УДК 629.114.2:62-219.5

МЕТОД ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИКИ РАЗГОНА КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА

И. С. САЗОНОВ, В. А. КИМ, *КИ-ЙОНГ ЧОЙ, П. А.АМЕЛЬЧЕНКО, А. Г. СТАСИЛЕВИЧ
Государственное учреждение высшего профессионального образования
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
*Государственное научное учреждение
«ОБЪЕДИНЕННЫЙ ИНСТИТУТ МАШИНОСТРОЕНИЯ НАН Беларуси»
Могилев, Минск Беларусь

В работе изложены методы составления математических моделей динамики разгона колесного трактора 4х2 и 4х4 с крюковой нагрузкой, основанных на использовании регуляторных характеристиках двигателя, массо-геометрических параметрах, упруго-диссипативных характеристик шин и подвесок проектируемых колесных тракторов. При разработке математических моделей использованы методы аналитической механики, позволяющие решение прямых и обратных задач динамики – определение кинематических параметров и сил в контакте колес колесного трактора с опорной поверхностью с различными значениями их коэффициентов. Полученные результаты являются некоторым уточнением известных методов исследования тяговой динамики колесных тракторов[1]. С известными допущениями расчетная модель трактора и его обобщенные координаты представлены на рис. 1.

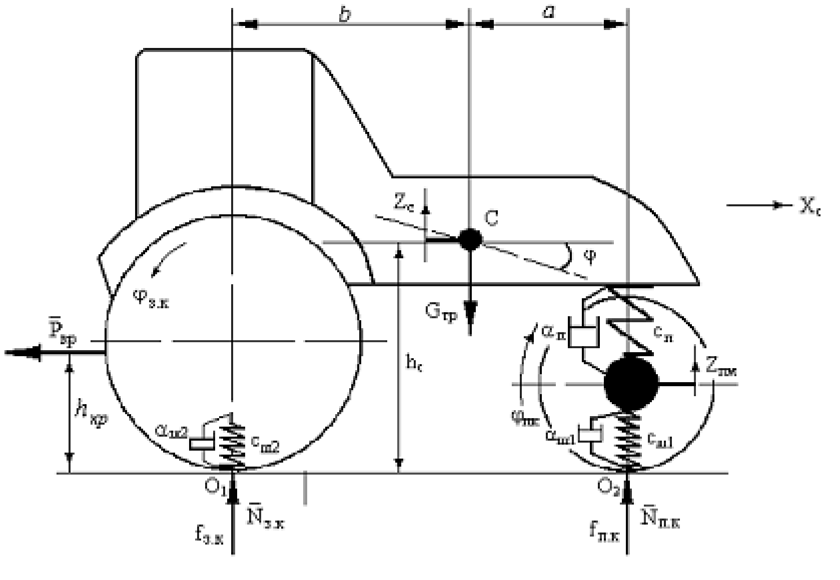

Рис. 1. Расчетная схема трактора

Дифференциальные уравнения движения в общем виде можно представить в форме уравнения Лагранжа первого рода [2–3] .

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i}\right)-\frac{\partial T}{\partial q_i}=-\frac{\partial \Pi}{\partial q_i}-\frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_i}+\lambda_i \frac{\partial f_j}{\partial \dot{q}_i}+Q_{q_i}, \qquad (1)$$

где Т – кинетическая энергия системы; П – потенциальная энергия системы; Ф – диссипативная энергия системы; q_i– обобщенные координаты масс системы; $\dot{q}_i$ – обобщенные скорости масс системы; f_j– уравнение кинематических связей колес с опорной поверхностью; λ_i – неопределенные множители Лагранжа; Q_{q_i} – обобщенные силы.

Соответствующие предельные моменты, которые можно приложить к ведущим колесам:

$$\begin{cases} M_{к1}=N_1\cdot\phi_{сц1}\cdot r_{д1}; \\ M_{к2}=N_2\cdot\phi_{сц2}\cdot r_{д2}. \end{cases} \qquad (2)$$

Величину потери скорости в зависимости от массо-геометрических параметров трактора, коэффициентов сцеплений его колес с опорной поверхностью, крюковой нагрузки, номинального момента двигателя можно представить в виде:

$$\Delta V=\left\{\left[\left(M_{тр}\cdot a\cdot g+P_{кр}\cdot h_{кр}\right)\cdot\frac{1}{(a+b)}++c_{шз}\cdot(f_з-b\cdot\varphi-z_c)\right]\cdot\varphi_{сц2}-P_f\right\}\cdot\frac{1}{M_{тр}}\cdot t-$$
$$-\left[\frac{M_н}{2\cdot\Delta\omega}\cdot(\omega_{xx}-\omega)\cdot i_{тр}-\left(M_{тр}\cdot a\cdot g+P_{кр}\cdot h_{кр}\right)\cdot\frac{1}{(a+b)}\cdot r_{дз}\cdot\varphi_{сц2}-P_f\cdot r_{дз}\right]\cdot\frac{1}{J_{з.к}}\cdot t\cdot r_{дз},$$

где $M_{тр}$ – масса трактора.

В процессе моделирования в каждый момент времени определяется коэффициент сцепления с целью возможности максимальной его реализации, который находится по формуле

$$\varphi_{сц}\le\frac{J_{з.к}\cdot\ddot{\varphi}_з}{N_2\cdot r_{дз}}.$$

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Лурье, А. И.** Аналитическая механика /А. И. Лурье. – М. : Физматгиз, 1961. – 824 с.

2. Динамика колесных машин: монография / И. С. Сазонов [и др.], под общ. ред. И. С. Сазонова. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2006. – 462 с.

3. **Неймарк, Ю. Н.** Динамика неголономных систем / Ю. Н. Неймарк, Н. А. Фуфаев. – М. : Наука, 1967. – 520 с.