электронное научно-техническое издание
НАУКА и ОБРАЗОВАНИЕ
Эл № ФС 77 - 30569. Государственная регистрация №0421100025. ISSN 1994-0408

Разработка динамической модели механической трансмиссии автомобиля с комбинированной энергетической установкой параллельного типа

 # 01, январь 2011

авторы: Селифонов В. В., Нгуен Х. Т.

УДК 629.113

МГТУ «МАМИ»

tuannkcn@yahoo.com

Анализ литературных источников [1-4] показывает, что определение динамических нагрузок в трансмиссии автомобиля 4х2 с комбинированной энергической установкой (КЭУ) параллельного типа можно выполнять по модели, изображенной на рис. 1.

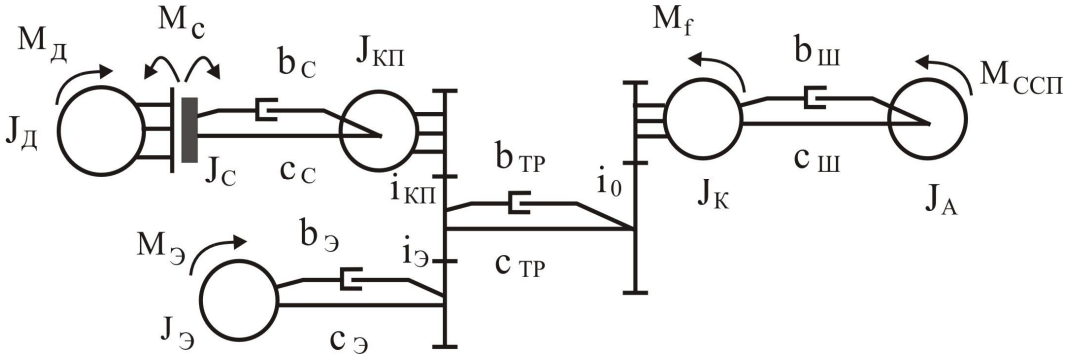


Рис. 1 - Динамическая модель трансмиссии автомобиля с КЭУ параллельного типа

В модели на рис.1 приняты следующие обозначения:

Моменты инерции:

$J_Д$ – вращающиеся части двигателя, маховика и кожуха ФС;

J_c – сцепления;

$J_Э$ – электродвигателя;

$J_{КП}$ – коробки передач;

J_K – колес с шинами;

J_a –поступательно движущаяся масса автомобиля;

Коэффициенты жесткости:

$c_С$ – валов и зубьев зубчатых колес коробки передач;

$c_ТР$ – остальных узлов трансмиссии;

$c_Ш$ - шин;

Коэффициенты демпфирования

$b_С$ – сцепления;

$b_ТР$ – остальных узлов трансмиссии;

$b_Ш$ – шин.

Передаточные числа

$i_КП$ – коробки передач;

i_0 – главной передачи

$i_Э$ – от вала электродвигателя до карданной передачи трансмиссии

Моменты

$M_Д$ – момент ДВС;

$M_Э$ – крутящий момент электродвигателя в тяговом режиме или момент генератора при зарядке;

и $M_С$, M_f и $M_ССП$ – моменты трения сцепления, сопротивления качению на ведущих колесах и сумма моментов сопротивления подъему и аэродинамического сопротивления.

Дифференциальные уравнения движения для системы (рис. 1) можно записать в следующем виде:

$$\begin{cases} J_Д\ddot{\varphi}_Д = M_Д - M_C, \\ J_C\ddot{\varphi}_C = M_C - M_{UC}, \\ J_Э\ddot{\varphi}_Э = M_Э - M_{UE}, \\ J_{КП}\ddot{\varphi}_{КП} = M_{UC} + M_{UE}\dfrac{i_Э}{i_{КП}} - \dfrac{M_{TP}}{i_0 i_{КП}}, \\ J_K\ddot{\varphi}_K = M_{TP} - M_K - M_f, \\ J_A\ddot{\varphi}_A = M_K - M_{ССП}. \end{cases} \qquad (1)$$

В данной системе – упругие моменты в ветвях трансмиссии автомобиля M_{UC}, M_{TP}, M_{UE}, $M_Ш$ описываются следующими соотношениями:

$$\begin{aligned} M_{UC} &= b_C(\dot{\varphi}_C - \dot{\varphi}_{КП}) + c_C(\varphi_C - \varphi_{КП}), \\ M_{UE} &= b_Э(\dot{\varphi}_Э - \dot{\varphi}_{КП}\frac{i_Э}{i_{КП}}) + c_Э(\varphi_Э - \varphi_{КП}\frac{i_Э}{i_{КП}}), \\ M_{TP} &= b_{TP}(\frac{\dot{\varphi}_{КП}}{i_0 i_{КП}} - \dot{\varphi}_K) + c_{TP}(\frac{\varphi_{КП}}{i_0 i_{КП}} - \varphi_K), \\ M_K &= b_Ш(\dot{\varphi}_K - \dot{\varphi}_A) + c_Ш(\varphi_K - \varphi_A). \end{aligned} \qquad (2)$$

где: $\varphi_Д$, $\varphi_Э$, φ_C, $\varphi_{КП}$, φ_K, φ_A – углы поворота масс $J_Д$, $J_Э$ J_C, $J_{КП}$, J_K, J_A соответственно

Данную математическую модель можно использовать при исследовании динамических нагрузок в трансмиссии при запуске ДВС с хода, что актуально для автомобилей с гибридной силовой установкой параллельного типа.

Для проверки адекватности разработанной модели проведем исследование динамических нагрузок в трансмиссии автомобиля с КЭУ при трогании автомобиля с места.

Для обеспечения возможности решения системы уравнений (1) необходимо определить состояние сцепления – находится оно в режиме буксования или замкнуто.

На рис. 2. представлена схема фаз работы сцепления

Здесь: M_C, $M_{CЗ}$ – мгновенный момент трения сцепления и момент, передаваемый сцеплением при замыкании.

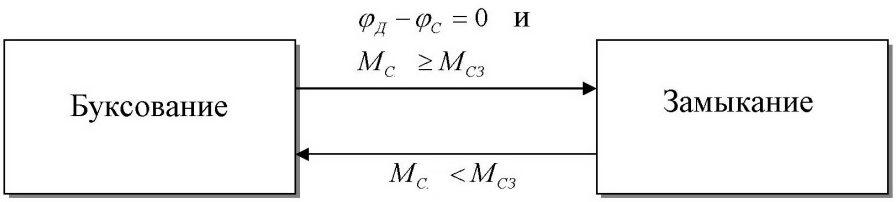


Рис. 2 - Схема переключения состояния работы сцепления

Сцепление остается в состоянии замыкания, если $M_C \geq M_{СЗ}$ и $\varphi_Д - \varphi_C = 0$; в остальных случаях оно будет буксовать.

Для фрикционного сцепления транспортных машин момент трения сцепления M_C может описывать зависимостью [1, 5]:

$$M_C = fP_{ПЖ}R_T sign(\dot{\varphi}_Д - \dot{\varphi}_C), \qquad (3)$$

где: f – коэффициент трения сцепления; $P_{пж}$ – усилие, развиваемое на поверхностях трения пружинами нажимного устройства сцепления, $R_т$ – радиус трения.

Следует отметить, что после замыкания увеличение силы $P_{ПЖ}$ не влияет на момент, передаваемый сцеплением. При этом момент, передаваемый сцеплением, достигает своего максимального значения $M_{СЗ}$ [5],

Момент $M_{СЗ}$ может быть найден следующим образом:.

когда сцепление замыкается, скорость буксования становится равной нулю.

Из первого и второго уравнений системы (1) получим:

$$\frac{1}{I_Д}\left(M_Д - M_{СЗ}\right) = \frac{1}{I_C}\left[M_{СЗ} - M_{UC}\right] \Rightarrow M_{СЗ} = \frac{I_Д M_{UC} + I_C M_Д}{I_Д + I_C} \qquad (4)$$

где: $M_{СЗ}$ – момент, передаваемый сцеплением при замыкании.

Таким образом, в общем случае момент трения сцепления M_C в (1) можно записать в следующем виде:

$$M_c = \begin{cases} fP_{ПЖ}R_T sign(\dot{\varphi}_Д - \dot{\varphi}_C), \text{ при буксовании} \\ \dfrac{I_Д M_{UC} + I_C M_Д}{I_Д + I_C}, \text{ при замыкании} \end{cases} \qquad (5)$$

На рис. 3 показана модель Simulink[7] для расчета динамических нагрузок трансмиссий автомобилей с КЭУ при экстренном разгоне автомобиля с места с приводом ведущих колес от двигателя внутреннего сгорания на сухом асфальте при резком включении сцепления на 2-ой передаче. В качестве модельного образца взята трансмиссия автомобиля со следующими параметрами: $J_Д$=0.36; $J_Э$=0.2; $J_С$=0.14; $J_{КП}$=0.2; $J_К$=13; $J_А$=115 (кг.м^2); $c_С$=6200; $c_{ТР}$=10000; $c_Ш$=27000(Нм/рад); $b_С$=3; $b_{ТР}$=0; $b_Ш$=800 (Нмс/рад).

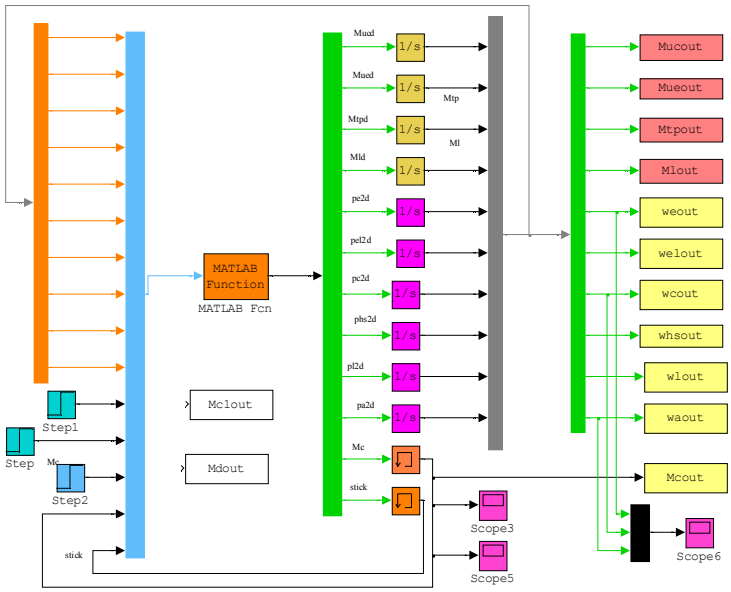


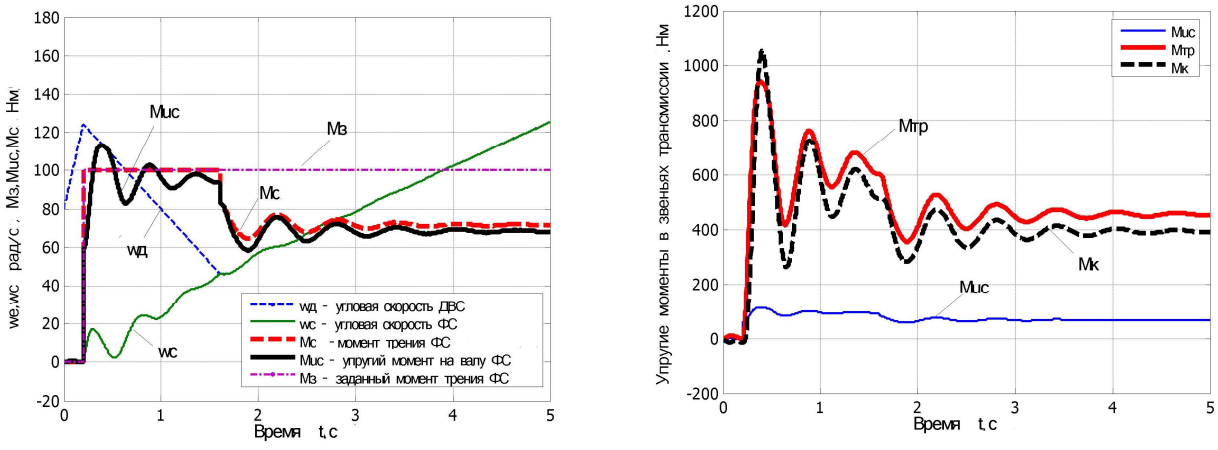
Рис. 3 - Имитирующая модель SIMULINK для расчета динамических нагрузок трансмиссий автомобилей с КЭУ

Начальные условия для расчета: при t=0; $M_д$=70Нм; угловая скорость ДВС $w_{Д0}$=80(рад/с); угловая скорость вала сцепления $w_С$=0(рад/с); V_A=0 км/ч, усилие $P_{пж}$ задается в виде скачкообразной зависимости:

$$P_{ПЖ} = \begin{cases} 0, & при\ t < t_c \\ P_{ПЖ\max}, & при\ t \geq t_c \end{cases} \quad \text{откуда и (3)} \Rightarrow M_З = \begin{cases} 0, & при\ t < t_c \\ M_{c\max}, & при\ t \geq t_c \end{cases}$$

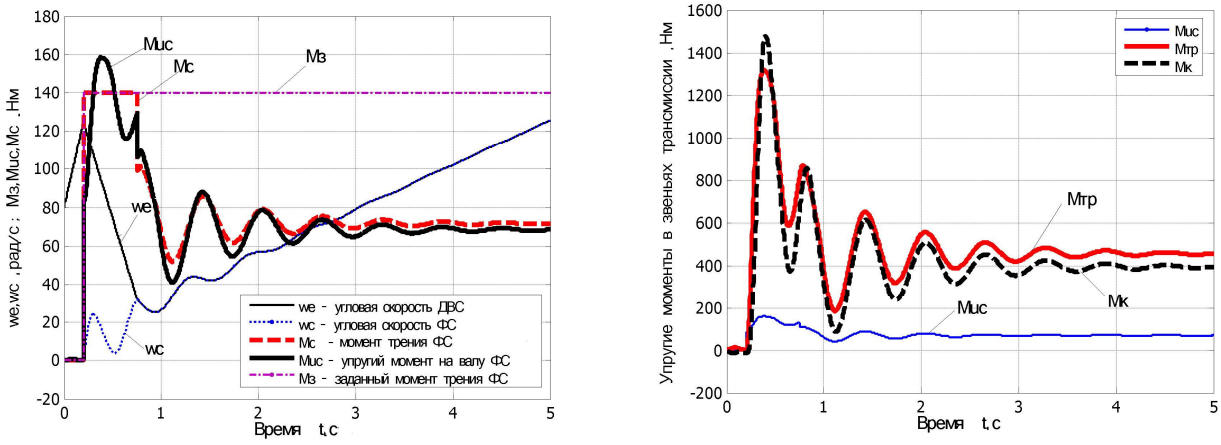
где t_c – время включения сцепления; $P_{пжmax}$ – максимальные усилие, развиваемое на поверхностях трения пружинами нажимного устройства сцепления; $M_З$ – заданный момент трения сцепления.

На рис. 4 и 5 представлены результаты расчёта соответственно при M_{cmax}=100 и M_{cmax}=140(Н.м), время включения ФС t_c=0.2с.



а) б)

Рис. 4 – Зависимость угловых скоростей $w_д$, w_c, заданного момента трения $M_З$, момента M_C и упругого момента на ведомом валу сцепления M_{UC} (а) и упругих моментов M_{TP}, M_K (б) от времени при M_{cmax}=100Нм



а) б)

Рис. 5 – Зависимость угловых скоростей $w_д$, w_c ,заданного момента трения $M_З$, момента M_C и упругого момента на ведомом валу сцепления M_{UC} (а) и упругих моментов M_{TP}, M_K (б) от времени при M_{cmax}=140Нм

На рис.4,а и рис.5,а представлены зависимости угловых скоростей вала ДВС $w_д$, и ведомого диска сцепления w_c, заданного момента трения сцепления $M_з$, упругого момента на ведомом валу сцепления M_{UC} и момента M_c от времени. С увеличением максимального мо-

мента трения сцепления уменьшается время буксования сцепления. При моменте трения сцепления M_{cmax}=100 Нм время буксования сцепления составляет 1,75 с, а при увеличении M_{cmax} до 140 Нм время буксования сцепления уменьшается до 0,8 с. На рис. 4,б и рис.5,б представлены результаты расчета упругих моментов в трансмиссиях моста и в колесах.

Вывод

Полученные результаты расчетов динамических нагрузок в трансмиссии при трогании автомобиля с КЭУ с места с приводом ведущих колес от двигателя внутреннего сгорания (рис.4 – 5) показали соответствие полученных результатов результатам ранее проведенных экспериментов [6]. В частности установлено, что:

1. При трогании автомобиля с места с заданным темпом включения сцепления упругие моменты, возникающие в ветвях трансмиссии автомобиля, являются функцией максимального момента трения сцепления M_{cmax},
2. После замыкания сцепления (t≈1,75 с на рис 4 а. и t≈0,8 с на рис 5.а.), момент M_C, передаваемый сцеплением (при этом M_C=M_{C3}) приблизительно равен крутящему моменту ДВС.
3. Полученные результаты свидетельствуют о практической приемлемости предложенной динамической модели, что позволяет использовать ее при более сложных расчетах, таких, как определение динамических нагрузок в трансмиссии при запуске ДВС с хода, что актуально для автомобилей с комбинированной силовой установкой параллельного типа.

Список литературы

1. Барский И.Б, Шарипов В.М и др. Сцепление транспортных и тяговых машин. М.: Машиностроение, 1989. 344 с.

2. Альгин В.Б, Павловский В.А. Динамика трансмиссии автомобиля и трактора. Мн.: Наука и техника, 1986. 216 с.
3. И.С. Цитович, В.Б. Альгин. Динамика автомобиля. Мн.: Наука и техника, 1981. 191 с.
4. Автомобили: Конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия / А.И. Гришкевич [и др.] Мн.: Выш. шк., 1985. 240 с.
5. Селифонов В.В. Автоматические управление сцепления. М.: МАМИ, 1988. 27с.
6. Петров В.А. Автоматические сцепления автомобилей. М.: Машгиз, 1961. 278 с
7. The MathWorks, Inc. 2002 - Simulink Model-Based and System-Based Design.