

АГРОИНЖЕНЕРНЫЕ СИСТЕМЫ И ТЕХНОЛОГИИ

AGROENGINEERING SYSTEMS AND TECHNOLOGIES

Научная статья

УДК 664.66.022.39

DOI 10.24888/2541-7835-2023-30-104-114

ИССЛЕДОВАНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОГО ДЕМПФЕРА ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ, ИСПОЛЬЗУЕМЫХ В АГРОПРОМЫШЛЕННОМ КОМПЛЕКСЕ

**Радин Сергей Юрьевич^{1✉}, Шубкин Сергей Юрьевич², Бунеев Сергей Сергеевич³,
Елецких Сергей Витальевич⁴, Добрин Сергей Александрович⁵**

^{1,2,3,4,5} Елецкий государственный университет им. И.А. Бунина, Липецкая область,
Елец, Россия

¹radin81@mail.ru✉

²shubkin.92@mail.ru

³limes88@mail.ru

⁴esv8@yandex.ru

⁵dsa250499@gmail.com

Аннотация. В статье представлены материалы, касающиеся разработки перспективной конструкции гидравлического демпфера, установленного в подвеске транспортных средств, используемых в агропромышленном комплексе. Особенностью конструкции гидравлического демпфера является переход от вертикальных каналов к горизонтальным каналам в поршне и штоке гасителя колебаний. При этом вертикальные участки каналов штока сопрягаются с горизонтальными участками каналов поршня. Наличие таких калиброванных отверстий в поршне и штоке, а также за счет отсутствия перепускных клапанов, позволяет значительно снизить резкие изменения давления в гасителе колебаний при высокоскоростных перемещениях, как штока, так и поршня. Это значительно повышает плавность хода, а, следовательно, комфортность и безопасность движения транспортного средства и, таким образом, улучшает условия работы персонала, эксплуатирующего его. Проведены аналитические исследования, а также выполнены гидродинамические и прочностные расчеты таких определяющих параметров, как давление рабочей жидкости, ее расход. Даны рекомендации по выбору материала штока и поршня перспективной конструкции гидравлического демпфера транспортных средств. Предложена методика проведения инженерных расчетов для определения параметров дросселирующей системы, позволяющая установить критерии работоспособности разработанного технического решения с целью его возможного применения в промышленных условиях.

Ключевые слова: гидромеханический демпфер, амортизатор, гаситель колебаний, транспортное средство, плавность хода, упругий шток, гидравлическая жидкость.

Для цитирования: Исследование основных параметров гидромеханического демпфера транспортных средств, используемых в агропромышленном комплексе / С.Ю. Радин, С.Ю. Шубкин, С.С. Бунеев, С.В. Елецких, С.А. Добрин // Агропромышленные технологии Центральной России. 2023. № 4(30). С.104-114. <https://doi.org/10.24888/2541-7835-2023-30-104-114>.

Original article

INVESTIGATION OF THE MAIN PARAMETERS OF THE HYDROMECHANICAL DAMPER OF VEHICLES USED IN THE AGRO-INDUSTRIAL COMPLEX

Sergey Yu. Radin^{1✉}, Sergey Yu. Shubkin², Sergey S. Buneev³, Sergey V. Yeletskikh⁴,
Sergey A. Dobrin⁵

^{1,2,3,4,5}Bunin Yelets State University, Lipetsk region, Yelets, Russia

¹radin81@mail.ru ✉

²shubkin.92@mail.ru

³limes88@mail.ru

⁴esv8@yandex.ru

⁵dsa250499@gmail.com

Abstract. The article presents materials related to the development of a promising design of a hydraulic damper installed in the suspension of vehicles used in the agro-industrial complex. A special feature of the hydraulic damper design is the transition from vertical channels to horizontal channels in the piston and stem of the vibration damper. In this case, the vertical sections of the rod channels are mated with the horizontal sections of the piston channels. The presence of such calibrated holes in the piston and rod, as well as due to the absence of bypass valves, can significantly reduce sudden pressure changes in the vibration damper during high-speed movements of both the rod and the piston. This significantly increases the smoothness of the ride, and, consequently, the comfort and safety of the vehicle and, thus, improves the working conditions of the personnel operating it. Analytical studies have been carried out, as well as hydrodynamic and strength calculations of such determining parameters as the pressure of the working fluid and its flow rate. Recommendations are given on the choice of rod and piston material for a promising design of a hydraulic damper for vehicles. A method of engineering calculations for determining the parameters of the throttling system is proposed, which allows to establish the criteria for the operability of the developed technical solution with a view to its possible application in industrial conditions.

Keywords: hydromechanical damper, shock absorber, vibration dampener, vehicle, smooth running, elastic rod, hydraulic fluid.

For citation: Investigation of the main parameters of the hydromechanical damper of vehicles used in the agro-industrial complex. S.Yu. Radin, S.Yu. Shubkin, S.S. Buneev, S.V. Yeletskikh, S.A. Dobrin. Agro-industrial technologies of Central Russia, 2023, no. 4(30), pp. 104-114. <https://doi.org/10.24888/2541-7835-2023-30-104-114>.

Введение

Известно, что в настоящее время в агропромышленном комплексе широко используется автомобильный и железнодорожный транспорт, предназначенный, например, для перевозки пассажиров и различных грузов [8, 9, 10]. Во время движения различных транспортных средств по проезжей части в силу природного ландшафта происходят колебания, что влечет за собой неудобства, которые проявляются в виде сильных колебаний («тряски»), а также неприятного шума. Для грузовых транспортных средств колебания несут угрозу хрупким и ценным товарам. Однако самое негативное явление для любого транспортного средства это тот факт, что данные колебания передаются всей его системе и несущей конструкции, что ведет к повышенному износу деталей и их разрушению.

Существует множество различных систем гашения таких колебаний. Одними из наиболее успешных систем являются гидравлические гасители колебаний. Однако ни одна из систем не исключает полного их гашения.

Гидравлические гасители являются самыми эффективными и компактными среди всех типов гасителей, используемых в подвесках автомобилей и рельсовых экипажей [2, 6]. Они входят в состав сложной колебательной системы вместе с другими элементами и узлами, соединенными упругими устройствами [7]. Гидравлические гасители, также известные как амортизаторы, способны обеспечивать стабильные демпфирующие характеристики в широком диапазоне частот колебаний до 20 Гц [6]. Амортизаторы играют важную роль в конструкциях автомобилей и других транспортных средств, особенно при движении по пересеченной местности.

ченной местности или неровностям пути [5]. Применение гидравлических демпферов в подвесках экипажей обеспечивает более плавное движение автомобиля, предотвращает накопление и усиление колебаний, а также позволяет транспортному средству развивать более высокие скорости, примерно в 1,5 раза превышающие скорости движения без использования амортизаторов или в случае выхода из строя последних [4]. Для гидравлических амортизаторов применяются специальные гидравлические жидкости, такие как технические масла, которые содержат присадки, обеспечивающие требуемые физико-технические характеристики и устойчивость, отличающиеся от минеральных смазочных масел [3]. Важно отметить, что гидравлические гасители являются самыми эффективными и компактными среди всех типов гасителей, используемых в подвесках. Это позволяет улучшить маневренность и управляемость транспортных средств, особенно в сложных условиях дорожного покрытия. Гидравлические амортизаторы также способствуют уменьшению износа других элементов подвески, что повышает их срок службы и снижает затраты на обслуживание. Они обеспечивают стабильность, комфорт и безопасность движения, а также позволяют достичь более высоких скоростей [3].

Целью исследования является разработка перспективной конструкции гидравлического демпфера, установленного в подвеске транспортных средств, используемых в агропромышленном комплексе.

Материалы и методы исследований

Учитывая вышеизложенное, следует отметить, что существуют различные виды гидравлических амортизаторов (однотрубные, двухтрубные и т.д.), которые успешно применяются в практике и широко используются в конструкциях ходовых частей автомобильного и железнодорожного транспорта. Кроме того, новые конструкции гидравлических демпферов, описанные во многих открытых источниках, представляют собой упрощенные варианты, способные эффективно снижать колебания. Для полного решения таких вопросов, как автоматическое регулирование силы сопротивления демпферов при сжатии и отбоя и повышение энергетических характеристик за счет использования других элементов гасителей для диссипации энергии колебаний, которые работают как при сжатии, так и при растяжении, требуется проведение дальнейших исследований в данном направлении. Современные методы расчета гасителей колебаний позволяют определить оптимальные параметры, однако многие вопросы еще не получили окончательного решения.

Исследования были проведены в 2021-2023 гг. в научно-исследовательских лабораториях кафедры технологических процессов в машиностроении и агроинженерии агропромышленного института Елецкого государственного университета им. И.А. Бунина.

В ходе исследования был использован системный подход, который позволил установить связь между параметрами разработанного гидромеханического гасителя колебаний транспортного средства и критериями его функционирования.

Методологическую основу составили методы прикладной механики теоретического и экспериментального характера, а также классические методы механики и гидравлики. Полученные результаты были обработаны с использованием методов математического анализа.

Результаты исследований и их обсуждение

В результате проведенных исследований была спроектирована и предложена инновационная и эффективная конструкция гидромеханического гасителя колебаний транспортного средства, которая отличается от известных технических решений более простым устройством (см. рис. 1а и 1б).

Гидромеханический амортизатор (см. рис. 2а), использующий гидравлическую систему, содержит поршень 3, соединенный со штоком 2, с каналами, размещенными в рабочем корпусе цилиндра 1. В поршне 3 имеются вертикальные отверстия 8, которые плавно переходят в горизонтальные каналы 9. Имеется уплотнительное кольцо 13 для избегания проте-

чек. Конструкция штока имеет максимальный наружный диаметр, равный посадочному диаметру поршня 3. На штоке 2 выполнены вертикальные отверстия 4, которые также плавно переходят в горизонтальные каналы 5. Вертикальные отверстия 8 поршня 3 должны быть соосны вертикальным отверстиям 4 на штоке 2. Для предотвращения угловых перемещений поршня 3 относительно штока 2 установлена скользящая шпонка (на рис. 2 шпонка условно не показана). На штоке 2 с двух сторон расположены упорные гайки 7. На цилиндрической поверхности штока 2 в месте примыкания его горизонтальных участков к аналогичным участкам поршня 3 имеются углубления каплевидной формы 10 (см. рис. 2б).

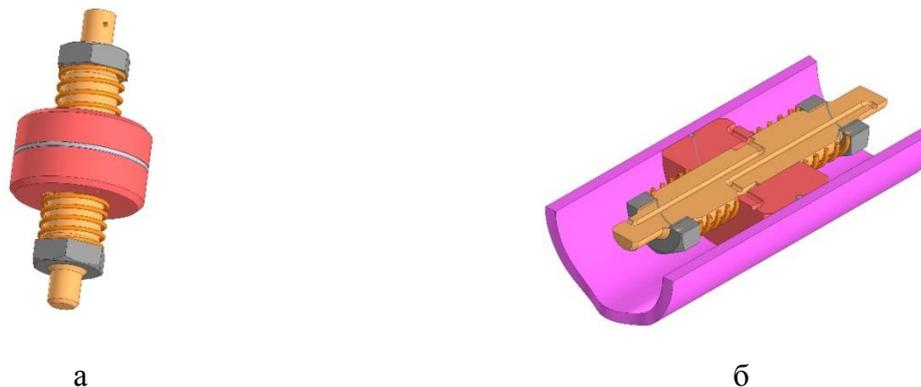


Рисунок 1. Гидромеханический гаситель колебаний транспортного средства:
а) общий вид устройства без корпуса; б) вид устройства в разрезе

Одним из наиболее ответственных конструктивных элементов данной конструкции, являются пружины сжатия 11 (см. рис. 2а). Они должны быть правильно рассчитаны под определенную нагрузку и необходимы для того, чтобы поршень 3 находился на заданном расстоянии от упорных гаек 7. Это необходимо еще и для того, чтобы отверстия 8 на поршне 3 и отверстия 4 на штоке 2 оставались соосны, во время нахождения конструкции в состоянии равновесия. Таким образом, поршень 3 подпружинен на штоке 2 с помощью пружин сжатия 11, установленных в поджатом состоянии между упорными гайками 7 и самим поршнем 3. Рабочая жидкость 12 заполняет объем рабочего цилиндра 1.

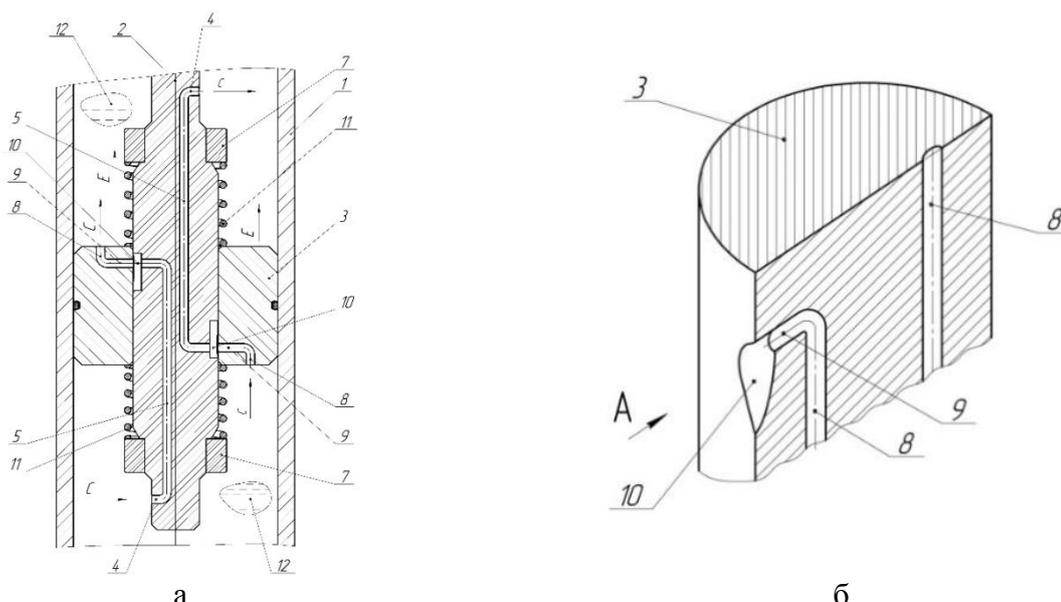


Рисунок 2. Схема гидромеханического гасителя колебаний транспортного средства:
а) общая схема устройства; б) вид канала и углубления каплевидной формы на штоке

Принцип работы гидромеханического демпфера заключается в следующем: при относительно малой скорости перемещения штока 2, поршень 3, с помощью рассчитанной жесткости пружин сжатия 11, находится в среднем положении относительно упорных гаек 7. Следовательно, из-за разности давлений рабочая жидкость 12 начнет поступать в соосные вертикальные каналы поршня 8, 9 и штока 4, 5, двигаясь по стрелке *C* в надпоршневую полость проектируемого амортизатора. При этом из-за значительно малого диаметра каналов жидкость, протекающая через них, создает некоторое сопротивление перемещению поршня 3, как и в обычном гидравлическом амортизаторе. Если же шток 2 будет перемещаться в корпусе с достаточно большой скоростью (см. рис. 3а и 3б), то это послужит толчком к деформации верхней пружины 11 и к продольному перемещению поршня 3 относительно штока 2. В результате такого движения данных элементов конструкции относительно друг друга уменьшится объем потока проходящей рабочей жидкости 12 из подпоршневой полости демпфера в надпоршневую полость. Значительное поступательное перемещение поршня относительно штока приведет к перекрытию вертикального отверстия 8, и блокированию горизонтального канала 9, расположенного справа от продольной оси штока, и рабочая жидкость не сможет пройти через вертикальный канал 8, однако, наша сжатая пружина, будет стремиться вернуть поршень 3 в исходное положение, чтобы разблокировать горизонтальный канал 5. Кроме того, объем проходящей рабочей жидкости в горизонтальном канале 9 слева будет существенно уменьшен из-за изменяющейся ширины углубления 10 в штоке. Такое поступательное движение поршня 3 относительно штока 2 обеспечивает эффективное гашение динамических нагрузок на подвеску транспортного средства при его движении по неровностям дорожного полотна. При обратном ходе поршня 3 со штоком 2 относительно рабочего цилиндра 1, сопротивление потоку рабочей жидкости 12, создаваемое каналами гидравлической системы амортизатора, будет аналогичным вышеописанному, с той лишь разницей, что теперь левый горизонтальный канал 9 будет полностью перекрыт штоком 2, а правый горизонтальный канал 9 - частично.

Проектирование начинается с обзора и анализа, имеющихся отечественных и зарубежных конструкций, схожих по параметрам и характеристикам с проектируемым гидравлическим гасителем колебаний [1]. Важными параметрами являются его конструктивные геометрические параметры, такие как диаметр цилиндра d_c и ход поршня H_p в мм. Например, для тепловозов моделей ТЭП-75 или 2ТЭ116 устанавливаются обычно следующие геометрические характеристики: диаметр рабочего цилиндра $d_c = 80-100$ мм и ход поршня $H_p = 165-200$ мм. Используя такие рекомендации, в качестве примера, а также учитывая, что нагрузки на локомотивы и тепловозы в разы значительно больше, чем в автомобилях и сельскохозяйственной технике установим, следующие геометрические характеристики демпфера: диаметр поршня $d_c = 85$ мм; диаметр штока амортизатора $d_s = 0,45d_c = 0,45 \cdot 85 = 38$ мм; принимаем стандартный размер диаметра штока, исходя из стандартизации, наличия производства и простоты расчета равным $d_s = 40$ мм. Высота поршня $L_0 = 1,1 d_c = 1,1 \cdot 85 = 94$ мм; высота узла крепления рабочего цилиндра к раме транспортного средства $L_m = 1,4 d_c = 1,4 \cdot 85 = 119$ мм; длина участка узла уплотнения резервуара амортизатора $L_s = 1,2 d_c = 1,2 \cdot 85 = 102$ мм. Полученные размеры поршня и штока, связаны и с диаметром самого цилиндра, который, помимо нашей конструкции вмещает в себя и определенный объем рабочей жидкости и воздуха, причем для правильной и стабильной работы гидромеханического гасителя колебаний объем воздуха в системе должен быть не менее чем в 3 раза больше объема штока. Это необходимое условие служит для того, чтобы при работе гасителя (при сжатии, когда происходит вытеснение определенного объема рабочей жидкости) не создавалось излишнее высокое давление и повышение температуры.

Исходя из этого, диаметр корпуса демпфера определим по зависимости: $D_1 = 1,5 d_c = 1,5 \cdot 85 = 130$ мм; длина горизонтального участка канала в штоке $l_v = 84,0$ мм; длина горизонтального канала в поршне $l_h = 34,0$ мм; число каналов в поршне и штоке $n = 4$; диаметр канала $d_{ch} = 2,5$ мм; длина углублений в штоке $l_r = 30$ мм с плавным переходом их

ширины по высоте от 2,5 мм до 0,2 мм. Сопротивление, создаваемое нашим гасителем колебаний, зависит от скорости перемещения поршня, которое согласно отечественным и зарубежным источникам равно 0,52 м/с (100 кол/мин при ходе штока в 100 мм). Данный параметр является основным режимом контрольных стендовых и эксплуатационных испытаний. Поэтому сила сопротивления предлагаемого амортизатора с учетом вышеуказанных его геометрических параметров при давлении рабочей жидкости в 5,0 Мпа, при сжатии может достигать значений в $P_c = 350$ кгс, а при отбое и все $P_r = 1500$ кгс. Рабочим телом амортизаторов обычно служит гидравлическая жидкость АМГ плотностью $\gamma = 86,0$ (кгс · с² / м⁴) с кинематической вязкостью $\nu = 14$ ССТ = $14 \cdot 10^{-6}$ м / с².

Исходя из действующих усилий P_c и P_r можно рассчитать геометрические характеристики пружин сжатия 11, расположенных на штоке поршня и взаимодействующих с торцом последнего.

Проектируя конструкцию, мы предполагаем, что пружины сжатия 11 (рис. 3а и 3б) будут находиться изначально в поджатом состоянии l_1 при нагрузке $F_1 = 98$ кгс. Наружный диаметр пружины, исходя из диаметра штока и поршня и учитывая зазор между пружиной и штоком, выбираем в диапазоне от 55 мм до 75 мм. Выбираем по таблицам согласно ГОСТ 13766-86 диаметр проволоки $d = 9$ мм, а также жесткость пружины $c = 10$ кгс/мм.

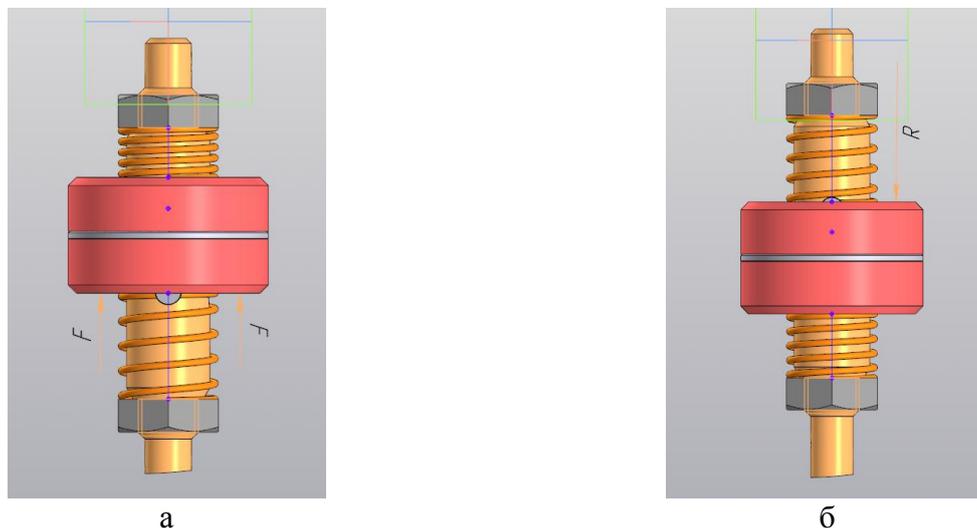


Рисунок 3. Схема поведения поршня и пружин при нагрузке.

а) нагрузка, воздействующая на поршень. б) сила реакции пружины, стремящаяся вернуть поршень в состояние равновесия

Важным параметром расчета пружин сжатия является относительный инерционный зазор ($\delta = 0,05$ до 0,25). Принимаем согласно ГОСТ 13766-86 $\delta = 0,165$. По следующей зависимости определяем усилие F_3 :

$$F_3 = \frac{F_2}{1 - \delta} = \frac{350}{1 - 0,165} = 420 \text{ кгс}. \quad (1)$$

Определим касательные напряжения пружины, если наружный диаметр пружины $D = 60$ мм.

$$\tau_3 = k \frac{8F_3 D}{\pi d^3} = 4,33 \frac{8 \cdot 420 \cdot 60}{3,14 \cdot 9^3} = 93 \text{ кгс} / \text{мм}^2. \quad (2)$$

где k – коэффициент, учитывающий кривизну пружины 4,33 [5];
 d – диаметр проволоки пружины $d = 9$ мм.

Для правильности и подтверждения выбранных нами параметров определим максимальную деформацию количество витков проектируемой пружины, а также проверим жесткость пружины, выбранную нами согласно ГОСТ по следующим зависимостям:

$$n_{\text{раб}} = \frac{c_1}{c} = \frac{50}{10} = 5. \quad (3)$$

$$c = \frac{Gd^4}{8D^3n} = \frac{7,85 \cdot 10^4 \cdot 9^4}{8 \cdot 60^3 \cdot 5} = 9,9 \text{ Н / мм}. \quad (4)$$

где G – модуль сдвига $G = 7,85 \cdot 10^4 \text{ Н/мм}^2$.

Получившееся значение жесткости округляем до ближайшего стандартного значения. Для получения всех геометрических параметров пружины сжатия, способную обеспечить надежную работу нашего гидромеханического демпфера, произведем расчет максимальной, и рабочей деформации пружины, а также рассчитаем ее шаг по следующим зависимостям:

$$S_3 = F_3 / c = 420 / 10 = 42 \text{ мм}, \quad (5)$$

$$S_2 = F_2 / c = 350 / 10 = 35 \text{ мм}, \quad (6)$$

$$t = S'_3 + d = 5,153 + 9 = 14,153 \text{ мм}, \quad (7)$$

где S'_3 – наибольший прогиб одного витка [1];

Из расчета видно, что пружина с данными параметрами жесткости, наружного диаметра и диаметра проволоки способны выдержать ту нагрузку, которая будет приходиться на демпфер. Таким образом, мы видим, что полученные результаты расчета полностью подходят для данного механизма. Наружный диаметр пружины $D_{\text{out}} = 60 \text{ мм}$; диаметр прутка витка $d_0 = 9 \text{ мм}$, число рабочих витков $n_l = 5$; жёсткость пружины $c = 10 \text{ кгс/мм}$; рабочая нагрузка $P_w = 420 \text{ кгс}$; материал, прутки Сталь 60С2 по ГОСТ 14959-79.

Важнейшим показателем оценки эффективности гидравлического гасителя колебаний является расход рабочей жидкости, протекающий через клапанную или дроссельную систему при перепаде давления $\Delta p = \text{const}$ и соответственно для нашего гасителя можно определить данный параметр по следующей зависимости:

$$W_1 = \mu \cdot f_k \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \cdot \sqrt{\Delta p} = 0,63 \cdot 1,96 \cdot 10^{-6} \sqrt{\frac{2 \cdot 9,8}{86,0}} \cdot \sqrt{10,9 \cdot 10^5} = 193 \text{ см}^3/\text{с}, \quad (8)$$

где μ – коэффициент истечения рабочей жидкости принят 0,63;

f_k – площадь проходного сечения отверстий каналов, $f_k = 1,96 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$;

Δp – действительный перепад давлений в каналах, $10,9 \text{ кг/см}^2$.

Предположим, что вследствие увеличения динамической нагрузки приложенной к штоку амортизатора, при прохождении неровности пути, площадь проходного сечения отверстий каналов f_{ch} снизилась с $1,96 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ до $1,2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ за счёт перекрытия углублений 10 внутренней поверхностью поршня 2 (см. рис.1), тогда при том же перепаде давлений $\Delta p = 10,9 \text{ кг/см}^2$, считая, что $\Delta p = \text{const}$, расход жидкости снизится и составит:

$$W_1 = \mu \cdot f_k \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \cdot \sqrt{\Delta p} = 0,63 \cdot 1,2 \cdot 10^{-6} \sqrt{\frac{2 \cdot 9,8}{86,0}} \cdot \sqrt{10,9 \cdot 10^5} = 118 \text{ см}^3/\text{с}, \quad (9)$$

Видно, что расход рабочей жидкости снизился в $193/118 = 1,64$ раза, следовательно, возрастет сила сопротивления демпфера нагрузкам, оказанных на него, а это в свою очередь означает, что эффективность гашения колебаний возрастет. Следует отметить, что в предлагаемой конструкции демпфера, благодаря наличию калибровочных отверстий на поршне и штоке, отсутствуют сложная клапанная система, что в свою очередь, позволяет снизить вероятность резкого скачка давления в демпфере при высокоскоростных перемещениях поршня и штока, тем самым повысив плавность хода транспортного средства, а, также повысить комфорт и безопасность движения.

Так как конструкции гидравлических демпферов предполагают возникновение сил сопротивления при вытеснении рабочей жидкости поршнем и протекании ее через дросселирующую систему, то при проектировании последней пользуются уравнением неразрывности, описывающим постоянство расхода несжимаемой жидкости вдоль линии тока (принцип Эйлера):

$$W = V_{cp1} f_{n1} = V_{cp2} f_{n2} = \dots = V_{cpn} f_{nn} = \text{const}, \quad (10)$$

где f_n – площадь поперечного сечения потока;
и уравнением Бернулли в дифференциальной форме:

$$H_n = \frac{\partial}{\partial l} \left(Z + \frac{\beta}{\gamma_{liq}} + \frac{\alpha_i V^2}{2g} \right) dl + \frac{1}{g} \beta_i \frac{\partial V}{\partial t} dl, \quad H_U = \frac{1}{g} \beta_i \frac{\partial V}{\partial t} dl, \quad (11)$$

где α_i и β_i – коэффициенты, учитывающие неравномерность распределения скоростей в соответствующих сечениях потока.

При практических расчетах используют основную формулу расхода жидкости при $\Delta\rho = const$ вида:

$$W = \mu \cdot f_0 \sqrt{\frac{2g}{\gamma_{liq}}} \sqrt{\Delta\rho_n}, \quad (12)$$

где μ – коэффициент истечения рабочей жидкости;

f_0 – площадь проходного сечения дросселя;

$\Delta\rho_n$ – действительный перепад давления в дросселе.

Если построить гидравлические характеристики гасителей в координатах H/Mm^2 , Cm^3/c и $V Cm/c$, то можно проектировать геометрические параметры клапанов.

В проектировании современных гидромеханических демпферов важнейшим параметром является установление закономерности их рабочего процесса при неустановившемся режиме, где учитывается инерционность сопротивления и нагрев рабочей жидкости. Данный параметр позволяет произвести расчет нашего гидромеханического демпфера на прочность. Многие элементы амортизаторов рассчитываются на прочность при помощи стандартных методов из сопротивления материалов, однако, некоторые конструктивные элементы требуют привлечения более сложных методов расчетов из теории упругости и пластичности, а так как детали гасителей подвергаются циклическому нагружению, то основным критерием на прочность являются нормальные напряжения σ_{min} , σ_{max} , $\sigma_m = 0.5(\sigma_{min} + \sigma_{max})$ и $\sigma_a = 0.5(\sigma_{min} - \sigma_{max})$, а также коэффициент асимметрии цикла $2 = \sigma_{min}/\sigma_{max}$. При одновременном возникновении нормальных и касательных напряжений необходимую прочность деталей гидравлического гасителя колебаний оценивают суммарным запасом прочности по зависимости:

$$n_\Sigma = \frac{n_\sigma \cdot n_t}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_t^2}}, \quad (13)$$

В качестве материалов для деталей гидравлических амортизаторов используют в основном стали – Сталь 20, Сталь 30ХГСА, Сталь 38ХС Сталь 50Г, Сталь 40Х, Сталь 40ХН и др., у которых базовое число циклов составляет $N=8-10$ млн. циклов. Штоки амортизаторов рассчитывают на продольный изгиб, используя универсальный метод определения $\sigma_{кр}$ с учетом коэффициента продольного изгиба ϕ или по формуле Ф.Е. Ясинского.

Широкомасштабные испытания гидравлических амортизаторов при изготовлении или ремонте проходят в несколько этапов. Сначала проводятся визуальные проверки и измерения амортизаторов, чтобы проверить их соответствие требуемым геометрическим характеристикам. Затем амортизаторы устанавливаются в специальные испытательные стенды или стенды, имитирующие работу подвески транспортного средства. На стендах проводятся различные испытания амортизаторов, используется имитация реальных эксплуатационных условий. Демпфер подвергается нагрузкам под разными углами и скоростями движения, чтобы проверить его работоспособность в широком диапазоне условий. В процессе испытаний снимается множество параметров амортизатора, включая его характеристики сжатия, отбоя, демпфирования и т.д. Эти данные затем анализируются и строятся специальные диаграммы, называе-

мые рабочими диаграммами. Рабочие диаграммы позволяют оценить эффективность и надежность работы амортизаторов в различных условиях эксплуатации. Они позволяют установить соответствуют ли амортизаторы требованиям производителя, а также определить их срок службы и возможные проблемы в дальнейшей эксплуатации. В целом, испытания гидравлических амортизаторов на заводах или автохозяйствах являются важным этапом производства и ремонта автомобилей. Они позволяют убедиться в качестве и надежности амортизаторов перед их установкой на автомобиль и обеспечивают безопасность и комфорт при эксплуатации.

Выводы

1. Разработано техническое решение, более надежное и способное менять свои демпфирующие характеристики.

2. Для настоящей перспективной конструкции гидравлического демпфера, устанавливаемого на различные транспортные средства, были проведены аналитические исследования на предмет расхода рабочей жидкости, протекающей через дроссельную или клапанную его систему и при перепаде давлений $\Delta p = \text{const}$. Также были произведены расчеты для определения рациональных геометрических, кинематических и прочностных характеристик.

3. Предложена методика по вычислению параметров дросселирующей системы как для проведения предварительных инженерных расчётов, так и для проведения научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ, что в итоге позволяет установить критерии работоспособности разработанного технического решения с целью его возможного внедрения в практику.

4. Исходя из проведенных исследований и расчетов, предлагается перспективная конструкция гидромеханического амортизатора и ее основные геометрические параметры, такие как диаметры штока, поршня, каналов и параметры пружины сжатия. Для успешного выполнения своей функции необходим диаметр поршня $d_c = 85$ мм, диаметр штока $d_s = 40$ мм. Габаритный размер цилиндра предлагается взять диаметром равным $D = 130$ мм. Количество каналов от 2 до 4-х, диаметры горизонтальных каналов в штоке и поршне должны быть $d_{ch} = 2,5$ мм, а их длина не более 85 мм, для удобства изготовления штока. Ширина углублений не менее 30 мм. Пружины сжатия имеют следующие геометрические характеристики: диаметр проволоки $d = 9$ мм, наружный диаметр $D = 60$ мм, 5 рабочих витков и шаг $t = 14$ мм. Соблюдая все указанные геометрические параметры конструкции, расход рабочей жидкости снизится в 1,64 раза, что способствует возрастанию силы сопротивления демпфера нагрузкам, оказываемых на него, что в свою очередь означает, повышение эффективности гашения колебаний.

Список источников

1. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя в 3-х т. Т.3. 9-е изд., перераб. и доп. // под ред. И. Н. Жестковой. Москва: Машиностроение. 2006. С. 180-195.

2. Ковалев А. М., Рябов И. М., Чернышев К. В. Оценка эффективности подвески автомобиля с динамическим гасителем колебаний колес при переезде единичной неровности. // Материалы международно-научной практической конференции. Под ред. И. А. Каляева, Ф. Л. Черноушко, В. М. Приходько. 2018. С. 243-244.

3. Скрипниченко Д. А., Чернявский В. В. Перспективный гидравлический амортизатор многоцелевой гусеничной машины // Наука и военная безопасность. 2017. №4 (11). С. 28-30.

4. Сливинский Е. В., Радин С. Ю., Климов Д. Н. Основы синтеза адаптивного гидромеханического демпфера перспективной торсионной подвески рельсового экипажа // Изобретатели и рационализаторы Липецкой области. Сборник научных разработок и изобретений. Липецк. 2018. С. 15-28.

5. Сливинский Е.В., Митина Т.Е. Исследование колебаний и силового нагружения модернизированного автомобильного прицепа МАЗ-8926 // Автомобильная промышленность. 2020. № 2. с. 20-24.
6. Современные конструкции амортизаторов подвесок транспортных средств с рекуперацией электрической энергии / В.О. Никонов, В.И. Посметьев, Ф.Д. Федорин, Р.Н. Пузаков, И.О. Дрожжин // Инновации в автомобильной отрасли. Материалы Всероссийской научно-технической конференции. Воронеж. 2023. С. 5-14.
7. Состояние и перспективы совершенствования конструкций гидропневматических подвесок колесных машин / В.О. Никонов, В.И. Посметьев, Д.Л. Свиридов, В.О. Бородин // Воронежский научно-технический вестник. 2019. Т. 2. № 2 (28). С. 19-37.
8. Kumar S., Medhavi A., & Kumar R. Active and passive suspension system performance under random road profile excitations. International Journal of Acoustics and Vibrations. 2021. No. 25(4). Pp. 532-541.
9. Lee C.H., Han M.J., & Park T.W. Dynamic characteristic analysis of 3-piece freight vehicle with wedge friction damper using ADAMS. Journal of the Korean Society for Railway. 2017. Vol. 20. No. 3. Pp. 299-310.
10. Schickhofer L., Wimmer J. Fluid-structure interaction and dynamic stability of shock absorber check valves. Journal of Fluids and Structures. 2022. Vol. 110. Pp. 103536.

References

1. Anuryev V.I. Manual constructor-machine builder in 3-D. Vol. 3. 9th Ed. revised and expanded. In order. and. N. Gesture. Moscow: Mechanical Engineering, 2006, pp. 180-195.
2. Kovalev A.M., Ryabov I. M., Chernyshov K. V. Evaluation of the effectiveness of a car suspension with a dynamic wheel vibration damper when moving a single unevenness. Materials of the international scientific and practical conference. Edited by I. A. Kalyaev, F. L. Chernousko, V. M. Prikhodko. 2018, pp. 243-244.
3. Skripnichenko D. A., Chernyavsky V. V. A promising hydraulic shock absorber for a multi-purpose tracked vehicle. Science and military security, 2017, no.4 (11), pp. 28-30.
4. Slivinsky E. V., Radin S. Yu., Klimov D. N. Fundamentals of the synthesis of an adaptive hydromechanical damper of a promising torsion suspension of a rail carriage. Inventors and innovators of the Lipetsk region. Collection of scientific developments and inventions. Lipetsk, 2018, pp. 15-28.
5. Slivinsky E.V., Mitina T.E. Investigation of vibrations and force loading of the upgraded automobile trailer MAZ-8926. The automotive industry, 2020, no. 2, pp. 20-24.
6. Modern designs of shock absorbers for suspensions of vehicles with electric energy recovery. V.O. Nikonov, V.I. Posmetyev, F.D. Fedorin, R.N. Puzakov, I.O. Drozhzhin. Innovations in the automotive industry. Materials of the All-Russian Scientific and Technical Conference. Voronezh, 2023, pp. 5-14.
7. The state and prospects of improving the designs of hydropneumatic suspensions of wheeled vehicles. V.O. Nikonov, V.I. Posmetyev, D.L. Sviridov, V.O. Borodkin. Voronezh Scientific and Technical Bulletin, 2019, vol. 2, no. 2 (28), pp. 19-37.
8. Kumar S., Medhavi A., & Kumar R. Active and passive suspension system performance under random road profile excitations. International Journal of Acoustics and Vibrations, 2021, no. 25(4), pp. 532-541.
9. Lee C.H., Han M.J., & Park T.W. Dynamic characteristic analysis of 3-piece freight vehicle with wedge friction damper using ADAMS. Journal of the Korean Society for Railway, 2017, vol. 20, no. 3, pp. 299-310.
10. Schickhofer L., Wimmer J. Fluid-structure interaction and dynamic stability of shock absorber check valves. Journal of Fluids and Structures, 2022, vol. 110, pp. 103536.

Информация об авторах

С.Ю. Радин – кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой технологических процессов в машиностроении и агроинженерии;

С.Ю. Шубкин – кандидат технических наук, доцент кафедры технологических процессов в машиностроении и агроинженерии;

С.С. Бунеев – кандидат физико-математических наук, доцент кафедры технологических процессов в машиностроении и агроинженерии;

С.В. Елецких – кандидат технических наук, доцент кафедры технологических процессов в машиностроении и агроинженерии;

С.А. Добрин – аспирант кафедры технологических процессов в машиностроении и агроинженерии.

Information about the authors

S.Yu. Radin – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Head of the Department of Technological Processes in Mechanical Engineering and Agroengineering;

S.Yu. Shubkin – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Technological Processes in Mechanical Engineering and Agroengineering;

S.S. Buneev – Candidate of Physical and Mathematical Sciences, Associate Professor of the Department of Technological Processes in Mechanical Engineering and Agroengineering;

S.V. Yeletsikh – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Technological Processes in Mechanical Engineering and Agroengineering;

S.A. Dobrin – Postgraduate Student of the Department of Technological Processes in Mechanical Engineering and Agroengineering.