

Научная статья
УДК 629.113
DOI: <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2023-20-5-560-572>
EDN: KBOCMW



МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ УПРАВЛЯЕМОГО ЛОПАСТНОГО ГИДРАВЛИЧЕСКОГО АМОРТИЗАТОРА

С. В. Козелетов¹, С. В. Савельев^{2*}

¹Омский автобронетанковый инженерный институт (филиал) Военной академии материально-технического обеспечения имени генерала армии А.В. Хрулева, г. Омск, Россия

²Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ), г. Омск, Россия

kozeletov_sergey@mail.ru, <https://orcid.org/0009-0005-2320-318X>
saveliev_sergval@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0002-4034-2457>

*ответственный автор

АННОТАЦИЯ

Введение. Современные технологии, а также различные способы и схемы, применяемые на данный момент в технике, позволили производить автоматическое управление демпфирующими свойствами амортизаторов, что повышает энергоемкость всей системы поддрессирования. Тем не менее для использования этих решений в практической плоскости необходима разработка математических моделей данных демпфирующих элементов. Такие модели служат теоретическим инструментом изучения описываемых процессов с целью осуществления правильного управляющего воздействия. Что касается таких агрегатов, как управляемые (регулируемые) лопастные амортизаторы, то ранее проведенных по ним исследований явно недостаточно для обеспечения эффективной работы в различных условиях. Объектом настоящего исследования является управляемый лопастной гидравлический амортизатор. Цель данной работы – выполнение теоретических исследований и совершенствование методики расчета управляемых (регулируемых) лопастных гидравлических амортизаторов, в которых в качестве рабочего тела амортизатора применяется магнитореологическая жидкость.

Материалы и методы. Рассмотрена конструкция и принцип работы управляемого лопастного гидравлического амортизатора. Предложена методика расчета и выполнены теоретические исследования по влиянию изменения объемного расхода рабочего тела амортизатора в магнитореологическом дросселе на силы сопротивления повороту лопасти амортизатора.

Результаты теоретических исследований. 1. Представлены результаты теоретических исследований изменения объемного расхода рабочего тела, управляемого гидравлического лопастного амортизатора. 2. Получена математическая модель, которая пригодна для расчета характеристик управляемых (регулируемых) гидравлических лопастных амортизаторов, где в качестве рабочего тела амортизатора применяется магнитореологическая жидкость, а также для выбора управляющего воздействия в системе управления.

Заключение. Результаты исследования предназначены для организаций и предприятий, занимающихся разработкой и производством военных гусеничных машин.

Результаты исследований могут быть использованы для уточнения методики оценки плавности хода ВГМ.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: управляемый лопастной амортизатор, математическая модель, магнитореологический дроссель, магнитореологическая жидкость, объемный расход, перепад давления, гидравлическое сопротивление, коэффициент демпфирования, магнитное поле, напряженность магнитного поля

Статья поступила в редакцию 01.06.2023; одобрена после рецензирования 15.09.2023; принята к публикации 24.10.2023.

Авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

Прозрачность финансовой деятельности: авторы не имеют финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах. Конфликт интересов отсутствует.

Для цитирования: Козелетов С. В., Савельев С. В. Математическая модель управляемого лопастного гидравлического амортизатора // Вестник СибАДИ. 2023. Т. 20, № 5 (93). С. 560-572. <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2023-20-5-560-572>

© Козелетов С. В., Савельев С. В., 2023



Контент доступен под лицензией
Creative Commons Attribution 4.0 License.

Origin article

DOI: <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2023-20-5-560-572>

EDN: KBOCMW

MATHEMATICAL MODEL OF CONTROLLED VANE HYDRAULIC SHOCK ABSORBER

Sergei V. Kozeletov¹, Sergei V. Savelyev^{2*}

¹General A.V. Khrulev Omsk Armored Engineering Institute (branch)
of the Military Academy of Logistics,
Omsk, Russia

²Siberian State Automobile and Highway University (SibADI),
Omsk, Russia

kozeletov_sergey@mail.ru, <https://orcid.org/0009-0005-2320-318X>

saveliev_sergval@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0002-4034-2457>

*corresponding author

ABSTRACT

Introduction. Modern technologies, as well as various methods and schemes currently used in technology, have made it possible to automatically control the damping properties of shock absorbers, which increases the energy intensity of the entire suspension system. However, in order to use these solutions in practice, it is necessary to develop mathematical models of these damping elements. Such models serve as a theoretical tool for studying the described processes in order to implement the correct control action. As for such units as controlled (adjustable) vane shock absorbers, the studies carried out earlier on them are clearly not enough to ensure their effective operation in various conditions.

The object of this study is a controlled vane hydraulic shock absorber.

The purpose of this work is to carry out theoretical studies and improve the methodology for calculating controlled (adjustable) bladed hydraulic shock absorbers, in which magnetorheological fluid is used as the working fluid of the shock absorber.

Research methods. The design and principle of operation of controlled vane hydraulic shock absorber with magnetorheological (MR) throttles are considered. Method of calculation is proposed and theoretical studies are performed on influence of change of volume flow rate of working medium of shock absorber in MR throttle on forces of resistance to rotation on shaft of shock absorber blade.

The results of theoretical research. 1) Results of theoretical studies of change of volume flow rate of working medium of controlled hydraulic blade shock absorber are presented. 2) An adequate mathematical model is obtained that is suitable for calculating the characteristics of controlled (adjustable) hydraulic vane shock absorbers, where magnetorheological fluid is used as the working medium of the shock absorber, as well as for selecting control action in the control system.

Conclusion. The results of the study are intended for organizations and enterprises engaged in the development and production of heavy high-speed tracked vehicles.

The results of the studies can be used to refine the methodology for estimating the smoothness of the heavy high-speed tracked vehicles.

KEYWORDS: controlled shock-absorber, mathematical model, magnetorheological throttle, magnetorheological liquid, volume flow, pressure difference, hydraulic resistance, damping coefficient, magnetic field, tension of magnetic field

The article was submitted 01.06.2023; approved after reviewing 15.09.2023; accepted for publication 24.10.2023.

The authors have read and approved the final manuscript.

Financial transparency: the authors have no financial interest in the presented materials or methods. There is no conflict of interest.

For citation. Sergei V. Kozeletov, Sergei V. Savelyev Mathematical model of controlled vane hydraulic shock absorber. The Russian Automobile and Highway Industry Journal. 2023; 20 (5): 560-572. <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2023-20-5-560-572>

© Kozeletov S. V., Savelyev S. V., 2023



Content is available under the license
Creative Commons Attribution 4.0 License.

ВВЕДЕНИЕ

Амортизатор представляет собой устройство, которое гасит вынужденные колебания подрессоренного корпуса ВГМ. Принцип работы основывается на преобразовании кинетической энергии колебаний в другие виды энергий: электрическую и тепловую [1].

Для создания математической модели исследуемого амортизатора¹ в работе будут рассмотрены: принцип работы лопастного амортизатора танка Т-72, расчет гидравлической части управляемого гидравлического лопастного амортизатора, а также расчет его электрической части и сил сопротивления на вале лопасти.

При описании принципа работы амортизатора необходимо рассмотреть и проанализировать структуру узла подвески ходовой части танка Т-72 с амортизатором, которая представлена на рисунке 1.

Во время своего движения танк гусеницей и опорным катком наезжает на определённую неровность, при этом опорный каток поднимается относительно корпуса машины. Это приводит к повороту балансира и опорного катка на нём относительно корпуса машины. Через тягу, соединённую с рычагом амортизатора, балансир поворачивает тягу вверх, что является прямым ходом амортизатора. Если опорный каток перемещается вниз относительно корпуса военной гусеничной машины (ВГМ) и балансир тягу тянет, поворачивая рычаг амортизатора вниз, то это обратный ход [2].

Работа лопастного амортизатора представлена на рисунке 2 и заключается в гашении колебаний корпуса под действием создания сил сопротивления на лопасти амортизатора, которая возникает при перетекании рабочего тела амортизатора и камер с большим давлением в камеры с меньшим давлением [2].

Управляемый амортизатор, представленный на рисунке 3, рабочий процесс проходит также за счёт действия внешних возмущающих сил. Регулирование этих сил происходит за счёт изменения расхода рабочего тела при перетекании через магнитореологические (МР) дроссели. Работа исследуемого амортизатора отличается от работы обычного лопастного амортизатора, устанавливаемого на ВГМ, тем, что при наезде танка на определённую неровность усилие амортизатору переда-

ется через связь системы «каток – балансир – рычаг – амортизатор», лопасть соединённая шлицевым соединением с осью рычага поворачивается. При этом рабочее тело создаёт давление в камерах «б» и «г» и перетекает в камеры «а» и «в» через каналы «ж» дросселей с катушками индуктивности. Если давление достигает значений $65+25 \text{ кгс/см}^2$, то открываются клапаны. Если давление меньше, то клапаны закрыты. В этом случае жидкость перетекает только через каналы «ж» втулок и щелевые зазоры внутри гидроамортизатора. При обратном ходе лопасть поворачивается в обратном направлении, и давление создается в камерах «а» и «в». Под действием силы давления и пружины клапаны закрыты, и жидкость из камер «а» и «в» перетекает в камеры «б» и «г» только через каналы «ж» дросселей и щелевые зазоры внутри амортизатора [3].

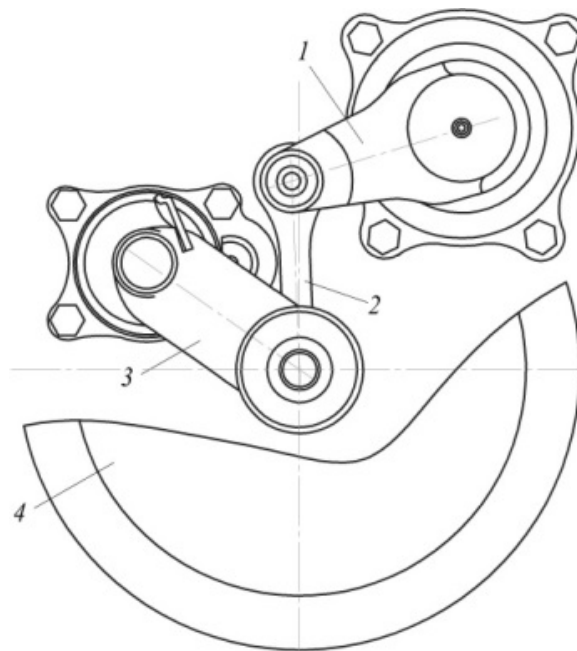


Рисунок 1 – Кинематика узла подвески ходовой части танка Т-72:
1 – амортизатор; 2 – тяга; 3 – балансир;
4 – опорный каток
Источник: составлено авторами.

Figure 1 – Kinematics of the suspension unit of the undercarriage of the T-72 tank
1 – shock absorber; 2 – thrust; 3 – balancer;
4 – track roller
Source: compiled by the authors.

¹ Патент на полезную модель: № RU 210655, МПК F16F 9/53. Управляемый гидравлический лопастной амортизатор / Козелетов С.В., Хамитов Р.Н., Миронов Д.В., Беляков В.Е.; заявл. 08.10.2021 г., опубл. 25.04.2022 г.

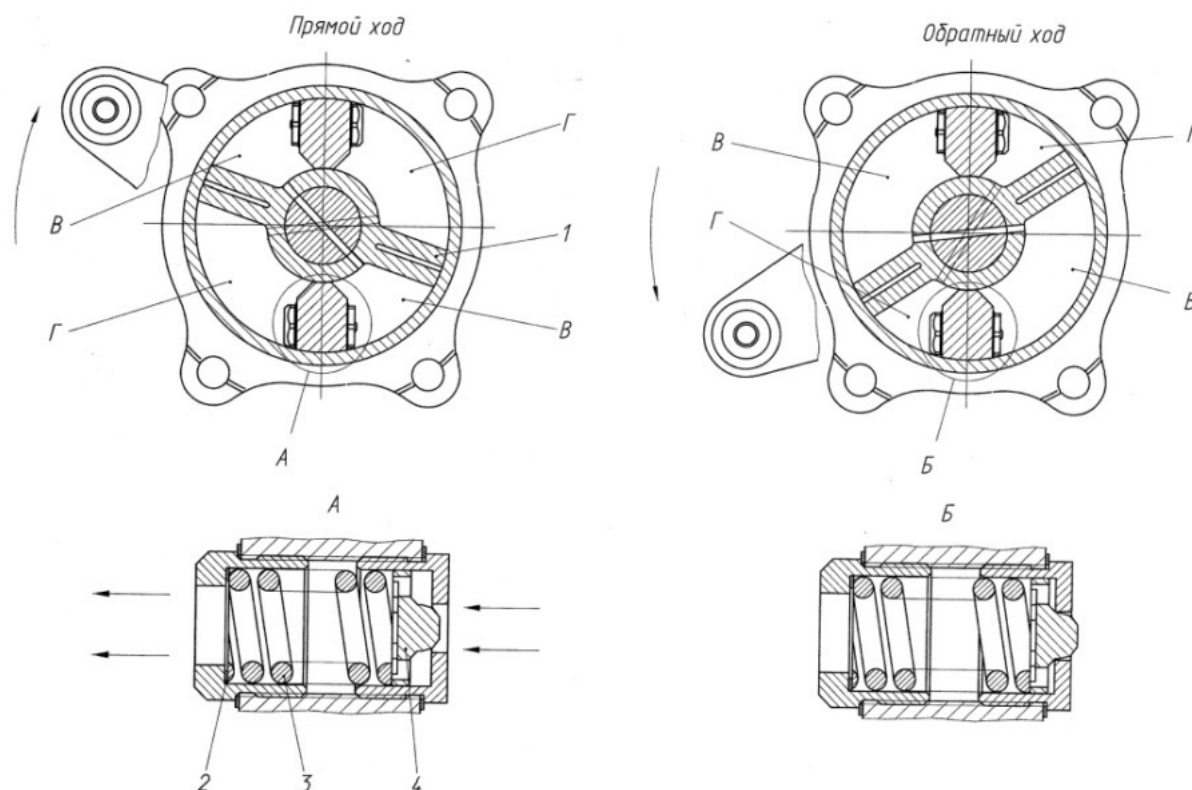


Рисунок 2 – Работа гидравлического амортизатора танка Т-72:
1 – лопасть; 2 – регулировочная прокладка; 3 – пружина; 4 – клапан; В, Г – рабочие камеры
Источник: составлено авторами.

Figure 2 – The operation of the hydraulic shock absorber of the T-72 tank
1 – blade; 2 – adjusting gasket; 3 – spring; 4 – valve; C, D – working chambers
Source: compiled by the authors.

РАСЧЕТ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ЧАСТИ УПРАВЛЯЕМОГО АМОРТИЗАТОРА

Примем условие, что давление в одноименных камерах равно, в таком случае расход рабочего тела через согласующие каналы равен 0, что учтем в математической модели.

Исходя из конструкции, модель работы лопастного гидравлического управляемого амортизатора представляет собой 5-камерную модель (5-я камера компенсационная), но по причине незначительного объема компенсационная камера в модели не учитывается.

В лопастных амортизаторах из-за формы рабочих камер сложно обеспечить высокий уровень уплотнения из-за трудно поддающихся уплотнению торцевых и диаметральных зазоров, что также необходимо учитывать в математической модели, так как герметичность уплотнений влияет на эффективность работы амортизатора на всех режимах.

Особенностью в работе управляемого (регулируемого) гидравлического лопастного амортизатора является рабочий процесс МР дросселя, в котором при постоянной площади сечения изменение расхода осуществляется посредством изменения объемного расхода МР жидкости во внешнем магнитном поле. На рисунке 4 представлена расчетная схема объемного расхода лопастного гидравлического лопастного амортизатора, в таком случае уравнение расхода рабочей жидкости камеры 1 в случае прямого хода лопасти амортизатора может быть представлено в следующем виде:

$$Q_{\text{раб}} = Q_{\text{п.з}} + Q_{\text{кл}} + Q_3 + Q_{\text{сог}} + Q_{\text{мр.др}}, \quad (1)$$

где $Q_{\text{раб}}$ – расход рабочий; $Q_{\text{п.з}}$ – расход по переменному зазору; $Q_{\text{кл}}$ – расход по клапану; Q_3 – расход по постоянным зазорам; $Q_{\text{сог}}$ – расход по согласующему уравнивающему давлению каналу; $Q_{\text{мр.др}}$ – расход через МР дроссель.

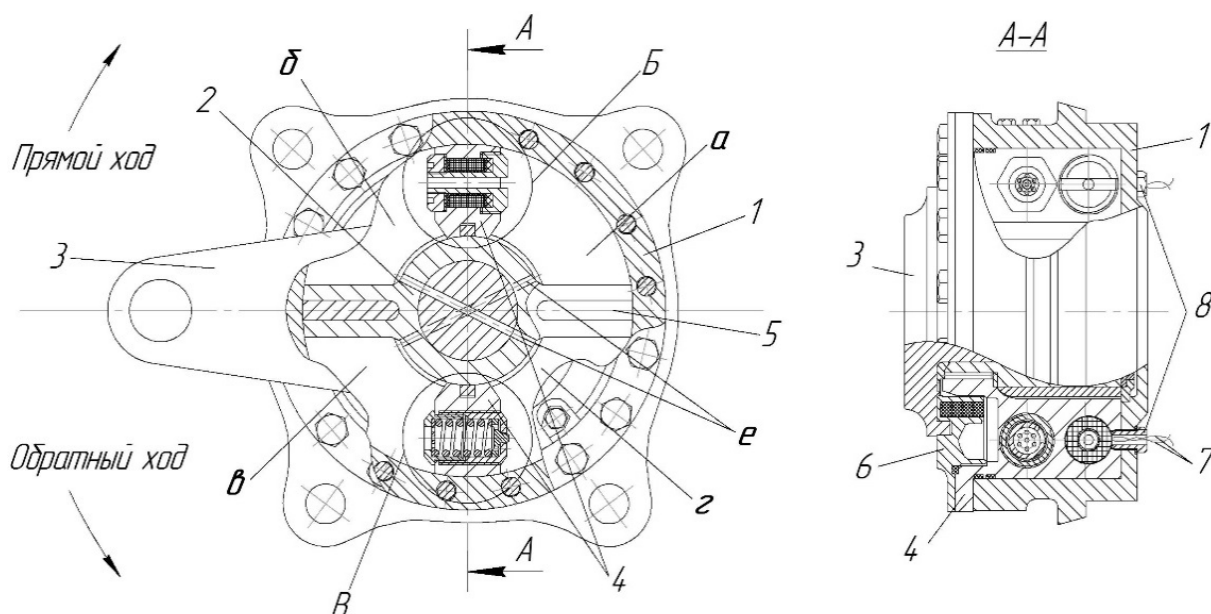


Рисунок 3 – Управляемый гидравлический лопастной амортизатор (в разрезе):
1 – цилиндрический корпус с крепежными отливками; 2 – лопасть с пазами; 3 – рычаг амортизатора;
4 – выступы перегородок; 5 – бронзовые колодки; 6 – крышка; 7 – провод управления;
8 – штуцер; «а», «б», «в», «г» и «д» – рабочие камеры; «е» – сквозные каналы соединения рабочих камер;
«ж» – сквозные каналы втулок; Б – МР дроссель; В – клапанное устройство прямого хода
Источник: составлено авторами.

Figure 3 – Controlled hydraulic vane shock absorber (in section)
1 – a cylindrical body with mounting ebbs; 2 – blade with grooves; 3 – shock absorber lever;
4 – ledges of partitions; 5 – bronze blocks; 6 – cover; 7 – control wire;
8 – fitting; «а», «б», «в», «г» и «д» – working chambers; «е» – through channels for connecting working chambers;
«ж» – through channels of bushings; Б – MR choke; В – direct stroke valve device
Source: compiled by the authors.

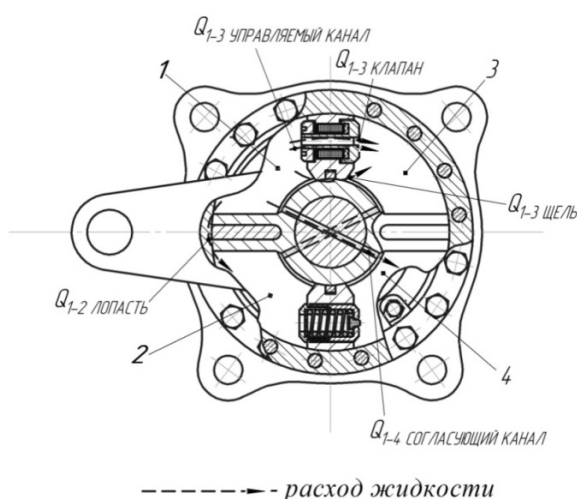


Рисунок 4 – Расчетная схема объемного расхода управляемого гидравлического лопастного амортизатора
Источник: составлено авторами.

Figure 4 – Calculation scheme for the volumetric flow rate of a controlled hydraulic vane shock absorber
Source: compiled by the authors.

В уравнении (1) расход рабочий $Q_{\text{раб}}$ отражает нарастание давления, а остальные объемные расходы: $Q_{\text{п.з}}$, $Q_{\text{кл}}$, $Q_{\text{з}}$, $Q_{\text{сог}}$, $Q_{\text{мр.др}}$ его падение. В таком случае уравнение (1) позволит оценить эффективность управляемого усилия амортизатора, которое зависит от объемного расхода через МР дроссель, так как расход $Q_{\text{мр.др}}$ зависит от величины магнитного поля и ограничивается намагниченностью насыщения МР жидкости, что позволит оценить эффективность управляемого усилия амортизатора.

Для компенсации расширения МР жидкости при нагреве амортизатора находится небольшое количество воздуха, в связи с чем рабочее тело амортизатора (МР жидкость) можно принять сжимаемой (далее газомасленная (ГМ) смесь), что необходимо учесть при составлении математической модели.

Сама модель подразумевает следующие расчёты: определение статического давления (это давление в амортизаторе при известной температуре и известном начальном положении подвижного звена), расчет магнитореологического дросселя, решение системы

дифференциальных уравнений для рабочего процесса, определение сил сопротивления повороту лопасти амортизатора.

Расчет статического давления, а также основные параметры представлены в источнике [4]. Например, при нагреве амортизатора рабочая жидкость расширяется, газ сжимается. Если нагрев по всему объекту равномерный, а газ изменяет давление в зависимости от объема и подчиняется уравнению Менделеева – Клайперона, определим

$$P_{cm} = P_0 \cdot \frac{T}{T_0} \cdot \frac{V_{га} - V_{ж0}}{V_{га} - V_{ж0}(1 + \beta \cdot \Delta T)}, \quad (2)$$

где P_0 – давление газа при заправке амортизатора, кгс/м²; T – расчетная температура МР жидкости и газа, °K; T_0 – температура МР жидкости и газа при заправке, °K; $\Delta T = T - T_0$ – разность температур; $P_{ст}$ – статическое давление в камерах при температуре T , кгс/м²; $V_{га}$ – объем внутренних камер, сообщающихся между собой, м³; β – коэффициент объемного расширения МР жидкости, 1/град; $V_{ж0}$ – объем МР жидкости, заправленной во внутренние камеры при температуре T_0 и давлении P_0 , м³.

Можно предположить, что определенный объем газа $V_{га}$ в смеси с МР жидкостью находится в соотношении

$$i_g = \frac{V_{га0}}{V_{ж0}}, \quad (3)$$

где i_g – соотношение объема газа к объему жидкости в газомасленной смеси.

Остальная часть газа $V_{гсв}$ находится в компенсационной камере.

При заправке амортизатора МР жидкостью (при T_0 и P_0) требуется выполнение условия

$$V_g = V_{гсв0} + V_{гж0} = V_{га} - V_{ж0}. \quad (4)$$

Рассмотрим прямой ход протекания рабочих процессов в амортизаторе при повороте лопасти от ψ_0 до ψ_T .

Так, масса ГМ смеси в камере 1 в момент времени Δt при температуре $T = \text{const}$ равна

$$m_t = \rho_{cm t} \cdot V_{cm t}, \quad (5)$$

где $\rho_{cm t}$ и $V_{cm t}$ – плотность и объем ГМ смеси в момент времени t при давлении P_{1t} .

В момент времени $t + \Delta t$ масса смеси будет равна

$$m_{(t+\Delta t)} = \rho_{cm(t+\Delta t)} V_{cm(t+\Delta t)} = (\rho_{cm t} + \Delta \rho_{cm})(V_{cm t} - \Delta V_{cm}). \quad (6)$$

Продифференцировав уменьшение массы ГМ смеси за время Δt получим

$$\frac{dm}{dt} = \rho_{cm t} \frac{dV_{cm}}{dt} - V_{cm t} \frac{d\rho_{cm}}{dt}. \quad (7)$$

Член dm/dt может представлять собой массовый расход из камеры 1 и определен через объемные плотность и расход:

$$\frac{dm}{dt} = \rho_{cm t} \cdot \sum Q_i, \quad (8)$$

где $\sum Q_i$ – суммарный объемный расход ГМ смеси из камеры 1, м³/с; i – коэффициент, обозначающий принадлежность к камере.

При этом член dV/dt представляет собой уменьшение геометрического объема камеры 1:

$$\frac{dV_{cm}}{dt} = S_n \cdot r_{cp} \cdot \frac{d\psi}{dt}, \quad (9)$$

где $S_n = L_n(R-r)$ – площадь лопасти, м²; $r_{cp} = (R+r)/2$ – средний радиус лопасти; L_n – высота лопасти, м; R – внутренний радиус цилиндра, м; r – наружный радиус вала лопасти, м; $d\psi$ – угол поворота лопасти.

Рассмотрим плотность ГМ смеси в момент времени t :

$$\rho_{1cm t} = \frac{m_{cm t}}{V_{cm t}} = \frac{m_{га} + m_{жт}}{S_n \cdot r_{cp} \cdot (\psi_T - \psi) + \Delta V_1}, \quad (10)$$

где $m_{га}$ и $m_{жт}$ – массы газа и жидкости в камере 1 при давлении P_{1t} ; ΔV_1 – объем вредного пространства в камере прямого хода (неиспользуемого для перемещения).

Учитывая допущение (3) уравнение (10) запишется в виде

$$\rho_{1cm t} = \frac{V_{ж0t}(\rho_{г0} \cdot i_g + \rho_{ж0})}{S_n \cdot r_{cp} \cdot (\psi_T - \psi) + \Delta V_1}. \quad (11)$$

Согласно уравнению Менделеева – Клайперона выразим текущий объем газа при давлении P_{1t} и температуре T через объем газа при заправочных условиях:

$$V_{га} = \frac{P_0}{P_{1t}} \cdot \frac{T}{T_0} V_{га0}. \quad (12)$$

Исходя из уравнения (12), объем занимаемый МР жидкостью в камере 1 будет равен

$$\begin{aligned} V_{жт} &= V_{cm t} - V_{гт} = S_n \cdot r_{cp} \cdot (\psi_T - \psi) - \\ &- \frac{P_0}{P_{1t}} \cdot \frac{T}{T_0} V_{га0} + \Delta V_1 = \\ &= V_{ж0t} (1 + \beta \cdot \Delta T) \cdot [1 - \alpha_p (P_{1t} - P_0)], \end{aligned} \quad (13)$$

где $V_{жот}$ – объем жидкости в камере 1, приведенный к заправочным условиям; α_p – коэффициент относительного объемного сжатия жидкости; β – температурный коэффициент объемного расширения жидкости.

Приравнявая значения объемов по формуле (13) и учитывая формулу (12), получим

$$V_{жот} = \frac{S_n \cdot r_{cp} \cdot (\psi_T - \psi) + \Delta V_1}{(1 + \beta \cdot \Delta T) \cdot [1 - \alpha_p (P_{1t} - P_0)] + \frac{P_0}{P_{1t}} \cdot \frac{T}{T_0} \cdot i_a} \cdot (14)$$

Продифференцировав по времени уравнение (10) и подставив в него найденное в уравнении (14) значение $V_{жот}$, получим

$$\begin{aligned} \frac{d\rho_{1cm}}{dt} = & \frac{(1 + \beta \cdot \Delta T) \cdot \alpha_p + \frac{P_0}{P_1^2} \cdot \frac{T}{T_0} \cdot i_a}{(1 + \beta \cdot \Delta T) \cdot [1 - \alpha_p P_1 + \alpha_p P_0] + \frac{P_0}{P_1} \cdot \frac{T}{T_0} \cdot i_a} \cdot \\ & \cdot \rho_{1cm} \cdot \frac{dP_1}{dt}. \end{aligned} \quad (15)$$

Подставляя значение членов, найденных по формулам (8), (9), (13) и (15), в уравнение (7) получаем

$$\begin{aligned} \sum Q_i = & S_n \cdot r_{cp} \cdot \frac{d\psi}{dt} - [S_n \cdot r_{cp} \cdot (\psi_T - \psi) + \Delta V_1] \times \\ & \times \frac{(1 + \beta \cdot \Delta T) \cdot \alpha_p + \frac{P_0}{P_1^2} \cdot \frac{T}{T_0} \cdot i_a}{(1 + \beta \cdot \Delta T) \cdot [1 - \alpha_p P_1 + \alpha_p P_0] + \frac{P_0}{P_1} \cdot \frac{T}{T_0} \cdot i_a} \cdot \frac{dP_1}{dt}. \end{aligned} \quad (16)$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{dP_1}{dt} = & \frac{S_n \cdot r_{cp} \cdot \frac{d\psi}{dt} - \sum Q_i - Q_{мр.др}(H)}{[S_n \cdot r_{cp} \cdot (\psi_T - \psi) + \Delta V_1]} \cdot \frac{P_1 \cdot b + P_1^2 \cdot c(1 - \alpha_p P_1 + \alpha_p P_0)}{b + P_1^2 \cdot c \cdot \alpha_p}; \\ \frac{dP_2}{dt} = & \frac{-S_n \cdot r_{cp} \cdot \frac{d\psi}{dt} + \sum Q_2 + Q_{мр.др}(H)}{S_n \cdot r_{cp} \cdot \psi + \Delta V_2} \cdot \frac{P_2 \cdot b + P_2^2 \cdot c(1 - \alpha_p P_1 + \alpha_p P_0)}{b + P_2^2 \cdot c \cdot \alpha_p}; \\ \frac{dP_3}{dt} = & \frac{-S_n \cdot r_{cp} \cdot \frac{d\psi}{dt} + \sum Q_3 + Q_{мр.др}(H)}{S_n \cdot r_{cp} \cdot \psi + \Delta V_3} \cdot \frac{P_3 \cdot b + P_3^2 \cdot c(1 - \alpha_p P_1 + \alpha_p P_0)}{b + P_3^2 \cdot c \cdot \alpha_p}; \\ \frac{dP_4}{dt} = & \frac{S_n \cdot r_{cp} \cdot \frac{d\psi}{dt} - \sum Q_4 - Q_{мр.др}(H)}{[S_n \cdot r_{cp} \cdot (\psi_T - \psi) + \Delta V_4]} \cdot \frac{P_4 \cdot b + P_4^2 \cdot c(1 - \alpha_p P_1 + \alpha_p P_0)}{b + P_4^2 \cdot c \cdot \alpha_p}. \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

Из уравнения (16) находим

$$\frac{dP_1}{dt} = \frac{S_n \cdot r_{cp} \cdot \frac{d\psi}{dt} - \sum Q_i}{[S_n \cdot r_{cp} \cdot (\psi_T - \psi) + \Delta V_1]} \cdot \frac{P_1 \cdot b + P_1^2 \cdot c(1 - \alpha_p P_1 + \alpha_p P_0)}{b + P_1^2 \cdot c \cdot \alpha_p}, \quad (17)$$

где

$$\begin{aligned} b = & i_a \cdot \frac{T}{T_0} \cdot P_0, \\ c = & 1 + \beta \cdot \Delta T. \end{aligned}$$

Аналогично рассматривается протекание процесса в камере 3. Процесс в камерах 2 и 4 имеет аналогичный характер камер 3 и 1 соответственно.

Для учета наличия магнитного поля для управления объемным расходом $Q_{мр.др}$ управляемого канала и учесть зависимость перепада давления на МР дросселе от напряженности магнитного поля и так как расход через МР дроссель зависит от вязкости рабочей среды представим объемный расход на нем как

$$Q_{мр.др} = Q_{мр.др}(H), \quad (18)$$

где H – напряженность магнитного поля, А/м.

С учетом допущений получаем систему дифференциальных уравнений первого порядка (19), которая описывает работу исследуемого амортизатора²:

² Башта Т. М. Машиностроительная гидравлика. М.: Машиностроение, 1971. 771 с.

Проведя анализ системы уравнений (19), можно выявить следующие закономерности: уравнения состоят из двух однотипных частей, отображающих текущий геометрический объем и суммарный расход смеси посредством гидравлических сопротивлений. Скорость изменения геометрического объема и расход смеси одинаковы по структуре для всех уравнений.

На основании вышеуказанного анализа из уравнения (1) определим суммарный расход

МР жидкости. Необходимо учитывать номер рассматриваемой камеры и направление потока через гидравлические сопротивления. Также следует учитывать наличие магнитного поля при расходе ГМ смеси по постоянному задору, равному

$$Q_3 = Q_{\text{щ}} + Q_{\text{л}} + Q_{\text{лн}}. \quad (20)$$

Если направление потоков положительное, то при прямом ходе запишем следующую систему уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \sum Q_1 &= -Q_{\text{щ}13} - Q_{\text{с}14} - Q_{\text{л}12} - Q_{\text{пз}12} - Q_{\text{лн}12} - Q_{\text{кл}13} - Q_{\text{мр.др}13}(H); \\ \sum Q_2 &= Q_{\text{щ}42} + Q_{\text{с}32} + Q_{\text{л}12} + Q_{\text{пз}12} + Q_{\text{лн}12} + Q_{\text{кл}42} + Q_{\text{мр.др}42}(H); \\ \sum Q_3 &= Q_{\text{щ}13} + Q_{\text{с}23} + Q_{\text{л}43} + Q_{\text{пз}43} + Q_{\text{лн}43} + Q_{\text{кл}13} + Q_{\text{мр.др}13}(H); \\ \sum Q_4 &= -Q_{\text{щ}42} - Q_{\text{с}41} - Q_{\text{л}43} - Q_{\text{пз}43} - Q_{\text{лн}43} - Q_{\text{кл}42} - Q_{\text{мр.др}42}(H). \end{aligned} \right\} \quad (21)$$

В случае обратного хода система уравнений не учитывает объемный расход МР жидкости через клапан:

$$\left. \begin{aligned} \sum Q_1 &= Q_{\text{щ}31} + Q_{\text{с}41} + Q_{\text{л}21} - Q_{\text{пз}21} + Q_{\text{лн}21} + Q_{\text{мр.др}31}(H); \\ \sum Q_2 &= -Q_{\text{щ}24} - Q_{\text{с}23} - Q_{\text{л}21} - Q_{\text{пз}21} - Q_{\text{лн}21} - Q_{\text{мр.др}24}(H); \\ \sum Q_3 &= -Q_{\text{щ}31} - Q_{\text{с}32} - Q_{\text{л}34} - Q_{\text{пз}34} - Q_{\text{лн}34} - Q_{\text{мр.др}31}(H); \\ \sum Q_4 &= Q_{\text{щ}24} + Q_{\text{с}14} + Q_{\text{л}34} - Q_{\text{пз}34} + Q_{\text{лн}34} + Q_{\text{мр.др}24}(H). \end{aligned} \right\} \quad (22)$$

Определим расходы $Q_{\text{щ}}$ через щели между валом лопасти и перегородками [1]:

$$Q_{\text{щ}} = \frac{\Delta P \cdot \delta_{\text{п}}^3 \cdot L_{\text{п}}}{12 \cdot \eta \cdot h_{\text{п}}}, \quad (23)$$

где ΔP – перепад давлений, под действием которого происходит течение МР жидкости в зазоре; $\delta_{\text{п}}$ – зазор между валом лопасти и перегородкой, м; $L_{\text{п}}$ – длина контакта вала лопасти и перегородки, м; η – коэффициент динамической вязкости, кг·м/с; $h_{\text{п}}$ – ширина перегородки в районе контакта с валом лопасти, м.

Расходы $Q_{\text{л}}$ через щели между лопастью и цилиндром корпуса рассчитываются по формуле

$$Q_{\text{л}} = \frac{\Delta P \cdot \delta_{\text{л}}^3 \cdot L_{\text{л}}}{12 \cdot \eta \cdot h_{\text{л}}}, \quad (24)$$

где ΔP – перепад давлений, под действием которого происходит течение МР жидкости в зазоре; $\delta_{\text{л}}$ – зазор между лопастью и цилиндром корпуса, м; $L_{\text{л}}$ – длина контакта лопасти и цилиндра корпуса, м; η – коэффициент динамической вязкости, кг·м/с; $h_{\text{л}}$ – ширина лопасти, м.

Расход $Q_{\text{пз}}$ через щели переменной длины, который учитывает угол поворота лопасти, рассчитывается согласно уравнения (25), описанного в труде [5]:

$$Q_{\text{пз}} = \frac{\Delta P \cdot \delta_{\text{пз}}^3 \cdot L_{\text{л}} \cdot 360}{12 \cdot \eta \cdot \pi \cdot h_{\text{л}} \cdot \psi}, \quad (25)$$

где ΔP – перепад давлений, под действием которого происходит течение МР жидкости в зазоре; $\delta_{\text{пз}}$ – зазор между лопастью и крышкой, м; $L_{\text{л}}$ – длина лопасти, м; η – коэффициент динамической вязкости, кг·м/с; $h_{\text{л}}$ – ширина лопасти, м.

Расход $Q_{\text{лн}}$ через зазор между лопастью и донышком, который учитывает угол поворота лопасти, рассчитывается согласно уравнению

$$Q_{\text{лн}} = \frac{\Delta P \cdot \delta_{\text{лн}}^3 \cdot L_{\text{л}} \cdot 360}{12 \cdot \eta \cdot \pi \cdot h_{\text{лп}} \cdot \psi}, \quad (26)$$

где ΔP – перепад давлений, под действием которого происходит течение МР жидкости в зазоре; $\delta_{\text{лн}}$ – зазор между лопастью и донышком, м; $L_{\text{л}}$ – длина лопасти, м; η – коэффициент динамической вязкости, кг·м/с; $h_{\text{лп}}$ – ширина лопасти, м.

Объемный расход клапана и МР дросселя при отсутствии магнитного поля в соответствии с уравнением Бернулли определяется по формуле

$$Q = \mu S_{\kappa} \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho_{\text{см}}}}, \quad (27)$$

где S_{κ} – площадь проходного сечения, м²; ΔP – разность давлений между камерами, кг/м·с²; $\rho_{\text{см}}$ – плотность рабочей смеси в полости, из которой она вытекает, кг/м³; μ – безразмерный коэффициент расхода, который определяет неравномерность распределения сжатия струи и для небольших круглых и прямоугольных отверстий и скорость по сечению потока принимается в диапазоне от 0,6 до 0,62 [1].

Выразим расход на МР дросселе при наличии магнитного поля, а также с учетом зависимости скорости потока от вязкости, допуская, что режим движения рабочей среды ламинарный [1]:

$$Q_{\text{мр.др}} = \frac{R_e \cdot \eta^* \cdot S_{\text{мр.др}}}{\rho_{\text{см}} \cdot l_{\text{мр.др}}}, \quad (28)$$

где R_e – число Рейнольдса; η^* – коэффициент динамической вязкости МР жидкости в присутствии магнитного поля, кг/м·с; $S_{\text{мр.др}}$ – площадь проходного сечения МР дросселя, м²; $l_{\text{мр.др}}$ – длина канала, м.

Вязкость МР жидкости во внешних магнитных полях претерпевает существенный рост, поэтому справедливо описать данный магнитореологический эффект в виде добавочного члена, выражающего степень изменения начальной вязкости магнитореологической среды после ее помещения во внешние магнитные поля [6]:

$$\eta^* = \eta_c + \frac{1}{4} \cdot \frac{\tau \cdot M(H)}{(1 + (\tau \tau_s \cdot H \cdot M(H))/J)}, \quad (29)$$

где η_c – коэффициент сдвиговой вязкости, кг/м·с; $M(H)$ – намагниченность вещества под действием магнитного поля, А/м; H – напряженность магнитного поля, А/м; τ , τ_s – времена релаксации (немагнитных и магнитных частиц), с; J – суммарный момент инерции частицы в магнитном поле, кг·А/м².

Подставив уравнение (29) в (28), получим изменение расхода МР жидкости во внешнем магнитном поле:

$$Q_{\text{мр.др}}(H) = \frac{R_e \cdot S_{\text{мр.др}} \cdot \left(\eta_c + \frac{1}{4} \cdot \frac{\tau \cdot M(H)}{(1 + (\tau \tau_s \cdot H \cdot M(H))/J)} \right)}{\rho_{\text{см}} \cdot l_{\text{мр.др}}}, \quad (30)$$

РАСЧЕТ МР ДРОССЕЛЯ В РЕЖИМЕ ПОСТОЯННОГО УПРАВЛЯЮЩЕГО МАГНИТНОГО ПОЛЯ

Детальное моделирование рабочего процесса МР дросселя, который работает в режиме постоянного управляющего магнитного поля. Проанализируем уравнение изменения расхода МР жидкости во внешнем магнитном поле (30).

Необходимо всесторонне рассмотреть зависимость перепада давления МР дросселя в зависимости от напряженности магнитного поля.

Рассмотрим зависимость перепада давления на МР дросселе от напряженности магнитного поля. Если на участке проточной части МР дросселя ещё осуществляется электромагнитное управления расходом МР жидкости и поток является ламинарным, то перепад давления в дросселе запишется следующим образом [6]:

$$\Delta p = \lambda \frac{l_{\text{мр.др}}}{d} \cdot \frac{v_{\text{см}}^2 \rho_{\text{см}}}{2}, \quad (31)$$

где λ – коэффициент гидравлического сопротивления; d – диаметр проходного сечения, м; $v_{\text{см}}$ – скорость потока рабочей среды, м/с; $l_{\text{мр.др}}$ – длина канала, м.

$$\lambda = \frac{c_p}{R_e}, \quad (32)$$

где c_p – коэффициент отношения давлений.

$$R_e = \frac{\rho u_{cm} d}{\eta^*}. \quad (33)$$

Подставив отношения (32) и (33) в уравнение (31), получим

$$\Delta p = \frac{c_p \cdot I_{mp, \partial p} \cdot u_{cm} \cdot \eta^*}{2 \cdot d}. \quad (34)$$

Преобразуя формулы (29) в (34), выведем зависимость для перепада давления на МР дросселе от напряженности магнитного поля:

$$\Delta p = \frac{c_p \cdot I_{mp, \partial p} \cdot u_{cm} \cdot \left(\eta_c + \frac{1}{4} \cdot \frac{\tau \cdot M(H)}{(1 + (\pi \tau_s \cdot H \cdot M(H))/J)} \right)}{2 \cdot d}. \quad (35)$$

Предполагая, что характеристика M в уравнениях (29), (30) и (35) задана как функция $M(H)$ и зависит от вольтамперной характеристики катушек индуктивности МР дросселя и от конструктивных особенностей. Намагниченность как функцию от напряженности магнитного поля запишем в виде [7]:

$$\begin{aligned} \vec{M} &= \frac{\vec{B}}{\mu_0} - \vec{H}; \\ \vec{B} &= \mu_{mp} \cdot \mu_0 \cdot \vec{H}. \end{aligned} \quad (36)$$

где μ_{mp} – относительная магнитная проницаемость магнитопровода, Гн/м; $\mu_0 = 4\pi \cdot 10^{-7}$, Гн/м – магнитная постоянная; B – индукция, Тл.

Учитывая, что конструкция МР дросселя имеет цилиндрическую симметрию, запишем параметры элемента обмотки как [8]:

$$H = \frac{N \cdot I}{l_{ku}}, \quad (37)$$

где l_{ku} – длина катушки индуктивности, м; N – количество витков; I – сила тока, А.

Приведенные расчетные зависимости по-

зволяют определять как влияние управляющего электромагнитного поля на расход рабочего тела через сечение МР дросселя, так и на параметры блоков электромагнитного управления характеристиками потока [9, 10].

РАСЧЕТ СИЛ СОПРОТИВЛЕНИЯ ПОВОРОТА ЛОПАСТИ В МАГНИТОРЕОЛОГИЧЕСКОЙ СРЕДЕ

Для лопастного амортизатора значения расчетного полного сопротивления (с учетом одноименных полостей), перемещения и скорости подвижного звена являются приведенными к среднему радиусу лопасти. Для приведения к оси рычага первый параметр должен быть разделен, а остальные умножены на отношение радиуса рычага к среднему радиусу лопасти [11].

Так, сила сопротивления на вале лопасти амортизатора равняется произведению коэффициента демпфирования b (кг/с) на линейную скорость лопасти u_n :

$$R_a = b \cdot u_n. \quad (38)$$

При этом скорость лопасти приводится к среднему радиусу [11]:

$$u_n = \frac{(R+r)}{2} \cdot \dot{\psi}. \quad (39)$$

Коэффициент демпфирования b (кг/с) равен производной массового расхода от времени и может быть выражен через объемный расход и плотность согласно уравнению

$$b = \rho \cdot \sum Q. \quad (40)$$

Из рассмотренных ранее систем уравнений (21) и (22) видно, что управление силами сопротивления достигается за счет изменения объемного расхода через МР дроссель, который рассчитывается в соответствии с уравнением (30). При этом силы на вале лопасти при воздействии магнитного поля на прямом и обратном ходе лопасти амортизатора можно представить как

$$\Delta R_a = \frac{R_e \cdot S_{mp, \partial p} \cdot \frac{(R+r)}{2} \cdot \dot{\psi} \cdot \left(\eta_c + \frac{1}{4} \cdot \frac{\tau \cdot M(H)}{1 + (\pi \tau_s \cdot H \cdot M(H))/J} \right) / \rho_{cm}}{I_{mp, \partial p}}. \quad (41)$$

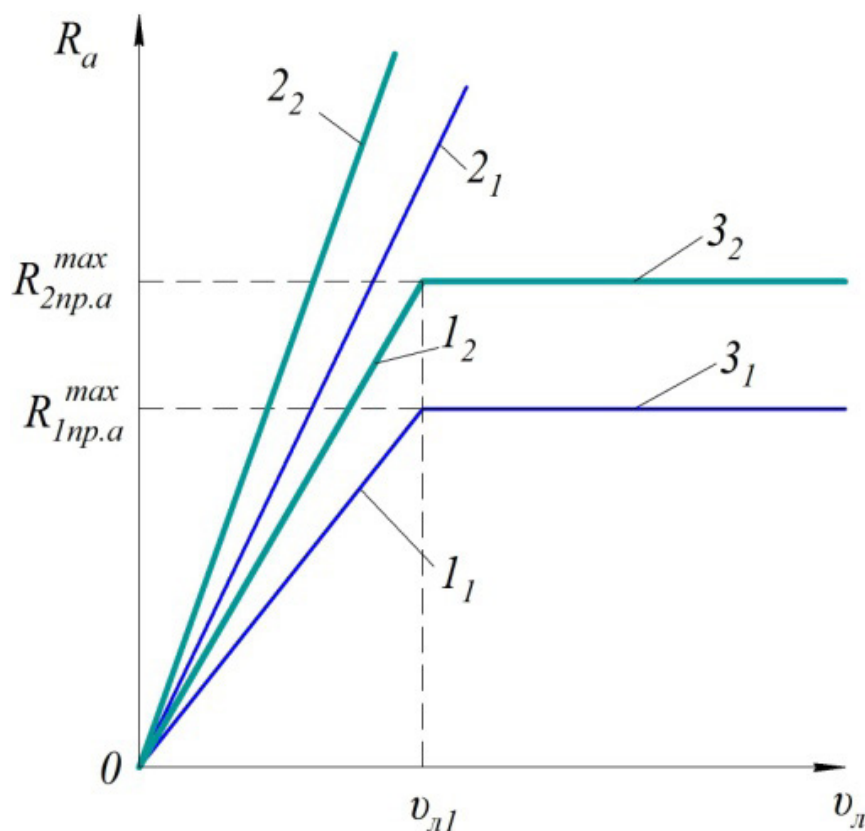


Рисунок 5 – Линейная характеристика управляемого гидравлического лопастного амортизатора
Источник: составлено авторами.

Figure 5 – Linear characteristic of a controlled hydraulic vane shock absorber
Source: compiled by the authors.

Таким образом, в управляемом лопастном амортизаторе в отличие от неуправляемого амортизатора рабочий процесс протекает не только под действием сил внешнего возмущения, но формируется и системой управления. С учетом условий, что компенсационная камера в модели не учитывается, динамическая вязкость МР жидкости без воздействия магнитного поля равна $0,35 \text{ кг/м}\cdot\text{с}$; плотность МР жидкости составляет 1410 кг/м^3 ; намагниченность насыщения – 45 кА/м , линейная скоростная характеристика управляемого гидравлического лопастного амортизатора (1_i – дроссельный участок прямого хода; 2_i – дроссельный участок обратного хода; 3_i – клапанный участок прямого хода) будет выглядеть, как показано на рисунке 5, где $1_i, 2_i, 3_i$ – характеристики без управления и $1_i, 2_i, 3_i$ – характеристики с управлением соответственно.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате исследования была получена математическая модель управляемого

(регулируемого) лопастного гидравлического амортизатора, которая пригодна для расчета характеристик лопастных гидравлических амортизаторов, где в качестве рабочего тела применяется магнитоэологическая жидкость. Помимо этого расчет элементов управления расходом МР жидкости может быть использован в системе управления амортизаторами ВГМ при выборе управляющего воздействия при задании необходимых характеристик, что позволит значительно повысить плавность хода ВГМ.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Савельев Ю. Ф., Симак Н. Ю. Виброзащита подвижного состава и экипажа на основе механических устройств со знакопеременной упругостью: монография. Омск, 2010. 187 с.
2. Наказной О. А., Ципилов А. А. К вопросу расчёта подвесок с гидравлическими упругими элементами // Известия МГТУ. МАМИ. 2022. Т. 16, № 2. С. 135–148.
3. Козелетов С. В. Способ повышения демпфирующих свойств устройств гашения колебаний кор-

пуса танка // Стратегическая стабильность. 2022. № 3 (100). С. 45–48.

4. Антонов И. В., Коваль В. С., Рыков С. П. Оценка демпфирующей способности гидравлического амортизатора: модель, оборудование, эксперимент // Труды Братского государственного университета. Серия: Естественные и инженерные науки. 2019. Т. 1, С. 165–175.

5. Перевозчиков Ю. А. Особенности расчетной модели лопастного амортизатора // Известия ТулГУ. Технические науки. 2017. Вып. 11. Ч. 3, С. 144–155.

6. Altmeyer S. Усложнение течения при нестационарной модуляции течения Куэтта магнитной жидкости // Известия Российской академии наук. Механика жидкости и газа. 2022. № 3. С. 135–150.

7. Игнатов А. Н., Фадеева Н. Е., Савиных В. Л. Анализ возможностей импортозамещения электронной компонентной базы: монография. Инфра-Инженерия. 2023. 148 с. ISBN: 978-5-9729-1402-9.

8. Галуни С. А., Ситников М. А., Лобович А. З. Типовая магнитная характеристика электрических машин // Электротехника. 2022. № 3. С. 53–57.

9. Еремочкин С. Ю., Дорохов Д. В., Жуков А. А. Разработка и исследование энергоэффективного электропривода для сельскохозяйственных машин // Известия Оренбургского государственного аграрного университета. 2023. № 2 (100). С. 129–134.

10. Палашов В. В. Элементы теории образования электрического тока в грунтовых и водных средах (проводниках второго рода) [Электронный ресурс]: монография / В. В. Палашов; Нижегород. гос. архитектур.-строит. ун-т. Н. Новгород: ННГАСУ, 2016. 204 с. 1 электрон. опт. диск (CD-R) ISBN 978-5-528-00156-2.

11. Исаков П. П. Теория и конструкция танка: Т.6. Вопросы проектирования ходовой части военных гусеничных машин. М.: Машиностроение, 1985. 245 с.

REFERENCES

1. Savel'ev Ju. F., Simak N. Ju. *Vibrozhshita podvizhnogo sostava i jekipazha na osnove mehanicheskikh ustrojstv so znakoperemennoj uprugost'ju* [Vibration protection of rolling stock and crew based on mechanical devices with alternating elasticity]. Monografija. Omsk, 2010:187. (in Russ.)

2. Nakaznoj O. A., Cipilev A. A. K voprosu raschjota podvesok s gidravlichesкими uprugimi jelementami [On the issue of calculation of suspensions with hydraulic elastic elements]. *Izvestija MGTU MAMI*. 2022; T. 16. № 2:135-148. (in Russ.)

3. Kozeletov S. V. Sposob povyshenija dempfirujushhih svojstv ustrojstv gashenija kolebanij korpusa tanka [A method for increasing the damping properties of vibration damping devices in a tank hull. strategic stability]. *Strategicheskaja stabil'nost'*. 2022; 3 (100): 45-48. (in Russ.)

4. Antonov I. V., Koval' V. S., Rykov S. P. Ocenka dempfirujushhej sposobnosti gidravlicheskogo

amortizatoroa: model', oborudovanie, jeksperiment [Evaluation of the damping capacity of a hydraulic shock absorber: model, equipment, experiment]. *Trudy Bratskogo gosudarstvennogo universiteta. Serija: Estestvennye i inzhenernye nauki*. 2019; T. 1: 165-175. (in Russ.)

5. Perevozchikov Ju. A. Osobennosti raschetnoj modeli lopastnogo amortizatora [Features of the calculation model of a bladed shock absorber]. *Izvestija TulGU. Tehnicheskie nauki*. 2017; Vyp. 11. Ch. 3: 144-155. (in Russ.)

6. Altmeyer S. Uslozhenie techenija pri nestacionarnoj moduljácii techenija Kujetta magnitnoj zhidkosti [Complication of the flow with non-stationary modulation of the Couette flow of a magnetic fluid]. *Izvestija Rossijskoj akademii nauk. Mehanika zhidkosti i gaza*. 2022; 3: 135-150. (in Russ.)

7. Ignatov A. N., Fadeeva N. E., Savinyh V. L. *Analiz vozmozhnostej importozameshenija jelektronnoj komponentnoj bazy* [Analysis of the possibilities of import substitution of the electronic component base]. Monografija Izdatel'stvo: Infra-Inzhenerija. 2023: 148. ISBN: 978-5-9729-1402-9.

8. Galunin S. A., Sitnikov M. A., Lobovich A. Z. Tipovaja magnitnaja harakteristika jelektricheskikh mashin. [Typical magnetic characteristics of electrical machines]. *Jelektrotehnika*. 2022; 3: 53-57. (in Russ.)

9. Eremochkin S. Ju., Dorohov D. V., Zhukov A. A. Razrabotka i issledovanie jenergojeffektivnogo jelektrivoda dlja sel'skohozjajstvennyh mashin. [Development and research of an energy-efficient electric drive for agricultural machines] *Izvestija Orenburgskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta*. 2023; 2 (100):129-134. (in Russ.)

10. Palashov V. V. *Jelementy teorii obrazovaniya jelektricheskogo toka v gruntovyh i vodnyh sredah (provodnikah vtorogo roda) [Jelektronnyj resurs]: monografija*. [Elements of the theory of electric current generation in soil and water environments (conductors of the second kind)] V. V. Palashov; Nizhegor. gos. arhitektur.-stroit. un-t. N. Novgorod: NNGASU, 2016: 204. 1 jelektron. opt. disk (CD-R) ISBN 978-5-528-00156-2. (in Russ.)

11. Isakov P. P. *Teorija i konstrukcija tanka: T.6. Voprosy proektirovanija hodovoj chasti voennyh gusenichnyh mashin* [Theory and design of the tank: V.6. Issues of designing the undercarriage of military tracked vehicles]. Moscow: Mashinostroenie, 1985: 245. (in Russ.)

ВКЛАД СОАВТОРОВ

Козелетов С. В. Формулировка направления и темы исследования. Постановка задач исследования. Разработка теоретических исследований (50%).

Савельев С. В. Проверка теоретических предположений, анализ результатов исследования, редактирования, формирование выводов. Рецензирование результатов, корреспонденция данных с иностранными авторами (50%).

COAUTHORS' CONTRIBUTION

Sergei V. Kozeletov. Direction and topics of the study statement. Research tasks setting. Theoretical studies development (50%).

Sergei V. Saveliev. Theoretical assumptions verification, research results analysis, editing, conclusions statement. Review of results, correspondence of data with foreign authors (50%).

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Козелетов Сергей Владимирович – адъюнкт, SPIN-код: 2811-7536.

Савельев Сергей Валерьевич – д-р техн. наук, проф. кафедры «Эксплуатация нефтегазовой и

строительной техники» института «Автомобильный транспорт, нефтегазовая и строительная техника», SPIN-код: 4135-8370.

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Sergey V. Kozeletov – Postgraduate student, SPIN-код: 2811-7536.

Sergey V. Saveliev – Dr of Sci., Professor of the Operation of Oil and Gas and Construction Equipment Department, Motor Transport, Oil and Gas and Construction Equipment Institute, SPIN-код: 4135-8370.