

УДК 622.625.28

К.А. Зиборов, канд.техн.наук

(Украина, Днепропетровск, Государственное ВУЗ "Национальный горный университет")

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЯГОВЫХ СВОЙСТВ ШАХТНОГО ЛОКОМОТИВА С УЧЕТОМ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЯ

Введение. Многолетние исследования и опыт эксплуатации показывают, что эффективность работы шахтного локомотивного транспорта во многом определяется производительностью тягового подвижного состава, которая в значительной степени обуславливает пропускную и провозную способности производственных участков, влияет на себестоимость добычи полезного ископаемого [1-3]. В настоящее время локомотивный парк угольных и рудничных шахт оснащен мощными экипажами, способными перемещать составы повышенного веса. Вместе с тем, существует проблема рационального использования этих мощностей. Ее решение состоит в том, чтобы вместе с увеличением мощности и количества осей локомотива, основанных на стремлении к росту массы состава, вести поиск наиболее эффективного использования локомотивов, продления сроков службы конструкции в целом и отдельных его узлов.

Такое решение отвечает политике ресурсосбережения [1], проводимой государством в последние годы на предприятиях горно-металлургического комплекса, целью которой является снижение эксплуатационных расходов за счет экономии ресурсов.

Увеличение мощности и силы тяги локомотивов наталкивается на ограничение в виде предельной силы тяги по сцеплению, в результате чего вероятность возникновения буксования колесных пар резко возрастает. Ограничение силы тяги по сцеплению определяется максимально возможной (потенциальной) силой сцепления, которая в свою очередь зависит от многих факторов [4-7], например, связанных:

- с конструкцией и состоянием локомотива;
- с конструкцией и состоянием верхнего строения пути;
- с условиями и состоянием поверхностей контакта колес с рельсами.

Характер протекания процессов буксования локомотивов определяется соотношением между силой тяги колесных пар и силами сцепления между колесами и рельсами. Существенное влияние на процессы буксования оказывают характеристики привода колесных пар, которые хотя и не имеют непосредственного отношения к уровню силы тяга перед срывом сцепления, но в значительной степени определяют характер развития начавшегося буксования.

Противоречия в вопросе сравнительной эффективности тяговых свойств локомотивов вызваны, в том числе, отсутствием единого показателя, характеризующего как потери энергии в приводе, так и использование сцепной массы локомотива с учетом вероятностного характера природы сцепления. Поэтому прогнозирование тяговой способности привода шахтного локомотива на стадии проектирования, основанное на детальном анализе протекающих в его звеньях технологических и динамических процессах, одновременно решает и проблемы повышения износостойкости и надежности конструктивных элемен-

тов, снижения металлоемкости и энергозатрат, а также уменьшения габаритов, причем наиболее экономичным образом – только за счет обоснованного выбора рабочих параметров.

Цель работы – определение тяговой способности шахтных локомотивов с учетом условий сложного характера фрикционного взаимодействия выходных звеньев привода, разброса параметров электродвигателей и ходовой части.

Материал и результаты исследований. Шахтный локомотив представляет собой сложную электромеханическую систему, состоящую из электродвигателя, зубчатой передачи на ведущее колесо, ведущих колес. Задачу взаимодействия колеса с рельсом и зависимость момента двигателя от скорости вращения его вала следует рассматривать совместно с прогнозированием тяговой способности локомотива при учете характеристики двигателя. В реальных условиях задача усложняется разбросом параметров различных элементов конструкций из-за неточности их изготовления, например, отклонение в диаметрах колес одной колесной пары, отхода рабочих параметров электродвигателей в многоприводных локомотивах и др. Поэтому поставленную проблему будем решать с постепенным ее усложнением.

Рассмотрим идеальную систему одноприводного локомотива с абсолютно одинаковыми диаметрами колес приводной колесной пары. При каждом обороте колеса на опорной площадке рельса (рис. 1) возникают под действием внешних сил и внутренней энергии материала упругие и пластические деформации, вследствие чего элементы фрикционной пары колесо–рельс вступают в контакт по площадке конечных размеров Φ .

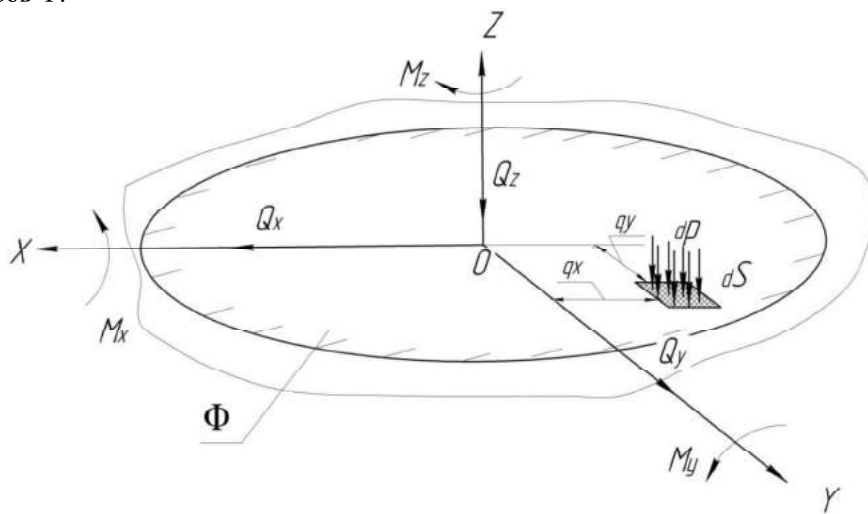


Рис. 1. Силовые факторы, возникающие на площадке контакта

Результирующая сила, передаваемая от поверхности рельса к колесу колесной пары, разлагается на нормальную реакцию Q_z , действующую вдоль общей нормали, и касательную (тангенциальную) Q_{xy} , действующую в касательной плоскости и испытывающую противодействие со стороны сил трения. Величина силы Q_{xy} должна быть меньше или равна силе предельного трения, т.е.

$$Q_{xy} \leq f \cdot Q_z, \quad (1)$$

где f – коэффициент предельного трения.

Под термином "касательная реакция" будем понимать равнодействующую продольной Q_x и боковой Q_y реакций опорной плоскости xOy , которая функционально связана со скоростью скольжения δV колеса по поверхности рельса.

Безразмерной характеристикой касательной составляющей реакции Q_{xy} будем считать соотношение

$$\xi = \frac{Q_{xy}}{Q_z} \leq f, \quad (2)$$

где Q_z – нормальная реакция опорной плоскости.

Исходим из современных положений взаимодействия двух тел, одно из которых II (рис. 2) неподвижно (жестко закреплено на основании), а к другому I приложена сила

$$Q_{xy} = \tau dx dy, \quad (3)$$

где τ – сдвигающие напряжения, возникающие на площадке контакта, Па; dx и dy – размеры элементарной площадки контакта, м.

Кроме того, тело I действует на тело II с силой $Q_z = p dx dy$ приложенной по нормали к площадке контакта. Тогда, учитывая выражения (2) и (3) сдвигающее напряжение $\tau = fp$.

Как следует из приведенного выражения, при $\tau = 0$ коэффициент сцепления также равен нулю. По мере увеличения сдвигающей нагрузки коэффициент сцепления увеличивается. В начальный период приложения сдвигающей нагрузки величина τ за счет упругой деформации выступов шероховатостей и самих тел увеличивается [8].

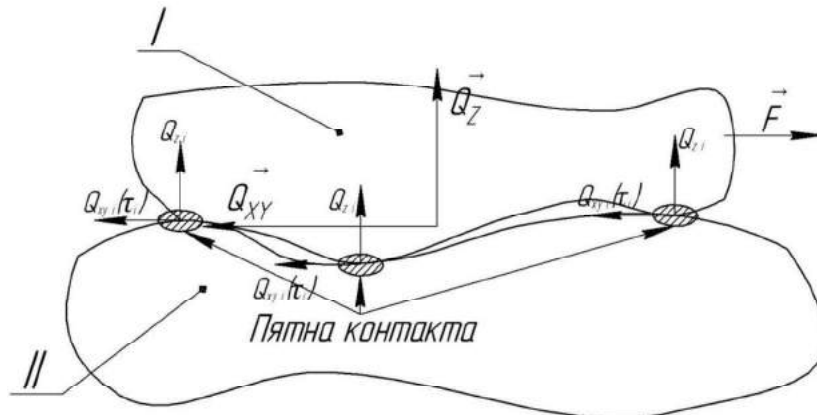


Рис.2. Характер контактного взаимодействия реальных поверхностей

Контактирующие поверхности не идеальны, поэтому до какой-то определенной величины нагрузки происходит сцепление выступов шероховатости поверхности одного тела с поверхностью другого вплоть до упругопластического деформирования поверхностных слоев (рис.2). Относительный сдвиг поверхностей контактирующих тел при приложении сдвигающей нагрузки происходит за счет упругой деформации выступов шероховатости.

Принимаем, что сдвигающие напряжения в поверхностных слоях контактирующих тел, вызванные радиальной деформацией, малы по сравнению с нагрузками от движущих сил, а поэтому ими пренебрегаем. Считаем, что контактирование тел происходит по поверхности длиной $2a$ и шириной $2b$ (рис. 3).

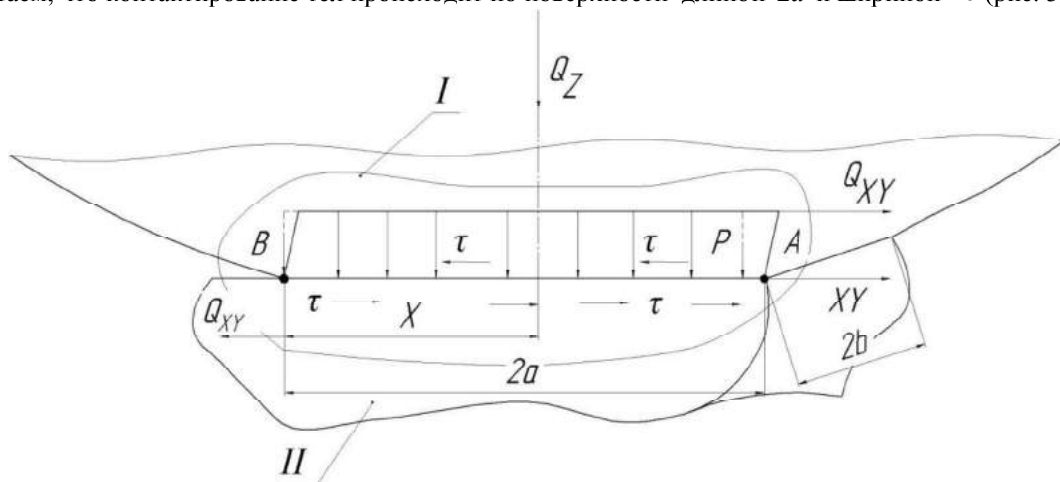


Рис. 3. Расчетная схема взаимодействия пары колесо-рельс

Тяговое усилие в функции относительной скорости движения V_{12} абсолютно одинаковых колес выражается той же зависимостью, что и для одного колеса [9], т.е

$$Q_{xy} = \tau dx dy = 2ab\mu_0 p \frac{\alpha k V_{12}}{\delta k^2 V_{12}^2 + \beta k V_{12} + \lambda_1 p + \lambda_2 p \mu_0 \alpha V}, \quad (4)$$

где a и b – половина длины и ширины, соответственно, контактирующих тел; μ_0 – коэффициент, учитывающий поверхностные характеристики материалов контактирующих тел; α – коэффициент,

учитывающий состояние поверхности контактирующих тел; k – коэффициент, учитывающий различие в скоростях относительного движения колеса и рельса на различных участках пятна контакта (0,9 – 0,95); V_{12} – относительная скорость перемещения приграничных слоев контактирующих тел; δ – коэффициент, зависящий от способа нагружения и вязких характеристик граничного слоя контактирующих тел; β – коэффициент, учитывающий продолжительность контакта или длину контактного пути; λ_1 и λ_2 – коэффициенты, учитывающие упругонаследственные характеристики материалов контактирующих тел; V – абсолютная скорость движения локомотива; p – максимальное давление на площадке пятна контакта.

Согласно теории Герца [8], выражения для a и p будут иметь следующий вид:

$$p = \frac{Q_z}{4\pi ab}; \quad (5)$$

$$a = \sqrt{\frac{Q_z}{\pi} \frac{\left(\frac{1-\mu^2}{E_1} + \frac{1-\mu^2}{E_2} \right) R}{b}}, \quad (6)$$

где μ – коэффициент Пуассона; E_1 и E_2 – модули упругости материалов колеса и рельса; R – радиус колеса.

Подставив уравнения (5) и (6) в выражение (4), получим

$$Q_{xy} = \frac{Q_z}{2\pi} \mu_0 \frac{\alpha k V_{12}}{\delta k^2 V_{12}^2 + \beta k V_{12} + (\lambda_1 + \lambda_2 \mu_0 \alpha V) \sqrt{\frac{Q_z}{8\pi b R (1-\mu^2)} \frac{E_1 E_2}{(E_1 + E_2)}}}. \quad (7)$$

Зависимость между крутящим моментом и угловой скоростью вращения электрического двигателя постоянного тока последовательного возбуждения, наиболее часто применяемого для привода шахтного локомотива, имеет такой вид [2, 3]:

$$\omega = \frac{\pi \sqrt{C_M U_C}}{30 C_E \sqrt{C_F M_{\dot{a}\dot{a}}}} - \frac{\pi R_2}{30 C_E C_F}, \quad (8)$$

где U_C – напряжение сети; R_2 – сопротивление обмотки; $M_{\dot{a}\dot{a}}$ – момент двигателя; C_M – постоянная двигателя; C_E – постоянная по ЭДС; C_F – постоянная тока и магнитного потока.

Выражение (8), преобразованное в зависимость угловой скорости вращения колесной пары от момента на ней, можно записать в более простом виде

$$\omega = C_0 \sqrt{\frac{U_C}{M_{\dot{a}\dot{a}}}} - C_1, \quad (9)$$

где C_0 и C_1 – постоянные двигателя.

Учитывая, что $V = \omega R - V_{12}$ или $\omega = (V + V_{12}) / R$, выражение (9) преобразуем к виду:

$$M_{\dot{a}\dot{a}} = \frac{C_0^2 U_C}{(\omega + C_1)^2} = \frac{C_0^2 R^2 U_C}{(V - V_{12} + C_1 R)^2}. \quad (10)$$

Момент сопротивления движущему и приведенный к ведущей оси колес локомотива определим, как $M_{\dot{a}\dot{a}} = 2Q_{xy}R$. Тогда, приравняв выражения (10) и (7) и учтя это положение, получим

$$\frac{C_0^2 R^2 U_C}{(V - V_{12} + C_1 R)^2} = \frac{R Q_z}{\pi} \mu_0 \times \frac{\alpha k V_{12}}{\delta k^2 V_{12}^2 + \beta k V_{12} + (\lambda_1 + \lambda_2 \mu_0 \alpha V) \sqrt{\frac{Q_z}{8\pi b R (1-\mu^2)} \frac{E_1 E_2}{(E_1 + E_2)}}}. \quad (11)$$

Работа локомотива, при которой возможна реализация максимального тягового усилия будет обеспечена при отсутствии буксования его колес. При этом выражение (2) для коэффициента, устанавливающего зависимость между касательной Q_{xy} и нормальной Q_z составляющими реакции примет вид: $\xi \cong f$. Этот режим допустим, если относительная скорость колеса и рельса [9]

$$V_{12} = \sqrt{\frac{\lambda_1 + \lambda_2 \mu_0 \alpha V}{\delta}} \sqrt[4]{\frac{Q_z}{8\pi b R (1 - \mu^2)} \frac{E_1 E_2}{(E_1 + E_2)}}. \quad (12)$$

После подстановки (12) в (11) получим уравнение четвертого порядка определения минимальной скорости движения локомотива V при данной величине напряжения, одинаковых диаметрах колес одной ведущей оси и при движении локомотива на прямолинейном участке рельсового пути:

$$A_1 V^4 + A_2 V^3 + A_3 V^2 + A_4 V + A_5 = 0, \quad (13)$$

где A_1, A_2, A_3, A_4, A_5 – коэффициенты, устанавливающие зависимость для параметров двигателя и фрикционной пары колесо–рельс.

При взаимодействии двух колес, расположенных на одной жесткой оси, считаем, что суммарное нормальное усилие Q_z распределено на оба колеса поровну, т.е. на каждое колесо действует нагрузка $Q_z/2$. Тогда для условия реализации максимально возможного тягового усилия, определяемого параметрами сцепления ведущих колес локомотива с рельсами, можно установить требуемую характеристику его двигателя.

Учитывая изложенный выше подход к решению задачи взаимодействия приводного колеса с рельсами, момент двигателя, приведенный к оси колесной пары с жесткой связью между колесами в функции абсолютной скорости V движения локомотива и относительной скорости V_{12} перемещения приграничных слоев материала фрикционной пары колесо–рельс, определится как $M_{\dot{a}\dot{a}} = \sum_{i=1}^2 Q_{xyi} R$.

Отклонение в диаметрах колес одной колесной пары на величину ΔR приведет к тому, что, вращаясь с одинаковой угловой скоростью ω , окружные скорости колес колесной пары с жесткой связью V_1 и V_2 также будут отличаться:

$$V_1 = V - V_{12} = R\omega \quad \text{и} \quad V_2 = V - (V_{12} + \Delta V_{12}) = \omega(R + \Delta R). \quad (14)$$

При этом, считая одинаковым в данных выражениях значение скорости V , приращение относительной скорости

$$\Delta V_{12} = -\frac{\Delta R}{R} (V - V_{12}). \quad (15)$$

Тогда значение величины Q_{xyi} для каждого колеса рассчитывается согласно выражению (7) с учетом (15).

Величину критической скорости можно определить, приравняв предельные значения силы тяги по сцеплению и мощности друг к другу. Максимально допустимая величина момента двигателя, при которой будет отсутствовать срыв сцепления, определится из выражения для $M_{\dot{a}\dot{a}}$ после подстановки значения относительной скорости $V_{12} = V'_{12}$ [9]. Величина V'_{12} может быть получена из выражения

$$\frac{\partial(Q_{xy1} + Q_{xy2})}{\partial V_{12}} = 0. \quad (16)$$

Подставляя величину V'_{12} из выражения (16) в (7) и с учетом уравнения (15) получаем максимально допустимое значение момента двигателя в функции скорости V движения локомотива $M_{\dot{a}\dot{a}} = \sum_{i=1}^2 Q_{xyi}(V)R$. Используя формулу (10), также можно определить для данных условий сцепления рассчитать значения напряжения сети U_C в функции скорости V движения локомотива и сформулировать требования к алгоритму управления тяговыми двигателями. Система регулирования тягового усилия позволяет, благодаря реализации управляемого режима вращения колесных пар за счет изменения степени свободы привода, обеспечить наиболее возможную для конкретных условий состояния рельсового пути силу тяги [10].

Вывод. Каждой точке характеристики сцепления соответствует свое энергетическое состояние процесса взаимодействия колеса с рельсом, и изменение силы сцепления сопровождается изменением этого состояния. При неизменной скорости движения локомотива V изменение касательной составляющей Q_{xy} происходит при приращении скорости перемещения приграничных слоев материалов фрикционной пары колесо–рельс V'_{12} , что приводит к потерям энергии в зоне контакта и неустойчивому состоянию электромеханической системы. На основе равенства предельных значений сил тяги по сцеплению и мощности можно для данных условий сцепления определить величину напряжения сети U_C в функции скорости V движения локомотива.

Список литературы

1. Марков Н.А., Филиппов А.М., Череватский Д.Ю. Концепция энергосбережения в угольной промышленности Украины // Уголь Украины. – 1999. -№11. - С. 6-9.
2. Шахтарь П.С. Рудничные локомотивы / П.С. Шахтарь // М.: Недра, 1982. – 296 с.
3. Волотковский С.А. Рудничная электровозная тяга / С.А. Волотковский. М.: Недра, 1981. - 389 с.
4. Ренгевич А.А. Коэффициент сцепления шахтных электровозов // Вопросы рудничного транспорта. Под общ. ред. Н.С.Полякова. М., 1961. Вып.5. – С.227-247.
5. Костюкевич А.И. Экспериментальное исследование коэффициента трения при качении со скольжением / А.И. Костюкевич // Вісник СНУ ім. В. Даля – 2011 – №4(158) – Ч.1 – С. 14-19.
6. Проців В. В. Застосування системи автоматичного контролю юза та буксування на шахтному шарнірно-зчленованому локомотиві / В. В. Проців, О. Є. Гончар // Гірнича електромеханіка та автоматика : наук.-техн. зб. – 2010. – Вип. 84. – С. 116 – 125.
7. Зіборов К.А. Модель реалізації колесом шахтного локомотива сили тяги при нестационарному прямолінійному русі // Вісник Донбаської державної машинобудівної академії, № 2(23), 2011, с.59-63.
8. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия: Пер. с англ. / К. Джонсон. – М.: Мир, 1989. – 510 с.
9. Зіборов К.А. Властивості фрикційної пари колесо–рейка, які впливають на процес передачі руху тертям / К.А. Зіборов, Г.К. Ванжа // Вісник Донбаської державної машинобудівної академії, № 4(25), 2011, с.226-233.
10. Шахтний локомотив [Текст]: патент № 57695 Україна: В61F 5/38. / К. А. Зиборов, В.В. Проців, А.М. Твердохлеб (Україна); заявитель и патентообладатель Государственное ВУЗ "Национальный горный университет"; опубл. 10.03.2011, бюл. № 5.