

## Электротехника

### ИССЛЕДОВАНИЕ АКТИВНОЙ СИСТЕМЫ ВИБРОЗАЩИТЫ НА ОСНОВЕ ЛИНЕЙНОГО ДВИГАТЕЛЯ ПОСТОЯННОГО ТОКА

*А.М. Абакумов, Д.Г. Рандин, В.В. Бочков*

Самарский государственный технический университет  
Россия, 443100, г. Самара, ул. Молодогвардейская, 244

**Аннотация.** *Исследуются характеристики и эффективность замкнутой по виброускорению защищаемого объекта системы виброзащиты с исполнительным электромеханическим элементом в виде линейного двигателя постоянного тока (ЛДПТ). На основании представленной расчетной модели с учетом допущений получены математические модели системы виброзащиты в виде передаточных функций по каналу управления и возмущению. Разработана структура активной системы виброзащиты, включающая ЛДПТ, управляемый преобразователь, датчик ускорений защищаемого объекта и регулятор. С учетом разработанных математических моделей и разработанной структуры активной системы виброзащиты проведено изучение характеристик в программе Matlab. Полученные результаты исследования позволили оценить эффективность системы виброзащиты в замкнутом и разомкнутом состоянии. С учетом требований к динамическим характеристикам замкнутой системы синтезирован регулятор. Сформулированы рекомендации по использованию активной системы виброзащиты.*

**Ключевые слова:** *одномассовая расчетная модель, линейный двигатель постоянного тока, имитационное моделирование, эффективность системы виброзащиты, динамические характеристики системы виброзащиты.*

#### 1. Актуальность применения активной виброзащиты

В настоящий момент достижения науки определяют новые технологии, применяемые в технике. На смену классическим техническим решениям приходят решения на основе материалов с новыми свойствами. В частности, в традиционные системы амортизации начинают внедрять демпферы с рабочим телом в виде неньютоновской жидкости – магнитореологической. Системы амортизации с такими исполнительными устройствами позволяют расширить функционал и оптимально сочетать противоречивые требования. Например, в автомобильном транспорте [1] удастся добиться оптимального соотношения между управляемостью и плавностью хода. Системы амортизации (виброзащиты) с магнитореологическим демпфером колебаний также нашли применение в виброзащите зданий и сооружений [2]; элементов бытовой техники (барабаны стиральных машин) [3]; кресел рабочего места оператора различных систем [4] и т. п.

Известно, что системы виброзащиты с одним только демпфирующим эле-

---

*Александр Михайлович Абакумов (д.т.н., проф.), профессор кафедры «Электромеханика и автомобильное электрооборудование».*

*Дмитрий Геннадьевич Рандин (к.т.н.), доцент.*

*Василий Викторович Бочков, магистрант.*

ментом имеют недостаток, заключающийся в ухудшении зарезонансных свойств виброзащитной системы, так как демпфер эффективно гасит только резонансные колебания. Напротив, системы виброзащиты только с элементом жесткости эффективно гасят зарезонансные колебания и малоэффективны на резонансных частотах. Поэтому достаточно часто используют схему виброзащиты с совместной параллельной установкой элемента гидравлического сопротивления (демпера) и элемента упругости – схему Кельвина [5]. Таким образом, совместное применение управляемых элементов вязкого сопротивления и жесткости позволяет эффективно управлять виброзащитными свойствами системы при различных вариациях параметров колебательной системы: амплитуды и частоты возмущения, массы защищаемого объекта и т. п.

## **2. Изученность вопроса**

К настоящему времени вопросы эффективности активной системы виброзащиты с управляемыми электромеханическими устройствами изучены не в полной мере. Практически отсутствуют публикации по исследованию эффективности систем виброзащиты с управляемыми элементами демпфирования и жесткости.

Среди множества исследований в этой области частично указанные вопросы изучены, например, в работе [6], где рассматривается электромеханическая виброзащита для сидения транспортного средства, подверженного одновременно вращению и вертикальным ускорениям. Алгоритм управления электромеханическим устройством построен на принципах  $H-\infty$  оптимизации. Доказана теоретически и экспериментально эффективность снижения среднеквадратичного значения виброускорений защищаемого объекта.

В работе [7] исследуется активная система виброзащиты прецизионного оптико-механического комплекса с несущим элементом жесткости в виде пневмобаллона и управляемым электромагнитным приводом. Для принятой структуры системы виброзащиты по предлагаемой методике проведен структурно-параметрический синтез и синтезирован оптимальный регулятор, учитывающий ограничения на имеющиеся ресурсы управления и колебания объекта виброзащиты. Дополнительно синтезирован регулятор на основе нейронной сети для условий кинематического возмущающего воздействия со стороны фундамента со случайными характеристиками. Доказано, что использование регулятора с нейронной сетью обеспечивает при вариации параметров возмущения в сравнении с оптимальным регулятором в 1,5...2 раза более низкие значения дисперсии колебаний защищаемого объекта.

Интересным техническим решением является применение пространственных механизмов параллельной структуры, позволяющих гасить пространственные колебания. В работе [8] исследуется система активной виброзащиты с электромеханическим приводом типа «винт – гайка». Разработана структура замкнутой системы с указанным исполнительным механизмом виброзащиты и проведен структурно-параметрический синтез регуляторов для детерминированного воздействия и воздействия со случайными характеристиками. Проведено сравнение амплитудных характеристик системы в случае детерминированного возмущения и спектральной плотности мощности на выходе системы виброзащиты для возмущения со случайными характеристиками. Обоснована эффективность синтезированных оптимального регулятора, регулятора для детерминированного возмущения и регулятора, обеспечивающего сверхустойчивость системы. Автором

доказано, что несомненным преимуществом обладает регулятор, обеспечивающий сверхустойчивость системы. Удовлетворительные результаты дает использование оптимального регулятора, который эффективен в подавлении возмущений сложного вида. Худшие результаты дает использование регулятора для детерминированного возмущения, но тем не менее качество виброзащиты удовлетворяет заданным требованиям, а также этот тип регулятора обеспечивает самый широкий частотный диапазон подавления возмущений.

Некоторые исследователи предлагают расширить функциональные возможности активной виброзащиты за счет дополнительно выполняемых альтернативных функций. В частности, в работе [9] исследуется возможность преобразования механической энергии колебаний с помощью активной системы виброзащиты в электрическую, ее запаса и резервного использования. Также в статье рассматривается возможность отслеживания и регистрации микроколебаний в сейсмически активных районах датчиками активной системы виброзащиты.

Применительно к транспортным средствам линейные электрические машины активной системы виброзащиты предлагается [10] использовать в качестве дополнительного источника электрической энергии. Кроме того, поскольку электрическая машина совершает возвратно-поступательные движения, предлагается возложить на нее функцию привода компрессорной установки. В качестве недостатков этого технического решения можно указать увеличенные в сравнении со штатными виброизоляторами весогабаритные показатели.

Тем не менее наибольшую популярность системы виброзащиты с управляемыми элементами жесткости и вязкого сопротивления нашли в автомобилестроении [11], так как позволяют оптимально сочетать противоречивые требования управляемости и комфорта. Наиболее часто в управляемых подвесках используются алгоритмы, построенные на принципах нейронных сетей [12], оптимального [13] и адаптивного [14] управления, нечеткой логике [15].

Таким образом, как показывает обзор публикаций в исследуемой области, вопросы изучения эффективности активной системы виброзащиты с электромеханическими исполнительными элементами остаются не до конца решенными. Среди множества вопросов этой области можно выделить: эффективность активной системы виброзащиты с исполнительным электромеханическими элементами и различными алгоритмами управления; эффективность активных систем виброзащиты с регуляторами, синтезированными для детерминированного возмущения в условиях действия возмущения со случайными характеристиками, и наоборот.

В настоящей статье рассмотрены вопросы исследования эффективности активной системы виброзащиты с ЛДПТ в условиях детерминированных возмущений.

### **3. Математические модели систем виброзащиты**

В качестве основной расчетной схемы принята одномассовая колебательная система (рис. 1). Такая расчетная схема моделирует, в частности, реальную конструкцию подвески автомобиля при допущении о том, что центр тяжести автомобиля располагается посередине колесной базы. В этом случае колебания в передней подвеске автомобиля не зависят от колебаний в задней подвеске [16].

На расчетной схеме пассивной системы виброзащиты обозначено:  $m$  – виброзащищаемая масса;  $Z_0$  – возмущающее воздействие в виде перемещения

основания;  $C$  – жесткость упругого элемента;  $\beta$  – коэффициент гидравлического сопротивления демпфирующего элемента;  $Z$  – перемещение массы  $m$ .

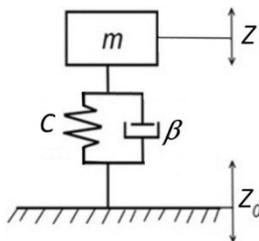


Рис. 1. Расчетная схема одномассовой колебательной системы

В [17, 18] получено дифференциальное уравнение, описывающее движение расчетной колебательной системы (здесь и далее рассматриваются уравнения для «малых» отклонений переменных):

$$m \frac{d^2 Z(t)}{dt^2} + \beta \frac{d[Z_0(t) - Z(t)]}{dt} + C[Z(t) - Z_0(t)] = 0. \quad (1)$$

В операторной форме уравнение (1) можно записать в следующем виде:

$$mp^2 Z(p) + \beta p [Z_0(p) - Z(p)] + C[Z(p) - Z_0(p)] = 0. \quad (2)$$

Далее перейдем от перемещений  $Z$  к ускорениям  $\varepsilon$ :

$$\varepsilon(t) = \frac{d^2 Z(t)}{dt^2}, \varepsilon(p) = p^2 Z(p); \varepsilon_0(t) = \frac{d^2 Z_0(t)}{dt^2}, \varepsilon_0(p) = p^2 Z_0(p).$$

Преобразовав уравнение (2) с учетом введенных обозначений, получим:

$$m\varepsilon(p) + \frac{\beta}{p} [\varepsilon_0(p) - \varepsilon(p)] + \frac{C}{p^2} [\varepsilon_0(p) - \varepsilon(p)] = 0.$$

Приведенному операторному уравнению соответствует структурная схема, показанная на рис. 2. На основании приведенной структуры получена [19] передаточная функция (ПФ) пассивной системы виброзащиты для выходной переменной в виде ускорения защищаемого объекта  $\varepsilon(p)$  и входной  $\varepsilon_0$  – ускорение координаты основания:

$$W_p^{\varepsilon\varepsilon_0}(p) = \frac{\varepsilon(p)}{\varepsilon_0(p)} = \frac{\frac{\beta}{C}p + 1}{\frac{m}{C}p^2 + \frac{\beta}{C}p + 1}.$$

Обозначив

$$\sqrt{\frac{m}{C}} = T_1; \frac{\beta}{C} = T_2,$$

последнее выражение можно записать в виде

$$W_p^{\varepsilon\varepsilon_0}(p) = \frac{\varepsilon(p)}{\varepsilon_0(p)} = \frac{T_2 p + 1}{T_1^2 p^2 + T_2 p + 1}. \quad (3)$$

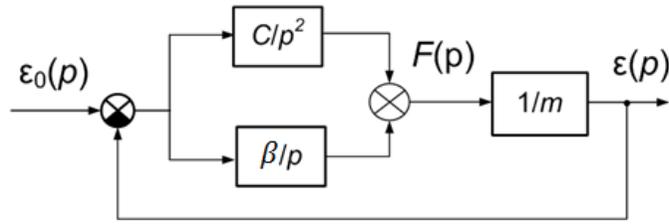


Рис. 2. Структурная схема системы виброзащиты

Дополним полученную математическую модель уравнениями движения ЛДПТ, управляемого напряжением  $U$  на якоре [20]:

$$U(t) = E(t) + I(t)R + L \frac{dI(t)}{dt}; \quad (4)$$

$$E(t) = k\Phi \int_0^t [\varepsilon_0(t) - \varepsilon(t)] dt, \quad (5)$$

где  $I$  – ток якоря;  
 $E$  – наведенная в якоре ЭДС;  
 $L$  – индуктивность цепи якоря;  
 $R$  – сопротивление якорной цепи двигателя;  
 $k\Phi$  – коэффициент передачи двигателя.

Механическое усилие, создаваемое ЛДПТ при постоянном магнитном потоке, определяется током якоря:

$$F_M = k\Phi I(t). \quad (6)$$

Уравнения (4) – (6) в операторной форме имеют вид

$$U(p) = E(p) + I(p)R[1 + T_E p]; \quad (7)$$

$$E(p) = k\Phi[\varepsilon_0(p) - \varepsilon(p)]/p; \quad (8)$$

$$F_M(p) = k\Phi I(p), \quad (9)$$

где  $T_E = L/R$  – электромагнитная постоянная ЛДПТ.

Уравнение (7) может быть преобразовано к виду

$$W_{M1}(p) = \frac{I(p)}{U(p) - E(p)} = \frac{1}{R(T_E p + 1)}. \quad (10)$$

Исходная структурная схема системы, дополненная звеньями, отражающими динамические свойства ЛДПТ, приведена на рис. 3.

На основании приведенной структуры получена ПФ объекта управления, устанавливающая взаимосвязь между ускорением  $\varepsilon$  и механической силой  $F_M$ , создаваемой двигателем:

$$W^{\varepsilon F}(p) = \frac{\varepsilon(p)}{F_M(p)} = \frac{p^2/c}{T_1^2 p^2 + T_2 p + 1}. \quad (11)$$

Для организации активной (замкнутой) системы виброзащиты структура дополнена цепью отрицательной обратной связи (показана пунктирной линией), включающей датчик обратной связи – датчик ускорений с коэффициентом передачи  $k_S$ , регулятором с ПФ  $W_R(p)$  и управляемым преобразователем с ПФ  $W_u(p) = k_U$ .

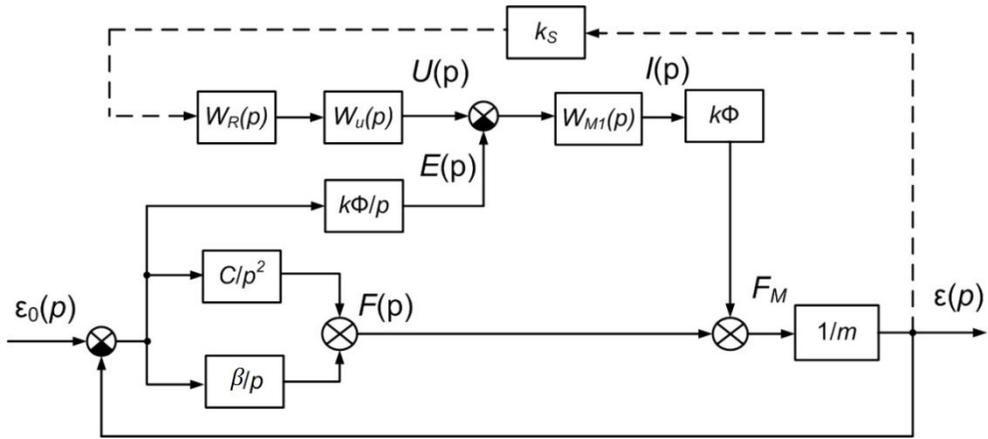


Рис. 3. Структурная схема системы виброзащиты с ЛДПТ

#### 4. Исследование динамических характеристик системы активной виброзащиты

Внутренней обратной связью по ЭДС двигателя при синтезе систем электропривода обычно пренебрегают. Без учета связи по ЭДС двигателя ПФ контура отрицательной обратной связи активной системы виброзащиты в разомкнутом состоянии имеет вид

$$W_{op}(p) = W_R(p)W^{\varepsilon F}(p) \frac{k_{op}}{(T_E p + 1)}, \quad (12)$$

где коэффициент передачи

$$k_{op} = k_S k_U k\Phi / R. \quad (13)$$

На основании полученного математического описания разработана компьютерная модель системы активной виброзащиты и исследованы ее характеристики. При моделировании приняты следующие характерные [21] численные значения параметров:

$$T_1 = 0,073\text{с}, T_2 = 0,03\text{с}, C = 15\text{кН/м}; k_{op} = 10.$$

Синтез регулятора системы проведен с использованием частотной плоскости. Логарифмические амплитудные (ЛАХ) и фазовые (ЛФХ) частотные характеристики, соответствующие ПФ по выражению (12), приведены на рис. 4.

До введения регулятора ЛАХ рассматриваемого контура имеет вид  $L_{op1}(\omega)$ , ЛФХ –  $\varphi_{op1}(\omega)$ . В области существенных частот  $L_{op1}(\omega)$  располагается ниже оси частот. Известно [22], что для эффективного подавления возмущающих воздействий в замкнутой системе необходимо увеличивать модуль ПФ  $W_{op}(p)$  разомкнутой системы в области существенных частот. Для решения этой задачи в системе использован пропорционально-интегральный регулятор с ПФ:

$$W_R(p) = \frac{T_{R1}p + 1}{T_{R2}p}. \quad (14)$$

Постоянная времени дифференцирующего множителя регулятора принята равной  $T_{R1} = T_1$ . Выбор постоянной времени интегрирующего преобразования регулятора  $T_{R2}$  проведен с учетом следующего: уменьшение значения  $T_{R2}$  позволяет увеличить значение ординат ЛАХ разомкнутой системы в интересующей области частот, т. е. увеличить модуль ПФ  $W_{op}(p)$ . В связи с этим значение  $T_{R2}$

должно выбираться с учетом требуемого снижения максимального значения амплитудной частотной характеристики (АЧХ) замкнутой системы относительно возмущающего воздействия до допустимых пределов. В то же время необходимо учитывать, что повышение эффективности виброзащиты требует увеличения энергетических возможностей исполнительного элемента. В рассматриваемом примере выбрано  $T_{R2} = 0,01$ с.

ЛАХ и ЛФХ регулятора на рис. 4 обозначены  $L_R(\omega)$ ,  $\varphi_R(\omega)$  соответственно. В результате введения регулятора ЛАХ и ЛФХ рассматриваемого контура принимают вид  $L_{op2}(\omega)$  и  $\varphi_{op2}(\omega)$  соответственно.

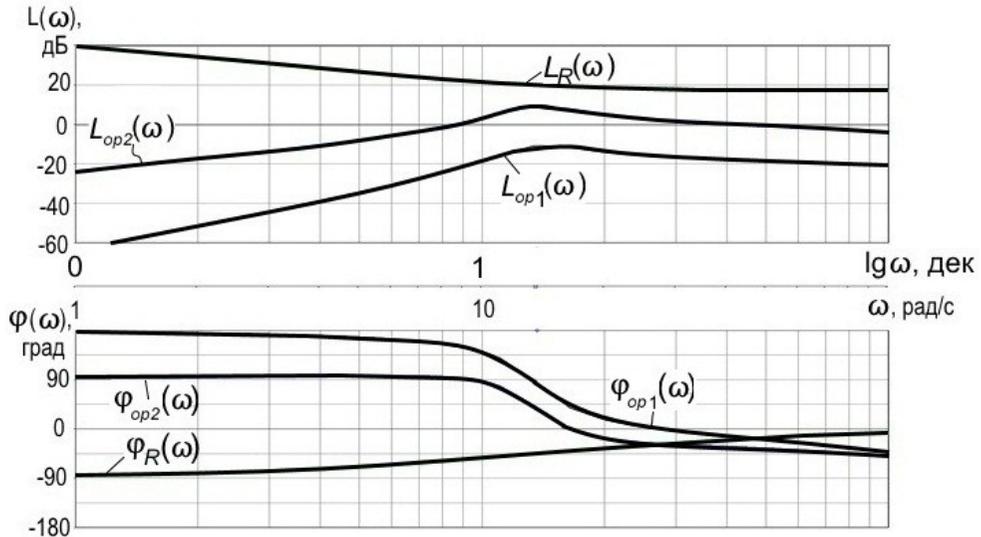


Рис. 4. ЛАХ и ЛФХ активной системы виброзащиты в разомкнутом состоянии

Оценка эффективности активной системы проведена на основе сравнения ее характеристик с характеристиками пассивной системы. На рис. 5 показаны АЧХ замкнутой активной  $A_a(\omega)$  (кривая 2) и пассивной  $A_p(\omega)$  (кривая 1) систем виброзащиты:

$$A_a(\omega) = \frac{\varepsilon(\omega)}{\varepsilon_0(\omega)}; A_p(\omega) = \frac{\varepsilon(\omega)}{\varepsilon_0(\omega)}.$$

Как следует из приведенных характеристик, в замкнутой скорректированной системе по сравнению с пассивной удастся существенно снизить максимальное значение АЧХ относительно возмущающего воздействия:  $A_{pmax} = 2,7$ ;  $A_{amax} = 1,2$ . Таким образом, максимальное значение АЧХ снижается более чем в 2 раза.

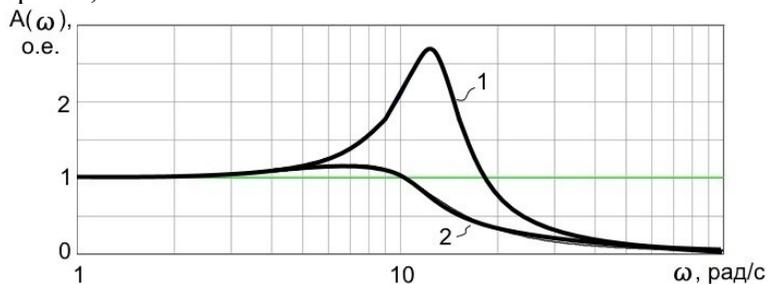


Рис. 5. АЧХ системы виброзащиты

Проведена оценка эффективности активной системы виброзащиты при действии ступенчатого возмущающего воздействия в виде перемещения основания  $Z_0$ . Графики переходных процессов изменения перемещения  $Z$  виброзащищаемой массы при таком воздействии приведены на рис. 6: кривая 1 – для активной системы; 2 – для пассивной.

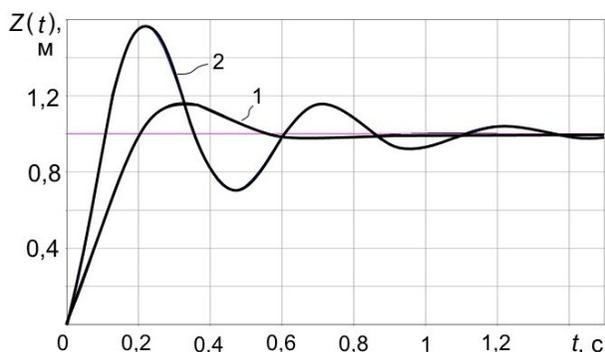


Рис. 6. Графики переходных процессов в активной (кривая 1) и пассивной (кривая 2) системах виброзащиты

Для пассивной системы виброзащиты время регулирования составляет  $t_p = 1,4$  с, перерегулирования  $\sigma_p = 67$  %; для активной  $t_a = 0,5$  с;  $\sigma_a = 16$  %.

### Выводы

Рассмотренная активная система с исполнительным элементом в виде ЛДПТ позволяет существенно повысить эффективность виброзащиты. В частности, в области резонансной частоты за счет использования в замкнутой системе синтезированного регулятора удается более чем в два раза снизить амплитуду колебаний защищаемого объекта. Использование активной системы позволяет также улучшить качество переходных процессов при действии ступенчатых возмущающих воздействий.

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Потенберг Р.В.* Подвеска автомобиля. – М.: Машиностроение, 1972. – 392 с.
2. *Joseph H.K. Lee, Ray K.L. Su, Peter K.K. Lee, Louis C.H. Lam.* Semi-active damping device for vibration control of buildings using magnetorheological fluid // *Advances in Building Technology, Volume II*, 2002. – pp. 969–976.
3. *Cristiano Spelta.* Control of magnetorheological dampers for vibration reduction in a washing machine / *Cristiano Spelta, Fabio Previdi, Sergio M. Savaresi, Giuseppe Fraternali, Nicola Gaudio* // *Mechatronics* 19 (2009), Pp. 410–421.
4. *Martin Orečnа.* Application of a Magneto-rheological Damper and a Dynamic Absorber for a Suspension of a Working Machine Seat / *Martin Orečnа, Štefan Segl'aa, Rybert Huňadya, Želtnга Ferkovb* // *Procedia Engineering* № 96 ( 2014 ). – pp. 338–344.
5. *Грибов М.М.* Регулируемые амортизаторы радиоэлектронной аппаратуры. – М.: Советское радио, 1974. – 144 с.
6. *Donghong Ningab, Shuaishuai Sunc, Haiping Dub, Weihua Lic, Wenxing Lib.* Control of a multiple-DOF vehicle seat suspension with roll and vertical vibration // *Journal of Sound and Vibration* Volume 435, 24 November 2018, Pages 170–191.
7. *Абакумов А.М., Мятюв Г.Н., Винокуров А.А.* Электромеханические системы виброзащиты прецизионных объектов с использованием нейронных сетей // *Электротехника*. – 2008. – № 8. – С. 57–61.
8. *Чичварин А.В.* Динамика активной системы виброизоляции с механизмами параллельной

- структуры: дис. ... кандидата технических наук: 01.02.06 / Старый Оскол: Старооскольский филиал Московского государственного института стали и сплавов (технологический университет). – Старый Оскол, 2006. – 153 с.
9. *Yalu Pei, Yihun Liu, Lei Zuo*. Multi-resonant electromagnetic shunt in base isolation for vibration damping and energy harvesting // *Journal of Sound and Vibration* Volume 423, 9 June 2018, Pages 1–17.
  10. Патент РФ 2079956. Линейный генератор-компрессор для транспортных средств. Гурницкий В.Н., Никитенко Г.В., Гурницкий В.В. Оpubл. 20.05.1997. Заявка: 93041340/07, 17.08.1993. Бюл. № 33, 2001.
  11. *Savaresi S.M.* Semi-active suspension control design for vehicle / *Savaresi S.M., Pussot-Vassal C., Spelta S., Sename S., Dugard L.* – 2010. Butterworth-Heinemann. ISBN 978-0-08-096678-6.
  12. *Pang Huia, Liu Fana, Xu Zerenb*. Variable universe fuzzy control for vehicle semi-active suspension system with MR damper combining fuzzy neural network and particle swarm optimization // *Neuro-computing*, Volume 306, 6 September 2018, Pages 130–140.
  13. *Panos Brezasa, Malcolm C. Smithal, Will Houlthb*. A clipped-optimal control algorithm for semi-active vehicle suspensions: Theory and experimental evaluation // *Automatica* Volume 53, March 2015, Pages 188–194.
  14. *Huihui Panab, Weichao Suna, Xingjian Jingbc, Huijun Gaoa, Jianyong Yaod*. Adaptive tracking control for active suspension systems with non-ideal actuators // *Journal of Sound and Vibration* Volume 399, 7 July 2017, Pages 2–20.
  15. *Banna Kasemi*. Fuzzy-PID Controller for Semi-Active Vibration Control Using Magnetorheological Fluid Damper / *Banna Kasemi, Asan G. A. Muthalif, M. Mahbubur Rashid, Sharmila Fathima* // *International Symposium on Robotics and Intelligent Sensors 2012 (IRIS 2012)*, *Procedia Engineering* 41 (2012). – pp. 1221–1227.
  16. *Дербаремдикер А.Д.* Амортизаторы транспортных машин. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1985. – 200 с.: ил.
  17. *Рандин Д.Г.* Исследование активной системы виброзащиты с управляемым демпфером // *Научно-технический вестник Поволжья*. – 2012. – № 4. – С. 177–185.
  18. *Рандин Д.Г.* Исследование динамических характеристик управляемого демпфера // *Вестник Самарского государственного технического университета. Сер. Технические науки*. – 2013. – Вып. 2 (38). – С. 64–70.
  19. *Абакумов А.М., Чеботков Э.Г., Рандин Д.Г.* Исследование активной подвески автомобиля с магнитореологическим амортизатором // *Известия Московского государственного технического университета МАМИ*. – 2015. – Т. 1. – № 2 (24). – С. 5–10.
  20. *Абакумов А.М., Хатилин В.М., Волков А.П.* Динамика линейного двигателя постоянного тока // *Вестник УрФУ. Сер. Экономика и управление*. – 2003. – № 5. – С. 84.
  21. *Рандин Д.Г.* Исследование динамических характеристик управляемого демпфера // *Вестник Самарского государственного технического университета. Сер. Технические науки*. – 2013. – Вып. 2. – С. 64.
  22. *Пупков К.А.* Методы классической и современной теории автоматического управления: Учебник в 5 т. Т. 5. Методы современной теории автоматического управления / Под ред. *К.А. Пупкова, Н.Д. Егутова*. – М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. – 784 с.

*Статья поступила в редакцию 1 июня 2018 г.*

# INVESTIGATION OF AN ACTIVE VIBRATION PROTECTION SYSTEM BASED ON A LINEAR DIRECT CURRENT MOTOR

*A.M. Abakumov, D.G. Randin, V.V. Bochkov*

Samara State Technical University  
244, Molodogvardeyskaya st., Samara, 443100, Russian Federation

**Abstract.** *In the paper the characteristics system and efficiency of a closed-loop vibration protection with an executive electromechanical element in the form of a linear DC motor (LDCM) are considered. Based on the presented calculation model, with necessary assumptions, mathematical models of the vibration protection system in the form of transfer functions along the control and disturbance channel are. The structure of the active vibration protection system including LDCM, controlled converter, accelerometer sensor of the protected object and regulator is developed. Taking into account the developed mathematical models and the developed structure of the active vibration protection system, the analysis of the system's characteristics by simulation has been carried out. The obtained results of the analysis allowed to estimate the effectiveness of the vibration protection system in a closed and open state. Taking into account the requirements for the dynamic characteristics of a closed-loop system, a regulator is synthesized. Recommendations on the use of an active vibration protection system are formulated.*

**Keywords:** *single-mass calculation model, linear DC motor, imitation simulation, vibro-protection system efficiency, dynamic characteristics of the vibration protection system.*

## REFERENCES

1. *Rotenberg R.V.* Vehicle suspension. – M.: Mashinostroenie (in Russian), 1972.
2. *Joseph H.K. Lee, Ray K.L. Su, Peter K.K. Lee, Louis C.H. Lam.* Semi-active damping device for vibration control of buildings using magnetorheological fluid // *Advances in Building Technology*, Volume II, 2002. – pp. 969–976.
3. *Cristiano Spelta.* Control of magnetorheological dampers for vibration reduction in a washing machine / *Cristiano Spelta, Fabio Previdi, Sergio M. Savaresi, Giuseppe Fraternali, Nicola Gaudio* // *Mechatronics* 19 (2009), Pp. 410–421.
4. *Martin Orečnа.* Application of a Magneto-rheological Damper and a Dynamic Absorber for a Suspension of a Working Machine Seat / *Martin Orečnа, Štefan Segl'aa, Rybert Huňadya, Želtnга Ferkovбb* // *Procedia Engineering* № 96 (2014). – pp. 338–344.
5. *Gribov M.M.* Regulated damper of radio electronic apparatus. – M.: Sovetskoe radio (in Russian), 1974. – 144 c.
6. *Donghong Ningab, Shuaishuai Sunc, Haiping Dub, Weihua Lic, Wenxing Lib.* Control of a multiple-DOF vehicle seat suspension with roll and vertical vibration // *Journal of Sound and Vibration* Volume 435, 24 November 2018, Pages 170–191.
7. *Abakumov A.M.* Neural-network-based electromechanical systems for the vibroisolation of precision equipment] / *Abakumov A.M., Myatov G.N., Vinokurov A.A.* // *Russian Electrical Engineering*. 2008. T. 79. № 8. C. 462–465.
8. *Chichvarin A.V.* Dynamics of the active vibration isolation system with mechanisms of parallel structure: PhD dissertation. Stary Oskol filial of National University of Science and Technology «MISiS», Stary Oskol, 2006.
9. *Yalu Pei, Yilun Liu, Lei Zuo.* Multi-resonant electromagnetic shunt in base isolation for vibration damping and energy harvesting // *Journal of Sound and Vibration* Volume 423, 9 June 2018, Pages 1–17.
10. *Gurnitsky V.N., Nikitenko G.V., Gurnitsky V.N.* RU Patent 2079956. Linejnyj generator-kompressor dlya transportnyh sredstv. Opubl. 20.05.1997. Zayavka: 93041340/07, 17.08.1993. Бюл. № 33, 2001.

---

*Alexander M. Abakumov, (Dr. Sci. (Techn.)), Professor.  
Dmitry G. Randin, (Ph.D. (Techn.)), Associate Professor.  
Vasily V. Bochkov, Graduate Student.*

11. *Savaresi S.M.* Semi-active suspension control design for vehicle / Savaresi S.M., Pussot-Vassal C., Spelta S., Sename S., Dugard L. – 2010. Butterworth-Heinemann. ISBN: 978-0-08-096678-6.
12. *Pang Huia, Liu Fana, Xu Zerenb.* Variable universe fuzzy control for vehicle semi-active suspension system with MR damper combining fuzzy neural network and particle swarm optimization // *Neuro-computing*, Volume 306, 6 September 2018, Pages 130–140.
13. *Panos Brezasa, Malcolm C. Smitha1, Will Houltb.* A clipped-optimal control algorithm for semi-active vehicle suspensions: Theory and experimental evaluation // *Automatica* Volume 53, March 2015, Pages 188–194.
14. *Huihui Panab, Weichao Suna, Xingjian Jingbc, Huijun Gaoa, Jianyong Yaod.* Adaptive tracking control for active suspension systems with non-ideal actuators // *Journal of Sound and Vibration* Volume 399, 7 July 2017, Pages 2–20.
15. *Banna Kasemi.* Fuzzy-PID Controller for Semi-Active Vibration Control Using Magnetorheological Fluid Damper / Banna Kasemi, Asan G.A. Muthalif, M. Mahbubur Rashid, Sharmila Fathima // *International Symposium on Robotics and Intelligent Sensors 2012 (IRIS 2012)*, *Procedia Engineering* 41 (2012). – pp. 1221–1227.
16. *Derbaremdiker A.D.* Vehicle damper. – M.: Mashinostroenie (in Russian), 1985. – 200 pp.
17. *Randin D.G.* The research of active vibration isolation system with controlled damper // *Scientific and technical Volga region bulletin*. 2012. № 4. pp. 177-185.
18. *Randin D.G.* Research of dynamic characteristics of controlled damper // *Vestnik of Samara State Technical University. Technical Sciences Series*, 2013. № 2 (38). pp. 64–70.
19. *Abakumov A.M.* Research of automobile active suspension with magnetorheological damper / *A.M. Abakumov, E.G. Chebotkov, D.G. Randin* // *Izvestiya MGTU MAMI. Vehicle and energy machine. Scientific peer-reviewed journal*. – 2015. – № 2 (24). – T. 1. – С. 5–10 (In Russian)
20. *Abakumov A.M.* Dinamika linejnogo dvigatelya postoyannogo *Abakumov A.M., Khatilin V.M., Volkov A.P.* // *Bulletin of South Ural State University, Series «Economics and Management»*. 2003. № 5. pp. 84.
21. *Randin D.G.* Research of dynamic characteristics of controlled damper // *Vestnik of Samara State Technical University. Technical Sciences Series*, 2013. № 2. pp. 64.
22. *Pupkov K.A.* *Methods of Classic and Modern Control Theory. Volume V – «Methods of Modern Control Theory»* / edited by K.A. Pupkov, N.D. Egupov. – M.: Izdatelstvo MGTU im N.E. Baumana (In Russian), 2004. – 784 p.