

A mathematical model of the pyrolysis of sawdust in a swirling gas generator is presented. The size of the combustion chamber is determined to set the predetermined flow rate of solid fuel. The obtained results are adequate to experimental data.

Keywords: pyrolysis, gazogene, heat transfer, infrared heat.

Получено: 15.08.14

УДК 629.1.02

А. Р. Имангулов, аспирант

Н. М. Филькин, доктор технических наук, профессор

Ижевский государственный технический университет имени М. Т. Калашникова

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ТРАНСМИССИИ ГИБРИДНОГО ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ

В статье рассмотрена структурная схема и математическая модель для расчета динамических нагрузок, возникающих в трансмиссии автомобиля с гибридной энергосиловой установкой. Структурная схема отражает инерционные, упругие и диссипативные свойства трансмиссии. Математическая модель получена на основании уравнений Лагранжа II рода и содержит 7 обобщенных координат. В ходе компьютерного имитационного моделирования в среде Simulink Matlab доказано утверждение о том, что при протекании переходных процессов в трансмиссии гибридного автомобиля динамические нагрузки могут в несколько раз превосходить максимальный крутящий момент силовой установки. Динамическая нагруженность трансмиссии экспериментального гибридного автомобиля оценивалась коэффициентом динамичности.

Ключевые слова: гибридный автомобиль, трансмиссия, динамика, модель, Simulink, коэффициент динамичности.

Вопросы изучения динамических процессов, протекающих в трансмиссиях транспортных средств, всегда вызывали интерес у многих исследователей. Известно, что динамические процессы в трансмиссиях целесообразно разделять на два вида: процессы, возникающие при установившемся режиме работы, и процессы, возникающие при неустановившемся режиме работы машины. При протекании процессов во время неустановившегося режима работы (при включении и выключении фрикционной муфты, при переключении передач, при торможении, при пуске двигателя и др.) динамические нагрузки в трансмиссии могут быть в несколько раз больше максимального крутящего момента двигателя, что негативно отражается на работоспособности машины.

Неравномерность крутящего момента вызывает неравномерность изменения угловой скорости вращения вала, т. е. то ускорение, то замедление вращения. Поскольку вал обладает упругостью и на нем размещаются массы, то в каждом сечении вала будет своя степень неравномерности. Это объясняется тем, что массы в одинаковый промежуток времени проходят разные углы и, следовательно, движутся с разными скоростями. Последнее создает переменные закрутки в сечениях вала, что определяет его прочность. Следовательно, знакопеременные крутящие моменты вызывают в валах трансмиссий знакопеременные напряжения. Последние могут стать большими и превысить предел выносливости, что приведет к усталости материала вала и его разрушению [1].

Поскольку в настоящее время нет общего подхода по определению динамических нагрузок в трансмиссиях гибридных автомобилей, то очевидна потребность в теоретических и экспериментальных исследованиях динамических процессов, возникающих в трансмиссионных системах этих машин. Это позволит на ранней стадии проектирования, когда еще отсутствует опытный образец, обосновать выбор

технического решения и провести поиск наиболее рациональной конструкции.

Наибольшие динамические нагрузки трансмиссии возникают в неблагоприятных, но вполне реальных условиях эксплуатации, таких как трогание с места путем резкого включения или «броска» сцепления, выезд застрявшего автомобиля методом «раскачки» и т. д. Как показали эксперименты и расчеты, нагрузки трансмиссии при «бросках» сцепления можно принимать за максимальные в реальных условиях эксплуатации. Поэтому данный режим используется для оценки прочности деталей трансмиссии [2].

Авторы работ [3–5] полагают, что максимальные моменты в трансмиссии возникают при отсутствии буксования ведущих колес.

Согласно [6] при схематизации трансмиссии представляются в виде колебательных систем с дискретными параметрами. В системах, приведенных к дискретному виду, все детали заменяются элементами, каждый из которых обладает только одним свойством: инерционным, упругим или диссипативным. При этом считается, что остальные свойства звена не оказывают заметного влияния на результаты расчета.

Известно, что чаще всего структурно-кинематическая схема машинного агрегата объекта машиностроения включает в себя большое количество различных звеньев. Для упрощения математического описания элементы эквивалентной механической колебательной системы необходимо приводить к одному валу (т. е. к одной угловой скорости) или же в некоторых случаях к нескольким. При приведении должны сохраняться равенства кинетических энергий приводимой и приведенной масс, потенциальных энергий деформаций упругих звеньев системы и энергии рассеивания на приводимом и приведенном элементах системы.

В работах [7, 8] приведена рациональная структурная схема трансмиссии гибридного автомобиля с колесной формулой 4×2 для исследования динамических процессов. На рис. 1 представлена структурно-кинематическая схема гибридной энергосиловой установки (ГЭСУ), которая включает в себя маховые массы с моментами 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. Крутильная жесткость c_{em} и коэффициент демпфирования K_{em} отражают упругие и диссипативные свойства привода электродвигателя. В данную структурную схему также включен элемент, моделирующий работу сцепления, характеристикой которого является момент трения M_c , действующий на ведомые детали сцепления J_1 .

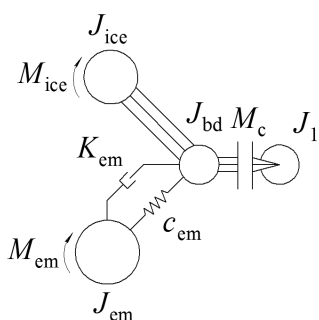


Рис. 1. Структурная схема гибридной энергосиловой установки автомобиля

Воздействие ГЭСУ на элементы трансмиссии при трогании автомобиля с места можно представить в виде момента трения сцепления M_c . Поэтому для расчета динамических нагрузок, возникающих в трансмиссии при трогании гибридного легкового автомобиля, применена структурная схема, изображенная на рис. 2, где J_1 – момент инерции ведомых деталей сцепления; J_2 – момент инерции деталей коробки передач; J_3 – момент инерции деталей карданной передачи; J_4 – момент инерции деталей карданной и главной передач с дифференциалом; J_5 – момент инерции полуосей и ведущих колес автомобиля; J_6 – момент инерции балки ведущего моста относительно оси вращения колес; J_7 – момент инерции маховика, эквивалентного поступательно движущейся массе автомобиля; c_d – крутильная жесткость демпфера; c_1 – крутильная жесткость пер-

вичного вала; c_2 – крутильная жесткость вторичного вала коробки передач; c_3 – крутильная жесткость карданной и главной передач; c_4 – крутильная жесткость полуосей; c_5 – тангенциальная жесткость шин ведущих колес; c_6 – жесткость упругих элементов подвески при выкручивании; $K_1, K_2, K_3, K_4, K_5, K_6$ – коэффициенты демпфирования соответствующих упругодемпфирующих участков. К массе J_1 приложен момент трения сцепления M_c (при буксующем сцеплении). К массе J_7 приложен момент сопротивления движению M_ψ .

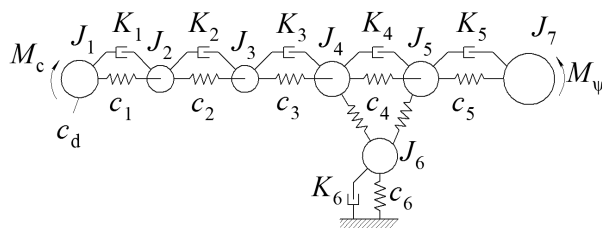


Рис. 2. Структурная схема для расчета динамических нагрузок в трансмиссии автомобиля при трогании с места

Вывод системы дифференциальных уравнений работы гибридного автомобиля параллельной компоновочной схемы с механической трансмиссией с упругодемпфирующими звеньями можно провести при помощи уравнений Лагранжа II рода [9]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial E_k}{\partial q_i} + \frac{\partial E_p}{\partial q_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_i} = Q_i,$$

где E_k, E_p – кинетическая и потенциальная энергия системы; Φ – функция рассеивания (диссипативная функция); Q – обобщенная сила, действующая вдоль координаты q_i .

Охарактеризовать динамические нагрузки, возникающие в элементах трансмиссии машин, можно с помощью упругих моментов:

$$M_{el_i} = c_i \cdot \varepsilon_i,$$

где M_{el_i} – упругий момент; c_i – крутильная жесткость соответствующего упругого звена; ε_i – угловая деформация упругого звена.

Система дифференциальных уравнений движения механической системы, изображенной на рис. 2, на основании уравнений Лагранжа II рода запишется в следующем виде:

$$\begin{cases} J_1 \cdot \ddot{\phi}_1 = M_c - c_1^* \cdot (\phi_1 - \phi_2) - K_1 \cdot (\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2), \\ J_2 \cdot \ddot{\phi}_2 = c_1^* \cdot (\phi_1 - \phi_2) + K_1 \cdot (\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2) - c_2 \cdot (\phi_2 - \phi_3) - K_2 \cdot (\dot{\phi}_2 - \dot{\phi}_3), \\ J_3 \cdot \ddot{\phi}_3 = c_2 \cdot (\phi_2 - \phi_3) + K_2 \cdot (\dot{\phi}_2 - \dot{\phi}_3) - c_3 \cdot (\phi_3 - \phi_4) - K_3 \cdot (\dot{\phi}_3 - \dot{\phi}_4), \\ J_4 \cdot \ddot{\phi}_4 = c_3 \cdot (\phi_3 - \phi_4) + K_3 \cdot (\dot{\phi}_3 - \dot{\phi}_4) - c_4 \cdot (\phi_4 - \phi_5 - \phi_6) - K_4 \cdot (\dot{\phi}_4 - \dot{\phi}_5 - \dot{\phi}_6), \\ J_5 \cdot \ddot{\phi}_5 = c_4 \cdot (\phi_4 - \phi_5 - \phi_6) + K_4 \cdot (\dot{\phi}_4 - \dot{\phi}_5 - \dot{\phi}_6) - c_5 \cdot (\phi_5 - \phi_7) - K_5 \cdot (\dot{\phi}_5 - \dot{\phi}_7), \\ J_6 \cdot \ddot{\phi}_6 = c_4 \cdot (\phi_4 - \phi_5 - \phi_6) + K_4 \cdot (\dot{\phi}_4 - \dot{\phi}_5 - \dot{\phi}_6) - c_6 \cdot \phi_6 - K_6 \cdot \dot{\phi}_6, \\ J_7 \cdot \ddot{\phi}_7 = c_5 \cdot (\phi_5 - \phi_7) + K_5 \cdot (\dot{\phi}_5 - \dot{\phi}_7) - M_\psi, \end{cases} \quad (1)$$

где

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

При определении динамических нагрузок в трансмиссии момент трения сцепления M_c задается в виде экспоненциальной зависимости [10]:

$$M_c = M_{c \max} (1 - e^{-k \cdot t}), \quad (2)$$

где $M_{c \max}$ – статический момент полностью включенного сцепления; k – константа, характеризующая темп включения сцепления; t – время.

Для автомобильных сцеплений

$$M_{c \max} = \beta_c \cdot M_{e \max},$$

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

Двигатель внутреннего сгорания (ДВС) и электродвигатель (ЭД) исследуемого гибридного автомобиля, разработанного на базе Иж-2126, работают на один выходной вал энергосиловой установки и соединены ременным редуктором с передаточным числом, равным 1,4. При этой схеме в момент трогания оба двигателя разгоняют автомобиль. Максимальный крутящий момент ДВС – 46 Н·м, а ЭД – 100 Н·м.

На рис. 3 представлены графические зависимости момента трения в муфте сцепления M_c с различным временем включения сцепления, т. е. при нормальном ($t_c = 0,4$ с) и резком ($t_c = 0,1$ с) трогании автомобиля с места.

Система дифференциальных уравнений (1) не имеет аналитического решения в общем виде. Для ее решения численным методом была выбрана графическая среда имитационного моделирования Simulink Matlab. В качестве численного метода решения обыкновенных дифференциальных уравнений выбрана функция ode45. Ode45 базируется на явном методе Рунге – Кутты. Эта функция наиболее удобна для решения большинства задач.

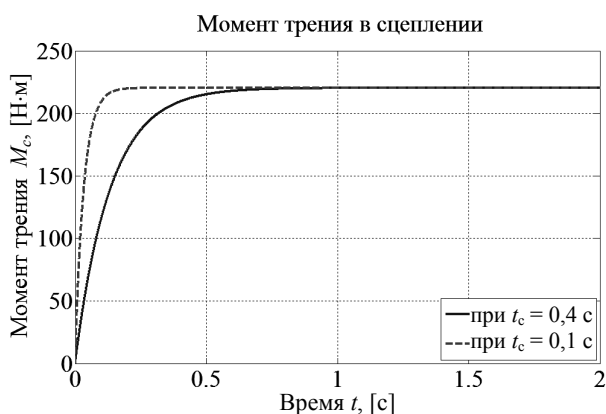


Рис. 3. Графические зависимости момента трения в муфте сцепления при различном времени включения сцепления

На рис. 4 представлены графические зависимости упругих моментов на полуосях при различном времени включения сцепления. Легко заметить, что чем

быстрее происходит включение сцепления, тем больше динамических нагрузок испытывают элементы трансмиссии. Поскольку в структурной схеме учитывались диссипативные свойства трансмиссии – динамические нагрузки являются затухающими.

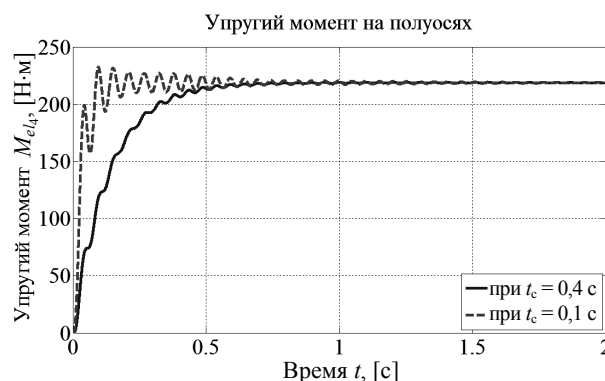


Рис. 4. Графические зависимости упругого момента на полуосях при различном времени включения сцепления

Динамическую нагруженность трансмиссии удобно оценивать коэффициентом динамичности k_d [10], под которым понимается отношение:

$$k_d = \frac{M_{el \max}}{M_{e \max}},$$

где $M_{el \max}$ – максимальный момент в звене трансмиссии, приведенный к первичному валу коробки передач; $M_{e \max}$ – максимальный момент двигателя по внешней характеристике, приведенный к первичному валу коробки передач.

В таблице приведены максимальные значения упругих моментов, возникающих на различных звеньях трансмиссии, при нормальном и резком трогании с места.

Максимальные значения упругих моментов на различных звеньях трансмиссии

Упругие моменты	Максимальные значения упругих моментов при различном времени включения сцепления, [Н·м]	
	$t_c = 0,4$ [с] (нормальное трогание)	$t_c = 0,1$ [с] (резкое трогание)
$M_{el1 \max}$	219,5334	225,9079
$M_{el2 \max}$	219,2874	229,2226
$M_{el3 \max}$	219,1858	230,3184
$M_{el4 \max}$	219,0444	232,3418
$M_{el5 \max}$	216,4193	234,8559
$M_{el6 \max}$	251,9841	470,9772

Согласно результатам расчетов, приведенных в таблице, при исследованиях максимальных динамических нагрузок наиболее нагруженным элементом трансмиссии при резком трогании гибридного автомобиля с места являются полуося. Коэффициент динамичности на этом звене $k_{d4} \approx 1,6$.

Также необходимо отметить, что большие динамические нагрузки испытывают шины ведущих колес и упругие элементы подвески. Коэффициенты динамичности для этих звеньев, соответственно, $k_{d5} \approx 1,6$, $k_{d6} \approx 3,2$.

Согласно результатам проведенных исследований, динамические нагрузки, возникающие в трансмиссии автомобиля с ГЭСУ при резком трогании с места, могут превышать максимальный крутящий момент ГЭСУ в 1,5...1,6 раза, что, несомненно, приводит к снижению долговечности деталей трансмиссии.

Таким образом, проведенные исследования показали, что, подбирая оптимальные значения коэффициентов крутильной жесткости и коэффициентов демпфирования звеньев трансмиссии, можно добиться уменьшения динамических нагрузок, возникающих в любой трансмиссионной системе.

Библиографические ссылки

1. Маслов Г. С. Расчеты колебаний валов. Справочное пособие. – М. : Машиностроение, 1968. – С. 11.
2. Цитович И. С., Альгин В. Б. Динамика автомобиля. – Минск : Наука и техника, 1981. – 191 с. : ил.
3. Малашиков И. И., Зельцер Е. А., Стефанович Ю. Г. Зависимость динамических нагрузок в трансмиссии автомобиля от процессов, происходящих при его быстром включении // Автомобильная промышленность. – 1974. – № 12. – С. 13–17.
4. Малашиков И. И., Зельцер Е. А. Исследование зависимости динамических нагрузок трансмиссии автомобиля от схем

приведения ее масс и податливостей // Конструкции автомобилей. Экспресс-информация. – 1977. – № 8. – С. 29–37.

5. Зельцер Е. А., Малашиков И. И., Стефанович Ю. Г. Аналитическое исследование максимальных динамических нагрузок трансмиссии // Автомобильная промышленность. 1975. – № 12. – С. 9–10.

6. Гришкевич А. И. Проектирование трансмиссий автомобилей: Справочник / под общ. ред. А. И. Гришкевича. – М. : Машиностроение, 1984. – 272 с. : ил.

7. Имангулов А. Р., Филькин Н. М. Математическое моделирование динамики трансмиссии гибридного автомобиля параллельной компоновочной схемы // Интеллектуальные системы в производстве. – 2013. – № 1 (21). – С. 73–75.

8. Имангулов А. Р., Филькин Н. М. Об упрощении динамической модели трансмиссии гибридного легкового автомобиля // Интеллектуальные системы в производстве. – 2013. – № 2 (22). – С. 55–57.

9. Молибошко Л. А. Компьютерные модели автомобилей : учебник. – Минск : Новое знание ; М. : ИНФРА-М, 2012. – 295 с. : ил. – (Высшее образование).

10. Автомобили: Конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия : [Учеб. пособие для спец. «Автомобили и тракторы» / А. И. Гришкевич, В. А. Вавуло, А. В. Карпов [и др.] ; под ред. А. И. Гришкевича. – Минск : Выш. шк., 1985. – 240 с. : ил.

A. R. Imangulov, Post-graduate, Kalashnikov Izhevsk State Technical University

N. M. Filkin, DSc in Engineering, Professor, Kalashnikov Izhevsk State Technical University

Investigating the dynamic load of powertrain of a hybrid car

The structural scheme and mathematical model for calculation of dynamic loads that occur in powertrain of the car equipped with hybrid energy-power plant are examined in the article. The structural scheme reflects inertial, elastic and dissipative properties of the powertrain. The mathematical model is based on Lagrange equation and includes seven generalized coordinates. In the course of computer simulation in the environment of Simulink Matlab the statement is proved that dynamic loads in hybrid car powertrain can be several times greater than the maximum engine torque when transient processes take place. Dynamic loading of the powertrain of test hybrid car was evaluated by means of dynamic factor.

Keywords: hybrid car, powertrain, dynamics, model, Simulink, dynamic factor.

Получено: 30.10.14

УДК 622.673.6

Е. А. Калентьев, кандидат технических наук
В. В. Тарасов, доктор технических наук, профессор
Институт механики УрО РАН
В. Н. Новиков

Ижевская государственная сельскохозяйственная академия

Ю. В. Пузанов, кандидат технических наук, доцент

А. Г. Бажин

Ижевский государственный технический университет имени М. Т. Калашникова

РАЗРАБОТКА ГЕОМЕТРИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ КАНАТА ДВОЙНОЙ СВИВКИ ДЛЯ ЧИСЛЕННОГО АНАЛИЗА

В статье представлена методика разработки геометрической модели каната двойной свивки, используемой для численного анализа напряженно-деформированного состояния и исследования взаимных перемещений элементов каната.

Ключевые слова: геометрическая модель, канат двойной свивки, численный анализ.

Введение

Стальные канаты имеют большое значение для современной промышленности, особенно широко стальные канаты используются в подъемно-транспортной технике. Существует большое количество

различных конструкций канатов, но основными конструктивными факторами, определяющими форму и работу каната, являются: порядок свивки каната, форма профиля поперечного сечения проволоки, контакт между проволоками в пряди и контакт пря-