

ОЦЕНКА ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ МОТОРНО-ОСЕВЫХ ПОДШИПНИКОВ ПЕРСПЕКТИВНОГО ТЕПЛОВОЗА

Д.А. СОНИН

*Брянский государственный технический университет,
Россия*

На тяговом подвижном составе железнодорожного транспорта широкое распространение получил электрический привод колесных пар. Типичный электропривод включает в себя электродвигатель и односторонний редуктор, состоящий из ведущей шестерни, ведомого зубчатого колеса и кожуха. На грузовых и маневровых тепловозах электродвигатель опирается, с одной стороны, через моторно-осевые подшипники (МОП) на ось колесной пары, а с другой стороны, – с помощью пружинного комплекта на раму тележки. Такое подвешивание электродвигателя называется опорно-осевым.

Несмотря на значительные усовершенствования, узел МОП с парой трения скольжения, получивший широкое распространение на приводах отечественных локомотивов, имеет ряд существенных недостатков. Трудоемкость обслуживания, большой расход цветных металлов и смазки, невозможность эффективной герметизации диктуют необходимость отказа от систем с подобным техническим решением. Поэтому для перспективных магистральных и маневровых тепловозов, а также для электровозов предусматривается применение МОП качения со сроком службы не менее 2,5 млн км пробега.

На данный момент не существует методики оценки долговечности МОП качения, которая позволила бы надежно учитывать все факторы, влияющие на подшипниковый узел. Данная работа выполнена с целью определения блока нагрузок, действующих на МОП тепловоза.

При создании современных локомотивов, как, впрочем, и любых транспортных средств, перед конструкторами возникает проблема определения динамических качеств проектируемых машин на начальных стадиях разработки. Для рельсовых экипажей эта проблема решается путем теоретического изучения колебаний экипажной части. Такие исследования позволяют не только спроектировать более совершенный локомотив, но и удешевить процесс его создания за счет снижения объема натурных испытаний.

С целью исследования динамических характеристик четырехосного маневрового тепловоза ТЭМ21, производства Брянского машиностроительного завода, была создана компьютерная модель экипажа с использованием специализированного программного комплекса UM Loco, разработанного на кафедре «Прикладная механика» Брянского государственного технического университета в сотрудничестве с кафедрой «Локомотивы» и ФГУП ВНИКТИ МПС РФ на базе программы «Универсальный механизм» (UM). Комплекс предназначен для моделирования динамики рельсовых экипажей, которые описываются как системы абсолютно твердых и/или деформируемых тел, соединенные шарнирами и силовыми элементами. UM Loco представляет собой мощный инструмент, позволяющий рассчитывать динамику железнодорожных экипажей в полной пространственной

постановке в прямых и кривых участках пути с учетом и без учета неровностей путевой структуры с одновременным расчетом переменных, характеризующих динамические показатели экипажа: ускорения и перемещения произвольных точек любого тела, коэффициенты динамики, усилия в тягах и поводках, рамные силы, силы в контакте колесо – рельс, показатели износа колес, коэффициенты безопасности и так далее; моделировать динамику тепловоза в режиме тяги и выбега; рассчитывать частоты и формы колебаний кузова и рамы с использованием конечно-элементных моделей.

Исследуемый экипаж представляет собой маневровый тепловоз с асинхронным тяговым приводом с двумя двухосными тележками. Рессорное подвешивание экипажа – двухступенчатое. Первая ступень подвешивания выполнена из винтовых пружин: по две пружины на буксовый узел. Вторая ступень состоит из четырех пружин, работающих на сжатие и на сдвиг, двух гасителей горизонтальных колебаний и четырех гасителей вертикальных колебаний на тележку. Продольные силы с рамы тележки на раму локомотива передаются при помощи наклонных тяг: по две на каждую тележку.

Подвешивание тяговых электродвигателей (ТЭД) к раме тележки осуществляется с помощью пружинного комплекта, который состоит из четырех пружин, расположенных между двумя балками. Пружинный комплект устанавливается между лапами кронштейна, приваренного к поперечной балке рамы тележки, с предварительным натягом. Относительное перемещение кронштейна двигателя и балок пружинного комплекта реализуется проскальзыванием соприкасающихся поверхностей.

Компьютерная модель представляет собой систему абсолютно твердых тел, связанных шарнирами и силовыми элементами. Абсолютно твердыми телами в модели являются: кузов экипажа, рамы тележек, тяговые электродвигатели, роторы ТЭД, кожухи редукторов, колесные пары, зубчатые колеса и буксы. Силовые элементы моделируют различные технические устройства, такие как: пружины рессорного подвешивания, гасители колебаний; буксовые поводки; наклонные тяги; подвеска ТЭД и зубчатая передача. Созданная модель тепловоза имеет 62 степени свободы.

На рис. 1 представлен общий вид компьютерной модели экипажа.

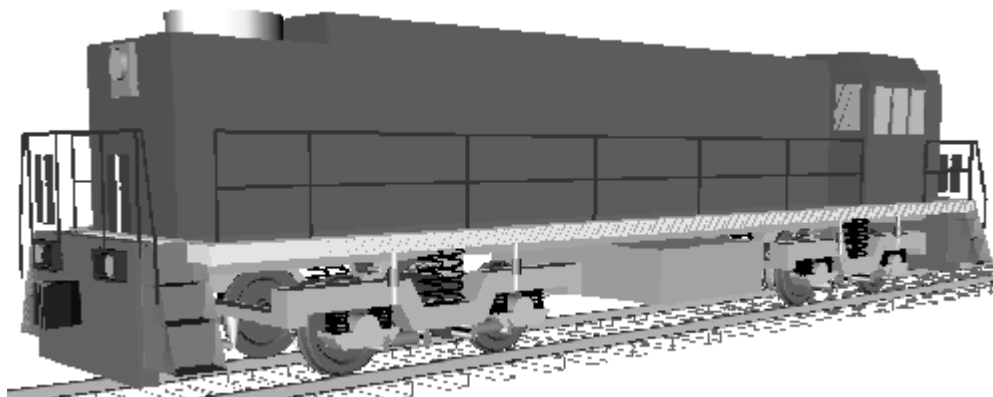


Рис. 1. Компьютерная модель экипажа ТЭМ21

Каждая тележка экипажа включает в себя: раму, два ТЭД с роторами и кожухами редукторов, две колесные пары, два зубчатых колеса, четыре буксы и силовые элементы, моделирующие рессорное подвешивание, подвеску ТЭД и зубчатое зацепление (рис. 2).

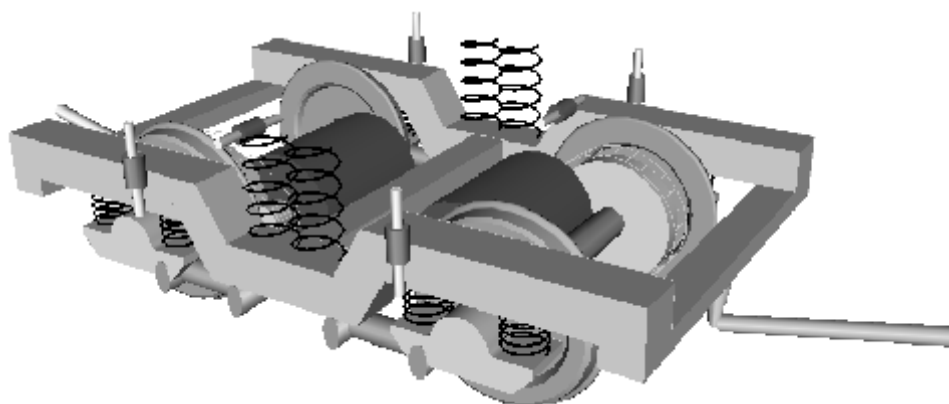


Рис. 2. Общий вид тележки

Тяговый электродвигатель соединен вращательным шарниром с колесной парой. Этот шарнир моделирует закрепление двигателя на оси.

Подвешивание ТЭД к раме тележки реализуется при помощи силового элемента, моделирующего пружинный комплект с нелинейной характеристикой, приведенной на рис. 3. Здесь $F_{п}$ – вертикальное усилие в подвеске двигателя с учетом преднатяга пружинного комплекта $Q_{п}$ и зазора $\delta_{п}$, а $c_{п}$ – суммарная жесткость пружин.

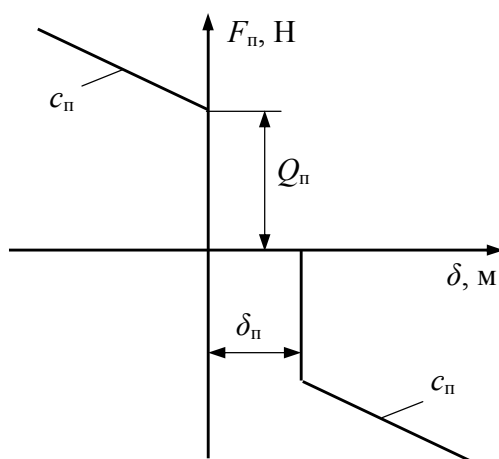


Рис. 3. Нелинейная характеристика пружинного комплекта

Для сравнения был рассмотрен вариант подвески типа «серьга», которая представляет собой поводок с двумя резинометаллическими шарнирами на концах. Как показала практика [1], шарнирная подвеска не ухудшает динамические качества опорно-осевого привода и по своим динамическим показателям примерно равноценна традиционной подвеске. В тоже время, за счет исключения подвижных соединений с поверхностным трением увеличивается пробег локомотива между ремонтами данного узла. Подвеска типа «серьга» в модели реализована при помощи упруго-диссипативного линейного силового элемента. Элемент соединяет два тела и задается координатами точек прикрепления элемента к телам, матрицей жесткости и стационарным значением силы.

Зубчатое колесо состоит из зубчатого венца, ступицы, двух боковых фланцев, соединенных со ступицей болтами. В соосных отверстиях венца и фланцев в чередующемся порядке установлено восемь эластичных и восемь упорных резинометаллических блоков. Упругое зубчатое колесо реализовано при помощи вращательного шарнира, соединяющего два абсолютно твердых тела: зубчатое колесо и колесную пару. Упругая связь зубчатого венца со ступицей при

относительном повороте имеет нелинейную характеристику, приведенную на рис. 4. Здесь $c_{в1}$ – жесткость эластичных резинометаллических блоков; $c_{в2}$ – суммарная жесткость эластичных и упорных резинометаллических блоков, а $\varphi_э$ – угол поворота зубчатого венца относительно ступицы до начала работы упорных резинометаллических блоков.

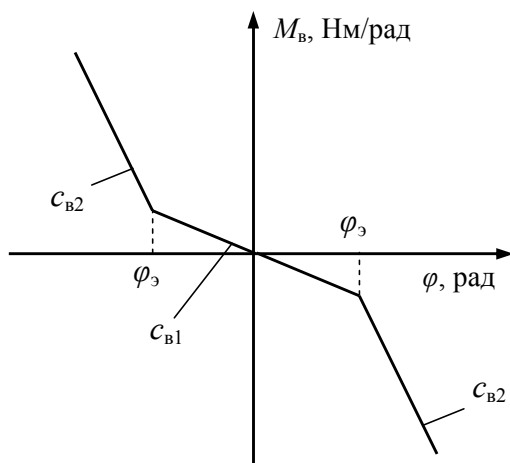


Рис. 4. Нелинейная характеристика венца зубчатого колеса

Тяговый момент от ротора на колесную пару передается через зубчатое колесо с помощью силового элемента «зубчатое зацепление», который характеризуется следующими параметрами: передаточное число, коэффициенты жесткости и диссипации передачи, приведенные к точке контакта, величина зазора 2δ .

Известно, что в наибольшей степени колебания локомотивов проявляются при движении на выбеге, и этот режим является определяющим при оценке динамических качеств во время натурных путевых испытаний. Однако в режиме тяги в колесно-моторном блоке возникают значительные нагрузки, связанные с реализацией силы тяги. Поэтому исследования проводились в режиме и выбега, и тяги.

Оценку качества конструкции в целом, экипажной части рельсового подвижного состава или отдельных технических решений по экипажу с точки зрения динамики можно дать только на основании комплексных исследований локомотива в прямых и кривых участках пути. Поэтому моделирование движения экипажа производилось в прямых и кривых участках пути с вертикальными и горизонтальными неровностями. В качестве тестовых кривых были приняты кривые радиусов $R = 300$ и 600 м. Также для оценки динамической составляющей было исследовано квазистатическое движение экипажа в прямых и кривых участках без неровностей. Исследования проводились в диапазоне скоростей от 5 км/ч до 100 км/ч (конструкционная скорость).

Для оценки влияния характеристик узлов тягового привода были просчитаны варианты с различными упруго-диссипативными параметрами. Для пружинного комплекта подвески ТЭД варьировались два параметра: величина суммарной жесткости пружин $c_n = 0,6; 1,1$ и 2 МН/м, а также величина преднатяга $Q_n = 15; 25$ и 40 кН (всего 9 вариантов). Для модели с подвеской ТЭД типа «серьга» рассмотрены 3 варианта продольной жесткости поводка $c_c = 5,9; 11,8$ и $23,6$ МН/м. Рассмотрено 3 варианта ведомых зубчатых колес: жесткое зубчатое колесо с линейной характеристикой жесткости ($c_b = 260$ МН м/рад) и два упругих зубчатых колеса с $c_{в1} = 2,6$ и $1,3$ МН

м/рад и $c_{в2} = 15,7$ и $7,9$ МН·м/рад, соответственно. Также рассмотрено влияние зазора 2δ в зубчатом зацеплении. Величина 2δ принималась равной 0, 1, 2, 4 и 6 мм.

На рис. 5 представлен пример осциллограммы сил реакций в узлах МОП на первой оси экипажа ТЭМ21 при движении в прямом участке пути с неровностями.

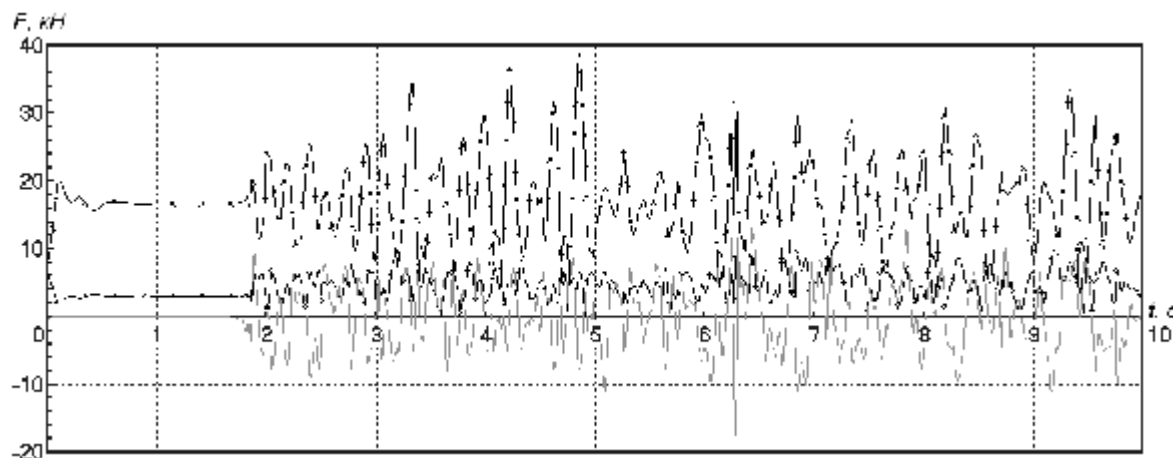


Рис. 5. Силы реакций в узлах МОП на 1 оси экипажа ТЭМ21 при $V = 100$ км/ч

При моделировании экипажа на неровном пути как в прямой, так и в кривой для обработки результатов использовался функционал, называемый «четыре максимума» – 4 Max, который, выбрав четыре максимума на осциллограмме, отбрасывает наибольший и по трем оставшимся определяет среднее значение.

На рис. 6 представлены радиальные нагрузки в узлах МОП на первой оси исходного экипажа ТЭМ21 при движении в прямом участке пути.

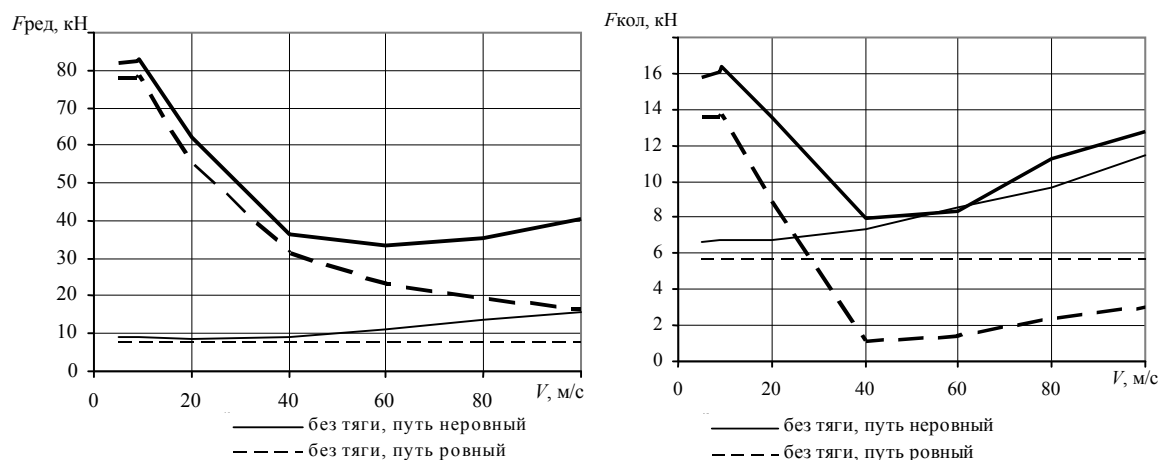


Рис. 6. Радиальные силы реакций в узлах МОП на 1 оси экипажа ТЭМ21 (исходный)

Из графиков наглядно видно, что динамическая составляющая на подшипнике, расположенном со стороны редуктора, значительна на скоростях близких к конструкционным и мало влияет на скоростях ниже 40 км/ч. Вид нагрузки на подшипнике, расположенном со стороны коллектора ТЭД, объясняется тем, что при скорости приблизительно равной 50 км/ч вертикальная составляющая нагрузки от момента на ведомом зубчатом колесе уравнивается со статической нагрузкой от массы двигателя.

Анализ результатов, полученных для нескольких вариантов экипажей, позволяет сделать следующие выводы:

- максимальная осевая нагрузка F_y на подшипники возникает при движении с конструкционной скоростью и составляет 18 кН;
- более нагруженным всегда является подшипник, расположенный со стороны редуктора, так максимальная радиальная нагрузка на него составляет 83 кН, в то время как на подшипник, расположенный со стороны коллектора ТЭД, – 16 кН;
- при движении с малой скоростью неровности пути не оказывают значительного влияния, увеличение нагрузки на подшипники составляет менее 20 %;
- на высоких скоростях движения большое влияние оказывает динамическая составляющая, так при движении локомотива с конструкционной скоростью на прямом участке пути радиальная нагрузка на подшипник, расположенный у редуктора, увеличивается в два с половиной, а на подшипник у коллектора – в четыре раза;
- применение менее жесткого комплекта пружин в подвеске ТЭД в сочетании с небольшим преднатягом ($c_{п} = 0,6$ МН/м, $Q_{п} = 15$ кН) позволяет снизить радиальные нагрузки на МОП со стороны редуктора на 6 %;
- на варианте с подвеской типа «серьга» наблюдается уменьшение и радиальных, и осевых нагрузок во всем диапазоне скоростей (см. рис. 7);
- сравнение трех типов зубчатых колес показало, что применение неупругого зубчатого колеса несколько уменьшает нагрузку в МОП, расположенном у редуктора, на скорости близкой к конструкционной;
- анализ величины зазора в зубчатом зацеплении позволяет сделать вывод о том, что его величина незначительно влияет на нагрузки в подшипниках, кроме случая с зазором равным 0 мм, когда радиальные нагрузки значительно увеличиваются с приближением к конструкционной скорости.

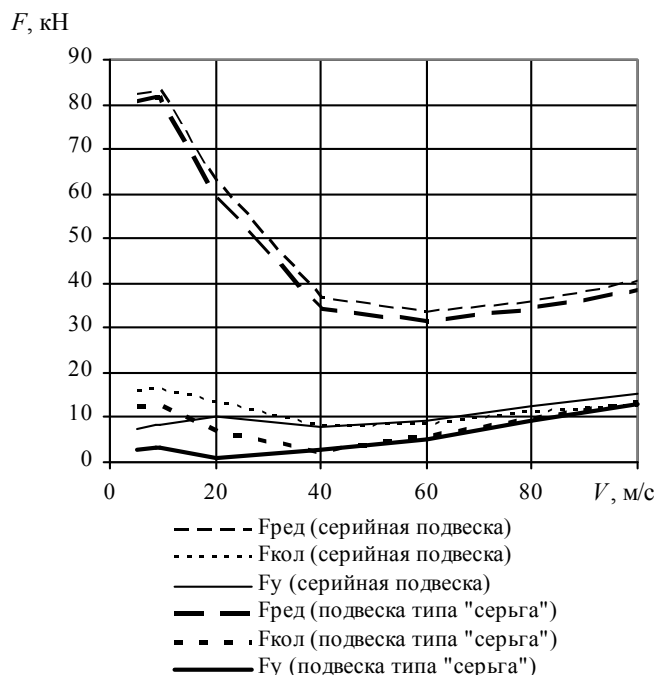


Рис. 7. Силы реакции в узлах МОП на 1 оси экипажа ТЭМ21 с серийной подвеской и с подвеской типа «серьга»

Литература

1. Исследование динамики колесно-моторного блока с подвеской ТЭД типа «серьга»: Технический отчет № И-68-80. – Коломна: ВНИТИ, 1980. – 53 с.

Получено 02.07.2004 г.