

Выбор путей снижения динамических нагрузок в механической трансмиссии автомобиля с комбинированной энергической установкой при запуске ДВС с ходу

01, январь 2011

авторы: Селифонов В. В., Нгуен Х. Т.

УДК 629.113

МГТУ «МАМИ»

tuannkcн@yahoo.com

Введение

Весьма перспективным направлением решения задачи повышения экологической безопасности и экономичности транспортных средств в настоящее время считается применение комбинированных энергических установок (КЭУ). При построении алгоритма автоматического управления механической трансмиссией автомобиля с КЭУ встает проблема возможного возникновения динамических нагрузок в трансмиссии при запуске ДВС путем принудительно вращения коленчатого вала от трансмиссии с высокой частотой (запуск ДВС с ходу). Вариант же запуска ДВС с помощью электростартера не целесообразен с точки зрения ощутимого увеличения токсичности, а также потери времени на сам запуск. В связи с этим в данной работе предложен метод определения и предложены пути снижения динамических нагрузок в трансмиссии автомобиля с КЭУ при запуске ДВС с ходу.

На рис.1-представлена представлена кинематическая схема трансмиссии автомобиля УАЗ-3153 с КЭУ[1].

На рис. 2 представлена ее расчетная модель. В модели на рис.2 приняты следующие обозначения:

моменты инерции, приведенные к первичному валу коробки передач: $I_{ДВС}$ – ДВС с маховиком, $I_{Э}$ – обратимой электромашины, I_C – деталей сцепления; $I_{КП}$ – коробки передач и раздаточной коробки, $I_{ПК}$ – деталей переднего моста с передними колесами, $I_{ЗК}$ – деталей заднего моста с задними колесами, I_A – маховика, эквивалентного поступательно-движущейся массе автомобиля;

шесть упругих звеньев с коэффициентами жесткости и шесть демпфирующих звеньев с коэффициентами демпфирования b , из которых: c_C и b_C характеризуют эквивалентную крутильную жесткость и демпфирование деталей сцепления; $c_{Э}$ и $b_{Э}$ – крутильную жесткость и демпфирование звена, связывающего вал электродвигателя с раздаточной коробкой; $c_{ПТР}$, $c_{ЗТР}$, $b_{ПТР}$ и $b_{ЗТР}$ – крутильную жесткость и коэффициенты демпфирования деталей трансмиссий привода переднего и заднего мостов; $c_{ПШ}$, $c_{ЗШ}$, $b_{ПШ}$ и $b_{ЗШ}$ – тангенциальную жесткость и коэффициенты демпфирования шин передних и задних колес соответственно;

внешние моменты: $M_{СП}$ – сумма моментов сопротивления подъему и аэродинамического сопротивления, $M_{Э}$ – крутящий момент обратимой электромашины, M_C – момент трения сцепления, $M_{ДВС}$ – момент ДВС, $M_{ФЗ}$, $M_{ФП}$ – моменты сопротивления качению на ведущих колесах заднего и переднего моста.

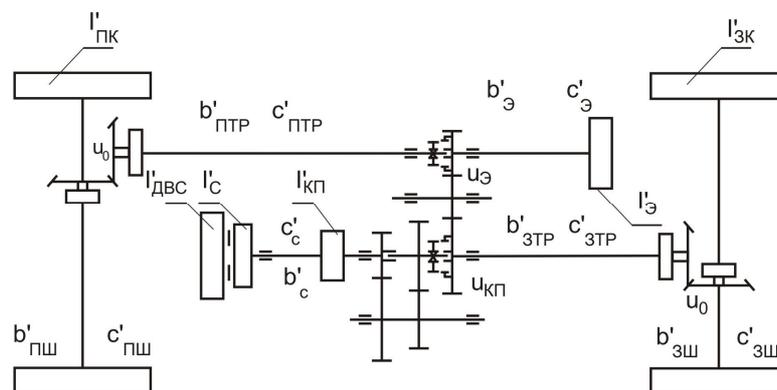


Рис. 1. Кинематическая схема трансмиссии автомобиля УАЗ-3153 с КЭУ

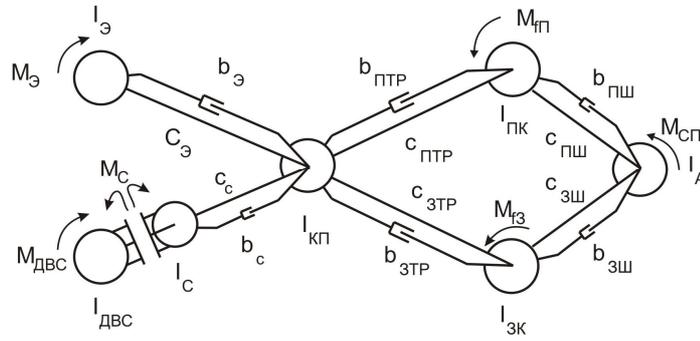


Рис.2. Расчетная модель трансмиссии автомобиля УАЗ-3153 с КЭУ

Значения моментов инерций, углов поворотов инерционных масс, коэффициентов жесткости и коэффициентов демпфирования звеньев трансмиссии, приведенных к первичному валу коробки передач, определяются следующим образом[2, 3]:

$$\begin{aligned}
 I_{ДВС} &= I'_{ДВС}; I_C = I'_C; I_э = I'_э \left(\frac{u_э}{u_{КП}} \right)^2; I_{ПК} = I'_{ПК} \left(\frac{1}{u_0 u_{КП}} \right)^2; I_{ЗК} = I'_{ЗК} \left(\frac{1}{u_0 u_{КП}} \right)^2; \\
 I_A &= I'_A \left(\frac{1}{u_0 u_{КП}} \right)^2; \varphi_{ДВС} = \varphi'_{ДВС}; \varphi_C = \varphi'_C; \varphi_э = \varphi'_э \frac{u_{КП}}{u_э}; \varphi_{КП} = \varphi'_{КП}; \varphi_{ПК} = \varphi'_{ПК} u_0 u_{КП}; \\
 \varphi_{ЗК} &= \varphi'_{ЗК} u_0 u_{КП}; \varphi_A = \varphi'_A u_0 u_{КП}; c_C = c'_C; c_э = c'_э \left(\frac{u_э}{u_{КП}} \right)^2; c_{ПТР} = c'_{ПТР} \left(\frac{1}{u_0 u_{КП}} \right)^2; \\
 c_{ЗТР} &= c'_{ЗТР} \left(\frac{1}{u_0 u_{КП}} \right)^2; c_{ЗШ} = c'_{ЗШ} \left(\frac{1}{u_0 u_{КП}} \right)^2; c_{ПШ} = c'_{ПШ} \left(\frac{1}{u_0 u_{КП}} \right)^2; b_C = b'_C; \\
 b_э &= b'_э \left(\frac{u_э}{u_{КП}} \right)^2; b_{ПТР} = b'_{ПТР} \left(\frac{1}{u_0 u_{КП}} \right)^2; b_{ЗТР} = b'_{ЗТР} \left(\frac{1}{u_0 u_{КП}} \right)^2; \\
 b_{ЗШ} &= b'_{ЗШ} \left(\frac{1}{u_0 u_{КП}} \right)^2; b_{ПШ} = b'_{ПШ} \left(\frac{1}{u_0 u_{КП}} \right)^2,
 \end{aligned} \tag{1}$$

где $u_э$ – передаточное число от вала обратной электромашин до вторичного вала коробки передач; $u_{КП}$ – передаточное число коробки передач; u_0 – передаточное число главной передачи; $\varphi_{ДВС}$, $\varphi_э$, φ_C , $\varphi_{КП}$, $\varphi_{ПК}$, $\varphi_{ЗК}$, φ_A – углы поворота масс $J_{ДВС}$, $J_э$, J_C , $J_{КП}$, $J_{ПК}$, $J_{ЗК}$, J_A соответственно

Дифференциальные уравнения движения системы, приведенной на рис. 2, можно записать в следующем виде:

$$\begin{aligned}
I_{ДВС}\ddot{\varphi}_{ДВС} &= M_{ДВС} - M_C; I_{\varnothing}\ddot{\varphi}_{\varnothing} = M_{\varnothing} - M_{УЭ}; I_C\ddot{\varphi}_C = M_C - M_{УС}; \\
I_{КП}\ddot{\varphi}_{КП} &= M_{УС} + M_{УЭ} - M_{ЗТР} - M_{ПТР}; I_{ПК}\ddot{\varphi}_{ПК} = M_{ПТР} - M_{ПК} - M_{ФП}; \\
I_{ЗК}\ddot{\varphi}_{ЗК} &= M_{ЗТР} - M_{ЗК} - M_{ФЗ}; I_A\ddot{\varphi}_A = M_{ЗК} + M_{ПК} - M_{СП}; \\
M_{УЭ} &= c_{\varnothing}(\varphi_{\varnothing} - \varphi_{КП}) + b_{\varnothing}(\dot{\varphi}_{\varnothing} - \dot{\varphi}_{КП}); M_{УС} = c_C(\varphi_C - \varphi_{КП}) + b_C(\dot{\varphi}_C - \dot{\varphi}_{КП}); \\
M_{ПТР} &= c_{ПТР}(\varphi_{КП} - \varphi_{ПК}) + b_{ПТР}(\dot{\varphi}_{КП} - \dot{\varphi}_{ПК}); M_{ЗТР} = c_{ЗТР}(\varphi_{КП} - \varphi_{ЗК}) + b_{ЗТР}(\dot{\varphi}_{КП} - \dot{\varphi}_{ЗК}); \\
M_{ЗШ} &= c_{ЗШ}(\varphi_{ЗК} - \varphi_A) + b_{ЗШ}(\dot{\varphi}_{ЗК} - \dot{\varphi}_A); M_{ПШ} = c_{ПШ}(\varphi_{ПК} - \varphi_A) + b_{ПШ}(\dot{\varphi}_{ПК} - \dot{\varphi}_A),
\end{aligned} \tag{2}$$

где: $M_{УЭ}$, $M_{ПТР}$, $M_{ЗТР}$, $M_{ПК}$, $M_{ЗК}$ – упругие моменты в звеньях трансмиссии, приведенные к первичному валу коробки передач.

При запуске ДВС с ходу момент сопротивления ДВС описывается выражением [6]:

$$M_{ДВС} = -QV_n(B + D.n) \text{ (Нм)}, \tag{3}$$

где: V_n , n – рабочий объем и частота вращения коленчатого вала ДВС в об/мин; для бензинового двигателя $B=0.4-0.5$, $D=0.00035$, $Q=12.5$.

Для учета темпа включения при определении динамических нагрузок в трансмиссии задается алгоритм изменения момента трения сцепления M_C в виде экспоненциальной зависимости от времени включения сцепления[4]:

$$M_C = M_{C_{\max}}(1 - e^{-kt}) \text{ (Нм)}, \tag{4}$$

где: $M_{C_{\max}}$ – статический момент трения в сцеплении; $k = 3/t_c$ – константа, характеризующая темп включения сцепления; t_c – время включения сцепления. Величиной t_c задаемся, принимаем минимальное значение $t_{c_{\min}}=0,015$ с; максимальное значение $t_{c_{\max}}=1,5$ с.

На основании математической модели (2) с помощью пакета MATLAB-SIMULINK[7] проведено исследование влияния следующих факторов: коэффициента жесткости; коэффициентов демпфирования звеньев трансмиссии, темпа включения сцепления; скорости автомобиля; передаточного числа коробки передач и т.д. на динамические моменты, возникающие в трансмиссии автомобиля УАЗ-3153 с КЭУ при запуске ДВС с ходу.

На рис. 3а и 3б приведены результаты расчётов упругих моментов в трансмиссии привода переднего моста при запуске ДВС с ходу на разных передачах в случаях без учета и с учетом коэффициента демпфирования деталей сцепления b_c соответственно. Очевидно, что коэффициент демпфирования деталей сцепления b_c существенно влияет на максимальный момент в ветви трансмиссии привода переднего моста. Наибольшее значение имеет демпфирование в сцеплении, наличие демпфирования с коэффициентом b_c ведет к более быстрому затуханию колебания упругого момента.

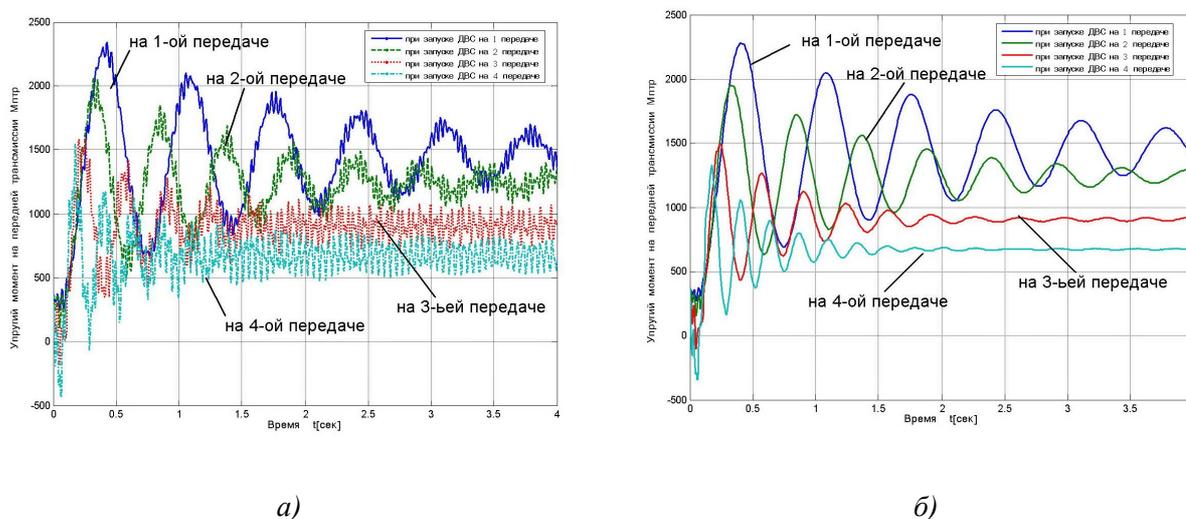


Рис.3. Изменение по времени упругого момента в трансмиссии привода переднего моста $M_{\text{упр}}$ при запуске ДВС с ходу на разных передачах

На рис. 4-7 показаны результаты расчетов максимальных упругих моментов в звеньях трансмиссии УАЗ-3153 при запуске ДВС с ходу в зависимости от разных значений коэффициентов жесткости и коэффициентов демпфирования звеньев трансмиссии. В результате анализа графиков были найдены области значений коэффициентов жесткостей и коэффициентов, при которых максимальные динамические моменты, возникающие в ветвях трансмиссии автомобиля УАЗ-3153 с КЭУ, имеют приемлемые значения.

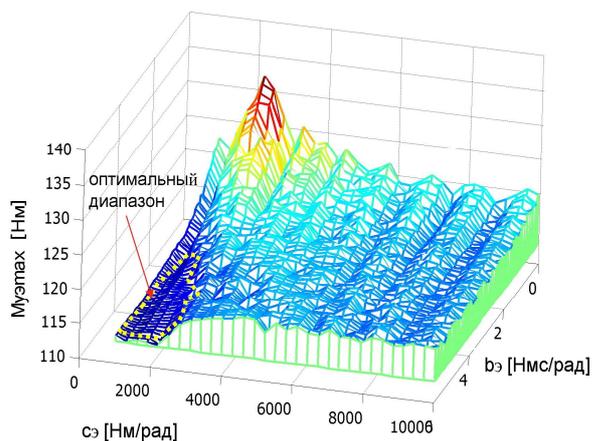


Рис.4. Зависимость максимального момента на валу ОЭМ от коэффициента демпфирования и коэффициента жесткости вала ОЭМ

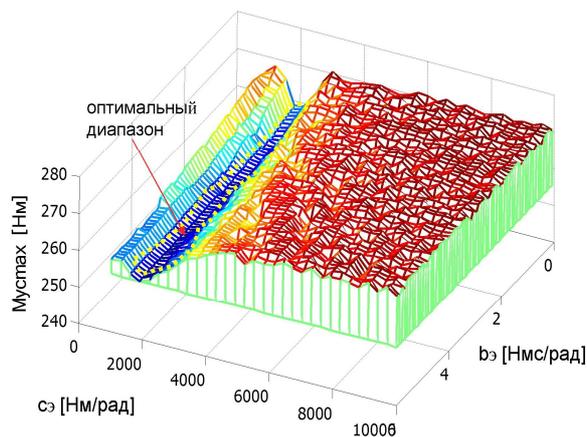


Рис.5. Зависимость максимального момента на валу сцепления от коэффициента демпфирования и коэффициента жесткости вала ОЭМ

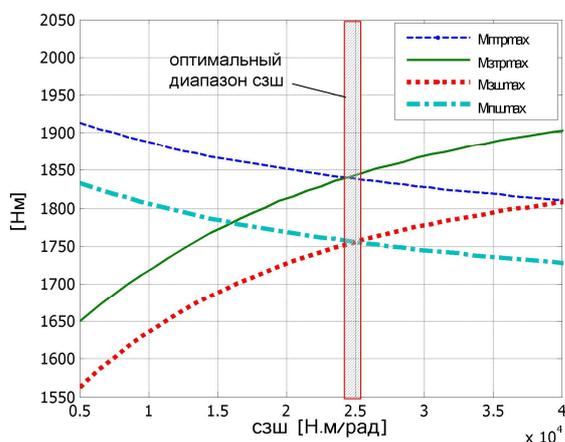


Рис.6. Зависимость максимальных моментов в звеньях трансмиссии от тангенциальной жесткости шин задних колес

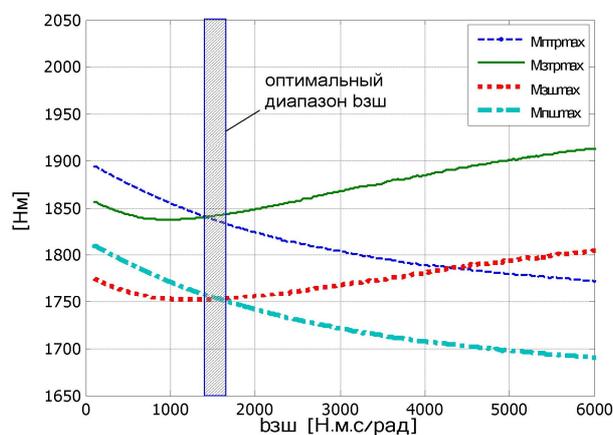


Рис.7. Зависимость максимальных моментов в звеньях трансмиссии от коэффициента демпфирования шин задних колес

$M_{птрmax}$, $M_{зтрmax}$: максимальный упругий момент в трансмиссии привода переднего и заднего моста

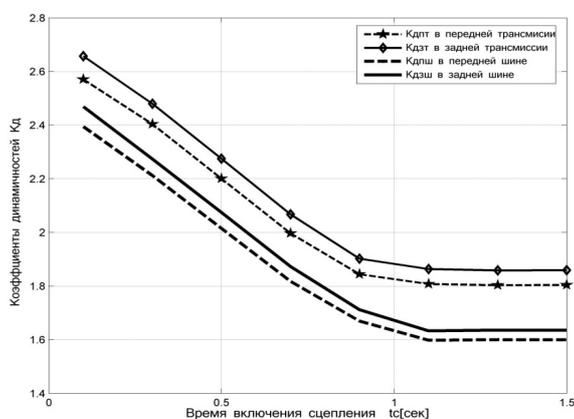
$M_{пшmax}$, $M_{зшmax}$: максимальный упругий момент в колесах переднего и заднего моста

Динамическую нагруженность трансмиссии удобно оценивать коэффициентом динамичности K_D , под которым понимается отношение:

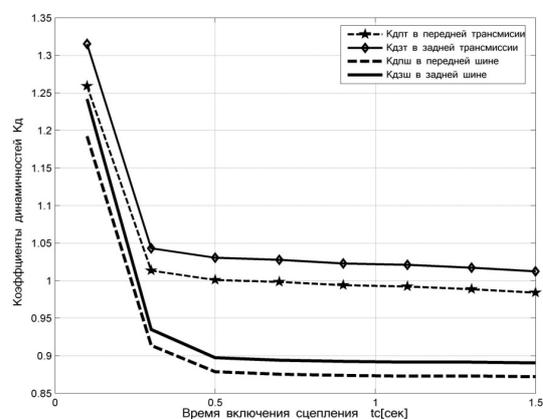
$$K_D = \frac{M_{max}}{M_{Tmax}} \quad (5)$$

где: M_{\max} – максимальный упругий момент, возникающий в ветви трансмиссии автомобиля при запуске ДВС с ходу; $M_{t\max}$ – максимальный момент, развиваемый в той же ветви трансмиссии при движении на 1-ой передаче с $M_{\text{ДВС}}=M_{\text{ДВС}\max}$.

На рис. 8 представлены результаты расчета коэффициентов динамичности в разных ветвях трансмиссии при запуске ДВС с ходу на 2 и 4-ой передаче соответственно; темп включения сцепления $t_c=0.1 - 1.5$ с. Другие исходные данные при расчете: $M_{\text{сmax}}=220$, $M_{\text{ОЭД}}=80$ Нм, скорость автомобиля при запуске ДВС $V_a=30$ км/ч.



а) на 2-ой передаче



б) на 4-ой передаче

Рис. 8. Зависимость динамических коэффициентов в ветвях трансмиссии от времени включения сцепления при запуске ДВС с ходу на 2-ой и 4-ой передаче

Результаты расчетов показали, что чем ниже передача, на которой проводится запуск ДВС с ходу, тем больше максимальные моменты, а также, чем резче включение сцепления, тем больше максимальные моменты, возникающие в ветвях трансмиссии автомобиля. Результаты расчетов также показали, что повышение времени включения сцепления t_c приводит к уменьшению значения максимального момента в ветвях трансмиссии. Вместе с тем, очевидно, что это снижение имеет место только до определенного момента ($t_c \approx 0,5 - 1,23$ с), после чего максимальный упругий момент стабилизируется.

Выводы

1. Основными факторами влияния на динамическую нагруженность трансмиссии автомобиля с КЭУ при запуске ДВС с ходу являются: момент трения сцепления, темп включения сцепления; коэффициенты демпфирования и коэффициенты жесткости звеньев трансмиссии; номер передачи, на которой запускается ДВС с ходу.

2. Для снижения динамических нагрузок трансмиссии автомобилей с КЭУ при запуске ДВС с ходу необходимо рационально выбрать вышеперечисленные факторы. Проведенными исследованиями установлено, что для УАЗ-3153 с КЭУ:

- Предложенная методика позволяет выбрать рациональные значения коэффициентов жесткости и коэффициентов демпфирования звеньев трансмиссии. Расчеты, не приведенные в данной статье, показали, что значения коэффициентов жесткости и коэффициентов демпфирования звеньев трансмиссии должны лежать в следующих диапазонах: для деталей сцепления $b_c=5,35 - 6,58$ Нмс/рад, $c_c=4238- 4464$ Нм/рад; для привода электродвигателя $b_{\text{Э}}=3,24 - 4,16$ Нмс/рад, $c_{\text{Э}}=1378- 1812$ Нм/рад; для привода заднего и переднего моста $b_{\text{ПТР}} \approx b_{\text{ЗТР}}=3,8 - 4,0$ Нмс/рад, $c_{\text{ПТР}} \approx c_{\text{ЗТР}}=7635 - 7768$ Нм/рад; для шин передних и задних колес $b_{\text{ПШ}} \approx b_{\text{ЗШ}}=1468 - 1675$ Нмс/рад, $c_{\text{ПТР}} \approx c_{\text{ЗТР}}=24556 - 25685$ Нм/рад соответственно.

- оптимальное время включения сцепления при запуске ДВС с ходу на 2-ой передаче лежит в диапазоне $t_c=0,5-1,1$ с.; на 4-ой передаче $t_c= 0,2-0,4$ соответственно.

Список литературы

1. Автомобили с гибридной силовой установкой / С.В. Бахмутов [и др.], М.: МГТУ «МАМИ», 2009. 136 с.
2. Автомобили, конструкция, конструирование и расчет, трансмиссия / А.И. Гришкевич [и др.], Мн.: Высшая школа, 1985. 240с.

3. Инерционные, жесткостные и демпфирующие свойства агрегатов узлов отечественных автомобилей/ П.И. Баженов [и др.] М.: МГТУ «МАМИ», 1986. 68с.
4. Проектирование полноприводных колесных машин: Учебник для вузов / Б.А. Афанасьев, и др.; Под общ. ред. А.А. Полунгяна. М.: Изд. МГТУ им. Н.Э. Баумана, Т.2, 2009. 572 с.:ил.
5. Селифонов В.В. Автоматическое управление сцепления М.: МАМИ, 1988. 27с.
6. Селифонов В.В. Теория автомобиля, М.: ООО «Гринлайт», 2009. 208 с.
7. The MathWorks, Inc. 2002 - Simulink Model-Based and System-Based Design.