

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ АКТИВНОЙ ВИБРОЗАЩИТЫ АВТОМОБИЛЯ С РАЗЛИЧНЫМИ РЕГУЛЯТОРАМИ

К.Т.Н. Рандин Д.Г., К.Т.Н. Тулупов П.В.
ФГБОУ ВО «Самарский государственный технический университет»
em@samgtu.ru

В статье рассмотрена одномассовая система виброзащиты с исполнительным электромеханическим устройством. Представлена актуальность проводимого направления исследований и современное состояние его изученности. Обосновано, что в сравнении с управляемыми элементами вязкого сопротивления управляемые элементы жесткости обеспечивают лучшее качество виброзащиты. Подчеркнута перспективность в применении управляемых электромеханических элементов жесткости. В настоящей работе рассмотрен исполнительный механизм в виде линейного двигателя постоянного тока. Приведены примеры использования активных систем виброзащиты с линейными электрическими машинами. В частности, представлен пример использования в качестве подвески транспортного средства. Указаны преимущества и наиболее существенные недостатки таких подвесок, сдерживающие их массовое внедрение. Представлена расчетная схема одномассовой колебательной системы с параллельной установкой элемента вязкого трения и элемента жесткости. Обосновано, что с учетом принятых допущений представленная схема эквивалентна подвескам транспортных средств. Предложено, в качестве управляемого элемента вязкого сопротивления использовать магнитореологический демпфер колебаний. Приведен анализ состояния вопроса систем активной виброзащиты с магнитореологическими демпферами колебаний. Разработана структура замкнутой по виброускорению защищаемого объекта системы виброзащиты и представлены математические модели ее функционально необходимых элементов: датчика колебаний, системы виброзащиты по каналу возмущения и управления, линейного электродвигателя постоянного тока. Предложена методика синтеза корректирующего устройства, обеспечивающего желаемые резонансные свойства замкнутой системы. Представлены результаты имитационного моделирования системы активной виброзащиты с регулятором, синтезированным по предложенной методике и регулятором, структура которого получена в предыдущих работах автора. На основании полученных результатов сделаны выводы по полученным в статье материалам и сформулированы рекомендации по использованию регуляторов.

Ключевые слова: система виброзащиты, линейный двигатель постоянного тока, регулятор, замкнутая система, управляемая подвеска, одномассовая колебательная система, эффективность системы виброзащиты, амплитудная частотная характеристика, критерий эффективности виброзащиты.

Актуальность

В последние несколько лет в конструкциях подвесок транспортных средств возрастает интерес к электромеханическим исполнительным элементам, среди которых наиболее распространены магнитореологические демпферы колебаний и также линейные электродвигатели.

Как известно, элементы вязкого сопротивления эффективны на резонансных частотах и ухудшают зарезонансные свойства системы виброзащиты, в то время как элементы упругости, наоборот, эффективны на зарезонансных частотах и ухудшают резонансные свойства

системы [1, 2]. В связи с этим, наиболее часто применяют схемы с совместной установкой элемента упругости и вязкого трения, среди которых наиболее популярна схема Кельвина [3, 4] с их параллельной установкой.

Как показывают исследования, проведенные авторами [5], существенного улучшения виброзащитных свойств в системе виброзащиты тяжело достичь за счет использования только элементов вязкого сопротивления. Повышенную эффективность показывают системы виброзащиты с управляемыми элементами упругости [6].

Наиболее часто в качестве управляемых элементов жесткости выступают электромеханические преобразователи в виде линейных электрических машин постоянного тока [7]. На рис. 1 представлена конструкция линейного электродвигателя используемого в подвеске транспортного средства [8]. В указанной конструкции электромагнитной подвески на штоке демпфера, который также выполняет роль элемента упругости, размещены постоянные магниты, перемещающиеся в электромагнитном поле, создаваемым обмоткой катушки статора.

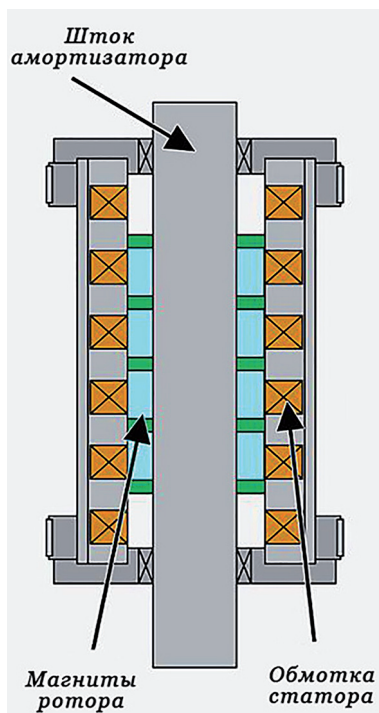


Рис. 1. Конструкция линейного электродвигателя

Интересной особенностью электромагнитной подвески является возможность выработки энергии за счет электромеханических преобразований от движений подвижной части штока двигателя [9, 10]. В качестве недостатков подвески с линейным двигателем отмечается повышенное электропотребление (порядка 20–30 киловатт) и стоимость. В целях унификации изделий электромагнитная подвеска автомобиля взаимозаменяема со штатной.

Электромагнитные подвески транспортных средств оказываются удобным средством управления динамикой кузова для современных электронных систем стабилизации движения транспортного средства. В частности, удастся стабилизировать положение кузова

при маневрировании и объезде препятствий, что является очень важной проблемой для повышения управляемости транспортного средства, влияющей на безопасность автомобиля для водителя с пассажирами и окружающими.

Степень разработанности вопроса

К настоящему времени вопросы разработки и исследования электротехнических исполнительных устройств виброзащиты в достаточной мере изучены. Разработкой и оптимизацией конструкций магнитореологических демпферов посвящены, в частности, работы [11, 12], в которых изучаются тепловые, гидродинамические и электромагнитные процессы и их взаимосвязь друг с другом.

Основные тенденции в конструировании линейных двигателей постоянного тока в значительной степени определены. Одна часть статей связана с оптимизацией их конструкций [14, 15] для различных сфер применений. Другая часть статей посвящена изучению динамических характеристик электромеханических систем на основе линейных двигателей [16, 17]. Остальные публикации посвящены применению различных алгоритмов управления линейными электродвигателями [18]. Для большинства механизмов типичны возмущения со случайными характеристиками. В таком случае актуальны в использовании системы управления, построенные на принципах оптимального [19] и адаптивного [20] управления, фаззирегуляторах [21] и нейронных сетей [22]. В других случаях, например, у транспортных средств при движении по поверхности с периодическими неровностями одинаковой формы и амплитуды, возмущение может рассматриваться как гармоническое [23]. В этом случае при синтезе регуляторов можно использовать классические методы теории управления. В настоящей статье решена задача обеспечения требуемых резонансных свойств замкнутой по виброускорению системы виброзащиты.

Разработка математической модели

В качестве основной расчетной схемы принята одномассовая колебательная система (рис. 2). Такая расчетная схема моделирует, в частности, реальную конструкцию подвески автомобиля при допущении того, что центр тяжести автомобиля располагается посередине колесной базы. В этом случае колебания в пе-

редней подвеске автомобиля не зависят от колебаний в задней подвеске и их допустимо рассматривать отдельно [4].

На расчетной схеме колебательной системы обозначены: виброзащищаемый объект с массой m ; возмущающее воздействие в виде перемещения координаты Z_0 дорожной поверхности; упругий элемент, имеющий жесткость C ; β – коэффициент гидравлического сопротивления демпфирующего элемента; Z – перемещение координаты защищаемого объекта.

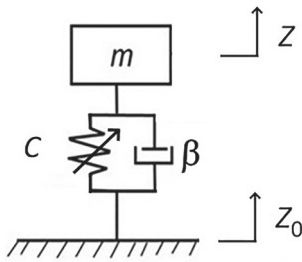


Рис. 2. Расчетная схема одномассовой колебательной системы

В [24] получено дифференциальное уравнение, описывающее движение расчетной колебательной системы (здесь и далее рассматриваются уравнения для «малых» отклонений переменных):

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

Уравнение (1) запишем в операторной форме:

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

Перейдем от перемещений к ускорениям, используя следующие выражения:

$$\begin{aligned} \varepsilon(t) &= \frac{d^2 Z(t)}{dt^2}, \quad \varepsilon(p) = p^2 Z(p), \\ \varepsilon_0(t) &= \frac{d^2 Z_0(t)}{dt^2}, \quad \varepsilon_0(p) = p^2 Z_0(p). \end{aligned}$$

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

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

Приведенному операторному уравнению соответствует структурная схема, показанная на рис. 3.

На основании приведенной структуры получена передаточная функция (ПФ) пассивной системы виброзащиты для выходной переменной – ускорение защищаемого объекта – $\varepsilon(p)$ и входной – $\varepsilon_0(p)$ – ускорение координаты основания:

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

Учитывая принятые обозначения:

$$\sqrt{\frac{m}{C}} = T_1, \quad \frac{\beta}{C} = T_2 = 2\xi_1 T_1,$$

последнее выражение можно представить в виде:

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

ПФ (3) соответствует выражение ее амплитудной частотной характеристики (АЧХ):

$$A(\omega) = \sqrt{\frac{1 + (T_2 \omega)^2}{(1 - T_1^2 \omega^2)^2 + (T_2 \omega)^2}}, \quad (4)$$

достигающей своего максимального значения при частоте:

$$\omega_m = \frac{\sqrt{\sqrt{1 + 8 \cdot \xi^2} - 1}}{4 \cdot \xi^2 \cdot T_1^2}. \quad (5)$$

На рис. 4 представлен график зависимости ω_m от коэффициента затухания ξ , для значения $T_1 = 0,07$ характерного для виброзащиты транспортных средств.

При подстановке численных значений по выражению (5) в выражение (4) получен график зависимости максимального значения относительной амплитуды АЧХ A_m от коэффициента затухания ξ , для $T_1 = 0,07$.

На основании анализа графиков на рис. 3 и 4 сделан выбор предпочтительного коэффициента демпфирования. Так, коэффициенту демпфирования $\xi = 0,21$, характерному для исходной пас-

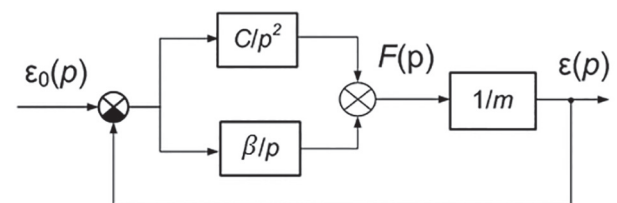


Рис. 3. Структурная схема системы виброзащиты

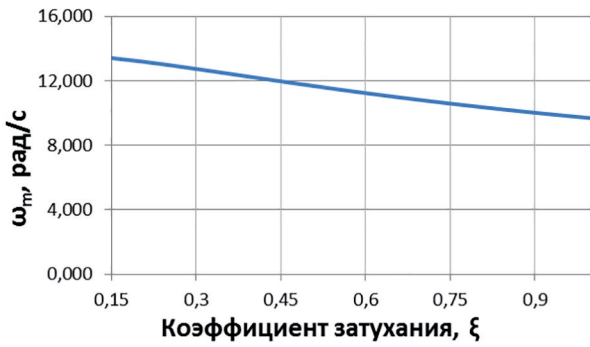


Рис. 4. График зависимости ω_m от коэффициента затухания ξ

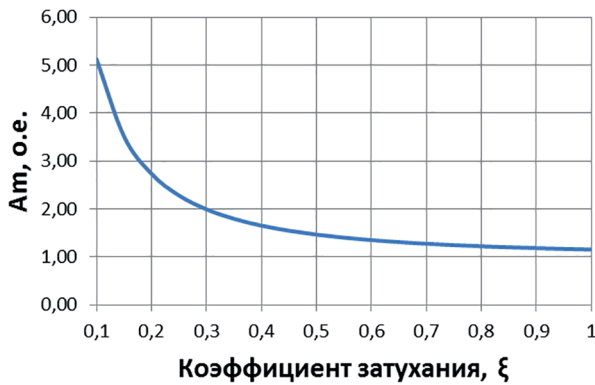


Рис. 5. График зависимости максимального значения A_m от коэффициента затухания ξ

сивной системы виброзащиты, соответствует максимальное значение относительной амплитуды АЧХ $A_m = 2,6$ о.е. Ставится задача снижения амплитуды ускорений в замкнутой системе виброзащиты в 2 раза, т.е. обеспечения максимального значения относительной амплитуды АЧХ $A_m = 1,3$. Указанному значению A_m соответствует демпфирование $\xi = 0,7$; это значение и принимается в качестве расчетного.

Дополним полученную математическую модель уравнениями движения для линейного

двигателя постоянного тока (ЛДПТ) имеющего независимое возбуждение [6]:

$$U(t) = E(t) + I(t)R + L \frac{dI(t)}{dt}, \quad (6)$$

$$E(t) = k\Phi \int_0^t [\varepsilon_0(t) - \varepsilon(t)] dt, \quad (7)$$

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

Механическое усилие, создаваемое ЛДПТ (при условии постоянства магнитного потока) зависит от тока якоря:

$$F_M(t) = k\Phi I(t). \quad (8)$$

Уравнения (4–6) запишем в операторном виде:

$$U(p) = E(p) + I(p)R[1 + T_E p]; \quad (9)$$

$$E(p) = k\Phi [\varepsilon_0(p) - \varepsilon(p)] / p; \quad (10)$$

$$F_M(p) = k\Phi(p); \quad (11)$$

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

Уравнение (7) может быть преобразовано к виду:

$$W_{M1}(p) = \frac{I(p)}{U(p) - E(p)} = \frac{1}{R(T_E p + 1)}. \quad (12)$$

Исходная структурная схема системы дополнена звеньями, отражающими динамические свойства ЛДПТ:

$$W_y(p) = \frac{\varepsilon(p)}{F_M(p)} = \frac{p^2/C}{T_1^2 p^2 + T_2 p + 1}. \quad (13)$$

и приведена на рис. 6.

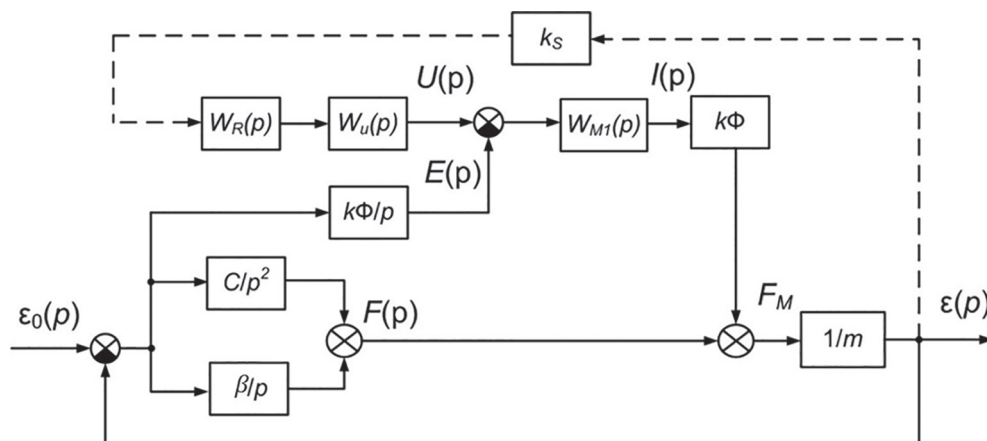


Рис. 6. Структурная схема системы виброзащиты с ЛДПТ и дополнительными динамическими звеньями

На основании приведенной структуры получена ПФ объекта управления, устанавливающая взаимосвязь между ускорением и механической силой F_M , создаваемой двигателем.

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

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:

$$W_{OP}(p) = W_R(p)W_y(p) \frac{k_{OP}}{(T_E p + 1)}, \quad (14)$$

где коэффициент передачи:

$$k_{OP} = \frac{k_s k_U k_{\Phi}}{RC}. \quad (15)$$

Традиционные методы синтеза регуляторов в замкнутых системах [25] ориентированы на обеспечение показателей качества регулирования по управляющему воздействию. В рассматриваемой системе наибольший интерес представляют показатели качества по возмущающему воздействию. В частности, задачу синтеза регулятора можно сформулировать в виде: требуется выбрать регулятор, обеспечивающий снижение максимального значения АЧХ в области резонансной частоты, до заданной величины A_{MAX} .

В выражении (3) значение $T_2 < T_1$ и максимум АЧХ определяется знаменателем ПФ (3), а именно: значением коэффициента колебательности ξ_1 .

Учитывая изложенное, зададим желаемую ПФ замкнутой скорректированной системы в форме, аналогичной выражению (3), но с новым эталонным значением ξ_0 коэффициента затухания, обеспечивающего снижение A_{MAX} до требуемого значения:

$$W_B^3(p) = \frac{\varepsilon(p)}{\varepsilon(p)} = \frac{T_2 p + 1}{T_1^2 p^2 + 2\xi_0 T_1 p + 1}. \quad (16)$$

Для удобства процедуры синтеза на рис. 7 представлена преобразованная структурная схема системы виброзащиты с ЛДПТ, где обобщенная ПФ регулятора:

$$W_{OR}(p) = k_{OP} W_R(p) W_u(p) W_{M1}(p). \quad (17)$$

Для схемы с обобщенным регулятором получена ПФ замкнутой системы:

$$W_{\Sigma}(p) = \frac{W_1(p)}{m - W_{OR}(p) + W_1(p)}, \quad (18)$$

где $W_1(p) = \frac{\beta_0 p + C}{p^2}, \quad (19)$

которая должна быть равна желаемой ПФ по выражению (16).

Из ПФ (18), с учетом выражений (12), (13), (14), (15), получена обобщенная структура регулятора:

$$W_{OR}(p) = \frac{2T_1(\xi_1 - \xi_0)}{T_2 p + 1}. \quad (20)$$

Дополняя структуру замкнутой системы динамическими звеньями, отражающими свойства датчика и исполнительного механизма, получим ПФ для реального регулятора замкнутой системы:

$$W_R(p) = \left[\frac{2T_1(\xi_1 - \xi_0)}{T_2 p + 1} \right] \times \left[\frac{a_3 p^3 + a_2 p^2 + a_1 p + a_0}{p} \right]. \quad (21)$$

где $a_3 = T_1^2 T_E$, $a_2 = (2\xi_1 T_1 T_E + m)$,
 $a_1 = (2\xi_1 T_1 T_E + T_E)$, $a_0 = 1$.

С учетом численных значений, характерных для реальных объектов $m = 80$ кг, $C = 15 \frac{\text{кН}}{\text{м}}$, $\beta_0 = 455$ кПа·с·м, $T_E = 0,02$, $k_{OP} = 6,67 \cdot 10^{-4}$ и при желаемом значении снижения амплитуды виброускорений объекта $A_m = 1,3$, определены численные значения коэффициентов регулятора (21): $a_3 = 1,1 \cdot 10^{-4}$, $a_2 = 0,01$, $a_1 = 0,1$, $a_0 = 1$.

Моделирование динамики системы виброзащиты

На рис. 8 представлены амплитудные частотные характеристики (АЧХ) исходной разомкнутой системы (кривая 1), замкнутой

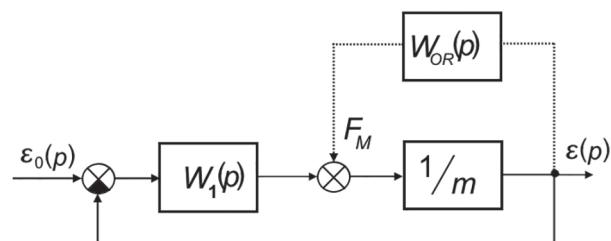


Рис. 7. Преобразованная структурная схема системы виброзащиты с ЛДПТ

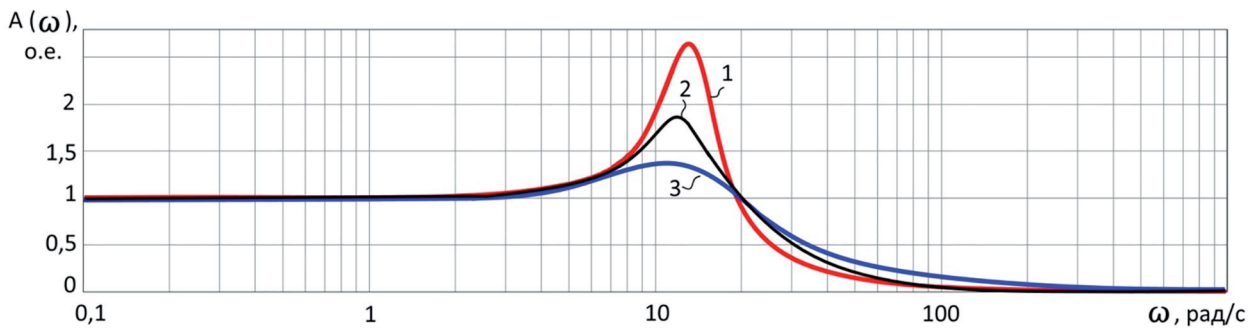


Рис. 8. АЧХ активной системы виброзащиты

системы виброзащиты с регулятором (21) (кривая 3). Дополнительно на рис. 8 представлена АЧХ регулятора (кривая 2), структура которого получена авторами в работе [6]. Этот регулятор синтезирован исходя из условия желаемого вида ЛАХ замкнутой системы.

Оценка эффективности активной системы виброзащиты проведена на основе сравнения ее характеристик с характеристиками исходной пассивной системы. Для этого введен показатель A^* , определяемый по выражению

$$A^* = \frac{A_{\max}^p}{A_{\max}^a},$$

где A_{\max}^p – максимальное значение АЧХ в исходной разомкнутой системе; A_{\max}^a – максимальное значение АЧХ в скорректированной системе.

Как следует из представленных на рис. 8 характеристик, наибольшую эффективность обеспечивает замкнутая система виброзащиты с регулятором (21), для которой показатель $A^* = 1,8$. Наименьшую из рассматриваемых систем обеспечивает система виброзащиты с регулятором [6], для которой показатель $A^* = 1,4$. Сравнительно низкая эффективность регулятора [6] объясняется упрощением математических моделей динамических звеньев, использованных при синтезе.

Обсуждение результатов и рекомендации по их использованию

В настоящей статье получена структура регулятора, обеспечивающего заданные резонансные свойства виброзащиты. Структура регулятора получена по методике, отличающейся от известных [25] тем, что не учитывает требуемые показатели переходного процесса (желаемое время переходного процесса и перерегулирование). Тем не менее, реализация

структура полученного регулятора (21) сталкивается с некоторыми затруднениями, поскольку производные высокого порядка (выше второй) технически реализовать сложно. Это связано с операциями идеального дифференцирования. В связи с этим авторами статьи проведена оценка возможности упрощения структуры регулятора. Как показал проведенный анализ, коэффициент a_3 регулятора значительно меньше остальных коэффициентов. В связи с этим дополнительно в инженерных программах оценена возможность его приравнивания к нулю. Результаты показали, что ухудшение резонансных свойств не превышает 10 % от максимальной амплитуды АЧХ A_m . Поэтому для объектов, у которых в работе преобладают резонансные частоты возмущения (например, стационарное металлообрабатывающее оборудование или оптико-механические комплексы) упрощенная структура регулятора (21) может быть использована. Регулятор, полученный в работах автора [6], может быть использован для объектов с невысокими требованиями к качеству виброзащиты.

Выводы

В предлагаемой статье рассмотрена система активной виброзащиты с исполнительным электротехническим элементом в виде линейного двигателя постоянного тока. Для принятой расчетной схемы колебательной системы эквивалентной автомобилю представлены уравнения динамики. Представлены математические модели звеньев системы виброзащиты. Разработана структура замкнутой по виброускорению защищаемого объекта системы. Синтезирована структура регулятора по условию заданных резонансных свойств системы виброзащиты, отличающаяся от полученных ранее с участием авторов тем, что учитывает инерционности динамических звеньев. По ре-

зультатам моделирования сформулированы рекомендации по использованию регуляторов.

Литература

1. Чегодаев Д.Е., Шатилов Ю.В. Управляемая виброизоляция: конструктивные варианты и эффективность. Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С.П. Королева (СГАУ). Самара: СГАУ, 1995. 143 с.
2. Фролов К.В., Фурман Ф.А. Прикладная теория виброзащитных систем. М.: Машиностроение, 1986. 149 с.
3. Чегодаев Д.Е., Пономарев Ю.К. Демпфирование. Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С.П. Королева (СГАУ). Самара: СГАУ, 1995. 143 с.
4. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобилей. М: Машиностроение, 1972. 392 с.
5. Абакумов А.М., Чеботков Э.Г., Рандин Д.Г. Исследование активной подвески автомобиля с магнито-реологическим амортизатором // Известия Московского государственного технического университета МАМИ. 2015. Т. 1. № 2 (24). С. 5–10.
6. Абакумов А.М., Рандин Д.Г., Бочков В.В. Исследование активной системы виброзащиты на основе линейного двигателя постоянного тока // Вестник Самарского государственного технического университета. Серия: Технические науки. 2018. № 3 (59). С. 118–128.
7. Karnopp D. Permanent magnet linear motors used as variable mechanical dampers for vehicle suspensions. *Vehicle Syst. Dyn.* no. 18, 1989, pp. 187–200.
8. Электроподвеска автомобиля: как магнит заменил амортизатор и даже пружину? Сайт «<https://auto-ru.ru>». URL: <https://auto-ru.ru/bose-elektromagnitnaya-podveska.html>, дата обращения: 16.01.2020, Режим доступа: свободный.
9. Fodor M.G. Redfield R. The variable linear transmissions for regenerative damping in vehicle suspension control. *Vehicle Syst. Dyn.* no. 22, 1993, Pp. 1–20.
10. Suda Y., Shiba T. New hybrid suspension system with active control and energy regeneration. *Vehicle Syst. Dyn. Suppl.* 25, 641–654 (1996).
11. Kazakov Yu.B. Development of models of the magnetorheological fluid damper / Yu.B. Kazakov, N.A. Morozov, S.A. Nesterov // *Journal of Magnetism and Magnetic Materials.* 2017. Vol. 431. P. 269–272.
12. Dixon J.C. The shock absorber handbook, 2nd Edition, John Wiley & Sons, England, 2007.
13. Goldner R., Zerigina P. Electromagnetic linear generator and shock absorber, United States Patent No 200300 34697, 2005.
14. Gupta Abhijit, Jendrzeczyk J.A., Mulcahy T.M., Hull J.R. Design of electromagnetic shock absorbers. *International Journal of Mechanics and Materials in Design.* September 2006, Volume 3, Issue 3, pp. 285–291.
15. Zhang D.L., Kong C.T., Chen Y.P. Modeling and precision control of permanent magnet linear motors. *IFAC Proceedings Volumes*, (2008) 2258–2263.
16. Xiaojun Yang, Hui Liu, Dun Lu, Wanhua Zhao Investigation of the dynamic electromechanical coupling due to the thrust harmonics in the linear motor feed system. *Mechanical Systems and Signal Processing.* (2018) 492–508.
17. Moon G. Lee, Dae-Gab Gweon Optimal design of a double-sided linear motor with a multi-segmented trapezoidal magnet array for a high precision positioning system. *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*, Volume 281, no. 2–3 (2004) 336–346.
18. Guanghui Sun, Ligang Wu, Zhian Kuang, Zhiqiang Ma and Jianxing Liu Practical tracking control of linear motor via fractional-order sliding mode. *Automatica* (2018) 221–235.
19. Zhoua Q., Nielsenb S.R.K., Qua W.L. Semi-active control of shallow cables with magnetorheological dampers under harmonic axial support motion. *Journal of Sound and Vibration*, 2008, Volume 311, no. 3–5, pp. 683–706.
20. Jianhua Wu, Donglin Pu, Han Ding Adaptive robust motion control of SISO nonlinear systems with implementation on linear motors. *Mechatronics*, Volume 17, Issues 4–5, (2007) 263–270.
21. Schurter K.C., Roschke P.N. Neuro-fuzzy control of structures using magnetorheological dampers. *Proceedings of the 2001 American Control Conference*, no. 2, 2001, pp.1097 – 1102.
22. Hassan Yousefi, Markus Hirvonen, Heikki Handroos, Azita Soleymani Application of neural network in suppressing mechanical vibration of a permanent magnet linear motor. *Control Engineering Practice*, Vol. 16, no. 7 (2008), pp. 787–797.
23. Abakumov A.M., Antropov V.E., Randin D.G. Electrotechnical vibration protection system with a magnetorheological damper. *International Conference on Industrial Engineering, Applications and Manufacturing (ICIEAM)*, 2017, pp. 1–4.
24. Абакумов А.М., Чеботков Э.Г., Рандин Д.Г. Аналитическое и экспериментальное исследование системы виброзащиты с управляемым демпфером // Вестник Самарского государственного технического университета. Серия: Технические науки. 2015. № 4 (48). С. 56–60.

25. Пупков К.А. Методы классической и современной теории автоматического управления. Учебник в 5-ти томах. Том 5. Методы современной теории автоматического управления / Под ред. К.А. Пупкова, Н.Д. Егупова. М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. 784 с.

Reference

1. Chegodayev D.E., Shatilov Yu.V. Upravlyayemaya vibroizolyatsiya: konstruktivnyye varianty i effektivnost' [Controlled vibration isolation: design options and efficiency]. Samar. gos. aerokosm. un-t im. S.P. Koroleva (SGAU). Samara: SGAU Publ., 1995. 143 p.
2. Frolov K.V., Furman F.A. *Prikladnaya teoriya vibrozashchitnykh system* [Applied vibration protection theory]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1986. 149 p.
3. Chegodayev D.E., Ponomarev Yu.K. *Dempfirovaniye* [Damping]. Samar. gos. aerokosm. un-t im. S.P. Koroleva (SGAU). Samara: SGAU Publ., 1995. 143 p.
4. Rotenberg R.V. *Podveska avtomobiley* [Vehicle suspension]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1972. 392 p.
5. Abakumov A.M., Chebotkov E.G., Randin D.G. Study of the active suspension of a vehicle with magnetorheological shock absorber. *Izvestiya MGTU MAMI*. 2015. T. 1. No 2(24), pp. 5–10 (in Russ.).
6. Abakumov A.M., Randin D.G., Bochkov V.V. Study of an active vibration protection system based on a linear DC motor. *Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Seriya: Tekhnicheskiye nauki*. 2018. No 3 (59), pp. 118–128 (in Russ.).
7. Karnopp D. Permanent magnet linear motors used as variable mechanical dampers for vehicle suspensions. *Vehicle Syst. Dyn.* no. 18, 1989, pp. 187–200 (in Russ.).
8. Electricronic suspension: how did the magnet replace the shock absorber and even the spring? «<https://auto-ru.ru>». URL: <https://auto-ru.ru/bose-elektromagnitnaya-podveska.html>, accessed: 16.01.2020, Rezhim dostupa: svobodnyy.
9. Fodor M.G. Redfield R. The variable linear transmissions for regenerative damping in vehicle suspension control. *Vehicle Syst. Dyn.* no. 22, 1993, pp. 1–20 (in Russ.).
10. Suda Y., Shiba T. New hybrid suspension system with active control and energy regeneration. *Vehicle Syst. Dyn. Suppl.* 25, 641–654 (1996).
11. Kazakov Yu.B. Development of models of the magnetorheological fluid damper / Yu.B. Kazakov, N.A. Morozov, S.A. Nesterov // *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*. 2017. Vol. 431. Pp. 269–272.
12. J.C. Dixon The shock absorber handbook, 2nd Edition, John Wiley & Sons, England, 2007.
13. R. Goldner, P. Zerigina Electromagnetic linear generator and shock absorber, United States Patent No 200300 34697, 2005.
14. Abhijit Gupta, J.A. Jendrzeczyk, T.M. Mulcahy, J.R. Hull Design of electromagnetic shock absorbers. *International Journal of Mechanics and Materials in Design*. September 2006, Vol. 3, Issue 3, pp. 285–291.
15. D.L. Zhang, C.T. Kong, Y.P. Chen Modeling and precision control of permanent magnet linear motors. *IFAC Proceedings Volumes*, (2008) 2258–2263.
16. Xiaojun Yang, Hui Liu, Dun Lu, Wanhua Zhao Investigation of the dynamic electromechanical coupling due to the thrust harmonics in the linear motor feed system. *Mechanical Systems and Signal Processing*. (2018) 492–508.
17. Moon G. Lee, Dae-Gab Gweon Optimal design of a double-sided linear motor with a multi-segmented trapezoidal magnet array for a high precision positioning system. *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*, Vol. 281, no. 2–3 (2004) 336–346.
18. Guanghui Sun, Ligang Wu, Zhian Kuang, Zhiqiang Ma and Jianxing Liu Practical tracking control of linear motor via fractional-order sliding mode. *Automatica* (2018) 221–235.
19. Q. Zhoua, S.R.K. Nielsenb, W.L. Qua Semi-active control of shallow cables with magnetorheological dampers under harmonic axial support motion. *Journal of Sound and Vibration*, 2008, Vol. 311, no. 3–5, pp. 683–706.
20. Jianhua Wu, Donglin Pu, Han Ding Adaptive robust motion control of SISO nonlinear systems with implementation on linear motors. *Mechatronics*, Vol. 17, Issues 4–5, (2007) 263–270.
21. K.C. Schurter, P.N. Roschke Neuro-fuzzy control of structures using magnetorheological dampers. *Proceedings of the 2001 American Control Conference*, no. 2, 2001, pp. 1097 – 1102.
22. Hassan Yousefi, Markus Hirvonen, Heikki Handroos, Azita Soleymani Application of neural network in suppressing mechanical vibration of a permanent magnet linear motor. *Control Engineering Practice*, Vol. 16, no. 7 (2008), pp. 787–797.
23. A.M. Abakumov, V.E. Antropov, D.G. Randin Electrotechnical vibration protection system with a magnetorheological damper. *International Conference on Industrial Engineering, Applications and Manufacturing (ICIEAM)*, 2017, pp. 1–4.

24. Abakumov A.M., Chebotkov E.G., Randin D.G. Analytical and experimental study of a vibration protection system with a controlled damper. *Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Seriya: Tekhnicheskiye nauki*. 2015. No 4(48), pp. 56–60 (in Russ.).
25. Pupkov K.A. *Metody klassicheskoy i sovremennoy teorii avtomaticheskogo upravleniya. Ucheb-
nik v 5-ti tomakh. Tom 5. Metody sovremennoy teorii avtomaticheskogo upravleniya* [Methods of the classical and modern theory of automatic control. The textbook in 5 volumes. Volume 5. Methods of the modern theory of automatic control]. Pod red. K.A. Pupkova, N.D. Yegupova. Moscow: Izdatel'stvo MGTU im. N.E. Baumana Publ., 2004. 784 p.

STUDY OF THE EFFECTIVENESS OF THE ELECTROMECHANICAL SYSTEM OF ACTIVE VIBRATION PROTECTION OF A VEHICLE WITH VARIOUS REGULATORS

PhD in Engineering **D.G. Randin**, PhD in Engineering **P.V. Tulupov**
Samara State Technical University, Samara, Russia
em@samgtu.ru

The article considers a single-mass vibration protection system with an executive electromechanical device. The relevance of the research direction and the current state of its knowledge are presented. It is proved that in comparison with the controlled elements of viscous resistance, the controlled stiffeners provide the best quality of vibration protection. The prospects for the use of controlled electromechanical stiffeners are emphasized. The paper considers an actuator in the form of a linear DC motor. Examples of the use of active vibration protection systems with linear electric machines are given. In particular, an example of using as suspension of the vehicle is provided. The advantages and most significant drawbacks of such suspensions, which hinder their mass introduction, are indicated. The design scheme of a single-mass oscillatory system with parallel installation of a viscous friction element and a stiffener is presented. It is substantiated that, taking into account the accepted assumptions, the presented scheme is equivalent to vehicle suspensions. It is proposed to use a magnetorheological vibration damper as a controlled element of viscous resistance. The analysis of the state of the issue of active vibration protection systems with magnetorheological vibration dampers is given. The structure of closed by vibration acceleration of vibroprotection system protected object is developed. There are presented the mathematical models of its functionally necessary elements: vibration sensor, vibration protection system along the disturbance and control channel, linear DC motor. A technique for synthesizing a correction device that provides the desired resonant properties of a closed system is proposed. The results of simulation modeling of an active vibration protection system with a regulator synthesized according to the proposed technique and a regulator, the structure of which was obtained in the author's previous works, are presented. Based on the obtained results, the conclusions on the presented materials are drawn and recommendations on the use of regulators are formulated.

Keywords: vibration protection system, linear DC motor, regulator, closed system, controlled suspension, single-mass vibration system, vibration protection system efficiency, amplitude frequency response, vibration protection efficiency criterion.