

Влияние массы и рессорного подвешивания на динамические свойства тележек

Квазистатическая оценка не в полной мере отражает фактическое влияние отдельных узлов тележек на кузов вагона и путь. Знание динамических свойств этих деталей делает возможным их дальнейшее совершенствование с целью улучшения эксплуатации подвижного состава и состояния пути.

Двухосные тележки грузовых вагонов, применяемые в разных странах, имеют различную конструкцию. На железных дорогах Европы в тележках используется осевая букса, адаптированная к конструкции комплекта винтовых рессор и компактной раме. В странах Северной и Южной Америки, бывшего СССР, Австралии, некоторых регионах Африки и Азии применяют тележки других конструкций: рама состоит из трех частей; цилиндрические винтовые рессоры размещены между поперечной балкой и боковинами; боковины и буксы соединены жестко. Функциональная способность тележек обеих конструкций одинакова и обеспечивает благоприятные динамические свойства кузова и колесной пары.

Влияние рессорного подвешивания на динамические свойства тележек

Тележка воспринимает высокие ускорения, возникающие при взаимодействии колеса и рельса, и преобразует их в более низкие ускорения кузова. Суть функции рессорного подвешивания можно выразить следующим простым уравнением:

$$a = kh/m, \quad (1)$$

где a — ускорение; k — жесткость первичного рессорного подвешивания (между колесной парой и рамой тележки); h — амплитуда колебаний колесной пары; m — масса тележки.

Если колесную пару с буксами и рамой рассматривать как жесткую конструкцию, то амплитуда h выражает разность между некруглостями поверхности катания колеса и неплоскостностью рельса. Согласно уравнению (1) можно снижать ускорения, уменьшая жесткость рессорного подвешивания и увеличивая массу тележки. Предпочтение отдается

снижению жесткости k , которая также влияет на частоту f собственных колебаний тележки:

$$f = 1/2\pi \cdot [k/(m + cm_w)]^{1/2}, \quad (2)$$

где m_w — масса элементов рессорного подвешивания (влияние массы цилиндрических винтовых пружин минимально или равно нулю, отсюда $cm_w = 0$).

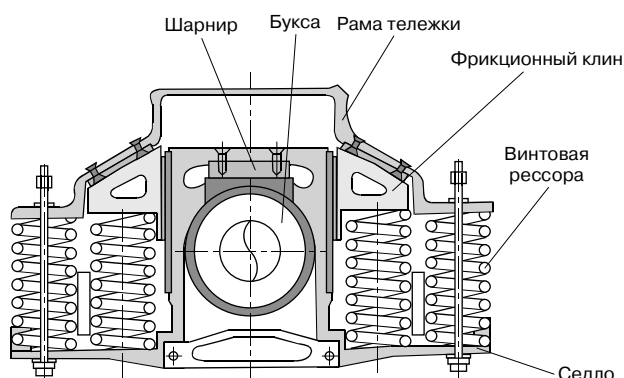
Рассмотренные условия относятся и ко вторичному рессорному подвешиванию, расположенному между рамой тележки и кузовом.

Свойства жесткого и мягкого рессорного подвешивания

Если элементы рессорного подвешивания, например прокладки, выполненные из эластомерного материала или полимерного композита жесткостью выше 20 кН/мм, непосредственно связаны с буксой, повышенная жесткость материала приводит к снижению амплитуды колебаний буксы. В результате уменьшаются амплитуды колебаний оси и самой колесной пары. Однако жесткое подрессоривание не обеспечивает снижения ускорений и частоты колебаний рамы тележки. Кроме того, при жестком подрессоривании кинетическая энергия, передаваемая от колесной пары на раму тележки, уменьшается незначительно.

Комплект цилиндрических винтовых рессор (пружин, расположенных на буксе) имеет низкую жесткость, большую амплитуду колебаний под нагрузкой (жесткость отдельных рессор составляет 500 — 800 Н/мм) и незначительно снижает амплитуду колебаний буксы. Однако такое мягкое рессорное подвешивание позволяет значительно уменьшить ускорение и частоту колебаний рамы тележки, а также кинетическую энергию, передаваемую от колесной пары на раму.

Снижение амплитуды колебаний букс и в то же время частоты колебаний рамы тележки не может быть обеспечено простым подрессориванием, так как нереально выполнить его одновременно мягким и жестким. Следовательно, необходимо использовать оба вида рессорной подвески, но разделить соответствующие элементы массивной прокладкой — так



Двойная динамическая система первичного рессорного подвешивания

называемым седлом, расположив его между буксой и рамой тележки (рисунок).

Конструкция седла и буксы позволяет сформировать шарнир с эластомерной прокладкой или композитным вкладышем. Получаемое при этом жесткое рессорное подвешивание обеспечивает возможность поперечных отклонений колесной пары относительно рамы тележки. Мягкое демпфирование осуществляется комплектом цилиндрических винтовых рессор и фрикционным клином. Оба элемента расположены на седле и связаны с рамой тележки. Такая конструкция образует двойную динамическую систему рессорного подвешивания, в которой имеются три массы — колесная пара, седло и рама тележки. По принципу действия она аналогична системе подрессоривания пути: жесткое опирание, выполненное между рельсом и шпалой, снижает изгибные колебания рельса и передает кинетическую энергию в шпалу (при жестком основании пути — в бетонный блок); мягкое опирание, реализованное между шпалой и земляным полотном, уменьшает передачу динамических воздействий за пределы пути.

Боковые воздействия

На эксплуатационные свойства подвижного состава влияют не только вертикальные, но и боковые (поперечные) силы и толчки. Они возникают при прохождении подвижным составом стрелочных переводов и кривых, а также при движении по прямолинейным участкам вследствие конического профиля поверхности катания колеса. В последнем случае может возникать извилистое движение колесных пар в колее, вызывающее боковые толчки и удары. В наибольшей степени это ощущается при высокой скорости движения. Устройства рессорного подвешивания должны сглаживать эти воздействия таким образом, чтобы в кузов передавались незначительные колебания низкой частоты.

Такое же требование предъявляется и к двойной динамической системе подвешивания. Ее жесткие элементы не требуют адаптации, поскольку шарнир благодаря своей форме передает как вертикальные, так и боковые динамические воздействия. В элементы мягкого рессорного подвешивания должны быть внесены необходимые изменения.

Снижение боковых динамических воздействий достигается уменьшением боковой жесткости подвешивания. На практике это может быть достигнуто увеличением отношения высоты цилиндрических винтовых рессор к их диаметру d .

Общая продольная (осевая) жесткость этих рессор тележки должна соответствовать массе кузова и находящегося в нем груза. Наиболее часто применяют комплект рессор, в котором более длинные наружные пружины имеют жесткость около 500 Н/мм, а внутренние — около 800 Н/мм. И у тех, и у других отношение h/d невелико: при ненагруженных наружных рессорах оно составляет примерно 1,3:1, а при нагруженных — менее единицы.

Рессоры имеют высокую боковую и изгибную жесткость по сравнению с осевой. Снижение боковой и изгибной жесткости цилиндрических винтовых рессор достигается при отношении $h/d > 2$. Поскольку при этом они имеют низкую продольную жесткость (80 – 300 Н/мм), необходимо увеличивать их число.

Гашение колебаний с помощью фрикционного клина

В рассматриваемых рессорах возникают колебания с большими амплитудами, которые могут еще и возрасти при резонансе и динамических воздействиях (ударах). Снижение амплитуд колебаний до приемлемого уровня на большинстве тележек достигается с помощью фрикционных или гидравлических амортизаторов, располагаемых параллельно рессорам. В двойной динамической системе рессорной подвески такое гашение колебаний обеспечивается с помощью фрикционного клина.

Такой гаситель устанавливается на один комплект рессор (пружин). В тележке, как правило, гасители устанавливают не на все рессоры. Так, на экспериментальной тележке АМ в первой ступени подвешивания предусмотрено 16 комплектов рессор, из которых только восемь снабжены фрикционными гасителями.

Фрикционный клин имеет две рабочие поверхности. Наклонная обеспечивает фрикционный контакт с сопряженной поверхностью рамы тележки, в результате чего происходит гашение колебаний; сопротивление трения при этом может быть выражено жесткостью.

Расположение рессорного комплекта и наклонных поверхностей клиньев между седлом и рамой тележки можно рассматривать как последовательное включение двух жесткостей, причем конечная жесткость равна сумме их обратных величин. В результате получается более низкая общая жесткость. Это, однако, справедливо только в том случае, если клин движется относительно поверхности контакта с рамой тележки. Если же он находится в неподвижном состоянии, что имеет место при его защемлении и в обоих крайних положениях, обусловленных амплитудой колебаний, жесткость его соответствует жесткости рессорного комплекта.

Вертикальная поверхность клина при его движении соприкасается (вступает во фрикционный контакт) с сопряженной поверхностью седла. Показатели жесткости рессор и седла при этом включаются параллельно и суммируются. Эффективность гашения колебаний растет с повышением числа фрикционных клиньев и их давления. При увеличении массы кузова и груза возрастает сжимающая нагрузка на клин и одновременно повышается степень гашения.

Благодаря рассмотренным свойствам рессорного подвешивания на базе комплектов цилиндрических винтовых пружин и гашения колебаний фрикционными клиньями характеристика системы (зависимость между силой и расстоянием) является нелинейной, что оказывает благоприятное влияние на динамические свойства тележки. Это доказано экспериментально и в ходе эксплуатационных испытаний.

Влияние собственной массы тележки

Динамические воздействия подвижного состава на путь растут по мере повышения его кинетической энергии. Снизить их можно путем уменьшения скорости движения, что неприемлемо по соображениям конкуренции железных дорог с другими видами транспорта. В грузовых перевозках для повышения степени использования вагонов стремятся повышать массу перевозимых грузов и осевую нагрузку. В таких условиях наибольший интерес представляет снижение массы тележки и кузова, несмотря на то что увеличение массы тележки способствует снижению влияния динамических воздействий.

Тележку вместе с кузовом и грузом необходимо перемещать, поэтому увеличение ее массы негативно влияет на эксплуатационные расходы. Основная масса тележки приходится на раму и колесную пару, обладающие упругими свойствами, которые обуславливают возникновение собственных колебаний. Возбуждающие воздействия могут значительно усилить их и вызвать резонансные колебания. Следовательно, квазистатическая оценка недостаточна для

полной оценки влияния массы тележки: необходимо учитывать также частоту собственных колебаний рамы и колесных пар.

Эксперименты с тележками типов Y25 и AM показали, что конструктивное исполнение продольных балок рамы влияет на амплитуду, форму и частоту ее собственных колебаний. В диапазоне частот до 200 Гц тележки типа AM имели только семь собственных частот, типа Y25 — более 14. Минимальная частота собственных колебаний составляла примерно 45 Гц. Максимальная динамическая жесткость продольной балки, имеющей минимальное число собственных частот, уменьшает склонность рамы тележки к резонансным колебаниям и одновременно снижает их амплитуду. В большинстве случаев требуемая динамическая жесткость достигается адаптацией конструкции, включая повышение массы, а не только конструкторскими решениями.

Динамические свойства колесной пары

Колесная пара имеет конструкцию, склонную к колебаниям. Динамическое взаимодействие колеса и рельса вызывает в тележке изгибные колебания оси колесной пары. Такие колебания возникают также под действием сил, создаваемых колесами с некруглостями, собственных колебаний колесной пары или отдельных колес, нагрузок на кузов, сил, возникающих при торможении, и т. д. Частота колебаний увеличивается нелинейно по мере повышения скорости движения подвижного состава. Изгибные колебания оси проявляются в размахе колебаний буксы. Колебания колес, напрессованных на ось с натягом, приводят к возникновению динамических сил, действующих на путь, повышению напряжений изгиба оси колесной пары, а также являются причиной фрикционной коррозии и возникновения трещин в осях (при недостаточной усталостной прочности материала).

В настоящее время еще господствует мнение, что колесная пара как неподрессоренный элемент тележки должна иметь небольшую массу. С этим, однако, нельзя согласиться полностью.

Главными компонентами колесной пары являются колеса и ось. Именно в оси проявляются неблагоприятные последствия динамических воздействий — увеличиваются амплитуды собственных изгибных колебаний. Чтобы упростить оценку колебаний колесной пары, ось можно рассматривать как рессору, жесткость которой влияет на частоту ее собственных колебаний согласно уравнению (2). Тогда m_w будет массой оси колесной пары; m — дополнительной массой, расположенной на ней; c — константой, зависящей от положения дополнительной массы ($c < 0,5$).

Если жесткость колесной пары увеличивается, а дополнительная масса уменьшается, собственная частота колебаний возрастает. При резонансе ускорение равно квадрату этой частоты, умноженному на амплитуду колебаний. Поэтому при одинаковых ускорениях в случае повышенных значений жесткости колесной пары и собственной частоты амплитуда колебаний снижается. Если, например, в результате адаптации конструкции собственная частота оси повышается с 60 до 90 Гц, амплитуда снижается в 2,25 раза. В указанном диапазоне находятся частоты колебаний большинства применяемых колесных пар.

К значительному снижению изгибных колебаний оси колесной пары приводит высокий момент инерции. Поперечное сечение оси имеет форму круга. Момент инерции повышается при увеличении диаметра оси, однако при этом возрастает и ее масса. Максимальное снижение изгибных колебаний оси достигается повышением частоты ее собственных колебаний и момента инерции.

Дополнительную массу, обозначаемую в уравнении (2) как m , создают редуктор и привод. Они нагружают ось, снижают ее собственную частоту колебаний и увеличивают изгибные колебания. Исходя из этого редуктор и привод следует располагать вне оси, а именно на раме тележки. Рама является упругой массой, колеблющейся относительно поперечной оси. В связи с этим редуктор и привод целесообразно располагать ближе к этой оси.

Равным образом на ось воздействуют колеса и расположенные на них тормозные диски. Чем больше масса колес и некруглость их поверхностей катания, тем больше изгибные колебания оси. Однако возможность снижения массы колес ограничена, так как при уменьшении диаметра и сечения обода снижается срок их службы. Колеса с уменьшенным сечением обода применяются в ограниченных масштабах.

На частоту колебаний колесной пары влияют также собственные осевые колебания колес. Они могут быть уменьшены путем повышения жесткости диска колеса. Амплитуда колебаний колес значительно увеличивается при торможении чугунными колодками.

Колесо с резиновым абсорбером

В течение нескольких десятилетий колеса с бандажами, подрессоренными резиной, используются в вагонах трамвая и на подвижном составе метрополитена. Попытки использовать такие колеса на высокоскоростном подвижном составе показали, что в этом случае велика вероятность усталостных изло-

мов бандажей, что ведет к тяжелым авариям. Исследованиями установлено, что причиной изломов являются трещины на внутренней стороне бандажей.

При изготовлении колес с абсорберами бандажи колес насаживаются на колесный центр, где закреплены толстые резиновые сегменты малой жесткости. При качении такого колеса по рельсу в сечении бандажа возникают напряжения изгиба, причем с внутренней его стороны действуют максимальные растягивающие напряжения. В результате такого нагружения развивается усталостный излом бандажа. Он начинается с возникновения на внутренней стороне бандажа усталостной трещины, которая постепенно расширяется под действием растягивающих напряжений. Исследование таких колес, изъятых из эксплуатации, показало, что подобные трещины разных размеров имелись у четверти всех обследованных бандажей.

Обточка поверхности катания колес позволяет уменьшить наружный диаметр бандажа, а также его массу и момент инерции при изгибе. Однако после нескольких обточек может произойти критический усталостный излом. Это значит, что уменьшение неподрессоренной массы бандажа лишь обостряет ситуацию.

На обычном колесе таких же размеров, бандаж которого напрессован на колесный центр в горячем состоянии, до настоящего времени не зарегистрировано ни одного случая излома по трещинам на внутренней поверхности бандажа. Все приводящие к излому дефекты располагались только на наружной стороне и были вызваны различными механическими воздействиями, температурой и напряжениями. Тем самым установлено, что диск, жесткий в радиальном направлении, препятствует росту изгибающих напряжений, которые значительно меньше, чем при наличии резинового абсорбера.

Мягкие резиновые сегменты, устанавливаемые в таких колесах всех конструкций, вызывают значительные колебания бандажа. При этом вследствие возросшей амплитуды его колебаний увеличивается некруглость поверхности катания, а рельсы подвергаются волновому износу.

Выводы

Приведенные примеры доказывают, что невозможно и нецелесообразно однозначно (положительно или отрицательно) оценивать влияние подрессоренных и неподрессоренных масс тележки. Эти массы необходимы для безопасного технологического функционирования тележки. Для детальной оценки их динамического влияния следует использовать доступные теоретические, экспериментальные и прак-

тические методы. На основе полученных результатов можно будет предложить оптимальное системное решение, включающее и устройства наклона кузова.

В настоящее время продолжается совершенствование двухосных тележек грузовых вагонов. Тележки обоих упоминавшихся типов имеют конструктивные элементы, которые могут быть использованы в рамках общего решения. Улучшение динамических свойств тележки обеспечивается следующими факторами:

- повышением динамической жесткости осей колесных пар;
- применением двойной динамической системы в первичном или вторичном рессорном подвешивании;

- увеличением отношения высоты цилиндрических винтовых рессор к их диаметру;

- нелинейной характеристикой упругих элементов;
- использованием жестких компактных рам тележек.

Экспериментальные и эксплуатационные испытания тележек с такими свойствами показали, что динамические свойства кузова улучшились и одновременно стало более благоприятным воздействие подвижного состава на путь. Реально и целесообразно применение таких тележек также и под пассажирскими вагонами, а также в моторвагонных поездах.

B. Volf. Eisenbahningenieur, 2004, № 7, S. 14 – 18.

Пассажирский рельсовый транспорт Бразилии

В бразильских городах Сан-Паулу и Рио-де-Жанейро ведется строительство новых линий метрополитена и региональных, проводятся мероприятия по увеличению провозной способности уже существующей сети рельсового транспорта.

Сан-Паулу

Метрополитен

Власти Сан-Паулу в 1995 г. приняли масштабный план развития метрополитена, целью которого являлось увеличение протяженности сети с 43,6 до 134 км. Внесение небольших изменений в план и трудности, связанные с несвоевременным финансированием, обусловили постановку новой цели, а именно увеличения протяженности сети метрополитена к 2010 г. до 140 км, возможно, за счет передачи двух линий из ведения компании СРТМ (Paulista Metropolitan Trains) и присоединения их к сети метрополитена после модернизации.

В настоящее время метрополитен города, четвертого в мире по численности населения, состоит из четырех линий общей протяженностью 58,6 км с 52 станциями (рис. 1), объем перевозок по которым превышает 2,1 млн. пассажиров/сут. В соответствии с планом развития метрополитена должны быть построены участки новых линий общей протяженностью 28,4 км с 25 станциями. Общая стоимость этих работ оценива-

ется в 2,85 млрд. дол. США. При численности населения агломерации Сан-Паулу порядка 20 млн. жителей расчетный объем перевозок новых линий 4 и 5 оценивается по 1 млн. пассажиров/сут для каждой.

В настоящее время метрополитен расширяется с темпом около 2 км новых участков в год. Власти штата, считая эти темпы неудовлетворительными, намеревались ускорить ввод в эксплуатацию новых линий, обеспечивая прирост их протяженности на 8 – 10 км ежегодно. Ограниченные возможности дает вариант конверсии магистральных линий для эксплуатации в режиме метрополитена с прекращением движения поездов дальнего следования. Этот путь приемлем для реконструкции линий С и Е, но трудно выполним на других линиях.

Удачным альтернативным решением может оказаться использование принципа концессии для линии 4, строительство которой только началось и оценивается в 1,5 млрд. дол. Эксплуатационные стандарты на этой линии, как ожидается, будут аналогичными или даже более высокими, чем реализованные на наиболее загруженных действующих линиях 1 и 3 метрополитена.

Концессии предлагается выдавать только на эксплуатацию новых линий. Финансирование строительства тоннелей, железнодорожной инфраструктуры и станций выполнит правительство, а частные компании будут нести ответственность за приобретение, техническое обслуживание и ремонт подвижного состава, а также за соблюдение технологии их эксплуатации.