

# ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ЗВЕНЬЕВ ХОДОВОЙ ЧАСТИ ШАХТНЫХ ЛОКОМОТИВОВ

Зиборов К.А., НГАУ, г. Днепропетровск

Для шахтного локомотива эффективность тягового привода зависит от динамической согласованности параметров и характеристик звеньев передающего механизма и фрикционной пары колесо-рельс [1]. При этом, он должен обладать не только требуемыми динамическими качествами по воздействию на путь и узлы его обрессоренной части, плавности хода, но и обеспечивать максимально возможные в пределах мощности двигателя тяговые свойства.

С ростом числа оптимизируемых параметров и контролируемых выходных показателей систем трудоемкость поиска интересующего вектора параметров, обеспечивающего заданные динамические свойства экипажа и привода значительно возрастает и целесообразно объединить в единый взаимосвязанный комплекс процедуры динамического анализа и синтеза рассматриваемых систем [2]. Так возникает необходимость в создании комплексных вычислительных программ, включающих взаимосвязанные подпрограммы динамического анализа (оценки динамических свойств) и синтеза (оптимизации параметров системы экипаж-тяговый электропривод-путь с заданной структурой и ограничениями на параметры и выходные динамические показатели системы).

В данной статье для определения оптимальных параметров звеньев ходовой части рассмотрены колебания упруго-диссипативных инерционных звеньев механизма индивидуального привода рельсового экипажа, представленного двумя разветвляющимися одинаковыми кинематическими цепями, в которых выходные звенья - бандажи колес установлены соосно центру колеса на цилиндрической поверхности с возможностью угловых перемещений на пальцах с упруго-диссипативными втулками. Второй бандаж на втором колесе одной и той же колесной пары порождает повторяющуюся дополнительную фрикционную связь, которая, строго говоря, определяет статическую неопределимость, вызывает крутильные колебания в оси колесной пары, обуславливающей различие динамической нагруженности колес и несовпадающие по времени разрывы и восстановления связей между бандажами и рельсами. Введение податливых втулок в связь между бандажом и центром "сглаживает"

различие в нагруженности колес. Дифференциальные уравнения колебаний, полученные с использованием уравнений Лагранжа второго рода, в матричном виде, имеют вид:

$$A \cdot \ddot{q} + B \cdot \dot{q} + C \cdot q = Q \quad (1)$$

где  $q, \dot{q}, \ddot{q}$  - обобщенные координаты, скорости, ускорения;  $A, B, C$  - матрицы инерционных, диссипативных и упругих коэффициентов.

Компоненты вектора  $Q$  возмущающих сил определяются свойствами фрикционной пары бандаж-рельс и могут быть разнообразными в зависимости от материала и свойств трущихся поверхностей, характеристик верхнего строения рельсового пути и др. При численном решении системы (1) условие качения или скольжения выходных звеньев (бандажей) привода определено по сравнению длины дуги, соответствующей углу поворота бандажа, с его линейным поступательным перемещением  $X$ . Если длина дуги была равна величине поступательного перемещения  $X_i = q_i \cdot R_i$ , то имело место качение; при отсутствии равенства между длиной дуги и величиной перемещения  $q_i \cdot R_i - X_i = S_i$  - скольжение, где  $R_i$  - радиус круга катания  $i$ -го бандаж-колеса. Обобщенные координаты углов поворота бандажей колес определяем с использованием зависимости между моментом и скоростью скольжения, полагая трение в паре упруго-вязким

$$M_i = \text{sign}(S_i) [\alpha - \beta \cdot \text{abs}(S_i)] \cdot i = 1, \bar{n} \quad (2)$$

где  $S_i$  - относительная скорость скольжения;  $\alpha, \beta$  - числовые коэффициенты, зависящие от фрикционных свойств пары бандаж-рельс;  $\bar{n}$  - число колес локомотива.

Сравнение АЧХ, проведенное в [3], для приводов с жестким и упругим расположением бандажа на колесном центре показывает, что введение в жесткую систему упругих элементов значительно влияет на характер практически всех динамических процессов в приводе. С уменьшением жесткости одновременно снижается частота основного резонансного максимума и все показатели почти во всем исследуемом диапазоне частот. Однако, этот процесс ограничивается такой величиной эквивалентной жесткости, при которой в установившемся режиме локомотив будет вести себя как система с одной степенью свободы. Используя полученные результаты расчетов исследуемых режимов работы шахтного локомотива для математической модели механической системы тягового привода с составными упругими колесами, сформулируем один из ее выходных показателей в размерных величинах:

$$\Phi = \sum_{i=1}^n (T_d - T_c) dt \quad i=1, n, \quad (3)$$

который характеризует разность динамических составляющих, приведенного к колесной паре момента  $T_d$   $i$ -го тягового электродвигателя и момента сил сцепления  $T_c$   $i$ -ой оси тележки в окрестностях реализации предельных сцепных свойств.

При отсутствии воздействий со стороны пути и передаточных механизмов реализуется равновесный режим, когда элементы экипажа не колеблются, все звенья привода вращаются с постоянной угловой скоростью, равной или пропорциональной угловой скорости ротора тягового электродвигателя и выполняется условие  $\ddot{\phi} = 0$ . Такой режим является идеальным в отношении реализации предельной по сцеплению силы тяги каждой колесной парой. Тогда задача оптимизации параметров звеньев ходовой части шахтного локомотива сводится к нахождению элементов матриц  $A$ ,  $B$  и  $C$  системы [1], доставляющих минимум функционалу [3]

$$\min \Phi(a, b, c) . \quad (4)$$

Минимизация указанной целевой функции позволяет получить компоненты вектора оптимальных параметров ходовой части и тягового привода, обеспечивающего реализацию локомотивом максимальной силы тяги, вследствие уменьшения (в пределах наложенных ограничений на указанные параметры) интенсивности угловых колебаний в звеньях привода и снижения динамического воздействия колесных пар на путь. При реализации вычислительного процесса принимали скорость движения шахтного локомотива  $\dot{x} = 2 \text{ м/с}$ .

Результаты расчета показали, что, при фиксируемых значениях вектора оптимизируемых параметров системы, компоненты принятого критерия качества изменяются неодинаково. По данным решения задачи оптимизации параметров звеньев привода с упругоустановленным на колесном центре бандажом можно при проектировании упругого колеса выбрать геометрические размеры втулок упругих элементов ( $\Delta r, b$ ), радиус их установки  $R_b$  и количественный состав ингредиентов резиновой смеси или близкую по составу марку резины ( $G$ ), которые обеспечат режим реализации максимальной по сцеплению силы тяги.

Зависимость для функции нескольких переменных с оптимальными параметрами от величины окружного перемещения внутреннего стержня упругого элемента при различных условиях контакта фрикционной пары бандаж-рельс приведена на рис. 1. Анализ показы-

вает, что оптимальным параметрам отвечают наименьшие значения динамических составляющих моментов в упругих элементах привода. С ужесточением ограничений по коэффициенту диссипации и приведенной жесткости уровень демпфирования в упругих элементах связи бандажа с колесным центром снижается, что приводит к росту динамических моментов в приводе и вертикального воздействия колесных пар на путь.

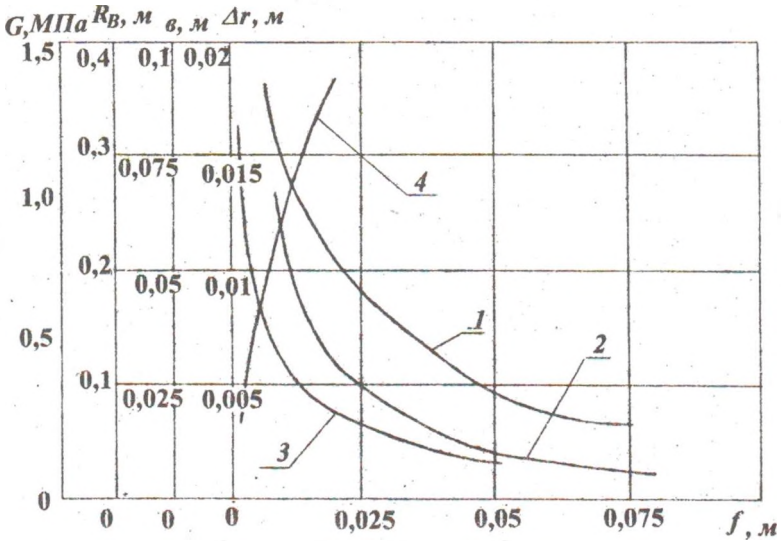


Рис. 1. Функциональная зависимость переменных при различных условиях контакта фрикционной пары

### Литература

1. Павленко А.П. Динамика тяговых приводов магистральных локомотивов. - М.: Машиностроение, 1991. -192 с.
2. Камаев В.А. Оптимизация параметров ходовых частей железнодорожного подвижного состава. -М.: Машиностроение, 1980. -215 с.
3. Мишин В.В., Зиборов К.А. О формировании кинематических и динамических параметров механизмов с переменной структурой в переходном режиме//Проблемы машиностроения и надежности машин. - 1995, -№ 5. -С.36-41.