

МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПОДАТЛИВОСТИ КРЕПЛЕНИЯ ОБОРУДОВАНИЯ НА ЧАСТОТУ СОБСТВЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ КУЗОВА ВАГОНА ГОРОДСКОГО ЭЛЕКТРОПОЕЗДА



Р.В. Гучинский

Рассмотрены возможности повышения частоты собственных изгибных колебаний кузова вагона городского электропоезда за счет податливости крепления подвагонного и крышевого оборудования. Показано, что эффективная частота вертикальных колебаний оборудования меньше частоты колебаний кузова. Получено, что оптимальную частоту для оборудования можно определять с использованием отношения амплитуд на двух частотах собственных изгибных колебаний кузова.

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

DOI: 10.53883/20749325_2021_04_18

Конструирование новых вагонов электропоездов предполагает улучшение их характеристик при обеспечении надежности и безопасности. К кузову, как основному несущему элементу вагона, предъявляются в первую очередь требования прочности, технологичности, достаточных значений собственных частот. Тенденция к снижению массы кузова особенно явно прослеживается в последние десятилетия в связи с возрастающими требованиями по населенности вагонов и увеличивающимися конструктивными скоростями. Снижение массы кузова при заданной населенности приводит к уменьшению нагрузки на ось, а следовательно — к возможности снижения массы тележек, уменьшению затрат на эксплуатацию состава, а также меньшему износу ходовых частей вагона и путей [1].

Требования к минимальным значениям частот собственных колебаний содержатся как в отечественной, так и в зарубежной нормативной документации. Например, в соответствии с [2] первая частота собственных изгибных колебаний (ЧСИК) полностью

оборудованного кузова не должна быть меньше 8 Гц. Проектирование кузовов с максимальным значением ЧСИК позволяет получать конструкции, характеризующиеся минимальной массой и максимальной изгибной жесткостью [3]. Такие кузова характеризуются меньшими амплитудами колебаний на тележках, что в свою очередь улучшает показатели плавности хода вагона и уровень комфорта пассажиров. Из-за трудоемкости и продолжительности испытаний по определению ЧСИК, в связи с сокращающимися сроками проектирования нового подвижного состава, решающую роль начинает играть численное моделирование динамических процессов [4]. Расчет ЧСИК может быть выполнен при анализе гармонических процессов, в этом случае возможно также оценить амплитуды колебаний кузова, при этом необходимо задать его демпфирующие свойства [5]. Так как первая форма изгибных колебаний преобладает над высшими формами, расчет можно выполнять и с помощью модального анализа без учета демпфирования. Повышение значения ЧСИК при проектировании является трудоемкой комплекс-

Гучинский Руслан Валерьевич, кандидат технических наук, эксперт бюро кузовов ООО «ТМХ ИНЖИНИРИНГ» в Санкт-Петербурге, старший научный сотрудник лаборатории прикладных исследований Института проблем машиноведения Российской академии наук (ИПМаш РАН). Область научных интересов: динамика и прочность подвижного состава, усталость металла, сварные соединения, механика разрушения. Автор 38 научных работ.

ной задачей, что связано в первую очередь с отличием оболочечной конструкции кузова от балки постоянного сечения [6]. Когда ресурсы по повышению ЧСИК увеличением жесткости конструкций кузова исчерпаны, возможно использование рациональной компоновки подвагонного и крышевого оборудования [7].

Применение податливых креплений подвагонного оборудования может также быть использовано для улучшения динамических качеств кузова [3]. Тяжеловесное оборудование, расположенное в центре кузова, приводит к улучшению показателей плавности хода в вертикальном направлении [8]. Обычно для исследования влияния податливости опор на ЧСИК используется аналитическая модель кузова в виде балки Бернулли-Эйлера под равномерно распределенной нагрузкой [9;10]. Более точно это влияние может быть оценено с помощью численного моделирования [3]. Обычно влияние податливости креплений оборудования рассматривается для высокоскоростного подвижного состава межрегионального назначения [11], оценивается влияние только подвагонного оборудования. Цель исследования — возможность увеличения ЧСИК неголовного вагона городского электропоезда за счет податливости крепления как подвагонного, так и крышевого оборудования при различной населенности вагона.

Конструкция кузова и методика исследования

Для построения расчетной модели использовался один из проектных вариантов кузова моторного вагона городского электропоезда (рис. 1). Кузов представляет собой замкнутую оболочку с вырезами под оконные и

дверные проемы. Рама имеет классическую конструкцию с укороченными хребтовыми балками. Масса тары кузова составляет 37,4 т. В качестве основного варианта рассматривается максимальная населенность — исходя из полного заполнения мест для сидения и расчета стоящих пассажиров из расчета 7 чел. на 1 м² свободной площади пола [2]. Также рассматривается вариант расчетной населенности при плотности стоящих пассажиров 3 чел. на 1 м² и вариант без пассажиров, соответствующий tare кузова. Масса брутто кузова при расчетной населенности составляет 50 т, при максимальной — 60,4 т.

Модель рамы состоит из четырехузловых элементов тонкой оболочки. В модели торцевых, боковых стен и крыши также используются трехузловые балочные элементы. Средний размер конечных элементов составляет 50 мм, так как больший размер элемента приводит к погрешности расчета ЧСИК более 1%. Нагрузки прикладываются с помощью сосредоточенных массовых элементов. Нагрузки от внутреннего оборудования, потолков и облицовки располагаются в областях его крепления на поперечных балках крыши и стойках боковой стены. Нагрузка от стоящих пассажиров прикладывается в областях пересечения продольных брусков конструкций деревянного пола с поперечными балками рамы. Жесткость и демпфирующее влияние обшивки, изоляции, окон и дверей не учитываются в связи с неоправданной сложностью моделирования конструкции. Демпфирование металлоконструкции кузова и подвесного оборудования считается постоянным, в расчетах его влияние не

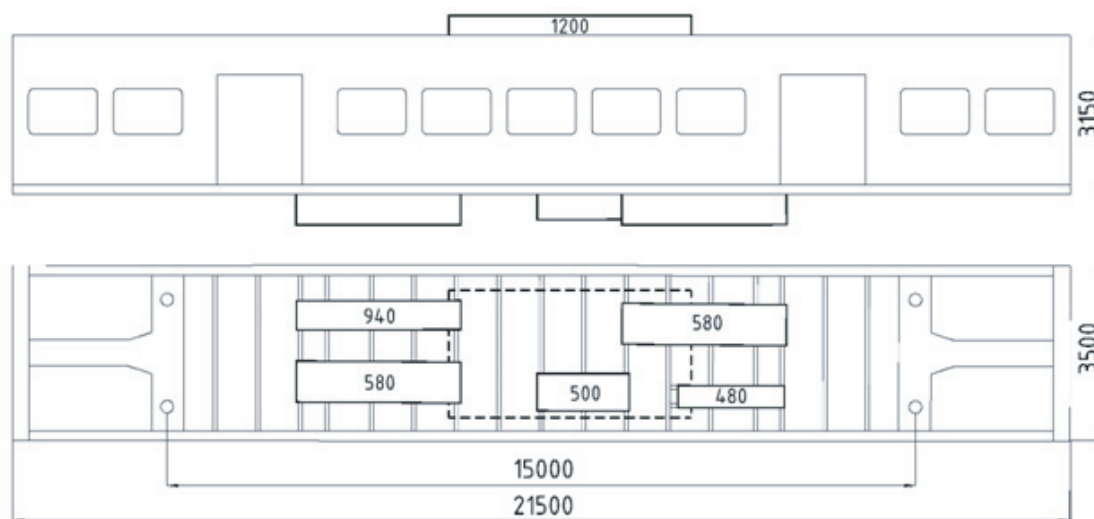


Рис. 1. Конструктивная схема кузова вагона электропоезда

рассматривается. Конечно-элементная модель кузова показана на рис. 2.

Расчет ЧСИК выполняется в программном комплексе ANSYS. Используется модальный анализ и блочный метод Ланцоша. Формы колебаний нормируются по отношению к матрице масс. Материал конструкции кузова имеет постоянные характеристики жесткости, модуль Юнга $2,1 \cdot 10^5$ МПа и коэффициент Пуассона 0,3.

Кузов располагается на упругих опорах с вертикальной жесткостью 0,66 МН/м, что соответствует общей жесткости двух ступеней подвешивания вагона. Поскольку рассматриваются только вертикальные колебания, жесткости опор в остальных направлениях не учитываются.

На кузове расположены пять ящиков оборудования в подвагонном пространстве и один на крыше. Массы оборудования приведены на рис. 1. Подвагонное оборудование закрепляется на поперечных балках рамы и на дополнительных продольных профилях, установленных между ними. Ящики оборудования моделируются с помощью жесткой области. Жесткая область предполагает взаимное ограничение поступательных степеней свобод для главного узла, соответствующего центру масс ящика и второстепенных узлов, которые располагаются в точках крепления ящика. Второстепенные узлы далее соединяются с конструкцией кузова с помощью упругих элементов, позволяющих моделировать жесткость соединения в вертикальном направлении. Элементы оборудования массой 480 и 500 кг закрепляются в шести точках, остальное оборудование — в восьми (рис. 2).

Результаты и обсуждение

Обычно для исследования влияния податливости креплений оборудования на ЧСИК используется упрощенная аналитическая модель, включающая один элемент оборудования, представленный сосредоточенной массой и располагаемый посередине кузова [12]. Закономерность влияния жесткости креплений k на ЧСИК f приведена на рис. 3. В условном диапазоне I малых значений жесткости креплений при их повышении происходит увеличение ЧСИК. Эти значения ЧСИК оказываются выше значения f_a , полученного при абсолютно жестком креплении оборудования. Такой эффект обусловлен колебаниями кузова и оборудования в противофазе на верхней ЧСИК (верхняя кривая на рис. 3), в результате которых вертикальные колебания кузова оказываются частично скомпенсированы колебаниями оборудования.

В диапазоне III большой жесткости креплений, ЧСИК оказывается ниже значения, полученного при абсолютно жестких опорах, применение опор со значениями жесткости этого диапазона оказывает негативное влияние на ЧСИК. В этом случае кузов и оборудование испытывают колебания в одном направлении. При таких колебаниях на нижней частоте (нижняя кривая на рис. 3) более эффективно использование жесткого крепления. В переходном диапазоне II ярко выражены колебания как на верхней частоте, так и на нижней. При этом существует точка, при которой амплитуды изгибных колебаний кузова на обеих частотах оказываются равными. При использовании опор с жесткостью этого диапазона возможно проявления интенсивных колебаний на нижней частоте. Таким образом, оптимальными значениями жесткости

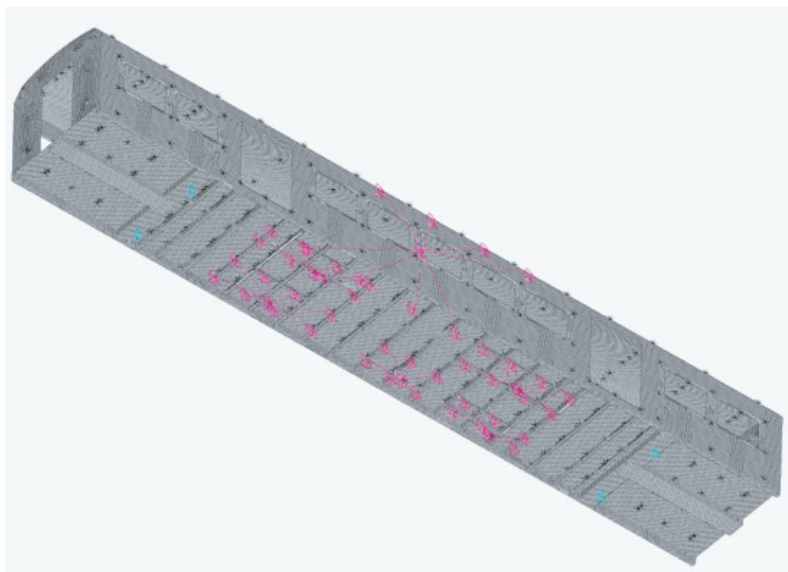


Рис. 2. Конечно-элементная модель кузова

креплений являются значения крайней левой части диапазона II, которые позволяют повысить значение ЧСИК по сравнению со значением, полученным при абсолютно жестком креплении оборудования.

В общем случае на кузове располагается несколько ящиков оборудования, которые могут быть размещены несимметрично, при соблюдении условий разности нагрузок по сторонам вагона. Оборудование, обычно характеризующееся различной массой и расположением, может оказывать неоднозначное влияние на ЧСИК. Для оценки возможного влияния асимметрии колебаний ящиков оборудования был проведен расчет чувствительности значения верхней ЧСИК к различным значениям жесткости крепления ящиков. В качестве основного принимался вариант распределения значения жесткостей креплений исходя из одинакового значения частоты колебаний 5 Гц всех ящиков оборудования. Для этой частоты получены значения жесткости крепления каждого ящика в соответствии со значением его массы:

$$k = 4\pi^2 f_{об}^2 m / n,$$

где $f_{об}$ — частота собственных колебаний оборудования; m — масса оборудования; n — число креплений ящика.

Также задавались жесткости креплений, составляющие 0,5 и 2 значения основной жесткости. Рассматривались различные комбинации жесткостей для шести ящиков, таким образом, общее число рассмотренных вариантов составило $3^6 = 729$. При этом значения жесткости были сосредоточены в диапазоне малых жесткостей, при котором преобладает верхняя частота.

Результаты расчета ЧСИК при различных комбинациях жесткостей оборудования приведены на рис. 4. По горизонтальной оси отложено суммарное

значение относительной жесткости креплений ящиков

$$k_0 = \sum_{i=1}^6 n_i k_i / m_i.$$

Так как жесткость крепления каждого ящика k_i пропорциональна его массе m_i , результаты располагаются дискретными группами. В целом значение ЧСИК увеличивается пропорционально суммарной жесткости оборудования. Наибольшее значение достигается при максимальных значениях жесткости оборудования. Поэтому наиболее рациональным является поддержание одинакового значения частоты колебаний всех ящиков во избежание рассогласованных по направлению колебаний оборудования. В этом случае удастся достичь максимального эффекта от применения упругих креплений.

Задаваясь значениями частоты колебаний оборудования можно построить зависимость, аналогичную представленной на рис. 3, в частотных координатах (рис. 5). Основным является расчет ЧСИК при максимальной населенности, т.к. регламентируется значение ЧСИК для кузова брутто [2]. В этом случае при возрастании частоты колебаний оборудования до бесконечности, что соответствует жесткому креплению оборудования, ЧСИК составляет 7,51 Гц. В переходном диапазоне жесткости, соответствующем частотам колебания оборудования 6–10 Гц, происходит смена преобладающей ЧСИК с верхней на нижнюю. Для оценки переходной точки был выполнен расчет отношения амплитуд на двух ЧСИК (рис. 6). Амплитуда колебаний определялась как разность вертикальных перемещений центрального и концевых сечения кузова. При частоте колебаний оборудования 8 Гц амплитуды колебаний кузова брутто на верхней и нижней частоте становятся равными. При этом частота колебаний оборудования примерно равна среднему арифметическому значению верхней и нижней частоты. Таким образом, это

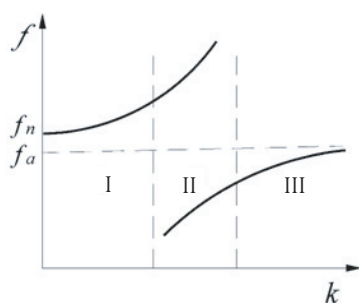


Рис. 3. Зависимость ЧСИК от жесткости крепления подвесного оборудования

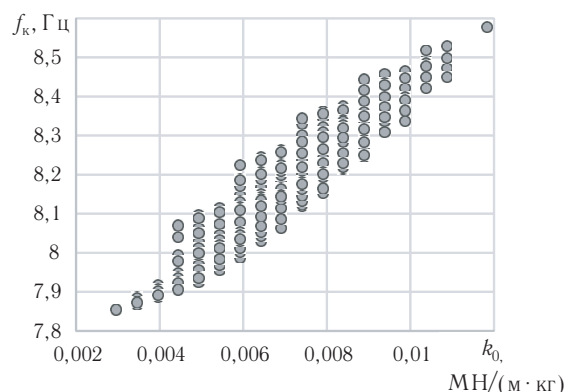


Рис. 4. Зависимость ЧСИК от общей относительной жесткости оборудования

условие можно считать критерием перехода с верхней ЧСИК на нижнюю. Графически переходная точка для кузова брутто соответствует равным расстояниям по оси ординат графиков частот кузова от линии равных частот, показанной на рис. 5 штриховой линией. При расчетной населенности или в случае отсутствия пассажиров такой закономерности не наблюдается.

При максимальной населенности переходная частота оборудования составляет 8 Гц, однако наибольшее снижение в соотношении амплитуд колебаний на верхней и нижней частоте происходит в диапазоне частот колебаний 6–7 Гц (рис. 6). Сопоставление форм и амплитуд колебаний кузова брутто для частот оборудования 6 и 7 Гц приведено на рис. 7.

Таким образом, для повышения ЧСИК брутто со значения 7,51 Гц при жестком креплении оборудования

до нормативного значения в 8 Гц и выше, необходимо ввести податливые крепления оборудования исходя из расчета частоты колебаний оборудования 6–6,5 Гц. При этом ЧСИК удастся увеличить на 9–11% (см. рис. 5). Амплитуды колебаний на нижней частоте в этом случае будут как минимум в 2,3 раза меньше, чем на верхней, что, скорее всего, не приведет к ухудшению динамических качеств кузова. Тем не менее, позитивное влияние податливости креплений на показатели плавности хода и уровни виброускорений нуждается в экспериментальном подтверждении.

В некоторых нормативных документах регламентируется также значение ЧСИК для тары кузова, которое не должно быть менее 10 Гц [13]. Ухудшение динамических качеств кузова при введении податливости опор крепления оборудования нежелательно

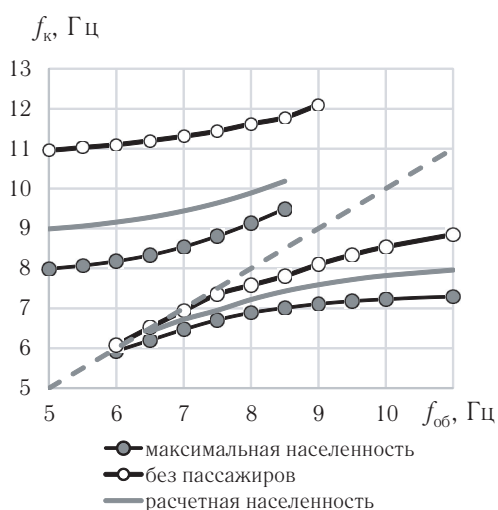


Рис. 5. ЧСИК в зависимости от частоты колебаний оборудования

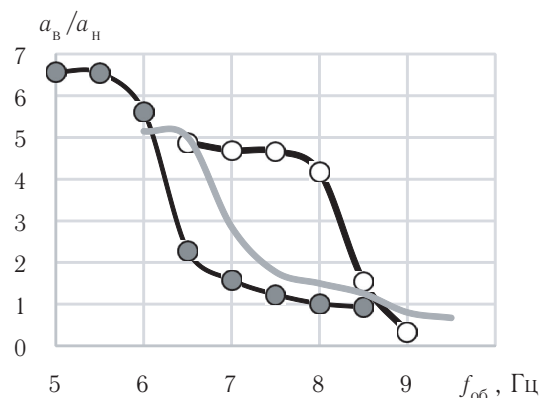


Рис. 6. Зависимость отношения амплитуд колебаний кузова на верхней и нижней частоте от частоты колебаний оборудования (обозначения – см. рис. 5)

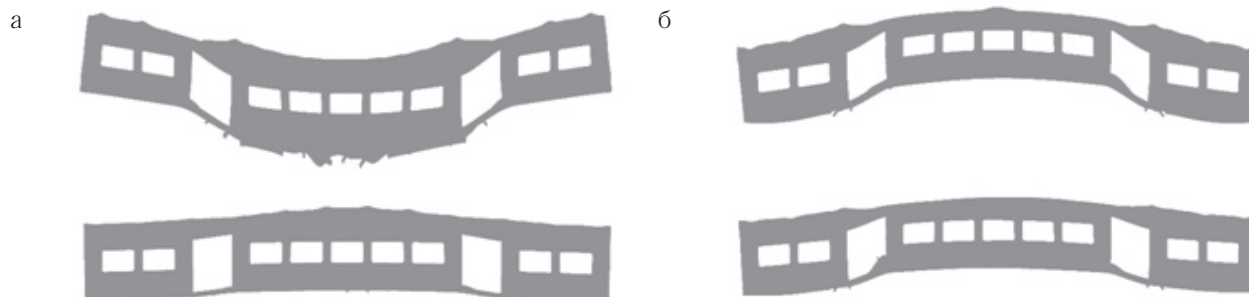


Рис. 7. Формы изгибных колебаний кузова на верхней (сверху) и нижней (снизу) ЧСИК при частоте колебаний оборудования 6 Гц (а) и 7 Гц (б)

не только при максимальной населенности кузова, но и при любом количестве пассажиров, находящихся в салоне. Поэтому для сопоставления были проведены расчеты ЧСИК при расчетной населенности и при отсутствии пассажиров. Все случаи населенности, в т.ч. расчетная, располагаются на графике частот между предельными кривыми, отмеченными на рис. 5 маркерами. Сопоставление отношения амплитуд показывает, что при уменьшении числа пассажиров в сравнении с максимальной населенностью переход преобладающей ЧСИК с верхней на нижнюю происходит при большей частоте колебаний оборудования, чем в случае максимальной населенности (см. рис. 6). Следовательно, применение податливых креплений оборудования исходя из частоты его колебаний 6–6,5 Гц позволяет в данном случае повысить значение ЧСИК при любой населенности вагона. В частности, для тары кузова ЧСИК может быть повышена не менее чем до 11 Гц, что позволяет удовлетворить требованию [13]. С применением жестких опор значение ЧСИК составляет 9,78 Гц.

Помимо общего влияния податливости оборудования на ЧСИК также было рассмотрено отдельно влияние подвагонного и крышевого оборудования. Жесткости креплений назначались исходя из частоты колебаний оборудования от 5 до 7 Гц. По результатам расчета ЧСИК можно заключить, что податливость креплений крышевого оборудования тоже приводит к повышению ЧСИК, как и податливость подвагонного оборудования (рис. 8). В случае жестко закрепленного подвагонного оборудования его масса вместе с массой кузова испытывает колебания в противофазе с колебаниями крышевого оборудования на податливых опорах. Податливое крепление крышевого оборудования приводит к небольшому повышению ЧСИК — в пределах 2% (рис. 8, линия 1). При жестком креплении крышевого оборудования податливость подвагонного оборудования приводит к росту ЧСИК на 5–12%. При аналогичном характере влияния на ЧСИК различия объясняются тем, что масса ящика крышевого оборудования составляет около 28% общей массы оборудования.

Конструкция крыши традиционно отличается меньшей жесткостью в сравнении с конструкцией рамы кузова из-за особенностей распределения нагрузки при эксплуатации подвижного состава. Массовая доля оборудования, располагаемого на раме, обычно в несколько раз больше соответствующей доли крышевого оборудования. Из-за меньшей массы влияние податливости креплений крышевого оборудования на частоту также меньше.

График зависимости частот, соответствующий верхней ЧСИК, располагается левее линии равных частот

(см. рис. 5). Следовательно, для эффективного использования податливости опор необходимо выбирать их жесткости исходя из значений собственных частот оборудования меньших, чем значения ЧСИК на рессорном подвешивании. Для рассматриваемого примера частота оборудования должна быть примерно на 22–27% ниже ЧСИК кузова брутто.

Назначение жесткости креплений исходя из частот его колебаний, меньших ЧСИК, может приводить к ухудшению динамических качеств оборудования. Поэтому предварительное назначение жесткости креплений нуждается в дополнительных расчетах и экспериментах по подтверждению вибропрочности и виброустойчивости оборудования.

Кроме того, следует учитывать, что частоты колебаний оборудования должны быть отделены от частот собственных колебаний не только кузова, но и тележек для исключения возможных резонансных колебаний [14].

Проектирование кузова с учетом податливости крепления оборудования желательно сопровождать его стендовыми испытаниями. При испытаниях следует проводить измерения виброускорений в широком диапазоне частот для выявления возможных резонансных частот, связанных с податливостью креплений. В рамках предварительного динамического расчета и последующих ходовых испытаний необходимо подтвердить положительное влияние податливых креплений на показатели плавности хода.

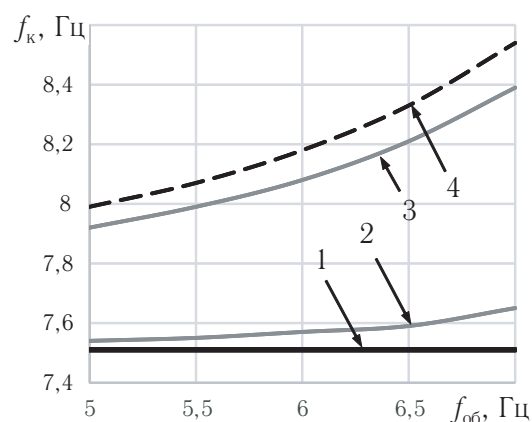


Рис. 8. Оценка влияния подвагонного и крышевого оборудования на ЧСИК, жесткое закрепление оборудования: 1 – всего; 2 – подвагонного; 3 – крышевого; 4 – только податливые крепления

Заключение

Назначение жесткости креплений подвагонного и крышевого оборудования для повышения ЧСИК целесообразно выполнять на основании равных значений частот собственных колебаний оборудования. При этом жесткость крепления зависит от массы оборудования, количества точек крепления и вычисляется по формуле для частоты колебания груза с одной степенью свободы. Значение частоты собственных колебаний оборудования для эффективного увеличения ЧСИК должно быть меньше значения ЧСИК с оборудованием при любой населенности. Для кузова брутто вагона городского электропоезда рассматриваемой конструкции применение упругих креплений позволяет повысить ЧСИК на 9–11 %.

Частота колебаний оборудования, при которой происходит смена преобладающей ЧСИК с верхней на нижнюю, увеличивается с сокращением населенности. Таким образом основным расчетным режимом для назначения жесткости креплений является случай максимальной населенности.

Использование упругих креплений крышевого оборудования влияет на ЧСИК аналогично подвагонному оборудованию, при этом степень влияния пропорциональна относительной массе оборудования.

Оптимальную жесткость креплений оборудования следует определять, выполняя сравнение амплитуд колебаний на верхней и нижней ЧСИК для предотвращения отрицательного эффекта податливости креплений. Из-за сложности динамических процессов, происходящих при возбуждении колебаний кузова, расчеты должны быть подтверждены динамическими испытаниями кузова и вагона. Назначение упругих и демпфирующих свойств креплений следует выполнять при обеспечении вибропрочности и виброустойчивости оборудования. 

Литература

1. Structural-optimization-based design process for the body of a railway vehicle made from extruded aluminum panels / Lee H.A. [et al.] // Journal of Rail and Rapid Transit. 2015. Vol. 230(4). P.1283–1296.
2. ГОСТ 33796-2016 . Моторвагонный подвижной состав. Требования к прочности и динамическим качествам = Railway multiple units. Durability and dynamics requirements: межгосударственный стандарт: издание официальное : утвержден и введен в действие Приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 4 июля 2016 г. № 800-ст: введен впервые: дата введения 2017-04-01/подготовлен Федеральным государственным унитарным предприятием «Всероссийский научно-исследовательский институт стандартизации и сертификации в машиностроении» (ВНИИНМАШ), Открытым акционерным обществом «Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава» (ОАО «ВНИКТИ») и Открытым акционерным обществом «Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта» (ОАО «ВНИИЖТ»). – Москва: Стандартинформ, 2016. – 35 с. – Текст: непосредственный.
3. Гучинский, Р.В. Оптимизация конструкции кузова вагона электропоезда по значению частоты собственных колебаний / Р.В. Гучинский. – Текст: непосредственный // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. – 2021. – Т.80, №3. – С. 152–159.
4. Мейстер, В.М. Исследование вибрации пассажирских вагонов: автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук / В.М. Мейстер; Ленинградский институт инженеров железнодорожного транспорта имени В.Н. Образцова. – Ленинград: [б.и.], 1967. – 19 с. – Текст: непосредственный.
5. Гучинский, Р. В. Предварительный расчет частоты собственных изгибных колебаний кузовов вагонов электропоездов/ Р.В. Гучинский, С.В.Петинов. – Текст: непосредственный // Вестник института проблем естественных монополий: Техника железных дорог. – 2019. – №2 (46). – С. 50 – 57.
6. Гучинский, Р.В. Влияние жесткости оборудования на собственную частоту изгибных колебаний кузова вагона электропоезда / Р.В. Гучинский. – Текст: непосредственный // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. – 2018. – Т. 77, №4. – С. 251–255.
7. Guo J., Shi H., Luo R., Wu P. Parametric Analysis of the Car Body Suspended Equipment for Railway Vehicles // IEEE Access. 2019. Vol.7. P. 88116 – 88125.
8. Influence of equipment excitation on flexible carbody vibration of EMU / Shi H. [et al.] // J. Mod. Transport. 2014. Vol. 22(4). P. 195–205.

9. Dumitriu M. Numerical study of the influence of suspended equipment on ride comfort in high-speed railway vehicles // *Scientia Iranica B*. 2020. Vol. 27(4). P. 1897–1915.
10. Application of DVA theory in vibration reduction of carbody with suspended equipment for high-speed EMU / Shi H. [et al.] // *Sci China Tech Sci*. 2014. Vol. 57(7). P. 1425–1438.
11. Gong D., Zhou J., Sun W. On the resonant vibration of a flexible railway car body and its suppression with a dynamic vibration absorber // *Journal of Vibration and Control*. 2012. Vol. 19(5). P. 649–657.
12. Нормы для расчета и оценки прочности несущих элементов и динамических качеств экипажной части моторвагонного подвижного состава железных дорог МПС РФ колеи 1520 мм. — Москва, 1997. — 143 с. — Текст: непосредственный.
13. EN 12663-1:2010. Railway applications — Structural requirements of railway vehicle bodies — Part 1: Locomotives and passenger rolling stock (and alternative method for freight wagons). Brussels. 2010. 43 p.