

*К.А. Зиборов, канд. техн. наук, А.М. Твердохлеб, С.А. Воскобойник
(Украина, Днепропетровск, Государственное ВУЗ «Национальный горный университет»)*

ПРИНЦИПЫ ПОСТРОЕНИЯ СИСТЕМЫ СОГЛАСОВАНИЯ ТЯГОВОГО УСИЛИЯ ПРИВОДНЫХ КОЛЕСНЫХ ПАР ШАХТНОГО ЛОКОМОТИВА

Введение. Тяговые свойства шахтного локомотива определяются условиями фрикционного взаимодействия пар колесо – рельс. Шахтный рельсовый путь, имея несовершенства в плане, при этом покрыт угольной и породной мелочью, твердость которой соизмерима с твердостью материала фрикционной пары. Дополнительное наличие масел и подземных вод также ухудшает состояние поверхности пары трения, в результате чего шахтный локомотив не может реализовать максимальный крутящий момент. Постоянные осцилляции силы тяги и торможения, возникающие на поверхности катания колеса, превышающие силы сцепления колесной пары с рельсами, способствуют возникновению боксования и юза.

Выполненные различными учеными теоретические исследования и опытные поездки показали, что вопрос эффективного использования сил сцепления все еще недостаточно изучен, а вопрос срыва сцепления, ввиду сложности процесса, изучен меньше всего [1–3]. Трудности анализа срыва сцепления заключаются прежде всего в составлении его математической модели, сохраняющей реальные связи физической задачи, идеализированные приемлемым способом. Далеко не все факторы, оказывающие влияние на силу сцепления колес локомотива с рельсами, в настоящее время поддаются количественному учету и многие вопросы образования силы сцепления еще неясны.

Постановка задачи по избежанию срыва сцепления важна не только для увеличения эффективности использования мощности существующих локомотивов, но и для разработки новых более совершенных типов локомотивов, а также их систем управления.

Все существующие системы предупреждения боксования (юза), оказывающие влияние на условия реализации силы тяги (торможения), можно охарактеризовать следующим образом:

- основным принципом работы систем обнаружения боксования является регистрация скорости скольжения колеса [4];
- системы обнаружения боксования по динамическим процессам в тяговом приводе имеют единственный характер, и в настоящее время широкого применения не нашли [5];
- система управления тягой объединена с системой обнаружения боксования, в которой для реализации максимальных сил тяги преднамеренно вызывается кратковременное боксование [4].

Общим недостатком таких систем является, то что сравнение уровня интенсивности колебаний различных звеньев привода в выделенных фильтрами частотных диапазонах скорости с заранее установленным, который невозможно установить правильно, так как величина сигнала может существенно меняться в зависимости от ряда непредвиденных факторов: состояния рельсового пути, скорости движения и технического состояния тягового привода, режима работы и т.д. Поскольку скорость скольжения, при которой может начаться боксование, не превышает 2,5–3,0 % абсолютной скорости, то столь малая величина не позволяет современными регистрирующими приборами точно оценить процесс сцепления колеса с рельсом. Неточно установленный уровень срабатывания порогового устройства приводит либо к ложным срабатываниям, либо к недопустимому снижению чувствительности устройства.

Использование при проектировании новых типов шахтных локомотивов традиционных тяговых двигателей постоянного тока является актуальным процессом изучения влияния электрической и механической подсистем шахтного локомотива на реализацию предельных сил тяги и при разработке рекомендаций по дальнейшему улучшению тяговых свойств.

Поэтому **цель данной работы** – разработка рекомендаций по выбору параметров системы согласования тягового усилия приводных колесных пар шахтного локомотива, определяемого условиями взаимодействия фрикционной пары, и определение рациональных параметров привода (масс, моментов инерции звеньев с учетом упругих и упруго-диссипативных свойств связей).

Решение этой задачи позволило бы не только более подробно изучить тяговые свойства и повлиять на эффективность использования мощности локомотивов в различных условиях эксплуатации, но и повысить долговечность его звеньев

Материалы исследований. Сила тяги, реализуемая фрикционной парой колесо-рельс, определяется размерами и очертанием фактической поверхности контакта, физико-химическими свойствами материала бандажа и рельса, а также скоростью их взаимного перемещения. Известно [2], что вследствие относительного перемещения волокон бандажа колеса и рельса, обусловленного упругостью их материалов, путь, проходимый его геометрическим центром, не равен пути, рассчитаному по окружной скорости колеса за то же время. Поэтому зону контакта можно разделить на зону упругого скольжения и зону сцеп-

ления. К тому же, реальная величина коэффициента сцепления в значительной степени зависит от состояния взаимодействующих поверхностей, свойств контактирующих материалов, наличия в зоне контакта инородных тел и т.д. [6].

Зависимости коэффициента сцепления шахтного локомотива от относительного скольжения по рельсу, полученные разными авторами [7–9] приведены на рис. 1, где 1 – характеристика полученная проф. Ренгевичем А. А. в 1970 г., 2 – проф. Процивим В.В. в 1990 г., 3 – проф. Сердюком А.А., к.т.н. Зиоровым К.А., к.т.н. Дерюгиным О.В. в 2000 г. В данной работе авторами предлагается для активного влияния на срыв сцепления применять систему согласования тягового усилия, которая допускает использование не только рабочего участка характеристики сцепления.

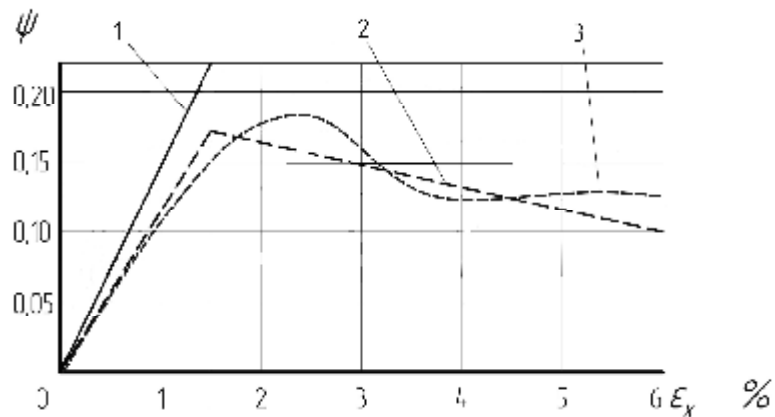


Рис. 1. Зависимость коэффициента сцепления от полного скольжения колеса по рельсу:

Для моделирования выбран локомотив шахтный АМ8Д, где в качестве системы, распределяющей движущие моменты на приводных осях, предлагается использовать механизм согласования тягового усилия [10], который позволяет за счет изменения степени свободы перераспределять рабочую нагрузку на колесные пары шахтного локомотива до восстановления сцепления.

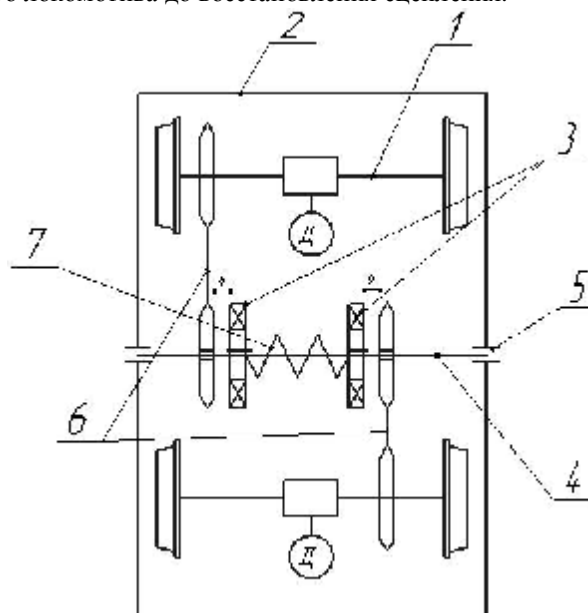


Рис. 2. Схема механизма согласования тягового усилия:

- 1 – приводные колесные пары; 2 – рама локомотива; 3 – электромагнитные муфты;
- 4 – дополнительная ось; 5 – опорный элемент; 6 – цепные передачи; 7 – упругий элемент

Данная система работает следующим образом. При движении локомотива в установившемся режиме электромагнитные муфты 3 выключены и каждая из цепных передач вращается со скоростью соответствующей скорости приводной колесной пары. В случае разницы угловых скоростей приводных колесных пар (при срыве сцепления одной из них) на муфты подается управляющий сигнал на их замыкание. Если управляемые электромагнитные муфты включены, то они сцепляются со звездами цепных передач 6, замыкая таким образом силовой контур, что приводит к суммированию движущих моментов и, как

следствие, к выравниванию скорости цепных передач и приводных колесных пар. При достижении одинаковой скорости приводных колесных пар на управляемую электромагнитную муфту подается сигнал на размыкание. Во время движения шахтного локомотива муфта работает в повторно-кратковременном режиме. Локомотив при этом будет обладать повышенной силой тяги, что способствует улучшению его эксплуатационных характеристик.

Применение механизма согласования тягового усилия обеспечит более точное перераспределение нагрузки между приводными колесными парами на участках со сложным профилем пути, а также соответственно увеличение суммарной силы тяги колесных пар с рельсовым полотном и уменьшение продолжительности нестабильных режимов движения при рабочем цикле шахтного локомотива.

Исследование автоматизированных тяговых электроприводов создает более полную картину их работы. Что же касается проведения экспериментов, то они ограничиваются рамками безопасности движения и существенно усложняются большим числом одновременно действующих случайных факторов: условиями сцепления колес с рельсами, характеристиками профиля пути, вертикальными, продольными и поперечными колебаниями звеньев. Это затрудняет процесс определения степени воздействия каждого фактора в отдельности, а поэтому оптимальными представляются исследования на базе математического моделирования.

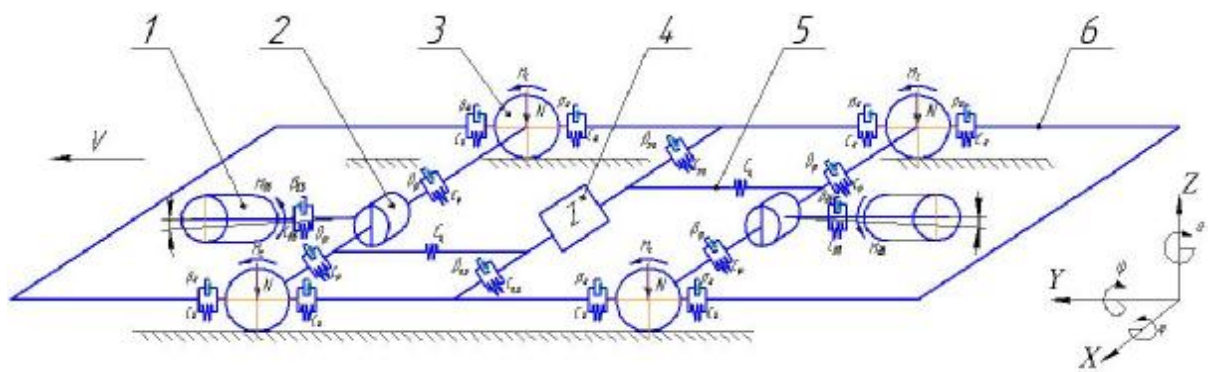


Рис. 3. Расчетная схема шахтного локомотива.

1 – тяговые двигатели; 2 – передаточный механизм; 3 – колесная пара;
4 – сигн-функция $sign = 0, 1$, имитирующая работу электромагнитных муфт (вкл/выкл); 5 – цепная передача; 6 – рама шахтного локомотива.

Для исследования колебаний голономных систем с конечным числом степеней свободы следует применить уравнения Лагранжа в обобщенных координатах. Уравнения составляются исходя из предположения, что связи, наложенные на систему, – идеальные и не содержат реакций связей. Величины, определяющие движение системы непосредственно связаны с заданными силами. Эти допущения характерны для рассматриваемой задачи, так как значения обобщенных координат в исследуемой электро-механической системе определяются из условия наличия голономной связи, при которой $\mathbf{R}_i = \mathbf{j} \mathbf{R}_i$, а сумма элементарных участков реакций на всех возможных перемещениях системы равна нулю. При составлении математической модели использована характеристика тягового двигателя, которая учитывает электродинамические процессы в переходных режимах.

Для решения области устойчивых колебаний звеньев ходовой части с целью выбора рациональных параметров исследуемой электромеханической системы производится при помощи уравнений Лагранжа второго порядка:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\mathbf{q}}} - \frac{\partial T}{\partial \mathbf{q}_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial \mathbf{q}_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial \mathbf{q}_i} = \mathbf{Q}_i \quad (1)$$

где t – время; T и Π , – кинетическая и потенциальная энергии,

$$T = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^N m_i \dot{\mathbf{q}}_i^2, \quad (2)$$

$$\Pi = \frac{1}{2} \sum_{i,j} c_{ij} q_i q_j; \quad (3)$$

Φ - функция диссипации, которая определяется как

$$\Phi = \frac{1}{2} \sum_{i,j} b_{i,j} \dot{q}_i \dot{q}_j \quad (4)$$

q_i , \dot{q}_i – компоненты вектора обобщенных координат и их производных по времени; c_i , b_i – коэффициенты жесткости и вязкого сопротивления i -го звена кинематической цепи; Q – компонента вектора обобщенных сил, не имеющих потенциала.

Математическое моделирование с возможностью варьирования параметров в широких пределах позволяют определить рациональные параметры значений масс, моментов инерции с учетом упругих и упруго-диссипативных свойств связей. Моделирование необходимо проводить для характеристики сцепления с твердыми загрязнителями на рельсах, которая наиболее соответствует реальным условиям шахтного рельсового пути.

Полученные зависимости кинематических и динамических характеристик позволят определить область неустойчивых колебаний, приводящих к срыву сцепления и возникновению нестандартных режимов работы шахтного локомотива, а также оценить рабочий диапазон изменения параметров механизма согласования тягового усилия.

Для работы системы согласования тягового усилия необходима система управления на основе микропроцессорного контролера, которая будет вырабатывать управляющий сигнал для электромагнитных муфт. Во время работы системы управления для согласования тягового усилия на каждой из приводных осей необходимо иметь возможность оценивать проскальзывание колеса и управлять его величиной. Авторами предлагается следующий алгоритм ее работы.

Блок-схема контролера системы управления с исходными и конечными величинами представлена на рис. 4.

Обозначения электрических элементов имеют ниже приведенную сквозную нумерацию: 1, 3 – датчики угловой частоты вращения тяговых двигателей 1– и 2-й колесной пары; 2 – радарный датчик скорости перемещения рамы относительно рельс; 4, 5, 6 – преобразователи (согласователи) цифрового сигнала; 7, 8 – вычислители окружных скоростей соответственно 1– и 2-й колесных пар; 9, 10 – вычислители относительного скольжения колесных пар; 11, 12 – элемент ИЛИ (условие) сравнения действующего значения относительного скольжения колесной пары с заданным положительным; 13, 15 – элемент ИЛИ (условие) сравнения продолжительности текущего состояния боксования локомотива с контрольным значением; 14 – элемент И слияния сигналов от элемента 11 и 12; 16, 18 – блок регулирования управляемой электромагнитной муфты механизма согласования тягового усилия; 17 – элемент ИЛИ (условие) сравнения продолжительности текущего состояния одновременного боксования обоих колесных локомотива с контрольным значением; 19 – блок (внешний) управления тяговым двигателем.

Элементы электрической схемы под номерами 3 – 15 и 17 входят в состав вычислительно-логического блока.

Система управления шахтного локомотива работает следующим образом. Сигналы от датчиков угловой частоты вращения тяговых двигателей 1 и 3, расположенных на оси двигателей, поступает на преобразователи (согласователи) 4 и 6, а затем в вычислители 7, 8 окружной частоты вращения колес. Затем найденное значение окружной скорости поступает на вычислители 9, 10, туда же через преобразователь 5 поступает сигнал от радарного датчика скорости перемещения рамы относительно пути 2 определяется текущее значение относительного скольжения колесной пары. Относительное скольжение колеса – это отношение разности переносной скорости рамы секции локомотива и окружной скорости вращения колеса к переносной скорости рамы секции локомотива. Определенное в элементах 9 и 10 значение относительного скольжения колес, кинематически связанных с тяговым двигателем, передается на элементы ИЛИ 11 и 12, где оно сравнивается с заданным допустимым (например, 2,5 %). Если допустимое значение превышено (началось боксование), то элементы 13 и 14 проверяют, не превысила ли продолжительность текущего состояния боксования локомотива контрольное значение (например, 2 с). Пока время не превышено локомотив продолжает работать в тяговом режиме и система согласования дает ему самому (если это возможно) вернуться в равновесное со-

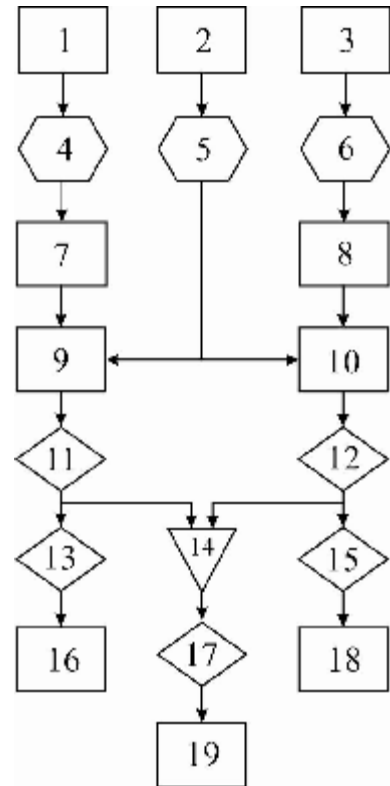


Рис. 4. Блок-схема системы управления

стояние. Если все же контрольное значение времени будет превышено (боксование не прекратится), то сигнал поступает на блоки (16, 18) регулирования управляемой электромагнитной муфты механизма согласования тягового усилия (см. рис. 2). Срабатывает механизм согласования тягового усилия и скорости колесных пар выравниваются. При буксовании одной колесной пары система управления будет подавать сигнал на выравнивание скорости колесных пар с помощью системы согласования тягового усилия, если же боксование происходит одновременно на обеих колесных парах, чему соответствуют сигналы в обоих элементах ИЛИ 11 и 12 (сигнал на их выходе равен 1), они поступают в элемент И, обозначенный в блок-схеме под номером 14. Элемент 14 складывает сигналы если у него на входе оба сигнала будут иметь значение 1, то на выходе он даст тоже 1, если же сигналы будут 0 и 1 то на выходе будет 0. Таким образом при наличии боксования на обеих колесных парах элемент И 14 подает сигнал на элемент ИЛИ 17 сравнения продолжительности текущего состояния одновременного боксования обеих колесных локомотива с контрольным значением (например, 2 с). Таким образом обеспечивается защита от ложных срабатываний системы согласования и возможность локомотиву самому вернуться в стационарный режим работы. Как только контрольное значение времени будет превышено, сигнал поступит на внешний блок регулирования тока двигателя 19, который снизит ток тяговых двигателей до значения, наиболее подходящего для конкретной дорожной ситуации.

Таким образом, при боксовании одной колесной пары система управления будет подавать сигнал на выравнивание скоростей колесными парами с помощью системы согласования тягового усилия. В случае возникновения боксования одновременно на всех колесных парах система управления дает сигнал на понижение момента тяговых двигателей. Данная система будет работать в повторно-кратковременном режиме, относительное скольжение может подниматься до приемлемого значения и снова падать, при этом действующее значение тягового момента установится на максимально возможном, но и одновременно наиболее эффективном. Локомотив будет развивать наибольшую возможную для конкретных условий загрязненности рельсового пути силу тяги.

Вывод. Установка системы согласования тягового усилия между приводными колесными парами позволит при конкретных параметрах шахтного локомотива улучшить его тяговые характеристики и обеспечивает более точное перераспределение рабочей нагрузки между приводными колесными парами на участках пути сложного профиля и, а также увеличить суммарную силу тяги колесных пар с рельсовым полотном и снизить проскальзывание колес.

Список литературы

1. Павленко, А.П. Динамика тяговых приводов магистральных локомотивов [Текст] / А.П. Павленко. – М.: Машиностроение, 1991. – 192. с.
2. Вериго, М.Ф. Взаимодействие пути и подвижного состава [Текст] / М.Ф. Вериго, А.Я. Коган; под ред. М.Ф. Вериго. – М.: Транспорт, 1986. – 559 с.
3. Лужнов, Ю.М. Модель фрикционного контакта колеса с рельсом и возможности управления его свойствами [Текст] / Ю.М. Лужнов, В.А. Попов, Г.М. Седов // Вестник ВНИИЖТ. – 2009. – № 1. – С. 30-32.
4. Тулупов, В. Д. Автоматическое регулирование сил тяги и торможения электроподвижного состава [Текст] / В.Д. Тулупов. – М.: Транспорт, 1976. – 354 с
5. Коропец, П. А. Устройство раннего обнаружения боксования [Текст] / П. А. Коропец : Труды 59-й вузовской научно-технической конференции РГУПС. – Ростов н/Д. – 2000. – С. 123.
6. Джонсон, К. Механика контактного взаимодействия [Текст] / К. Джонсон – М.: Мир, 1989. – 510 с.
7. Зиборов, К.А. Экспериментальное определение характеристик сцепления шахтного локомотива при кинематических и силовых несовершенствах [Текст] / К.А. Зиборов, Сердюк А.А., Дерюгин О.В. Вибрации в технике и технологиях –2000. №4 (16), с.60-63
8. Процив, В. В. Экспериментальное определение характеристик сцепления шахтного локомотива в режиме торможения [Текст] / В. В. Процив, А. Г. Моця // Металлургическая и горнорудная промышленность. – 2003. – № 2. – С. 95 – 97.
9. Ренгевич, А. А. Коэффициент сцепления шахтных электровозов / А. А. Ренгевич // Вопросы рудничного транспорта. – М.: Госгортехиздат, 1961. – Вып. 5. – С. 227 – 246.
10. Шахтный локомотив [Текст]: патент № 57695 Украина: В61F 5/38. / К. А. Зиборов, В.В.Процив, А.М. Твердохлеб (Украина); заявитель и патентообладатель государственное ВУЗ «Национальный горный университет»; опубл. 10.03.2011, бюл. № 5

Рекомендовано до друку: проф. Блохи́ним С.Є.