8]. В случае применения жёсткого крепления подвагонного оборудования увеличения значения ЧСИК можно достичь с помощью рационального расположения ящиков [9]. Между тем, упругие крепления оборудования также могут влиять на динамические качества экипажа [10].

Исследования высокоскоростного подвижного состава показывают, что применение упругих опор при правильном выборе жёстких и демпфирующих свойств позволяет снизить амплитуды виброускорений в вертикальном и поперечном направлении и улучшить показатели плавности хода [11]. Параметры подвешивания должны быть тщательно подобраны, чтобы избежать резонанса при совместных колебаниях оборудования и кузова [12].

Демпфирование колебаний возможно за счёт применения активных и пассивных гасителей колебаний, виброизолирующих опор. Из-за высокой стоимости гасителей наиболее часто применяются виброизолирующие опоры. Однако при этом не удаётся достичь высоких показателей коэффициента демпфирования из-за значительного нагрева изолирующего материала, что увеличивает вероятность его старения и разрушения [13].

Динамические расчёты могут выполняться аналитически, – с применением дифференциального уравнения движения и балочной модели кузова [14], либо с использованием трёхмерных конечно-элементных моделей [11]. Последний способ является наиболее точным, так как позволяет адекватно учесть фактическую жёсткость кузова [15]. До настоящего времени исследования влияния податливости креплений оборудования проводились для скоростного подвижного состава без учёта влияния стоящих пассажиров [10; 12; 13].

Цель настоящей работы состоит в оценке перспективности применения податливых опор крепления оборудования для вагонов пригородных электропоездов, характеризующихся интенсивными колебаниями конструкции рамы. Для расчётов используются метод конечных элементов и блочный метод Ланцоша.

¹ ГОСТ 33796-2016. Мотор-вагонный подвижной состав. Требования к прочности и динамическим качествам. – С. 3.



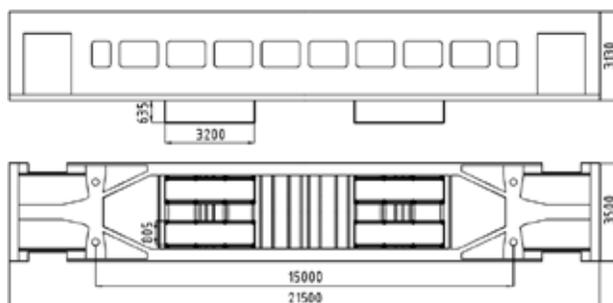


Рис. 1. Конструктивная схема кузова вагона электропоезда (выполнена автором).

РЕЗУЛЬТАТЫ

Конструкция кузова и методика расчёта

Кузов взятого для рассмотрения пригородного вагона (рис. 1), выполненный из конструкционной стали, состоит из рамы, боковых, торцевых стен и крыши. Для материала кузова задаются модуль Юнга $2,1 \cdot 10^5$ МПа и коэффициент Пуассона, равный 0,3. Рассматривается конструкция, имеющая две плоскости симметрии, что при симметричном вертикальном нагружении позволяет использовать в расчётах четверть кузова. Рама кузова имеет классическую конструкцию, состоящую из обвязки замкнутого профиля, поперечных балок, шкворневых и сокращённых хребтовых балок. Шкворневые балки соединяются с обвязкой при помощи раскосов. Тамбуры расположены в торцевых частях кузова, имеются выходы на нижние платформы. В подвагонном пространстве располагаются четыре ящика оборудования одинаковой массы. Конструкция нагружается собственным весом брутто, включая вес сидящих и стоящих на свободной площади пола пассажиров из расчёта 7 чел./м^2 . Расположение всех внутренних элементов вагона принято на основании конструкторской документации. Нагрузки прикладываются при помощи изменения плотности соответствующих частей кузова.

Кузов располагается на упругих опорах с вертикальной жёсткостью $0,66 \text{ МН/м}$, что соответствует общей жёсткости двух ступеней подвешивания для массы 55000 кг кузова вагона брутто. Так как рассматриваются только вертикальные колебания, жёсткости опор в остальных направлениях не учитываются во всех случаях, за исключением отдель-

ной оценки их влияния на ЧСИК. Для четырёх ящиков подвагонного оборудования выполнялась оценка влияния жёсткости креплений оборудования на ЧСИК. Масса каждого ящика составляет от 275 до 1100 кг . Жёсткость ящика моделировалась двумя способами – с использованием полной модели каркаса ящика и с помощью жёсткой области. Жёсткая область предполагает взаимное ограничение поступательных степеней свободы для главного узла, соответствующего центру масс ящика, и второстепенных узлов, которые располагаются в восьми точках крепления ящика – нижних узлах упругих элементов, моделирующих податливые крепления. Верхние узлы этих упругих элементов располагаются на кронштейнах и балках кузова в точках крепления оборудования.

Частоты собственных колебаний определяются с использованием программного комплекса ANSYS методом конечных элементов при помощи блочного метода Ланцоша. Для моделирования кузова и оборудования используются четырёхузловые элементы тонкой оболочки, одноузловые массовые элементы и двухузловые линейно-упругие элементы. Средний размер оболочечных конечных элементов в модели составляет 50 мм .

Анализ результатов моделирования

Результаты расчёта ЧСИК при жёсткости креплений от 0 до 1000 МН/м приведены на рис. 2. Моделирование ящиков оборудования жёсткой областью приводит к погрешности определения верхней ЧСИК до 1% (левая кривая) и нижней ЧСИК до $3,5 \%$ (правая кривая) для данного исполнения кузова. В дальнейших расчётах жёсткость оборудования моделируется с помощью жёсткой области.

Собственные частоты колебаний ящиков оборудования как жёсткого целого при малой

² ГОСТ 33796-2016. Мотор-вагонный подвижной состав. Требования к прочности и динамическим качествам. – С. 3.

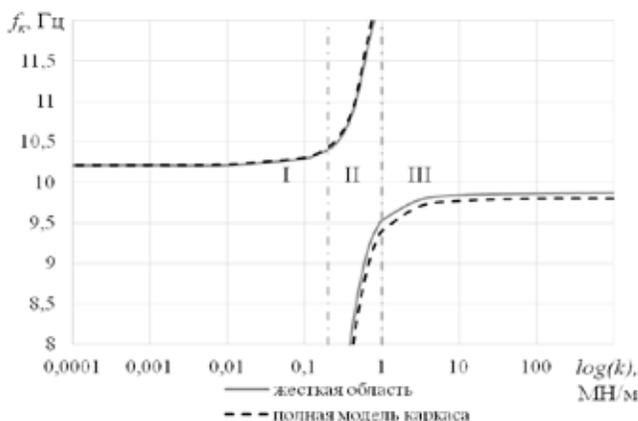


Рис. 2. ЧСИК при различной жёсткости крепления подвагонного оборудования общей массой 4400 кг (выполнено автором).

жёсткости креплений не вызывают изгибных колебаний кузова. Их колебания происходят на частотах 3–6 Гц, которые превышают частоту колебаний подпрыгивания кузова, но не превышают ЧСИК. С увеличением жёсткости креплений собственные колебания ящиков начинают приводить к изгибным колебаниям кузова, амплитуды которых возрастают. При определённом значении жёсткости креплений амплитуды колебаний кузова на нижней ЧСИК (при которой ящики и кузов испытывают синфазные колебания) становятся соизмеримыми с амплитудами на верхней ЧСИК (колебания ящиков и кузова в противофазе). При дальнейшем увеличении жёсткости креплений изгибные колебания кузова определяет нижняя ЧСИК (рис. 2). В предельном состоянии, когда жёсткость креплений велика (отсутствие упругих креплений), массы кузова и оборудования испытывают колебания также в одном направлении.

Таким образом, можно выделить три условных диапазона жёсткости креплений оборудования, которые оказывают влияние на динамические качества кузова. Первый диапазон малой жёсткости (рис. 2) характеризуется низкими частотами колебаний оборудования и не соответствует требованиям безопасности железнодорожного транспорта из-за возможного резонанса с колебаниями кузова на рессорном подвешивании. Второй диапазон средней жёсткости является переходным, и в его левой части сосредоточены значения жёсткости креплений, наиболее оптимальные с точки зрения улучшения динамических качеств кузова. Однако при значениях жёсткости, соответствующих его правой части, возможно появление низких

ЧСИК, что обесценивает применение упругих креплений. Наконец, в третьем диапазоне высокой жёсткости кузов испытывает синфазные колебания с ящиками оборудования на частотах, меньших значения частоты при жёстком креплении оборудования.

Также были получены значения ЧСИК для различных весовых долей оборудования. Значения жёсткости упругих креплений принимались по заданной собственной частоте колебаний оборудования как тела с одной степенью свободы:

$$k = \frac{4\pi^2 f^2 m_{об}}{n}, \quad (1)$$

где f – частота собственных колебаний оборудования;

$m_{об}$ – масса оборудования;

n – число креплений ящика.

Рассмотрен диапазон частот колебаний оборудования 6–9 Гц. Для всех рассматриваемых жёсткостей креплений верхняя ЧСИК пропорциональна значению удельной массы оборудования (рис. 3). Следовательно, чем больше масса располагаемого на кузове оборудования, тем большего увеличения верхней ЧСИК можно достичь.

Задаваясь определенной частотой ящика для подбора жёсткости креплений, следует учитывать, что действительные собственные частоты ящиков могут быть, как показывает расчёт, на 2–5 % меньше обозначенной частоты. Это связано с дополнительной податливостью областей креплений в балках кузова.

Для эффективного уменьшения колебаний кузова с относительной массой оборудования 0,02–0,08 частота оборудования должна быть примерно на 12–42 % ниже ЧСИК на рессор-



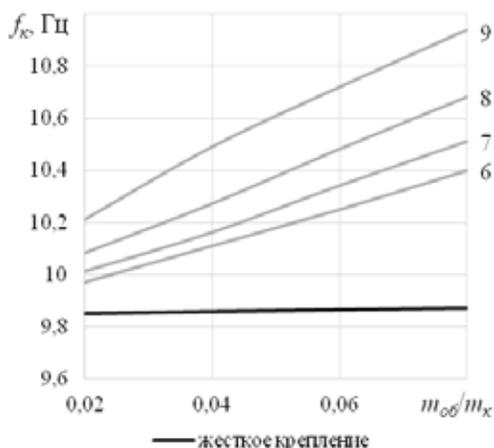


Рис. 3. Зависимость ЧСИК от удельной массы оборудования (справа – значения f , Гц) (выполнено автором).

ном подвешивании с учётом податливости креплений оборудования.

При заданной массе наибольшего влияния оборудования на ЧСИК можно достичь увеличением жёсткости его креплений. Однако значения жёсткости при этом должны принадлежать левой части переходного диапазона во избежание появления резонансных колебаний на нижней ЧСИК. Например, на рис. 4 показаны формы изгибных колебаний кузова для удельной массы оборудования 0,08 и частот колебаний оборудования 6 и 9 Гц. Если при частоте 6 Гц амплитуды колебаний кузова на нижней частоте на порядок меньше амплитуд на верхней (рис. 4а), то при частоте 9 Гц амплитуды колебаний отличаются в два раза (рис. 4б). Таким образом, использование жёсткости крепления оборудования выше 0,44 МН/м (что соответствует частоте колебаний оборудования 9 Гц) в данном случае может привести к нежелательному появлению резонансных колебаний на нижней ЧСИК 8,38 Гц (рис. 4б). Фактически это будет означать отрицательный эффект при-



Рис. 4. Формы колебаний кузова на верхней (сверху) и нижней (снизу) ЧСИК при частоте колебаний оборудования 6 (а) и 9 (б) Гц (выполнено автором).

менения податливых креплений, так как ЧСИК при жёстком креплении оборудования в этом случае составляет 9,85 Гц.

При жёстком креплении оборудования ЧСИК на податливых опорах не зависит от удельной массы оборудования. В то же время известно, что наблюдается пропорциональное увеличение ЧСИК на жёстких опорах с увеличением удельной массы жёстко закреплённого оборудования [9].

Влияние расположения ящиков подвагонного оборудования оценивалось по расчётам для моделей с четырьмя, двумя и одним ящиком одинаковой общей массой 4,4 т. Каждый ящик имел восемь креплений (рис. 5).

При расположении оборудования в четырёх ящиках верхняя ЧСИК оказывается наименьшей. При расположении оборудования по сторонам вагона в двух ящиках или в центре кузова в одном ящике ЧСИК увеличивается примерно на 2–3 % (табл. 1). Нестабильность значений частот в случае одного или двух ящиков объясняется разной податливостью балок крепления. Более удалённое расположение оборудования от центра кузова приводит к меньшей компенсации колебаний кузова в противофазе с оборудованием и, соответственно, к меньшему значению ЧСИК. Таким образом, наиболее эффективно располагать тяжёлое оборудование на упругих опорах в местах с наибольшими амплитудами колебаний кузова, то есть около его центрального сечения. Тем не менее, более важным является выбор оптимального значения жёсткости креплений оборудования, позволяющий увеличить ЧСИК в рассматриваемом примере на 3–10 %.

Виброизолирующие опоры обычно обладают податливостью не только в вертикальном, но и в продольном и поперечном направлениях [13]. Для оценки влияния сдвиговой жёсткости опор в двух остальных направлениях на ЧСИК модель кузова была дополнена упругими элементами в областях крепления, обеспечивающими учёт жёсткости опор в продольном и поперечном направлении. Таким образом, каждая опора крепления ящика оборудования моделировалась тремя независимыми упругими элементами.

Результаты расчёта показаны на рис. 6. Значения ЧСИК, соответствующие кривой 1, получены без учёта сдвиговой жёст-

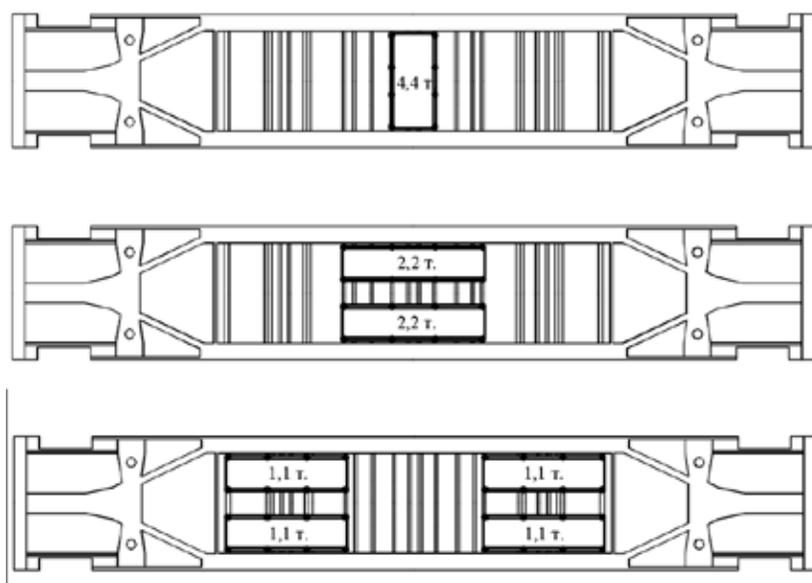


Рис. 5. Варианты расположения подвагонного оборудования (выполнено автором).

Таблица 1

Влияние расположения оборудования на ЧСИК

Частота колебаний оборудования, Гц	ЧСИК при количестве ящиков, Гц		
	1	2	4
6	10,61	10,62	10,4
7	10,77	10,8	10,51
8	10,94	11,02	10,68
9	11,13	11,28	10,94

кости креплений, кривой 2 – с учётом абсолютной сдвиговой жёсткости. Результаты, полученные при любых действительных значениях сдвиговой жёсткости, располагаются между этими кривыми, например, для случая равенства жёсткости креплений в трёх направлениях (маркеры на рис. 6). Для значений вертикальной жёсткости, которые могут использоваться в целях повышения ЧСИК (0,1–0,7 МН/м), различия в значениях ЧСИК при различных сдвиговых жёсткостях не превышают 1 %. Поэтому при выборе жёсткости креплений оборудования сдвиговой жёсткостью можно пренебречь. Такое упрощение допустимо в случае рассмотрения изгибной формы кузова, характеризующейся интенсивными вертикальными колебаниями. Однако, в случае рассмотрения других форм колебаний (например, несимметричной ромбовидной [16]), сдвиговые жёсткости могут

оказывать более значительное влияние на частоту собственных колебаний.

ВЫВОДЫ

Установка оборудования на податливые крепления при оптимальном подборе их жёсткости приводит к увеличению ЧСИК вагона пригородного электропоезда. Предварительный подбор жёсткости креплений можно осуществлять по значениям собственной частоты колебаний оборудования.

Моделирование оборудования, устанавливаемого на податливые опоры, наиболее рационально выполнять с помощью линейных упругих элементов и инструмента жёсткой области, который позволяет оценить ЧСИК с погрешностью не более 1 % по сравнению со способом полного моделирования каркаса оборудования. При этом влияние сдвиговой жёсткости опор на ЧСИК составляет менее 1 % и может не учитываться.



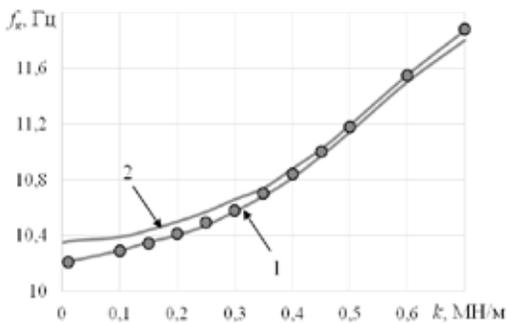


Рис. 6. Зависимость ЧСИК от вертикальной жёсткости креплений оборудования при абсолютной податливости (1), абсолютной жёсткости (2) креплений в двух перпендикулярных направлениях. Маркеры – одинаковая жёсткость креплений в трёх направлениях (выполнено автором).

Наиболее тяжёлое оборудование при установке его на податливых креплениях целесообразно располагать ближе к центру кузова для более эффективной компенсации изгибных колебаний кузова.

При постоянной массе брутто кузова увеличение относительной массы оборудования на податливых креплениях от 0,02 до 0,08 приводит к увеличению ЧСИК на упругих опорах и практически не вызывает изменения ЧСИК в случае жёсткого крепления оборудования.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

- Lee, H. A., Jung, S.-B., Jang, H.-H., Shin, D.-H., Lee, J. U., Kim, K. W., Park, G.-J. Structural-optimization-based design process for the body of a railway vehicle made from extruded aluminum panels. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 2016, Vol. 230 (4), pp. 1283–1296. DOI: <https://doi.org/10.1177/0954409715593971>.
- Гучинский Р. В., Петинов С. В. Разработка узла конструкции судна по условию усталостной долговечности // Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. – 2012. – № 159. – С. 177–186.
- Sugahara, Y., Takigami, T., Kazato, A., Kogane, R., Sampei, M. Suppression of vertical vibration in railway vehicles by controlling the damping force of primary and secondary suspensions. QR of RTRI, 2008, Vol. 49, pp. 7–15. [Электронный ресурс]: jstage.jst.go.jp/article/rtriqr/49/1/49_1_7/_pdf. Доступ 21.01.2021.
- Скачков А. Н., Трифионов В. Е., Зайцев А. В. Обзор методов гашения вертикальных изгибных колебаний кузовов современных пассажирских вагонов // Сб. науч.

тр. VIII Всерос. науч.-тех. конф. «Проблемы и перспективы развития вагоностроения». – Брянск. – 2019. – С. 166–169.

- Seo, S. I., Kim, J. S., Cho, S. H. Development of a hybrid composite bodyshell for tilting trains. Proc. Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 2008, Vol. 222, Iss. 1, pp. 1–13. DOI: 10.1243/09544097JRR96.

- Koenig, J., Friedrich, H. E. Integral consideration of the lightweight design for railway vehicles. Rep. German Aerospace Center – Institute of Vehicle Concepts, 2012, 13 p. [Электронный ресурс]: https://elib.dlr.de/70976/1/Integral_consideration_of_the_lightweight_design_for_railway_vehicles.pdf. Доступ 21.01.2021.

- De La Guerra, E. Lightweight primary structures for High-speed railway carriages. 360.revista de alta velocidad, 2018, No. 5, pp. 9–21. [Электронный ресурс]: https://www.tecnica-vialibre.es/en/ficharticulo_en.asp?item=178. Доступ 21.01.2021.

- Wennberg, D., Stichel, S. Multi-functional design of a composite high-speed train body structure. Struct Multidisc Optim, 2013, Vol. 50 (3), pp. 475–488. DOI: 10.1007/s00158-014-1056-4.

- Гучинский Р. В. Влияние жёсткости оборудования на собственную частоту изгибных колебаний кузова вагона электропоезда // Вестник научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. – 2018. – Т. 77. – № 4. – С. 251–255.

- Dumitriu, M. Numerical study of the influence of suspended equipment on ride comfort in high-speed railway vehicles. Transactions on Mechanical Engineering (B) (Scientia Iranica B), 2020, Vol. 27 (4), pp. 1897–1915. DOI: 10.24200/SCI.2019.50946.1930.

- Sun, Wenjing; Zhou, Jinsong; Gong, Dao; You, Taiwen. Analysis of modal frequency optimization of railway vehicle car body. Advances in Mechanical Engineering, 2016, Vol. 8 (4), pp. 1–12. DOI: 10.1177/1687814016643640.

- Gong, Dao; Zhou, Jinsong; Sun, Wenjing. Influence of under-chassis-suspended equipment on high-speed EMU trains and the design of suspension parameters. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 2016, Vol. 230 (8), pp. 1790–1802. DOI: 10.1177/0954409715614601.

- Sun, You; Gong, Dao; Zhou, Jinsong. Study on Vibration Reduction Design of Suspended Equipment of High Speed Railway Vehicles. Journal of Physics: Conference Series, 2016, Vol. 744, pp. 1–11. DOI: <https://doi.org/10.1088/1742-6596/744/1/012212>.

- Guo, Jinying; Shi, Huailong; Luo, Ren; Wu, Pingbo. Parametric Analysis of the Car Body Suspended Equipment for Railway Vehicles. IEEE Access, 2019, Vol. 7, pp. 88116–88125. DOI: 10.1109/ACCESS.2019.2918777.

- Гучинский Р. В., Петинов С. В. Предварительный расчёт частоты собственных изгибных колебаний кузовов вагонов электропоездов // Вестник института проблем естественных монополий: техника железных дорог. – 2019. – № 2 (46). – С. 50–57.

- Aida, K., Tomoioka, T., Takigami, T., Akiyama, Y., Sato, H. Reduction of Carbody Flexural Vibration by the High-damping Elastic Support of Under-floor equipment. QR of RTRI, 2015, Vol. 56, Iss. 4, pp. 262–267. DOI: 10.2219/rtriqr.56.4_262.

Информация об авторе:

Гучинский Руслан Валерьевич – кандидат технических наук, эксперт бюро кузовов ОП ООО «ТМХ Инжиниринг»; с.н.с. лаборатории прикладных исследований Института проблем машиноведения РАН, Санкт-Петербург, Россия, ruslan239@mail.ru.

Статья поступила в редакцию 21.01.2021, одобрена после рецензирования 21.04.2021, принята к публикации 23.04.2021.