

*А. Н. СЕРГИЕНКО*, преп.-стажер НТУ «ХПИ»

## **МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ КОЛЕБАНИЙ В ХОДОВОЙ СИСТЕМЕ АВТОМОБИЛЯ С ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫМ ДЕМПФИРОВАНИЕМ**

Разработана математическая модель колебаний в ходовой системе автомобиля с ЭМП-амортизатором в подвеске и методика оценки его энергетических показателей в процессе работы.

**Ключевые слова:** математическая модель, подвеска, ЭМП-амортизатор, автомобиль, двухмассовая система, демпфирование, энергия, показатели.

**Постановка проблемы.** Проблема рационального использования энергии в автомобиле становится все более актуальной и продолжает оставаться в центре внимания ведущих автопроизводителей. При этом рассматриваются различные варианты трансформации механической энергии и ее рекуперации с использованием эффективного накопителя.

В частности одним из таких решений является использование электромеханического преобразователя (ЭМП)-амортизатора в составе подвески автомобиля.

Эти устройства могут быть использованы не только в системе поддрессирования автомобиля, но и в подвесках сидения водителя, кабины и двигателя.

Преимущества использования электромеханического преобразователя на автомобиле заключаются в возможности несложного управления силой демпфирования, осуществления рекуперации механической энергии в электрическую и др. Некоторые варианты конструкции исключают из подвески дополнительные механические элементы. При этом уменьшается величина неподрессоренной массы автомобиля, что снижает его динамическую нагруженность и повышает надежность.

Анализ вариантов конструкции показал целесообразность использования ЭМП-амортизатора в виде линейного синхронного ЭМП с возбуждением от постоянных магнитов [1].

В известных источниках информации недостаточно уделено внимания вопросам моделирования процессов протекающих в указанных устройствах и оценке их энергетических показателей при использовании в конструкции автомобиля.

**Анализ последних достижений и публикаций.** Вопросами математического моделирования автомобилей с активной и пассивной системами поддрессирования занимаются ученые и инженеры ведущих

автомобильных корпораций. В частности работы ведутся в направлении моделирования активной электромеханической подвески с различными вариантами конструкции ЭМП.

В работе [2] авторами рассмотрена система гашения колебаний автоматизированной системой подвески. Роботизированная система основана на контроле перемещения масс подвески автомобиля. Для решения задачи осуществляется контроль положения колеса и кузова автомобиля. Для того, чтобы не применять датчики ускорения и скорости использована система алгебраической оценки в реальном масштабе времени. Результаты симуляции отображают динамику и степень роботизации предложенной активной подвески автомобиля.

В работе [3] для улучшения показателей плавности хода и управляемости автомобиля предлагается активная подвеска. Однако, современные активные системы подвесок потребляют много энергии, уменьшая топливную экономичность. В работе рассмотрены колебания автомобиля, вызванные неровностью дороги. Механическая энергия трансформируется в электрическую энергию и компенсирует затраты, вызванные потреблением активной подвеской. Полученная энергия используется в качестве входной мощности для насоса питания гидравлических приводов. Адаптивный Neurofuzzy-контроллер разработан для генерации сигналов контроля и управления клапанами гидравлических приводов.

В работе [4] проведено исследование затрат энергии в автомобильной подвеске. В разработанной модели рассматриваются подвески с линейной и нелинейной характеристиками. Сравнение результатов показывает, что до скорости движения 30 км/ч разница незначительна. Когда скорость превышает 30 км/ч нелинейность характеристики необходимо учитывать. Количество затраченной энергии при демпфировании колебаний составляет 0,06...0,17 кВт·ч.

В работе [5] рассматриваются конструктивные аспекты применения активной электро-магнитной подвески для транспортного средства, которая сочетает бесщеточные цилиндрические постоянные магниты с пассивной пружиной. Предложенная система предназначена для обеспечения дополнительной устойчивости и безопасности при выполнении маневрирования и остановки, а также гашения колебаний, вызванных неровностями дорожного покрытия. Расчет основан на исследовании производных статических и динамических показателей привода. Электромагнитная подвеска рассматривается для одного колеса автомобиля, производятся измерения показателей и сравнение с показателями при пассивной системе подвески. Предложен альтернативный вариант с

использованием внешнего магнита, удовлетворяющий требованиям по температуре и объему.

В работе [6] авторами предлагается использование активной подвески для увеличения показателей устойчивости при маневрировании и остановке, а также гашении колебаний от неровностей дороги для повышения безопасности водителя и пассажиров. Предложено сравнение используемых типов систем подрессоривания с электромагнитной подвеской в сочетании с пассивной пружиной. Показаны результаты проведенных испытаний и выполнено сравнение с данными других источников. Представлены варианты конструкций подвесок с электромагнитной системой. Приведены результаты измерений при использовании пассивной системы и показано их сравнение с динамическими показателями при электромагнитной системе подвески одного колеса.

В работе [7] авторами оценена эффективность использования электромагнитной активной подвески прямого действия. Исследована подвеска типа McPherson, состоящая из бесщеточного постоянного магнита, цилиндрического ротора в сочетании с пассивной пружиной и демпфером. Данная подвеска, кроме гашения колебаний, рекуперировывает энергию при линейных перемещениях ротора. Контроллер LQR разработан для повышения комфорта и улучшения управляемости. Показаны результаты симуляции системы для различных профилей дороги.

В приведенных источниках рассматриваются достаточно сложные варианты схем, однако отсутствует обоснование расчетной схемы модели автомобиля для оценки показателей при использовании линейного синхронного трехфазного ЭМП с возбуждением от постоянных магнитов, не представлена методика определения рекуперировываемой энергии.

**Цель работы.** Разработка математической модели колебаний в ходовой системе автомобиля с ЭМП-амортизатором в подвеске и методики оценки его энергетических показателей в процессе работы.

**Основная часть.** В систему подрессоривания автомобиля входят упругие элементы и демпфирующие устройства. Условно можно принять, что на каждую подвеску приходится массы  $m_{П1}$ ,  $m_{П2}$  (передний мост) и  $m_{З1}$ ,  $m_{З2}$  (задний мост).

При этом

$$m_{П1} + m_{П2} + m_{З1} + m_{З2} = m_{ПР},$$

где  $m_{ПР}$  – подрессоренная масса автомобиля. Это допущение можно принять, учитывая, что при исследовании работы амортизатора нас, в первую очередь, интересуют перемещения колеса относительно кузова.

Каждое из колес можно представить в виде массы  $m_{ПК}$  (передний мост) или  $m_{ЗК}$  (задний мост), имеющей упругую  $C_{11}$  и демпфирующую  $K_{11}$  связи с грунтом для передних и задних колес (рис. 1).

Связь масс колес с несущей частью осуществляется упругими элементами  $C_{12}$  и демпфирующими устройствами  $K_{12}$  передних колес, и задних –  $C_{22}, K_{21}$  соответственно.

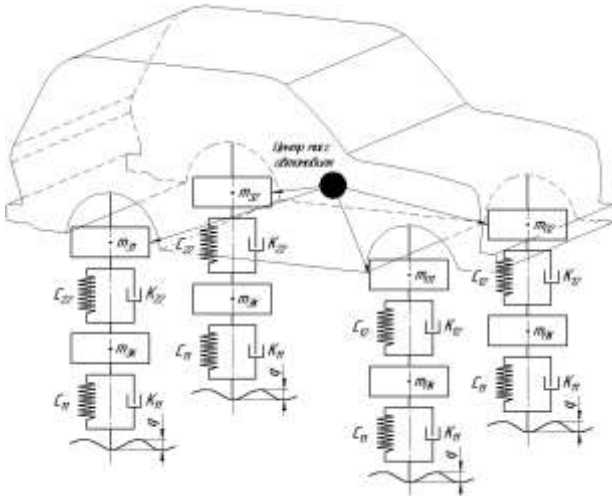


Рис. 1 – Расчетная схема подвески двухосного автомобиля

Для моделирования движения масс колес относительно кузова или остова принимаем следующие допущения:

- нагрузки по колесам распределяются равномерно;
- характеристики упругих элементов системы поддрессоривания линейны;
- колеса совершают вертикальные перемещения;
- законы изменения неровностей под каждым колесом одинаковы;
- упругодемпфирующие свойства грунта под колесами не учитываются, так как жесткость подвески и шин значительно меньше жесткости опорной поверхности [8-10].

Для определения параметров движения рассматриваемой двухмассовой системы в упрощенной форме можно рассмотреть схему, представленную на рис. 2.

На схеме принято:

$z$  – перемещение поддрессоренной массы  $m_2$  относительно положения равновесия;

$\xi$  – перемещение массы  $m_1$  колеса относительно ее положения равновесия;

$C_1$  – коэффициент жесткости шины;

$C_2$  – коэффициент жесткости упругого элемента подвески;

$K_1$  – коэффициент демпфирования шины;

$K_2$  – коэффициент демпфирования амортизатора;

$q$  – переменная высота неровности дороги под колесом.

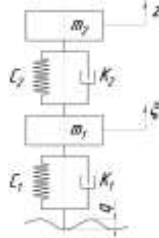


Рис. 2 – Расчетная схема подвески

Для составления математической модели рассматриваемой системы воспользуемся уравнениями Лагранжа II-го рода:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{y}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial y_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial y_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{y}_i} = Q_i, \quad (1)$$

где  $T$  и  $\Pi$  – соответственно кинетическая и потенциальная энергии системы;

$\Phi$  – диссипативная функция;

$y_i$  – обобщенная координата;

$Q_i$  – обобщенная сила ( $i=1; 2$ ).

Выражение кинетической энергии можно представить в виде:

$$T = \frac{1}{2} (m_2 \dot{z}^2 + m_1 \dot{\xi}^2), \quad (2)$$

Потенциальная энергия определяется выражением:

$$\Pi = \frac{1}{2} [C_2 (z - \xi)^2 + C_1 (\xi - q)^2]. \quad (3)$$

Выражение для диссипативной функции Релея запишем в виде:

$$\Phi = \frac{1}{2} [K_2 (\dot{z} - \dot{\xi})^2 + K_1 (\dot{\xi} - \dot{q})^2]. \quad (4)$$

Тогда, в соответствии с (1), получим дифференциальные уравнения колебаний рассматриваемой системы:

$$\begin{cases} m_2 \ddot{z} + C_2(z - \xi) + K_2(\dot{z} - \dot{\xi}) = 0 \\ m_1 \ddot{\xi} - C_2(z - \xi) + C_1(\xi - q) - K_2(\dot{z} - \dot{\xi}) + K_1(\dot{\xi} - \dot{q}) = 0 \end{cases} \quad (5)$$

Величина силы демпфирования при использовании гидромеханического амортизатора:

$$F_{ДЕМП} = K_2 \cdot (\dot{z} - \dot{\xi}).$$

При использовании ЭМП-амортизаторов в подвеске автомобиля эта величина заменяется на электромагнитную силу ЭМП-амортизатора  $F_e$ , которая определяется при решении системы уравнений, описывающих электромагнитные процессы в ЭМП [11].

$$\begin{cases} m_2 \ddot{z} + C_2(z - \xi) + F_e = 0 \\ m_1 \ddot{\xi} - C_2(z - \xi) + C_1(\xi - q) - F_e + K_1(\dot{\xi} - \dot{q}) = 0 \end{cases} \quad (6)$$

Значение силы  $F_e$  зависит от разницы координат  $(z - \xi)$ , скоростей  $(\dot{z} - \dot{\xi})$ , величины тока и потокосцепления в обмотках каждой из фаз.

Выражение для определения электромагнитной силы  $F_e$  сопротивления трехфазного ЭМП-амортизатора имеет вид:

$$F_e = \frac{\partial(\int_0^{i_1} \Psi_A(i_1, i_2, i_3, x) di_1)}{\partial x} + \frac{\partial(\int_0^{i_2} \Psi_B(i_1, i_2, i_3, x) di_2)}{\partial x} + \frac{\partial(\int_0^{i_3} \Psi_C(i_1, i_2, i_3, x) di_3)}{\partial x}, \quad (7)$$

где  $\Psi_A, \Psi_B, \Psi_C$  – потокосцепления фаз 1, 2 и 3;

$i_1, i_2, i_3$  – токи в фазах 1, 2 и 3, соответственно;

$x = z - \xi$  – перемещение ротора относительно статора ЭМП.

Величины потокосцеплений и токов в фазах зависят от конструктивных параметров, характеристик материалов, относительной скорости и перемещений статора и ротора.

Общая модель с учетом использования  $F_e$  дополняется системой упомянутых уравнений [11].

При использовании параллельно двух амортизаторов система уравнений включает силу демпфирования гидромеханического  $F_{ДЕМП}$  и электромеханического преобразователя  $F_e$ .

**Оценка энергетических показателей ЭМП-амортизатора.** Для оценки энергетических показателей ЭМП-амортизатора предлагаем ввести критерий, не зависящий от типа полупроводникового преобразователя и системы его управления. Этот показатель оценивает энергию, выработанную ЭМП-амортизатором при активной нагрузке всех трех фаз.

Критерий эффективности – энергия, затрачиваемая на демпфирование колебаний ЭМП-амортизатором находится по формуле:

$$W_{DEM} = \int_{t_H}^{t_K} (R_1 I_1^2 + R_2 I_2^2 + R_3 I_3^2) dt, \quad (8)$$

где  $R_1, R_2, R_3$  – суммарное сопротивление цепи включения фазы  $A, B$  и  $C$ , соответственно;

$I_1, I_2, I_3$  – величины токов в фазах  $A, B$  и  $C$ , соответственно;

$t_H$  – момент времени конца переходного процесса при пуске ЭМП-амортизатора, с.

$t_K$  – конец рассматриваемого отрезка времени, с;

При использовании в электрической схеме конденсатора в качестве накопителя, запасаемая в нем энергия определяется зависимостью:

$$W_C = \frac{C \cdot U^2}{2},$$

где  $C$  – емкость конденсатора;

$U$  – напряжение на обкладках конденсатора.

Ее величина суммируется с  $W_{DEM}$ .

При этом среднюю мощность ЭМП-амортизатора можно определить как:

$$P_{DEM} = \frac{W_{DEM}}{\Delta t}, \quad (9)$$

где  $\Delta t = t_K - t_H$  – интервал времени, в течение которого вырабатывается энергия.

Величина мощности, которую ЭМП-амортизатор может передать на накопитель, будет равна:

$$P_{NAK} = P_{DEM} \cdot \eta_{\Sigma}, \quad (10)$$

где  $\eta_{\Sigma}$  – КПД, учитывающий потери в ЭМП-амортизаторе и элементах электрической цепи.

**Выводы.** При определении показателей работы ЭМП-амортизатора рационально использовать двухмассовую схему подвески.

При гашении энергии механических колебаний ЭМП-амортизатор вырабатывает электрическую энергию. Среднюю мощность его целесообразно определять отношением работы электрического тока в каждой фазе обмоток ко времени с учетом потерь в электрической цепи.

**Список литературы:** 1. Сергиенко А. Н. Анализ конструкций электромеханических преобразователей и выбор схемы электро-амортизатора неподрессоренных масс транспортного средства / А. Н. Сергиенко, Б. Г. Любарский, В. Б. Самородов, Н. Е. Сергиенко. Сборник научных трудов: Автомобильный транспорт. – Х.: ХНАДУ, 2012. – Вып. 31. – С. 18-25. 2. E Chávez Conde, F. Beltran Carbajal, C Garcia Rodriguez, A. Blanco Ortega. Sliding Mode based Differential Flatness Control and State Estimation of Vehicle Active Suspensions // Politecnologia. – 2009 – Vol. 1, No 1 (1). – P.49-59. 3. Ammar A. Aldair, Weiji J. Wang. The energy regeneration of Electromagnetic energy saving active Suspension in full vehicle with Neurofuzzy controller // International Journal of Artificial Intelligence & Applications (IJAA). – 2011. – Vol.2, No.2. – P.32-43. 4. V. Liesionis, D. Markšaitis, V. Daniulaitis. Analysis of energy dissipation of shock-absorber during random excitation // Mechanika. – 2007. – Nr.3 (65). – P. 42-45. 5. Bart L. J. Gysen, Jeroen L. G. Janssen, Johannes J. H. Paulides, Elena A. Lomonova. Design Aspects of an Active Electromagnetic Suspension System for Automotive Applications // IEEE Transactions on Industry Applications. – 2009. – Volume 45, Issue 5. – P.1589-1597. 6. Bart L. J. Gysen, Johannes J. H. Paulides, Jeroen L. G. Janssen, Elena A. Lomonova. Active Electromagnetic Suspension System for Improved Vehicle Dynamics // IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC). – 2008. – 1-6. 7. Bart L. J. Gysen, Tom P. J. van der Sande, Johan J.H. Paulides, Elena A. Lomonova. Efficiency of a regenerative direct-drive electromagnetic active suspension // IEEE Transactions on Vehicular Technology. – 2011. – Volume 60, Issue 4. – P.1384 - 1393. 8. Хачатуров А. А., Афанасьев В. Л., Васильев В. С. и др. Динамика системы дорога – шина – автомобиль – водитель. Под ред. А.А. Хачатурова. М.: Машиностроение, 1976. – 536 с. 9. Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля. Изд. 3-е, переработ. и доп. – М.: Машиностроение, 1972. – 392 с. 10. Раймтель Й. Шасси автомобиля: Элементы подвески / Пер. с нем. А. Л. Карпухина; Под ред. Г. Г. Гридасова. – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с. 11. Сергиенко А.Н. Математическая модель электромеханического преобразователя для электроамортизатора транспортного средства / А.Н. Сергиенко, Б.Г. Любарский, Н.Е. Сергиенко. – Электротехника і електромеханіка. Науково-практичний журнал. – 2012. – №6. – С. 61- 65.

Поступила в редколлегию 08.05.2013

УДК 629.027, 621.313, 629.069, 629.3.014

**Математическая модель колебаний в ходовой системе автомобиля с электромагнитным демпфированием / А. М. Сергиенко // Вісник НТУ «ХП». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХП», 2013. – № 31 (1004). – С. 86–93. – Бібліогр.: 11 назв.**

Розроблено математичну модель коливань в ходовій системі автомобіля з ЕМП-амортизатором в підвісці і методика оцінки його енергетичних показників в процесі роботи.

**Ключові слова:** математична модель, підвіска, ЕМП-амортизатор, автомобіль, двомасова система, демпфірування, енергія, показники.

A mathematical model of vibrations in the suspension system of a car with EMC- shock absorber in the suspension and methods of evaluation of its energy performance in the process.

**Keywords:** mathematical model, suspension, EMC-shock absorber, car, two-mass system, damping, energy, performance.