

ностроит. пром-сти, Уфим. авиац. ин-т, Уфим. нефтян. ин-т. – Уфа : [б. и.], 1958. – 190 с.

3. Болотовский И. А., Болотовский Т. П., Смирнов В. Э. Справочник по корригированию зубчатых колес / под ред. И. А. Болотовского. – М. ; Свердловск : Машгиз, Уралосиб. отд-ние, 1962. – 215 с.

4. Гольдфарб В. И., Ткачев А. А. Проектирование эвольвентных цилиндрических передач. Новый подход. – Ижевск : Изд-во ИжГТУ, 2004. – 94 с.

5. Громан М. Б. Подбор коррекции зубчатых передач // Вестн. машиностроения. – 1955. – № 2. – С. 3–13.

6. ГОСТ 16532–70. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет геометрии. – М. : Изд-во стандартов, 1987. – 41 с. – URL: <http://vsegost.com/Catalog/42/42828.shtml> (дата обращения: 20.05.2013).

7. ГОСТ 21354–87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. – М. : Изд-во стандартов, 1987. – 129 с. – URL: <http://vsegost.com/Catalog/11/11895.shtml> (дата обращения: 20.05.2013).

* * *

V. I. Goldfarb, DSc in Engineering, Professor, Kalashnikov Izhevsk State Technical University

S. A. Poskrebyshv, Post-graduate, Kalashnikov Izhevsk State Technical University

A. A. Tkachev, PhD in Engineering, Associate Professor, Kalashnikov Izhevsk State Technical University

Improvement of gear strength analysis on the base of dynamic blocking contour concept

The concept of a dynamic blocking contour (DBC) is one of the new approaches to spur and helical gear design. The article describes one method of further developing the DBC concept. Some new lines – “tools” are shown, related to strength gear characteristics, which can be added to the set of lines already used in the “Contour” CAD-system developed on the base of the concept. Some new possibilities of the CAD-system with new lines are also described.

Keywords: spur and helical gear, dynamic blocking contour, strength calculation

Получено: 25.04.13

УДК 629.1.02

А. Р. Имангулов, магистрант;

Н. М. Филькин, доктор технических наук, профессор
Ижевский государственный технический университет
имени М. Т. Калашникова

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ ТРАНСМИССИИ ГИБРИДНОГО АВТОМОБИЛЯ ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ КОМПОНОВОЧНОЙ СХЕМЫ

В настоящее время одним из основных способов решения экологических проблем, вызванных современным автомобилестроением, является разработка автомобилей с гибридными энергосиловыми установками. Рассмотрена математическая модель работы гибридного автомобиля параллельной компоновочной схемы с механической трансмиссией с упруго-демпфирующими звеньями.

Ключевые слова: гибридный автомобиль, трансмиссия, упруго-демпфирующее звено, математическая модель

Динамические процессы в трансмиссии автомобиля целесообразно разделить на два вида: переходные процессы, возникающие при неустановившемся режиме движения автомобиля (при включении и выключении муфты сцепления, при переключении передач, при резком торможении, при переезде через различные препятствия и т. д.), и процессы, возникающие при установившемся режиме движения автомобиля, т. е. при постоянной скорости его движения [1].

Во время протекания неустановившихся переходных процессов детали трансмиссии автомобиля испытывают значительные динамические нагрузки, которые могут привести к поломке деталей и выходу автомобиля из строя. Согласно [2], при резком включении сцепления нагрузки в трансмиссии могут быть в 3–4 раза больше максимального крутящего момента двигателя, что может привести к поломке деталей.

Так как на сегодняшний день одним из основных путей решения экологических проблем, созданных

современным автомобилестроением, является разработка автомобилей с гибридными энергосиловыми установками (ГЭСУ), состоящими из двигателей внутреннего сгорания (ДВС) и электродвигателя (ЭД), то и актуальным является вопрос исследования динамических процессов в трансмиссии гибридного автомобиля.

В общем случае в силу инерционности деталей трансмиссии машины при передаче крутящего момента от двигателя к движителю происходит закручивание валов, т. е. трансмиссия работает как упругий элемент. Кроме того, в трансмиссии возникают силы неупругого сопротивления (демпфирования), зависящие от трения в трансмиссии, угловой скорости вращения, частоты изменения подводимого крутящего момента и ряда других факторов [3].

Рациональной для исследования динамических процессов, протекающих в трансмиссиях гибридных автомобилей с колесной формулой 4×2 , является приведенная динамическая модель, изображенная на

рис. 1. Маховым массам приведенной динамической модели соответствуют моменты инерции: J_{em} – вращающихся масс электродвигателя; J_{ice} – вращающихся масс двигателя внутреннего сгорания и маховика; J_{bd} – ременной передачи согласующего редуктора и ведущих деталей сцепления; J_1 – ведомых деталей сцепления; J_2 – деталей коробки передач; J_3 – деталей карданной передачи; J_4 – деталей карданной и главной передач с дифференциалом; J_5 – полуосей и ведущих колес автомобиля; J_6 – балки ведущего моста относительно оси вращения колес; J_7 – маховика, эквивалентного поступательно движущейся массе автомобиля. Упругим звеньям соответствуют крутильные жесткости: c_{em} – привода электродвигателя; c_d – демпфера; c_1 – первичного вала; c_2 – деталей коробки передач; c_3 – карданной и главной передач; c_4 – полуосей; c_5 – шин ведущих колес; c_6 – упругих элементов подвески на выкручивание. Диссипативным звеньям соответствуют коэффициенты демпфирования K_{em} , K_1 , K_2 , K_3 , K_4 , K_5 , K_6 определенных упруго-демпфирующих участков.

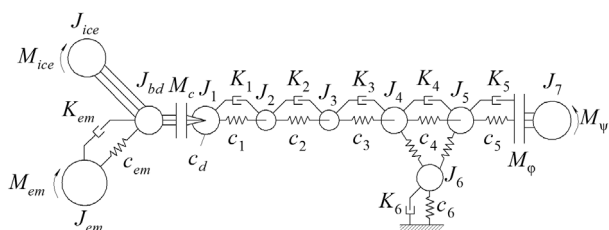


Рис. 1. Приведенная динамическая модель трансмиссии гибридного автомобиля

Электродвигатель создает крутящий момент M_{em} , а двигатель внутреннего сгорания – момент M_{ice} . Крутящие моменты M_{em} и M_{ice} определяются внешними скоростными характеристиками соответствующих двигателей.

К массе J_1 приложен момент трения в сцеплении M_c (при буксующем сцеплении), который задается в виде экспоненциальной зависимости [4]:

$$M_c = M_{cmax} (1 - e^{-k \cdot t}), \quad (1)$$

где M_{cmax} – статический момент полностью включенного сцепления; k – константа, характеризующая темп включения сцепления.

Для автомобильных сцеплений

$$M_{cmax} = \beta_c \cdot M_{max}, \quad (2)$$

где β_c – коэффициент запаса сцепления; M_{max} – максимальный крутящий момент ГЭСУ.

Константа, характеризующая темп включения сцепления, определяется исходя из следующей формулы:

$$k = \frac{3}{t_c}, \quad (3)$$

где t_c – время включения сцепления.

Передаваемый ведущими колесами момент ограничен моментом M_ϕ :

$$M_\phi = \phi \cdot G_\phi \cdot r_0, \quad (4)$$

где ϕ – коэффициент сцепления; G_ϕ – сцепной вес автомобиля; r_0 – радиус качения колеса без скольжения.

К массе J_7 приложен момент сопротивления движению M_ψ , равный сумме моментов сопротивления качению шин автомобиля M_f , сопротивления подъему M_A и аэродинамического сопротивления M_w :

$$M_\psi = M_f + M_A + M_w =$$

$$= r_0 (f \cdot m_a \cdot g \cdot \cos A + m_a \cdot g \cdot \sin A + 0,39 \cdot C_x \cdot \rho \cdot B_a \cdot H_a \cdot V^2), \quad (5)$$

где f – коэффициент сопротивления качению; m_a – полная масса автомобиля; g – ускорение свободного падения; A – величина угла подъема; C_x – коэффициент обтекаемости; ρ – плотность воздуха; B_a – наибольшая ширина автомобиля; H_a – наибольшая высота автомобиля; V – скорость движения автомобиля.

В соответствии с выбранной схемой динамической модели работы машины, изображенной на рис. 1, в общем случае у машины девять степеней свободы, однозначно определяющих ее состояние. В качестве обобщенных координат возьмем следующие независимые друг от друга параметры, число которых равно числу степеней свободы машины: ϕ_{ice} – угол поворота вала ДВС, выходного вала согласующего редуктора и ведущих деталей муфты сцепления; ϕ_{em} – угол поворота вала ЭД; ϕ_1 – угол поворота ведомых деталей муфты сцепления; ϕ_2 – угол поворота вращающихся деталей коробки передач; ϕ_3 – угол поворота вращающихся деталей карданной передачи; ϕ_4 – угол поворота вращающихся деталей карданной и главной передач с дифференциалом; ϕ_5 – угол поворота полуосей и ведущих колес автомобиля; ϕ_6 – угол поворота балки ведущего моста относительно оси вращения колес; ϕ_7 – угол поворота маховика, эквивалентного поступательно движущейся массе автомобиля.

Вывод системы дифференциальных уравнений работы гибридного автомобиля параллельной компоновочной схемы с механической трансмиссией с упруго-демпфирующими звеньями можно провести на основании принципа Даламбера:

$$F_i + N_i + F_i^j = 0, \quad (6)$$

где F_i – действующая на каждую i -ю точку системы активная сила; N_i – реакция связи, наложенной на точку; F_i^j – сила инерции.

Следовательно, система дифференциальных уравнений движения системы, приведенной на рис. 2, запишется в следующем виде:

$$\begin{cases}
J_{em} \cdot \ddot{\phi}_{em} = M_{em} - c_{em} \cdot (\phi_{em} - \phi_{ice}) + K_{em} \cdot (\dot{\phi}_{em} - \dot{\phi}_{ice}); \\
(J_{ice} + J_{bd}) \cdot \ddot{\phi}_{ice} = c_{em} \cdot (\phi_{em} - \phi_{ice}) + K_{em} \cdot (\dot{\phi}_{em} - \dot{\phi}_{ice}) - M_c; \\
J_1 \cdot \ddot{\phi}_1 = M_c - c_1^* \cdot (\phi_1 - \phi_2) - K_1 \cdot (\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2); \\
J_2 \cdot \ddot{\phi}_2 = c_1^* \cdot (\phi_1 - \phi_2) + K_1 \cdot (\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2) - c_2 \cdot (\phi_2 - \phi_3) - K_2 \cdot (\dot{\phi}_2 - \dot{\phi}_3); \\
J_3 \cdot \ddot{\phi}_3 = c_2 \cdot (\phi_2 - \phi_3) + K_2 \cdot (\dot{\phi}_2 - \dot{\phi}_3) - c_3 \cdot (\phi_3 - \phi_4) - K_3 \cdot (\dot{\phi}_3 - \dot{\phi}_4); \\
J_4 \cdot \ddot{\phi}_4 = c_3 \cdot (\phi_3 - \phi_4) + K_3 \cdot (\dot{\phi}_3 - \dot{\phi}_4) - c_4 \cdot (\phi_4 - \phi_5 - \phi_6) - K_4 \cdot (\dot{\phi}_4 - \dot{\phi}_5 - \dot{\phi}_6); \\
J_5 \cdot \ddot{\phi}_5 = c_4 \cdot (\phi_4 - \phi_5 - \phi_6) + K_4 \cdot (\dot{\phi}_4 - \dot{\phi}_5 - \dot{\phi}_6) - c_5 \cdot (\phi_5 - \phi_7) - K_5 \cdot (\dot{\phi}_5 - \dot{\phi}_7); \\
J_7 \cdot \ddot{\phi}_7 = c_5 \cdot (\phi_5 - \phi_7) + K_5 \cdot (\dot{\phi}_5 - \dot{\phi}_7) - M_\psi; \\
J_6 \cdot \ddot{\phi}_6 = c_4 \cdot (\phi_4 - \phi_5 - \phi_6) + K_4 \cdot (\dot{\phi}_4 - \dot{\phi}_5 - \dot{\phi}_6) - c_6 \cdot \phi_6 - K_6 \cdot \dot{\phi}_6,
\end{cases} \quad (7)$$

где $c_1^* = \frac{c_d \cdot c_1}{c_d + c_1}$.

Математические модели машин разрабатываются с целью проведения исследований и поиска наиболее рациональных (оптимальных) технических решений при проектировании новых или модернизации серийных моделей машин. При этом экспериментальные методы исследований применяются для определения исходных конструктивных параметров и характеристик исследуемой машины, а также при доказательстве адекватности математических моделей работе проектируемой машины.

Библиографические ссылки

1. Стефанович Ю. Г., Лунев И. С. Исследование процессов динамики нагружения трансмиссии автомобиля // Труды Третьего совещания по основным проблемам теории машин и

механизмов. Динамика машин : сб. ст. / Гос. ком. Совета Министров СССР по автоматизации и машиностроению. Ин-т машиноведения ; [ред. коллегия: акад. И. И. Артоболевский (пред.) и др.]. – М. : Машгиз, 1963. – С. 248–249.

2. Вахламов В. К. Конструкция, расчет и эксплуатационные свойства автомобилей : учеб. пособие для студентов высш. учеб. заведений. – М. : Академия, 2007. – 560 с.

3. Имангулов А. Р., Филькин Н. М. Математическое моделирование динамики легкового автомобиля с упругодемпфирующими механическими звеньями // Современная техника и технологии: проблемы, состояние и перспективы : материалы I Всерос. науч.-техн. конф. / Рубц. индуст. ин-т (фил.) ФГБОУ ВПО «Алт. гос. техн. ун-т им. И. И. Ползунова». – Рубцовск, 2011. – С. 410.

4. Автомобили: Конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия : учеб. пособие / А. И. Гришкевич, В. А. Вавуло, А. В. Карпов и др. ; под. ред. А. И. Гришкевича. – Минск : Вышэйш. шк., 1985. – 240 с.

A. R. Imangulov, Master's degree student, Kalashnikov Izhevsk State Technical University
N. M. Filkin, DSc in Engineering, Professor, Kalashnikov Izhevsk State Technical University

Mathematical modeling of the dynamics of parallel hybrid car transmission

At the present time one of the main methods of solving the environmental issues caused by modern automotive industry is the development of vehicles with hybrid energy-power plants. The mathematical model of operation of parallel hybrid car with mechanical transmission with elastic-damping links is examined in the article.

Keywords: hybrid car, transmission, elastic-damping link, mathematical model

Получено: 03.04.2013

УДК 621.9.014

С. Д. Кугультинов, доктор технических наук, профессор;
А. С. Жияев, студент
Ижевский государственный технический университет
имени М. Т. Калашникова

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПРОЦЕССА ФРЕЗЕРОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ СЛОЖНОЙ ФОРМЫ ИЗ АЛЮМИНИЕВЫХ СПЛАВОВ БЛАГОДАРЯ УПРАВЛЕНИЮ ВЕЛИЧИНОЙ СИЛЫ РЕЗАНИЯ

Приведены результаты экспериментальных исследований сил резания при фрезеровании крупногабаритных тонкостенных деталей сложной формы из алюминиевых сплавов.

Ключевые слова: алюминиевые сплавы, режимы резания, силы резания, экспериментальные исследования, фрезерование