

УДК 622.625.28

Зиборов К. А.

ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКЦИИ И МАТЕРИАЛА ВЫХОДНЫХ ЗВЕНЬЕВ ШАХТНЫХ ЛОКОМОТИВОВ НА ФОРМИРОВАНИЕ МОМЕНТА СОПРОТИВЛЕНИЯ ПРИ НЕСТАЦИОНАРНОМ ДВИЖЕНИИ

Эффективность применения локомотивной откатки на угольных и рудных шахтах в значительной степени зависит от тягово-экономических свойств привода колесных пар, которые в свою очередь определяются схемой его формирования и элементным составом (числом и конструктивным исполнением выходных звеньев, условиями их фрикционного взаимодействия с рельсовым путем, типом и свойствами передаточного механизма и т. д.). Выбор схемы тягового привода, которых на стадии проектирования может оказаться достаточно большое и разнообразное количество [1, 2], должен согласовываться с мощностью и характеристиками силовых агрегатов, типом передачи, осевой нагрузкой, эксплуатационной скоростью и назначением локомотива.

Одним из основных показателей, определяющих эффективность привода шахтного локомотива, является сопротивление движению, численное значение которого зависит от характера и свойств контакта фрикционной пары колесо-рельс, конструктивного исполнения ходовой части, ее системы подвешивания, динамической передаточной функции привода и параметров верхнего строения рельсового пути. Установление зависимостей момента сопротивления движению локомотива от условий контакта выходных звеньев и рельсового пути, физико-механических свойств контактирующих поверхностей, а также определение их численных значений позволит оценить резервы повышения использования силы тяги и выработать меры, направленные на их реализацию.

Для магистральных локомотивов и карьерных тяговых агрегатов изучено влияние упруго-диссипативных параметров звеньев ходовой части привода на формирование силы сопротивления [3, 4], даны рекомендации по величинам поперечной жесткости подвески, особенностям конструкции корпуса редуктора и подшипниковых узлов. Для шахтных условий (небольшая сцепная масса, малая жесткая база и специфический режим работы локомотива) этот вопрос рассматривался только в ряде работ [1, 5, 6].

Так как любая схема привода имеет как положительные, так и отрицательные качества, то задача сравнения тяговых свойств локомотивов с различными схемами формирования и элементным составом привода, а также результатов указанного сравнения при решении задачи повышения эффективности использования мощности актуальна и имеет важное научно-практическое значение.

Цель работы – установление влияния конструкции и материала выходных звеньев шахтных локомотивов на формирование момента сопротивления при нестационарном движении в условиях горных выработок.

Известно [7, 8], что сцепление таких тел, как колесо и рельс, является результатом взаимодействия сил, действующих в зоне контакта.

Под действием вертикальной составляющей реакции между колесом и рельсом по площадке контакта на рельсе возникает деформация, обусловленная упругостью материалов пары. Решение статической задачи о геометрическом очертании площадки контакта двух изотропных и ортотропных упругих тел (сферы или цилиндры), распределении давлений и напряжений по этой поверхности при действии постоянной внешней силы, приложенной к колесу и нормальной к опорной поверхности, принадлежит Г. Герцу [7]. До сегодняшнего дня значительное количество работ в области взаимодействия колеса и рельса при качении основаны на предположении, заключающемся в том, что в области контакта образуются две зоны – зона сцепления и зона проскальзывания [9, 10]. Зависимость силы трения

от проскальзывания имеет большое значение для теории и практики взаимодействия пути и подвижного состава. Эта зависимость необходима для расчета сцепления колеса с рельсом, режимов тяги и торможения, условий схода колесных пар с рельсов, боковых сил и темпов изнашивания, в особенности при прохождении кривых малого радиуса.

При действии вращающего момента зона сцепления под влиянием неравномерного распределения давлений по опорной площадке $p(\varphi)$ сместится к ее набегающему краю, вследствие смещения по направлению движения колеса реакции рельса на величину δ относительно вертикальной оси (рис. 1). Ее вертикальная составляющая Q_z уравнивает силу нажатия колеса на рельс F ; составляющая Q_{xy} представляет собой сопротивление движению колеса, препятствующее проскальзыванию опорной точки вдоль рельса. Эта касательная составляющая вызывает соответствующие деформации материала бандажа, которые в набегающей части его опорной площадки являются деформациями сжатия, а в сбегающей – деформациями растяжения. Разница между упругими деформациями двух тел в зоне сцепления приводит к реализации микропроскальзывания.

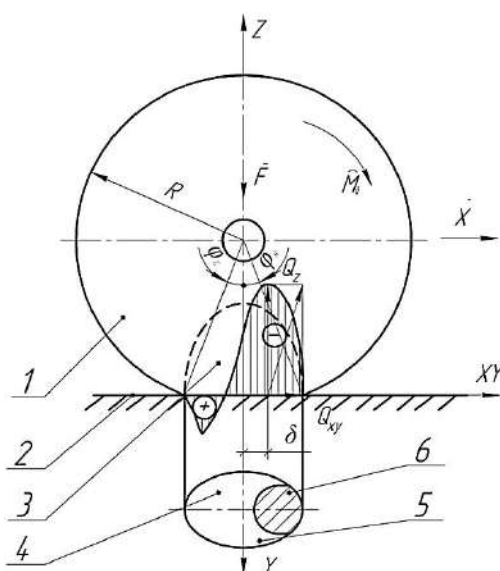


Рис. 1. Схема распределения давлений по опорной площадке колеса на рельсе при действии вращающего момента:

1 – колесо; 2 – рельс; 3 – эпюра давлений; 4 – опорная площадка; 5 – зона упругого скольжения; 6 – зона сцепления

Для системы колесо – рельс рассмотрим плоскую задачу. В точках зоны сцепления результирующие касательные усилия не могут превышать предельного значения. Величина силы Q_{xy} должна быть меньше или в предельном состоянии равна силе предельного трения, которая в рамках закона трения Амонтона может быть записана в виде:

$$Q_{xy}(\varphi) \leq \mu \cdot p(\varphi), \tag{1}$$

где μ – коэффициент предельного трения, значение которого определяется свойствами материалов и физическими условиями на поверхности контакта.

В зоне проскальзывания касательные и нормальные усилия связаны соотношением:

$$Q_{xy}(\varphi) = -\mu \cdot p(\varphi), \tag{2}$$

где знак функции $Q_{xy}(\varphi)$ определяется направлением проскальзывания.

Если допустить, что колесо и рельс, по которому оно катится, имеют одинаковые упругие свойства, размеры площадки контакта dx и dy , а также распределение нормальных давлений $p(\varphi)$, как уже отмечалось, определяется теорией Герца:

$$p(\varphi) = \frac{2Q_z}{\pi\varphi_H^2 R} \sqrt{(\varphi_H^2 - \varphi^2)}, \quad (3)$$

где Q_z – нормальная нагрузка, вызванная действием силы тяжести локомотива, приходящаяся на одно колесо, Н;

φ_H – угол площадки контакта, набегающего на полупространство бандажа, рад.;

φ – угловая координата, рад.;

R – радиус колеса, м.

Тогда момент сопротивления движению колеса с жестко установленным бандажом находится из соотношения:

$$M_c = R \int_{\varphi_H}^{\varphi_c} p(\varphi) \mu R \varphi d\varphi = \frac{2Q_z R \mu}{3\pi\varphi_H^2} \sqrt{(\varphi_H^2 - \varphi_c^2)^3}, \quad (4)$$

где φ_c – угол площадки контакта, сбегавшего с полупространства бандажа, рад.

При установке бандажа на колесном центре через упруго-диссипативную связь часть затрачиваемой работы тягового электродвигателя при циклическом нагружении выходных звеньев расходуется на деформацию элементов связи.

Момент сил упругости зависит от количества выделяющейся в контакте колеса с рельсом энергии, которая различна в разных условиях движения локомотива, конструктивного исполнения выходных звеньев, физико-механических свойств элементов связи бандажа и колесного центра и т. д. При соосном расположении с осью вращения выходного звена шахтного локомотива упруго-диссипативных элементов и их радиальном сжатии под действием внешних окружных сил величина момента определится как:

$$M_y = kc_i f(\varphi) R_0, \quad (5)$$

где k – количество упруго-диссипативных элементов связи бандажа и колесного центра;

c_i – радиальная жесткость i -го элемента, Н/рад;

$f(\varphi)$ – максимальное перемещение упруго-диссипативного элемента связи, рад.;

R – радиус установки упруго-диссипативных элементов на выходном звене шахтного локомотива, м.

Для составного колеса этот момент определяет ту часть тягового усилия, которая расходуется при неравновесном состоянии на боксование выходных звеньев и приводит к значительным динамическим нагрузкам на звенья тягового привода шахтного локомотива. Результирующий момент при неравновесном состоянии движущих сил и сил сопротивления и требующийся для поддержания движения, определяется величиной момента сопротивления и момента сил упругости, накапливаемого элементами связи бандажа и колесного центра [11].

Сопротивляемость материалов внешним силовым воздействиям в значительной степени обязана способности диссипировать ими энергию внешнего воздействия. В то же время способность диссипировать энергию для разных материалов различна.

Футеровка поверхности выходных звеньев шахтного локомотива полимерными материалами позволяет повысить его тягово-тормозные характеристики одновременно снизив динамическую нагруженность элементов тягового привода. Однако колеса транспортных средств, футерованные низкомолекулярными материалами, обуславливают повышенное сопротивление качению, вызванное большими объемами деформируемого материала и значительным рассеиванием энергии внутри футерованного слоя.

Взаимодействие футерованного колеса и рельса может быть описано методами механики сплошной среды и аналитической механики. Разработке математического аппарата теории вязкоупругости посвящено значительное количество работ [12–15]. Стремление более полно описать механическое поведение вязкоупругих материалов привело к созданию многочисленных реологических моделей, являющихся по существу комбинацией упругих и вязких элементов.

При определении параметров контактного взаимодействия футерованного колеса и рельса необходимо учесть нелинейность механических характеристик и несжимаемость материала футеровки, геометрическую нелинейность и трение в области контакта.

Описание процесса качения колеса, футерованного вязкоупругим слоем, по жесткому рельсу для шахтных условий выполнено в работе [5]. На рис. 2 показана расчетная схема, отражающая этот процесс, на которой учтено допущение о структуре футеровки как набора вязкоупругих элементов, для которых существенна радиальная составляющая деформации. Для идеальной футеровки, не нагруженной вращающим моментом, с модулем E контакт был бы симметричен ($\varphi_n = \varphi_c$), и радиальные компоненты напряжения в каждом элементе можно вычислить как $E\varepsilon$. Действие крутящего момента, приложенного к колесу, и сил трения по площадке контакта, смещает максимум удельного давления $p(\varphi)$ относительно середины площадки на угол φ_0 , так как вязкоупругий материал релаксирует более медленно, чем сжимается. Тогда радиальная компонента деформации ε элемента футеровки определяется равенством:

$$\varepsilon = -\left(\chi - \frac{1}{2}R(\varphi + \varphi_0)^2\right)/h, \quad (6)$$

где χ – осадка футеровки, м;

h – толщина слоя футеровки в недеформированном состоянии, м.

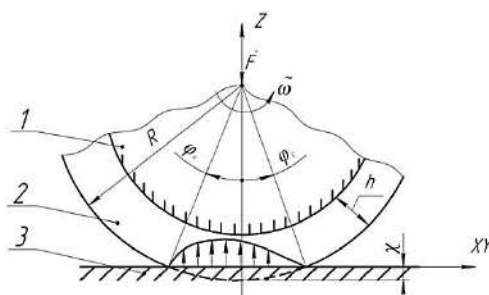


Рис. 2. Схема распределения давлений по опорной площадке колеса на рельсе при качении футерованного колеса

1 – колесо; 2 – слой футеровки; 3 – рельс

Для вязкоупругого материала модуль E заменяется функцией релаксации $k(t - \tau)$. С учетом таких функций процесс деформирования линейного вязкоупругого материала футеровки описывается с помощью уравнений Больцмана – Вальтерра [12]:

$$\sigma(t) = E \left[\varepsilon(t) - \int_{-\infty}^t k(t - \tau) \varepsilon(\tau) d\tau \right], \quad (7)$$

$$\varepsilon(t) = \frac{1}{E} \left[\sigma(t) - \int_{-\infty}^t r(t - \tau) \sigma(\tau) d\tau \right], \quad (8)$$

где E – модуль упругости материала, МПа;

$\varepsilon(t)$ и $\sigma(t)$ – деформация и напряжение в момент времени t ;

t – время, с;

$k(t-\tau)$ и $r(t-\tau)$ – ядра, характеризующие наследственные свойства материала футеровки.

Эти ядра подбираются из условий мгновенного нагружения, при которых процессы ползучести и релаксации имеют весьма большие скорости: $\partial\varepsilon/\partial t \rightarrow \infty, \partial\sigma/\partial t \rightarrow \infty$ при $t \rightarrow \infty$. Тогда для распределения давления интегральное уравнение (7) примет вид:

$$p(\varphi, t) = -E \int_0^t k(t-\tau) \frac{\partial\varepsilon(t)}{\partial\tau} d\tau. \quad (9)$$

При установившемся качении колеса $\partial/\partial t = \dot{\varphi} \partial/\partial\varphi$ и с учетом асимметричного смещения максимума давления $p(\varphi)$ по площадке контакта на угол φ_0 для скорости радиальной компоненты деформации имеем:

$$\frac{\partial\varepsilon}{\partial t} = \frac{R}{h} (\varphi + \varphi_0). \quad (10)$$

Подставляя в (9) и выполнив замену $t = \varphi/\omega$, получим:

$$p(\varphi) = -\frac{RE}{h} \int_{-\varphi}^{\varphi} \varphi' k(\varphi - \varphi') d\varphi'. \quad (11)$$

Для стандартной вязкоупругой среды ядро релаксации может быть записано в виде:

$$k(t) = \left(1 + \beta e^{-t/T} \right) E, \quad (12)$$

где T – время релаксации.

Поведение модели стандартной вязкоупругой среды объединяет свойства релаксирующей среды Максвелла и среды Фохта-Кельвина и качественно лучше воспроизводит реакцию реальных твердых тел. Этот материал имеет начальный динамический упругий отклик с модулем $E(1+\beta)$, а при статическом нагружении модуль E . Подставляя эту функцию релаксации в уравнение (11) и выполняя интегрирование, получим:

$$p(\varphi) = \frac{RE\varphi_H^2}{h} \left[\frac{1}{2} \left(1 - \frac{\varphi^2}{\varphi_H^2} \right) - \beta\zeta \left(1 + \frac{\varphi}{\varphi_H} \right) + \beta\zeta(1+\zeta) \left[1 - \exp\left(1 + \frac{\varphi}{\varphi_H} \right) / \zeta \right] \right], \quad (13)$$

где $\zeta = 2\omega T / (\varphi_H + \varphi_c)$ – отношение времени релаксации материала ко времени, за которое элемент проходит угол равный половине угла контакта.

Давление $p(\varphi)$ падает к границам площадки контакта и обращается в нуль при $\varphi = -\varphi_H$ и $\varphi = \varphi_c$. Условие равенства нулю давления при $\varphi = -\varphi_H$ удовлетворяется тождественно, а второе служит для определения φ_c/φ_H как функции β и ζ . Приравнявая нулю давление в точке $\varphi = \varphi_c$ и подставляя экспоненту в виде ряда, получим квадратное уравнение для определения φ_c/φ_H :

$$\left(\frac{\varphi_c}{\varphi_H} \right)^2 \left(\frac{\beta}{\zeta} (1+\zeta) + \frac{1}{2} \right) + \left(\frac{\varphi_c}{\varphi_H} \right) (\beta(1+\zeta)(2-\zeta) + \beta\zeta) + \left(\beta(1+\zeta)(1-\zeta) + \beta\zeta - \frac{1}{2} \right) = 0. \quad (14)$$

Распределение нормальных давлений $p(\varphi)$ по площадке контакта определяет закон изменения нормальной нагрузки Q_Z :

$$Q_z = \int_{\varphi_n}^{\varphi_c} p(\varphi) d\varphi = \frac{RE\varphi_n^4}{h} F(\beta, \zeta). \quad (15)$$

Момент сопротивления движению колеса, футерованного вязкоупругим материалом, определяется равенством:

$$M_c = -\int_{\varphi_n}^{\varphi_c} p(\varphi) R \varphi d\varphi = \frac{R^2 E \varphi_n^3}{h} F(\beta, \zeta). \quad (16)$$

Соотношения (4) и (16) позволяют определить коэффициент сопротивления качению и в дальнейшем, используя соотношение $\zeta = 2\omega T / (\varphi_n + \varphi_c)$, дать рекомендации по выбору параметров скорости качения колеса и скорости движения локомотива при известной нагрузке на колесо и конструктивным исполнением с минимальными энергетическими потерями на сопротивление движению.

ВЫВОДЫ

На основе теоретических исследований условий взаимодействия выходных звеньев шахтного локомотива и рельсового пути установлены зависимости для определения момента сопротивления движению локомотива. Сформулированы рекомендации по выбору параметров движения локомотива в зависимости от конструктивного исполнения его выходных звеньев, физико-механических свойств контактирующих поверхностей фрикционной пары колесо – рельс, позволяющие с большей степенью точности решать задачи, связанные с проектированием шахтного рельсового транспорта.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Волотковский С. А. Рудничная электровозная тяга / С. А. Волотковский. – М. : Недра, 1981. – 389 с.
2. Шахтарь П. С. Рудничные локомотивы / П. С. Шахтарь. – М. : Недра, 1982. – 296 с.
3. Бирюков И. В. Тяговые передачи электроподвижного состава железных дорог / И. В. Бирюков, А. И. Беляев, Е. К. Рыбников. – М. : Транспорт, 1986. – 256 с.
4. Блохин С. Е. Улучшение динамических качеств тяговых агрегатов при движении в кривых участках малых радиусов / С. Е. Блохин, И. В. Данович // Изв. вузов. Горный журнал. – 1988. – № 4. – С. 46–53.
5. Мишин В. В. О сопротивлении качению колеса с вязкоупругой футеровкой / В. В. Мишин, А. А. Сердюк, К. А. Зиборов // Машиностроение. Известия Вузов. – 1992. – № 10–12. – С. 57–61.
6. Зиборов К. А. Задача прогнозирования тяговых характеристик привода шахтных локомотивов при разных компоновочных схемах / К. А. Зиборов // Гірнична електромеханіка та автоматика. – 2011. – № 87. – С. 94–99.
7. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия : пер. с англ. / К. Джонсон. – М. : Мир, 1989. – 510 с.
8. Исаев И. П. Проблемы сцепления колес локомотива с рельсами / И. П. Исаев, Ю. М. Луэнов. – М. : Машиностроение, 1985. – 238 с.
9. Carter F. W. On the action of locomotive driving wheel / F. W. Carter // Proceedings of Royal Society of London. Ser. A. – 1926. – V. 112. – P. 151–157.
10. Kalker J. J. Survey of wheel-rail rolling contact theory / J. J. Kalker // Vehicle System Dynamics. – 1979. – V. 8. – P. 317–379.
11. Мишин В. В. О колебаниях звеньев привода шахтного локомотива с демпфирующими элементами // Изв. Вузов. Горный журнал. – 1993. – № 8. – С. 91–94.
12. Прикладная механика упругонаследственных сред. Т. 1. Механика деформирования и разрушения эластомеров / А. Ф. Булат, В. И. Дырда, Е. Л. Звягельский, А. С. Кобец. – Киев : Наукова думка, 2011. – 568 с.
13. Потураев В. Н. Прикладная механика резины / В. Н. Потураев, В. И. Дырда, И. И. Круш. – Киев : Наук. Думка, 1980. – 260 с.
14. Термомеханика эластомерных конструкций при циклическом нагружении / Потураев В. Н., Дырда В. И., Карнаухов В. Г. и др. – Киев : Наук. Думка, 1987. – 288 с.
15. Москвитин В. В. Сопротивление вязкоупругих материалов / В. В. Москвитин. – Москва : Наука, 1972. – 327 с.