

УДК 628.517

doi: 10.18698/0536-1044-2020-10-13-25

Модельно-ориентированное проектирование магнитореологических гидравлических опор*

Б.А. Гордеев¹, А.И. Ермолаев¹, В.И. Ерофеев¹, А.С. Плехов²

¹ ИПМ РАН — филиал ФГБНУ «ФИЦ ИПФ РАН»

² НГТУ им. Р.Е. Алексеева

Model-Based Design of Magnetorheological Hydromounts

B.A. Gordeev¹, A.I. Ermolaev¹, V.I. Erofeev¹, A.S. Plekhov²

¹ Mechanical Engineering Research Institute, Russian Academy of Sciences — Branch of the Institute of Applied Physics, Russian Academy of Sciences

² Nizhny Novgorod State Technical University named after R.E. Alekseev

Распространение гидравлических виброопор как универсальных средств виброзащиты сдерживают такие факторы, как узкий диапазон рабочих частот и отсутствие единой методики расчета. Первую проблему можно решить, добавив в состав гидроопоры магнитореологический трансформатор — электромагнит, управляющий вязкостью магнитореологической жидкости в гидравлических каналах посредством магнитного поля. Для решения второй проблемы разработана методика расчета гидроопоры с магнитореологическим управлением. Физическая модель гидроопоры получена с помощью известной алгебраической модели Квока. При описании сдвиговых деформационных процессов магнитореологической жидкости в дроссельном канале гидроопоры использована модель Бингама — Шведова для нелинейных пластичных сред. По предложенной методике разработаны и изготовлены опытные образцы магнитореологических гидроопор. Результаты их статических и вибрационных испытаний подтвердили адекватность предложенной методики. Экспериментальное исследование амплитудно-частотных характеристик показало возможность их отстройки от резонансных режимов и высокую эффективность гидроопор в зарезонансной области.

Ключевые слова: магнитореологический демпфер, гидравлическая виброопора, магнитореологический трансформатор, магнитореологическая жидкость, универсальное средство виброзащиты, методика расчета

The widespread use of hydromounts as universal means of vibration protection is constrained by a number of factors: the narrow frequency range and the lack of unified calculation methods. The first problem can be solved by integrating a magnetorheological transformer, which is an electromagnet that controls the viscosity of the magnetorheological fluid in the hydraulic channels by changing the magnetic field. To overcome the second problem, calculation methods for hydromounts with magnetorheological control were developed. The physical model of the hydromount was obtained using the well-known Kwok algebraic model. In describing the shear deformation processes of a magnetorheological fluid in the hydromount throttle channel, the Shvedov-Bingham model for nonlinear plastic media was applied. Using the methods developed by the authors, prototypes of magnetorheological hydromounts were developed and manufactured. The results of load and vi-

* Работа выполнена в рамках государственного задания ИПФ РАН на проведение фундаментальных научных исследований в 2019–2022 гг. по теме № 0035-2019-0027 (№ госрегистрации 01201458047) при поддержке РФФИ (проект № 18-48-520010-p_a).

bration tests confirmed the adequacy of the proposed methods. The experimental study of frequency responses showed the possibility of their “detuning” from the resonance modes and the high efficiency of the hydromounts in the above-resonant region.

Keywords: magnetorheological damper, controlled hydromount, magnetorheological transformer, magnetorheological fluid, universal means of vibration protection, calculation method

В настоящее время при выборе высокоточных чувствительных к виброакустическим воздействиям приборов и машин предпочтение отдают упругим виброизоляторам и демпферам различной конструкции, ограничивающим колебания за счет упругих и диссипативных сил [1–5]. Способ их крепления существенно упрощает монтаж машин и технологического оборудования, ввод их в эксплуатацию, повышает ресурс и снижает шум в рабочих помещениях [4].

Источниками вибрации в производственных цехах и на автономных объектах, прежде всего являются такие агрегаты, как компрессоры, насосы, системы подачи и погрузки/разгрузки, оказывающие периодическое силовое воздействие с частотой вращения приводных двигателей $f_0 = 5...50$ Гц [6–8].

Наиболее подходящим универсальным средством виброзащиты для машинных агрегатов является гидравлическая опора (ГО). Она характеризуется удовлетворительной несущей способностью (500...5000 Н), высоким коэффициентом демпфирования (1...10 Н·с/м), широким рабочим частотным диапазоном (10...1000 Гц), подходящим под требования большинства машинных агрегатов [9].

Высокая надежность ГО обусловлена отсутствием трущихся частей и подвижных механизмов. Благодаря сочетанию сразу нескольких механизмов виброгашения (силы упругости, вязкого трения и гистерезисного демпфирования) рабочий частотный диапазон ГО значительно шире, чем у других резинометаллических демпферов.

Невысокая эффективность виброзащиты в низкочастотном диапазоне, сложность конструкции и отсутствие методики расчета существенно ограничивают распространение ГО с магнитореологическим управлением. Несмотря на это, их применяют для вибрационной защиты двигателей автомобилей, мотор-компрессоров, приборных панелей, высокоточного оборудования и оборудования специального назначения [10].

Существуют десятки методик расчета магнитореологических демпферов. Методики расчета

автомобильных магнитореологических амортизаторов предложены в работах [11–14]. Модели магнитореологических ГО с кольцевыми каналами рассмотрены в трудах [15, 16], где приведены общие формулы и рекомендации по расчету демпферов разной конструкции.

Однако в этих публикациях не исследованы ГО с цилиндрическими каналами, лишенными недостатка ухудшения демпфирующих свойств при действии нагрузки в поперечном направлении.

Цель работы — создание методики расчета магнитореологических ГО указанной конструкции с использованием формул и моделей, предложенных в работах [11–16].

Конструкция и принцип работы ГО. Эффективность работы ГО можно повысить добавлением в ее конструкцию магнитной системы и применением в качестве рабочей среды магнитореологической жидкости (МРЖ). При этом расширяется рабочий частотный диапазон такой ГО. Эскизный чертеж управляемой ГО приведен на рис. 1.

Управляемая ГО имеет два дроссельных канала 4, непосредственно соединяющих компенсационную 1 и рабочую 3 камеры демпфера. Эти полости заполнены МРЖ, которая изменяет реологические свойства в зависимости от напряженности действующего на нее магнитного поля.

Если ГО работает на сжатие, то повышается давление в рабочей камере и часть МРЖ перетекает в компенсационную камеру, ограниченную нижней пластиной 15, нижней частью 14 корпуса и мембраной 16. При обратном движении давление в рабочей камере становится меньше, чем в компенсационной, и МРЖ по дроссельным каналам возвращается обратно.

Магнитное поле создается электромагнитной системой, состоящей из источника питания, катушки электромагнита (ЭМ) 5, Ш-образных сердечников 6 магнитопровода и дроссельных каналов с МРЖ. Электромагнитная система, управляющая вязкостью МРЖ в каналах, образует магнитореологический трансформатор (МРТ).

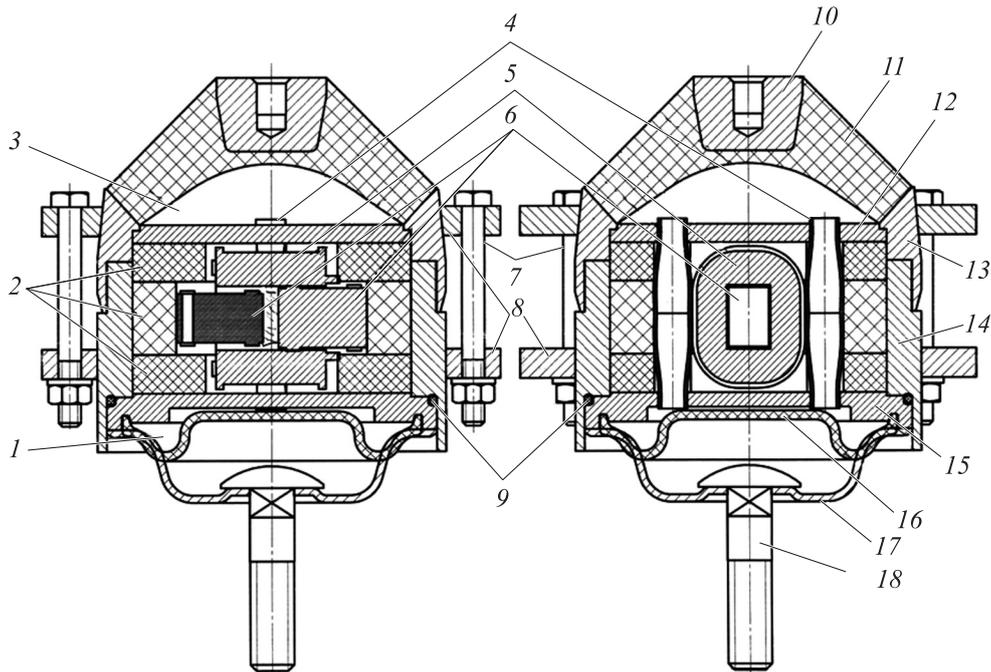


Рис. 1. Эскизный чертеж управляемой ГО:

- 1 и 3 — компенсационная и рабочая камера; 2 — каркас для фиксации ЭМ; 4 — дроссельные каналы;
- 5 — катушка ЭМ; 6 — Ш-образные сердечники магнитопровода; 7 — стягивающие винты;
- 8 — уплотнительные фланцы; 9 — герметизирующее кольцо; 10 — опорная плата; 11 — эластичная обечайка;
- 12 и 15 — верхняя и нижняя пластина; 13 и 14 — верхняя и нижняя часть корпуса; 16 — мембрана;
- 17 — поддон; 18 — элемент крепежа

Увеличение напряженности магнитного поля приводит к изменению предела текучести МРЖ, и соответственно, геометрических условий деформации эластичной обечайки 11. Следовательно, в магнитореологических ГО одновременно осуществляется управление по двум составляющим сил: упругим и диссипативным. Именно управление жесткостью ГО необходимо для ее отвода от резонансных режимов работы.

Работа сил вязкого трения зависит от динамической вязкости МРЖ и суммарной длины каналов. Высокочастотные пульсации ввиду их малой мощности эффективно рассеиваются в эластичной обечайке.

Физическая модель ГО. Существует много физических моделей магнитореологических демпферов, широко используемых при проектировании их конструкций. Благодаря точности и простоте наибольшее распространение получили модель Квока [17] и алгебраическая модель Го и Ху [18].

Их применение при проектировании магнитореологических ГО описано в работе [16]. Ее авторами предложена модификация модели Квока [17], в которой варьируемые составляющие жесткости и демпфирования можно опи-

сать с помощью гиперболической касательной функции, а постоянную вязкость и жесткость — посредством линейной функции. Такая динамическая модель Квока (рис. 2) описывается следующей системой уравнений:

$$\begin{cases} F = Cx + \mu\dot{x} + m\ddot{x} + \alpha z; \\ z = \text{th}(\beta\dot{x} + \delta \text{sgn } x), \end{cases} \quad (1)$$

где F — сила, создаваемая демпфером, Н; C — коэффициент жесткости, Н/м; x — виброперемещение; μ — коэффициент демпфирования, Н·с/м; m — коэффициент массы, кг; α — отно-

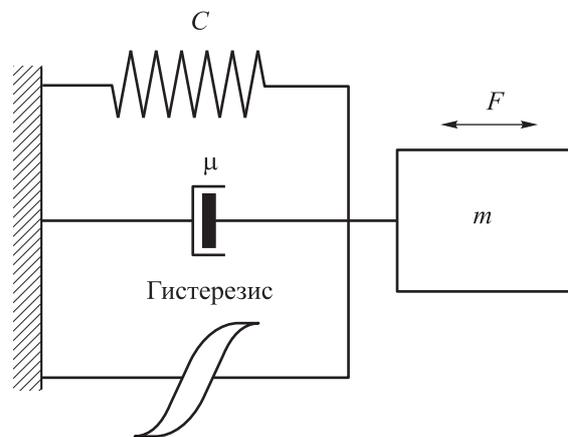


Рис. 2. Динамическая модель Квока

сительная ширина петли гистерезиса, H ; z — гистерезисная переменная, определяемая гиперболической тангенциальной функцией; β и δ — параметры гиперболической тангенциальной функции.

Нелинейные свойства МРТ в модели Квока описывают с помощью гиперболической тангенциальной функции, параметры которой определяют путем идентификации. Влияние каждого параметра физической модели (1) управляемой ГО на форму петли гистерезиса наглядно показано на рис. 3, где приведена зависимость силы демпфирования F от виброскорости \dot{x} .

Исследования модели магнитоэологических демпферов [17, 18] показали, что рассчитанные по модели (1) и измеренные значения параметров плохо согласуются при малой напряженности магнитного поля (менее 50 кА/м), в области которых возможна работа ГО. Такое поведение параметрической модели обусловлено силой инерции МРЖ в дроссельных каналах [19, 20]. Ее влияние учтено в модифицированной модели управляемой ГО

$$\begin{cases} F = Cx + \mu\dot{x} + (m + m_{\text{МРЖ}})\ddot{x} + \alpha z; \\ z = \text{th}(\beta\dot{x} + \delta \text{sgn } x), \end{cases} \quad (2)$$

где $m_{\text{МРЖ}}$ — приведенная масса МРЖ, определяемая на основе экспериментальных данных.

В модели (2) расчетные зависимости силы демпфирования от виброскорости и виброперемещения при различных режимах работы и управления хорошо согласуются с рабочими характеристиками. Модель (2) позволяет с высокой точностью определить гистерезисное по-

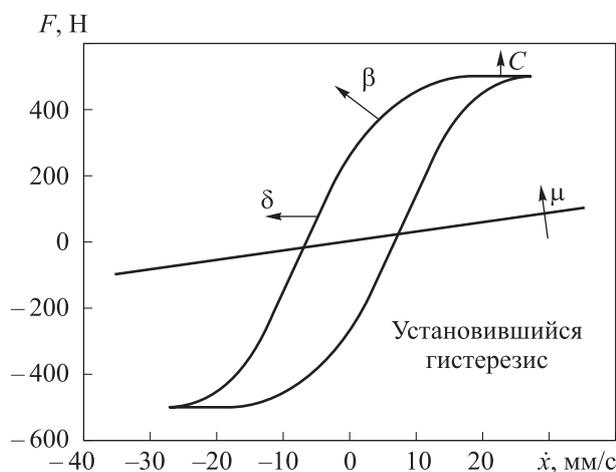


Рис. 3. Влияние параметров модели Квока на форму петли гистерезисной характеристики при работе ГО

ведение ГО в любой момент времени при любом значении виброскорости [19, 20].

Моделирование демпфирующей системы. Такое моделирование подразумевает определение параметров конструкции виброизолятора, удовлетворяющих заданным требованиям. Математические модели выводят из физических, составленных при проектировании демпферов. Эти модели, как правило, сводятся к квазистатическому анализу поведения МРЖ, протекающей через дроссельный канал ламинарным потоком [11, 19].

Гистерезисные характеристики ГО, описывающие нелинейную зависимость силы, создаваемой демпфером, от виброскорости (виброперемещения), проще всего определить путем статического нагружения [12].

Гистерезисные характеристики магнитоэологической ГО в виде зависимостей силы демпфирования от виброскорости и виброперемещения, приведенные на рис. 4, получены с использованием универсальной разрывной машины Tinius OLSEN H100KU и вибростенда Star28. Из анализа этих характеристик следует, что сила демпфирования нелинейно зависит от виброскорости и виброперемещения, и даже при их низких или нулевых значениях принимает огромные значения из-за гистерезисных явлений, вызванных прежде всего с магнито-вязким эффектом.

Для определения нагрузочной способности и амплитудно-частотной характеристики (АЧХ) магнитоэологического демпфера необходимо знать полный коэффициент жесткости C^* [13]:

$$\begin{cases} C^* = C' + jC'' = C'(1 + j\eta_{\text{пот}}); \\ C' = \frac{F_C X_C + F_S X_S}{X_C^2 + X_S^2}; \\ C'' = \frac{F_C X_S + F_S X_C}{X_C^2 + X_S^2}, \end{cases} \quad (3)$$

где C' — эквивалентная жесткость виброизолятора, Н/м; j — мнимая единица; C'' — потеря жесткости, обусловленная потерями энергии в дроссельных каналах с МРЖ и в эластичной обечайке, Н/м; $\eta_{\text{пот}}$ — коэффициент потерь, $\eta_{\text{пот}} = C''/C'$, Н/м; F_C и F_S — косинусная и синусная составляющие силы демпфирования на частоте ω , Н; X_C и X_S — косинусная и синусная составляющие виброперемещений, м.

Эти коэффициенты (3) можно определить, предположив, что ГО подвержена гармониче-

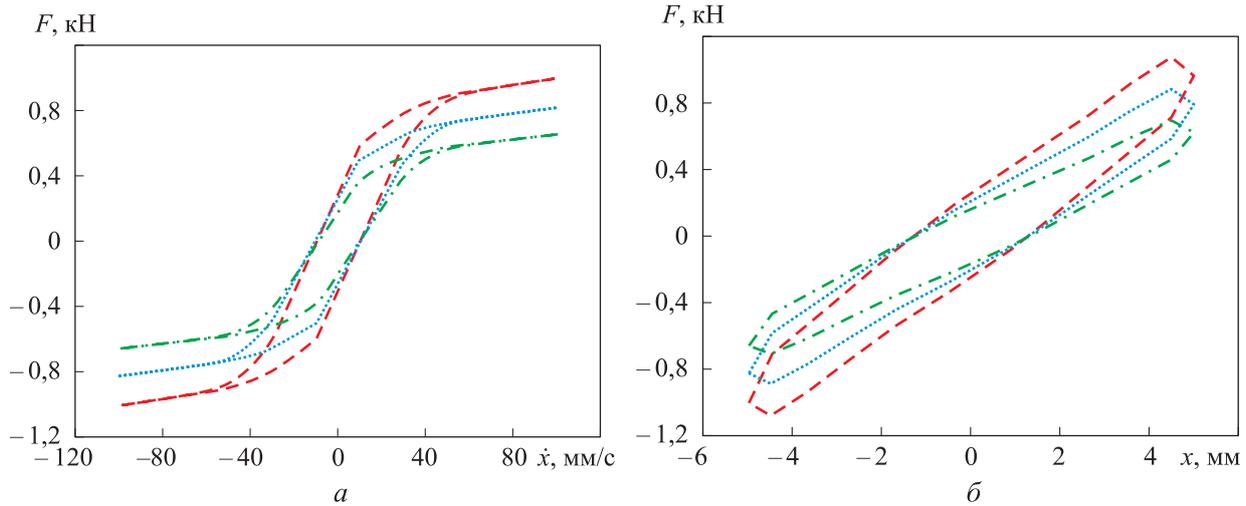


Рис. 4. Гистерезисные характеристики магнитореологических ГО при силе питающего тока $I = 0$ (---), $0,1$ (.....) и $0,2$ А (---):
 а — зависимость силы демпфирования F от виброскорости \dot{x} ;
 б — зависимость силы демпфирования F от виброперемещения x

ским вибрациям $x(t)$, вызванным вынуждающей силой $f(t)$:

$$\begin{cases} x(t) = X_C \cos \omega t + X_S \sin \omega t; \\ f(t) = F_C \cos \omega t + F_S \sin \omega t. \end{cases}$$

Косинусная X_C и X_S синусная составляющие виброперемещений определяются формой гистерезисной характеристики на частоте ω (рис. 4, б).

Величина C''/ω представляет собой эквивалентный коэффициент демпфирования $\mu_{\text{экв}}$, определяющий потери энергии в дроссельных каналах с МРЖ и в эластичной обечайке, который можно найти из следующих соотношений:

$$\begin{cases} \mu_{\text{экв}} = \frac{E}{\pi \omega X_{p0}^2}; \\ E = \oint f(t) dX_p = \int_0^{2\pi/\omega} f(t) v_p dt, \end{cases}$$

где E — энергия, рассеиваемая за один цикл колебаний, Дж; X_{p0} — амплитуда основной гармоники виброперемещений, м; $f(t)$ — сила, действующая на демпфер, Н; X_p — виброперемещение, м; v_p — виброскорость, м/с.

Поведение МРЖ в канале ГО, зависящее от магнитного поля, описывают с помощью реологической модели. В силу простоты чаще всего используют нелинейную пластическую модель Бингама — Шведова, которая считает жидкость квазитвердой, пока напряжение сдвига не превысит предел текучести МРЖ, определяемый

значением прикладываемого магнитного поля [11]:

$$\begin{cases} \tau = \tau_0(H) \operatorname{sgn} \dot{\gamma} + \eta \dot{\gamma} & \text{при } \tau > \tau_0; \\ \dot{\gamma} = 0 & \text{при } \tau \leq \tau_0, \end{cases}$$

где τ — сдвиговое напряжение, Н/м²; τ_0 — динамический предел текучести МРЖ, Н/м²; H — напряженность магнитного поля, А/м; $\dot{\gamma}$ — скорость сдвига, 1/с; η — динамическая вязкость, независящая от магнитного поля, Па·с.

Для функции скорости потока МРЖ по дроссельному каналу справедливы условия

$$\begin{cases} \dot{\gamma} = du_x(r)/dr; \\ u_x \left(\frac{r_2 - r_1}{2} \right) = v_0, \end{cases}$$

где u_x — скорость потока МРЖ, 1/с; r — радиальная координата, м; r_2 и r_1 — радиальные координаты, определяющие границы областей течения I, II и C (рис. 5); v_0 — скорость деформации ГО, м/с.

Типовая модель течения пластического тела Бингама — Шведова в цилиндрическом канале радиусом R приведена на рис. 5. Здесь можно выделить три области течения, границы которых определены шириной области C, задаваемой управляемым пределом текучести и определяемой выражением $\delta_C = r_2 - r_1 = -2\tau_0/[dp(x)/dx]$, где p — давление.

Поток жидкости останавливается в областях I и II, так как напряжение сдвига $\tau_{rx}(r)$

не превышает предел текучести $\tau_{rx}(r_1)$ и $\tau_{rx}(r_2)$ вследствие особенностей физики ламинарного течения, в то время как в области С происходит протекание МРЖ в дроссельном канале [11, 19].

Градиент давления определяется путем расчета скорости протекания МРЖ по выражению $\Delta p = p_L - p_0 = -L(-dp/dx)$, где p_L и p_0 — давление в начале и конце дроссельного канала; L — длина дроссельного канала. Сила демпфирования магнитореологической ГО зависит от площадей поперечного сечения каналов и рабочей камеры, магнитной индукции в каналах и разницы давлений при течении МРЖ [11].

При моделировании демпфирующей системы гидравлические коэффициенты, число Бингама и эффективный диаметр демпферного канала удобно представлять безразмерными параметрами в относительных единицах, а эквивалентный коэффициент демпфирования, демпфирующую способность, силу демпфирования и рабочий диапазон ГО выражать через безразмерные параметры производительности демпфера [14].

Постоянная составляющая силы демпфирования, действующая в пассивном режиме работы ГО, описывается следующим образом:

$$F_\eta = \frac{3\eta Q}{4\pi r_0^3} \ln \frac{R_0}{r_0} A_p,$$

где Q — объемный поток МРЖ, $\text{м}^3/\text{с}$; r_0 — внутренний радиус канала; R_0 — радиус или половина ширины зазора магнитопровода; A_p — суммарная площадь поперечного сечения демпферных каналов.

Переменная составляющая силы демпфирования, возникающая вследствие увеличения вязкости МРЖ, находящейся в магнитном по-

ле, для ГО с цилиндрическими каналами определяется по формуле

$$F_\tau = \frac{c\tau_0 A_p}{2r_0} (R_0 - r_0) \operatorname{sgn} v_0,$$

где c — эмпирический коэффициент, $c = 2,07 \dots 3,07$; $\operatorname{sgn} v_0$ — оператор знака скорости [14].

Сила упругости $F_{\text{упр}}$ в области низких частот и малых управляющих токов достаточно точно можно определить с помощью упрощенной формулы

$$F_{\text{упр}} = C_{\text{эл}} x,$$

где $C_{\text{эл}}$ — жесткость эластичной обечайки ГО, Н/м.

Параметры скорости деформации ГО v_0 и средней скорости течения МРЖ в дроссельном канале v_d связаны отношением суммарной площади поперечного сечения демпферных каналов A_p к среднему сечению рабочей камеры ГО A_d , определяемым по формуле [14]

$$\bar{A} = \frac{A_p}{A_d} = \frac{Nr_0^2}{r_d^2},$$

где N — количество каналов; r_d — средний внутренний радиус эластичной обечайки.

Число Бингама ГО $Bi_{\text{ГО}}$ используют для анализа ее работы с учетом влияния внешних силовых воздействий:

$$Bi_{\text{ГО}} = \frac{2\tau_0 r_0}{\eta v_0} = 6\bar{\delta}_c \bar{A} \frac{1}{(1 - \bar{\delta}_c)^2 (1 + \bar{\delta}_c / 2)}, \quad (4)$$

где $\bar{\delta}_c$ — относительная толщина «запертой» области, $\bar{\delta}_c = \delta_c / 2R$.

Безразмерная относительная толщина «запертой» области зависит от числа Бингама МРЖ, которое определяет состояние ее потока,

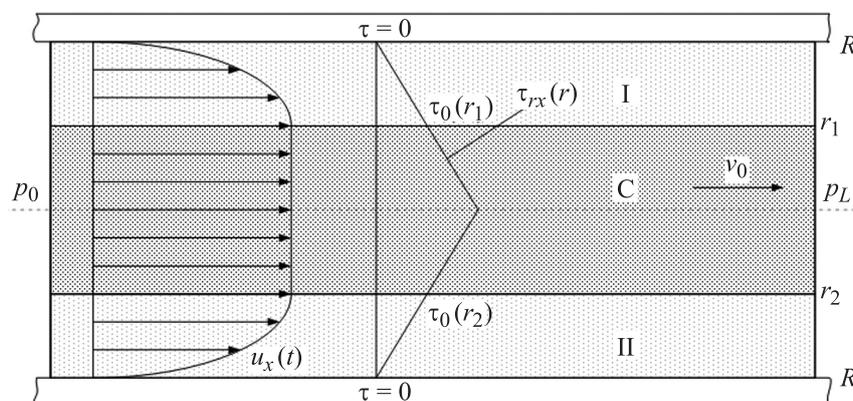


Рис. 5. Распределение параметров течения МРЖ в дроссельном канале

контролируемого полем [14]. Число Бингама МРЖ $Bi_{\text{МРЖ}}$ связано с числом Бингама ГО (4) и характеризует ее поток по каналам с учетом вязкопластического поведения по модели Бингама — Шведова:

$$Bi_{\text{МРЖ}} = \frac{2r_0\tau_0}{\eta\nu_d} = \frac{Bi_{\text{ГО}}}{A}. \quad (5)$$

Из выражения (5) следует, что число Бингама растет при уменьшении виброскорости или при снижении вязкости. Так как число Бингама зависит от виброскорости, его определяют для среднеквадратичного значения последнего.

Приведем формулы, полученные на основе метода квазистатического моделирования [14], позволяющие определить следующие безразмерные параметры производительности магнитореологических ГО:

- коэффициент демпфирования ГО с жидкостью Ньютона

$$\mu_N = \frac{3\eta A_p L}{r_0^2} \bar{A};$$

- демпфирующую способность

$$\varphi_\mu = \frac{\mu_{\text{экв}}}{\mu_N} = \frac{1}{(1 - \bar{\delta}_c)^2 (1 + \bar{\delta}_c/2)};$$

- динамический диапазон нагрузок

$$\varphi_D = \frac{F_{mr}}{F_\eta} = 1 + \frac{2,07}{6} \frac{\varphi_c}{\varphi_r + 1};$$

- относительную силу демпфирования

$$\varphi_F = \varphi_r^3 + \left(\frac{2,07}{6} \varphi_c + 1 \right) \varphi_r^2,$$

где F_{mr} — суммарная сила демпфирования; F_η — постоянная составляющая силы демпфирования;

$$\varphi_c = \frac{2\tau_0 r_0}{\eta\nu_0}; \quad \varphi_r = \frac{2Q}{N\pi r_0^2 \nu_0}.$$

Моделирование магнитной цепи. Быстродействие МРТ оказывает существенное влияние на форму гистерезисной нагрузочной характеристики магнитореологической ГО, особенно на средних и высоких частотах настройки (более 50 Гц). Быстродействие, определяемое индуктивностью МРТ, оценивается постоянной времени ЭМ [21]

$$T = \frac{L_{\text{ЭМ}}}{R_{\text{обм}}};$$

$$L_{\text{ЭМ}} = N_B \Phi / I,$$

где $L_{\text{ЭМ}}$ — индуктивность МРТ, Гн; $R_{\text{обм}}$ — сопротивление цепи обмотки, Ом; N_B — число витков катушки ЭМ; Φ — магнитный поток, Вб.

Электрическая мощность, потребляемая МРТ ГО, определяется известным выражением [21]

$$P = I^2 R_{\text{обм}}. \quad (6)$$

Мощность (6) зависит от рабочего режима, амплитуды виброскорости, амплитуды и частоты виброперемещений, частоты возбуждения ЭМ и сопротивления цепи обмотки $R_{\text{обм}}$ [22].

Динамический предел текучести τ_0 определяется магнитным полем с напряженностью H_f , А/м, характеризуемой кривой намагничивания. Магнитодвижущая сила, возникающая в магнитной цепи, вызывает магнитное поле соответствующей напряженности, которое выражается законом полного тока [23]

$$N_B I = \oint H dl = H_f l_f + H_s l_s, \quad (7)$$

где H_f и H_s — напряженность магнитного поля в канале с МРЖ и в магнитопроводе, А/м; l_f и l_s — длина участков средней силовой линии, проходящей через активную зону дроссельного канала и магнитопровода, м.

Магнитный поток и площадь поперечного сечения дроссельных каналов связаны между собой законом Гаусса

$$\Phi = \int_s \mathbf{n} dS = B_f S_f = B_s S_s, \quad (8)$$

где \mathbf{n} — единичный вектор, B_f и B_s — магнитная индукция в канале с МРЖ и в магнитопроводе, Тл; S_f и S_s — площадь сечения каналов с МРЖ и магнитопровода, м².

Минимальная магнитная индукция $B_{s \text{ нас}}$, при которой магнитопровод достигает насыщения, и возникающая при этом напряженность магнитного поля в канале с МРЖ H_f определяются из выражений (8) и (7) и находятся по формулам

$$B_{s \text{ нас}} \geq \frac{\mu_0 N_B I}{(l_s / \mu_s) + (S_s l_f / S_f \mu_f)};$$

$$H_f = \frac{N_B I}{l_f + \mu_f S_f l_s / \mu_s S_s},$$

где μ_0 — магнитная постоянная, $\mu_0 = 4\pi \cdot 10^{-7}$ Гн/м; μ_s и μ_f — магнитная проницаемость магнитопровода и МРЖ, Гн/м.

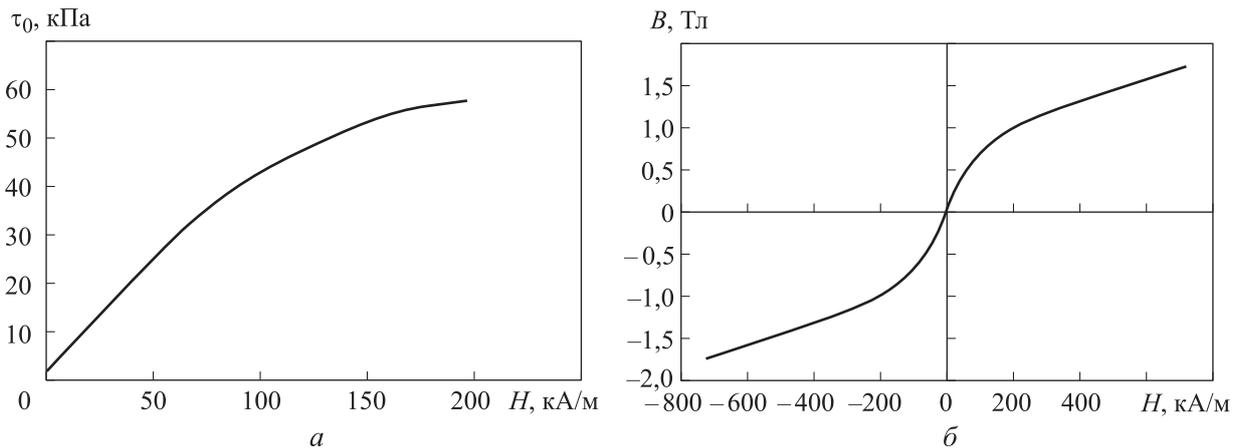


Рис. 6. Магнито реологическая (а) и магнитная (б) характеристики МРЖ марки MRF-140CG при температуре $T = 40\text{ }^\circ\text{C}$

Для расширения диапазона регулирования силы демпфирования при минимальном энергопотреблении проектировщики магнито реологических демпферов стремятся к минимизации количества электротехнической стали в магнитной цепи до тех пор, пока более 50 % поперечного сечения магнитопровода не будет находиться в области магнитного насыщения [24].

МРЖ представляют собой суспензии магнитных частиц в жидкости-носителе, реологические свойства которых изменяются под действием магнитного поля. Коэффициент текучести $k_\eta = \tau_0/H$, являющийся основным показателем магнито вязкого (магнито реологического) эффекта МРЖ, определяет угол наклона кривой зависимости предела текучести МРЖ τ_0 от напряженности магнитного поля H (рис. 6, а).

Этот параметр очень важен при выборе МРЖ, так как он определяет рабочий диапазон нагрузки. Кривая намагничивания или магнитная характеристика (зависимость магнитной индукции B от напряженности магнитного поля H) МРЖ марки MRF-140CG производства LORD Corporation приведена на рис. 6, б [25, 26].

Другими важными характеристиками МРЖ являются ее динамическая вязкость η , напряженность насыщения $H_{\text{нас}}$ и диапазон температур, зависящие от свойств жидкости-носителя, размера, объемной доли и свойств магнитных частиц.

Экспериментальные исследования опытного образца. Изложенная методика позволила разработать опытные образцы управляемых ГО, один из которых приведен на рис. 7. Эта ГО

рассчитана на актуальный вибрационный диапазон (5...500 Гц), соответствующий как внешним вибрациям от технологического и вспомогательного оборудования, транспорта и т. п., так и собственным колебаниям двигателей, редукторов и рабочих органов.

Исследование АЧХ магнито реологических ГО проведено с целью идентификации рабочего диапазона частот виброзащитного устройства. На испытательном вибростенде, генерирующем входной вибросигнал заданной частоты, исследованы разработанные опоры ОГМ-95 с МРЖ-1, близкой по свойствам к MRF-122EG [27, 28].

АЧХ колебаний защищаемого объекта, расположенного на опоре ОГМ-95, вычисленные в программе Microsoft Office Excel на основании экспериментальных данных входных и выходных вибросигналов, при входном виброускорении



Рис. 7. Внешний вид опытного образца управляемой ГО

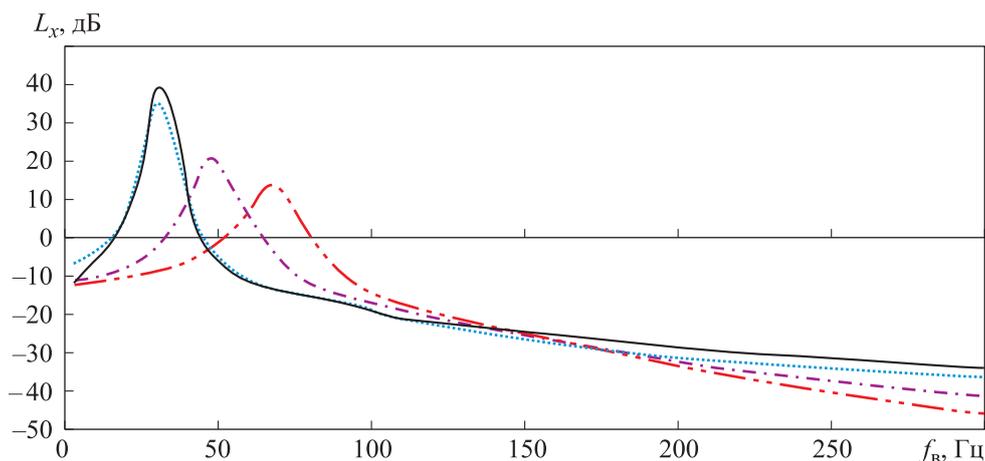


Рис. 8. Расчетная (---) и экспериментальные АЧХ колебаний защищаемого объекта, расположенного на опоре ОГМ-95, полученные при виброускорении $\ddot{x} = 100 \text{ м/с}^2$ и питающем токе $I = 0$ (—), 100 (---) и 200 мА (-.-.-)

нии $\ddot{x} = 100 \text{ м/с}^2$ приведены на рис. 8. Здесь L_x — амплитуда вибрации; f_b — частота вибрации, $f_b = 2\pi\omega$. Теоретическая характеристика получена посредством известных методов механики и теории колебаний [27, 28].

Из приведенных АЧХ следует, что предложенная методика дает весьма высокую точность при проектировании электрически управляемых ГО. Области АЧХ, расположенные выше оси абсцисс означают усиление вибрации на данной частоте, а области, находящиеся ниже этой оси, — ее гашение.

При массе нагрузки на ГО $m_{ГО} = 27 \text{ кг}$ за счет регулирования силы демпфирования собственную частоту ГО удалось сместить более чем на 50 %, что позволит ей избегать резонансных явлений. Кроме того, с увеличением питающего тока у ГО уменьшается коэффициент резонансного усиления, вследствие чего амплитуда вибраций при резонансе снижается. С ростом питающего тока ГО подавляет высокочастотные вибрации более эффективно, что объясняется повышением коэффициента демпфирования виброизолятора.

Важно отметить, что форма АЧХ ГО зависит не только от питающего тока, но и от амплитуды вибрационного воздействия. Так, при небольшом вибровозмущении высокочастотные вибрации практически не гасятся, поскольку они создают малые виброперемещения, а, следовательно, и силу демпфирования.

По этой причине условная асимптота АЧХ колебаний магнитореологической ГО при малом входном воздействии в области средних и высоких частот пролегает вдоль оси частот.

При достаточно сильном входном воздействии в зарезонансной области АЧХ идет под наклоном и на частоте 500 Гц достигает 60 дБ.

Вместе с тем из-за множества неучтенных нелинейных явлений реальная АЧХ колебаний магнитореологической ГО насыщена высшими гармоническими составляющими. Положение пиков и впадин на АЧХ произвольно меняется с изменением амплитуды входного воздействия, и чем она выше, тем более гладкую форму имеет АЧХ. Резонансная частота с изменением амплитуды входного воздействия не меняется. Эти выкладки подтверждают результаты исследований ГО аналогичной конструкции, представленные в статье [28].

Выводы

1. Рассмотрена структура магнитореологического виброизолятора, разработанного на основе ГО.
2. Приведены математические модели, описывающие процессы в отдельных узлах магнитореологической ГО (модели демпфера и магнитной цепи, реологическая модель цилиндрического канала), и зависимости (нагрузочные характеристики, кривая намагничивания МРТ, магнитные характеристики МРЖ), позволяющие идентифицировать параметры виброизолятора на этапе проектирования. Эти математические модели и зависимости представляют собой методику расчета электрически управляемых ГО.
3. С применением созданной методики разработаны и испытаны опытные образцы магни-

тореологических ГО. Результаты статических и вибрационных испытаний позволили убедиться как в высокой точности методики (действительные параметры отличаются от расчетных

не более чем на 5 %), так и в высокой эффективности гашения вибрации с помощью управляемых ГО (в расчетном диапазоне частот 5...500 Гц).

Литература

- [1] Фролов К.В., ред. *Вибрации в технике. Справочник. В 6 т. Т. 6. Защита от вибрации и ударов*. Москва, Машиностроение, 1981. 456 с.
- [2] Братан С.М., Владлецкая Е.А. Анализ влияния колебаний, передаваемых через фундамент станка, на качество процесса шлифования. *Вестник НТУ ХПИ. Сер. Технологии в машиностроении*, 2008, № 35, с. 13–22.
- [3] Владлецкая Е.А. *Обеспечение качества деталей при шлифовании в условиях плавучих мастерских*. Дис. ... канд. техн. наук. Севастополь, 2017. 234 с.
- [4] Раменская Е.В. *Повышение качества изготовления корпусных деталей оболочкового типа на основе управления вибрацией технологического оборудования*. Дис. ... канд. техн. наук. Красноярск, 2007. 165 с.
- [5] Зебров В.В., Балакина Т.С., Владецкая Е.А. Анализ конструкций виброизолирующих опор металлорежущих станков. *Прогрессивные направления развития машиностроительных отраслей и транспорта. Междунар. науч.-техн. конф. студентов, аспирантов и молодых ученых*, Севастополь, Изд-во СевНТУ, 2008, с. 124–125.
- [6] Харченко А.О. *Металлообрабатывающие станки и оборудование машиностроительных производств*. Москва, ИНФРА-М, 2015. 260 с.
- [7] Черпаков Б.И., Альперович Т.А. *Металлорежущие станки*. Москва, Академия, 2003. 368 с.
- [8] Тихомирова И.А. *Разработка и исследование электромеханических систем со свойствами селективной инвариантности к колебаниям момента нагрузки*. Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Иваново, 2018. 22 с.
- [9] Свинин В.М. Исследование условий возбуждения и гашения регенеративных автоколебаний в процессе резания. *Обработка металлов*, 2005, № 1(26), с. 29–31.
- [10] Гордеев Б.А., Ерофеев В.И., Синев А.В., Мугин О.О. *Системы виброзащиты с использованием инерционности и диссипации реологических сред*. Москва, Физматлит, 2004. 173 с.
- [11] Yang G., Spencer Jr.B.F., Carlson J.D. Large-scale MR fluid dampers modeling, and dynamic performance considerations. *Engineering Structures*, 2002, vol. 24, pp. 309–323, doi: [https://doi.org/10.1016/S0141-0296\(01\)00097-9](https://doi.org/10.1016/S0141-0296(01)00097-9)
- [12] Ebrahimi B. *Development of hybrid electromagnetic dampers for vehicle suspension systems*. PhD Thesis, University of Waterloo, Canada, 2009. 192 p.
- [13] Pang L., Kamath G.M., Wereley N.M. Analysis and testing of a linear stroke magnetorheological damper. *AIAA/ASME/AHS adaptive structures forum*, 1998, vol. CP9803(4), pp. 2841–2856.
- [14] Hong S.R., Choi S.B., Choi Y.T., Wereley N.M. Non-dimensional analysis and design of a magnetorheological damper. *Journal of Sound and Vibration*, 2005, vol. 288, pp. 847–863, doi: <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2005.01.049>
- [15] Choi S.B., Hong S.R., Sung K.G., Sohn J.W. Optimal control of structural vibrations using a mixed-mode magnetorheological fluid mount. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2008, vol. 50, iss. 3, pp. 559–568, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2007.08.001>
- [16] Do X.P., Choi S.B. High Loaded Mounts for Vibration Control Using Magnetorheological Fluids: Review of Design Configuration. *Shock and Vibration*, 2015, vol. 2015, article ID 915859, doi: <https://doi.org/10.1155/2015/915859>
- [17] Kwok N.M., Ha Q.P., Nguyen T.H., Li J., Samali B. A novel hysteretic model for magnetorheological fluid dampers and parameter identification using particle swarm optimization. *Sensors and Actuators A: Physical*, 2006, vol. 132, iss. 2, pp. 441–451, doi: <https://doi.org/10.1016/j.sna.2006.03.015>
- [18] Guo D., Hu H. Nonlinear-stiffness of a magnetorheological fluid damper. *Nonlinear Dynamics*, 2005, vol. 40, pp. 241–249, doi: <https://doi.org/10.1007/s11071-005-6464-y>

- [19] Охулков С.Н. *Разработка метода расчёта и конструкции магнитореологических трансформаторов гидроопор*. Дис. ... канд. физ.-мат. наук. Нижний Новгород, 2011. 225 с.
- [20] Sahin I., Engin T., Cesmeci S. Comparison of some existing parametric models for magnetorheological fluid dampers. *Smart Materials and Structures*, 2010, vol. 19(3), pp. 1–11, doi: <https://doi.org/10.1088/0964-1726/19/3/035012>
- [21] Nguyen Q.H., Han Y.M., Choi S.B., Wereley N.M. Geometry optimization of MR valves constrained in a specific volume using the finite element method. *Smart Materials and Structures*, 2007, vol. 16(6), pp. 2242–2252, doi: <https://doi.org/10.1088/0964-1726/16/6/027>
- [22] Ahmadian M., Norris J.A. Experimental analysis of magnetorheological dampers when subjected to impact and shock loading. *Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation*, 2008, vol. 13(9), pp. 1978–1985, doi: <https://doi.org/10.1016/j.cnsns.2007.03.028>
- [23] Grunwald A., Olabi A.G. Design of magnetorheological (MR) valve. *Sensors and Actuators A: Physical*, 2008, vol. 148, pp. 211–223, doi: <https://doi.org/10.1016/j.sna.2008.07.028>
- [24] Unsal M. *Semi-active vibration control of a parallel platform mechanism using magnetorheological damping*. PhD Thesis, University of Florida, Gainesville, FL, 2006.
- [25] Беляев Е.С., Ермолаев А.И., Титов Е.Ю., Тумаков С.Ф. *Магнитореологические жидкости: технологии создания и применение*. Нижний Новгород, НГТУ им. Р.Е. Алексеева, 2017. 94 с.
- [26] *Lordmrstore products. LORD Corp.* URL: <http://www.lordmrstore.com/lord-mr-products> (accessed 05 May 2019).
- [27] Gordeev B., Okhulkov S., Ermolaev A. Hysteresis damping influence on characteristics of magneticoreological hydromounts. *International Russian Automation Conference*, 9–16 September 2018, Sochi, IEEE, 2018, pp. 894–899.
- [28] Гордеев Б.А., Любимов А.К., Охулков С.Н., Титов Д.Ю., Ермолаев А.И. Влияние входного виброускорения широкополосной случайной вибрации на амплитудно-частотные характеристики гидроопор. *Вестник машиностроения*, 2019, № 6, с. 22–27.

References

- [1] *Vibratsii v tekhnike. Spravochnik. V 6 t. T. 6. Zashchita ot vibratsii i udarov* [Vibrations in technology. Guide. Vol. 6. Protection from vibration and shock]. Moscow, Mashinostroyeniye publ., 1981. 456 p.
- [2] Bratan S.M., Vladletskaya E.A. Analysis of influence of vibrations transferable through foundation of machine-tool on quality of polishing process. *Vestnik NTU KHPI. Ser. Tekhnologii v mashinostroyenii*, 2008, no. 35, pp. 13–22 (in Russ.).
- [3] Vladletskaya E.A. *Obespecheniye kachestva detaley pri shlifovanii v usloviyakh plavuchikh masterskikh*. Kand. Diss. [Ensuring the quality of parts when grinding in floating workshops. Cand. Diss.]. 2017. 234 p.
- [4] Ramenskaya E.V. *Povysheniye kachestva izgotovleniya korpusnykh detaley obolochkovogo tipa na osnove upravleniya vibratsiyey tekhnologicheskogo oborudovaniya*. Kand. Diss. [Improving the manufacturing quality of shell-type housing parts based on vibration control of process equipment. Cand. Diss.]. 2007. 165 p.
- [5] Zebrov V.V., Balakina T.S., Vladetskaya E.A. Analysis of structures of vibration-insulating supports of metal-cutting machines. *Progressivnyye napravleniya razvitiya mashinopriborostroitel'nykh otrasley i transporta. Mezhdunar. nauch.-tekhn. konf. studentov, aspirantov i molodykh uchenykh* [Progressive directions of development of machine and instrument-making industries and transport. International scientifically-technical conference students, postgraduates and young scientists]. Sevastopol', 2008, pp. 124–125.
- [6] Kharchenko A.O. *Metalloobratyvyayushchiye stanki i oborudovaniye mashinostroitel'nykh proizvodstv* [Metalworking machines and equipment for machine-building industries]. Moscow, INFRA-M publ., 2015. 260 p.
- [7] Cherpakov B.I., Al'perovich T.A. *Metallorazhushchiye stanki* [Cutting machine]. Moscow, Akademiya publ., 2003. 368 p.

- [8] Tikhomirova I.A. *Razrabotka i issledovaniye elektromekhanicheskikh sistem so svoystvami selektivnoy invariantnosti k kolebaniyam momenta nagruzki*. Avtoreferat kand. diss. [Development and research of electromechanical systems with properties of selective invariance to load moment fluctuations. Cand. Diss.]. 2018. 22 p.
- [9] Svinin V.M. Investigation of conditions for excitation and quenching of regenerative self-oscillations in the cutting process. *Obrabotka metallov*, 2005, no. 1(26), pp. 29–31 (in Russ.).
- [10] Gordeyev B.A., Erofeev V.I., Sinev A.V., Mugin O.O. *Sistemy vibrozashchity s ispol'zovaniyem inertsiionnosti i dissipatsii reologicheskikh sred* [Vibration protection systems using inertia and dissipation of rheological media]. Moscow, Fizmatlit publ., 2004. 173 p.
- [11] Yang G., Spencer Jr.B.F., Carlson J.D. Large-scale MR fluid dampers modeling, and dynamic performance considerations. *Engineering Structures*, 2002, vol. 24, pp. 309–323, doi: [https://doi.org/10.1016/S0141-0296\(01\)00097-9](https://doi.org/10.1016/S0141-0296(01)00097-9)
- [12] Ebrahimi B. *Development of hybrid electromagnetic dampers for vehicle suspension systems*. PhD Thesis, University of Waterloo, Canada, 2009. 192 p.
- [13] Pang L., Kamath G.M., Wereley N.M. Analysis and testing of a linear stroke magnetorheological damper. *AIAA/ASME/AHS adaptive structures forum*, 1998, vol. CP9803(4), pp. 2841–2856.
- [14] Hong S.R., Choi S.B., Choi Y.T., Wereley N.M. Non-dimensional analysis and design of a magnetorheological damper. *Journal of Sound and Vibration*, 2005, vol. 288, pp. 847–863, doi: <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2005.01.049>
- [15] Choi S.B., Hong S.R., Sung K.G., Sohn J.W. Optimal control of structural vibrations using a mixed-mode magnetorheological fluid mount. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2008, vol. 50, iss. 3, pp. 559–568, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2007.08.001>
- [16] Do X.P., Choi S.B. High Loaded Mounts for Vibration Control Using Magnetorheological Fluids: Review of Design Configuration. *Shock and Vibration*, 2015, vol. 2015, article ID 915859, doi: <https://doi.org/10.1155/2015/915859>
- [17] Kwok N.M., Ha Q.P., Nguyen T.H., Li J., Samali B. A novel hysteretic model for magnetorheological fluid dampers and parameter identification using particle swarm optimization. *Sensors and Actuators A: Physical*, 2006, vol. 132, iss. 2, pp. 441–451, doi: <https://doi.org/10.1016/j.sna.2006.03.015>
- [18] Guo D., Hu H. Nonlinear-stiffness of a magnetorheological fluid damper. *Nonlinear Dynamics*, 2005, vol. 40, pp. 241–249, doi: <https://doi.org/10.1007/s11071-005-6464-y>
- [19] Okhulkov S.N. *Razrabotka metoda rascheta i konstruksii magnitoreologicheskikh transformatorov gidroopor*. Kand. Diss. [Development of a method of calculation and design of magnetorheological transformers hidropar. Cand. Diss.]. Nizhny Novgorod, 2011. 225 p.
- [20] Sahin I., Engin T., Cesmeci S. Comparison of some existing parametric models for magnetorheological fluid dampers. *Smart Materials and Structures*, 2010, vol. 19(3), pp. 1–11, doi: <https://doi.org/10.1088/0964-1726/19/3/035012>
- [21] Nguyen Q.H., Han Y.M., Choi S.B., Wereley N.M. Geometry optimization of MR valves constrained in a specific volume using the finite element method. *Smart Materials and Structures*, 2007, vol. 16(6), pp. 2242–2252, doi: <https://doi.org/10.1088/0964-1726/16/6/027>
- [22] Ahmadian M., Norris J.A. Experimental analysis of magnetorheological dampers when subjected to impact and shock loading. *Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation*, 2008, vol. 13(9), pp. 1978–1985, doi: <https://doi.org/10.1016/j.cnsns.2007.03.028>
- [23] Grunwald A., Olabi A.G. Design of magnetorheological (MR) valve. *Sensors and Actuators A: Physical*, 2008, vol. 148, pp. 211–223, doi: <https://doi.org/10.1016/j.sna.2008.07.028>
- [24] Unsal M. *Semi-active vibration control of a parallel platform mechanism using magnetorheological damping*. PhD Thesis, University of Florida, Gainesville, FL, 2006.
- [25] Belyayev E.S., Ermolayev A.I., Titov E.Yu., Tumakov S.F. *Magnitoreologicheskiye zhidkosti: tekhnologii sozdaniya i primeneniye* [Magnetorheological fluids: technologies of creation and application]. Nizhniy Novgorod, NSTU im. R.E. Alekseyeva, 2017. 94 p.
- [26] *Lordmrstore products*. LORD Corp. Available at: <http://www.lordmrstore.com/lord-mr-products> (accessed 05 May 2019).

- [27] Gordeev B., Okhulkov S., Ermolaev A. Hysteresis damping influence on characteristics of magneticoreological hydromounts. *International Russian Automation Conference*, 9–16 September 2018, Sochi, IEEE, 2018, pp. 894–899.
- [28] Gordeyev B.A., Lyubimov A.K., Okhulkov S.N., Titov D.Yu., Ermolayev A.I. Influence of input vibration acceleration of broadband random vibration on the amplitude-frequency characteristics of hydro-bearings. *Vestnik mashinostroyeniya*, 2019, no. 6, pp. 22–27 (in Russ.).

Статья поступила в редакцию 15.09.2020

Информация об авторах

ГОРДЕЕВ Борис Александрович — доктор технических наук, главный научный сотрудник. Институт проблем машиностроения РАН — филиал ФГБНУ «ФИЦ ИПФ РАН» (603024, Нижний Новгород, Российская Федерация, ул. Белинского, д. 85, e-mail: gord349@mail.ru).

ЕРМОЛАЕВ Артем Игоревич — младший научный сотрудник. Институт проблем машиностроения РАН — филиал ФГБНУ «ФИЦ ИПФ РАН» (603024, Нижний Новгород, Российская Федерация, ул. Белинского, д. 85, e-mail: acidwolfvx@rambler.ru).

ЕРОФЕЕВ Владимир Иванович — доктор физико-математических наук, директор. Институт проблем машиностроения РАН — филиал ФГБНУ «ФИЦ ИПФ РАН» (603024, Нижний Новгород, Российская Федерация, ул. Белинского, д. 85, e-mail: erof.vi@yandex.ru).

ПЛЕХОВ Александр Сергеевич — кандидат технических наук, доцент кафедры «Электрооборудование, электропривод и автоматика». Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева (603950, Нижний Новгород, Российская Федерация, ул. Минина, д. 24, e-mail: aplehov@mail.ru).

Пробьса ссылаться на эту статью следующим образом:

Гордеев Б.А., Ермолаев А.И., Ерофеев В.И., Плехов А.С. Модельно-ориентированное проектирование магнито-реологических гидравлических опор. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2020, № 10, с. 13–25, doi: 10.18698/0536-1044-2020-10-13-25

Please cite this article in English as:

Gordeev B.A., Ermolaev A.I., Erofeev V.I., Plekhov A.S. Model-Based Design of Magnetorheological Hydromounts. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2020, no. 10, pp. 13–25, doi: 10.18698/0536-1044-2020-10-13-25

Information about the authors

GORDEEV Boris Aleksandrovich — Doctor of Science (Eng.), Chief Researcher. Mechanical Engineering Research Institute, Russian Academy of Sciences — Branch of the Institute of Applied Physics, Russian Academy of Sciences (603024, Nizhny Novgorod, Russian Federation, Belinskiy St., Bldg. 85, e-mail: gord349@mail.ru).

ERMOLAEV Artem Igorevich — Junior Researcher. Mechanical Engineering Research Institute, Russian Academy of Sciences — Branch of the Institute of Applied Physics, Russian Academy of Sciences (603024, Nizhny Novgorod, Russian Federation, Belinskiy St., Bldg. 85, e-mail: acidwolfvx@rambler.ru).

EROFEEV Vladimir Ivanovich — Doctor of Science (Eng.), Director. Mechanical Engineering Research Institute, Russian Academy of Sciences — Branch of the Institute of Applied Physics, Russian Academy of Sciences (603024, Nizhny Novgorod, Russian Federation, Belinskiy St., Bldg. 85, e-mail: erof.vi@yandex.ru).

PLEKHOV Aleksandr Sergeevich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor. Department of Electrical Equipment, Electric Drives and Automation. Nizhny Novgorod State Technical University named after R.E. Alekseev (603950, Nizhny Novgorod, Russian Federation, Minin St., Bldg. 24, e-mail: aplehov@mail.ru).