МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 629.4.015

ПРОДОЛЬНЫЕ КОЛЕБАНИЯ ЭЛЕКТРОВОЗА И ВАГОНОВ

© 2006 г. *И.П. Демченко*

В большинстве известных работ, посвященных продольным колебаниям, происходящим в поезде, решаются задачи, главным образом, нестационарных продольных колебаний, характерных для переходных режимов и особых условий движения поездов и влияния этих колебаний на реализацию силы тяги тягового подвижного состава [1 – 3]. В то же время в процессе движения поезда под действием постоянных или медленно меняющихся сил устанавливается режим стационарных продольных колебаний, происходящих в железнодорожном составе. При стационарных колебаниях силы, возникающие в ударно-тяговых приборах (автосцепных устройствах), определяются только приложенными внешними силами и не зависят от начальных условий. В настоящей работе исследуются продольные колебания, происходящие в составе, и влияние на эти колебания продольных колебаний локомотива. В этом случае сила, возникающая между электровозом и поездом, для состава вагонов является внешней.

В данной работе поезд, движущийся прямолинейно и равномерно со скоростью V (рис. 1), представлен как система, состоящая из однотипных четырехосных вагонов одинаковой массы и электровоза, соединенных между собой в продольном (вдоль пути) направлении упруго-диссипативными связями с определенной силовой характеристикой. Последний вагон присоединяется к части состава бесконечно большой массы. Каждый вагон имеет одну степень свободы – перемещение вдоль пути.

Характерной особенностью рассматриваемого электровоза является применение на нем в качестве продольной связи тележек с кузовом наклонных тяг (рис. 1). Расчетная схема содержит кузов, рамы тележек, колесные пары, тяговые электродвигатели с опорно-рамным подвешиванием с соответствующими массами и моментами инерции относительно центральных горизонтальных поперечных осей инерции. Для достижения поставленной цели в настоящем исследовании во внимание принимаются колебательные движения экипажа, формирующие продольные колебания электровоза, что позволяет избежать влияния на результаты второстепенных факторов. Исходя из этого для моделирования колебаний экипажа в продольной вертикальной плоскости, возникающих при движении по неровности пути $\eta(t)$, в качестве обобщенных координат приняты: подергивание $x_к$, подпрыгивание $z_к$, галопирование $\varphi_к$ кузова; подергивание $x_{т,i}$, подпрыгивание $z_{т,i}$, галопирование $\varphi_{т,i}$ рам тележек; подергивание $x_{кп,j}$, подпрыгивание $z_{кп,j}$, повороты $\varphi_{кп,j}$ колесных пар; повороты $\varphi_{р,j}$ редукторов; повороты $\varphi_{я,j}$ якорей электродвигателей вокруг осей, проходящих через их центры масс, где i = 1,…, 3 – номер тележки; j = 1,…, 6 – номер колесной пары (рис. 1). Следует подчеркнуть, что в рамках рассматриваемой расчетной схемы возмущение со стороны пути, действующее в вертикальном направлении, является причиной в том числе продольных колебаний и продольных сил, действующих в автосцепных устройствах электровоза и вагонов.

Подробное рассмотрение и учет влияния колебаний элементов экипажной части локомотива отличает настоящую работу от, например [4], а учет поезда, состоящего из вагонов – от, например, [5].

Необходимое для определения динамических сил T в наклонной тяге выражение для деформации наклонной тяги $\Delta_{нш}$, вычисляемой как разность проекций на продольную ось наклонной тяги перемещений точек ее крепления к раме тележки и кузову, для наклонной тяги, расположенной впереди тележки, будет следующим:

$$\Delta_{нш} = (z_к - \varphi_к L)\sin\gamma + (x_к + \varphi_к H)\cos\gamma - \\ -(z_т - \varphi_т l)\sin\gamma - (x_т + \varphi_т h)\cos\gamma , \qquad (1)$$

где γ – угол наклона к горизонтали наклонной тяги; l, h, L, H – координаты по осям x и z точек крепления наклонной тяги к тележке и кузову соответственно в продольном и вертикальном направлениях в системах координат, связанных с рамой тележки и кузовом соответственно (рис. 1).

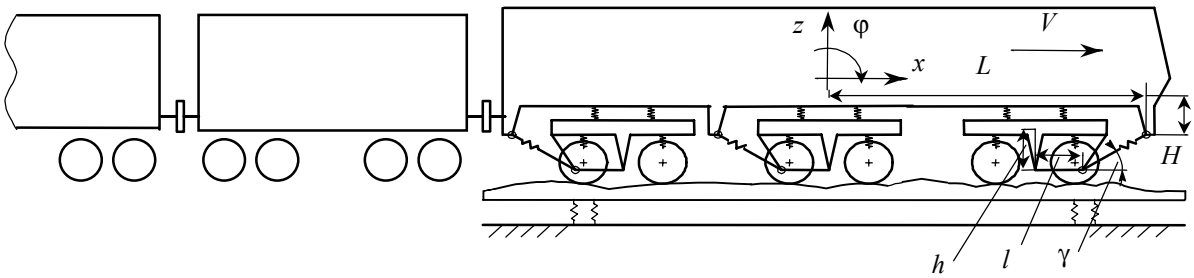


Рис. 1. Расчетная схема поезда

Используя формулу (1), запишем выражения для вычисления величин, составляющих деформацию упругого блока наклонной тяги от колебаний:

– кузова

$$\Delta_{к} = x_{к}\cos\gamma + \varphi_{к}(H\cos\gamma - L\sin\gamma) + z_{к}\sin\gamma , \qquad (2)$$

– тележки

$$\Delta_{т} = -x_{т}\cos\gamma - \varphi_{т}(h\cos\gamma - l\sin\gamma) - z_{т}\sin\gamma . \qquad (3)$$

Силы в продольных связях между подвижными единицами в поезде определялись по экспериментально полученной силовой характеристике, которая для двух последовательно соединенных автосцепных устройств (АУ) при нагружении и разгрузке представлена на рис. 2. При этом жесткость при нагружении равна 13,600 МН/м, при разгрузке – 4,375 МН/м, жесткость конструкции (переход от нагружения к разгрузке и обратно) – 100 МН/м. Из-за нелинейной характеристики АУ неоднозначно определяется начальное положение вагонов и электровоза. Поэтому в расчетах, при заданной силе тяги электровоза $F_т$, начальное положение $x_т$ каждой подвижной единицы в поезде определялось заранее из следующих условий: во-первых, начальная рабочая точка (точка *O*, см. рис. 2) находится на линии, характеризующей жесткость конструкции, во-вторых, отрезки *Oa* и *Ob* равны (см. рис. 2). Считаем, что сопротивление движению вагонов близко нулю и поэтому вагоны находятся в одинаковом начальном положении.

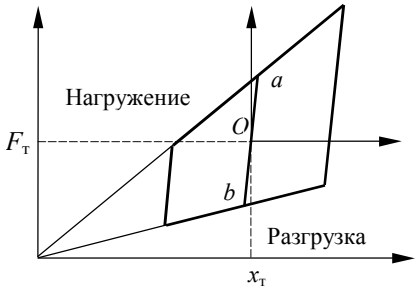


Рис. 2. Силовая характеристика продольной связи между подвижными единицами в поезде

Случайное возмущение со стороны пути задавалось в виде эквивалентной геометрической неровности.

Расчеты на ПЭВМ были проведены с геометрическими, массовыми, упругими и диссипативными параметрами экипажа, близкими к электровозу типа ВЛ65 с тяговым приводом второго класса. Жесткость упругого блока наклонных тяг, связывающих тележки с кузовом, принята равной $c_{нт}$ = 8 МН/м. Для каждой скорости устанавливалась сила тяги одной тележки: 80 км/ч – 40 кН, 100 км/ч – 30 кН, 120 км/ч – 20 кН.

На первом этапе были проведены расчеты, в которых моделировались только продольные колебания одной (первой) тележки, кузова электровоза и вагонов (другие колебания исключались из рассмотрения установкой соответствующих параметров). Силовая характеристика АУ принималась линейной с коэффициентом жесткости $c_к$ = 100 МН/м. Для экипажа, представляющего одну тележку (кузов неподвижен) частота ее подергивания составила 2,9 Гц – это собственная частота продольных перемещений тележки. Для подвижных тележки и кузова, но без учета колебаний вагонов, частоты подергивания получены равными 2,8 и 6,5 Гц. Для электровоза и одного вагона эти частоты составили 2,6–2,8 и 4,5 Гц. От расчета к расчету количество вагонов, присоединяемых к электровозу, увеличивалось через один до десяти. При этом число диапазонов наблюдаемых частот и форм колебаний тоже возрастало. Результаты стали повторяться. Основываясь на этом, можно сделать вывод о том, что при проведении расчетов в расчетной схеме количество вагонов можно ограничить десятью.

Далее были проведены расчеты по полным расчетным схемам (с учетом подпрыгивания, галопирования и других колебаний элементов электровоза) для двух вариантов: первый – электровоз посредством АУ подсоединялся к поезду бесконечно большой массы, т.е. вагоны колебаний не совершают; второй – электровоз и состав из десяти вагонов (последний вагон подсоединен к поезду бесконечно большой массы). Исходя из того, что на вход модели подается стационарное случайное возмущение, для обеспечения необходимой достоверности полученных результатов уровень динамических процессов оценивается усреднением результатов по двадцати пяти реализациям длительностью не менее 15 с каждая, как это принято при проведении натурных ходовых испытаний подвижного состава. На рис. 3 для скорости движения 100 км/ч (последующие рисунки также для скорости 100 км/ч) представлены спектральные плотности (СП) динамических сил в автосцепном устройстве электровоза. Видно, что частотный состав процессов практически одинаков для обоих вариантов. Интенсивность сил в автосцепном устройстве для варианта без вагонов выше, чем в варианте с поездом, что вполне объяснимо рассеиванием энергии в АУ между вагонами. При этом для варианта с поездом наибольшие силы наблюдаются в АУ связывающем электровоз и первый вагон.

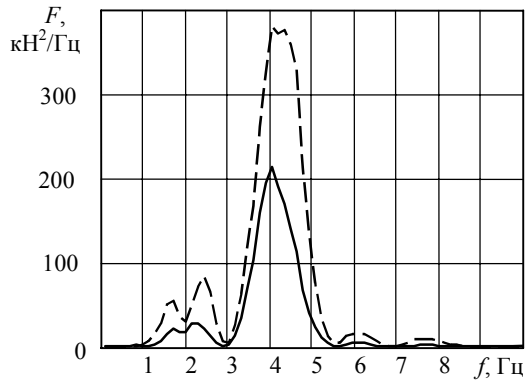


Рис. 3. Спектральные плотности динамических сил в автосцепном устройстве электровоза: ——— – в варианте с поездом из десяти вагонов; – – – – – без вагонов

Спектральные плотности динамических сил в наклонных тягах тележек электровоза практически одинаковы для обоих вариантов расчетной схемы (рис. 4). То есть подсоединение вагонов не повлияло на уровень сил в наклонных тягах.

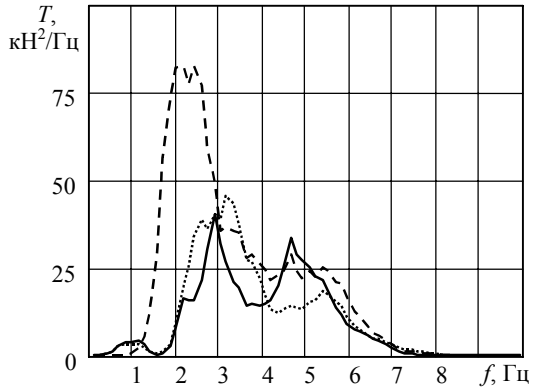


Рис. 4. Спектральные плотности динамических сил в наклонных тягах первой (———), второй (– – – –) и третьей (.....) тележек электровоза

Анализ процессов деформирования упругих блоков наклонных тяг (на рис. 5 представлены СП для первой по ходу тележки) показал, что влияние колебаний кузова на силы в наклонных тягах ограничено частотой 1,7–1,8 Гц и несколько заметно на частоте 4,0–4,6 Гц. На малых частотах процессы по выражениям (2) и (3) протекают в фазе, что не приводит к появлению значительных сил в наклонных тягах (см. рис. 4). Таким образом, динамические силы в наклонных тягах формируются, главным образом, колебаниями тележек. Поэтому эти силы не могут оказывать заметного влияния на уровень динамических сил в автосцепных устройствах (рис. 3–5).

По результатам расчетов получено, что кузова электровоза и вагона с достаточно большой амплитудой колеблются на частоте 1,7–1,9 Гц (рис. 6). Из-за того, что эти колебания происходят в фазе, силы в автосцепных устройствах на этой частоте не проявляются (рис. 3). На частотах 4,0–5,0 Гц отмеченные колебания по фазе не совпадают. Это приводит к тому, что относительно небольшие перемещения способствуют появлению больших динамических сил в автосцепных устройствах, которые ограничиваются линиями нагружения и разгрузки (согласно характеристике на рис. 2) и достигают по амплитуде 60–65 кН. Расчеты показали, что колебания на частоте 4,0–5,0 Гц возникают, главным образом, из-за того, что они происходят на участке силовой характеристики с жесткостью конструкции $c_к$. При изменении параметров АУ возможно изменение отмеченной частоты и требуется проведение соответствующих расчетов.

Таким образом, при исследовании колебаний электровоза в продольной вертикальной плоскости для принятых в настоящей работе параметров экипажной части можно использовать схему, в которой электровоз в продольном направлении связан с неподвижным поездом бесконечно большой массы.

Для изучения обозначенных в данной работе процессов в поезде необходимо рассматривать более подробную схему (вполне достаточно учитывать поезд их десяти вагонов) и при изменении параметров экипажной части контролировать возможное взаимовлияние колебаний локомотива и вагонов.

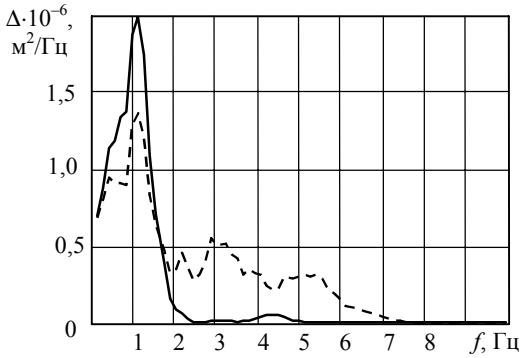


Рис. 5. Спектральные плотности составляющих деформации упругого блока наклонной тяги от колебаний кузова (по выражению (2); ——) и тележки (по выражению (3); – – – –)

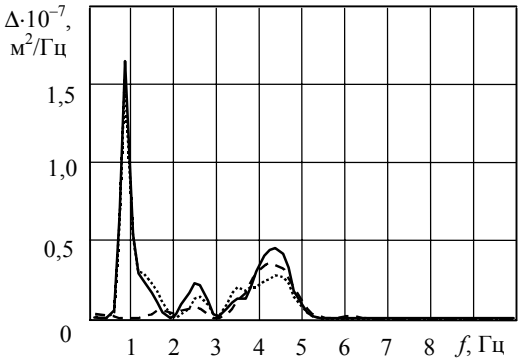


Рис. 6. Спектральные плотности перемещений точек крепления автосцепного устройства к кузову электровоза (– – – – в варианте без вагонов); к кузову (———) и первому вагону (.....) в варианте с поездом из десяти вагонов

В настоящем исследовании получено, что, так как динамические силы в наклонных тягах формируются, главным образом, колебаниями тележек, то эти силы не могут оказывать заметного влияния на уровень динамических сил в автосцепных устройствах и, значит, заметно влиять на интенсивность продольных колебаний вагонов.

Литература

1. *Блохин Е.П., Манашкин Л.А.* Динамика поезда (нестационарные продольные колебания). М., 1982.
2. Расчеты и испытания тяжеловесных поездов/ Е.П. Блохин, Л.А. Манашкин, Е.Л. Стамблер и др.; Под ред. Е.П.Блохина. М., 1986.
3. *Мугиништейн Л.А., Лисицын А.Л.* Нестационарные режимы тяги (Сцепление. Критическая норма массы поезда). М., 1996.
4. *Беляев В.И., Черкашин Ю.М., Койчев Ю.Н.* Исследование продольной динамики пассажирского поезда постоянного формирования // Вест. ВНИИЖТ. 2000. № 3. С. 13–17.
5. *Львов А.А., Березовский А.М., Баузе Ф.Э., Ореховский В.А.* Исследование возможности снижения продольных вибраций вагонов электропоезда ЭР200 //Исследование высокоскоростного электропоезда ЭР200 /Под ред. В.Г. Иноземцева. М., 1985. С. 55–62.

Южно-Российский государственный технический университет (Новочеркасский политехнический институт) ***5 сентябрь 2005 г.***