

«Сейфуллин оқулары – 18: « Жастар және ғылым – болашаққа көзқарас» халықаралық ғылыми -практикалық конференция материалдары = Материалы международной научно-практической конференции «Сейфуллинские чтения – 18: « Молодежь и наука – взгляд в будущее» - 2022.- Т.1, Ч.II. - С. 106-108

## **ВЛИЯНИЕ ПРОДОЛЬНОЙ ЖЕСТКОСТИ РЕЛЬСОВОГО ПУТИ НА ДИНАМИКУ ТЯГОВОГО ПРИВОДА ЛОКОМОТИВА**

*Сайранкок Б., магистрант 2 курса  
Казахский агротехнический университет им.С.Сейфуллина, г.Нур-Султан*

Динамику тягового привода исследовали, в том числе И. В. Бирюков, А. И. Беляев, Е. К. Рыбников. Они выполнили большой объем теоретических и экспериментальных исследований в этой области [1]. В результате они разработали механо-математическую модель тягового привода, состоящую из системы дифференциальных уравнений применительно к абсолютной системе прямоугольных координат, которая движется равномерно и прямолинейно вдоль оси пути [1].

В работах [2, 3] выявлено существенное влияние внутренних возмущающих факторов (искажение профилей зубьев шестерен, колебание движущего момента и другие) на динамику тягового привода. В работах [1-3] не учитываются упругодеформативные свойства рельсового пути.

В работе [4] показано, что рельсовый путь обладает деформативностью в продольном направлении, которая зависит от его технического состояния и влияет на динамику тягового привода.

В работах [5,6] экспериментально исследовано движение железнодорожного состава, определены и рассчитаны кинематические и динамические параметры движения поезда и рассмотрено проскальзывание колесных пар по рельсам.

Математические модели колебаний транспортного экипажа рассмотрены во многих работах, в частности в [7-10] рассмотрены вопросы вертикальных колебаний и получены условия существования упрощенных математических моделей, которые возможно решить не только численно, но и аналитически.

Исследование свободных колебаний системы «тяговый привод-рельсовый путь»

Для разработки математической модели используем уравнение Лагранжа II рода. При этом колесная пара, шестерня, зубчатое колеса, корпус тягового двигателя будут приняты как твердые тела. Диссипативные свойства не учитываются, потому что при малых колебаниях они несущественны.

На рис.1 показаны основные кинематические параметры системы:  
 $\varphi_1$  – малое угловое перемещение якоря с шестерней, рад.;

$\varphi_2$  – малое угловое перемещение колесной пары с зубчатным колесом, рад.;

$\varphi_3$  – малое угловое перемещение корпуса тягового электродвигателя, рад.;

$S_p$  – упругая деформация рельсового пути, м;

$S_s$  – упругая деформация подвески, м.

Основные кинематические соотношения:

$$\varphi_2 \quad (1)$$

$$\varphi_3 = -\frac{\varphi_2}{i} \quad (2)$$

$$\varphi_1 = \frac{S_p \cdot R_2}{R_k \cdot R_1} + \frac{\varphi_2}{i} \quad (3)$$

Основные массо-инерционные характеристики системы «тяговый привод-рельсовый путь»:

$m_1$  – масса тягового двигателя с присоединенной к нему несбалансированной частью корпуса тягового двигателя, кг.

$J_1$  – осевой момент инерции якоря тягового двигателя с шестерней, кг·м<sup>2</sup>;

$J_2$  – осевой момент инерции колесной пары с зубчатым колесом, кг·м<sup>2</sup>;

$J_3$  – осевой момент инерции тягового двигателя вместе с его корпусом относительно оси колесной пары, кг·м<sup>2</sup>;

Основные силовые параметры системы тяговый привод локомотива – рельсовый путь.

$G_2$  – нагрузка от веса локомотива на колесную пару, кг.

$N$  – реакция рельса от нагрузки  $G_2$ . Силы  $N$  и  $G_2$  взаимно уравновешивают друг друга, кг;

$G_1$  – нагрузка от веса тягового двигателя и неуравновешенной части корпуса тягового двигателя, кг.

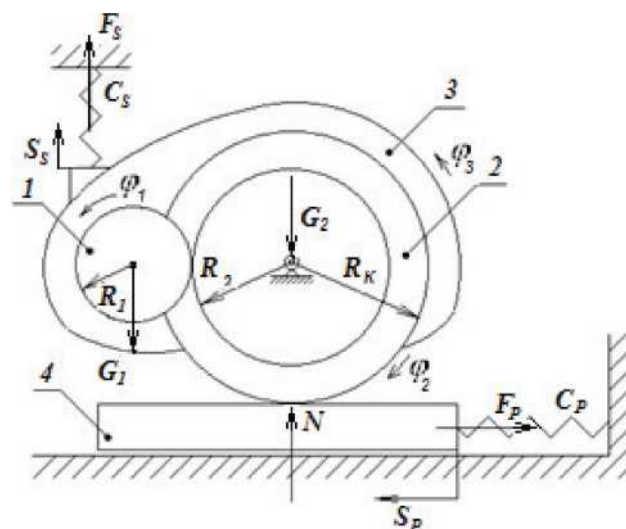


Рис. 1. Расчетная схема системы тяговый привод локомотива - рельсовый путь,

где: 1 - якорь тягового электродвигателя вместе с шестерней; 2 - колесная пара в сборе с зубчатым колесом; 3 - корпус тягового электродвигателя; 4 - рельсовый путь

Для решения задачи используем уравнения Лагранжа II рода. В качестве обобщенных координат примем:

-упругую деформацию рельсового пути ( $S_p$ );

-упругую деформацию подвески ( $S_s$ ).

Таким образом, система «тяговый привод локомотива -рельсовый путь» имеет две степени свободы, следовательно, нужно составить два уравнения:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{S}_p} \right) - \frac{\partial T}{\partial S_p} = 0 \quad (4)$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{S}_s} \right) - \frac{\partial T}{\partial S_s} = 0 \quad (5)$$

Заключение:

1. Скорость неупругого проскальзывания в месте контакта колеса и рельса, которая используется в качестве критерия интенсивности износа и опасности боксования, может быть определена по формуле.

2. Скорость неупругого проскальзывания уменьшается при увеличении частоты  $K_1$  свободных колебаний системы «тяговый привод локомотива – рельсовый путь», частота  $K_1$  зависит от продольной жесткости  $C_p$  рельсового пути.

3. Величина  $C_p$  существенно зависит от технического состояния рельсового пути, которое изменяется по длине пути.

4. Скорость неупругого проскальзывания изменяется по длине рельсового пути и некоторый момент может достигать критического значения, то есть увеличивается возможность возникновения боксования.

#### Список литературы

1. Панченков А.Н., Драчев П.Т., Любимов В.И. Экспертиза экранопланов. Нижний Новгород : Поволжье, 2006. 656 с.

1. Иродов Р.Д. Критерии продольной устойчивости экраноплана // Ученые записки ЦАГИ, 1970. Т. 1. № 4. С. 63-72.

2. Белецкая С.Б. Оптимизация конструктивных параметров несущих гидродинамических комплексов скоростных судов : дис. ... канд. техн. наук. Нижний Новгород, 1999. 188 с.

3. Аршинский Л.В. Оптимизация геометрии крыла вблизи опорной поверхности: дис. ... канд. физ.-мат. наук : Иркутск, 1990. 190 с.

