

Транспортные системы Transport systems

Научная статья

Статья в открытом доступе

УДК 629.4.021.24

doi: 10.30987/2782-5957-2023-4-19-30

ИССЛЕДОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ИЗГИБНЫХ КОЛЕБАНИЙ И АНАЛИЗ МЕТОДОВ ИХ ПОДАВЛЕНИЯ В КУЗОВАХ СОВРЕМЕННЫХ ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ

Александр Николаевич Скачков^{1✉}, Валерий Евгеньевич Трифонов², Сергей Львович Самошкин³

^{1,2,3} АО Научная организация «Тверской институт вагоностроения», Тверь, Россия

¹ skachkov@tiv.ru

^{2,3} t.yakovleva@tiv.ru

Аннотация

Рассмотрены вопросы повышения уровня комфорта перевозки пассажиров железнодорожным транспортом. Установлено, что определяющими для уровня комфорта являются вертикальные колебания кузова, интенсивность которых напрямую зависит от его изгибной жесткости. В свою очередь в качестве критерия оценки изгибной жесткости может быть принята первая частота и форма изгибных колебаний кузовов. Рассмотрены конструктивные решения, направленные на повышение уровня комфорта пассажиров и снижения интенсивности вибраций кузовов вагонов. Проведен анализ методов увеличения собственной частоты изгибных колебаний кузова за счет усиления металлоконструкции кузова и внесения изменений в структуру его силового каркаса, а также внедрения специализированных межвагонных связей. Осуществлен обзор методов виброизоляции кузовов вагонов, за счет управления демпфированием в системе подвешивания вагона, а также снижения вибраций связанных с несбалансированностью колесных пар. Изучен опыт повышения уровня комфорта за счет введения дополнительного демпфирования и применения систем динамического гашения колебаний. Для рассмотренных технических решений определены достоинства и недостатки, а также оценен опыт их использования в реальной эксплуатации. Проведенный анализ состояния вопроса в области технических решений по уменьшению изгибных колебаний кузовов пассажирских вагонов показал сложность решения данной задачи, требующей применения комплекса теоретических и экспериментальных исследований, выбора методов, учитывающих специфику конструкции вагонов и источники возбуждения вибрации.

Ключевые слова: кузов, вагон, колебания, жесткость, требования, виброизоляция.

Ссылка для цитирования:

Скачков А.Н. Исследование параметров изгибных колебаний и анализ методов их подавления в кузовах современных пассажирских вагонов / А.Н. Скачков, В.Е. Трифонов, С.Л. Самошкин // Транспортное машиностроение. – 2023. – № 04. – С. 19-30. doi: 10.30987/2782-5957-2023-4-19-30.

Original article

Open Access Article

STUDY OF BENDING VIBRATION PARAMETERS AND ANALYSIS OF METHODS OF THEIR SUPPRESSION IN THE BODIES OF MODERN PASSENGER CARS

Aleksandr Nikolaevich Skachkov^{1✉}, Valery Evgenievich Trifonov², Sergey Lvovich Samoshkin³

^{1,2,3} Scientific Organization "Tver Institute of Carriage Engineering", Tver, Russia

¹ skachkov@tiv.ru

^{2,3} t.yakovleva@tiv.ru

© Скачков А.Н., Трифонов В.Е., Самошкин С.Л.

Abstract

The issues of increasing the passenger comfort level during railway transportation are considered. It is found out that the key factors for the comfort level are vertical vibrations of the body, and their intensity directly depends on the body bending stiffness. In turn, the first frequency and form of bending vibrations of the body can be taken as a criterion for evaluating bending stiffness. Design concepts aimed at increasing the comfort level of passengers and reducing the intensity of vibrations of car bodies are considered. Methods are analyzed that give the opportunity to increase the intrinsic frequency of the body bending vibrations by strengthening the metal structure of the body and making changes to the structure of its power frame, as well as by introducing specific inter-car connections. Methods of vibration isolation of the car bodies are reviewed by controlling damping in the car suspension system,

as well as by reducing vibrations associated with the imbalance of wheel pairs. The experience of increasing the level of the comfort due to the introduction of additional damping and the use of dynamic vibration damping systems has been studied. Advantages and disadvantages of the considered technical solutions are identified, as well as the experience of their use in real operation is evaluated. The analysis of the problem under consideration concerning engineering solutions for reducing bending vibrations of passenger car bodies shows the complexity of solving this problem, requiring the use of a set of theoretical and experimental studies, the choice of methods that take into account the features of the car designs and sources of vibration stimulation.

Keywords: body, car, vibrations, rigidity, requirements, vibration isolation.

Reference for citing:

Skachkov AN, Trifanov VE, Samoshkin SL. Study of bending vibration parameters of and analysis of methods of their suppression in the bodies of modern passenger cars. *Transport Engineering*. 2023; 4:19-30. doi: 10.30987/2782-5957-2023-4-19-30.

Введение

Важным направлением совершенствования отечественного пассажирского подвижного состава является снижения массы металлоконструкции кузовов вагонов, что в свою очередь позволяет уменьшить затраты на производство и энергозатраты на тягу, повысить скорости движения, а также создать резерв по весу для размещения дополнительного оборудования. Решение данной задачи осуществляется путем применения современных конструкционных материалов и перспективных методов проектирования. При этом существует необходимость сохранения необходимого уровня изгибной жесткости кузовов вагонов, и как следствие низших частот изгибных колебаний. В работах [1–4] проведены экспериментальные исследования изгибных колебаний и вертикальной изгибной жесткости металлоконструкций кузовов современных конструкций пассажирских вагонов с обшивкой из нержавеющей стали. Исследования показали, что оптимизация металлоконструкций кузовов из нержавеющей сталей по напряженно-деформируемому состоянию приводит к приближению низших частот изгибных колебаний к предельно допустимым величинам и оказывает негативное влияние на комфорт пассажиров.

Многочисленные теоретические и экспериментальные исследования показывают, что показатель комфорта существенным образом зависит от собственных форм упругих колебаний, которые для современных кузовов имеют сложный характер. В зависимости от конструкции кузова и технологии его изготовления они могут включать в себя деформации изгиба, кручения, диагонального искажения, локальные деформации пола, крыши, стен и др. Показатель уровня комфорта в значительной степени зависит от первой собственной формы изгибных колебаний кузова. В частотном диапазоне до 20 Гц доля подобных колебаний превышает пятьдесят процентов взвешенных среднеквадратичных значений показателя комфорта в вертикальном направлении [5]. Обеспечение комфорта железнодорожных пассажирских перевозок в значительной степени зависит от интенсивности изгибных колебаний кузова в вертикальном направлении, что характерно не только для вагонов локомотивной тяги, но и для моторвагонного подвижного состава и вагонов метро. В связи с этим становится актуальной задача создания современных технических решений, направленных на снижения величины упругих колебаний кузовов пассажирских.

Увеличение собственной частоты изгибных колебаний кузова

Исследования отечественных и зарубежных ученых показали, что для серийных кузовов пассажирских вагонов для обеспечения достаточного комфорта пассажиров собственная частота изгибных колебаний должна быть не менее 8 Гц. Для снижения риска возникновения резонансных колебаний необходимо увеличивать собственную частоту изгибных колебаний кузова и, соответственно, увеличивать его конструктивную жесткость. Это особенно актуально для скоростных поездов, для которых интенсивность изгибных колебаний растет с увеличением скорости. Поэтому, чем выше скорость, тем требуется большая жесткость.

Увеличение изгибной жесткости кузовов при традиционном подходе достигается в основном за счет увеличения размеров поперечных сечений элементов, что соответственно приводит к увеличению массы конструкции и снижению ее технико-экономических показателей. Примером иного подхода может служить работа [6], в которой исследовались наиболее экономичные пути увеличения изгибной жесткости кузовов вагонов скоростных поездов. На основе анализа работ по строительной механике оболочек и тонкостенных стержней, а также результатов экспериментальных исследований, выполненных в ведущих научных организациях страны в области вагоностроения, авторы пришли к выводу о том, что изгибная жесткость кузова пассажирского вагона, как тонкостенной несущей системы со сложным характером пространственных деформаций и практически неизменными размерами контура поперечного сечения, может быть увеличена путем уменьшения деформаций контура поперечного сечения путем повышения изгибной жесткости контура в поперечном направлении. Изгибная жесткость контура сечения зависит от жесткости поперечных подкрепляющих элементов, дискретно расположенных по длине. Величина ее может быть значительно увеличена за счет увеличения высоты сечения поперечных элементов при незначительном изменении общей массы кузова. На примере кузова, аналогичного

кузову вагона скоростного поезда РТ200, расчетным путем показано, что изгибная жесткость контура поперечного сечения может быть повышена на 18—22% за счет увеличения высоты сечения шпангоутов при увеличении массы шпангоутов на 25-30 %. Изгибная жесткость кузова при этом возрастет на 30-35 %, что приведет к повышению собственной частоты изгибных колебаний на 16-20 % и улучшению комфорта пассажиров. Кроме того, авторы предположили, что для повышения изгибной жесткости кузова в целом достаточно увеличить жесткость контура не на всей длине, а в отдельных зонах, что приведет к еще большей экономии материала. Аналогичного повышения изгибной жесткости кузова вагона можно было бы достичь также путем увеличения размеров продольных элементов. Но в этом случае расход металла возрастет на 35-40 % по сравнению с тем количеством, которое необходимо на увеличение жесткости контура до требуемой величины. Более поздние работы позволили экспериментально определять влияние различных факторов на изгибную жесткость кузовов и параметры их изгибных колебаний с приемлемой для практики точностью [7, 8].

Похожие идеи использованы в экспериментальной работе по увеличению изгибной жесткости кузова вагона пригородного сообщения из нержавеющей стали. Сборка кузовов этого типа осуществляется блочным методом, что способствует сокращению времени производства. Однако, как показали вибрационные испытания, их низшие собственные формы колебаний отличны от собственных форм колебаний простой балки, так что каждая панель кузова стремится вибрировать независимо от других. Ввиду того, что для эффективной сборки производственные линии на заводах оптимизированы под конкретный тип кузова, авторы считают, что не всегда возможно легко изменить конструкцию внешней обшивки, а для повышения жесткости более реально использование внутренних подконструкций. Эта концепция предложена по опыту прошлых вибрационных испытаний, показавших явное из-

менение вибрационных характеристик кузова при установке внутренних элементов, таких как панели стоек дверного проема.

Для изучения влияния неструктурных элементов кузова на его жесткостные и вибрационные характеристики был разработан и изготовлен специальный вагон для испытаний на жесткость практически идентичный кузову вагона, находящемуся в коммерческой эксплуатации. В соответствии с вышеуказанной концепцией внутри обшивки кузова были установлены 16 кольцевых структур, образованных из дополнительных потолочных элементов, усиленных панелей стоек дверного проема, дополнительных балок пола и соединительных скоб, присоединяемых с помощью болтов. Кроме того, использовались усиленные продольные элементы для установки осветительных приборов и потолочного фриза, присоединяемые сваркой.

В ходе испытаний, проведенных в испытательном центре подвижного состава Института технических исследований железных дорог Японии (*RTRI*), были исследованы собственные частоты и формы колебаний кузова. Результаты статических и вибрационных испытаний подтвердили возможность кольцевых конструкций увеличивать жесткость кузова без модификации внешней обшивки. Кольцевые конструкции на дверных стойках ограничивали деформацию из плоскости каждой панели, составляющей обшивку кузова, и сделали собственные формы колебаний в диапазоне частот до 20 Гц подобными формам колебаний простой балки. Эти особенности кольцевой конструкции способствуют уменьшению количества пиков спектральной плотности мощности ускорения на полу кузова, что приводит к увеличению плавности хода.

Снижение частоты изгибных колебаний кузова ниже нормативной возникает при изготовлении вагонов с другой планировкой (салонов, баров, лабораторий и др.) на базе серийных купейных или плацкартных пассажирских вагонов. Значительное изменение планировки вагона, а также внедрение тяжеловесного внутреннего и подвагонного оборудования ухудшает вибрационные показатели кузова и приво-

дит к снижению уровня комфорта пассажиров. В работе [9] показана возможность обеспечения улучшения вибрационных характеристик кузова вагона салонного типа путем повышения изгибной жесткости. Испытания вагона салонного типа модели 61-4485, созданного на базе купейного вагона модели 61-4440, позволили установить, что исключение повышенной вибрации кузова связано со значительными материальными и временными затратами. Были выполнены ходовые динамические испытания и последующая модернизация несущей конструкции кузова. На первом этапе усиливалась рама кузова на длине базы введением продольных элементов. На последующих этапах, с учетом результатов ходовых испытаний, увеличивалось количество усиливающих продольных элементов. На финальном этапе усиление осуществлялось четырьмя составными продольными балками, расположенными около продольных обвязок и двутавра средней части хребтовой балки. В результате снижение виброускорений достигнуто смещением частот колебаний от резонансной зоны путем повышения изгибной жесткости кузова и выбора рациональных характеристик рессорного подвешивания.

Еще один способ повышения первой собственной частоты изгибных колебаний вагонов предложен специалистами института технической механики АН УССР [10]. Рассматривая работы, посвященные анализу влияния межвагонных связей на динамические характеристики пассажирских вагонов, авторы приходят к выводу, что, используя связи только с вертикальной жесткостью изменения первой собственной частоты изгибных колебаний вагонов в сцепе по сравнению с одиночным, добиться не удастся. В результате проведенных расчетов было установлено, что введение в межвагонные связи угловой жесткости в дополнение к вертикальной при определенных значениях повышает собственные частоты изгибных колебаний кузовов вагонов ЭР-200 на 12-16 %. Кроме того, исследования показали, что кроме повышения частоты изгибных колебаний кузовов вагонов сцепа, введение межвагонных связей позволяет снизить макси-

мальные показатели плавности хода по сравнению с одиночным вагоном на 10-15 %. Авторы отмечают, что аналогичное снижение показателей плавности хода путем усиления металлоконструкции кузова достигается при дополнительной затрате 3 т металла [10].

Следует отметить, что само по себе повышение собственной частоты изгибных колебаний кузова не исключает данные колебания, а смещает их в зону более высоких частот, что снижает их интенсив-

ность. Исходя из этого снижение уровня вибрации может быть достигнуто за счет виброизоляции (пассивная или активная), исключающей распространение возбуждения в рессорном подвешивании. Или дополнения колебательной системы демпфирующими элементами (пассивными или активными), предназначенными для снижения амплитуды колебаний конструкции кузова. Рассмотрим типичные варианты решения данной проблемы.

Виброизоляция

Основным источником колебаний кузова вагона являются колебания рамы тележки. Поэтому подавить вертикальные колебания, передаваемые кузову, можно уменьшив вертикальные колебания тележки. Для этого предлагается [5] увеличить коэффициент демпфирования в буксовой ступени подвешивания, что позволит уменьшить колебания тележки так, что кузову будет передаваться меньше возмущающих колебаний. Однако отмечается, что подобный подход может привести к увеличению сил в контакте «колесо – рельс» и способствовать передаче на кузов возмущений, вызванных короткими неровностями. После достижения оптимальных параметров для обычной пассивной системы дальнейшие улучшения возможны при использовании активных устройств.

Созданию системы подавления первой формы изгибных колебаний кузова вагона высокоскоростного поезда *Shinkansen* за счет управления демпфированием в буксовой ступени подвешивания посвящена работа [11]. В ней каждая тележка оснащена четырьмя регулируемыми вертикальными гасителями колебаний, разработанными авторами совместно с *Hitachi Automotive Systems*, которые по своим геометрическим размерам и величине максимальной демпфирующей силы полностью совместимы при монтаже с используемыми пассивными гасителями колебаний, так что могут быть установлены без модификации тележки. Система управления сформирована из акселерометров, размещенных на раме каждой тележки и блока управления внутри кузова, включающего

усилители акселерометров, компьютер и драйвера, подающие электрический ток на регулирующие клапаны гасителей. Для управления каждым гасителем колебаний использован обратный пропорциональный электромагнитный клапан. Сила демпфирования всегда создается в направлении противоположном движению поршня. Её величина определяется силой тока, подаваемого на клапан в соответствии со встроенным законом управления «skyhook», который часто используется в системах полуактивного управления: при малой величине командного тока ($\sim 0,3$ А) максимальная сила создается при растяжении и уменьшается до минимума при сжатии; при увеличении командного тока до $\sim 1,3$ А максимальная сила создается при сжатии и уменьшается до минимума при растяжении. При среднем промежуточном значении командного тока ($\sim 0,9$ А) как при сжатии, так и при растяжении создается небольшая демпфирующая сила. Таким образом, управление направлением демпфирующей силы может осуществляться без измерения перемещения. Для определения направления перемещения поршня гасителя вертикальные ускорения, измеренные на раме тележки, разделяются на компоненты подпрыгивания и галопирования, и затем интегрируются через сглаживающий фильтр для получения скорости каждой компоненты. Вибрация рамы уменьшается вследствие того, что гасители создают силу, противоположную скорости поршня, без учета изменения вибрационных характеристик кузова вагона. Повышение отказоустойчивости системы до-

стигнуто за счет установки переключающего клапана, заблокированного с помощью системы питания, так что характеристика демпфирующей силы гасителя максимально приближена к используемому пассивному гасителю. Поэтому, если в системе управления возникает ошибка, можно управлять транспортным средством практически в нормальных условиях, отключив питание системы.

Эффективность системы, в том числе и при наличии в салоне пассажиров, подтвердили результаты стендовых испытаний, проведенных в испытательном центре *RTRI*, а также ходовых на линиях *Shinkansen*. По сравнению с пассивной системой виброускорение рамы тележки снижалось повсюду в полосе частот примерно 4-12 Гц. В результате спектральная плотность мощности ускорения в центре кузова была уменьшена примерно на 3дБ, что заметно для пассажиров, а ее пик на частоте 8,6 Гц был снижен примерно на 80%. Никакого увеличения вибрации из-за управляющих демпферов не наблюдалось ни в одной полосе частот, что подтверждает эффективное подавление вибрации кузова. В настоящее время система принята в эксплуатацию, а ее элементы адаптированы к управлению гасителями колебаний в центральной ступени подвешивания с целью подавления колебаний кузова как твердого тела. В дальнейшем эта система также нашла практическое применение в некоторых круизных поездах, работающих на обычных линиях, требования к содержанию которых существенно ниже, чем для высокоскоростных линий *Shinkansen*.

Из опыта эксплуатации и технического обслуживания железных дорог известно, что вертикальные изгибные колебания кузова вагона могут возбуждаться не только геометрическими неровностями рельсового пути, но и центробежной силой, создаваемой вращением несбалансированных колесных пар. В работе [12] на основе анализа механизма возбуждения предложены эффективные меры борьбы с данным явлением.

Механизм возбуждения представляется следующим образом. Продольная составляющая центробежной силы, вызван-

ная вращением колесной пары и пропорциональная величине её дисбаланса, изменяется во времени по гармоническому закону и возбуждает продольные колебания рамы тележки. Поскольку в вертикальном направлении существует некоторое расстояние между нейтральной осью изгиба кузова и положениями тяговых звеньев и амортизаторов виляния, продольное движение рамы тележки создает момент, действующий на кузов. Это приводит к вертикальному изгибу кузова.

Частота возбуждения зависит от скорости движения и совпадает с частотой вращения колеса. При скоростях движения 80-130 км/ч частоты возбуждения попадают в диапазон собственных частот упругих изгибных колебаний вагонов пригородного типа (8-15 Гц), эксплуатируемых на железных дорогах Японии. При совпадении частоты возбуждения с одной из собственных частот изгибных колебаний кузова, интенсивность изгибных колебаний увеличивается, что ухудшает комфорт пассажиров.

Отмечается, что возбуждение вертикальных колебаний кузова зависит от разности фаз между колебаниями передней и задней тележек. Если обе тележки колеблются в противофазе, то в основном возбуждаются колебания с пучностью в центре кузова. В противном случае продольные колебания обеих тележек возбуждают изгибные колебания кузова с узлом в его центре. Поскольку между колесами существуют незначительные различия, такие как разность диаметров и/или проскальзывания и др., разность фаз между колебаниями тележек изменяется с течением времени, даже если движение происходит с постоянной скоростью. Это означает, что возбуждающий момент также изменяется во время движения. Данные выводы о механизме возбуждения подтверждены в результате анализа экспериментальных данных.

Естественным способом борьбы с возбуждением колебаний кузова несбалансированными колесными парами является уменьшение предельного значения остаточного дисбаланса колесных пар после балансировки, однако обеспечение значи-

тельного уменьшения дисбаланса авторам представляется достаточно сложным. Кроме того, как установлено, во время эксплуатации величина дисбаланса по не вполне ясным причинам становится больше предельного значения. В качестве одной из возможных причин указывается небольшая несоосность, которая возникает при повороте колеса.

В качестве способа борьбы с возбуждением колебаний кузова от несбалансированных колесных пар авторами предложено введение виброизоляции в устройства соединения кузова и рамы тележки, в которых обычно используются резиновые втулки. Чтобы подавить передачу на кузов возбуждающих сил они должны иметь низкую жесткость. Однако снижение жесткости резины нецелесообразно с точки зрения основных функций этих устройств. Сочетание основных функций и необходимой виброизоляции может быть достигнуто, если учесть различие в характере движения и передаваемых сил в различных режимах работы. Так, движение тележки, сопровождаемое тягой, торможением и вилянием, представляется статическим или происходящим с низкой частотой, не превышающей 5 Гц, а передаваемые силы и деформации резиновых втулок

при этом могут быть большими. Продольные же колебания тележек, возбуждающие изгибные колебания кузова, происходят с частотой более 5 Гц, а передаваемые силы и деформации резиновых втулок представляются не такими большими. Таким образом, резиновые втулки должны обладать высокой жесткостью при действии больших сил низкой частоты (больших перемещениях) и небольших сил высокой частоты (малых перемещениях). Поэтому авторами предложено использование резиновых втулок с жесткостью, зависимой от перемещения. Реализация необходимого свойства достигнута введением зазора между резиновым вкладышем и внутренней крепежной деталью. Отмечается, что малый зазор может быть создан естественным образом в процессе изготовления путем исключения процесса соединения резины с крепежным элементом, что дает очень простое и экономичное решение проблемы. Эффективность и надежность втулки для тяговых звеньев с зависимой от смещения жесткостью исследованы и подтверждены числовыми расчетами и испытанием на возбуждение полномасштабного испытательного вагона в испытательном центре подвижного состава *RTRI*.

Введение дополнительного демпфирования

Для непосредственного пассивного гашения изгибных колебаний кузова предложено использовать демпфирование с подкрепляющим слоем (*constrained layer damping – CLD*). Данная технология широко применяется в автомобилестроении и аэрокосмической промышленности для подавления вибрации и шума в различных элементах конструкций. Рассеивание энергии колебаний происходит при деформации сдвига вязкоупругого материала, расположенного между двумя более жесткими слоями – структурным базовым слоем и подкрепляющим алюминиевым слоем, которые смещаются относительно друг друга во время вибрации. В данной работе для демпфирования используется материал, состоящий из резины и углепластика, который наклеивается на внутреннюю сторону обшивки со стороны пола и

крыши вагона при минимальном добавлении веса. Эффективность метода подтверждена эксплуатационными испытаниями и подобный слой материала был применен на коммерческом вагоне *Shinkansen*.

Пассивный метод демпфирования изгибных колебаний кузова вагона с помощью гидравлических гасителей колебаний, установленных на продольных балках рамы кузова, предложен в работе [13]. В результате моделирования установлено, что эффективность демпфирования зависит от количества гасителей, места их установки (лучше вблизи центра кузова), коэффициента демпфирования, а также жесткости кронштейнов крепления и резиновых втулок. При шести гасителях и соответствующем коэффициенте демпфирования может быть достигнут хороший показатель комфорта в вертикальном направлении

при скорости 250 км/ч, даже если собственная частота изгибных колебаний составляет всего 7,2 Гц.

Новый метод пассивного гашения изгибных колебаний кузова с помощью прикрепленных к нему пьезоэлементов изучался теоретически и экспериментально (на масштабной модели) в работе [14] и др. В случае пассивного подавления вибрации пьезоэлектрический материал (цирконат-титанат свинца) соединяется с конструкцией, и электроды пьезоэлемента шунтируются внешней цепью. Если шунт состоит из последовательно соединенных катушки индуктивности и резистора, то при его комбинации с собственной емкостью пьезоэлемента возникает резонансный контур с затуханием. Он может быть настроен таким образом, что пьезоэлектрическое устройство работает как поглотитель колебаний. Отличительной особенностью метода является возможность его применения как в одномодальном, так и в мультимодальном режимах для подавления упругих колебаний по нескольким

собственным формам, что достигается установкой параллельных шунтов. Эффективность гашения колебаний изучалась теоретически и экспериментально на макете скоростного вагона *Shinkansen* с 8 гасителями массой 0,14 кг каждый (0,4 % от массы кузова), расположенных на боковых продольных балках рамы кузова в центральной его части. Моделирование показало уменьшение амплитуд виброускорений на частоте 1-й формы изгибных колебаний на 48% для одноконтурного гасителя и на 37% – для 2-контурного. При экспериментах на макете получено уменьшение амплитуд виброускорений на частоте 1-й формы изгибных колебаний на 43 % для одноконтурного гасителя и на 17 % для двухконтурного. Таким образом, в ходе экспериментов подтверждена возможность гашения изгибных колебаний реальной конструкции и установлено, что пьезоэлектрические элементы более эффективно увеличивают коэффициент потерь в конструкции, чем демпфирующие слои, которые уже используются на практике.

Динамическое гашение колебаний

При решении задач о подавлении колебаний различных упругих конструкций традиционно изучаются возможности применения динамического гашения колебаний, которое предусматривает наличие подвижной массы, упруго связанной с рассматриваемой конструкцией, в данном случае с кузовом вагона. Причем, если дополнительная масса связана с основной конструкцией специальным образом подобранной пружиной, то говорят об инерционном динамическом гасителе (ДГК). Если связь диссипативная, то получается динамический поглотитель (ДПГ). В случае комбинированных связей присоединения, колебательная система называется динамическим гасителем с трением.

В нашей стране исследования возможности применения динамического гашения колебаний как одного из способов борьбы с изгибными колебаниями кузовов вагонов проводились во ВНИИЖТ и ВНИИ вагоностроения в связи с созданием первых отечественных высокоскоростных поездов и носили преимущественно теоре-

тический характер. Так, в работе [15] с помощью континуально-дискретной аналитической модели, в которой кузов представлен балкой с распределенной массой, а рамы тележек - в виде сосредоточенных грузов, исследовалась эффективность применения динамических поглотителей для подавления изгибных колебаний кузовов из нержавеющей стали с двойным рессорным подвешиванием. Ранее отмечалось, что оптимизация параметров подвешивания с учетом изгибной жесткости кузова не позволяет существенно снизить интенсивность изгибных колебаний. В результате установлено, что применение ДПГ позволяет значительно (примерно в 2,5 раза) снизить дисперсию изгибных колебаний кузова и, соответственно, уменьшить показатели плавности хода вагона [15]. Кроме того, указано на возможность использования в качестве ДПГ отдельных элементов подвагонного оборудования.

Применительно к рефрижераторным вагонам работы по исследованию использования ДПГ для уменьшения вертикаль-

ных колебаний кузова проводились во ВНИИЖТ под руководством д.т.н., проф. Вершинского С.В. [16]. Установлено, что ДПК снижает коэффициент динамичности кузова примерно в 30 раз [16].

В работе [16] исследовалось применение ДПК для демпфирования изгибных колебаний кузова пассажирского вагона. Установлено оптимальное размещение ДПК по концам кузова вагона. Для серийного пассажирского вагона модели 61-425 получен набор частично оптимальных параметров линейных гасителей, расположенных по концам кузова, с массами 500 кг и соответствующими жесткостями упругих элементов. Указано на необходимость глобальной оптимизации параметров ДПК.

В институте технической механики АН УССР были проведены исследования по оценке эффективности применения ДПК на вагонах скоростного электропоезда ЭР-200, показатели плавности хода которого, согласно экспериментальным исследованиям, не удовлетворяли установленным требованиям, особенно при высоких скоростях движения. [27]. Установлено наиболее целесообразное расположение ДПК на свободных консольных частях кузова. Показано, что ДПК с демпфированием, настроенный на низшую частоту изгибных колебаний кузова, улучшает плавность хода вагона электропоезда ЭР-200, определены параметры ДПК массой 500 кг, при которых ожидается снижение на 10 – 20% показателя плавности хода вагона в широком диапазоне изменения скоростей движения.

Большой интерес исследователей вызывает использование в качестве движущейся массы подвагонного оборудования [12]. Известно, что ходовые испытания, проведенные с упруго подвешенной массой, имитирующей подвагонное оборудование, показали снижение интенсивности упругих колебаний. Несмотря на это данный метод пока не используется на коммерческих поездах, что, по мнению автора [12], вызвано, во-первых, нежеланием компаний-операторов использовать оборудование в качестве движущейся массы, во-вторых – сложностью настройки собствен-

ной частоты колебаний подвесного оборудования на собственную частоту изгибных колебаний кузова, и, в-третьих – тем, что во многих случаях на показатель комфорта одновременно влияют несколько собственных форм колебаний. Поэтому в последнее время исследуются возможности использования подвагонного оборудования для подавления упругих колебаний кузова на нескольких собственных частотах. Так, предложено поддерживать подвагонное оборудование с помощью креплений из высоко демпфирующего материала при собственной частоте меньшей, чем низшая частота упругих колебаний кузова. В ходе экспериментальных исследований показано, что в этом случае может быть достигнуто мультимодальное снижение вибрации без подстройки динамического гасителя колебаний под частоту упругих колебаний.

Созданию нового демпфирующего устройства (динамического поглотителя колебаний), обладающего способностью мультимодального гашения упругих колебаний кузова вагона, посвящена работа [17]. Концепция возможности создания такого устройства сформулирована авторами на основе анализа влияния пассажиров на вибрационные характеристики кузовов вагонов различных типов. В ходе неоднократных испытаний по измерению вибрации реальных вагонов было выяснено, что пассажиры оказывают эффект отличный от эффекта увеличения массы кузова, и этот эффект следует рассматривать скорее, как дополнительное демпфирование. Было показано, что демпфирующий эффект пассажиров велик, даже если число пассажиров невелико, и они также обладают мультимодальной способностью снижения вибрации. Эти факты говорят о том, что может быть реализовано новое эффективное демпфирующее устройство, если соответствующим образом имитировать демпфирующий эффект пассажиров. В качестве характерного признака поведения пассажиров при возбуждении вибрации кузова отмечена их способность к разнонаправленной деформации. С учетом практического применения в качестве формы упругого тела, имитирующего вли-

яние пассажиров, предложено использовать тор, образующийся при заполнении под давлением жидкостью (водой) резиновой оболочки соответствующей формы. Проектирование тора с требуемой собственной частотой колебаний выполнено с помощью конечно-элементного пакета Nastran путем варьирования геометрических размеров. При собственной частоте вертикальных колебаний 10,6 Гц габаритные размеры и масса тора, заполненного водой под давлением 10 кПа, составили 386×119,6 мм и 12,0 кг соответственно. Для прогнозирования эффекта подавления вибрации разработана конечно-элементная модель кузова испытательного вагона типа Shinkansen, изготовленного из полого экструдированного алюминиевого сплава, и проведены численные эксперименты по расчету её частотных характеристик для двух случаев: в исходном состоянии (без торов) и с добавлением моделей 20 торов. Сравнение результатов показало, что во втором случае два пика частотной характеристики исходной модели кузова вблизи

9 и 10,5 Гц были уменьшены, что позволяет ожидать эффекта снижения вибрации даже при небольшом количестве торов. В ходе проведенных экспериментов по измерению вибрации в центре кузова при стационарном возбуждении наблюдался большой мультимодальный эффект снижения вибрации в центре кузова при разном количестве и размещении торов на полу кузова.

Вопросы динамического гашения изгибных колебаний кузова рассмотрены в [18]. Для подавления вертикальных изгибных колебаний кузова предложено использовать его взаимодействие с системой «рама тележки – колесная пара». Методами моделирования определены условия для настройки собственной частоты продольных колебаний рамы тележки на собственную частоту изгиба кузова. Эффективность метода подтверждена испытаниями на роликовом стенде и ходовыми испытаниями, а также использованием при создании тележки поезда *Shinkansen* [12].

Заключение

Анализ исследований показывает, что уменьшение изгибных колебаний кузовов пассажирских вагонов и/или их полное подавление является одной из сложнейших задач, решение которой требует применения комплекса теоретических и экспериментальных исследований, выбор методов, учитывающих специфику конструкции вагонов и источники возбуждения вибрации.

В нашей стране пик работ по изгибным колебаниям и вибрации вагонов при-

ходится на начало 70-х годов до середины 80-х годов прошлого века. Этот период приходится на время создания и доводки первых отечественных скоростных поездов «Русская тройка» (РТ-200) и скоростного электропоезда ЭР-200.

Данная работа не претендует на абсолютную полноту, но позволяет судить о большом разнообразии методов борьбы с нежелательными частотами изгибных колебаний вагонов и определить тенденции развития науки и техники в этой области.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Разработка и оценка комплекса исследований по повышению частоты изгибных колебаний кузовов современных пассажирских вагонов / А.Н. Скачков, С.Л. Самошкин, С.Д. Коршунов, Д.А. Никифоров, Д.А. Ромашов // Вестник ВНИИЖТ. – 2021. – Т.80. - №2. – с.76 – 85.
2. Скачков, А.Н. Исследование параметров изгибных колебаний цельносварных вагонов метрополитена / А.Н. Скачков, С.Л. Самошкин, С.Д. Коршунов // Транспорт Урала. – 2019. - №3(62). – с.41 – 47.
3. Определение параметров изгибных колебаний и оценка ходовых динамических и эксплуатационных показателей электропоезда нового поколения / А.Н. Скачков, С.Л. Самошкин, С.Д. Коршунов, П.С. Ломаков, А.С. Жуков // Вестник РГУПС. – 2018. - №4(72). – с.78 – 87.
4. Расчетные и экспериментальные исследования частоты изгибных колебаний кузовов пассажирских вагонов колеи 1435 мм / А.Н. Скачков, С.Л. Самошкин, С.Д. Коршунов, Д.И. Гончаров, Д.А. Никифоров // Тяжелое машиностроение. – 2018. - №10. – с.38 – 43.

5. Zhou, J.; Goodall, R.; Ren, L. and Zhang, H.: Influences of Car Body Vertical Flexibility on Ride Quality of Passenger Railway Vehicles, *Journal of Rail and Rapid Transit*, Vol. 223, No. 175, pp. 461–471, September 2009.
6. О повышении изгибной жесткости кузовов высокоскоростных пассажирских вагонов / С.В. Вершинский, А.А. Юхневский, В.М. Мейстер, В.В. Василевский // *Вестник ВНИИЖТ*. – 1976. - №3. - с.16–20.
7. Разработка основополагающих принципов экспериментального метода определения изгибной жесткости цельнометаллических кузовов / А.Н. Скачков, С.Л. Самошкин, С.Д. Коршунов, А.С. Жуков, Д.А. Никифоров // *Тяжелое машиностроение*. – 2018. - №10. – с.32 – 37.
8. Скачков, А.Н. Разработка и обоснование принципов метода экспериментального определения параметров изгибных колебаний кузовов пассажирских вагонов нового поколения / А.Н. Скачков, С.Л. Самошкин // *Вестник РГУПС*. – 2018. - №1(69). – с.59 – 64.
9. Скачков А.Н. Способы управления параметрами вибрации пассажирских вагонов / А.Н. Скачков, С.Л. Самошкин, А.В. Зайцев // *Мир транспорта*. – 2017. - №2. – с.60 – 73.
10. Резников, Л.М. Оценка влияния некоторых параметров вагона и межвагонных связей на динамические качества электропоезда / Л.М. Резников, И.А. Машенко // *Вестник ВНИИЖТ*. – 1989. - №7. – с. 41 – 44.
11. Sugahara, Y.; Watanabe, A.; Kakigami, T.; and Koganei, R.: Vertical Vibration Suppression System for Rail Vehicles Base on Primary Suspension Damping Control – System Development and Vehicle Running Test Results: QR of RTRI, Vol. 52, No. 1, pp. 13–19, Feb. 2011.
12. Tomioka T., Takigami T., Fukuyama A., Suzuki T. Prevention of Carbody Vibration of Railway Vehicles Induced by Imbalanced Wheelsets with Displacement—Dependent Rubber Bush. *Journal of Mechanical Systems for Transportation and Logistics*, Vol.3, No.2, 2010.
13. Dao Gong, Jinsong Zhou, Wenjing Sun. Passive control of railway vehicle car body flexural vibration by means of underframe dampers. *Journal of Mechanical Science and Technology* February 2017, Volume 31, Issue 2, pp 555–564.
14. Hansson J., Masayuki T., Takigami T., Tomioka T., Suzuki Y. Vibration suppression of railway car body with piezoelectric elements (A study by using a scale model). *JSME Int. J. C*. 2004. 47, № 2, с. 451–456
15. Богданов, В.П. Применение динамического поглотителя изгибных колебаний кузова для вагонов с двойным подвешиванием / В.П. Богданов, С.В. Вершинский // *Вестник ВНИИЖТ*. – 1981. - №2. – с.41 – 43.
16. Вершинский, С.В. Использование динамического поглотителя для уменьшения вертикальных колебаний вагона / С.В. Вершинский, К.А. Сергеев, А.Д. Хамоев // *Вестник ВНИИЖТ*. - 1978/ - №7. – с. 28 – 31.
17. Tomioka T., Tashikava S., Akiyama Y. Multimodal reduction of flexural vibration in railway vehicle carbody using elastic torus. - *The Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks* (2016), pp. 967–974
18. Tomioka T., Takigami T. Suppression of bending vibration of railway vehicle carbody by using carbody–truck interaction, *Trans. Jpn Soc. Mech. Eng.* (in Japanese) 70(696(C)) (2004), pp. 2419–2426.

REFERENCES

1. Skachkov AN, Samoshkin SL, Korshunov SD, Nikiforov DA, Romashov DA. Development and evaluation of a complex of studies to increase the frequency of bending vibrations of modern passenger car bodies. *The Russian Railway Science Journal*. 2021;80(2):76-85
2. Skachkov AN, Samoshkin SL, Korshunov SD. Research of flexural vibration parameters of all-welded bodies of subway cars. *Transport of the Urals*. – 2019;3(62):41-47.
3. Skachkov AN, Samoshkin SL, Korshunov SD, Lomakov PS, Zhukov AS. Determination of parameters of bending vibrations and evaluation of running dynamic and operational parameters of a new generation electric train. *Vestnik of Rostov State Transport University*. 2018;4(72):78-87.
4. Skachkov AN, Samoshkin SL, Korshunov SD, Goncharov DI, Nikiforov DA. Calculated and experimental studies of the frequency of bending vibrations of passenger car bodies for 1435 mm gauge. *Tyazheloye Mashinostroyeniye*. 2018;10:38-43.
5. Zhou J, Goodall R, Ren L, Zhang H. Influences of car body vertical flexibility on ride quality of passenger railway vehicles. *Journal of Rail and Rapid Transit*. 2009;223(175):461–471.
6. Vershinsky SV, Yukhnovsky AA, Meister VM, Vasilevsky VV. On increasing the bending stiffness of the bodies of high-speed passenger cars. *The Russian Railway Science Journal*. 1976;3:16-20.
7. Skachkov AN, Samoshkin SL, Korshunov SD, Zhukov AS, Nikiforov DA. Development of the fundamental principles of the experimental method for determining bending stiffness of solid metal bodies. *Tyazheloye Mashinostroyeniye*. 2018;10:32-37.
8. Skachkov AN, Samoshkin SL. Development and substantiation of the method principles to define experimentally the parameters of bending vibrations of passenger car bodies of a new generation. *Vestnik of Rostov State Transport University*. 2018;1(69):59-64.
9. Skachkov AN, Samoshkin SL, Zaitsev AV. Methods of controlling vibration parameters of passenger cars. *World of Transport and Transportation Jour-*

- nal. 2017;2:60 – 73.
10. Reznikov LM, Mashchenko LA. Evaluation of the influence of some car parameters and inter-car connections on the dynamic qualities of the electric train. The Russian Railway Science Journal. 1989;7:41-44.
 11. Sugahara Y, Watanabe A, Kakigami T, Koganei R. Vertical vibration suppression system for rail vehicles base on primary suspension damping control – system development and vehicle running test results: QR of RTRI. 2011 Feb; 2011;52(1):13–19.
 12. Tomioka T, Takigami T, Fukuyama A, Suzuki T. Prevention of carbody vibration of railway vehicles induced by imbalanced wheelsets with dDisplacement—dependent rubber bush. Journal of Mechanical Systems for Transportation and Logistics. 2010;3(2).
 13. Dao Gong, Jinsong Zhou, Wenjing Sun. Passive control of railway vehicle car body flexural vibration by means of underframe dampers. Journal of Mechanical Science and Technology. 2017;31(2):555–564.
 14. Hansson J, Masayuki T, Takigami T, Tomioka T, Suzuki Y. Vibration suppression of railway car body with piezoelectric elements (A study by using a scale model). JSME Int. J. C. 2004;47(2):451–456.
 15. Bogdanov VP, Vershinsky SV. Application of a dynamic absorber for bending vibrations of the car body with double suspension. The Russian Railway Science Journal. 1981;2:41-43.
 16. Vershinsky SV, Sergeev KA, Khamoev AD Application of a dynamic absorber to reduce vertical vibrations of the car. The Russian Railway Science Journal. 1978;7:28-31.
 17. Tomioka T, Tashikava S, Akiyama Y. Multimodal reduction of flexural vibration in railway vehicle carbody using elastic torus.- The Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks; 2016.
 18. Tomioka T, Takigami T. Suppression of bending vibration of railway vehicle carbody by using carbody–truck interaction, Trans. Jpn Soc. Mech. Eng. (in Japanese) 70(696(C));2004.

Информация об авторах:

Скачков Александр Николаевич – кандидат технических наук, заместитель генерального директора – технический директор АО Научная организация «Тверской институт вагоностроения», e-mail: skachkov@tiv.ru.

Трифонов Валерий Евгеньевич – кандидат технических наук, инженер II категории лаборатории «Ходовых частей и тормоза» АО Научная органи-

зация «Тверской институт вагоностроения» email: t.yakovleva@tiv.ru.

Самошкин Сергей Львович – кандидат технических наук, начальник управления «Научно-технического обеспечения и развития» АО Научная организация «Тверской институт вагоностроения», email: t.yakovleva@tiv.ru.

Skachkov Aleksandr Nikolaevich - Candidate of Technical Sciences, Deputy Director General - Technical Director of Scientific Organization "Tver Institute of Carriage Engineering"; e-mail: skachkov@tiv.ru.

Trifonov Valery Evgenievich - Candidate of Technical Sciences, second rank engineer of the the laboratory of Running Gear and Brakes of Scientific Organi-

zation "Tver Institute of Carriage Engineering"; e-mail: t.yakovleva@tiv.ru.

Samoshkin Sergey Lvovich - Candidate of Technical Sciences, Head of the Department of Scientific and Technical Support and Development of Scientific Organization "Tver Institute of Carriage Engineering"; e-mail: t.yakovleva@tiv.ru.

Вклад авторов: все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации.

Contribution of the authors: the authors contributed equally to this article.

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

The authors declare no conflicts of interests.

Статья опубликована в режиме Open Access.

Article published in Open Access mode.

Статья поступила в редакцию 20.01.2023; одобрена после рецензирования 06.03.2023; принята к публикации 27.03.2023. Рецензент – Антипин Д.Я., кандидат технических наук, доцент кафедры «Подвижной состав железных дорог», директор учебно-научного института транспорта Брянского государственного технического университета, член редколлегии журнала «Транспортное машиностроение».

The article was submitted to the editorial office on 20.01.2023; approved after review on 06.03.2023; accepted for publication on 27.03.2023. The reviewer is Antipin D.Ya., Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Railway Rolling Stock, Director of the Educational and Scientific Institute of Transport at Bryansk State Technical University, member of the Editorial Board of the journal *Transport Engineering*.