

# Оптимизация конструкции кузова вагона электропоезда по значению частоты собственных колебаний

Р. В. ГУЧИНСКИЙ<sup>1,2</sup>

<sup>1</sup>Общество с ограниченной ответственностью «ТМХ Инжиниринг» (ООО «ТМХ Инжиниринг»), Санкт-Петербург, 199178, Россия

<sup>2</sup>Институт проблем машиноведения Российской академии наук (ИПМаш РАН), Санкт-Петербург, 197046, Россия

**Аннотация.** Поиск путей оптимизации конструкции кузова является важным этапом проектирования новых вагонов электропоездов. Снижение массы кузова приводит к облегчению сопряженных с ним частей подвижного состава, сокращению энергозатрат на эксплуатацию и уменьшению износа в системе «колесо—рельс». Снижение массы кузова возможно за счет назначения оптимальной жесткости его основным несущим элементам. Повышение жесткости кузова при неизменной массе также является важной задачей для получения нормативных динамических качеств кузова вагона.

Приведен способ оптимизации конструкции кузова, основанный на расчете значения его первой частоты собственных изгибных колебаний. Расчет выполнен методом конечных элементов с использованием упрощенной балочно-оболочечной параметрической модели. В рамках оптимизационных расчетов рассмотрены 3125 рабочих вариантов сечений основных несущих элементов конструкции с разной жесткостью — обвязки и поперечных балок рамы, межколонных стоек и поперечных балок крыши. Проанализирована чувствительность значения частоты собственных колебаний к изменению жесткости основных несущих элементов без учета изменения массы. Получено, что наибольшее влияние на значение частоты оказывает жесткость обвязки и поперечных балок рамы. Показано, что соотношение жесткостей основных несущих элементов не остается постоянным для оптимальных вариантов конструкции и зависит от конструктивного исполнения кузова, целевых значений его массы и жесткости. При ограничении массы возможно выбрать конструкции, которые характеризуются наибольшей общей жесткостью кузова и являются наиболее оптимальными с точки зрения технологичности. При ограничении значений частоты собственных колебаний возможен выбор конструкции кузова с наименьшей массой металла. Представленный подход позволяет принять решения по модификации кузова исходя из требуемых параметров массы и (или) частоты собственных изгибных колебаний. Данный подход может использоваться при предпроектных исследованиях кузовов нового пассажирского подвижного состава.

**Ключевые слова:** электропоезд; кузов; оптимизация конструкции; жесткость кузова; метод конечных элементов; модальный анализ; частота собственных колебаний; динамика вагона

**Введение.** Проектирование нового конкурентоспособного подвижного состава предполагает улучшение его важнейших характеристик, например увеличение конструкционной скорости. При этом актуальной становится задача снижения массы вагона.

Из-за преобладающей массовой доли металлоконструкции кузова в общей массе вагона его конструкцию целесообразно оптимизировать. Для этого может потребоваться серия испытаний значительного количества кузовов с разнообразными техническими решениями. Выполнение предварительных численных экспериментов позволяет сократить объемы натурных испытаний и общие расходы на разработку новых вагонов. Уменьшение массы кузова влечет за собой сопутствующие сокращения массы тележек, рессорного подвешивания, тягового привода, уменьшение износа колесных пар и рельсов, а также энергозатрат при эксплуатации.

Снижение массы, во-первых, возможно за счет выбора материала [1]. Начиная с 1990-х гг. наряду со сварными стальными конструкциями, широко используемыми в отечественном вагоностроении, постепенно стала возрастать доля конструкций из алюминиевых сплавов и композитных материалов [2]. Применение композитных материалов позволяет сократить массу несущей конструкции до 30 % в сравнении со стальным кузовом [3, 4]. Во-вторых, массу кузова можно снизить за счет оптимального выбора размеров элементов конструкции. Например, топологическая оптимизация позволяет получить конструкцию кузова, наиболее эффективно работающую на изгиб и кручение, которая затем может быть доработана по критерию технологичности [5]. В [6] показана возможность снижения массы алюминиевого кузова около 10 % за счет оптимизации толщин экструдированных панелей. В-третьих, возможно добиться снижения массы кузова за счет изменения его конструктивной схемы [7].

При проектировании кузова возникает типичное для конструкции противоречие требований к его минимальной массе и достаточной жесткости для обеспечения прочности и динамических качеств. Поэтому для оптимизации конструкции кузова целесообразно использовать значение первой частоты собственных изгибных колебаний: с одной стороны, максимальное значение частоты позволяет обеспечить максимальную общую жесткость кузова, с дру-

■ E-mail: [r.guchinski@tmh-eng.ru](mailto:r.guchinski@tmh-eng.ru) (Р. В. Гучинский)

гой — его минимальную массу. Частота собственных изгибных колебаний кузова является одним из основных нормируемых динамических параметров вагона моторвагонного подвижного состава. Этот параметр непосредственно связан с показателями плавности хода и уровнем комфорта пассажиров [8]. Испытания по определению частоты могут проводиться на необорудованных кузовах вагонов [9]. Для полностью оборудованного кузова вагона электропоезда она должна быть не менее 8 Гц в соответствии с отечественной нормативной документацией [10]. На значение частоты влияет ряд факторов, основные из которых — размеры и форма кузова, определяющие его жесткость, характер распределения и величина нагружающих его масс.

Оптимизация конструкций актуальна для многих видов сооружений и транспорта [11]. В [12] выполнена оптимизация кузова автобуса по частоте собственных изгибных колебаний. В качестве целевых функций в [13] также рассматриваются жесткость кузова автомобиля и деформации при продольном ударе. Прочность, жесткость и устойчивость конструкций учитываются при оптимизации кузовов грузовых вагонов [14, 15].

Цель настоящего исследования — определение оптимальных размеров основных элементов несущей конструкции кузова вагона электропоезда с заданной конструктивной схемой.

**Параметрическая модель кузова.** Для расчетов используются упрощенные модели проектных вариантов кузовов моторного вагона электропоезда ЭП2Тв классической конструкции (рис. 1). Из-за двойной симметрии изгибных колебаний рассматривается четверть кузова, предполагается симметричное расположение оборудования вагона.

Конечно-элементная модель кузова представляет собой полигональную оболочку с отверстиями под дверные и оконные проемы, замкнутую поперечными шпангоутами (рис. 2). Замыкание поперечных балок рамы и крыши с межоконными стойками в шпангоуты приводит к более эффективному использованию жесткости этих элементов [16]. Размер конечных элементов принимается равным 50 мм, так как при более крупном размере выявляется изменение значений частот собственных колебаний, превышающее 1%. Предполагается, что свариваемые элементы несущей конструкции кузова соединены жестко. Все основные несущие балки представляются балочными элементами. Гофрированные листы пола и крыши толщиной 1,5 мм моделируются с помощью комбинации балочных и оболочечных элементов, при этом реализуется возможность параметрически изменять размеры поперечных сечений тех балок, которые оказывают наибольшее влияние на жесткость конструкции при изгибе кузова (обвязка и поперечные балки рамы,

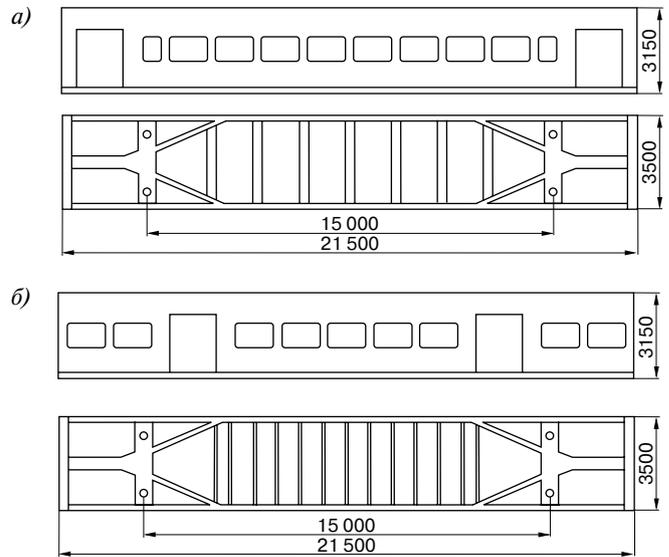


Рис. 1. Конструктивные схемы исполнений кузова вагона электропоезда ЭП2Тв:

*a* — первое исполнение; *b* — второе исполнение

Fig. 1. Structural diagrams of EP2Tv electric train car body designs:

*a* — first modification; *b* — second modification

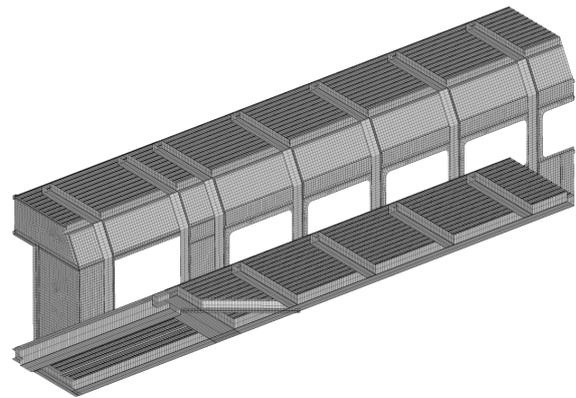


Рис. 2. Конечно-элементная модель четверти кузова первого исполнения

Fig. 2. Finite-element model of a quarter of a body of the first modification

поперечные профили крыши, стойки боковин). Под каждым окном располагаются две подоконные стойки в виде z-образного профиля. Хребтовая, шкворневая балка и раскосы рамы моделируются балочными элементами постоянного коробчатого сечения. При построении балочно-оболочечной модели в балочных элементах учитываются эксцентриситеты сечений. Толщина обшивки боковых стен принимается равной 2,5 мм. Стойки дверных проемов и межоконные стойки имеют одинаковое сечение. Силовой набор торцевой стены состоит из стоек торцевой двери и

горизонтального поперечного наддверного профиля. Подкрепляющие обшивку торцевой стены профили не моделируются из-за малого влияния жесткости торцевой стены на значение частоты собственных изгибных колебаний кузова. Обвязка рамы имеет постоянное коробчатое сечение по всей длине кузова. Предполагается, что выходы на нижние платформы в обоих исполнениях кузова отсутствуют. Кузова двух исполнений не имеют принципиальных отличий, за исключением сечений поперечных балок рамы и крыши, а также расположения оконных и дверных проемов. В первом исполнении балки рамы и крыши имеют коробчатое сечение, во втором — сечение швеллера для рамы и z-образное для крыши. Максимальное упрощение модели за счет балочных элементов позволяет рассмотреть наибольшее число проектных вариантов в рамках оптимизации за приемлемое время.

В качестве граничных условий используется ограничение линейных и угловых перемещений узлов,

лежащих в плоскостях симметрии. Известно, что жесткость опор в пределах используемых параметров рессорного подвешивания и пневморессор практически не оказывает влияния на значения первой частоты собственных колебаний [17]. Поэтому для расчета частоты собственных изгибных колебаний кузова используется его безопорное состояние.

Нагрузки от внутренних и наружных конструкций, от собственного веса пассажиров прикладываются с помощью сосредоточенных массовых элементов в соответствии с конструкторской документацией. Способ изменения плотности элементов кузова для приложения нагрузок не используется для более эффективной оценки изменения массы металлоконструкции модели. Расчет выполняется в состоянии брутто — при максимальной нагрузке от пассажиров, при этом учитывается вес сидящих и стоящих пассажиров исходя из нормативной плотности 7 человек на 1 м<sup>2</sup> площади пола, не занятой ногами сидящих пассажиров [10].

Для каждого конструктивного исполнения рассматривались 3125 вариантов конструкции кузова, характеризующихся различными комбинациями жесткостей основных конструктивных элементов. Наименования профилей и их жесткости для базового варианта кузова представлены в табл. 1 и 2 соответственно. Рабочие варианты конструкции определяются переменными значениями пяти параметров: высоты сечения обвязки, поперечных балок рамы, крыши, высоты и ширины сечения межоконных стоек. При этом толщины основных несущих профилей не изменяются. Каждый параметр принимает 5 значений, которые выбираются таким образом, что соответствующий момент инерции сечения составляет 1/3, 1/2, 1, 2, 3 момента инерции сечения профиля базового варианта. Оси *x* и *z* — главные центральные оси межоконной стойки, ось *z* перпендикулярна плоскости обшивки боковой стены. Значения высот основных несущих элементов, соответствующих изменению момента инерции сечения в *k* раз относительно базового варианта, приведены в табл. 3.

Материал всех конструкций упругий и имеет постоянные характеристики — модуль Юнга, равный  $2,1 \times 10^5$  МПа, и коэффициент Пуассона, равный 0,3. Частота собственных изгибных колебаний кузова в вертикальной плоскости рассчитывается с помощью модального анализа в рамках конечно-элементного комплекса ANSYS Mechanical APDL. Для определения частоты собственных колебаний и их форм применяется блочный метод Ланцоша.

**Влияние жесткости основных несущих элементов на частоту собственных изгибных колебаний.** Предварительно рассматривается чувствительность частоты собственных колебаний только к изменению момента инерции основных несущих элементов первого исполнения кузова, при этом влияние изменения массы не учитывается. Для того чтобы при увеличении жестко-

Таблица 1

Основные несущие профили кузова базового варианта

Table 1

Basic structural body profiles of the basic version

Конструктивные элементы	Первое исполнение	Второе исполнение
Обвязка рамы	Труба 200×200×6	
Межоконные стойки	Труба 190×55×3	
Поперечные балки рамы	Труба 190×190×6	Швеллер 190×6
Поперечные балки крыши	Труба 190×150×2,5	Z-образный профиль 150×2

Таблица 2

Характеристики базового варианта

Table 2

Basic version characteristics

Показатели	Первое исполнение	Второе исполнение
Масса основных элементов металлоконструкции, т	13 096	11 900
Масса тары кузова, т	40 260	37 400
Масса брутто кузова, т	63 160	60 388
Моменты инерции, см <sup>4</sup> :		
1) Обвязка рамы	2923	2923
2) Поперечные балки рамы	2494	1044
3) Поперечные балки крыши	644	147
4) Межоконные стойки относительно оси <i>x</i>	83	83
5) Межоконные стойки относительно оси <i>z</i>	600	600
Частота изгибных колебаний кузова, Гц	8,98	7,67

сти поперечных сечений масса не менялась, изменялись толщины стенок поперечных сечений. Для изменения в  $k$  раз осевого момента инерции  $I_z$  коробчатого сечения ширины  $b$  и высоты  $h$  с толщиной стенок и полок  $t$  (рис. 3) необходимо изменить толщину полок до величины

$$t_1 = 0,5 \left[ h - \sqrt{\frac{bh^3(1-k)}{(b-2t)(h-2t)}} + k(h-2t)^2 \right],$$

а толщину стенок до величины

$$t_2 = 0,5 \left[ b - \frac{(b-2t)(h-2t)}{h-2t_1} \right],$$

при этом величина  $k$  должна удовлетворять условиям  $t_1 > 0$ ,  $t_2 > 0$ , а также

$$k \leq \frac{1}{1 - (1 - 2t/b)(1 - 2t/h)^3}.$$

Используемые размеры поперечных сечений позволяют рассматривать значения  $k = 0,8 \div 1,2$ . В табл. 4 приводятся результаты расчета влияния изгибной жесткости основных несущих элементов кузова на частоту собственных колебаний.

Изменение жесткости поперечных балок крыши в рассматриваемых пределах оказывает влияние на частоту собственных колебаний кузова менее 0,1 %, поэтому в табл. 4 не приводится. Малая чувствительность значения частоты собственных колебаний кузова к изменению жесткости крыши объясняется ее низкой загруженностью. Влияние на частоту собственных колебаний жесткостей сечения межоконных стоек в двух направлениях с разным знаком объясняется их взаимной зависимостью. Например, при уменьшении  $t_1$  происходит увеличение  $t_2$ , что приводит к росту значения частоты.

По результатам моделирования жесткость обвязки и поперечных балок рамы оказывает наиболее существенное влияние на частоту собственных колебаний, что связано с наибольшей удельной нагруженностью рамы по сравнению с остальными элементами кузова вагона электропоезда. Эти результаты подтверждают выводы исследования [18], в котором рассматривалась оптимизация конструкции стального кузова за счет изменения толщин элементов и их массы.

**Анализ результатов расчетов.** С использованием макроса, написанного на языке программирования APDL, встроенном в программный комплекс ANSYS, были получены значения частот собственных изгибных колебаний для рабочих вариантов двух исполнений кузова с различными значениями жесткости основных несущих элементов в соответствии с табл. 3. Результаты расчета показаны на рис. 4 и 5, по горизонтальной оси приведены разности масс рабочих и

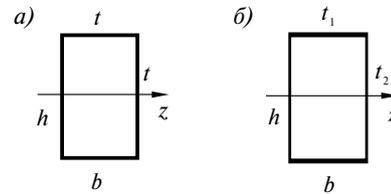


Рис. 3. Изменение толщин коробчатого сечения:  $a$  – базовый вариант;  $b$  – с измененной жесткостью ( $k > 1$ );  $t$  – толщина стенок;  $t_1$  – толщина полки;  $t_2$  – толщина боковой стенки  
Fig. 3. Changing the thickness of the box section:  $a$  – basic version;  $b$  – with changed rigidity ( $k > 1$ );  $t$  – wall thickness;  $t_1$  – thickness of the shelf;  $t_2$  – side wall thickness

базового вариантов. Результаты, соответствующие наиболее оптимальным вариантам конструкции кузова, располагаются в левой верхней четверти точечной диаграммы.

В сравнении с базовым вариантом для первого исполнения возможно увеличение частоты собственных колебаний на 0,3 Гц без изменения массы либо сокращение массы кузова на 350 кг без изменения частоты. Повышения частоты при постоянной массе можно достичь, увеличивая размер сечения обвязки за счет уменьшения сечения межоконных стоек. Снизить массу возможно за счет уменьшения сечений межоконных стоек и балок крыши.

Для второго исполнения возможно увеличение частоты собственных колебаний на 0,4 Гц и сокращение

Таблица 3

Геометрические параметры несущих элементов рабочих и базового вариантов

Table 3

Geometrical parameters of load-bearing elements of working and basic versions

Показатели	Коэффициент жесткости				
	0,33	0,5	1	2	3
Высота обвязки рамы, мм	140	160	<b>200</b>	250	286
Высота поперечных балок рамы, мм	118 (119)	141 (142)	<b>190</b>	255 (254)	303 (300)
Высота поперечных балок крыши, мм	91 (94)	110 (112)	<b>150</b>	204 (200)	243 (235)
Высота сечения межоконных стоек, мм	33	40	<b>55</b>	75	91
Ширина сечения межоконных стоек, мм	123	145	<b>190</b>	248	289

Примечание. В скобках приведены отличающиеся параметры для второго исполнения. Полу жирным шрифтом указаны значения для базового варианта. Note. Differing parameters for the second version are given in brackets. Values for basic version are shown in bold.

Таблица 4

Изменение частоты собственных колебаний кузова  
(в % от базового варианта,  $k = 1$ ) при изменении жесткости в  $k$  раз  
его основных несущих элементов

Table 4

Change in the frequency of natural vibrations of the body  
(in % of the base version,  $k = 1$ ) when the rigidity changes  $k$  times  
of its main load-bearing elements

Несущие элементы	$k=0,8$	$k=0,9$	$k=1,1$	$k=1,2$
Обвязка рамы	-1,1	-0,5	+0,4	+0,9
Поперечные балки рамы	-1	-0,4	+0,3	+0,6
Межоконные стойки относительно оси $x$	0	+0,1	0	-0,4
Межоконные стойки относительно оси $z$	-0,5	-0,1	+0,1	+0,1

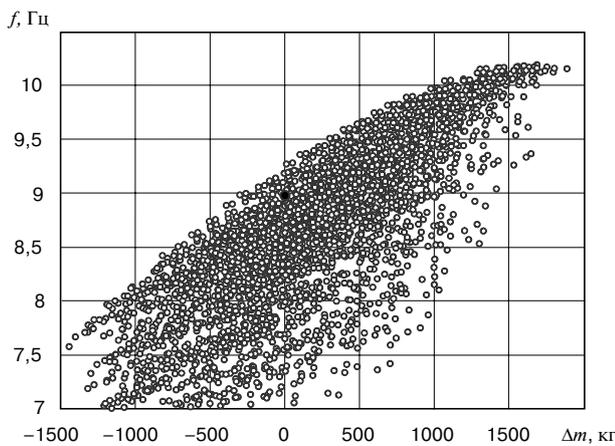


Рис. 4. Значения частоты собственных колебаний  $f$  в зависимости от изменения массы  $\Delta m$  для первого исполнения кузова (черный маркер — базовый вариант)

Fig. 4. Values of natural vibrations frequency  $f$  depending on the change in the mass  $\Delta m$  for the first modification of the body (black marker — basic version)

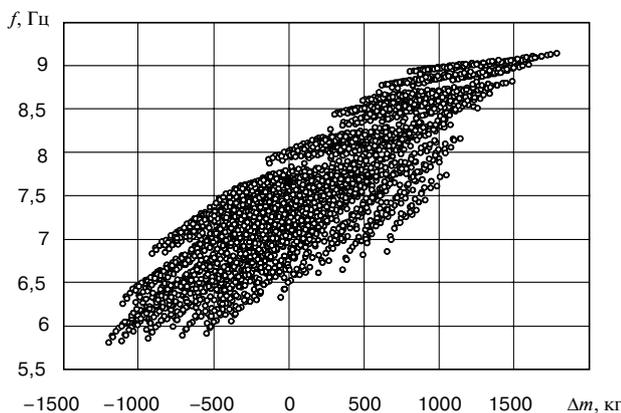


Рис. 5. Значения частоты собственных колебаний в зависимости от изменения массы для второго исполнения кузова (черный маркер — базовый вариант)

Fig. 5. Values of natural vibrations frequency depending on the change in the mass for the second modification of the body (black marker — basic version)

массы на 350 кг. Увеличение частоты в этом случае возможно за счет увеличения жесткости поперечных балок и сокращения сечений стоек и балок крыши.

На основании оценки кривой, ограничивающей поле результатов сверху, можно заключить, что для повышения частоты собственных колебаний кузова брутто на 1 Гц необходимо увеличение жесткости кузова, приводящее к повышению массы металлоконструкции примерно на 1 т. При этом для достижения результата усиление конструкции необходимо выполнять наиболее эффективным способом. Результаты усиления кузова моторного вагона электропоезда ДТ1 с целью повышения значения частоты собственных колебаний также в целом согласуются с правилом: 1 Гц — 1 т. Для подтверждения правила необходимы дальнейшие расчетные эксперименты.

Результаты, представленные на рис. 5, имеют выраженные разрежения, которые связаны с дискретным характером изменения жесткостей сечений. Каждая обособленная область результатов соответствует определенной комбинации значений жесткости обвязки и поперечных балок рамы. Рассмотрение большего числа вариантов жесткости балок приведет к более полному заполнению диаграммы, однако время решения задачи может существенно увеличиться. Например, рассмотрение 7 вариантов жесткости обвязки и поперечных балок рамы приводит к удвоению числа всех комбинаций жесткости. На данный момент расчет частот собственных колебаний для 3125 вариантов кузова занимает около 12 ч для 64 Gb RAM. Использование в расчете различных алгоритмов оптимизации является направлением для дальнейшей работы.

Верхняя кривая поля результатов оптимизации соответствуют наиболее рациональным размерам несущих элементов. Для рабочих вариантов, соответствующих верхней кривой поля результатов в пределах изменения массы  $\pm 300$  кг, были рассчитаны моменты инерции рассматриваемых сечений балок. Результаты были нормированы по осевому моменту инерции сечения обвязки рамы. На рис. 6 представлены относительные жесткости сечений (темным цветом показано соответствие столбца диапазону значений вариантов). Например, для первого исполнения кузова оптимальная жесткость на изгиб поперечных балок рамы составляет от 0,18 до 0,54 жесткости коробчатого сечения обвязки.

Из полученных результатов следует, что в оптимальном варианте кузова вагона электропоезда классической конструкции наибольшей изгибной жесткостью должна обладать обвязка рамы. Следующим наиболее жестким несущим элементом кузова являются поперечные балки рамы. Жесткость межоконных стоек при изгибе в плоскости сечений кузова составляет до 10 % жесткости обвязки, в плоскости боковой стены — до 29 % жесткости обвязки. Рабочие варианты, характеризующиеся максимальной

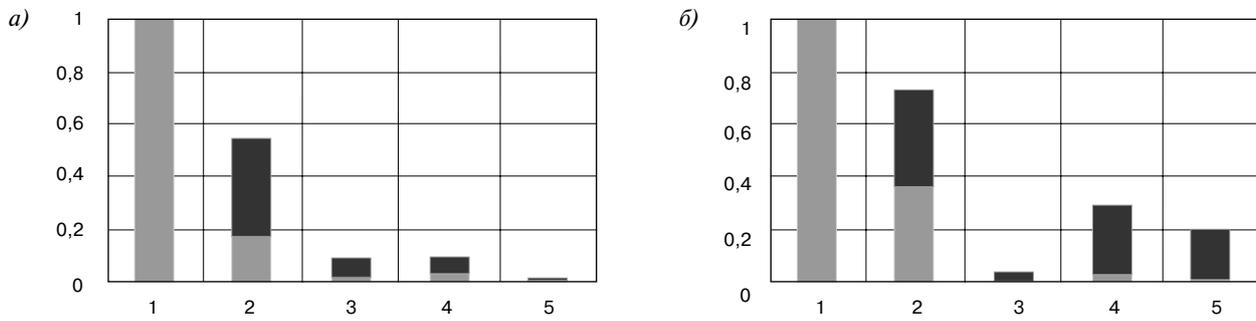


Рис. 6. Соотношение жесткостей основных конструктивных элементов первого (а) и второго (б) исполнений кузова:  
 1 — обвязка; 2 — поперечные балки рамы; 3 и 4 — межоконные стойки, изгиб относительно осей  $x$  и  $z$ ; 5 — поперечные балки крыши.  
 Темным цветом обозначено соответствие диапазону значений  
 Fig. 6. Ratio of the rigidity of the main structural elements of the first (a) and second (b) modifications of the body:  
 1 — bracing; 2 — cross beams of the frame; 3 and 4 — inter-window racks, bending about the  $x$  and  $z$  axes; 5 — cross beams of the roof.  
 Dark color indicates compliance with the range of values

частотой при сохранении исходной массы базового варианта, соответствуют минимальным размерам сечения межоконных стоек. Это связано с тем, что в случае первого исполнения кузова происходит интенсивный сдвиг крыши относительно рамы кузова из-за наличия оконных проемов (рис. 7, а). Увеличение жесткости кузова повышением жесткости стоек оказывается неэффективным из-за близкого расположения оконных проемов; гораздо большего эффекта можно достичь изменением формы, размеров и размещения проемов. Во втором исполнении кузова сдвиг крыши кузова относительно рамы при его изгибе происходит в основном благодаря дверным проемам, расположенным в пределах базы вагона [19]. Расположение дверных проемов в областях кузова с наибольшей поперечной силой приводит к уменьшению общей жесткости и при прочих равных условиях — к уменьшению частоты изгибных колебаний. Разница в значениях частоты в 1,3 Гц для базового варианта рассмотренных исполнений обусловлена также существенно отличающейся жесткостью обвязки рамы и в меньшей степени — отличиями по массе оборудованных кузовов. Сдвиг конструкции второго исполнения по оконным проемам (рис. 7, б) уменьшается в сравнении с первым исполнением (рис. 7, а), поэтому изгиб межоконных стоек в продольной вертикальной плоскости для второго исполнения кузова выражен гораздо меньше, чем для первого, и увеличение их жесткости для повышения жесткости кузова тоже неэффективно. Жесткость балок крыши не превышает 20% жесткости обвязки и зависит от нагруженности крыши.

В общем случае соотношение жесткостей основных несущих элементов зависит от конструктивного исполнения кузова, нагрузок и их распределения, а также целевых показателей массы и жесткости. При проектировании нового подвижного состава может быть рекомендовано предварительное назначение жесткости обвязки и шпангоутов в межоконных поперечных се-

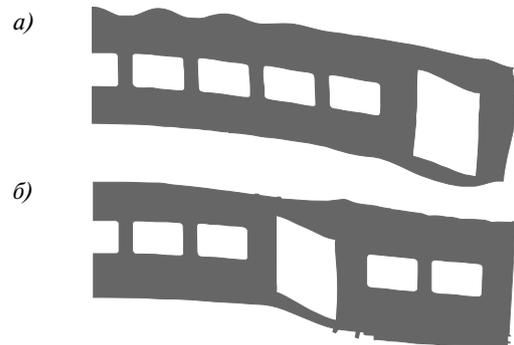


Рис. 7. Формы изгибных колебаний базового варианта кузова двух исполнений:  
 а — первое исполнение; б — второе исполнение  
 Fig. 7. Forms of bending vibrations of basic body versions of both modifications:  
 а — first modification; б — second modification

чения кузова исходя из средних значений жесткости (рис. 6), а затем решение задачи оптимизации конструкции для окончательного выбора размеров сечений. При дальнейшем проектировании целесообразно выполнять расчеты на уточненной оболочечной модели.

**Заключение.** Наибольшее влияние на жесткость кузова вагона электропоезда классической конструкции оказывает изменение жесткости обвязки рамы.

В оптимальной конструкции кузова с точки зрения частоты собственных изгибных колебаний наибольшей жесткостью на изгиб обладает обвязка и поперечные балки рамы из-за их большей удельной нагруженности. Соотношение жесткостей основных несущих элементов кузова оптимальной конструкции не является постоянным и зависит от его конструктивного исполнения, распределения масс и целевых показателей массы и жесткости кузова.

Для повышения значения частоты первого тона собственных изгибных колебаний кузова следует рассматривать различные комбинации жесткостей основных несущих элементов.

Способ оптимизации конструкции кузова по критерию максимального значения частоты может быть использован при предпроектной разработке кузовов нового подвижного состава. При этом рекомендуется упрощать модель кузова до основных несущих элементов и рассматривать наиболее существенные нагрузки для достижения удовлетворительной адекватности модели. Использование в расчете различных алгоритмов оптимизации является направлением для дальнейшей работы.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Cho J. G., Koo J. S., Jung H. S. A lightweight design approach for an EMU carbody using a material selection method and size optimization // *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2016. Vol. 30. No. 2. P. 673–681.
2. Singh D. Comparison of carbon steel and composite side wall of light rail vehicle by finite element analysis: Thesis of Master of Science in Mechanical Engineering. Texas, Arlington, 2017. 59 p.
3. Seo S. I., Kim J. S., Cho S. H. Development of a hybrid composite bodyshell for tilting trains // *Proceedings Institution of Mechanical Engineers. Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*. 2008. Vol. 222. No. 1. P. 1–13.
4. Wennberg D., Stichel S. Multi-functional design of a composite high-speed train body structure // *Struct Multidisc Optim*. 2013. Vol. 50. No. 3. P. 475–488.
5. Koenig J., Friedrich H. E. Integral consideration of the lightweight design for railway vehicles: Rep. German Aerospace Center — Institute of Vehicle Concepts. [S. l.], 2012. 13 p.
6. Structural-optimization-based design process for the body of a railway vehicle made from extruded aluminum panels / H. A. Lee [et al.] // *Proceedings Institution of Mechanical Engineers. Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*. 2015. Vol. 230. No. 4. P. 1283–1296.
7. De La Guerra E. Lightweight primary structures for High-speed railway carbodies // *360.revista de alta velocidad*. 2018. No. 5. P. 9–21.
8. Определение параметров изгибных колебаний кузовов вагонов и оценка ходовых динамических и эксплуатационных показателей электропоезда нового поколения / А. Н. Скачков [и др.] // *Вестник РГУПС*. 2018. № 4 (72). С. 78–87.
9. ГОСТ 34093–2017. Вагоны пассажирские локомотивной тяги. Требования к прочности и динамическим качествам: межгос. стандарт: введен в действие в качестве нац. стандарта Российской Федерации приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 13 июня 2017 г. № 537-ст: дата введения 2018-01-01. М.: Стандартинформ, 2017. 41 с.
10. ГОСТ 33796–2016. Моторвагонный подвижной состав. Требования к прочности и динамическим качествам: межгос. стандарт: введен в действие в качестве нац. стандарта Российской Федерации приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 4 июля 2016 г. № 800-ст: дата введения 2017-04-01. М.: Стандартинформ, 2016. 35 с.
11. Прагер В. Основы теории оптимального проектирования конструкций. М.: Мир, 1977. 109 с. (Механика. Новое в зарубежной науке; вып. 11).
12. Haryanto I., Raharjo F. Optimization of Bus Body Frame Structure for Weight Minimizing with Constraint of Natural Frequency using Adaptive Single-Objective Method // *International Journal of Sustainable Transportation Technology*. 2018. Vol. 1. No. 1. P. 9–14.
13. Car Body Optimization Considering Crashworthiness, NVH and Static Responses / P. Adduri [et al.] // *Proceedings 13<sup>th</sup> Int. LS-DYNA Users Conf. Dearborn, USA, 2014*. P. 1–8.
14. Булычев М. А., Лозбинов В. П. Совершенствование способов расчета и оптимизации несущих элементов кузовов вагонов // *Механика вагонов: сб. науч. тр. / Брянский гос. техн. ун-т. Брянск: БГТУ, 1998*. С. 36–47.
15. Гютюнников А. И. Структурно-параметрическая оптимизация несущих конструкций кузовов грузовых вагонов путем эволюционного моделирования: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07. Брянск: БГТУ, 2011. 20 с.
16. Гучинский Р. В., Петин С. В. Разработка узла конструкции судна по условию усталостной долговечности // *Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета*. 2012. № 4 (159). С. 177–186.
17. Гучинский Р. В. Расчет частоты собственных изгибных колебаний кузова вагона электропоезда с учетом податливости опор // *Вестник Уральского государственного университета путей сообщения*. 2019. № 2 (42). С. 4–11.
18. Analysis of modal frequency optimization of railway vehicle car body / W. Sun [et al.] // *Advances in Mechanical Engineering*. 2016. Vol. 8. No. 4. P. 1–12.
19. Гучинский Р. В., Петин С. В. Предварительный расчет частоты собственных изгибных колебаний кузовов вагонов электропоездов // *Вестник института проблем естественных монополий: Техника железных дорог*. 2019. № 2 (46). С. 50–57.

## ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРЕ

**ГУЧИНСКИЙ Руслан Валерьевич**, канд. техн. наук, эксперт бюро кузовов, ООО «ТМХ Инжиниринг»; старший научный сотрудник, лаборатория прикладных исследований, ИПМаш РАН

Статья поступила в редакцию 24.03.2021 г., принята к публикации 11.05.2021 г.

**Для цитирования:** Гучинский Р. В. Оптимизация конструкции кузова вагона электропоезда по значению частоты собственных колебаний // *Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ)*. 2021. Т. 80. № 3. С. 152–159. DOI: <https://dx.doi.org/10.21780/2223-9731-2021-80-3-152-159>.

## Optimization of an EMU train carbody by the value of the natural bending frequency

R. V. GUCHINSKY<sup>1,2</sup>

<sup>1</sup>Limited liability company “TMH Engineering” (TMH Engineering Ltd), St. Petersburg, 199178, Russia

<sup>2</sup>Institute of Problems of Mechanical Engineering of the Russian Academy of Sciences (IPME RAS), St. Petersburg, 197046, Russia

**Abstract.** Finding ways to optimize the body structure is an important point in the design of new electric train cars. Reducing the mass of the body leads to a lightening of the parts of the rolling stock associated with it, a reduction in energy consumption for operation and a decrease in wear in the

“wheel—rail” system. Reducing the weight of the body is possible by assigning optimal rigidity to its main load-bearing elements. Increasing the rigidity of the body with a constant mass is also an important task to obtain the standard dynamic properties of the car body.

The article presents method for optimizing the body structure based on calculating the value of its first frequency of natural bending vibrations. The calculation was carried out by the finite element method using a simplified beam-shell parametric model. Within the optimization calculations, 3125 working versions of sections of the main load-bearing structural elements with different rigidity were considered — bracing and cross-beams of the frame, inter-window racks and cross-beams of the roof. The sensitivity of the value of the natural vibration frequency to the change in the rigidity of the main bearing elements without taking into account the change in mass is analyzed. It was found that the rigidity of the frame bracing and cross beams has the greatest influence on the frequency value. It is shown that the ratio of the rigidity of the main bearing elements does not remain constant for optimal design options and depends on the design of the body, the target values of its mass and rigidity. When mass is limited, it is possible to choose designs that are characterized by the greatest overall body rigidity and are the most optimal in terms of manufacturability. By limiting the values of natural vibration frequency, it is possible to choose a body structure with the lowest metal mass. The presented approach allows making decisions on body modification based on the required parameters of mass and (or) the frequency of natural bending vibrations. This approach can be used in pre-design studies of the bodies of new passenger rolling stock.

**Keywords:** electric train; body; design optimization; body rigidity; finite element method; modal analysis; natural frequency; car dynamics

**DOI:** <http://dx.doi.org/10.21780/2223-9731-2021-80-3-152-159>

## REFERENCES

1. Cho J. G., Koo J. S., Jung H. S. *A lightweight design approach for an EMU carbody using a material selection method and size optimization*. Journal of Mechanical Science and Technology, 2016, Vol. 30, no. 2, pp. 673–681.
2. Singh D. *Comparison of carbon steel and composite side wall of light rail vehicle by finite element analysis*. Thesis of Master of Science in Mechanical Engineering. Texas, Arlington, 2017, 59 p.
3. Seo S. I., Kim J. S., Cho S. H. *Development of a hybrid composite bodyshell for tilting trains*. Proceedings Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 2008, Vol. 222, no. 1, pp. 1–13.
4. Wennberg D., Stichel S. *Multi-functional design of a composite high-speed train body structure*. Struct Multidisc Optim, 2013, Vol. 50, no. 3, pp. 475–488.
5. Koenig J., Friedrich H. E. *Integral consideration of the lightweight design for railway vehicles*. Rep. German Aerospace Center — Institute of Vehicle Concepts. [S. l.], 2012, 13 p.
6. Lee H. A., Jung S. B., Jang H. H., Shin D. H. *Structural-optimization-based design process for the body of a railway vehicle made from extruded aluminum panels*. Proceedings Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 2015, Vol. 230, no. 4, pp. 1283–1296.
7. De La Guerra E. *Lightweight primary structures for High-speed railway carbodies*. 360.revista de alta velocidad, 2018, no. 5, pp. 9–21.
8. Skachkov A. N., Samoshkin S. L., Korshunov S. D., Lomakov P. S., Zhukov A. S. *Opređenje parametrov izgibnykh kolebaniy kuzovov vagonov i otsenka khodovykh dinamicheskikh i ekspluatatsionnykh pokazateley elektropoezda novogo pokoleniya* [Determination of the parameters of bending vibrations of car bodies and assessment of the running dynamic and operational indicators of a new generation electric train]. Vestnik RGUPS, 2018, no. 4, pp. 78–87.
9. GOST 34093–2017. *Passenger cars on locomotive traction. Requirements for structural strength and dynamic qualities*. Interstate standard, put into effect as nat. standard of the Russian Federation by order of the Federal Agency for Technical Regulation and Metrology dated June 13, 2017 No. 537-st. Moscow, Standartinform Publ., 2017, 41 p. (in Russ.).
10. GOST 33796–2016. *Railway multiple units. Durability and dynamics requirements*. Interstate standard, put into effect as nat. standard of the Russian Federation by order of the Federal Agency for Technical Regulation and Metrology dated July 4, 2016 No. 800-st. Moscow, Standartinform Publ., 2016, 35 p. (in Russ.).
11. Prager V. *Osnovy teorii optimal'nogo proektirovaniya konstruksiy* [Fundamentals of the theory of optimal design of structures]. Mekhanika. Novoe v zarubezhnoy nauke; vyp. 11 [Mechanics. New in foreign science; no. 11]. Moscow, Mir Publ., 1977, 109 p.
12. Haryanto I., Raharjo F. *Optimization of Bus Body Frame Structure for Weight Minimizing with Constraint of Natural Frequency using Adaptive Single-Objective Method*. International Journal of Sustainable Transportation Technology, 2018, Vol. 1, no. 1, pp. 9–14.
13. Adduri P., Leiva J., Quinn G., Watson B. *Car Body Optimization Considering Crashworthiness, NVH and Static Responses*. Proceedings of 13<sup>th</sup> Int. LS-DYNA Users Conf. Dearborn, USA, 2014, pp. 1–8.
14. Bulychev M. A., Lozbinev V. P. *Sovershenstvovanie sposobov rascheta i optimizatsii nesushchikh elementov kuzovov vagonov* [Improvement of methods of calculation and optimization of load-bearing elements of car bodies]. Mekhanika vagonov. Sb. nauch. tr. [Mechanics of cars. Coll. of scientific papers]. Bryanskiy gos. tekhn. un-t [Bryansk State Technical University], Bryansk, BGU Publ., 1998, pp. 36–47.
15. Tyutyunnikov A. I. *Strukturno-parametricheskaya optimizatsiya nesushchikh konstruksiy kuzovov gruzovykh vagonov putem evolyutsionnogo modelirovaniya*. Avtoref. dis. ... kand. tekhn. nauk [Structural-parametric optimization of load-bearing structures of freight car bodies by evolutionary modeling. Cand. tech. sci. diss. synopsis]. Bryansk, BGU Publ., 2011, 20 p.
16. Guchinsky R. V., Petinov S. V. *Development of the vessel structure assembly according to the fatigue life condition*. Scientific and technical bulletins of the St. Petersburg State Polytechnic University, 2012, no. 4 (159), pp. 177–186.
17. Guchinsky R. V. *Calculation of the frequency of natural bending vibrations of the body of an electric train car taking into account the flexibility of the supports*. Herald of the Ural State University of Railway Transport, 2019, no. 2 (42), pp. 4–11.
18. Sun W., Zhou J., Gong D., You T. *Analysis of modal frequency optimization of railway vehicle car body*. Advances in Mechanical Engineering, 2016, Vol. 8, no. 4, pp. 1–12.
19. Guchinsky R. V., Petinov S. V. *Preliminary calculation of the frequency of natural bending vibrations of bodies of electric train cars*. Bulletin of the Institute of Natural Monopolies Problems: Railway Engineering, 2019, no. 2 (46), pp. 50–57.

## ABOUT THE AUTHOR

### Ruslan V. GUCHINSKY,

Cand. Sci. (Eng.), Expert of the Carbody Bureau, TMH Engineering Ltd; Senior Researcher, Applied Research Laboratory, IPME RAS

Received 24.03.2021

Accepted 11.05.2021

■ E-mail: [r.guchinski@tmh-eng.ru](mailto:r.guchinski@tmh-eng.ru) (R. V. Guchinsky)

**For citation:** Guchinsky R. V. Optimization of an EMU train carbody by the value of the natural bending frequency // VNIIZHT Scientific Journal. 2021. 80 (3): 152–159 (In Russ.). DOI: <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2021-80-3-152-159>.