

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАЗГОНА САМОХОДНОГО ВАГОНА С УЧЕТОМ УПРУГОЙ И ФРИКЦИОННОЙ СВЯЗЕЙ

Чикалов В.И., Писковатская О.В., Черний Д.В.

Донецкий государственный технический университет

ola@elf.dgtu.donetsk.ua

The task construction of mathematical model permitting is considered to research dynamic modes of a self-propelled coach. Thus the object of research represents the system consisting of a sprocket, which will be rolled on a rail. The spinning moment is affixed on a sprocket on the part of the electric motor rigidly fixed on the motor bogie. The obtained results confirm excellent serviceability of designed model, that testifies to possibility of its wide usage at research of dynamic modes of electromechanical systems containing similar drive connections.

Рассматривается задача построения математической модели позволяющей исследовать динамические режимы самоходного вагона. При этом объект исследования представляет собой систему, состоящую из колеса радиусом r , катящегося по рельсу с угловой частотой вращения ω_1 . К колесу приложен вращающий момент M со стороны электродвигателя, жестко закрепленного на моторной тележке. Момент инерции колеса, редуктора и ротора двигателя приведены к оси колеса – J_1 .

Колесо, двигатель и тележка представляют собой единую конструкцию массой m_2 , совершающую поступательное движение с линейной скоростью V_2 . При этом преодолевается реактивная сила сопротивления F_c . К тележке прикреплена грузовая платформа массой m_3 , линейная скорость которой V_3 из-за упругости связей может не совпадать со скоростью V_2 . Коэффициент жесткости связей – C , сила их упругой деформации – F_y . В результате взаимодействия колеса с рельсом возникает сила трения F_{mp} , обеспечивающая движение вагона в заданном направлении.

При перемещении всей системы без буксования отдельные ее элементы подчиняются следующим уравнениям движения:

колесо –

$$\frac{d\omega_1}{dt} = \frac{1}{J_1} (M - rF_{mp});$$

моторная тележка –

$$\frac{dV_2}{dt} = \frac{1}{m_2} (F_{mp} - F_c - F_y);$$

грузовая платформа –

$$\frac{dV_3}{dt} = \frac{1}{m_3} F_y;$$

сила упругой деформации связей тележка-платформа –

$$\frac{dF_y}{dt} = C(V_2 - V_3).$$

Приводя записанные уравнения к вращательному движению относительно оси колеса, получим систему:

$$\begin{cases} \frac{d\omega_1}{dt} = \frac{1}{J_1} (M - M_{mp}); \\ \frac{d\omega_2}{dt} = \frac{1}{J_2} (M_{mp} - M_c - M_y); \\ \frac{d\omega_3}{dt} = \frac{1}{J_3} M_y; \\ \frac{dM_y}{dt} = C_1(\omega_2 - \omega_3); \\ M = \beta(\omega_3 - \omega_1). \end{cases} \quad (1)$$

Последнее уравнение системы (1) соответствует линейной статической характеристике электродвигателя, где β – коэффициент жесткости, а ω_3 – заданное значение угловой частоты вращения колеса.

Связь между исходными и приведенными величинами устанавливается следующими соотношениями:

$$M_{mp} = rF_{mp}; \quad M_c = rF_c; \quad M_y = rF_y;$$

$$\omega_2 = \frac{V_2}{r}; \quad \omega_3 = \frac{V_3}{r};$$

$$J_2 = m_2 r^2; \quad J_3 = m_3 r^2;$$

$$C_1 = Cr^2.$$

Системе уравнений (1) соответствует расчетная кинематическая схема показанная на рис. 1

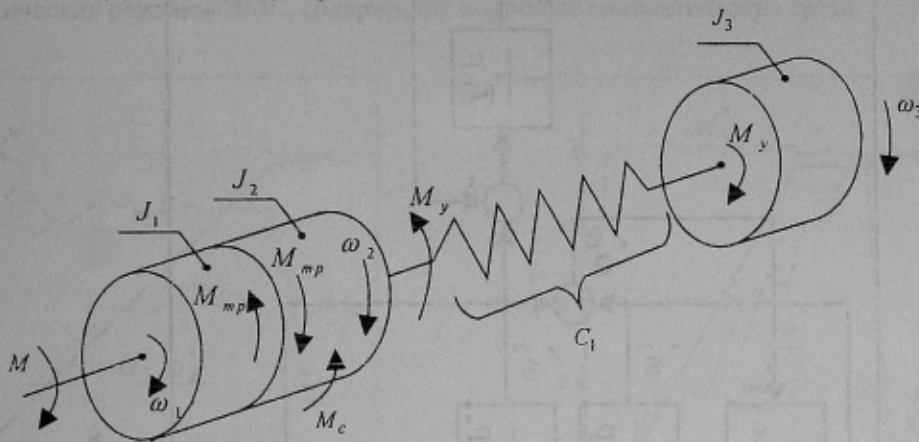


Рисунок 1 – Расчетная кинематическая схема исследуемой системы

Как видно из этой схемы, рассматриваемая система представляет собой жесткую фрикционную муфту состоящую из ведущей J_1 и ведомой J_2 полумуфт, упругого элемента C_1 и маховика J_3 , соответствующего грузовой платформе. Момент двигателя M приложен к ведущей полумуфте J_1 , представляющей собой колесо и связанные с ним вращающиеся элементы привода. Ведомая полумуфта J_2 , имитирующая моторную тележку, приводится в движение моментом M_{mp} , возникающим за счет сил трения между полумуфтами. Очевидно, что M_{mp} не может быть больше M_{mpm} , соответствующего условиям проскальзывания (буксования) колеса по рельсу.

Для придания общности результатам исследований проведем нормирование системы уравнений (1). При этом в качестве базовых величин возьмем следующие: номинальный момент двигателя – M_n ; номинальную угловую частоту вращения колеса – ω_n и постоянную времени колеса – $T_1 = \frac{J_1 \omega_n}{M_n}$.

В результате нормирования получим следующую систему уравнений

$$\begin{cases} \frac{d\omega_1^*}{d\tau} = \frac{1}{T_1^*} (M^* - M_{mp}^*); \\ \frac{d\omega_2^*}{d\tau} = \frac{1}{T_2^*} (M_{mp}^* - M_y^* - M_c^*); \\ \frac{d\omega_3^*}{d\tau} = \frac{1}{T_3^*} M_y^*; \\ \frac{dM_y^*}{d\tau} = \frac{1}{T_y^*} (\omega_2^* - \omega_3^*); \\ M^* = \beta^* (\omega_3^* - \omega_1^*). \end{cases} \quad (2)$$

Система уравнений (2) описывает динамику исследуемого объекта при отсутствии буксования. Структурная схема системы, учитывающая нелинейные эффекты создаваемые реактивным характером сопротивления движению и трением пары колесо–рельс показана на рис.2.

Результаты моделирования процесса равноускоренного движения вагона показаны на рисунке 3. На рис.3а) разгон происходит за 110 относительных единиц. При этом момент двигателя не превышает момента трения и буксование не возникает. Система движется как двухмассовая с упругой связью между ее элементами. При этом видны колебания момента двигателя, обусловленные наличием упругой связи.

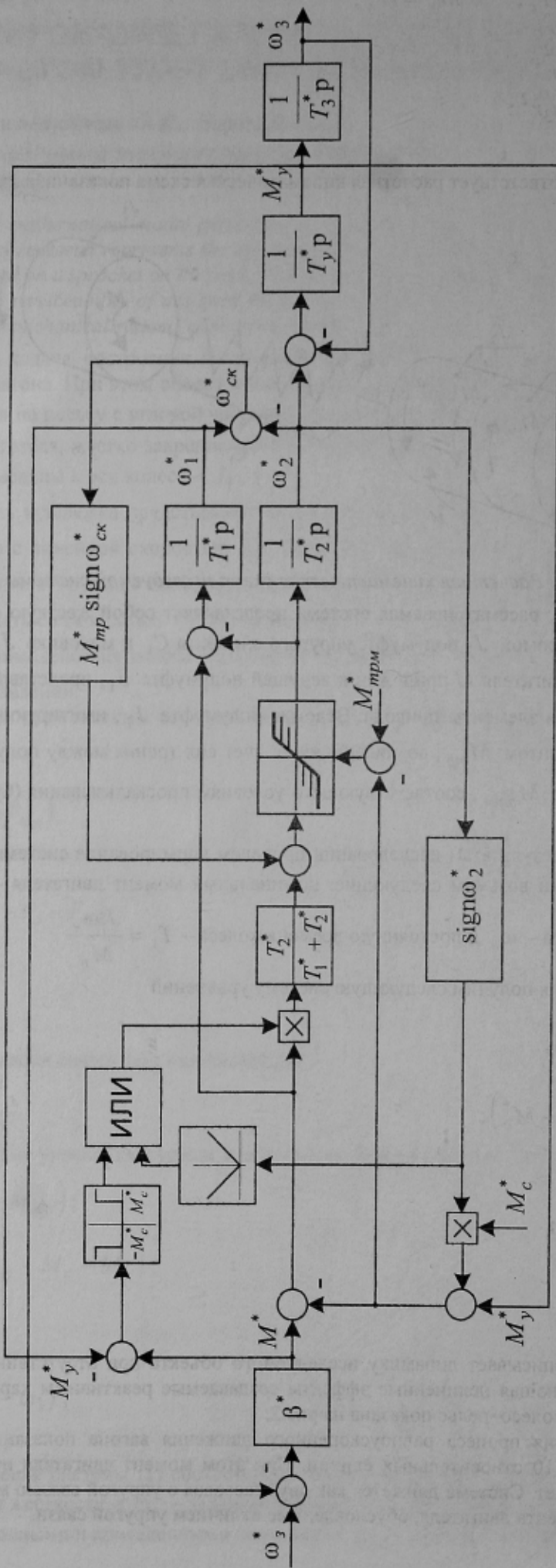
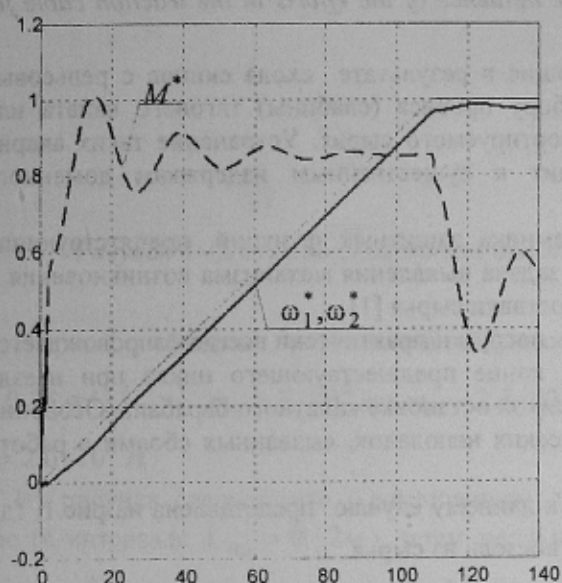


Рисунок 2 – Структурная схема исследуемой модели

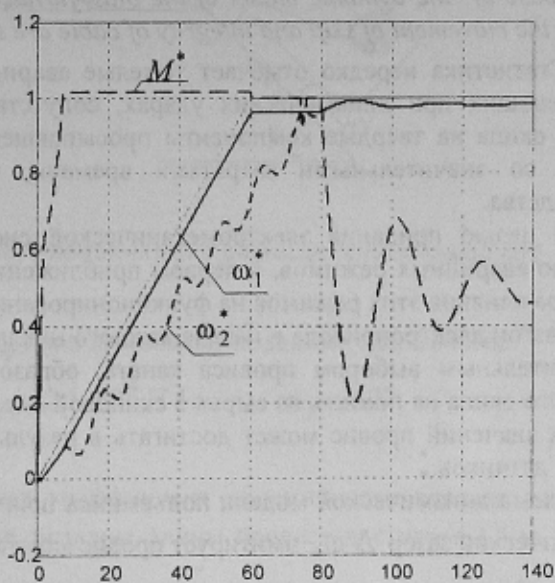
На рис.3б) показан процесс разгона системы при непрерывном буксовании. Момент на валу двигателя при этом постоянный и соответствует предельному моменту трения. После выхода на установившуюся заданную скорость буксование прекращается и система ведет себя как обычная двухмассовая с упругой связью.

На рис.3в) изображен граничный процесс, когда при разгоне чередуются участки буксования и слитного движения отдельных элементов системы.

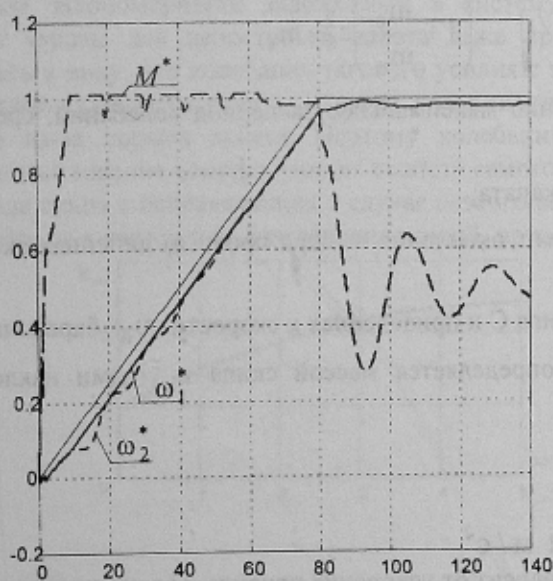
Полученные результаты подтверждают отличную работоспособность разработанной модели, которая обеспечивает достоверное воспроизведение процессов происходящих в электромеханических системах (ЭМС) с упругими и фрикционными связями. Это свидетельствует о возможности широкого ее использования при исследовании динамических режимов ЭМС, содержащих подобные кинематические связи.



а)



б)



в)

Рисунок 3 – Переходные процессы при разгоне самоходного вагона с учетом упругой и фрикционной связей

ЛИТЕРАТУРА

1. Чикалов В.И., Колчев Е.В., Писковатская О.В. Устройство для моделирования жесткой фрикционной муфты. А.с. СССР № 1817112, кл. G 06 G 7/48, 1990.
2. Чикалов В.И., Писковатская О.В., Федосиенко И.А. Математическая модель фрикционной муфты с упругим входным валом/ Материалы международной студенческой научно-технической конференции в г.Севастополь, 16-19 мая 2000: Изд-во СевГТУ, 2000. - С.152-156.
3. Чикалов В.И., Писковатская О.В., Федосиенко И.А. Нормированная математическая модель фрикционной муфты с упругим входным валом/ Збірник наукових праць ДонДТУ. Серія "Електротехніка і енергетика". Вип. 17. Донецьк, 2000. - С.60-64.