

УДК 621.396.66

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ УПРАВЛЕНИЯ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИЕЙ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА

Кандидаты техн. наук, доценты ГУРСКИЙ Н. Н.<sup>1)</sup>, ПАЩЕНКО А. В.<sup>1)</sup>,  
инж. ЖУКОВСКИЙ И. Н.<sup>2)</sup>

<sup>1)</sup>Белорусский национальный технический университет,  
<sup>2)</sup>Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси

E-mail: nic\_nic.by@mail.ru

## SIMULATION OF CONTROL PROCESSES FOR ELECTROMECHANICAL TRANSMISSION OF WHEEL TRACTOR

HURSKY N. N.<sup>1)</sup>, PASCHENKO A. V.<sup>1)</sup>,  
JUKOVSKI I. N.<sup>2)</sup>

<sup>1)</sup>Belarusian National Technical University,  
<sup>2)</sup>Joint Institute of Mechanical Engineering of NAS Belarus

Исследуется моделирование процессов управления электромеханической трансмиссией колесного трактора. Представлена модель механической части трансмиссии в виде трехмассовой системы с учетом буксования колес. В качестве системы частотного управления рассматривается векторное управление. Проведено моделирование в среде MatLab-Simulink для рабочего режима работы трактора.

**Ключевые слова:** процесс управления, электромеханическая трансмиссия, колесный трактор.

Ил. 5. Библиогр.: 3 назв.

The paper investigates simulation of control processes for electromechanical transmission of a wheel tractor. A model of transmission mechanical part in the form of three-mass system with due account of wheel slip-page has been presented in the paper. A vector control is considered as a frequency control system. The simulation using MatLab-Simulink environment has been executed for an operational mode of a tractor.

**Keywords:** control process, electromechanical transmission, wheel tractor.

Fig. 5. Ref.: 3 titles.

Использование электромеханической трансмиссии вместо чисто механической является актуальной задачей современного тракторостроения. С ростом мощности тракторов механическая трансмиссия становится все более громоздкой и сложной, поэтому замена ее на электромеханическую дает целый ряд преимуществ [1].

Трансмиссия колесного трактора – это совокупность агрегатов и механизмов, передающих мощность силового модуля (двигателя) ведущим колесам и изменяющих ее параметры: передаваемый момент, угловую частоту и направление вращения. Как правило, трансмиссия включает следующие агрегаты и механизмы (рис. 1): сцепление, коробку перемены передач (КПП), задний и передний ведущие мосты с их главными и конечными передачами, карданные валы.

Для построения математических моделей, описывающих взаимосвязи элементов трансмиссии, используются эквивалентные крутильные системы в виде сосредоточенных (дискретных) масс с заданными моментами инерции и упругих валов между этими массами. Упрощенная расчетная схема связи двигателя (силового модуля) с основными агрегатами и механизмами в системе крутильных колебаний в трансмиссии показана на рис. 2.

В качестве силового модуля может быть использован тепловой, электрический или иной двигатель с обобщенными параметрами и переменными, как показано на рис. 2. Силовой модуль может быть дополнен блоками управления и другими элементами (рис. 3).

Уравнения движения системы «двигатель – колесо – поступательно движущаяся масса трактора» [2] без учета диссипации энергии

( $K_t$ ,  $K_{sh}$  – коэффициенты неупругого сопротивления вала трансмиссии и шины) имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} J_d \ddot{\varphi}_d + C_t (\varphi_d - \varphi_k) &= M_d; \\ J_k \ddot{\varphi}_k - C_t (\varphi_d - \varphi_k) + C_{sh} (\varphi_k - \varphi_m) &= -M_f; \\ J_m \ddot{\varphi}_m - C_{sh} (\varphi_k - \varphi_m) &= -M_{кр}; \\ \varphi_{d|_{t=0}} &= \varphi_{d0}; \dot{\varphi}_{d|_{t=0}} = \dot{\varphi}_{d0}; \\ \varphi_{k|_{t=0}} &= \varphi_{k0}; \dot{\varphi}_{k|_{t=0}} = \dot{\varphi}_{k0}; \\ \varphi_{m|_{t=0}} &= \varphi_{m0}; \dot{\varphi}_{m|_{t=0}} = \dot{\varphi}_{m0}, \end{aligned} \right\} (1)$$

где  $\varphi_d, \dot{\varphi}_d$  – угол, скорость поворота двигателя;  $\varphi_k, \dot{\varphi}_k$  – угол, скорость поворота колеса;  $\varphi_m, \dot{\varphi}_m$  – угол, скорость поворота маховика;  $C_t$  – жесткость вала трансмиссии;  $C_{sh}$  – жесткость шины;  $J_d$  – момент инерции двигателя;  $J_k$  – момент инерции колеса;  $J_m$  – момент инерции маховика, эквивалентного поступательно движущейся массе трактора;  $M_f$  – момент сопротивления качению колеса;  $M_{кр}$  – момент, создаваемый силой на крюке.

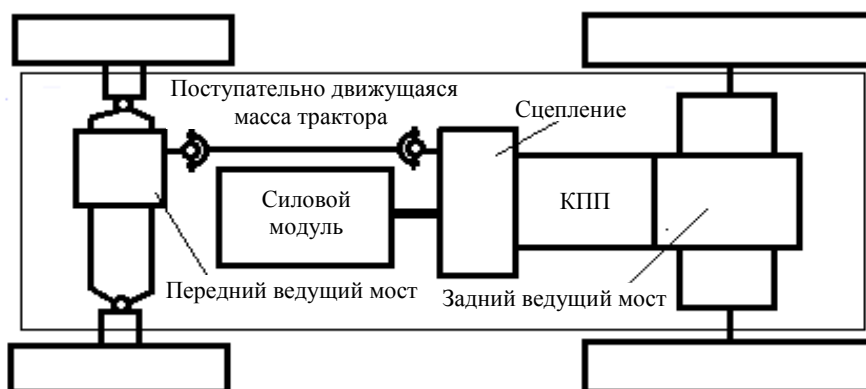


Рис. 1. Агрегаты и механизмы трансмиссии трактора

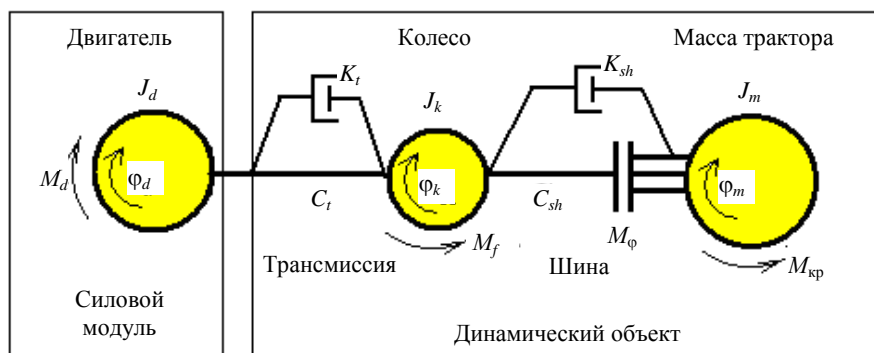


Рис. 2. Расчетная схема крутильных колебаний системы «двигатель – колесо – поступательно движущаяся масса трактора»

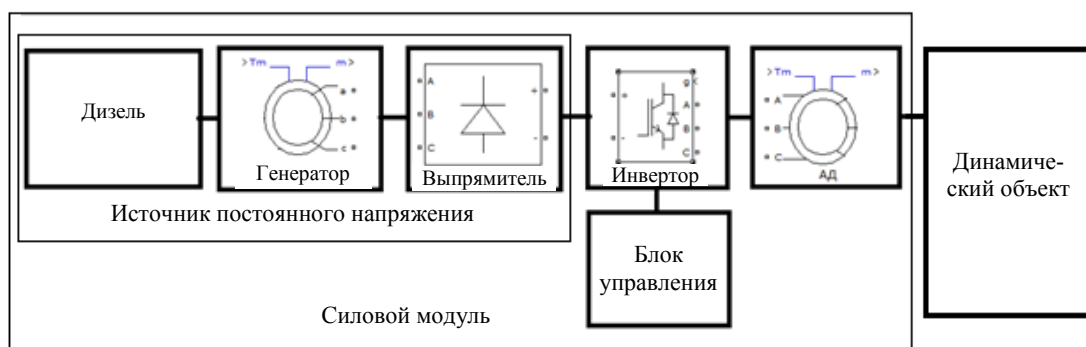


Рис. 3. Структурная схема трактора с электромеханической трансмиссией

В системе уравнений (1) поступательно движущаяся масса трактора заменена эквивалентным маховиком с моментом инерции  $J_m$ . Нагрузкой двигателя является крутящий момент  $M_C = C_t(\varphi_d - \varphi_k)$ , возникающий в трансмиссии. Маховик и колесо связаны между собой не жестко, а через шину, имеющую тангенциальную (угловую) жесткость  $C_{sh}$ . Передача вращающего момента от колеса  $M_k = C_{sh}(\varphi_k - \varphi_m)$  к маховику и наоборот возможна только при наличии продольной составляющей реакции дороги, которая ограничивается сцеплением колеса с дорогой. Момент  $M_k$  называют окружным моментом колеса. Его значение не должно превышать момента сцепления колеса с дорогой

$$M_\varphi = \varphi R_z r_k, \quad (2)$$

где  $\varphi$  – коэффициент сцепления колеса с дорогой;  $R_z = m_m g$  – нормальная составляющая реакции дороги;  $r_k$  – радиус колеса;  $m_t$  – масса трактора.

При отрыве колеса от дороги  $M_\varphi = 0$ .

Момент сопротивления качению  $M_f$  определяется зависимостью

$$M_f = f m_t g r_k,$$

где  $f$  – коэффициент сопротивления качению, соответствующий рассматриваемым условиям движения.

Момент сопротивления качению действует только при вращении колеса. Последнее возможно, если момент, скручивающий шину ( $M_k$ ), больше момента сопротивления качению, т. е.

$$M_f = \begin{cases} 0, & \text{если } M_k \leq M_f; \\ M_f, & \text{если } M_k > M_f. \end{cases}$$

Система уравнений (1) в явном виде поступательно движущейся массы трактора имеет вид:

$$\left. \begin{aligned} J_d \ddot{\varphi}_d + C_t(\varphi_d - \varphi_k) &= M_d; \\ J_k \ddot{\varphi}_k - C_t(\varphi_d - \varphi_k) + C_{sh}(\varphi_k - \varphi_m) &= 0; \\ F_t - F_k &= -(F_{\text{кр}} + F_f), \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

где

$$F_t = m_t \ddot{x}; \quad F_k = M_k / r_k; \quad F_f = M_f / r_k,$$

$\ddot{x}$  – ускорение массы трактора;  $F_{\text{кр}}$  – сила на крюке.

Сумма сил  $F_{\text{кр}} + F_f = F_W$  противодействует движению и называется общим сопротивлением движению.

С учетом диссипации энергии, вызванной внутренним трением в трансмиссии и шинах трактора, система уравнений (3) имеет вид:

$$\left. \begin{aligned} J_d \ddot{\varphi}_d + C_t(\varphi_d - \varphi_k) + K_t(\dot{\varphi}_d - \dot{\varphi}_k) &= M_d; \\ J_k \ddot{\varphi}_k - C_t(\varphi_d - \varphi_k) - K_t(\dot{\varphi}_d - \dot{\varphi}_k) + \\ + C_{sh}(\varphi_k - \varphi_m) + K_{sh}(\dot{\varphi}_k - \dot{\varphi}_m) &= 0; \\ F_t - F_k &= -(F_{\text{кр}} + F_f). \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Для моделирования движения колесного трактора с тяговым электроприводом может быть сформирована блочная структурная схема, показанная на рис. 3.

С целью упрощения схемы представим двигатель, генератор и выпрямитель одним блоком – источником постоянного напряжения. Основными звеньями системы моделирования становятся: инвертор напряжения с блоком управления, асинхронный двигатель (АД) и динамический объект, описываемый системой уравнений (4). Блок управления обеспечивает работу асинхронного двигателя на базе скалярного, либо векторного принципа управления. При векторном управлении используются ПИ-регуляторы в каналах регулирования скорости и основного потокосцепления ротора.

Математическая модель управляемого частотой и напряжением асинхронного двигателя с короткозамкнутым ротором строится на теории обобщенной электрической машины [3], и для случая вращающейся с произвольной скоростью системы прямоугольных координат имеет вид:

$$\left. \begin{aligned} \vec{u}_s &= r \vec{i}_R + \tilde{L}_s \frac{d\vec{i}_s}{dt} + j\omega_k \tilde{L}_s \vec{i}_s - \\ - \frac{k_R}{T_R} \vec{\psi}_R + jk_R p \dot{\varphi}_d \vec{\psi}_R; \\ 0 &= -k_R R_R \vec{i}_s + \frac{1}{T_R} \vec{\psi}_R + \frac{d\vec{\psi}_R}{dt} + j(\omega_k - p \dot{\varphi}_d) \vec{\psi}_R; \\ M &= \frac{3}{2} p k_R \text{Mod}(\vec{\psi}_R \times \vec{i}_s); \\ J_d \frac{d\dot{\varphi}_d}{dt} &= M - M_C, \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

где

$$r = R_s + \frac{L_m^2}{L_R} R_R; \tilde{L}_s = L_s - \frac{L_m^2}{L_R}; k_R = \frac{L_m}{L_R}; T_R = \frac{L_R}{R_R};$$

$p$  – число пар полюсов;  $\vec{\psi}_R$  – результирующий вектор потокосцепления ротора;  $\vec{u}_s, \vec{i}_s$  и  $\vec{i}_R, \vec{i}_R$  – векторы напряжений и токов статора и ротора соответственно;  $R_s, R_R, L_s, L_R, L_m$  – активные сопротивления, полные индуктивности обмоток статора и ротора, индуктивность от главного потока, определяемые по справочным данным конкретного двигателя;  $M$  – электромагнитный момент двигателя;  $\omega k$  – частота вращения системы координат; Mod – модуль векторного произведения.

Из этой системы уравнений могут быть получены уравнения для неподвижной системы координат, которая используется при скалярном частотном управлении. При векторном частотном управлении применяется система координат, ориентируемая по какому-либо пространственному вектору, например по вектору потокосцепления ротора. При этом, с точки зрения управления, асинхронный двигатель похож на двигатель постоянного тока.

Для проведения вычислительного эксперимента была разработана компьютерная модель системы «асинхронный двигатель – динамиче-

ский объект» в среде MatLab-Simulink, приведенная на рис. 4.

С помощью данной модели исследовали время разгона трактора до рабочей скорости 9 км/ч. Вначале моделировали разгон трактора без нагрузки на крюке, а в момент времени, равный 5 с, набрасывали нагрузку и замеряли время, в течение которого колебания поступательной скорости шасси трактора достигали установившегося значения.

Временная диаграмма колебательных процессов различных физических величин, наблюдаемых в этом компьютерном эксперименте, приведена на рис. 5. Графики дают возможность оценить переходные процессы на двух временных участках. Первый – с 0 до 4 с – разгон объекта без нагрузки на крюке, второй – от 4 до 10 с – непосредственно пахотный режим. Как видно, на первом участке заданная скорость устанавливается примерно за 3 с. При разгоне на первой секунде происходит буксование ведущих колес (вращающий момент на колесе превышает момент сцепления (2)). На втором участке вначале наблюдается небольшое ограничение силы тяги ведущих колес (рис. 5г), обусловленной максимальным сцепным весом  $m_{тг}$  и, как следствие, буксованием ведущих колес (рис. 5б). Время переходного процесса составляет примерно 2,5 с.

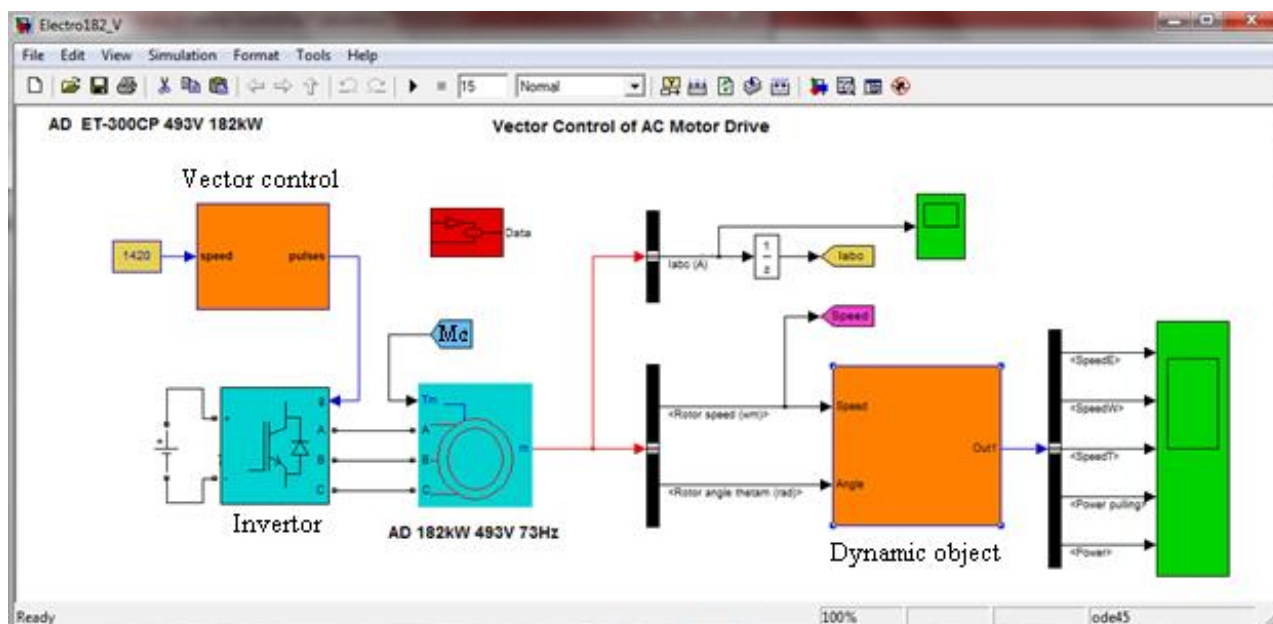


Рис. 4. Компьютерная модель системы «асинхронный двигатель – динамический объект»

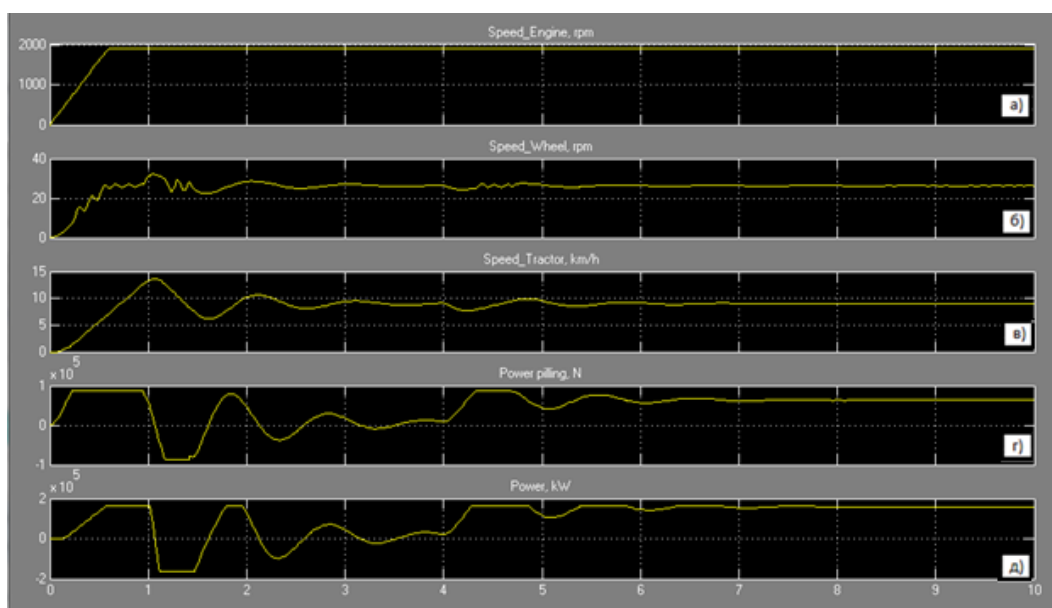


Рис. 5. Диаграмма колебательных процессов при разгоне трактора при пахоте до 9 км/ч:  
 а – скорость вращения двигателя (об/мин); б – скорость вращения колеса (об/мин);  
 в – поступательная скорость трактора (км/ч); г – сила тяги на колесе (Н); д – мощность двигателя (кВт)

## ВЫВОД

Приведенные модель, методика и алгоритмы дают возможность провести комплексное исследование динамических процессов, происходящих в электромеханической трансмиссии колесного трактора при выполнении сельскохозяйственных работ и в транспортных режимах при движении по дорогам с различным покрытием. По результатам моделирования можно отметить, что система управления электромеханической трансмиссией является работоспособной. Возможно дальнейшее улучшение динамики процессов управления при использовании ПИД-регулятора в канале управления скоростью.

## ЛИТЕРАТУРА

1. **Трактор** с механической трансмиссией / С. Н. Флоренцев [и др.] // Тракторы и сельхозмашины. – 2010. – № 7. – С. 7–11.
2. **Гурский, Н. Н.** Моделирование и оптимизация колебаний многоопорных машин / Н. Н. Гурский, Р. И. Фурунжиев. – Минск: БНТУ, 2008. – 296 с.
3. **Копылов, И. П.** Математическое моделирование электрических машин / И. П. Копылов. – М.: Высш. шк., 2001. – 320 с.

## REFERENCES

1. **Florentsev, S. N.** (2010) Tractor with Mechanical Transmission. *Traktory i Selkhoz mashiny [Tractors and Agricultural Machinery]*, 7, 7–11.
2. **Gursky, N. N., & Furunzhiev, R. I.** (2008) *Simulation and Optimization of Multi-Support Machinery Vibrations*. Minsk: BNTU.
3. **Kopylov, I. P.** (2001) *Mathematical Modeling of Electric Machines*. Moscow: Vysshaya Shkola.

Поступила 30.01.2013