

**С. В. Репин, В. Н. Добромиров,
Д. С. Орлов, Р. Р. Букиров**

**ОБЕСПЕЧЕНИЕ ПЛАВНОСТИ ХОДА
ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН
НА АВТОМОБИЛЬНОМ ХОДУ**



Министерство науки и высшего образования
Российской Федерации

Санкт-Петербургский государственный
архитектурно-строительный университет

**С. В. Репин, В. Н. Добромиров,
Д. С. Орлов, Р. Р. Букиров**

ОБЕСПЕЧЕНИЕ ПЛАВНОСТИ ХОДА ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН НА АВТОМОБИЛЬНОМ ХОДУ

Монография

Санкт-Петербург
2024

УДК 629

Рецензенты:

д-р техн. наук, профессор *С. Е. Максимов*
(генеральный директор «НПК „НТМТ“»);

канд. техн. наук, доцент *С. М. Грушецкий* (Санкт-Петербургский
государственный архитектурно-строительный университет);

канд. техн. наук, доцент *А. И. Беляев* (Санкт-Петербургский
государственный архитектурно-строительный университет)

Обеспечение плавности хода транспортно-технологических машин на автомобильном ходу : монография / С. В. Репин, В. Н. Добромиров, Д. С. Орлов, Р. Р. Букиров ; Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет. – Санкт-Петербург : СПбГАСУ, 2024. – 165 с. – Текст : непосредственный.

ISBN 978-5-9227-1409-9

Рассмотрены различные типы конструкций пневмогидравлических амортизаторов, даны их характеристики на примере упругих и демпфирующих колебаний. Проанализированы применяемые конструкции элементов подвесок шасси грузовых автомобилей. Описаны новые конструктивные решения, выполненные на уровне изобретений, представлено математическое и компьютерное моделирование их работы. Проведены патентные исследования. Показана технико-экономическая оценка внедрения новой конструкции подвески НТТМ.

Предназначается для студентов, магистров, аспирантов, преподавателей строительных и автомобильно-дорожных вузов. Также будет полезна инженерно-техническим работникам и учащимся строительных средних специальных учебных заведений.

Табл. 1. Ил. 42. Библиогр.: 222 назв.

Печатается по решению Научно-технического совета СПбГАСУ

ISBN 978-5-9227-1409-9

© Репин С. В., Добромиров В. Н., Орлов Д. С.,
Букиров Р. Р., 2024

© Санкт-Петербургский государственный
архитектурно-строительный университет, 2024

Основные понятия и определения

Амортизатор – устройство, обеспечивающее гашение механических колебаний путем превращения механической энергии в тепловую.

Амортизатор газонаполненный – гидравлический амортизатор, компенсационная камера которого заполнена газом, находящимся под давлением.

Амортизатор гидравлический – амортизатор, препятствующий относительно перемещению его составных частей путем создания вязкого трения, возникающего при продавливании жидкости посредством находящегося в цилиндре рабочего поршня через калиброванные отверстия.

Амортизатор двустороннего действия – амортизатор, гасящий колебания при относительном перемещении его деталей как в одну, так и в другую сторону.

Амортизатор двухтрубный – телескопический амортизатор, имеющий компенсационную камеру, расположенную между двумя концентричными трубами, во внутренней из которых расположен рабочий поршень.

Амортизатор регулируемый – амортизатор, характеристики которого могут принудительно изменяться в процессе его работы.

Амортизатор телескопический – гидравлический амортизатор, в котором внешнее воздействие передается на рабочий поршень посредством штока, а перемещение рабочего поршня в цилиндре сопровождается изменением длины амортизатора.

Амортизатора характеристика – графическая зависимость между демпфирующей силой (P_n), приложенной к поршню, и скоростью (v_n) перемещения поршня.

Амортизаторная жидкость – специальная жидкость, заливаемая внутрь гидравлического амортизатора.

Амортизаторная стойка – гидравлический телескопический амортизатор, являющийся также частью направляющего устройства подвески.

Компенсационная камера амортизатора – полость в телескопическом амортизаторе, позволяющая компенсировать разницу объемов жидкости, перетекающей из пространства над поршнем в пространство под ним и обратно.

Ограничитель хода подвески – часть подвески, ограничивающая вертикальное перемещение колеса относительно рамы (кузова).

Плавность хода – эксплуатационное свойство транспортного средства (ТС), характеризующее его способность двигаться в заданном интервале скоростей по дорогам с неровной поверхностью без значительных

вибрационных и ударных воздействий на водителя, пассажиров и груз (ГОСТ Р 59483–2021).

Подвеска – совокупность устройств, связывающих мост или колеса с рамой транспортного средства и предназначенных для уменьшения динамических нагрузок, передающихся автомобилю при движении по неровностям дорог, а также обеспечивающих передачу всех сил и моментов, действующих между колесами и рамой.

Подвеска включает в себя следующие элементы:

- направляющее устройство (кинематическое звено);
- упругий элемент;
- демпфирующий элемент;
- стабилизатор;
- ограничители хода.

Подвеска гидропневматическая – подвеска, в которой передача давления сжатому газу производится жидкостью. Регулируемая гидропневматическая подвеска при определенном типе направляющего устройства позволяет изменять дорожный просвет.

Подвеска зависимая – это подвеска, в которой перемещение одного колеса вызывает кинематически определенное перемещение другого за счет связывающей их балки. При зависимой подвеске между колесами существует связь, за счет которой перемещение одного колеса по отношению к корпусу вызывает перемещение другого. Связи могут быть двух видов:

- поперечные – между одинаковыми колесами двух бортов (через неразрезные балки мостов);
- продольные – между колесами одного борта. Зависимая подвеска с продольными связями называется балансирной.

Подвеска независимая – подвеска, в которой перемещение одного колеса не вызывает кинематически определенного перемещения другого. При независимой подвеске каждое колесо подвешивается к корпусу через самостоятельные кинематические звенья (рычаги).

Подвеска пневматическая – подвеска, в которой установлены пневматические упругие элементы. Пневматическая подвеска обеспечивает возможность регулирования в широких пределах своей жесткости и уровня пола за счет изменения давления воздуха в упругих элементах.

Подвеска пневморессорная – подвеска, в которой упругими элементами являются одновременно рессоры и пневматические упругие элементы.

Подвеска пружинная – подвеска, в которой упругими элементами являются спиральные пружины.

Подвеска пружинно-пневматическая – подвеска, в которой применяются одновременно пневматические упругие элементы и спиральные пружины. Пружины могут быть расположены как вне, так и внутри пневматических упругих элементов.

Подвеска рессорная – подвеска, в которой упругими элементами являются рессоры.

Подвеска рессорно-балансирная – подвеска, в которой рессоры играют роль балансиров, связывая между собой мосты двухосной тележки.

Подвеска рессорно-пневматическая – подвеска, в которой применяются одновременно листовые рессоры и пневматические упругие элементы.

Подвеска торсионная – подвеска, в которой упругими элементами являются торсионы.

Пробой подвески – это колебание с ускорением от 3 до 4 g, происходящее на ходах сжатия и отбоя упругого элемента подвески в крайних положениях. Величины ускорений при тряске и пробое и их распределение по длине корпуса расчетному определению не поддаются и могут быть найдены только экспериментально.

Рессора – упругий элемент подвески, обычно представляющий собой связку гнутых стальных полос. Различают однолистовые и многолистовые рессоры.

Стабилизатор подвески – элемент подвески, предназначенный для увеличения ее поперечно-угловой жесткости при сохранении вертикальной жесткости неизменной.

Стойка телескопическая (стойка подвески «Мак-Ферсон») – часть рычажно-телескопической подвески, выполняющая одновременно функции направляющего, упругого и гасящего элементов.

Тряска – это высокочастотные негармонические колебания, возникающие при воздействии на колеса мелких неровностей дороги. Величина ускорений при тряске составляет от 0,1 до 0,3 g (ускорение свободного падения). Отрицательное влияние этих ускорений на людей и механизмы определяются их большой частотой и непрерывностью.

Упругий элемент гидropневматический – это пневматический упругий элемент, в котором передача давления сжимаемому газу осуществляется жидкостью.

Упругий элемент дополнительный – упругий элемент, воспринимающий нагрузку на части хода подвески и предназначенный для увеличения ее энергоемкости и обеспечения нелинейности характеристики упругости.

Упругий элемент пневматический – упругий элемент, жесткость которого определяется давлением находящегося внутри него воздуха. Различают следующие типы упругих элементов: пневмобаллоны, диафрагменный и рукавный упругие элементы.

Упругое устройство подвески – это часто подвеска транспортного средства, воспринимающая весовую нагрузку от рамы (кузова) и служащая для уменьшения динамических нагрузок, передаваемой подрессоренной части автомобиля при движении по неровностям поверхности дороги. Упругий элемент может быть металлический (рессора, пружина, торсион) и пневматический.

Устройство подвески гасящее – часть подвески, обеспечивающая затухание колебаний относительно несущей системы. В качестве гасящего устройства выступает, как правило, упругий элемент подвески.

Устройство подвески направляющее (кинематическое звено) – это часть подвески, которая служит для передачи сил и моментов от колеса на раму и восприятия тормозных сил и моментов. По схеме соединения направляющих элементов с рамой и мостами подвески бывают зависимые и независимые.

Характеристикой подвески называется аналитически или графически выраженная зависимость между нагрузкой (нормальной реакцией дороги) на колесо и его перемещением по отношению к корпусу автомобиля, или зависимость между вертикальным перемещением колеса транспортного средства (h) и действующей на него вертикальной нагрузкой (P_k). Характеристика выражает жесткость подвески (C) и определяется по формуле

$$C = \frac{P_k}{h}. \quad (1)$$

Характеристикой упругого элемента называется графическая или аналитическая зависимость между нагрузкой (P_k) на упругий элемент и его деформацией (S) под действием нагрузки.

Принятые сокращения

- АШ – автомобильные шасси
- ГОСТ – государственный стандарт
- ГПА – гидропневматический амортизатор
- ДГГА – двухтрубный гидравлический газонаполненный амортизатор
- ДТП – дорожно-транспортные происшествия
- ДУ – демпфирующее устройство
- ИКР – идеальный конечный результат
- КДПП – критическое давление перколяционного порога
- ОГГА – однострубный гидравлический газонаполненный амортизатор
- ПГР – пневмогидравлическая рессора
- ПРМ – передвижная ремонтная мастерская
- ТС – транспортное средство
- ТТМ – транспортно-технологические машины
- ХУ – ходовое устройство

Введение

Последние два десятилетия наблюдается активный рост экономического потенциала РФ, особенно в областях транспортного, промышленного и гражданского строительства. Известно, что промышленный экономический потенциал обеспечивается ускоренными темпами роста технического оснащения, в рассматриваемом случае – транспортно-технологических машин (ТТМ) строительства (кранов, экскаваторов, бетоновозов, коммунальных и других машин). Освоение широких просторов Арктики и Сибири предусматривает опережающее развитие транспортной инфраструктуры, поэтому увеличивается доля применения ТТМ на автомобильном шасси, обладающих высокой мобильностью.

Однако установка технологического оборудования ТТМ на базовые автомобильные шасси (АШ) без должной адаптации последних под новые условия использования вызывает ряд технических проблем, существенно влияющих на безопасность эксплуатации машин:

- неравномерная нагрузка на оси вызывает повышенные динамические нагрузки, снижающие плавность хода и скорость перемещения, уменьшающие надежность и ресурс машин;
- повышенный центр тяжести ухудшает устойчивость машин против опрокидывания, увеличивает амплитуду «кивков» на неровностях дороги.

Указанные факторы негативно сказываются на плавности хода машин, снижают скорость их перемещения, повышают динамические нагрузки.

Плавность хода транспортного средства определяется характеристиками его подвески, содержащей упругие и демпфирующие элементы. Современные тенденции в области развития подвесок транспортных средств направлены на совершенствование конструкций и расширение функциональных возможностей данных устройств. Монография посвящена разработке практических и теоретических положений одного из перспективных направлений развития подвесок – использованию пневматических упругих элементов в сочетании с гидравлическими демпфирующими элементами, амортизаторами.

Основу монографии составляют патентные исследования авторов, результаты разработки новых конструкций, математическое и компьютерное моделирование работы новых устройств.

Изложенные в монографии исследования могут представлять интерес для предприятий, эксплуатирующих транспортную технику, научных работников, занимающихся повышением плавности хода транспортных средств.

Монография написана при финансовой поддержке выполнения научно-исследовательских работ научно-педагогическими работниками управлением научной работы СПбГАСУ в 2023 году.

1. ДВУХТРУБНЫЙ ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКИЙ АМОРТИЗАТОР

1.1. Описание конструкции нового устройства

Устройство относится к области транспортного машиностроения, а точнее, к устройствам для обеспечения различных требуемых сил сопротивления демпфирующих устройств, устанавливаемых в подвески транспортных средств, получившим название «амортизаторы» [58].

Наибольшее распространение получили гидравлические амортизаторы, в качестве рабочего элемента в них используется жидкость. Конструктивно любой гидравлический амортизатор состоит из заполненного рабочей жидкостью (маслом) цилиндра и помещенного внутрь него поршня. Внутри поршня имеются узкие отверстия, предназначенные для пропускания масла. Поршень перемещается под воздействием штока, закрепленного на кузове автомобиля, а цилиндр амортизатора крепится на подвижной части подвески автомобиля [24]. Принцип работы гидравлических амортизаторов заключается в демпфировании возникающих колебаний путем прогона масла через клапаны поршня. Механическая энергия колебаний упругих элементов подвески при этом переходит в нагрев рабочей жидкости амортизатора.

Наиболее эффективными современными конструкциями автомобильных демпфирующих устройств признаны однотрубные и двухтрубные гидравлические газонаполненные амортизаторы [25].

Известны конструкции однотрубных гидравлических газонаполненных амортизаторов (ОГГА), содержащих цилиндр с размещенными внутри него гидравлическим и газовым поршнями. Гидравлический поршень снабжен штоком, а газовый разделяет цилиндр на полости, одна из которых заполнена жидкостью, а другая газом (азот, закачанный под давлением 15–20 кгс/см²). Демпфирование ударной сжимающей нагрузки основано на гидравлическом сопротивлении движения поршня в жидкости, а также на сжатии газа [131].

Достоинства ОГГА:

- способность выдерживать значительные нагрузки;
- гидравлическая характеристика однотрубных пневматических амортизаторов имеет более жесткий характер, что обеспечивает более уверенный контакт колес автомобиля с дорожным покрытием, улучшает устойчивость, плавность хода, управляемость, топливную экономичность и тормозные свойства.

Недостатки ОГГА:

- большая стоимость по сравнению с двухтрубными, так как требуется более высокая точность изготовления элементов;
- большая длина по сравнению с двухтрубными;
- при толстом штоке и больших смещениях поршня в наполненной газом камере сильно повышается давление, что придает избыточную жесткость подвеске и негативно отражается на управляемости автомобиля.

Известны конструкции двухтрубных гидравлических газонаполненных амортизаторов (ДГГА), содержащих дополнительный, соосный основному цилиндр немного большего диаметра [24]. При сжатии такого амортизатора часть рабочей жидкости проходит через отверстия поршня в пространство над поршнем. Другая часть масла, соответствующая по объему входящему в цилиндр амортизатора штоку, вытесняется из основного цилиндра в дополнительный через расположенный в дне основного цилиндра клапан. При растяжении (отбое) амортизатора процесс происходит в обратном направлении.

Основным преимуществом ДГГА является их сравнительная невысокая стоимость, благодаря чему ими укомплектовано большинство серийных автомобилей.

Недостатки ДГГА:

- возможность вспенивания (кавитации) масла, возникающая при интенсивной работе амортизатора;
- рабочая площадь (сечение основного цилиндра) у двухтрубных амортизаторов меньше, чем у однотрубных, что существенно уменьшает эффективность его работы при небольших смещениях штока;
- чувствительность к своему расположению – при углах установки, превышающих 45 градусов, находящийся в компенсационной камере воздух может попасть в основной цилиндр и нарушить работу амортизатора.

Известны конструкции ОГГА, у которых газовая камера связана с выносными резервуарами. Поэтому при больших смещениях поршня в наполненной газом камере давление уже не повышается до пределов, вызывающих избыточную жесткость [204].

Однако такие недостатки ОГГА, как большая стоимость по сравнению с двухтрубными и большая длина, остаются.

Наиболее близким по конструктивному исполнению к заявляемой конструкции является газонаполненный двухтрубный гидравлический телескопический амортизатор, содержащий корпус с расположенными в нем двумя

соосными цилиндрами – рабочим (внутренним) и компенсационным (внешним) [94]. В рабочем цилиндре на штоке установлен поршень с клапанами, а в нижней (подпоршевой) части выполнены отверстия для связи с компенсационным цилиндром. Компенсационный цилиндр заполнен сжатым газом. В стенке нижней части компенсационного цилиндра выполнено выпускное отверстие, предназначенное для выпуска излишка газа из амортизатора при регулировании его характеристики. Для закрытия отверстия имеется резьбовой затвор в виде винта.

В данной конструкции благодаря закачанному под небольшим давлением инертному газу значительно улучшается эффективность амортизатора и исключается явление кавитации.

Однако остается присущий ДГГА недостаток – меньшая рабочая площадь (сечение основного цилиндра), чем у ОГГА, что существенно уменьшает эффективность работы амортизатора (демпфирующую способность) при небольших смещениях штока. Кроме того, расположение выпускного отверстия газа из компенсационного цилиндра в нижней его части нецелесообразно, так как нижняя часть компенсационного цилиндра обычно занята гидравлической жидкостью.

Задачей полезной модели является повышение эффективности работы амортизатора (демпфирующей способности) ДГГА.

Поставленная задача достигается тем, что:

- двухтрубный гидропневматический амортизатор содержит корпус с расположенными в нем двумя соосными цилиндрами – рабочим и компенсационным, закрепленными на верхней крышке, клапанным гидравлическим блоком, втулками для крепления к автомобилю, манжетными уплотнениями, ниппелями для заправки гидравлической жидкостью и газом;

- он дополнительно снабжен двумя соосными цилиндрами – рабочим и компенсационным, закрепленными снизу амортизатора на подвижной крышке и расположенными с возможностью перемещения по отношению к верхним цилиндрам и сопрягаемыми с ними посредством манжетных уплотнений, причем оба рабочих цилиндра расположены с внешней стороны амортизатора и образуют кольцевую цилиндрическую гидравлическую зону, а компенсационные цилиндры – внутреннюю газовую цилиндрическую зону, причем клапанный гидравлический блок установлен в нижней части дополнительного компенсационного цилиндра и связан посредством окон в стенке цилиндра с гидравлической зоной;

- внутри дополнительного компенсационного цилиндра установлен пневматический поршень с возможностью перемещения под воздействием давления жидкости, поступающей через клапанный гидравлический блок из гидравлической зоны в дополнительный компенсационный цилиндр при движении нижних соосных цилиндров по отношению к верхним;

- верхний внутренний компенсационный цилиндр снабжен кольцом, закрепленным на внешней стороне цилиндра в нижней его части, а нижний рабочий цилиндр снабжен кольцом, закрепленным на внутренней его стороне в верхней части цилиндра выше кольца, установленного на компенсационном цилиндре, причем наружный диаметр первого описанного кольца больше внутреннего диаметра второго кольца, а на кольце рабочего цилиндра сверху и снизу закреплены пластинчатые пружины, причем оба кольца и пластинчатые пружины образуют протоки жидкости между верхним и нижним рабочими цилиндрами с незначительным гидравлическим сопротивлением;

- ниппели для заправки гидравлической жидкостью и газом установлены на верхней крышке амортизатора.

Двухтрубный гидропневматический амортизатор (рис. 1) содержит верхний блок соосных цилиндров, включающий крышку 1, наружный 2 и внутренний 3 цилиндры, нижний блок цилиндров, включающий крышку 4, наружный 5 и внутренний 6 цилиндры. Причем все цилиндры выполнены одной длины. Внутренний объем амортизатора разделен на гидравлические зоны *A* и *B* и газовую зону *B*. Гидравлическая зона *A* имеет кольцевую цилиндрическую форму и находится между внутренними поверхностями цилиндров 2 и 5 и внешними поверхностями цилиндров 3 и 6, образуя *рабочий цилиндр*, воспринимающий ударно-вибрационную нагрузку, действующую на колесо автомобиля при движении. Зона *B* образована внутренними поверхностями цилиндров 3 и 6, имеет цилиндрическую форму.

Зоны *B* и *B* разделены пневматическим поршнем 7, установленным внутри цилиндра 6, а гидравлические зоны *A* и *B* разделены клапанным блоком 8, размещенным в нижней части цилиндра 6. Клапанный блок 8 связан с гидравлической зоной *A* посредством окон 17, выполненных в нижней части цилиндра 6. Клапанный блок 8 содержит отверстия и клапаны, обеспечивающие требуемые характеристики амортизатора.

Зоны *B* и *B* образуют *компенсационный цилиндр*, и соотношение объемов этих зон изменяется в процессе работы амортизатора.

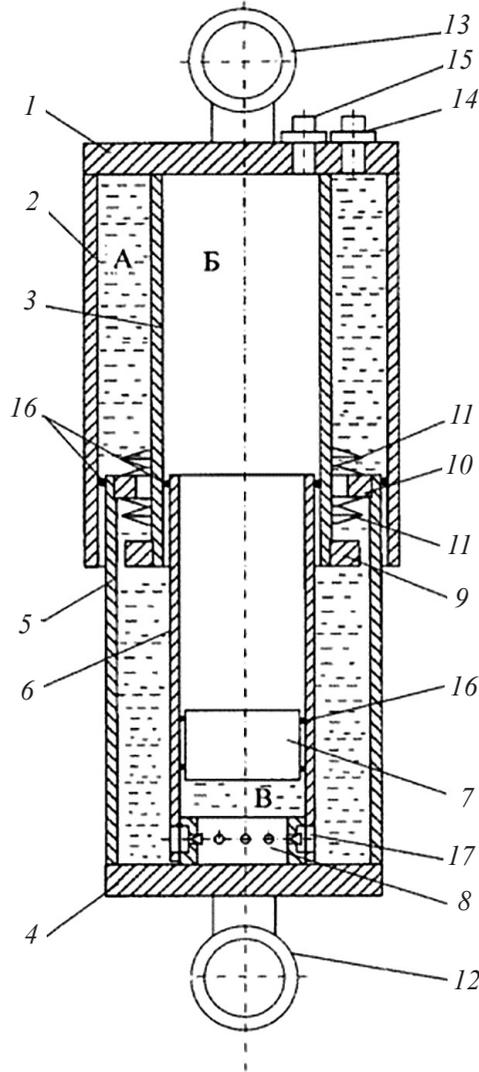


Рис. 1. Конструктивная схема двухтрубного гидропневматического амортизатора: *A, B* – гидравлические зоны; *B* – газовая зона; *1* – верхняя крышка; *2, 3* – наружный и внутренний цилиндры верхнего блока; *4* – нижняя крышка; *5, 6* – наружный и внутренний цилиндры нижнего блока; *7* – пневматический поршень; *8* – клапанный блок; *9, 10* – ограничительные кольца; *11* – пластинчатые пружины; *12, 13* – установочные втулки; *14, 15* – ниппели; *16* – манжета; *17* – гидравлические окна

Максимальный ход амортизатора ограничен кольцами 9 и 10, установленными соответственно на внутренней стороне цилиндра 5 и внешней стороне цилиндра 3. Сила соударения подвижных частей амортизатора в крайних положениях смягчается пластинчатыми пружинами 11, закрепленными на кольце 10, причем пружины 11 не препятствуют прохождению жидкости в амортизаторе. Установка амортизатора на автомобиле производится посредством втулок 12 и 13, закрепленных на крышках 4 и 1 соответственно. Гидравлическая зона А и газовая зона В связаны с внешней средой посредством ниппелей 14 и 15 соответственно. Сопрягаемые поверхности цилиндров между собой и поршнем 7 уплотнены манжетными уплотнениями 16, причем их крепление осуществляется по внутреннему диаметру.

Наличие дополнительных двух соосных цилиндров 5 и 6, закрепленных снизу амортизатора на подвижной крышке 4, расположенных с возможностью перемещения по отношению к верхним цилиндрам 2 и 3 и сопрягаемых с ними посредством манжетных уплотнений, образует рабочий цилиндр (кольцевую цилиндрическую гидравлическую зону А), компенсационный цилиндр – внутреннюю газовую цилиндрическую зону В и гидравлическую зону В, разделенные поршнем 7.

Такая конструкция позволяет:

- сделать объем газовой зоны В примерно равной объему гидравлической зоны А при максимальной длине амортизатора, что обеспечивает значительный ход амортизатора, примерно равный половине его максимальной длины, оптимальный закон изменения жесткости амортизатора – малая жесткость при малых ходах (при малых нагрузках) и постепенно увеличивающаяся по мере возрастания нагрузки. Но жесткость не становится избыточной при максимальном ходе, так как соотношение максимального и минимального давления в зоне В не превышает двух крат;

- сделать соотношение площадей сечения гидравлической зоны А и пневматической зоны В примерно одинаковым, что обеспечивает эффективность работы амортизатора и при небольших, и при значительных смещениях штока.

Кроме того, наличие длинной газовой зоны В создает дополнительные преимущества предлагаемого устройства по сравнению с прототипом:

- возможность исключения пружины из подвески автомобиля, обычно включаемой параллельно амортизатору (устанавливаемой снаружи его), так как сама газовая зона В способна обеспечивать требуемые упругие свойства подвески, что уменьшает ее габариты, стоимость и сложность;

- обеспечение возможности регулирования характеристик подвески (упругость, клиренс) путем подключения к ниппелю 15 автоматизированной пневмосистемы, какой снабжаются автомобили с пневматической подвеской. Таким образом создаются дополнительные преимущества подвески, характерные для передовых конструкций пневматических подвесок, при этом исключаются их недостатки [200].

Установка клапанного гидравлического блока в нижней части дополнительного компенсационного цилиндра, причем неподвижно, исключает потребность в штоке, что упрощает конструкцию и снижает требования к точности изготовления устройства.

Установка ниппелей на верхней крышке амортизатора обеспечивает удобство заправки гидравлической жидкостью и газом, а также создает возможность подключения к ниппелю 15 автоматизированной пневмосистемы для регулирования характеристик подвески.

Устройство работает следующим образом. Собранный амортизатор до установки на автомобиль при вывинченном ниппеле 15 и вставленном в отверстие его крепления шупе заправляется жидкостью через ниппель 14. Момент начала движения вверх шупа, упертого в поршень 7, свидетельствует о заполнении гидравлических зон. Затем через ниппель 15 производится заправка сжатым газом, обычно азотом, причем давление закачки газа обусловлено требуемой характеристикой амортизатора.

При движении автомобиля нижний блок цилиндров, включающий крышку 4, наружный 5 и внутренний 6 цилиндры, перемещается по отношению к верхнему блоку цилиндров, включающему крышку 1, наружный 2 и внутренний 3 цилиндры, амортизируя удары о неровности дороги. При этом жидкость перетекает между гидравлическими зонами *A* и *B* через клапанный блок 8, перемещая поршень 7 и сжимая газ в зоне *B*.

Упругие свойства амортизатора обусловлены объемом пневматической зоны *B*, давлением закачки газа, относительным изменением объема зоны *B* между нижним и верхним положениями, причем отношение минимального объема этой зоны к максимальному не превышает 0,5, что характерно для двухтрубных амортизаторов и исключает избыточную жесткость, характерную для однотрубных.

Таким образом, в предлагаемой конструкции исключаются недостатки ДГГА:

- исключена возможность вспенивания (кавитации) масла, возникающая при интенсивной работе амортизатора, так как газ не проходит

через отверстия и не имеет свободной поверхности, потому что находится под давлением;

- соотношение площадей сечения гидравлической зоны A и пневматической зоны B примерно одинаковое, что обеспечивает эффективность работы амортизатора и при небольших и значительных смещениях штока;
- нечувствительность к углам установки, так как исключено попадание газа в гидравлическую часть амортизатора, отделенную от газовой поршнем 7.

Также исключаются недостатки и ОГГА:

- не требуется высокая точность изготовления элементов ввиду отсутствия штока;
- длина такая же, как у двухтрубных амортизаторов, причем ход амортизатора составляет примерно половину его длины;
- исключена избыточная жесткость подвески при больших смещениях нижнего блока цилиндров ввиду разности между максимальным и минимальным давлением в газовой зоне не более чем в два раза.

Техническим результатом является повышение эффективности работы амортизатора.

Формула нового устройства:

1. Двухтрубный гидропневматический амортизатор, содержащий корпус с расположенными в нем двумя соосными цилиндрами – рабочим и компенсационным, закрепленными на верхней крышке, клапанным гидравлическим блоком, втулками для крепления к автомобилю, манжетными уплотнениями, ниппелями для заправки гидравлической жидкостью и газом, отличающийся тем, что амортизатор дополнительно снабжен двумя соосными цилиндрами – рабочим и компенсационным, закрепленными с низу амортизатора на подвижной крышке и расположенными с возможностью перемещения по отношению к верхним цилиндрам и сопрягаемыми с ними посредством манжетных уплотнений, причем оба рабочих цилиндра расположены с внешней стороны амортизатора и образуют кольцевую цилиндрическую гидравлическую зону, а компенсационные цилиндры образуют внутреннюю газовую цилиндрическую зону, причем клапанный гидравлический блок установлен в нижней части дополнительного компенсационного цилиндра и связан посредством окон в стенке цилиндра с гидравлической зоной.

2. Двухтрубный гидропневматический амортизатор (п. 1), отличающийся тем, что внутри дополнительного компенсационного цилиндра установлен пневматический поршень с возможностью перемещения под

воздействием давления жидкости, поступающей через клапанный гидравлический блок из гидравлической зоны в дополнительный компенсационный цилиндр при перемещении нижних соосных цилиндров по отношению к верхним.

3. Двухтрубный гидропневматический амортизатор (п. 1), *отличающийся* тем, что верхний внутренний компенсационный цилиндры снабжены кольцом, закрепленным на внешней стороне цилиндра в нижней его части, а нижний рабочий цилиндр снабжен кольцом, закрепленным на внутренней его стороне в верхней части цилиндра выше кольца, установленного на компенсационном цилиндре, причем наружный диаметр первого описанного кольца больше внутреннего диаметра второго кольца, а на кольце рабочего цилиндра сверху и снизу закреплены пластинчатые пружины, причем оба кольца и пластинчатые пружины образуют протоки жидкости между верхним и нижним рабочими цилиндрами с незначительным гидравлическим сопротивлением.

4. Двухтрубный гидропневматический амортизатор (п. 1), *отличающийся* тем, что ниппели для заправки гидравлической жидкостью и газом установлены на верхней крышке амортизатора.

1.2. Исследование упругой характеристики нового гидропневматического амортизатора

Плавность хода автомобиля определяется характеристиками его подвески, содержащей упругие и демпфирующие элементы. Современные тенденции в области развития подвесок транспортных средств направлены на расширение функциональных возможностей данных устройств, в частности на обеспечение возможности регулировки дорожного просвета, подстройки упругой и демпфирующей систем под характер поверхности дороги. Одно из направлений развития подвесок – использование пневматических упругих элементов в сочетании с гидравлическими демпфирующими элементами. Такие конструкции реализуются в гидропневматических подвесках и в гидропневматических амортизаторах. Последние традиционно изготавливаются в однострубно исполнении [25]. В данном исследовании приводится предложенная авторами новая двухтрубная конструкция гидропневматического амортизатора. Она включает пневматические и гидравлические элементы в одном устройстве и позволяет проводить регулировку жесткости подвески в необходимых диапазонах.

Способность подвески воспринимать динамическую нагрузку при движении автомобиля определяется параметрами его упругой характеристики, представляющей собой зависимость вертикальной нагрузки на колесо от деформации подвески, измеряемой непосредственно над осью колеса.

Параметрами, характеризующими упругие свойства подвески, являются [134, 218]:

- статический прогиб;
- динамический ход (прогиб) – до верхнего (отбой) и нижнего (сжатие) ограничителей хода;
- коэффициент динамичности;
- жесткость подвески.

Статический прогиб – это прогиб под действием статической нагрузки, приходящейся на колесо, он пропорционален поддрессоренной массе m и жесткости c подвески [218]:

$$S_{\text{ст}} = \frac{m \cdot g}{c}, \quad (2)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с^2 .

Статический прогиб связан также с частотой собственных колебаний (рад/с):

$$\Omega_0 = \sqrt{\frac{A}{m}} = \sqrt{\frac{g}{S_{\text{ст}}}}, \quad (3)$$

или в Гц:

$$n_0 = \frac{\Omega_0}{2\pi}, \quad (4)$$

где A – жесткость упруго элемента.

Желательно, чтобы эффективный статический прогиб соответствовал следующим данным [28, 218]:

- для легковых автомобилей – 150–300 мм;
- автобусов – 100–200 мм;
- грузовых автомобилей – 80–140 мм.

Значение коэффициента динамичности подвески, равного отношению динамической нагрузки при сжатии ($P_{\text{д.сж}}$) к статической нагрузке при снаряженном автомобиле ($P_{\text{сн}}$), рекомендуется выбирать в пределах 2,5–3,0 [28].

В описании пневматической подвески с регулированием дорожного просвета автомобиля Audi A6 показывается, что частота собственных колебаний кузова для Audi A6 настраивается на 1,13 Гц на передней оси и на 1,33 Гц на задней оси [27]. Для обеспечения указанной частоты приведены рекомендации по выбору величин жесткости упругих элементов для передней оси в зависимости от нагрузки на ось. Результаты обработки данных по указанным рекомендациям приведены на рис. 2 [134].

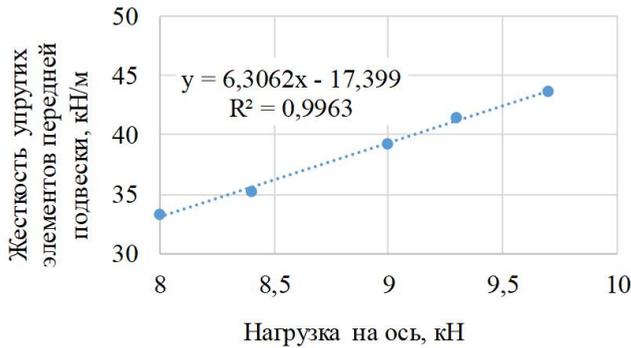


Рис. 2. Распределение величин жесткости упругих элементов для передней оси Audi A6

Построение упругой характеристики амортизатора начинается с выбора основных его параметров (рис. 3):

- статической нагрузки на подвеску в снаряженном состоянии $P_{сн}$;
- статического прогиба подвески в снаряженном состоянии $S_{ст}$;
- динамического хода сжатия $S_{д.сж}$;
- динамического хода отбоя $S_{д.от}$;
- нагрузки $P_{д.сж}$ на амортизатор при $S_{д.сж}$;
- нагрузки $P_{д.от}$ на амортизатор при $S_{д.от}$.

В качестве аналога выбрана пневматическая подвеска легкового автомобиля Audi A6 (рис. 4) [209], упругую характеристику которой попытались воспроизвести в новой конструкции амортизатора. В качестве упругого элемента в Audi A6 применяется пневмобаллон, связанный с компрессором. Подвеска Audi A6 имеет следующие параметры: $P_{сн} = 2,3$ кН, $S_{д.сж} = S_{д.от} = 0,08$ м, $P_{д.сж} = 6$ кН, $P_{д.от} = 1,8$ кН. Расчетная статическая нагрузка $P_{расч}$ с учетом массы трех пассажиров по 68 кг каждый составляет 2,82 кН [134].

1. Двухтрубный пневмогидравлический амортизатор

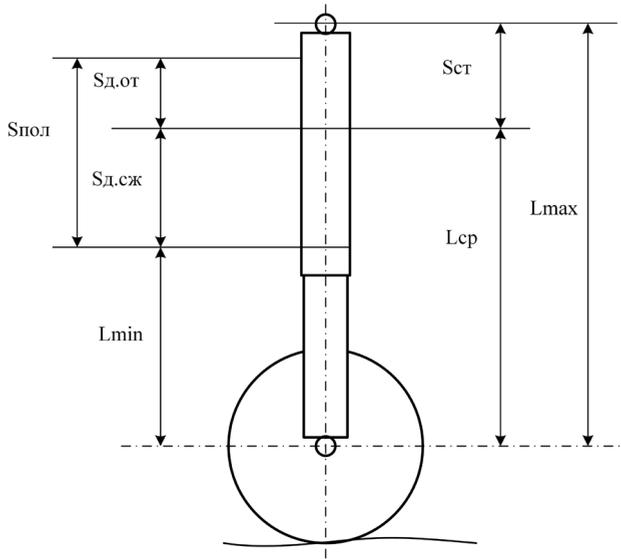


Рис. 3. Параметры амортизатора: $L_{ср}$ – средняя длина; L_{max} – максимальная длина; $L_{мин}$ – минимальная длина; $S_{ст}$ – статическая деформация; $S_{д.сж}$ – ход динамического сжатия; $S_{д.от}$ – динамический ход отбоя; $S_{полн}$ – полный ход амортизатора

Пневматическая подвеска

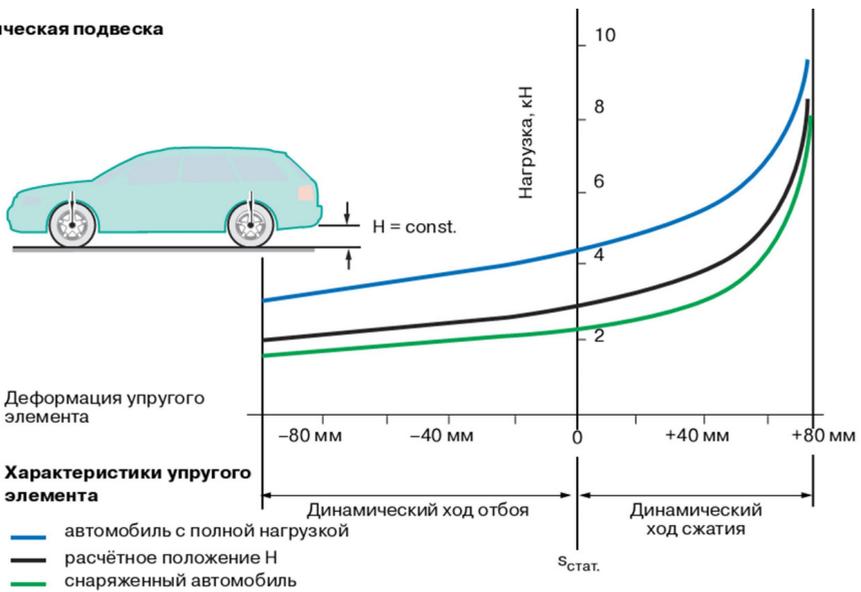


Рис. 4. Упругая характеристика подвески Audi A6

Выбор геометрических параметров амортизатора. На основании выбранных исходных параметров вычисляются геометрические размеры амортизатора, показанные на рис. 5.

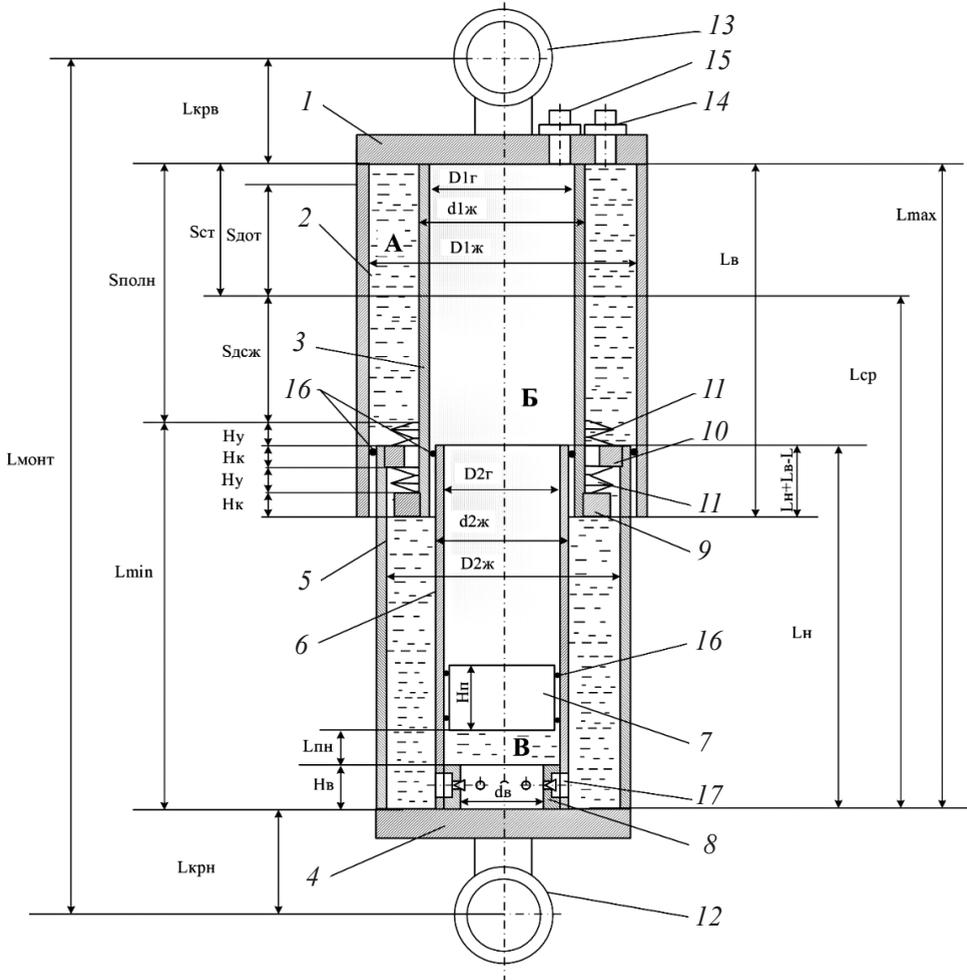


Рис. 5. Конструкция и геометрические параметры пневмогидравлического амортизатора: А, В – гидравлические зоны; Б – газовая зона; 1 – верхняя крышка; 2, 3 – наружный и внутренний цилиндры верхнего блока; 4 – нижняя крышка; 5, 6 – наружный и внутренний цилиндры нижнего блока; 7 – пневматический поршень; 8 – клапанный блок; 9, 10 – ограничительные кольца; 11 – пластинчатые пружины; 12, 13 – установочные втулки; 14, 15 – ниппели; 16 – манжета; 17 – гидравлические окна

На рис. 5 обозначены следующие геометрические параметры:

$S_{\text{зап}}$ – запасной ход амортизатора, влияющий на кривизну упругой характеристики в конце хода сжатия;

$S_{\text{расч}} = S_{\text{д.сж}} + S_{\text{д.от}}$ – расчетный ход амортизатора до буферных упоров;

$S_{\text{полн}}$ – полный ход амортизатора;

$H_{\text{п}}$ – высота поршня;

$H_{\text{в}}$ – высота дроссельно-клапанной втулки;

$L_{\text{пн}}$ – расстояние от поршня до дроссельно-клапанной втулки в нижнем его положении (выбирается из конструктивных соображений);

$L_{\text{пв}} = L_{\text{н}} - H_{\text{в}} - L_{\text{п.н}} - H_{\text{п}}$ – расстояние от поршня до дроссельно-клапанной втулки в верхнем его положении;

$H_{\text{у}}$ – высота буферных упоров;

$H_{\text{к}}$ – высота упорного кольца;

$L_{\text{пер}} = 2H_{\text{к}} + H_{\text{у}}$ – величина перекрытия верхнего и нижнего цилиндров при L_{max} ;

$L_{\text{в}} = S_{\text{полн}} + L_{\text{пер}} + H_{\text{у}}$ – длина верхнего цилиндра;

$L_{\text{н}} = L_{\text{в}} + H_{\text{в}} + H_{\text{у}}$ – длина нижнего цилиндра из условия, что нижняя кромка верхних цилиндров не перекроет каналы втулки при L_{min} ;

$L_{\text{кр.в}}$ – расстояние от верха гидравлической полости до центра крепления амортизатора;

$L_{\text{кр.н}}$ – расстояние от низа гидравлической полости до центра крепления амортизатора;

$L_{\text{max}} = L_{\text{н}} + L_{\text{в}} - L_{\text{пер}}$ – максимальная длина амортизатора;

$L_{\text{ср}} = L_{\text{max}} - S_{\text{зап}} - S_{\text{д.от}}$ – средняя длина амортизатора, соответствующая длине при статической нагрузке $P_{\text{расч}}$;

$L_{\text{min}} = L_{\text{max}} - S_{\text{полн}}$ – минимальная длина амортизатора;

$L_{\text{п.расч}} = L_{\text{н}} - H_{\text{в}} - H_{\text{п}}$ – расчетная длина хода поршня (конструктивно возможная);

$L_{\text{монт}} = L_{\text{ср}} + L_{\text{кр.в}} + L_{\text{кр.н}}$ – монтажная длина амортизатора;

$\delta_{\text{ст}}$ – толщина стенок цилиндров;

δ_3 – величина зазора между цилиндрами;

$\delta_{\text{в}}$ – толщина стенки дроссельно-клапанной втулки;

$D_{2\Gamma}$ – диаметр нижнего газового цилиндра (он же диаметр поршня; задается в определенном диапазоне, остальные диаметры вычисляются через него);

$D_{1\Gamma} = D_{2\Gamma} + 2(\delta_{\text{ст}} + \delta_3)$ – диаметр верхнего газового цилиндра;

$d_{1\text{ж}} = D_{1\Gamma} + 2\delta_{\text{ст}}$ – меньший диаметр верхнего жидкостного цилиндра;

Δ – ширина кольца жидкости в верхнем цилиндре (задается в определенном диапазоне);

$D_{1ж} = \delta_{1ж} + 2\Delta$ – больший диаметр верхнего жидкостного цилиндра;

$D_{2ж} = D_{2г} + 2\delta_{ст}$ – меньший диаметр нижнего жидкостного цилиндра;

$D_{2г} = D_{1г} - 2(\delta_{ст} + \delta_3)$ – больший диаметр нижнего жидкостного цилиндра.

Расчет объемов жидкостных и газовой полостей амортизатора.

Объем жидкости в верхнем цилиндре $V_{Ав}$ равен произведению площади сечения кольца между цилиндрами $F_{Ав}$ (индекс «А» означает зону А, индекс «В» – верхний) на длину кольца $(L - L_{н})$:

$$F_{Ав} = \frac{\pi \cdot (D_{1ж}^2 - d_{1ж}^2)}{4}; \quad (5)$$

$$V_{Ав} = F_{Ав} \cdot (L - L_{н}). \quad (6)$$

Аналогично вычисляется объем жидкости в нижнем цилиндре $V_{Ан}$:

$$F_{Ан} = \frac{\pi \cdot (D_{2ж}^2 - d_{2ж}^2)}{4}; \quad (7)$$

$$V_{Ан} = F_{Ан} \cdot (L - L_{в}). \quad (8)$$

Объем жидкости в средней части полости А, перекрываемой верхним и нижним цилиндрами (объемом упорных колец пренебрегаем):

$$F_{Аср} = \frac{\pi \cdot (D_{2ж}^2 - d_{1ж}^2)}{4}; \quad (9)$$

$$V_{Аср} = F_{Аср} \cdot (L_{в} - L_{н} - L). \quad (10)$$

Объем жидкости в полости А:

$$V_{А} = V_{Ав} + V_{Ан} + V_{Аср}. \quad (11)$$

В процессе работы амортизатора жидкость циркулирует между полостями А и В. Объем $V_{В}$ полости В определяется количеством жидкости, вытесненной из полости А при полном ходе амортизатора, и складывается из объема жидкости $V_{в}$, заключенного во втулке δ (см. рис. 5), остаточным объемом жидкости под поршнем в нижнем его положении при максимальной длине амортизатора на расстоянии $L_{пн}$ от втулки δ и количеством жидкости, поступившей на ходе поршня $L_{п}$:

$$VB = (L_n + L_{\text{пн}}) \cdot F_{\text{п}} + V_B, \quad (12)$$

где $F_{\text{п}}$ – площадь поршня.

$$F_{\text{п}} = \frac{\pi}{4} D_{2r}^2. \quad (13)$$

Ход поршня $L_{\text{п}}$ в функции хода L подвижного цилиндра определяется изменением объема полости A в функции хода L , обозначенного $\Delta V_{A(L)}$:

$$\Delta V_{A(L)} = V_{A(L_{\text{max}})} - V_{A(L)}, \quad (14)$$

где $V_{A(L_{\text{max}})}$ – объем полости A при максимальной длине амортизатора; $V_{A(L)}$ – текущий объем полости A в функции длины L хода подвижного цилиндра амортизатора.

Максимальное значение $\Delta V_{A(L)}$ имеет при $L = L_{\text{min}}$, ему соответствует максимальный ход поршня $L_{\text{п,max}}$. Понятно, что наиболее полное использование рабочего пространства амортизатора будет при равенстве $L_{\text{п,max}}$ и $L_{\text{п,расч}}$ (конструктивно возможная длина хода поршня). Данное равенство возможно при определенном соотношении диаметра поршня D_{2r} и ширины Δ кольца жидкости между верхними цилиндрами полости A .

Аналитически указанное соотношение вычислить весьма сложно, поэтому его численное моделирование было выполнено в программной среде Mathcad с последующей аппроксимацией полученных значений.

Отношение диаметра поршня D_{2r} и величины Δ в диапазоне значений диаметра поршня от 5 до 25 мм изменяется в пределах от 8,7 до 5,8 и аппроксимируется полиномом:

$$n_1(D_{23}) = -910,002 \cdot D_{23}^3 + 516,57 \cdot D_{23}^2 - 97,402 \cdot D_{23} + 12,159, \quad (15)$$

дающим отношение $L_{\text{п,расч}}$ к $L_{\text{п,max}}$ близким к 1 с погрешностью около 1 %.

Следует отметить, что использование полного хода поршня дает наименьший объем надпоршневого пространства в конце хода динамического сжатия $S_{\text{д,сж}}$ и наибольшее давление $p_{\text{д,сж}}$ и, следовательно, наибольшую жесткость упругой характеристики. Для смягчения характеристики следует выбирать соотношение D_{2r}/Δ большее, чем вычисляемое по приведенной выше формуле (15). Тогда поступающее из полости A в полость B количество жидкости будет меньше, а объем полости B будет больше.

Изменение объема полости жидкостной B вызывает изменение объема газовой полости B . Полость B состоит из двух частей: верхней диаметром D_{1r} и длиной $L - L_{\text{н}}$ и нижней диаметром D_{2r} и длиной $L_{\text{пв}} - (L - L_{\text{н}})$.

Общая длина газовой полости B соответствует расстоянию ($L_{пв}$) от поршня до верхней крышки, вычисляемому по формуле

$$L_{п.в}(L, D_{2г}, \Delta) = L - H_{в} - L_{п.н1} - L_{п}(L, D_{2г}, \Delta) - H_{п}. \quad (16)$$

Тогда объем газовой полости B в функции длины амортизатора может быть рассчитан по выражению

$$V_B(L, D_{2г}, \Delta) = F(D_{2г})(L_{п.в}(L, D_{2г}, \Delta) - L + L_{н}) + \frac{\pi}{4} D_{1г} (D_{2г})^2 (L - L_{н}). \quad (17)$$

Изменение объема полости B в процессе работы амортизатора вызывает изменение давления в ней (рис. 6), описываемое упругой характеристикой амортизатора. Расчет объемов полости B в характерных точках, согласно рис. 4, производится при длинах амортизатора, подставляемых в выражение (18):

- максимальная длина амортизатора L_{max} определяет давление закачки $p_{зак}$;
- средняя длина амортизатора $L_{ср}$ соответствует статической деформации $S_{ст}$ и служит для расчета $p_{расч}$;
- минимальная длина L_{min} соответствует деформации $S_{ст} + S_{д}$ при динамическом ходе сжатия, вызывающей максимальное давление $p_{д.сж}$;
- длина на динамическом ходе отбоя $L_{ср} + S_{д.от}$ служит для расчета давления $p_{д.от}$.

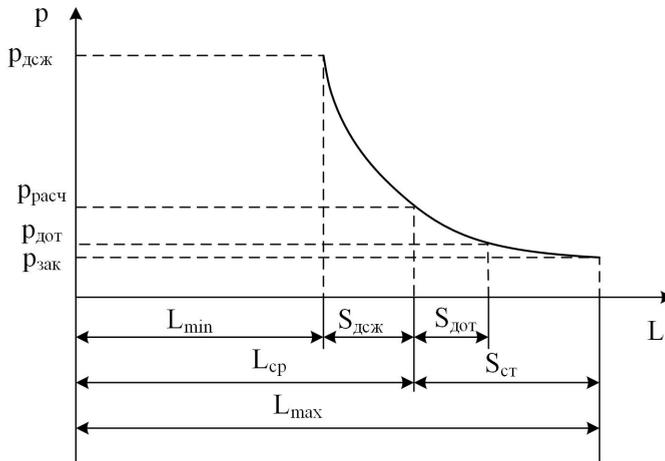


Рис. 6. Давление в характерных точках амортизатора

Начальной точкой в расчете давлений в полости B служит выбранное ранее расчетное давление $p_{расч}$ при статической деформации $S_{ст}$. Так, например, давление на динамическом ходе сжатия [35]:

$$p_{д.сж}(L, D_{2г}, \Delta) = p_{расч}(D_{2г}) \cdot \left(\frac{V_B(L_{ср}, D_{2г}, \Delta)}{V_B(L_{ср} - S_{д.сж}, D_{2г}, \Delta)} \right)^n, \quad (18)$$

где n – показатель политропы ($n = 1,26$ [35]).

Аналогично рассчитывается давление в других характерных точках.

На рис. 7 приведены результаты моделирования в Mathcad упругой характеристики амортизатора и представлены в форме, соответствующей рис. 6. Линия 1 показывает изменение давления газа на ходе отбоя. Точка (1,4) на этой линии соответствует динамическому ходу отбоя $S_{д.от}$, а точка (1,6) – статической деформации $S_{ст}$. Линия 2 показывает изменение давления газа на ходе сжатия. Точка (2,5) соответствует динамическому ходу сжатия $S_{сж}$.

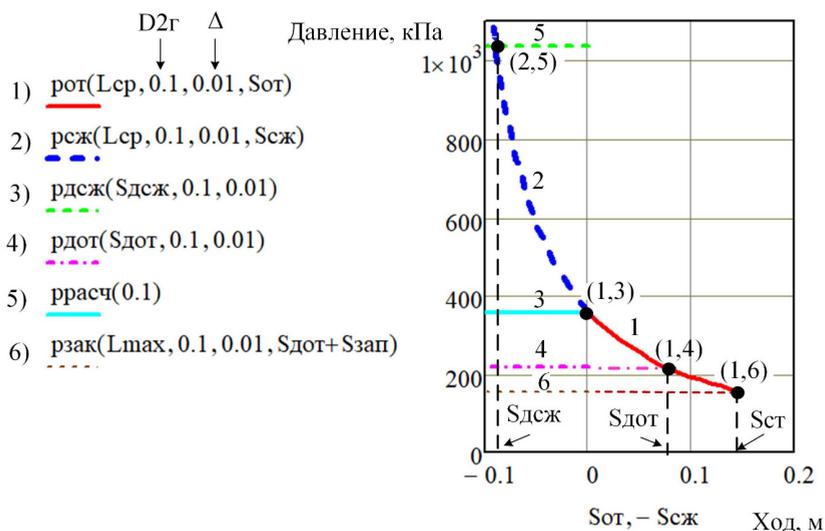


Рис. 7. Упругая характеристика амортизатора в координатах «давление – ход», смоделированная в Mathcad

Значения диаметра $D_{2г}$ поршня и ширины Δ кольца жидкости между цилиндрами подобраны с целью получения рекомендованных значений диапазона изменения давления [22, 25, 131, 137] и равными соответ-

ственно 0,1 и 0,01 м, что отвечает условию использования конструктивно возможного хода поршня согласно формуле (16).

Величина давления в амортизаторе зависит от диаметра поршня и может достигать 7 МПа [11]. Максимальное давление в предлагаемой конструкции амортизатора выбрано в пределах 1 МПа для снижения нагрузки на уплотнительные узлы и уменьшения сил трения.

На рис. 8 показаны результаты моделирования в Mathcad упругой характеристики амортизатора, представленные в форме, соответствующей рис. 4. Значения контрольных точек характеристики отвечают аналогичным значениям упругой характеристика подвески Audi A6 [27].

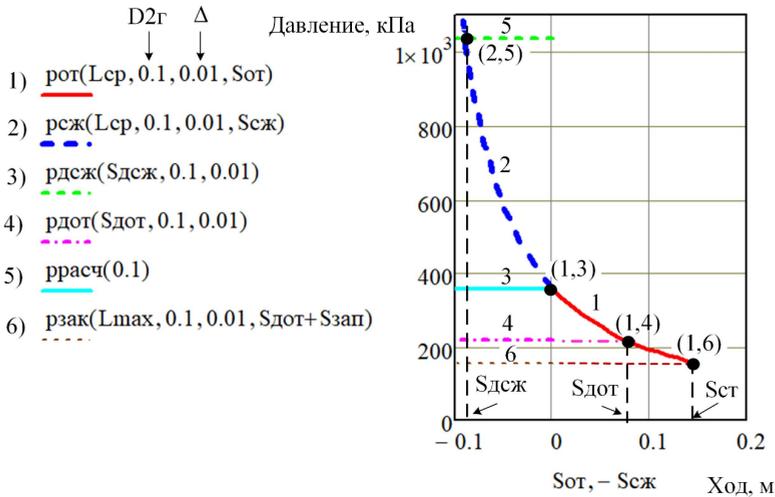


Рис. 8. Упругая характеристика амортизатора в координатах «усилие – ход»

Таким образом, предлагаемая конструкция гидропневматического амортизатора позволяет получить заданную упругую характеристику транспортного средства (легкового в рассматриваемом случае) без использования дополнительных упругих элементов, например пружин.

Полученное значение коэффициента динамичности амортизатора [28], равного отношению усилия $P_{д.сж}$ на ходе динамического сжатия к статическому усилию $P_{расч}$ при расчетной нагрузке:

$$K_d = \frac{P_{д.сж}}{P_{расч}} \quad (19)$$

равно 2,87, что соответствует рекомендованным значениям для подвески легковых автомобилей [28].

Согласно рекомендациям [27], жесткость амортизаторов выбирается в пределах 33–50 кН/м (см. рис. 4). Средняя величина жесткости предлагаемого амортизатора при выбранных параметрах находится в указанных пределах (рис. 9).

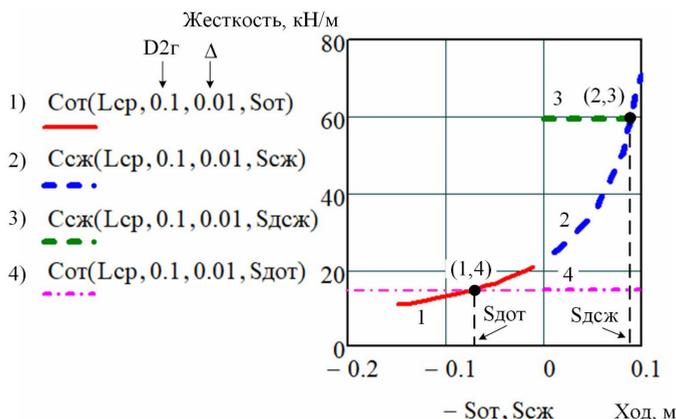


Рис. 9. Диаграмма жесткости амортизатора в функции величины хода сжатия и отбоя

Возможна корректировка жесткости за счет изменения степени использования конструктивно возможного хода поршня $L_{п,расч}$ (рис. 10).

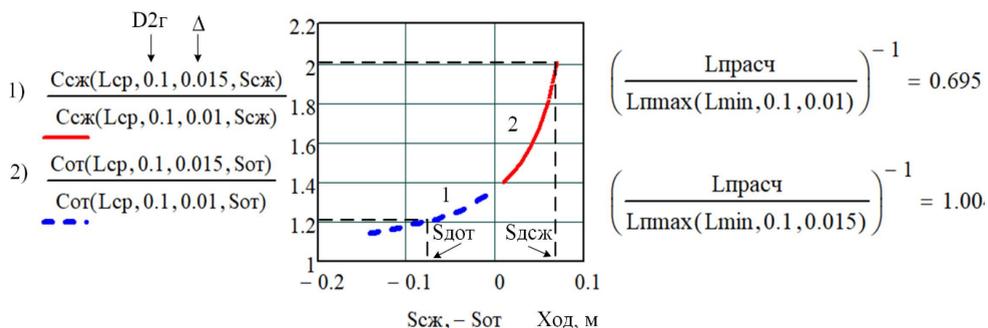


Рис. 10. Влияние степени использования конструктивно возможного хода поршня ($L_{п,расч}$) на жесткость амортизатора

Так, при изменении отношения максимального хода поршня $L_{п.мах}$ к $L_{п.расч}$ с 0,695 до 1,004 (на 44,5 %) жесткость на ходе сжатия $S_{д.сж}$ увеличивается в два раза, жесткость на ходе отбоя $S_{д.от}$ возрастает в 1,2 раза [22, 146, 131].

Величина диаметра поршня $D_{2г}$ не оказывает существенного влияния на жесткость амортизатора при сохранении степени использования конструктивно возможного хода поршня (рис. 11), однако значительно сказывается на уровне давления (рис. 12).

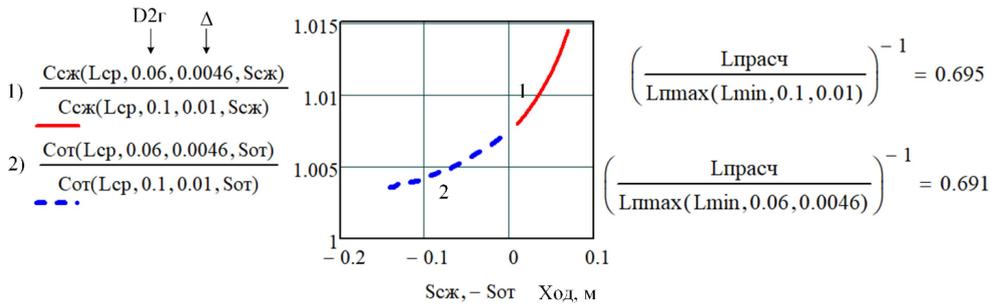


Рис. 11. Влияние диаметра поршня $D_{2г}$ (м) на жесткость амортизатора

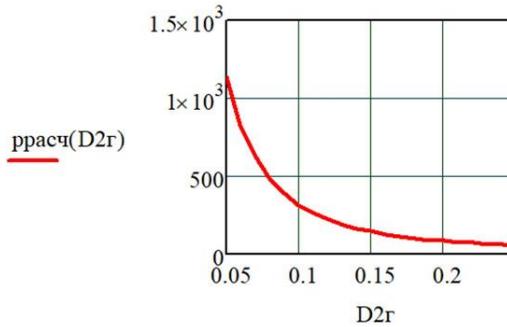


Рис. 12. Влияние диаметра поршня $D_{2г}$ (м) на величину давления $p_{расч}$ (кПа) при расчетной статической нагрузке

Программа расчета на ЭВМ упругой характеристики приведена в прил. 1.

Выводы

1. Использование нового гидропневматического амортизатора, содержащего в одном корпусе упругие и демпфирующие элементы, позволяет

существенно упростить конструкцию подвески, обеспечить регулировку параметров подвески в соответствии с типом транспортного средства и дорожными условиями.

2. Исследование математической модели работы гидропневматического амортизатора подтверждает возможность обеспечения заданной упругой характеристики транспортного средства без использования дополнительных упругих элементов, например пружин.

3. Применение нового гидропневматического амортизатора возможно на всех колесных транспортных средствах в любых дорожных условиях.

1.3. Исследование демпфирующей характеристики нового гидропневматического амортизатора

Плавность хода автомобиля определяется характеристиками его подвески, содержащей упругие и демпфирующие элементы. Современные тенденции в области развития подвесок транспортных средств направлены на расширение функциональных возможностей данных устройств, в частности на обеспечение возможности регулировки клиренса, подстройки под характер поверхности дороги. Одно из направлений развития подвесок – использование пневматических упругих элементов в сочетании с гидравлическими демпфирующими элементами – амортизаторами. В настоящем труде приведены результаты продолжения теоретического изучения предложенной авторами новой конструкции амортизатора [58]. В предыдущей работе [134] была изучена математическая модель упругой характеристики, данное исследование посвящено моделированию демпфирующей характеристики [135].

Плавность хода автомобиля обеспечивается оптимальным соотношением параметров упругих свойств подвески, характеризующих способность воспринимать динамическую нагрузку при движении, и демпфирующих свойств, определяющих процесс гашения колебаний после приложения нагрузки. Демпфирующие свойства определяются гидравлическим сопротивлением перекачке рабочей жидкости через систему перепускных каналов и клапанов, возникающим при перемещении подвижной части амортизатора. У однотрубных амортизаторов перепускные каналы и клапаны расположены в гидравлическом поршне, установленном на штоке. У двухтрубных – аналогичными устройствами снабжаются дополнительно втулки, смонтированные в нижней части рабочего цилиндра [22, 25, 33, 145, 131, 182].

В описываемой в данном исследовании конструкции амортизатора перепускные каналы и клапаны также выполнены во втулке рабочего цилиндра [134]. Назначение каналов (калиброванных дроссельных отверстий) – пропускание жидкости при малых скоростях движения подвижного элемента амортизатора (до 0,2 м/с), что соответствует так называемому дроссельному режиму работы. Данный режим отвечает за плавность движения автомобиля по малым неровностям. При больших скоростях подвижного элемента и, следовательно, при больших динамических нагрузках начинают открываться клапаны (клапанный режим работы), увеличивая тем самым пропускную способность втулки. Данный режим позволяет поглощать энергию от ударов, толчков при проезде по ямам, ухабам и т. д., разгрузочные клапаны ограничивают нагрузки, передаваемые через амортизатор на кузов, что необходимо при движении с резкими толчками и при движении зимой с непрогретой загустевшей жидкостью в амортизаторе.

Зависимость сопротивления движению подвижного элемента амортизатора от скорости его перемещения – это демпфирующая характеристика амортизатора. Задача настоящей работы – получение оптимальной характеристики, обеспечивающей наилучшую демпфирующую способность на различных режимах движения автомобиля.

В общем случае характеристика телескопического амортизатора может быть описана уравнением [5, 144, 142, 196]:

$$F = k \cdot v^n, \quad (20)$$

где F – сила сопротивления перемещению штока; k – коэффициент пропорциональности, называемый коэффициентом сопротивления амортизатора; v – скорость перемещения подвижного элемента; n – показатель степени, определяемый конструкцией и режимом работы дросселирующей и клапанной систем амортизатора.

В зависимости от степени n характеристика амортизатора может быть линейной ($n = 1,0$), прогрессивной ($n > 1,0$) и регрессивной ($n < 1,0$) [21, 25, 143].

Регрессивная характеристика напоминает повернутую на 90° параболу. В этом случае сила сопротивления пропорциональна корню квадратному от скорости. Как видно из графика (рис. 13, а), в начале движения подвижного звена амортизатора сопротивление растет быстро, а потом – существенно медленнее. В связи с этим амортизаторы с регрессивной характеристикой хорошо противостоят боковому крену при крутых поворотах

и продольным «кивкам» при резком торможении. При этом воздействие мелких дорожных неровностей гасится ими хуже.

Прогрессивная характеристика близка к классической параболе (рис. 13, б). Сопротивление здесь растет пропорционально квадрату скорости подвижного звена. При малой скорости поршня развиваются небольшие усилия сопротивления, а при ее увеличении они существенно возрастают.

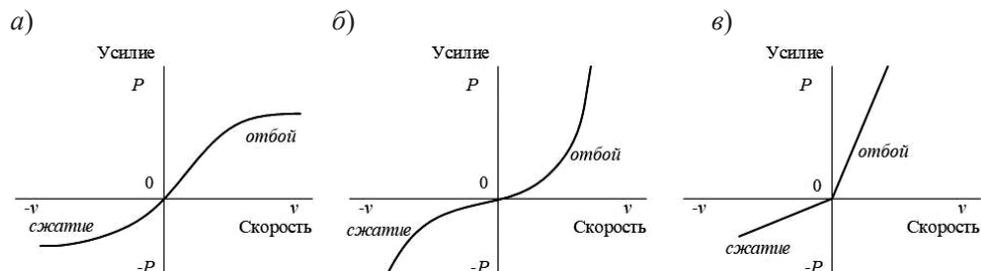


Рис. 13. Виды характеристик амортизатора¹:
а – регрессивная; б – прогрессивная; в – линейная

Амортизаторы с прогрессивной характеристикой хорошо «сглаживают» мелкие неровности на дороге, активно предотвращают отрыв колес на плохих дорогах, но с боковым и продольным креном справляются хуже регрессивных.

Амортизаторы с *линейной* характеристикой (рис. 13, в) представляют собой компромисс между ранее описанными вариантами.

При закрытых клапанах сжатия и отбоя (в *дрессельном* режиме работы) показатель степени n у современных амортизаторов составляет 0,8–2,0, т. е. при плавном сжатии и отбое их характеристики являются нелинейными (см. рис. 13, а, б). При открытых клапанах сжатия и отбоя (в *клапанном* режиме работы) $n \sim 1.0$, т. е. характеристика в этом случае близка к линейной (см. рис. 13, в). Открытие клапанов происходит при относительных скоростях поршня 0,2–0,5 м/с [25].

Реальные характеристики, естественно, отличаются от типовых – они нелинейны, линии нагрузки и разгрузки не совпадают, что обусловлено упругостью элементов крепления амортизатора, инерционными свойствами

¹ Добромиров В. Н. Амортизаторы. Конструкция. Расчет. Испытания / В. Н. Добромиров [и др.]; под общ. ред. В. Н. Добромирова. – М.: МГТУ «МАМИ», 2006. – 28 с.

его деталей, влиянием сил тяжести и трения подвижных элементов, возможностью эмульгирования рабочей жидкости.

Требования к характеристике амортизатора противоречивы. Закон изменения сопротивления при сжатии должен обеспечить, с одной стороны, ограничение толчков от дороги, передаваемых через колесо на раму. С другой стороны, он должен исключать отрыв колеса от дороги при переезде неровности на переднем ее склоне. Кроме того, сопротивление сжатия должно препятствовать значительному опусканию рамы после переезда неровности, предотвращая удар в ограничитель хода подвески и исключая, таким образом, ее пробой за препятствием [16, 25, 26].

Закон изменения сопротивления при отбое должен обеспечивать качение колеса без отрыва от дороги на заднем склоне обкатываемой неровности. Но, с другой стороны, усилия сопротивления отбою должны быть значительно больше усилий сопротивления сжатию (см. рис. 13, б, в), чтобы обеспечить поглощение энергии колебаний в основном на ходах отбоя, так как это лучше обеспечивает достижение требуемых показателей плавности хода машины.

Таким образом, оптимальная форма характеристики амортизатора будет представлять собой сочетание участков, соответствующих прогрессивным и регрессивным видам.

Реализация предъявляемых к характеристике амортизатора требований без применения автоматического регулирования возможна только на основе компромиссных решений. Сложившиеся в настоящее время взгляды на формирование характеристик амортизаторов современных наземных транспортных средств предусматривает несимметричность ходов сжатия и отбоя. При этом сопротивление амортизатора на ходе отбоя рекомендуется задавать в 3–5 больше, чем на ходе сжатия [25].

Несимметричность характеристик рекомендуется закладывать тем меньше, чем лучше преимущественные дорожные условия использования разрабатываемого автомобиля (т. е. чем ровнее дорога, чем легче подвеска, колеса и шины и чем меньше сухое трение в подвеске). Поэтому несимметричность характеристик задается меньшей у легковых автомобилей, а большей – у грузовых. Достигается требуемая несимметричность различными размерами и конфигурациями сечений дросселирующих отверстий, разной площадью каналов и жесткостью пружин клапанов сжатия и отбоя.

На основании рассмотренных рекомендаций выбираем следующие параметры характеристики:

- дроссельный режим при скоростях движения подвижного звена амортизатора до 0,2 м/с на ходе сжатия и до 0,3 м/с на ходе отбоя (характеристика будет иметь прогрессивный вид, обеспечивающий «сглаживание» мелких неровностей на дороге, активное предотвращение отрыва колес на больших неровностях);

- клапанный режим будет иметь место с момента начала открытия разгрузочных клапанов до момента их полного открытия, у характеристики будет регрессивный вид, позволяющий автомобилю противостоять боковому крену при крутых поворотах и продольным «кивкам» при резком торможении;

- для получения большего сопротивления амортизатора на ходе отбоя, чем на ходе сжатия, выбираем более высокий порог начала открытия клапанов (0,2 м/с и 0,3 м/с для ходов сжатия и отбоя соответственно) и момента их полного открытия (0,4 м/с и 0,5 м/с для ходов сжатия и отбоя соответственно), а также меньшую суммарную пропускную способность каналов клапанов.

Построение требуемой демпфирующей характеристики. Для этого были использованы следующие исходные данные для расчета амортизатора [25]:

M_n – подрессоренная масса автомобиля;

Ω_0 – частота собственных колебаний подрессоренной массы;

c – жесткость подвески колеса;

ψ_a – коэффициент апериодичности колебаний;

S_n – полный ход штока амортизатора;

L – монтажная длина амортизатора (расстояние между опорами амортизатора в статическом положении);

u_a – передаточное отношение амортизатора;

t – превышение коэффициента сопротивления амортизатора при отбое над коэффициентом сопротивления при сжатии.

Задаваемые параметры:

- v_{\max} – максимальная скорость перемещения подвижного цилиндра амортизатора, м/с;

- v_{k1c}, v_{k1o} – скорость перемещения подвижного цилиндра амортизатора, при которой начинают отрываться разгрузочные клапаны при ходах сжатия и отбоя, м/с;

- v_{k2c}, v_{21o} – скорость перемещения подвижного цилиндра амортизатора, при которой разгрузочные клапаны полностью открываются при ходах сжатия и отбоя, м/с;

- p_{\max} – допустимое давление жидкости в амортизаторе, Па;
- μ – коэффициент расхода дроссельных отверстий и клапанов;
- $n_{\text{др}}$ – количество дроссельных отверстий во втулке амортизатора;
- $n_{\text{кл.с}}, n_{\text{кл.о}}$ – количество разгрузочных клапанов во втулке амортизатора, работающих на сжатие и на отбой соответственно.

Алгоритм построения характеристики следующий:

1. По предлагаемой методике [22, 25] рассчитываем коэффициенты сопротивления амортизатора на ходах сжатия и отбоя и находим максимальные силы сопротивления амортизатора на ходах сжатия и отбоя.

2. Составляем математическую модель зависимости силы сопротивления амортизатора на ходах сжатия и отбоя и подбираем параметры гидравлической втулки, при которой получатся требуемая форма характеристики и рассчитанные в предыдущем пункте значения сил сопротивления амортизатора на ходах сжатия и отбоя.

В качестве варьируемых параметров втулки выбираем количество и диаметры дроссельных отверстий и отверстий перепускных клапанов, работающих при сжатии и отбое.

Следует отметить, что реальные конструкции каналов дросселей и клапанов имеют сложную конфигурацию, поэтому характеристики их гидравлических сопротивлений определяются экспериментально [5, 33, 131, 144, 196]. В данном разделе методики для моделирования требуемых значений сопротивлений амортизатора приняты круглые отверстия, гидравлические характеристики которых вычисляются по известным законам. Полученные в расчетах коэффициенты сопротивлений проектировщики амортизаторов смогут воспроизвести в реальных.

Расчет коэффициентов и сил сопротивления амортизатора на ходах сжатия и отбоя. Расчет производится по рекомендациям, изложенным в монографии [25].

Суммарный коэффициент сопротивления для переднего и заднего мостов:

$$k_{\text{сумм}} = 2\pi \cdot \psi_a \cdot \Omega_0 \cdot \frac{M_n \cdot 9,81}{2}. \quad (21)$$

Коэффициент сопротивления одного амортизатора:

$$k_a = u_a \cdot \frac{k_{\text{сумм}}}{2}. \quad (22)$$

Коэффициент сопротивления амортизатора на ходе сжатия:

$$k_{a.c} = k_a / 2. \quad (23)$$

Коэффициент сопротивления амортизатора на ходе отбоя:

$$k_{a.o} = m \cdot k_{a.c}. \quad (24)$$

Максимальные силы сопротивления амортизатора:

а) при сжатии:

$$P_{cmax} = k_{a.c} \cdot v_{max}; \quad (25)$$

б) при отбое:

$$P_{omax} = k_{a.o} \cdot v_{max}. \quad (26)$$

Рассчитанные значения максимальных сил сопротивления будут использованы при выборе параметров отверстий дросселей и клапанов.

Разработка математической модели зависимости сил сопротивления амортизатора от скорости на ходах сжатия и отбоя. Речь пойдет о двух режимах.

Дроссельный режим. Площади дроссельных отверстий втулки амортизатора вычисляются через расход протекающей через них жидкости, равный произведению приведенной площади поперечного сечения полости $A(F_A)$ на скорость движения подвижного цилиндра до момента открытия разгрузочных клапанов сжатия $v_{к1c}$ и отбоя $v_{к1o}$, имеющих различные значения. Причем перепад давления Δp жидкости на дроссельных отверстиях втулки амортизатора определяется через формулу (28) расхода жидкости через дроссель и площадь отверстий дросселей (29).

Расход жидкости через дроссель при дроссельном режиме:

$$Q_{дрс} = \mu \cdot F_{др} \cdot \left(2 \cdot \frac{\Delta p}{\rho_{ж}} \right)^{0,5}, \quad (27)$$

где $\rho_{ж}$ – плотность гидравлической жидкости.

Площадь отверстий дросселей при дроссельном режиме:

$$F_{др} = \frac{n_{др} \cdot \pi \cdot d_{др}^2}{4}. \quad (28)$$

Тогда перепады давления жидкости определяются по следующим зависимостям:

а) на ходе сжатия²:

$$\Delta p_{\text{дрс}}(L, D_{2г}, \Delta, d_{\text{др}}, v) = \frac{1}{\mu^2} \cdot \frac{Q_{\text{дрс}}(L, D_{2г}, \Delta, d_{\text{др}}, v)^2 \cdot \rho_{\text{ж}}}{2F_{\text{др}}(d_{\text{др}})^2}; \quad (29)$$

б) на ходе отбоя:

$$\Delta p_{\text{дро}}(L, D_{2г}, \Delta, d_{\text{др}}, v) = \frac{1}{\mu^2} \cdot \frac{Q_{\text{дро}}(L, D_{2г}, \Delta, d_{\text{др}}, v)^2 \cdot \rho_{\text{ж}}}{2F_{\text{др}}(d_{\text{др}})^2}. \quad (30)$$

Клапанный режим. Перепад давления Δp жидкости на дроссельных отверстиях и клапанах втулки амортизатора определяется через формулу (32) расхода жидкости через дроссель и площадь отверстий полностью открытых клапанов (33).

Расход жидкости через дроссель при клапанном режиме:

$$Q_{\text{кл}} = \mu \cdot (F_{\text{др}} + F_{\text{кл}}) \cdot \left(2 \cdot \frac{\Delta p}{P_{\text{ж}}} \right)^{0,5}. \quad (31)$$

Площадь отверстий дросселей при клапанном режиме:

$$F_{\text{кл}} = \frac{n_{\text{кл}} \cdot \pi \cdot d_{\text{кл}}^2}{4}. \quad (32)$$

Примем, что клапаны открываются постепенно при изменении скорости движения подвижных цилиндров от $v_{\text{к1с}}$ ($v_{\text{к1о}}$) до $v_{\text{к2с}}$ ($v_{\text{к1о}}$):

- $v_{\text{к1с}}$, $v_{\text{к2с}}$ – скорости открытия и закрытия клапанов при сжатии;
- $v_{\text{а1о}}$, $v_{\text{к2о}}$ – скорости открытия и закрытия клапанов при отбое (выбираются больше).

Степень открытия клапанов описывается коэффициентом изменения степени открытия клапана: $k_{\text{к.сж}}(v)$ для сжатия и $k_{\text{к.о}}(v)$ для отбоя. Из рис. 14 следует, что $v_{\text{к1с}} = 0,2$ м/с, $v_{\text{к2с}} = 0,4$ м/с, $v_{\text{к1о}} = 0,3$ м/с, $v_{\text{к2о}} = 0,6$ м/с. Меньший

² В скобках в данных формулах и приведенных ниже находятся переменные параметры, от которых зависит вычисляемая функция и которые могут варьироваться с целью получения наиболее подходящих результатов.

угол наклона линии графика $k_{к.о}(v)$ свидетельствует о большей жесткости пружины клапана отбоя.

Тогда площадь пропускных отверстий клапанов на ходах сжатия и отбоя:

$$F_{кс}(d_{кл}, v) = n_{кис} \frac{\pi \cdot d_{кл}^2}{4} k_{кс}(v); \quad (33)$$

$$F_{кс}(d_{кл}, v) = n_{кло} \frac{\pi \cdot d_{кл}^2}{4} k_{ко}(v). \quad (34)$$

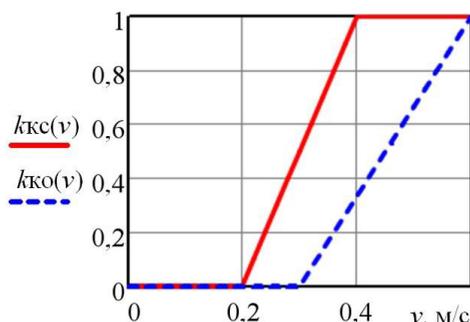


Рис. 14. Результат вычисления в Mathcad коэффициента изменения степени открытия клапана³

Перепад давления на дросселях и клапанах:

- на ходе сжатия:

$$\Delta p_{дрс} 2(L, D_{2г}, \Delta, d_{др}, d_{кл}, v) = \frac{1}{\mu^2} \cdot \frac{Q_{дрс}(L, D_{2г}, \Delta, d_{др}, v)^2 \cdot \rho_{ж}}{2(F_{др}(d_{др}) + F_{кс}(d_{кл}, v))^2}; \quad (35)$$

- ходе отбоя:

$$\Delta p_{дро} 2(L, D_{2г}, \Delta, d_{др}, d_{кл}, v) = \frac{1}{\mu^2} \cdot \frac{Q_{дро}(L, D_{2г}, \Delta, d_{др}, v)^2 \cdot \rho_{ж}}{2(F_{др}(d_{др}) + F_{ко}(d_{кл}, v))^2}. \quad (36)$$

³ Расчет и графическое отображение результатов, приведенных на рис. 23–25, выполнены в программной среде Mathcad [26].

Теперь можно найти гидравлическое сопротивление клапанной втулки:

- на ходе сжатия:

$$\Delta p_{с\ гидр} (L, D_{2г}, \Delta, d_{др}, d_{кл}, v) = \begin{cases} \Delta p_{дрс} (L, D_{2г}, \Delta, d_{др}, d_{кл}, v) \cdot FA_c (L, D_{2г}, \Delta) \\ \text{if } v < v_{к1с} \\ \Delta p_{дрс2} (L, D_{2г}, \Delta, d_{др}, d_{кл}, v) \cdot FA_c (L, D_{2г}, \Delta) \\ \text{if } v < v_{к1с} \end{cases}; \quad (37)$$

- ходе отбоя:

$$\Delta p_{о\ гидр} (L, D_{2г}, \Delta, d_{др}, d_{кл}, v) = \begin{cases} \Delta p_{дро} (L, D_{2г}, \Delta, d_{др}, d_{кл}, v) \cdot FA_o (L, D_{2г}, \Delta) \\ \text{if } v < v_{к1о} \\ \Delta p_{дро2} (L, D_{2г}, \Delta, d_{др}, d_{кл}, v) \cdot FA_o (L, D_{2г}, \Delta) \\ \text{if } v < v_{к1о} \end{cases}. \quad (38)$$

На рис. 15 представлены результаты расчета по формулам (38) и (39). Участки характеристики *ab* и *ef* соответствуют дроссельному режиму, а *bc* и *fg* – клапанному. Большая величина сопротивления на линии отбоя объясняется более поздним началом (точка *f*) и окончанием (точка *g*) открытия разгрузочного клапана, а также повышенной жесткостью пружины клапана. На графике точки *a* и *e* совпадают. Площади отверстий дросселей и клапанов, а также жесткость пружин клапанов подбирались для получения сопротивлений, соответствующих рассчитанным по формулам (26) и (27).

Окончательное выражение для расчета сил сопротивления амортизатора с учетом силы P_r давления сжатого газа в газовой полости, трения $P_{тр}$ и тяжести $P_{тц}$ подвижных элементов⁴:

⁴ Силы инерции в приведенных формулах не учитываются. Их рассмотрение планируется в следующей статье, посвященной исследованию динамических характеристик амортизатора.

- на ходе сжатия:

$$P_c(L, D_{2\Gamma}, \Delta, S, d_{др}, d_{кл}, v) = P_{с гидр}(L, D_{2\Gamma}, \Delta, d_{др}, d_{кл}, v) + P_{\Gamma}(L, D_{2\Gamma}, \Delta, S) \cdot 10^3 + P_{тр}; \quad (39)$$

- ходе отбоя:

$$P_o(L, D_{2\Gamma}, \Delta, S, d_{кл}, v) = P_{о гидр}(L, D_{2\Gamma}, \Delta, d_{др}, d_{кл}, v) - P_{\Gamma}(L, D_{2\Gamma}, \Delta, S) \cdot 10^3 + P_{тр} - P_{тц}. \quad (40)$$

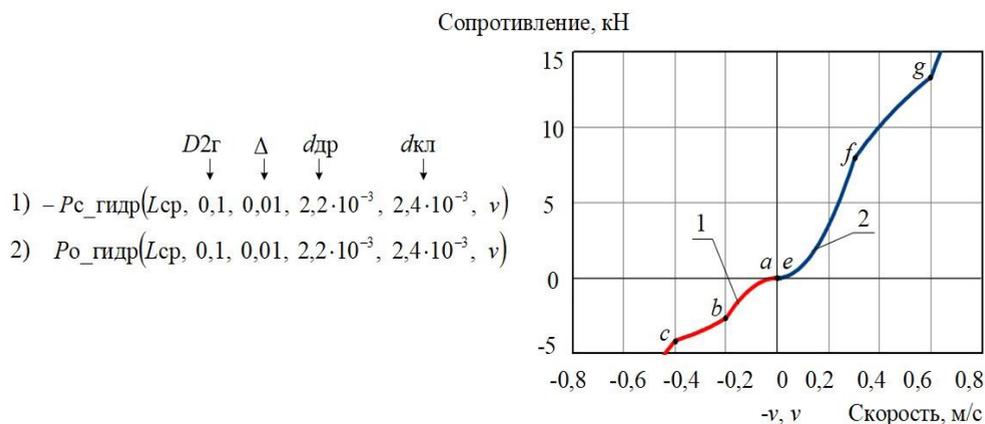


Рис. 15. Гидравлическое сопротивление клапанной втулки:
1 – acb – линия сжатия; 2 – efg – линия отбоя [135]

На рис. 16 и 17 представлены результаты моделирования в Mathcad сил сопротивления амортизатора для усилия P_{Γ} , соответствующего статической деформации $S_{ст}$.

Начало графика (точки a и e) смещено от нулевой линии сопротивлений на величину нагрузки снаряженного состояния автомобиля [25], вызывающего деформацию $S_{ст}$ амортизатора (см. рис. 16). Расстояние между точками a и e обусловлено влиянием сил тяжести $P_{тц}$ и трения $P_{тр}$ подвижных элементов (см. рис. 17).

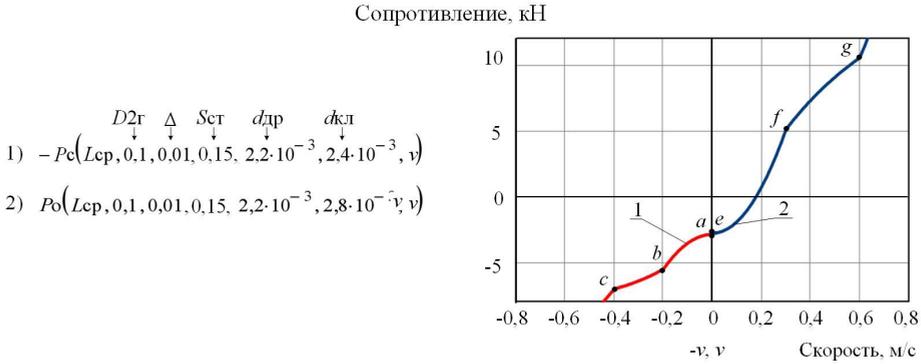


Рис. 16. Характеристика амортизатора: 1 – сжатие; 2 – отбой

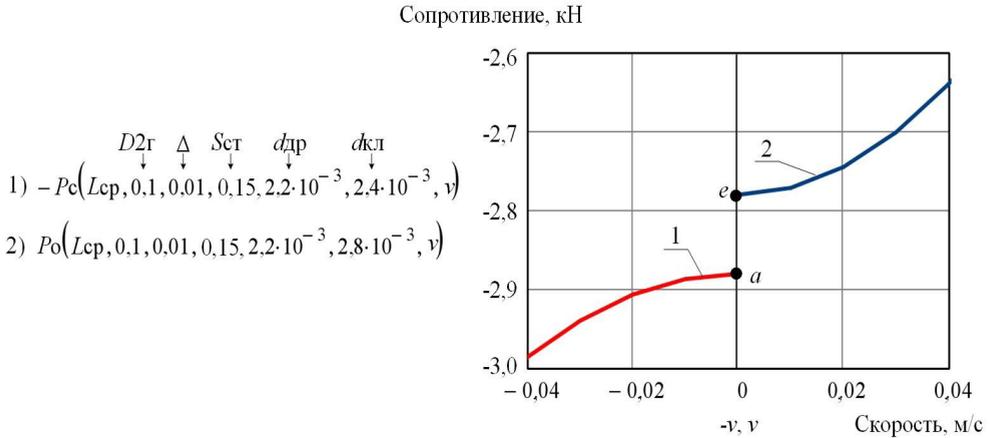


Рис. 17. Укрупненный фрагмент центральной части характеристики амортизатора: 1 – сжатие; 2 – отбой

На рис. 18 показаны результаты приведения участков характеристики ab и ef (см. рис. 15) к форме, соответствующей формуле (21) и позволяющей судить об усредненных значениях коэффициентов сопротивления на данных участках и показателях зависимости сопротивлений от скорости v перемещения подвижных элементов амортизатора. Величина показателя R^2 характеризует степень соответствия линий тренда (показаны пунктиром) форме кривых на участках ab и ef , приведенных на рис. 15. Расчет выполнен в программной среде Excel [12].

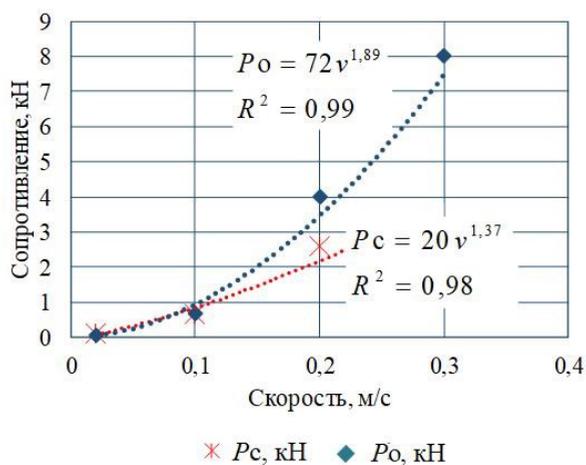


Рис. 18. Результаты анализа графиков характеристики амортизатора: P_c и P_o – сопротивления на ходах сжатия и отбоя соответственно

Программа расчета на ЭВМ демпфирующей характеристики приведения представлена в прил. 2.

Выводы

1. В данном исследовании проведен анализ требований к демпфирующим характеристикам амортизаторов, обеспечивающим оптимальный режим их работы на дорогах с различными параметрами неровности поверхности.

2. Предложена оптимальная форма характеристики и выбраны определяющие ее параметры.

3. Составлена математическая модель демпфирующей характеристики, учитывающая различные режимы работы в зависимости от скорости перемещения подвижных элементов амортизатора.

4. Математическая модель воспроизведена в программной среде Mathcad, выполнено исследование влияния параметров дросселей и клапанов гидравлической втулки на параметры демпфирующей характеристики.

5. Полученные результаты могут быть использованы в инженерных расчетах амортизаторов.

1.4. Моделирование колебательного процесса двухтрубного гидропневматического амортизатора

Моделирование выполнено на основании найденных выше упругих и демпфирующих характеристик.

Задачей моделирования работы амортизатора является оценка его демпфирующей способности при совместной работе упругой и гидравлической частей.

Моделирование движения по дороге с небольшими неровностями. Колебательное движение подрессоренной массы описывается следующим уравнением [150, 161, 162, 175]:

$$\frac{d^2}{dt^2} y(t) + k \frac{d}{dt} y(t) + c \cdot y(t) - \frac{k \cdot h}{2m} \cdot \sin(\omega t) - \frac{c \cdot h}{2m} \cdot \cos(\omega t) = 0. \quad (41)$$

Начальные условия: $y(0) = 0$; $y'(0) = 0$, где y – амплитуда колебаний; k – среднее значение коэффициента сопротивления амортизатора; c – средняя жесткость газовой пружины; m – подрессоренная масса; h – величина неровностей.

Единичный наезд на препятствие. Рассматривается случай, когда при наезде на препятствие возникает деформация амортизатора на величину $S_{\text{д.сж}}$, вызывающая силу $P_{\text{д.сж}}$.

Дифференциальное уравнение, описывающее перемещение $y(t)$ подрессоренной массы, а также ее скорость $y'(t)$ и ускорение $y''(t)$ под воздействием силы $P_{\text{д.сж}}$ на амортизатор [150, 161, 162, 175], выглядит так:

$$\frac{d^2}{dt^2} y(t) + k \cdot \frac{d}{dt} y(t) + c \cdot y(t) - (P_{\text{д.сж}}) = 0. \quad (42)$$

Результаты моделирования в Mathcad параметров колебательного процесса подрессоренной массы при движении по дороге с неровностями величиной 0,05 м представлены на рис. 19.

Решение дифференциального уравнения имеет вид

$$y(t) = -A0 \cdot \exp\left(-\frac{k}{2m} t\right) \cdot \cos(\omega t + \varphi), \quad (43)$$

где $A0 = S_{\text{д.сж}}$ – начальная амплитуда колебаний после воздействия $P_{\text{д.сж}}$; $(\omega + \varphi)$ – начальная фаза колебаний ($\varphi = 0$ – фазовый сдвиг начальной фазы); ω – частота затухающих колебаний, рад/с.

1. Двухтрубный пневмогидравлический амортизатор

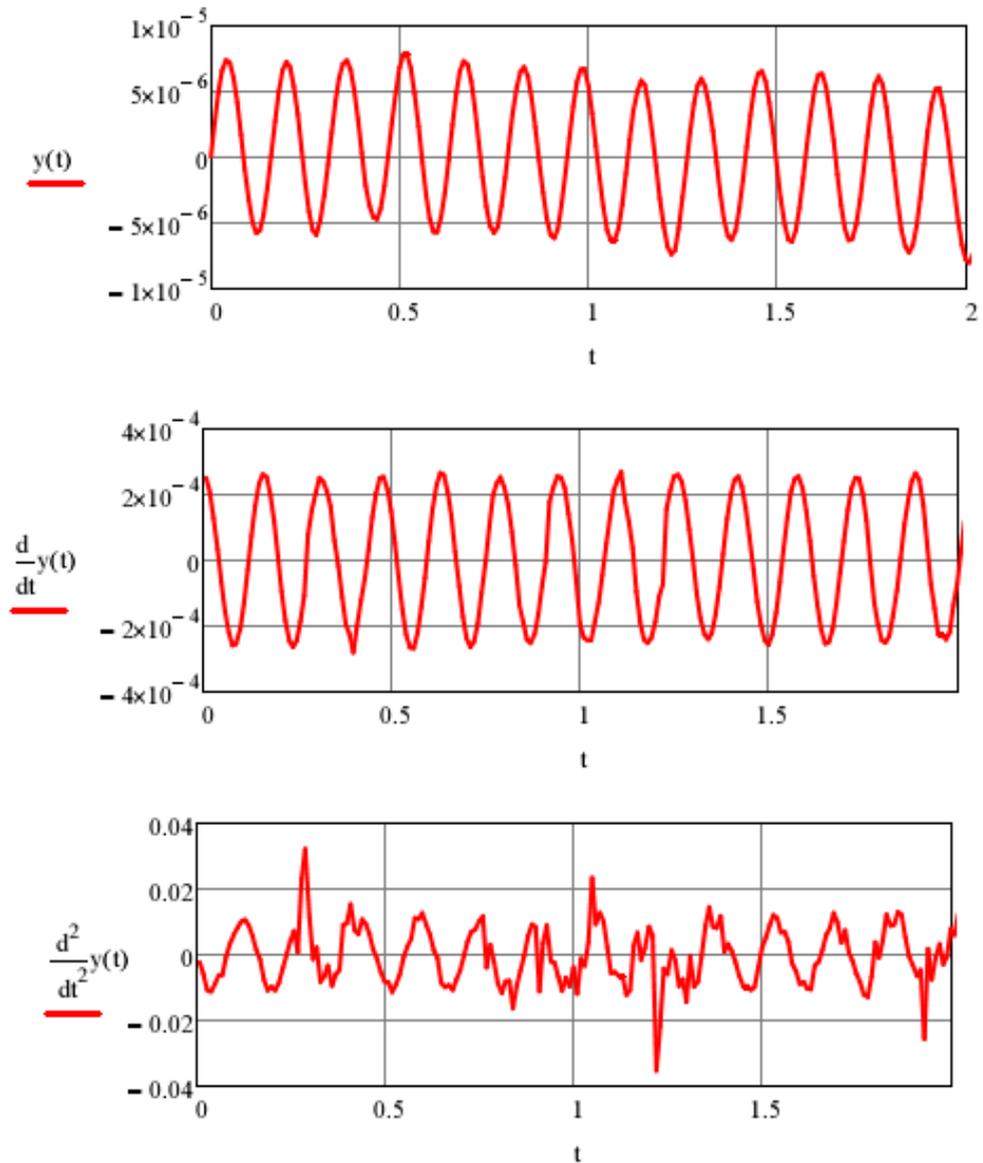


Рис. 19. Результаты моделирования в Mathcad параметров колебательного процесса подрессоренной массы при движении по дороге с неровностями величиной 0,05 м: $y(t)$ – перемещение, м; $(d/dt)y(t)$ – скорость колебаний, м/с; $(d^2/dt^2)y(t)$ – ускорение, м/с²

На рис. 20 приведены результаты моделирования в Mathcad совместной работы упругой и демпфирующей частей амортизатора, показывающие, что происходит полное гашение колебательного процесса на втором периоде без превышения допустимых норм ускорения кузова⁵.

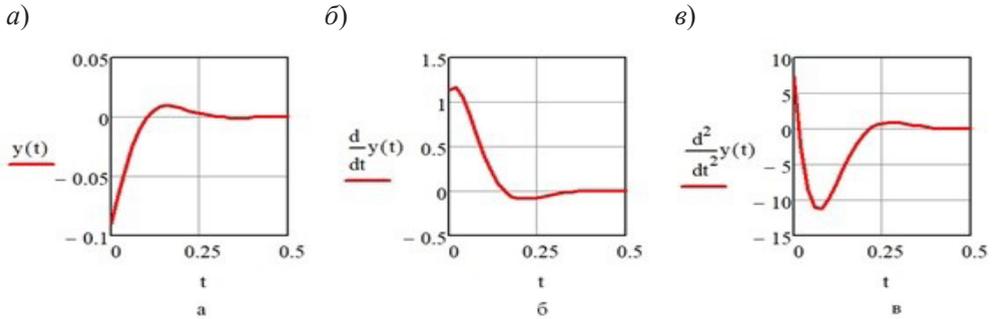


Рис. 20. Результаты моделирования в Mathcad изменения характеристик колебательного процесса поддресоренной массы автомобиля по времени t (с) после единичного воздействия на амортизатор силой $P_{д.сж}$, вызвавшей деформацию $S_{д.сж}$ (начальная точка графика на схеме a):
 a – перемещение y , м; b – скорость, м/с; v – ускорение, м/с²

Выводы

1. Использование нового гидропневматического амортизатора, содержащего в одном корпусе упругие и демпфирующие элементы, позволяет существенно упростить конструкцию подвески, обеспечить регулировку параметров подвески в соответствии с типом транспортного средства и дорожными условиями.

2. Моделирование работы гидропневматического амортизатора подтверждает возможность обеспечения заданной упругой и демпфирующей характеристики транспортного средства без использования дополнительных упругих элементов, например пружин.

⁵ Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2020617545 РФ. Расчет колебаний подвески автомобиля / С. В. Репин, Р. Р. Букиров, П. В. Васильева; Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет». – № 2020616556; дата поступления 23.06.2020; дата государственной регистрации в реестре программ для ЭВМ 08.07.2020. – 1 с. (прил. 3).

2. ОДНОТРУБНЫЙ ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКИЙ АМОРТИЗАТОР

2.1. Описание конструкции

Полезная модель относится к области транспортного машиностроения, а точнее, к устройствам для обеспечения плавности хода транспортных средств (ТС) [61].

Плавность хода обеспечивается подвеской – системой устройств упругого соединения осей колес машин с рамой для поглощения и смягчения ударов и толчков, получаемых колесами и передаваемых кузову при движении по неровной дороге, а также для обеспечения плавности хода и устойчивости транспортных средств [207].

Подвески содержат упругие и демпфирующие элементы. Упругие элементы гасят ударную нагрузку от толчков со стороны неровностей дороги, демпфирующие элементы (амортизаторы) способствуют затуханию колебательного движения после толчков. Совместная работа этих групп элементов обеспечивает плавность хода. Характеристики элементов нормированы [20].

Упругими элементами подвески служат: а) рессоры (рессорная подвеска с креплением в резиновых подушках); б) цилиндрические пружины (пружинная подвеска); в) торсионы (торсионная подвеска, в которой вместо рессоры используются стальные стержни (торсионы), работающие на кручение). Применяют также пневматические подвески, в которых используют сжатый воздух, и другие системы.

В качестве амортизаторов применяются однотрубные и двухтрубные гидравлические устройства, демпфирование колебаний в которых происходит за счет гидравлического сопротивления подвижного элемента амортизатора.

Конструктивно упругие элементы и амортизаторы выполнены, как правило, отдельными узлами и устанавливаются в подвеску параллельно.

В последние два десятилетия начали внедряться нерегулируемые и регулируемые пневматические подвески, упругим элементом в которых является пневмобаллон. Иногда пневмобаллон устанавливается в качестве дополнительного упругого элемента параллельно основному пружинному (рессорному, торсионному). Регулировка заключается в изменении клиренса путем поддува воздуха в пневмобаллон и (или) упругости элемента за счет подбора давления воздуха с целью получения оптимальной

плавности хода для определенных условий (тип ТС, величина нагрузки на оси, характер поверхности дороги, скорость и т. д.).

Основной недостаток большинства современных подвесок – сложность конструкции, так как все составляющие элементы выполнены в виде отдельных узлов, для которых требуются свои устройства крепления, место для размещения и связующая рычажная система. Кроме того, подвеска – наиболее часто ремонтируемая конструктивная составляющая ТС. Отсюда – низкая надежность, большие издержки эксплуатации.

В предлагаемой конструкции предпринята попытка объединить в одном конструктивном элементе подвески все три ее функции – упругую, демпфирующую и регулирующую.

Наибольшее распространение получили гидравлические амортизаторы, в качестве рабочего элемента в них используется жидкость. Конструктивно любой гидравлический амортизатор состоит из заполненного рабочей жидкостью (маслом) цилиндра и помещенного внутрь него поршня. Внутри поршня имеются узкие отверстия, предназначенные для пропускания масла. Поршень перемещается под воздействием штока, закрепленного на кузове автомобиля, а цилиндр амортизатора крепится на подвижной части подвески автомобиля (рычаге или опоре подшипника колеса) [204]. Принцип работы гидравлических амортизаторов заключается в демпфировании возникающих колебаний путем прогона масла через клапаны поршня. Механическая энергия колебаний упругих элементов подвески при этом переходит в нагрев рабочей жидкости амортизатора.

Наиболее эффективными современными конструкциями автомобильных демпфирующих устройств признаны однотрубные и двухтрубные гидравлические газонаполненные амортизаторы. Однотрубный гидравлический газонаполненный амортизатор (ОГГА) содержит цилиндр с размещенными внутри него гидравлическим и разделительным поршнями. Гидравлический поршень снабжен штоком, а разделительный разделяет цилиндр на полости, одна из которой заполнена жидкостью, а другая – газом (азот, закачанный под давлением 15–20 кгс/см²). Демпфирование ударной сжимающей нагрузки основано на гидравлическом сопротивлении движения поршня в жидкости, а также на сжатии газа [25].

Известен двухтрубный гидравлический газонаполненный амортизатор (ДГГА), содержащий внешний и внутренний соосные цилиндры с крышкой, образующие рабочий и компенсационный цилиндры, поршень, установленный с возможностью его перемещения, клапанный гидравлический

блок и манжетные уплотнения. Причем поршень установлен в рабочем цилиндре на штоке и включает в себя клапанный гидравлический блок, в подпоршневой части рабочего цилиндра в его стенке выполнены отверстия для связи с компенсационным цилиндром, заполненным сжатым газом, в стенке компенсационного цилиндра со стороны его днища выполнено выпускное отверстие, предназначенное для выпуска излишка газа из амортизатора при регулировании его характеристик, а для закрытия данного отверстия выполнен резьбовой затвор в виде винта [94].

ОГГА охарактеризован такими *недостатками*, как большая стоимость по сравнению с двухтрубными, так как требуется более высокая точность изготовления элементов, и большая длина по сравнению с двухтрубными, а при толстом штоке и больших смещениях поршня в наполненной газом камере сильно повышается давление, что придает избыточную жесткость подвеске и негативно отражается на комфорте водителя и пассажиров.

Недостатком описанного *ДГГА* является меньшая рабочая площадь (сечение основного цилиндра), чем у *ОГГА*, что существенно снижает эффективность работы амортизатора (демпфирующую способность) при небольших смещениях штока. Кроме того, расположение выпускного отверстия газа из компенсационного цилиндра в нижней его части нецелесообразно, так как нижняя часть компенсационного цилиндра обычно занята гидравлической жидкостью.

И главное, функцию упругого элемента данные амортизаторы выполнять не способны.

Известен двухтрубный гидропневматический амортизатор, способный выполнять все три функции подвески – упругую, демпфирующую и регулируемую и содержащий две пары внешних и внутренних соосных цилиндров с крышками, способных взаимно перемещаться в осевом направлении под действием внешней нагрузки. Во внутреннем нижнем цилиндре установлен с возможностью перемещения поршень, разделяющий пневматическую и гидравлическую зоны амортизатора. Роль упругого элемента выполняет сжимаемый в процессе работы амортизатора газ, а демпфирующую функцию выполняет клапанный гидравлический блок, установленный неподвижно в нижней части нижнего внутреннего цилиндра и создающий сопротивление перетеканию гидравлической жидкости между внешним и внутренними цилиндрами. Амортизатор снабжен ниппелями для заправки амортизатора жидкостью и газом, установленными в крышке верхней пары цилиндров. Регулировка амортизатора возможна

при помощи подключения к внешнему источнику сжатого газа через ниппель [58].

Недостатком данного технического решения является сложность конструкции, вызванная необходимостью уплотнения большого количества сопрягаемых поверхностей.

Однако основная идея описанной конструкции, а именно использование дополнительной газовой полости, может быть применена и для ОГГА, в котором по крайней мере в два раза меньше подвижно сопрягаемых под давлением поверхностей.

Наиболее близким техническим решением является однотрубный гидравлический газонаполненный амортизатор, содержащий рабочий цилиндр с размещенными внутри него гидравлической и газовой полостями, разделенными плавающим разделительным поршнем. В гидравлической полости помещен гидравлический поршень, снабженный штоком, выходящим наружу цилиндра, и клапанной системой, обеспечивающей демпфирование ударной сжимающей нагрузки. Газовая полость значительно меньше по объему, чем гидравлическая, и предназначена для компенсации объема штока, перемещающегося в процессе работы амортизатора. От величины давления закачки газа в полость зависит жесткость амортизатора. В месте контакта штока с цилиндром установлена направляющая втулка с уплотняющими элементами [131].

Недостатком прототипа является невозможность выполнения функции упругого элемента.

Задачей полезной модели является повышение функциональных возможностей амортизатора, а именно придание ему функции упругого элемента подвески и обеспечение возможности регулировки параметров подвески.

Суть технического решения заключается в том, что однотрубный пневмогидравлический амортизатор, содержащий рабочий цилиндр с направляющей хромированной и шлифованной наружной поверхностью, перемещается при работе подвески внутри резервуара, заполненного газообразным азотом под определенным давлением. Однотрубный амортизатор обеспечивает демпфирующую характеристику, а газ в резервуаре – упругую.

В амортизаторе имеется гидравлическая и газовая полости, разделенные плавающим (разделительным) поршнем. Внутри гидравлической полости перемещается гидравлический поршень с клапанными дисками, установленный на штоке. Выходящий наружу из амортизатора шток крепится ко дну (крышке) резервуара. Со второй стороны резервуара расположен

уплотнительно-направляющий узел с металлофторопластовым подшипником скольжения и уплотняющей манжетой.

Гидропневматический амортизатор (рис. 21) содержит цилиндр 1 и резервуар 2, связанные посредством уплотнительно-направляющей втулки 7, закрепленной через резьбовое соединение на нижней части цилиндра 2, гидравлический 3 и разделительный 4 поршни, направляющую втулку 6, установленную через резьбовое соединение на внутренней поверхности цилиндра 1 в верхней его части, верхнюю 10 и нижнюю 11 крышки с закрепленными на них проушинами 12 и 13, шток 5, жестко закрепленный на крышке 10 с внутренней стороны, проходящий через втулку 6 и жестко связанный с поршнем 3 со стопорным кольцом 8.

Проушина 13 соединена с рычажной системой подвески колеса, а проушина 12 – с кузовом автомобиля.

Внутренняя полость верхнего цилиндра 2 заполнена азотом под заданным давлением и снабжена ниппелем 9 для заправки газом и регулировки давления азота в полости В.

Нижний цилиндр 1 содержит три полости: две жидкостные – Б и Г, содержащие амортизационную жидкость и разделенные поршнем 3, и газовую А, заполненную азотом под заданным давлением и отделенную от полости Б поршнем 4. Полость А также снабжена ниппелем для закачки в нее азота (ниппель на схеме не показан).

Величина давления азота в полостях А и В обеспечивает требуемую упругую характеристику амортизатора.

Поршень 3 снабжен дросселирующими каналами и клапанами (на рис. 21 не показаны), служащими для перетекания амортизаторной жидкости между полостями Б и Г и обеспечивающими за счет своего сопротивления требуемую гидравлическую характеристику амортизатора.

Втулка 6 со стороны поршня 3 снабжена резиновой амортизирующей прокладкой, которая в случае пробоя амортизатора на ходе отбоя входит в контакт со стопорным кольцом 8, смягчая ударную нагрузку на амортизатор и машину.

Заявляемое устройство работает следующим образом. Перед установкой на автомобиль собирается однотрубный газонаполненный амортизатор с соответствующими транспортному средству характеристиками. Затем собранный амортизатор монтируется совместно с газовым резервуаром и полость В заполняется азотом через ниппель 9 под определенным давлением закачки. При этом амортизатор принимает вид, соответствующий рис. 21, а.

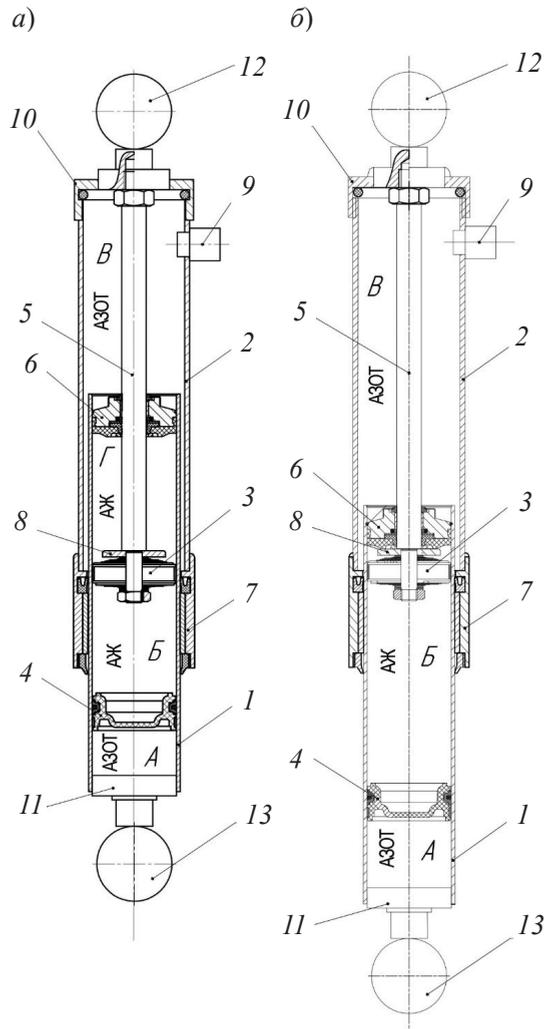


Рис. 21. Однотрубный пневмогидравлический амортизатор: *а* – общий вид амортизатора при полностью выдвинутом верхнем цилиндре; *б* – амортизатор в положении статической деформации под действием нагрузки снаряженного состояния (для случая легкового автомобиля) или груженого состояния (для случая грузового автомобиля); *A, B* – газовые полости амортизатора (А3ОТ); *Б, Г* – полость с амортизационной жидкостью (АЖ); *1* – нижний цилиндр; *2* – верхний цилиндр; *3* – рабочий поршень; *4* – разделительный поршень; *5* – шток; *6* – разделительная втулка; *7* – уплотнительная втулка; *8* – стопорное кольцо; *9* – ниппель; *10* – верхняя крышка; *11* – нижняя крышка; *12, 13* – проушины для установки

Давление закачки рассчитывается по величине статической деформации амортизатора при снаряженном автомобиле, при которой поршень 3 будет находиться примерно на равном расстоянии от втулки 6 и поршня 4 (рис. 21, б). Выполнение данного условия обеспечит требуемую упругую характеристику амортизатора [134].

Далее амортизатор устанавливается в подвеску автомобиля и принимает положение, соответствующее рис. 21, б.

При движении автомобиля ударная нагрузка от неровностей дороги гасится в основном за счет упругости сжимаемого азота в полости *B* при перемещении цилиндра 1 вверх по отношению к цилиндру 2 и частично за счет сжатия азота в полости *A*. Уменьшение объема полости *A* происходит на ходе сжатия за счет вытеснения жидкости двигающимся вниз штоком 5 по отношению к цилиндру 1, так как движение поршня 4 компенсирует вытеснение жидкости штоком.

Гашение амплитуды колебательного движения после ударной нагрузки, т. е. демпфирование колебаний, происходит за счет гидравлического сопротивления поршня 3, обусловленного перетеканием жидкости через каналы и клапаны поршня 3.

Возможно подключение полости *B* через ниппель 9 к системе управления пневматической подвеской с целью регулировки клиренса и получения оптимальной плавности хода автомобиля в зависимости от полезной нагрузки и параметров неровностей дороги.

Таким образом, использование предложенного изобретения позволяет упростить конструкцию подвески путем исключения пружинного упругого элемента, обеспечить регулировку параметров подвески в соответствии с типом транспортного средства и дорожными условиями, сократить габариты и снизить металлоемкость, повысить надежность.

Если говорить о формуле новой конструкции, то однотрубный пневмогидравлический амортизатор содержит рабочий цилиндр с размещенными внутри него гидравлической и газовой полостями, разделенными плавающим газовым поршнем, газовый ниппель, гидравлический поршень, снабженный выходящим наружу цилиндра штоком и клапанной системой, уплотнительную втулку штока, проушины для крепления к автомобилю, отличающийся тем, что дополнительно амортизатор снабжен цилиндром, заполненным газом под определенным давлением, установленным сверху рабочего цилиндра соосно с ним и соединенным с рабочим цилиндром посредством уплотнительно-направляющей втулки,

закрепленной через резьбовое соединение на нижней части верхнего цилиндра.

Также отличием является то, что свободный от поршня конец штока жестко закреплен на крышке верхнего торца верхнего цилиндра, на которой закреплена проушина для крепления к кузову автомобиля, а на боковой поверхности верхнего цилиндра в верхней его части установлен дополнительный газовый ниппель.

2.2. Моделирование работы амортизатора

Применяемые в настоящее время типовые конструкции подвесок транспортных средств не всегда обеспечивают оптимальные характеристики плавности хода при различных режимах нагрузки и дорожных условиях. Основным недостатком большинства современных подвесок – сложность конструкции, так как все составляющие элементы выполнены в виде отдельных узлов, для которых требуются свои устройства крепления, место для размещения и связующая рычажная система [151, 160, 167].

Целью исследований является разработка новой конструкции основного элемента подвески – однотрубного гидропневматического амортизатора, обеспечивающего высокую адаптивную способность при невысокой стоимости. Поставленная цель достигается использованием в одном элементе подвески – амортизаторе упругой и демпфирующей конструктивных составляющих.

Плавность хода автомобиля определяется характеристиками его подвески, содержащей упругие и демпфирующие элементы. Современные тенденции в области развития подвесок транспортных средств направлены на совершенствование конструкций и расширение функциональных возможностей подвесок. Статья посвящена разработке практических и теоретических положений однотрубного пневмогидравлического амортизатора.

Находясь в автомобиле в разных дорожных ситуациях, водитель должен полностью доверять подвеске. Амортизаторы выполняют самую трудную работу – они поддерживают жизненно важный контакт колес с дорожным покрытием, необходимый для хорошей устойчивости автомобиля в движении, высокого комфорта и повышенной безопасности. Главные условия безопасности – безотрывное от дороги движение колеса и «непробой» подвески [157, 170].

На неровной дороге при недостаточной жесткости амортизатора колесо подпрыгивает вверх и теряет контакт с дорожным покрытием. Автомобиль

демонстрирует плавающие нестабильные динамические свойства. Водитель должен постоянно подруливать автомобиль на неровной дороге. Это ускоряет утомление и замедление реакции.

Согласно исследованиям [22], условие безотрывного движения колеса по неровной дороге определяется не превышением суммарной статической деформации подвески и колеса над суммарной амплитудой их колебаний.

Амортизатор с небольшим демпфирующим усилием при наезде на яму или небольшое препятствие (бордюр) может даже повредить отбойник.

Недостаточное демпфирующее усилие также [170]:

- снижает пробег шин до 20 %, так как шины подпрыгивают, теряя временами контакт с дорогой, и неравномерно изнашиваются;
- тормозной путь увеличивается при скорости в 80 км/ч на 2–3 м.

С системой ABS тормозной путь увеличивается еще более значительно: при скорости в 80 км/ч более чем на 5 м. Это связано с тем, что ABS рассчитана на оптимальный контакт колеса с дорогой. Для того чтобы колесо не блокировалось и автомобиль был управляемым, система ABS использует прерывистое торможение. При этом сила торможения всегда снижается тогда, когда колесо может быть заблокировано. Таким образом, в любое время должно достигаться оптимальное тормозное усилие [157, 170].

Для принятых дорожно-скоростных режимов может оказаться, что оптимизация жесткостных характеристик и увеличение демпфирования могут оказаться недостаточными для уменьшения частоты пробоя подвески. Условие «непробоя» подвески в первом приближении можно записать в виде

$$c\Delta^2 > mgh, \quad (44)$$

где h – высота отрыва автомобиля от дороги; m – поддрессоренная масса; Δ – динамический ход подвески.

Величина h в основном определяется скоростью v движения автомобиля и параметрами микропрофиля $q(x)$. Из этого условия вытекает, что уменьшение частоты пробоя подвески можно обеспечить либо за счет увеличения жесткости c подвески, либо за счет увеличения динамического хода Δ . Очевидно, что более эффективным является увеличение параметра Δ . Кроме того, попытка увеличить жесткость рессоры передней подвески на ~15 % (первая рекомендация) показала, что с уменьшением частоты пробоя возникают негативные ощущения у водителей-испытателей [164].

Задачей моделирования работы амортизатора является оценка изменения характеристик колебательного процесса подрессоренной массы автомобиля по времени t (с) при движении по неровной дороге и при наезде на препятствие и проверка выполнения условий безотрывного движения колеса по дороге и «непробоя» амортизатора.

Конструкция предлагаемого авторами амортизатора позволяет регулировать в широких пределах:

- жесткость за счет начального давления закачки газа;
- демпфирующую способность, определяемую гидравлическим сопротивлением втулки b , создаваемым дроссельными и клапанными каналами;
- усилия и ход за счет изменения геометрических размеров амортизатора.

Под плавностью хода автомобиля подразумевается его способность к поглощению толчков, ударов и вибраций, возникающих при движении.

Данная способность является важным эксплуатационным качеством, оказывающим влияние на самочувствие человека (пассажиров), сохранность перевозимых грузов, безопасность движения, долговечность машины.

Плавность хода зависит от характера и величины возмущающих сил, вызывающих колебания, общей компоновки машины и отдельных ее конструктивных особенностей и главным образом от системы подрессоривания.

Свободные колебания автомобиля всегда являются затухающими вследствие их гашения в подвеске автомобиля.

Гашение колебаний автомобиля происходит в результате действия в подвеске трения, которое различно по своей природе и может быть жидкостным (в гидравлических амортизаторах), сухим (в рессорах и шарнирах подвески) и межмолекулярным (в шинах и резиновых деталях подвески). Все перечисленные виды трения различны по абсолютной величине, неодинаково изменяются в зависимости от скорости колебаний автомобиля и поэтому по-разному влияют на затухание колебаний.

При наезде на препятствие уравнение свободных колебаний передней и задней частей кузова автомобиля, затухание которых происходит вследствие совместного действия сухого, жидкостного и межмолекулярного трения, будет иметь следующий вид [139–141, 150, 161, 162, 175]:

$$\frac{d^2}{dt^2} y(t) + ks \cdot \frac{d}{dt} y(t) + c \cdot y(t) - F_{sq} = 0, \quad (45)$$

где ks – коэффициент сопротивления амортизатора; c – жесткость газовой пружины; F_{sq} – сила сжатия, возмущающая сила от дороги (наезд на препятствие).

На рис. 22 приведены результаты моделирования в Mathcad совместной работы упругой и демпфирующей частей амортизатора, показывающие, что происходит полное гашение колебательного процесса на втором периоде без превышения допустимых норм ускорения кузова [158].

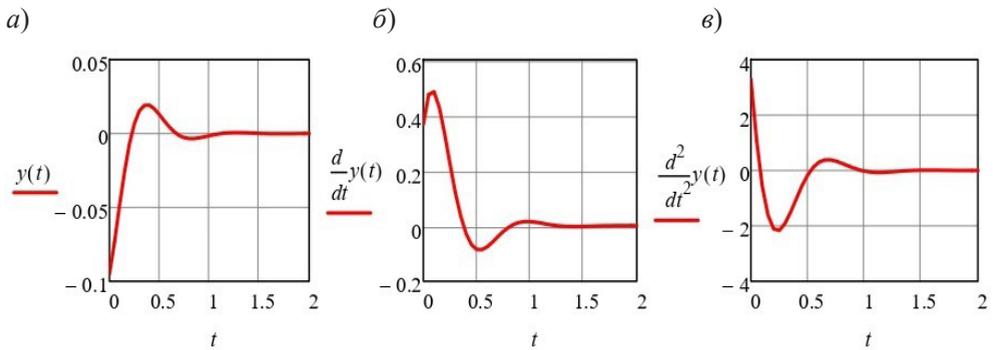


Рис. 22. Результаты моделирования в Mathcad изменения характеристик колебательного процесса поддрессоренной массы автомобиля по времени t (с) после единичного воздействия на амортизатор силой F_{sq} , вызвавшей деформацию f_{dinsq} (наезд на препятствие): a – перемещение (ход); b – скорость колебательного движения, м/с; c – ускорение колебательного движения, м/с²

При движении по неровностям дороги автомобиль может совершать не только свободные, но и вынужденные колебания.

Вынужденными называются колебания, совершаемые автомобилем вследствие действия периодической возмущающей силы, обусловленной волнистой поверхностью дороги [13, 153, 158].

При движении автомобиля по дороге с неровностями высотой $q = 0,05$ м, чередующимися с частотой $w = 5$ с⁻¹, уравнение вынужденных колебаний имеет вид [23, 153, 158]:

$$\frac{d^2}{dt^2} y(t) + ks \cdot \frac{d}{dt} y(t) + c \cdot y(t) = \frac{ks \cdot q}{2} \cdot w \cdot \sin(wt) + \frac{c \cdot q}{2} \cdot \cos(wt), \quad (46)$$

где q – высота неровностей; w – частота внешнего возмущения.

На рис. 23 приведены результаты моделирования в Mathcad вынужденных колебаний автомобиля при движении по дороге с неровностями величиной $0,05 \text{ м}^6$.

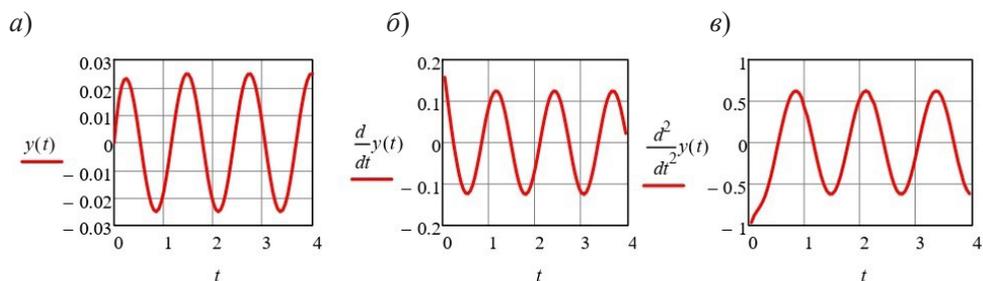


Рис. 23. Результаты моделирования в Mathcad вынужденных колебаний автомобиля при движении по дороге с неровностями величиной $0,05 \text{ м}$, обусловленных волнистой поверхностью дороги: *a* – перемещение (ход); *б* – скорость колебательного движения, м/с; *в* – ускорение колебательного движения, м/с²

Выводы

1. Использование нового гидропневматического амортизатора, содержащего в одном корпусе упругие и демпфирующие элементы, позволяет существенно упростить конструкцию подвески, обеспечить регулировку параметров подвески в соответствии с типом транспортного средства и дорожными условиями.

2. Моделирование работы гидропневматического амортизатора подтверждает возможность обеспечения заданной упругой и демпфирующей характеристики транспортного средства без использования дополнительных упругих элементов, например пружин.

⁶ Более подробно расчеты изложены в «Свидетельстве РФ на программу для ЭВМ № 2020616445, 17.06.2020. Расчет упругой характеристики пневмогидравлического амортизатора» (С. В. Репин, Р. Р. Букиров, П. В. Васильева), «Свидетельстве на программу для ЭВМ № 2020617546, 08.07.2020. Расчет демпфирующей характеристики пневмогидравлического амортизатора» (С. В. Репин, Р. Р. Букиров, П. В. Васильева), «Свидетельстве на программу для ЭВМ № 2020617545, 08.07.2020. Расчет колебаний подвески автомобиля» (С. В. Репин, Р. Р. Букиров, П. В. Васильева) (прил. 1–3).

3. ОДНОТРУБНЫЙ ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКИЙ АМОРТИЗАТОР БЕЗ КОМПЕНСАЦИОННОЙ ГАЗОВОЙ ПОЛОСТИ

3.1. Описание полезной модели

Полезная модель относится к области транспортного машиностроения, а точнее, к устройствам для обеспечения плавности хода транспортных средств [62].

Плавность хода транспортных средств обеспечивается специальными устройствами – подвесками, в которые входят упругие элементы, как правило пружины или рессоры, воспринимающие ударную нагрузку со стороны дороги, и демпфирующие элементы, как правило амортизаторы, которые обеспечивают гашение колебаний от указанной выше ударной нагрузки. В последнее время в конструкцию подвески стали добавлять третий элемент – пневмобаллоны с нерегулируемым или регулируемым давлением, которые позволяют изменять характеристики подвески (коэффициенты жесткости и демпфирования, клиренс) в зависимости от нагрузки на колеса и параметров неровности дороги.

Наиболее распространенными для демпфирования колебаний являются однотрубные и двухтрубные гидравлические газонаполненные амортизаторы (ОГГА и ДГГА) [25], которые обеспечивают демпфирование колебаний.

Известны конструкции однотрубных гидравлических газонаполненных амортизаторов (ОГГА), содержащих цилиндр с размещенными внутри него гидравлическим и газовым поршнями. Гидравлический поршень снабжен штоком, а газовый разделяет цилиндр на полости, одна из которых заполнена жидкостью, а другая газом (азот, закачанный под давлением 15–20 кгс/см²). Демпфирование ударной сжимающей нагрузки основано на гидравлическом сопротивлении движения поршня в жидкости, а также на сжатии газа [131]. Газовая полость, отделенная газовым поршнем от гидравлической полости, служит для компенсации изменения внутреннего объема амортизатора при движении штока, но не обеспечивает требуемой упругой характеристики. В качестве достоинства ОГГА следует отметить, что их гидравлическая характеристика имеет более жесткий, чем у ДГГА, характер, что обеспечивает уверенный контакт колес автомобиля с дорожным покрытием, устойчивость, плавность хода, управляемость, топливную экономичность и тормозные свойства.

Недостатки ОГГА:

- большая длина по сравнению с двухтрубными, что затрудняет их встраивание в подвеску;
- при толстом штоке и больших смещениях поршня в наполненной газом камере сильно повышается давление, что придает избыточную жесткость подвеске и негативно отражается на управляемости автомобиля;
- выполняют только одну функцию, а именно демпфирование колебаний, а для гашения колебаний требуется дополнительный упругий элемент.

Известны конструкции ОГГА, в которых предприняты попытки снабжения амортизатора дополнительным упругим элементом, установленным внутри амортизатора и выполненным в виде баллона эластичного материала со сжатым газом [95], сильфона [97], пружины [119, 120]. Перечисленные конструкции смягчают жесткость амортизатора и обеспечивают частичное гашение ударной нагрузки со стороны дороги, но сохраняют один из главных недостатков ОГГА – большую длину по сравнению с ДГГА, что затрудняет их встраивание в подвеску.

Наиболее интересным представляется конструкция ОГГА с полым штоком, в котором размещены упругие полые шарики из эластичного синтетического материала, которые играют роль компенсационного и, частично, упругого элемента [96]. Полый шток позволяет более эффективно использовать длину амортизатора, также данная конструкция обеспечивает более полное, чем у предыдущих, гашение ударной нагрузки со стороны дороги, но все еще недостаточное, чтобы исключить применение внешнего упругого элемента.

Известны конструкции ОГГА, у которых газовая камера связана с выносными резервуарами. Поэтому при больших смещениях поршня в наполненной газом камере давление уже не повышается до пределов, вызывающих избыточную жесткость [204]. Однако и в этой конструкции сохраняется один из главных недостатков ОГГА – большая длина по сравнению с ДГГА, что затрудняет их встраивание в подвеску.

Известны конструкции двухтрубных гидравлических газонаполненных амортизаторов (ДГГА), содержащих дополнительный, соосный основному цилиндру немного большего диаметра [24]. При сжатии такого амортизатора часть рабочей жидкости проходит через отверстия поршня в пространство над поршнем. Другая часть масла, соответствующая по объему входящему в цилиндр амортизатора штоку, вытесняется из основного цилиндра в дополнительный через расположенный в дне основного

цилиндра клапан. При растяжении (отбое) амортизатора процесс происходит в обратном направлении.

Основным преимуществом ДГГА является их меньшая длина по сравнению с ОГГА, так как более эффективно используется длина амортизатора, сравнительно невысокая стоимость, благодаря чему ими укомплектовано большинство серийных автомобилей.

Недостатки ДГГА:

- возможность вспенивания (кавитации) масла, возникающая при интенсивной работе амортизатора;
- рабочая площадь (сечение основного цилиндра) у двухтрубных амортизаторов меньше, чем у однотрубных, что существенно уменьшает эффективность его работы при небольших смещениях штока;
- чувствительность к своему расположению – при углах установки, превышающих 45° , находящийся в компенсационной камере воздух может попасть в основной цилиндр и нарушить работу амортизатора.

Известен газонаполненный двухтрубный гидравлический телескопический амортизатор, содержащий корпус с расположенными в нем двумя соосными цилиндрами – рабочим (внутренним) и компенсационным (внешним) [94]. В рабочем цилиндре на штоке установлен поршень с клапанами, а в нижней (подпоршевой) части выполнены отверстия для связи с компенсационным цилиндром. Компенсационный цилиндр заполнен сжатым газом. В стенке нижней части компенсационного цилиндра выполнено выпускное отверстие, предназначенное для выпуска излишка газа из амортизатора при регулировании его характеристики. Для закрытия отверстия имеется резьбовой затвор в виде винта.

В данной конструкции благодаря закачанному под небольшим давлением инертному газу значительно улучшается эффективность амортизатора и исключается явление кавитации.

Однако остается присущий ДГГА недостаток – меньшая рабочая площадь (сечение основного цилиндра), чем у ОГГА, что существенно уменьшает эффективность работы амортизатора (демпфирующую способность) при небольших смещениях штока. Кроме того, расположение выпускного отверстия газа из компенсационного цилиндра в нижней его части нецелесообразно, так как нижняя часть компенсационного цилиндра обычно занята гидравлической жидкостью.

Наиболее удачным техническим решением придания амортизатору упругих свойств, исключающих применение в подвеске дополнительных

упругих элементов, а также создающих принципиальную возможность регулирования клиренса, как в подвесках с дополнительным пневмобаллоном, является ДГГА, в котором газовая полость выполнена во внутреннем цилиндре и отделена от внутренней жидкостной полости подвижным газовым поршнем [58]. В качестве недостатка следует указать на сложность конструкции ДГГА, включающей две пары коаксиальных цилиндров, которым надо обеспечить и соосность, и уплотнение по четырём поверхностям.

Прототипом заявляемой полезной модели является однотрубный гидропневматический амортизатор, содержащий корпус с гидравлической полостью, заполненной рабочей жидкостью, направляющую втулку, шток и неподвижно установленный на нем рабочий поршень, разделяющий гидравлическую полость на верхнюю и нижнюю части, а также газовую полость и подвижный поршень-разделитель, отделяющий ее от гидравлической полости [177].

Недостатком прототипа, как и всех описанных ОГГА, является малый ход поршня-разделителя (меньше одной десятой хода рабочего поршня), что позволяет только компенсировать объем подвижного штока, но не позволяет выполнять функции упругого элемента.

Наряду с общими с прототипом элементами в заявляемой конструкции используются конструктивные идеи аналогов: полого штока [96] и газовой полости с подвижным поршнем, выполненной во внутреннем цилиндре [58].

Задачами полезной модели являются повышение эффективности работы амортизатора по сравнению с ОГГА и упрощение конструкции по сравнению с ДГГА.

Поставленная задача достигается тем, однотрубный гидропневматический амортизатор (рис. 24) содержит трубу с гидравлической полостью, заполненной рабочей жидкостью, направляющую втулку, шток и неподвижно установленный на нем рабочий поршень, входящий сверху в трубу и разделяющий гидравлическую полость амортизатора на верхнюю и нижнюю части, а также газовую полость и подвижный поршень-разделитель, отделяющий ее от гидравлической полости.

Отличия такого амортизатора:

- он имеет новую конструкцию штока, выполненного в виде трубы, верхняя часть которой заполнена сжатым газом, а нижняя – рабочей жидкостью;
- подвижный поршень-разделитель помещен внутри этой трубы над рабочим поршнем;

- верхний фланец трубы снабжен ниппелем для заправки газом и подключения к внешнему источнику сжатого газа.

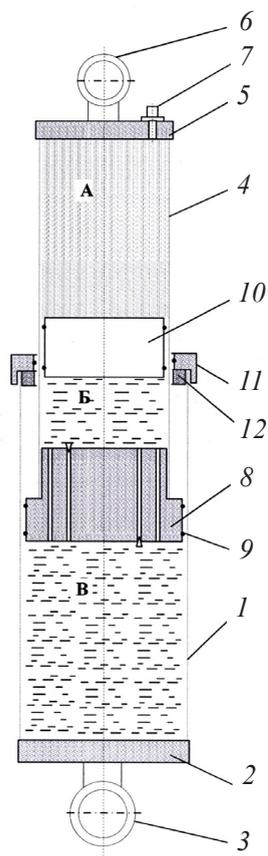


Рис. 24. Однотрубный гидропневматический амортизатор:
А – газовая полость;
Б, В – гидравлические полости;
1 – нижняя труба; 2 – нижний фланец;
3 – нижнее кольцо крепления;
4 – верхняя труба; 5 – верхний фланец;
6 – верхнее кольцо крепления;
7 – ниппель; 8 – гидравлический поршень; 9 – уплотнительные резиновые кольца;
10 – пневматический поршень;
11 – направляющая втулка;
12 – полиуретановое кольцо

Гидропневматический амортизатор содержит нижнюю трубу 1 с закрепленным на ней снизу фланцем 2, на котором установлено кольцо 3 для крепления к подвеске колеса автомобиля, а также верхнюю трубу 4, входящую в нижнюю трубу 1 и также снабженную фланцем 5 и кольцом 6 для крепления к кузову автомобиля. Фланец 5 снабжен ниппелем 7 для закачки газа в амортизатор. На нижнем конце верхней трубы 4 установлен гидравлический поршень 8, снабженный резиновыми кольцами 9 для уплотнения подвижного контакта с внутренней поверхностью трубы 1. Внутри трубы 4 установлен пневматический поршень 10 с возможностью перемещения внутри трубы.

На верхней части нижней трубы 1 установлена направляющая втулка 11, ограничивающая верхний ход поршня 8. Под втулкой 11 установлено полиуретановое кольцо 12 для смягчения удара поршня 9 о кольцо 11. Полость А над поршнем 10 верхней трубы 4 заполнена газом (азотом). Таким образом, поршень 10 разделяет верхнюю газовую часть амортизатора (полость А) и нижнюю гидравлическую (полости Б и В). В полостях Б и В, разделенных поршнем 8, находится рабочая жидкость. Поршень 8 имеет типовую для гидравлических амортизаторов конструкцию, включающую дроссельные и клапанные каналы, связывающие полости Б и В и обеспечивающие требуемое гидравлическое сопротивление амортизатора. Давление азота в полости А подбирается таким образом, чтобы обеспечивать требуемые упругие характеристики амортизатора.

Устройство работает следующим образом. Амортизатор устанавливается в автомобиль по традиционной схеме между кузовом и рычажной системой колеса. При движении по неровностям дороги нижняя труба 1 перемещается по отношению к верхней трубе 4. Сжатый азот в полости А выступает как газовая пружина, гасящая удары со стороны дороги, а гидравлическое сопротивление поршня 8 обеспечивает демпфирование колебаний за счет протекания под давлением жидкости по каналам, выполненным в поршне 8.

Внутреннее резиновое кольцо на втулке 11 предназначено для снятия загрязнений, налипающих на наружную поверхность трубы 4, с целью исключения их попадания во внутрь амортизатора.

Если говорить о преимуществах, то новая конструкция штока, выполненного в виде трубы 4, верхняя часть которой заполнена сжатым газом (полость А), а нижняя (полость Б) рабочей жидкостью, обеспечивает активную работу амортизатора по всей высоте, причем верхняя часть выполняет функцию газовой пружины, исключая потребность в дополнительных упругих элементах. Реализация функции газовой пружины в предлагаемой конструкции возможна потому, что длина газовой полости А намного превышает длину компенсационной газовой камеры ОГГА типовой конструкции, в том числе описанных аналогов. При этом длина хода разделительного поршня 10 соизмерима с длиной хода рабочего поршня 8.

Установка подвижного поршня-разделителя 10 внутри верхней трубы 4 над рабочим поршнем 8 позволяет использовать нижнюю часть верхней трубы (полость Б) для размещения в ней рабочей жидкости, вытесняемой из нижней трубы (полость В) на ходе сжатия, что обеспечивает сокращение длины амортизатора, т. е. устраняет еще один недостаток ОГГА.

Установка на верхнем фланце 5 трубы 4 ниппеля 7, предназначенного для заправки полости А газом и подключения к внешнему источнику сжатого газа, обеспечивает возможность настройки амортизатора на различную нагрузку транспортного средства, а также возможность управления характеристиками амортизатора в процессе движения в разных дорожных условиях, в том числе изменять клиренс. Иными словами, амортизатор способен выполнять и функции дополнительного устройства подвески – пневмобаллона.

Таким образом, обеспечивается решение одной из задач полезной модели – повышение эффективности работы амортизатора по сравнению с существующими конструкциями ОГГА.

Использование в амортизаторе двух соосных труб по сравнению с аналогом по патенту № 194004 [58], в котором при тех же размерных параметрах и рабочих характеристиках применяются четыре трубы, обеспечивает и преимущества перед ДГГА, заключающиеся в упрощении конструкции, т. е. решается и вторая задача полезной модели.

3.1.1. Формула полезной модели

Однотрубный гидропневматический амортизатор содержит трубу с гидравлической полостью, заполненной рабочей жидкостью, направляющую втулку, шток и неподвижно установленный на нем рабочий поршень, входящий сверху в трубу и разделяющий гидравлическую полость амортизатора на верхнюю и нижнюю части, а также газовую полость и подвижный поршень-разделитель, отделяющий ее от гидравлической полости, *отличается* тем, что шток выполнен в виде трубы, верхняя часть которой заполнена сжатым газом, а нижняя – рабочей жидкостью, причем подвижный поршень-разделитель помещен внутри этой трубы над рабочим поршнем, а верхний фланец трубы снабжен ниппелем.

3.2. Беспробойный однотрубный пневмогидравлический амортизатор

3.2.1. Описание специфики применения

Одним из приоритетных направлений развития Российской Федерации является освоение Арктической зоны и Сибири. Указанная задача предусматривает большие объемы транспортного и дорожного строительства,

широкое применение транспортно-технологических машин (ТТМ). Под термином «ТТМ» следует понимать транспортную и самоходную строительную технику. Для работы в труднодоступных условиях при отсутствии дорог с усовершенствованным дорожным покрытием машины должны обладать высокой проходимостью, устойчивостью и управляемостью. Особые требования предъявляются к ходовым устройствам транспортно-технологических машин. И одно из требований – это обеспечение плавности хода.

Особую важность повышение плавности хода имеет для передвижных ремонтных мастерских (ПРМ), предназначенных для обеспечения работоспособности техники в условиях протяженного транспортного строительства при практически полном отсутствии дорог с усовершенствованным покрытием. От плавности хода зависит скорость перемещения ПРМ и, следовательно, количество обслуженной техники.

Плавность хода транспортных средств обеспечивается подвеской – системой устройств упругого соединения осей колес с кузовом для поглощения и смягчения ударов и толчков, возникающих при движении по дороге. Подвески содержат упругие и демпфирующие элементы. Упругие элементы гасят ударную нагрузку от толчков со стороны неровностей дороги, демпфирующие элементы (амортизаторы) способствуют затуханию колебательного движения после толчков. Конструктивно упругие элементы и амортизаторы выполнены, как правило, отдельными узлами и устанавливаются в подвеску параллельно [25, 137].

Наиболее распространенными являются гидропневматические амортизаторы (ГПА), в которых демпфирование колебаний производится за счет гидравлического сопротивления движению штока с поршнем в масляной среде, а компенсация изменения внутреннего объема от перемещения штока – за счет сжатия газа в камере, отделенной от гидравлической части специальным поршнем. Один из основных недостатков ГПА – возможность пробоя при наезде на препятствие, в результате чего возникают большие динамические нагрузки, снижающие ресурс и машины, и самого амортизатора.

В последние десятилетия подвески стали снабжать дополнительным упругим элементом (пневмобаллоном), обеспечивающим возможность регулировки жесткости подвески и клиренса [5, 196, 219]. Подвески с пневмобаллоном исключают возможность пробоя амортизатора на ходе сжатия, но имеют сложную конструкцию, так как все составляющие элементы выполнены в виде отдельных узлов, для которых требуются свои устройства крепления, место для размещения и связующая рычажная система.

Известны ГПА, способные выполнять все три функции подвески – упругую, демпфирующую и регулирующую, снабженные дополнительным пневмоцилиндром, совмещенным с гидроцилиндром и выполняющим роль газовой пружины [134, 209]. Данные ГПА исключают пробой амортизатора на ходе сжатия, однако на ходе отбоя опасность пробоа сохраняется.

3.2.2. Патентные исследования

Полезная модель относится к области транспортного машиностроения, а точнее, к устройствам для обеспечения плавности хода транспортных средств (ТС) [67].

Плавность хода обеспечивается подвеской – системой устройств упругого соединения осей колес машин с рамой для поглощения и смягчения ударов и толчков, получаемых колесами и передаваемых кузову при движении по неровной дороге, а также для обеспечения плавности хода и устойчивости транспортных средств [207].

Подвески содержат упругие и демпфирующие элементы. Упругие элементы гасят ударную нагрузку от толчков со стороны неровностей дороги, демпфирующие элементы (амортизаторы) способствуют затуханию колебательного движения после толчков. Конструктивно упругие элементы и амортизаторы выполнены, как правило, отдельными узлами и устанавливаются в подвеску параллельно.

Известен однотрубный гидравлический газонаполненный амортизатор, содержащий рабочий цилиндр с размещенными внутри него гидравлической и газовой полостями, разделенными плавающим разделительным поршнем. В гидравлической полости помещен гидравлический поршень, снабженный штоком, выходящим наружу цилиндра, и клапанной системой, обеспечивающей демпфирование ударной сжимающей нагрузки. Газовая полость значительно меньше по объему, чем гидравлическая, и предназначена для компенсации объема штока, перемещающегося в процессе работы амортизатора. От величины давления закачки газа в полость зависит жесткость амортизатора. В месте контакта штока с цилиндром установлена направляющая втулка с уплотняющими элементами. В качестве упругого элемента подвески параллельно амортизатору устанавливается пружина (рессора, торсион) [131].

Недостатком данного устройства является необходимость в дополнительном упругом элементе, гасящем ударную нагрузку на подвеску, а также возможность пробоа амортизатора на ходах сжатия и отбоя.

В последние два десятилетия подвески стали снабжать дополнительным упругим элементом (пневмобаллоном), обеспечивающим возможность регулировки жесткости подвески и клиренса [219]. Подвески с пневмобаллоном исключают возможность пробоя амортизатора на ходе сжатия, но имеют сложную конструкцию, так как все составляющие элементы выполнены в виде отдельных узлов, для которых требуются свои устройства крепления, место для размещения и связующая рычажная система.

Известен двухтрубный гидропневматический амортизатор, способный выполнять все три функции подвески – упругую, демпфирующую и регулируемую и содержащий две пары внешних и внутренних соосных цилиндров с крышками, которые могут взаимно перемещаться в осевом направлении под действием внешней нагрузки. Во внутреннем нижнем цилиндре установлен с возможностью перемещения поршень, разделяющий пневматическую и гидравлическую зоны амортизатора. Роль упругого элемента выполняет сжимаемый в процессе работы амортизатора газ, а демпфирующую функцию выполняет клапанный гидравлический блок, установленный неподвижно в нижней части нижнего внутреннего цилиндра и создающий сопротивление перетеканию гидравлической жидкости между внешним и внутренними цилиндрами. Амортизатор снабжен ниппелями для заправки амортизатора жидкостью и газом, установленными в крышке верхней пары цилиндров [58]. Регулировка амортизатора возможна подключением к внешнему источнику сжатого газа через ниппель.

Недостатком данного технического решения является сложность конструкции, вызванная необходимостью уплотнения большого количества сопрягаемых поверхностей, а также возможность пробоя амортизатора на ходе отбоя, так как расширяющийся внутри газовой полости газ отбрасывает колесо от кузова автомобиля.

Наиболее близким техническим решением является однотрубный пневмогидравлический амортизатор, содержащий рабочий цилиндр с размещенными внутри него гидравлической и газовой полостями, ограниченными разделительным поршнем, гидравлический поршень, снабженный выходящим наружу цилиндра штоком и клапанной системой, направляющую втулку штока, проушины для крепления к автомобилю, дополнительно снабженный цилиндрическим резервуаром, заполненным газом под расчетным давлением, установленным на рабочий цилиндр соосно

и соединенным с ним посредством уплотнительно-направляющей втулки, причем свободный от поршня конец штока жестко закреплен на крышке резервуара, на которой установлена проушина для крепления к кузову автомобиля [61].

Данное устройство при сравнительно несложной конструкции, базирующейся на стандартном газонаполненном амортизаторе [131], обладает высокими упруго-демпфирующими характеристиками, а также имеет возможность регулировки параметров, присущую подвескам с пневмобаллонами. Однако не исключается возможность пробоя амортизатора на ходе отбоя, когда расширяющийся внутри газовой полости газ после хода сжатия отбрасывает колесо от кузова автомобиля. Кроме того, при попадании колеса в относительно глубокую яму на неровной дороге (0,2–0,3 м) или наезде колеса на высокое препятствие (бордюр) на ходе сжатия сильно повышается давление в газовой полости и, хотя пробой на данной фазе исключен, подвеска испытывает высокие динамические нагрузки. Эти нагрузки, помимо отрицательного влияния на плавность хода, создают предпосылки к пробоям амортизатора на следующей после сжатия фазе – ходе отбоя.

3.2.3. Описание новой конструкции

Задачей полезной модели является снижение динамической нагрузки на подвеску автомобиля и исключение возможности пробоя амортизатора на ходе отбоя.

Сущность технического решения заключается в том, что пневмогидравлический амортизатор, содержащий рабочий цилиндр с размещенными внутри него гидравлической и газовой полостями, ограниченными разделительным поршнем, гидравлический поршень, снабженный выходящим наружу цилиндра штоком и клапанной системой, проушинами для крепления к автомобилю, цилиндрическим резервуаром, заполненным газом под расчетным давлением и снабженным ниппелем для закачки газа, установленным на рабочий цилиндр соосно и соединенным с ним посредством уплотнительно-направляющей втулки, причем свободный от поршня конец штока жестко закреплен на верхней части резервуара, на которой установлена проушина для крепления к кузову автомобиля, имеет *конструктивные отличия* от прототипа, состоящие в том, что:

1) рабочий цилиндр установлен внутри цилиндрического резервуара со сжатым газом так, что и снизу и сверху рабочего цилиндра образуются

газовые полости, снабженные предохранительными клапанами, связанными между собой трубопроводом, а нижняя газовая полость снабжена ниппелем для закачки газа;

2) рабочий цилиндр дополнительно снабжен жестко связанным с ним штоком в нижней его части, причем на другом конце штока установлена проушина для крепления к рычажной системе колеса, а шток соединен с нижним торцом цилиндрического газового резервуара посредством уплотнительно-направляющей втулки.

Наличие нижней газовой полости исключает пробой амортизатора на ходе отбоя за счет сжатия газа в замкнутом пространстве, а наличие дополнительного штока, соединенного с нижним торцом цилиндрического газового резервуара посредством уплотнительно-направляющей втулки, позволяет перемещаться рабочему цилиндру внутри наружного резервуара.

Тот факт, что газовые полости, расположенные снизу и сверху рабочего цилиндра, снабжены предохранительными клапанами и связаны между собой трубопроводом, обеспечивает снижение динамической нагрузки на подвеску при максимальных значениях ходов сжатия и отбоя за счет перепуска газа между полостями при достижении определенной величины максимального давления газа. При этом давление срабатывания клапанов выбирается таковым, чтобы исключить пробой амортизатора на ходах сжатия и отбоя.

Снабжение нижней газовой полости наружного резервуара ниппелем для закачки газа, собственно, как и верхней, позволяет закачивать газ в полости после установки амортизатора на автомобиль, что облегчает монтаж, а также закачивать газ под давлением, обеспечивающим наиболее эффективный режим работы подвески в зависимости от массы автомобиля.

Также наличие ниппелей на газовых полостях дает возможность регулирования жесткости подвески за счет связи с внешним (по отношению к амортизатору) источником сжатого воздуха.

Пневмогидравлический амортизатор (рис. 25) содержит внешний цилиндрический резервуар 1, заполненный газом под давлением и расположенный внутри него рабочий цилиндр 2, заполненный жидкостью. Цилиндр 2 установлен с возможностью перемещения внутри цилиндра 1, поверхность контакта внешней стенки цилиндра 2 с внутренней стенкой цилиндра 1 уплотнена резиновыми манжетами. Цилиндр 2 разделяет цилиндр 1 на две газовые полости: верхнюю Г1 и нижнюю Г3.

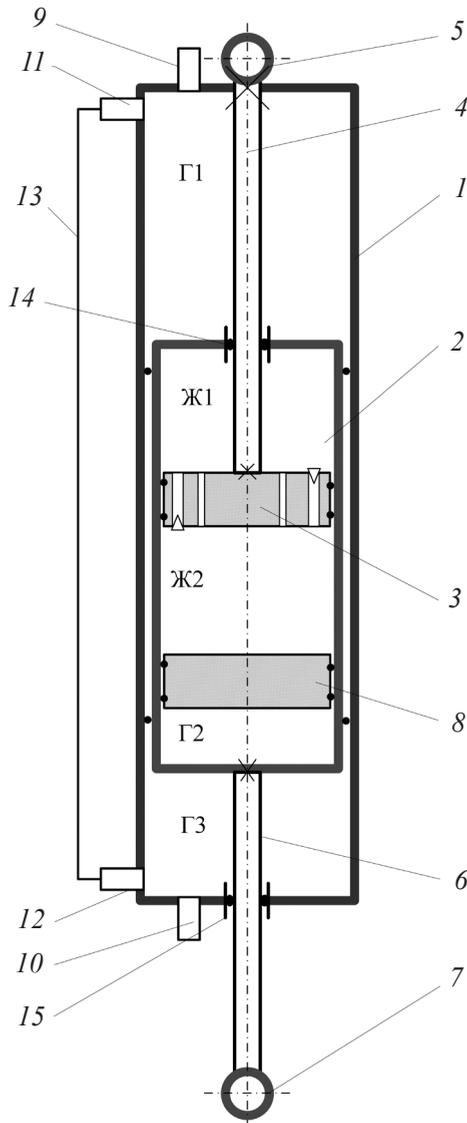


Рис. 25. Конструкция амортизатора: Ж1, Ж2 – гидравлические полости; Г1–Г3 – газовые полости; 1 – внешний цилиндрический резервуар (цилиндр); 2 – рабочий цилиндр; 3 – гидравлический поршень; 4, 6 – шток; 5, 7 – проушины крепления; 8 – компенсационный поршень; 9, 10 – ниппель; 11, 12 – предохранительные клапаны; 13 – соединительный трубопровод камер Г3 и Г1; 14, 15 – уплотнительно-направляющие втулки

Внутри цилиндра 2 установлен гидравлический поршень 3, жестко связанный со штоком 4, снабженным на другом своем конце проушиной 5 для связи с кузовом автомобиля. Шток 4 также жестко связан с цилиндром 1. Места жесткой связи условно показаны крестиками. Цилиндр 2 жестко связан с нижним штоком 6, на другом конце которого установлена проушина 7 для связи с рычажной системой колеса. Шток 4 способен свободно перемещаться по отношению к цилиндру 2, и в месте контакта с ним установлена уплотнительно-направляющая втулка 14. Шток 6 также способен свободно перемещаться по отношению к цилиндру 1, и в месте контакта с ним установлена уплотнительно-направляющая втулка 15.

Рабочий цилиндр 2 представляет собой типичный гидравлический газонаполненный амортизатор [131] с размещенными внутри него гидравлической и газовой полостями, ограниченными разделительным поршнем 8. Гидравлический поршень 3, снабженный выходящим наружу цилиндра штоком 4 и клапанной системой, разделяет гидравлическую полость на верхнюю Ж1 и нижнюю Ж2 части. Поршень 8 выполняет роль компенсационного устройства для компенсации изменения объема жидкости в полостях Ж1 и Ж2 при перемещении штока 4 внутри цилиндра 2. Газовая полость Г2 представляет собой, таким образом, компенсационную газовую камеру. Поршни 3 и 8 установлены подвижно внутри цилиндра 2 и снабжены уплотнительными манжетами для исключения перетекания жидкости и газа по внешнему боковому контуру поршней 2 и 8.

Клапанная система поршня 3 позволяет перетекать жидкости между полостями Ж1 и Ж2 с определенным сопротивлением, определяемым скоростью перемещения поршня 3 по отношению к цилиндру 2, что обеспечивает требуемую демпфирующую характеристику амортизатора.

Газовые полости Г1 и Г3 снабжены ниппелями 9 и 10 для закачки в эти полости сжатого воздуха. Газовые полости Г1 и Г3 снабжены также предохранительными клапанами 11 и 12, связанными между собой трубопроводом 13. Давление газа в полостях Г1 и Г3 обеспечивает требуемую упругую характеристику амортизатора.

Заявляемое устройство работает следующим образом. Перед установкой на автомобиль амортизатор заправляется жидкостью и газом. Причем давление заправки газа выбирается в соответствии с требуемыми параметрами упругой характеристики. Давление закачки рассчитывается по величине статической деформации амортизатора при снаряженном автомобиле,

при которой объем полостей $Г1$ и $Г3$ будет примерно одинаковым, так же как и объем полостей $Ж1$ и $Ж2$.

Для облегчения монтажа заправка газом полостей $Г1$ и $Г3$ может производиться и после установки амортизатора на автомобиль.

При движении автомобиля ударная нагрузка от неровностей дороги гасится в основном за счет упругости сжимаемого газа в полости $Г1$ при перемещении цилиндра 2 вверх по отношению к цилиндру 1 и частично за счет сжатия газа в полости $Г3$.

Гашение амплитуды колебательного движения после ударной нагрузки, т. е. демпфирование колебаний, происходит за счет гидравлического сопротивления поршня 3 , обусловленного перетеканием жидкости через каналы его клапанной системы.

При попадании колеса в относительно глубокую яму на неровной дороге (0,2–0,3 м) или наезде колеса на препятствие (бордюр) происходит сильное сжатие газа в полости $Г1$ (ход сжатия) с последующим резким выталкиванием цилиндра 2 вниз по отношению к цилиндру 1 (ход отбоя). Именно на ходе отбоя происходит пробой амортизатора в типовых конструкциях, так как расширяющийся внутри газовой полости газ отбрасывает колесо от кузова автомобиля. В предлагаемой же конструкции на ходе отбоя происходит сжатие газа в полости $Г3$, что снижает скорость отбрасывания колеса и полностью исключает пробой амортизатора.

Однако сильное сжатие газа в полостях $Г1$ на максимальном ходе сжатия и $Г3$ на максимальном ходе отбоя вызывает высокие динамические нагрузки на автомобиль, хотя более низкие, чем при пробое амортизатора. Максимальное давление газа ограничивается настройкой предохранительных клапанов 11 и 12 , позволяющих газу перетекать между полостями $Г1$ и $Г3$ по трубопроводу 13 . При этом давление срабатывания клапанов 11 и 12 должно исключать пробой амортизатора.

Таким образом, использование предложенного технического решения позволяет снизить динамическую нагрузку на подвеску автомобиля и исключить возможность пробоя амортизатора на ходе отбоя.

3.2.4. Формула полезной модели

1. Пневмогидравлический амортизатор, содержащий рабочий цилиндр с размещенными внутри него гидравлической и газовой полостями, ограниченными разделительным поршнем, гидравлический поршень, снабженный выходящим наружу цилиндра штоком и клапанной системой, проушинами

для крепления к автомобилю, цилиндрическим резервуаром, заполненным газом под расчетным давлением и снабженным ниппелем для закачки газа, установленным на рабочий цилиндр соосно и соединенным с ним посредством уплотнительно-направляющей втулки, причем свободный от поршня конец штока жестко закреплен на верхней части резервуара, на которой установлена проушина для крепления к кузову автомобиля, отличаются тем, что рабочий цилиндр установлен так внутри цилиндрического резервуара со сжатым газом, что и снизу и сверху рабочего цилиндра образуются газовые полости, снабженные предохранительными клапанами, связанными между собой трубопроводом, а нижняя газовая полость снабжена ниппелем для закачки газа.

2. Пневмогидравлический амортизатор по п. 1 отличается тем, что рабочий цилиндр дополнительно снабжен жестко связанным с ним штоком в нижней его части, причем на другом конце штока установлена проушина для крепления к рычажной системе колеса, а шток соединен с нижним торцом цилиндрического газового резервуара посредством уплотнительно-направляющей втулки.

3.2.5. Выбор геометрических параметров амортизатора

На основании выбранных исходных параметров вычисляются геометрические размеры амортизатора, показанные на рис. 26, 27 [32]:

$S_{\text{зап1}} \dots S_{\text{зап5}}$ – запасной ход элементов амортизатора;

$S_{\text{д.сж}}, S_{\text{д.от}}$ – динамический ход сжатия и отбоя соответственно;

$S_{\text{пол}} = S_{\text{д.сж}} + S_{\text{д.от}}$ – полный ход амортизатора;

$S_{\text{п2}}$ – ход пневматического поршня при полном ходе гидравлического поршня;

$h_{\text{п1}}$ – высота гидравлического поршня;

$h_{\text{п2}}$ – высота пневматического поршня;

d_1, L_1 – диаметр и длина гидравлического цилиндра;

d_2, L_2 – диаметр и длина пневматического цилиндра;

$\delta_{\text{ст}}$ – толщина стенок цилиндров;

δ_3 – величина зазора между цилиндрами;

$L_{\text{max}}, L_{\text{min}}$ – максимальная и минимальная длина амортизатора;

$L_{\text{ср}}$ – средняя длина амортизатора, соответствующая длине при статической нагрузке $P_{\text{расч}}$;

$L_{\text{крв}}, L_{\text{крв}}$ – расстояние от пневматического цилиндра до центра верхнего и нижнего кронштейнов крепления соответственно.

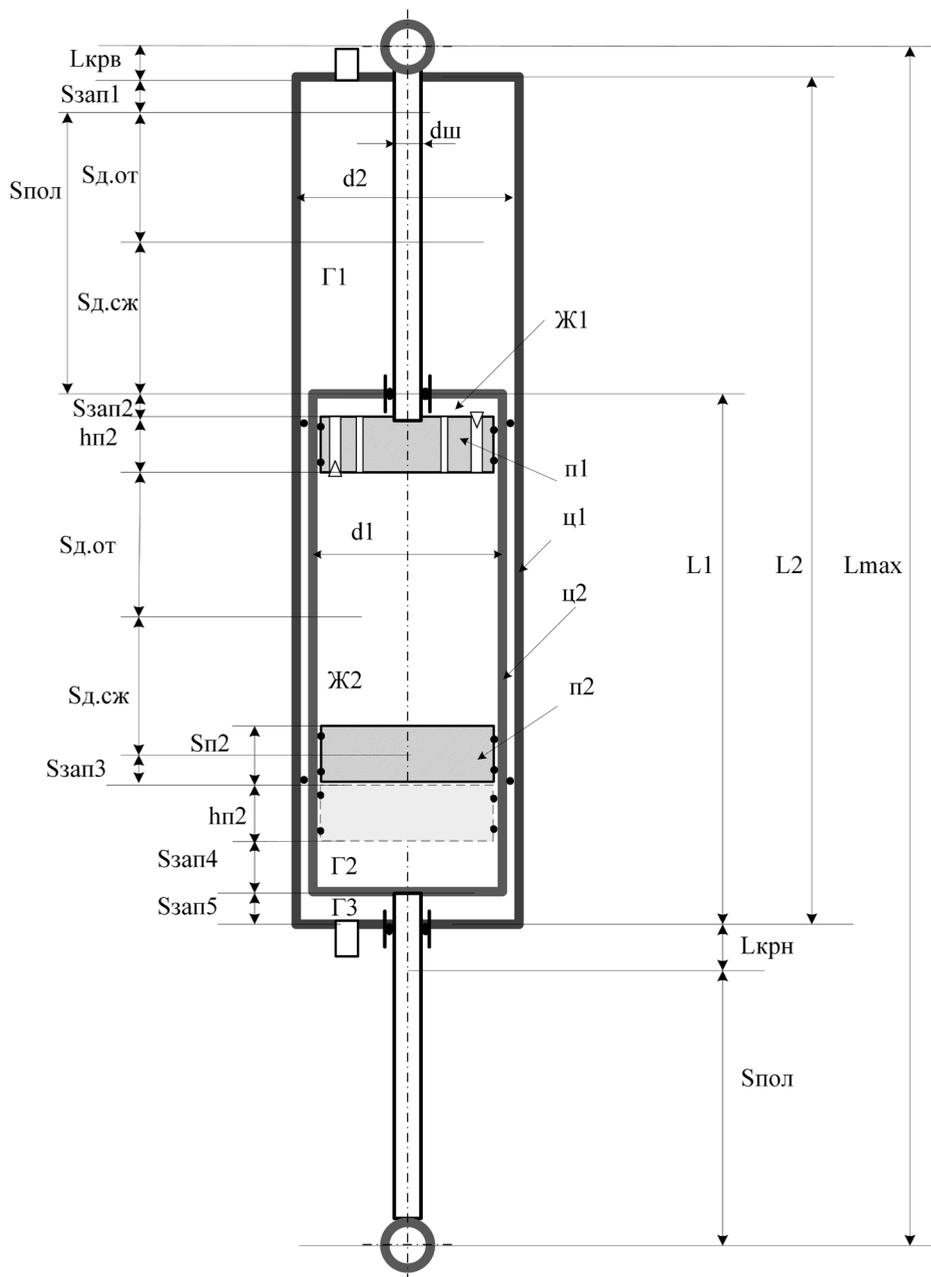


Рис. 26. Расчетная схема геометрических параметров при максимальной длине амортизатора

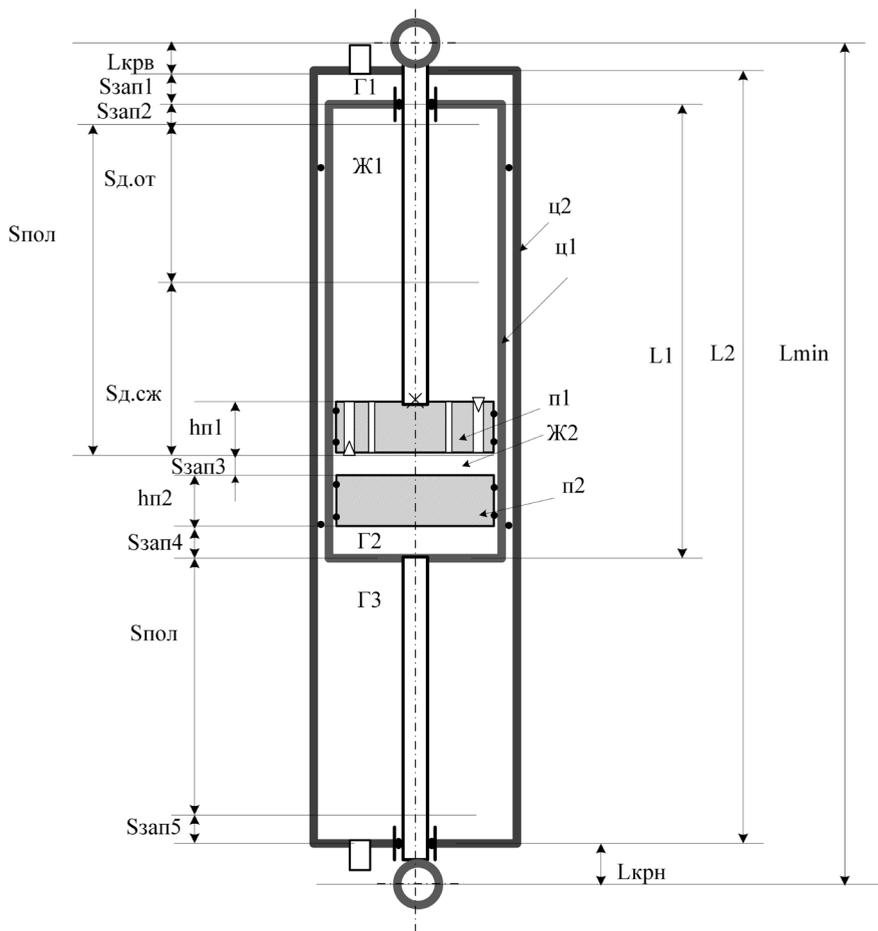


Рис. 27. Расчетная схема геометрических параметров при минимальной длине амортизатора

3.2.6. Расчет упругой характеристики амортизатора

Способность подвески воспринимать динамическую нагрузку при движении автомобиля определяется параметрами его упругой характеристики, представляющей собой зависимость вертикальной нагрузки на колесо от деформации подвески, измеряемой непосредственно над осью колеса [5, 196]. Построение упругой характеристики амортизатора начинается с выбора основных его параметров (рис. 28) согласно рекомендациям [25, 27, 32, 35, 134, 137]:

- статической нагрузки на амортизатор в снаряженном состоянии $P_{сн}$;
- статического прогиба амортизатора в снаряженном состоянии $S_{ст}$;
- динамического хода сжатия $S_{д.сж}$;
- динамического хода отбоя $S_{д.от}$;
- нагрузки $P_{д.сж}$ на амортизатор при $S_{д.сж}$;
- нагрузки $P_{д.от}$ на амортизатор при $S_{д.от}$.

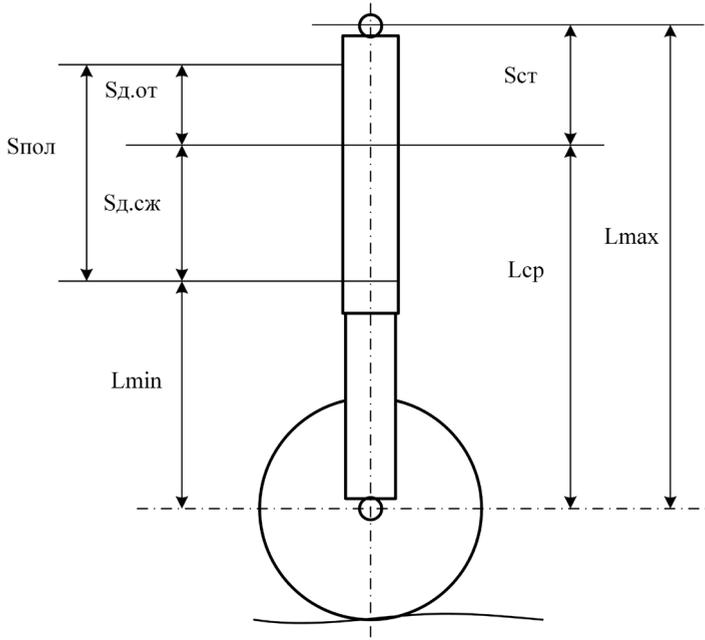


Рис. 28. Параметры амортизатора:

$L_{ср}$ – средняя длина; L_{max} – максимальная длина;
 L_{min} – минимальная длина; $S_{ст}$ – статическая деформация;
 $S_{д.сж}$ – ход динамического сжатия; $S_{д.от}$ – динамический ход отбоя;
 $S_{полн}$ – полный ход амортизатора

Дальнейший алгоритм расчета упругой характеристики следующий:

1. При выбранном статическом прогибе $S_{ст}$ и нагрузке $P_{сн}$ на амортизатор в снаряженном состоянии производится выбор давления газа в полостях Г1–Г3;

2. Расчет давления в полостях Г1–Г3 при ходе амортизатора от 0 до полного хода $S_{пол} = S_{д.сж} + S_{д.от}$.

3. Построение упругой характеристики.

Расчет давления газа в полостях Г1–Г3 в снаряженном состоянии автомобиля [32]. Усилие на штоке амортизатора определяется разностью давлений в полостях Г1 и Г3 – p_1 и p_3 :

$$P = (p_1 - p_3)F_1, \quad (47)$$

где F_1 – площадь цилиндра 1 (см. рис. 25);

$$F_1 = (d_1 - d_{ш})^2 / 4, \quad (48)$$

где d_1 и $d_{ш}$ – диаметры цилиндра 1 и штока соответственно.

Тогда давление $p_{1сн}$ в полости Г1 при нагрузке в снаряженном состоянии $P_{сн}$ может быть найдено из соотношений:

$$\Delta p_{сн} = P_{сн} / F_1; \quad (49)$$

$$p_{1сн} = \Delta p_{сн} - p_{3сн}, \quad (50)$$

где $p_{3сн}$ – выбранное давление в полости Г3 при нагрузке в снаряженном состоянии $P_{сн}$.

Ограничительные условия при выборе давлений – минимальное давление в полости Г3 должно превышать атмосферное, максимальное давление в газовых полостях не должно быть больше 4 МПа [5, 25, 146, 196]. Давление в полости Г2 целесообразно принять равным $p_{1сн}$.

Изменение давления на ходе сжатия. Объем полости Г1 на ходе сжатия изменяется от среднего значения $V_{1ср}$ при средней длине $L_{ср}$ амортизатора, соответствующей статической деформации $S_{ст}$, до минимального V_{1min} при длине амортизатора L_{min} , соответствующей динамической деформации сжатия $S_{д.сж}$:

$$V_{1ср} = F_1 \cdot (S_{д.сж} + S_{зап1}); \quad (51)$$

$$V_{1min} = F_1 \cdot S_{зап1}. \quad (52)$$

Тогда давление в полости Г1 на ходе динамического сжатия составит:

$$p_{1д.сж} = p_{1сн} \left(\frac{V_{1ср}}{V_{1min}} \right)^n, \quad (53)$$

где n – показатель политропы ($n = 1,26$) [25, 137].

Объем полости $\Gamma 3$ на ходе сжатия изменяется от среднего значения V_{3cp} при средней длине L_{cp} амортизатора, соответствующей статической деформации $S_{ст}$, до максимального V_{3max} при длине амортизатора L_{min} , соответствующей динамической деформации сжатия $S_{д.сж}$:

$$V_{3cp} = F_1 \cdot (S_{д.от} + S_{зап5}); \quad (54)$$

$$V_{3max} = F_1 \cdot (S_{пол} + S_5). \quad (55)$$

Тогда давление в полости ΓI на ходе динамического сжатия составит:

$$P_{3д.сж} = P_{3сн} \left(\frac{V_{3cp}}{V_{3max}} \right)^n. \quad (56)$$

Изменение давление на ходе отбоя. Объем полости ΓI на ходе отбоя изменяется от среднего значения V_{1cp} при средней длине L_{cp} амортизатора, соответствующей статической деформации $S_{ст}$, до максимального V_{1max} при длине амортизатора L_{max} , соответствующей динамической деформации отбоя $S_{д.от}$:

$$V_{1max} = F_1 \cdot (S_{пол} + S_{зап1}). \quad (57)$$

Тогда давление в полости ΓI на ходе динамического отбоя составит:

$$P_{1д.от} = P_{1сн} \left(\frac{V_{1cp}}{V_{1max}} \right)^n. \quad (58)$$

Объем полости $\Gamma 3$ на ходе отбоя изменяется от среднего значения V_{3cp} при средней длине L_{cp} амортизатора, соответствующей статической деформации $S_{ст}$, до минимального V_{3min} при длине амортизатора L_{max} , соответствующей динамической деформации отбоя $S_{д.от}$:

$$V_{3min} = F_1 \cdot S_{зап5}. \quad (59)$$

Тогда давление в полости ΓI на ходе динамического отбоя составит:

$$P_{3д.от} = P_{3сн} \left(\frac{V_{3cp}}{V_{3min}} \right)^n. \quad (60)$$

Упругая характеристика в функции хода штока амортизатора. При полном ходе амортизатора его длина изменится от L_{\min} до L_{\max} (см. рис. 26, 27). Тогда объемы V_1 и V_3 и давления p_1 и p_3 в функции хода S штока ($S = 0 \dots S_{\text{пол}}$):

$$V_1(S) = F_1 \cdot (S_{\text{зап1}} + S); \quad (61)$$

$$V_3(S) = F_1 \cdot (S_{\text{зап5}} + S_{\text{пол}} - S); \quad (62)$$

$$p_1(S) = p_{1\text{д.сж}} \cdot \left(\frac{V_1(S_{\text{д.сж}})}{V_1(S)} \right)^n; \quad (63)$$

$$p_3(S) = p_{3\text{д.сж}} \cdot \left(\frac{V_3(S_{\text{д.сж}})}{V_3(S)} \right)^n. \quad (64)$$

Теперь можно рассчитать зависимость вертикальной нагрузки на колесо от деформации амортизатора:

$$P(S) = F_1 \cdot [p_1(S) - p_3(S)]. \quad (65)$$

Результаты численного моделирования данной зависимости для автомобиля КамАЗ-43502, выполненные в Mathcad, представлены на рис. 29.

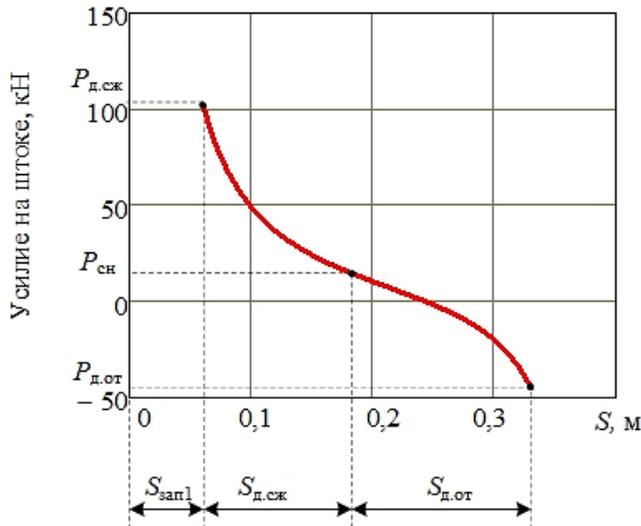


Рис. 29. Результаты моделирования в Mathcad упругой характеристики амортизатора

Следует отметить, что если статическая нагрузка на амортизатор в снаряженном состоянии $P_{сн}$ и нагрузка $P_{д.сж}$ динамического хода сжатия $S_{д.сж}$ примерно соответствуют реальным параметрам амортизатора, то нагрузка $P_{д.от}$ существенно отличается от всех или, по крайней мере, подавляющего большинства амортизаторов, а именно является отрицательной, чего ранее в теории амортизаторов не встречалось. Да и часть характеристики амортизатора на участке $S_{д.от}$ имеет изгиб в сторону, противоположную обычной. Это показывает, что шток возвращается в состояние статического равновесия амортизатора с силой, пропорциональной усилию динамического сжатия, причем прогрессивно возрастающей по мере увеличения деформации $S_{д.от}$.

Именно данная зависимость и обеспечивает условие непробоя амортизатора на ходе отбоя [35, 182].

Численное моделирование в Mathcad показывает возможность широкого диапазона регулирования параметров упругой характеристики за счет изменения исходных параметров: диаметра амортизатора, величины запасных ходов внутреннего цилиндра, начального давления в полости ГЗ, значения требуемых усилий и деформаций.

Выводы

1. Новая конструкция амортизатора обеспечивает условие его непробоя на всех стадиях работы за счет наличия газовых пружин сверху и снизу от гидравлической части ГПА.

2. Математическое моделирование и численный расчет в Mathcad подтвердили работоспособность нового ГПА.

3.3. Регулируемый однотрубный пневмогидравлический амортизатор с внешней газовой камерой

3.3.1. Патентные исследования

Динамика движения автотранспортных средств, особенно на неровных дорогах, во многом зависит от поглощающих способностей подвески, которая непосредственно влияет на плавность хода, среднюю скорость движения, топливную экономичность и другие эксплуатационные качества ТТМ. Для улучшения этих качеств упругие и демпфирующие характеристики подвески должны изменяться в зависимости от условий движения. Однако на отечественных ТТМ в основном применяются пассивные

нерегулируемые устройства демпфирования в связи с простотой конструкции. Но данные устройства не обеспечивают требуемую упругую и демпфирующую характеристику подвески. Так, применение данных устройств в тяжелых дорожных условиях приводит к ухудшению самочувствия и утомлению людей, что является причиной профессиональных заболеваний у водителей, ускоряет износ дорог и снижает безопасность дорожного движения, кроме того, при движении по неровным дорогам средняя скорость снижается на 50 %, расход топлива повышается до 70 %, межремонтный пробег уменьшается до 40 %, а потери виброчувствительных грузов (оборудования) достигают 15–30 %. Поэтому повышение виброзащитных свойств пассивных подвесок за счет поиска новых структур и принципов саморегулирования их характеристик в зависимости от условий движения ТТМ является актуальной проблемой [15].

Новая конструкция амортизатора разрабатывается для его применения в подвеске при эксплуатации ТТМ в тяжелых дорожных условиях [125], а именно во внегородских условиях: движение по грунтовым дорогам с различным состоянием поверхности, характеризуемым глубокими впадинами и выступами (0,1–0,5 м) с чередованием по длине с интервалом 1–5 м. Движение по такой дороге сопровождается продольно-поперечным колебанием машин с частотой, близкой к собственной частоте колебаний транспортных средств. В результате резко снижается скорость движения машин, повышаются динамические нагрузки. Вертикальный ход подвески приближается к максимальному, наблюдаются частые пробои амортизаторов.

В настоящее время применяются дополнительные пневматические элементы, так как они эффективно гасят низкочастотные колебания подрессоренной массы и не усиливают их в зарезонансной зоне, обладая при этом адаптивными способностями: при изменении нагрузки плотность воздуха тоже меняется, что позволяет подвеске более плавно отрабатывать неровности дороги. Так, на сегодняшний день одним из перспективных решений по обеспечению требуемой плавности хода является применение комбинированного демпфирования – пневматического (в качестве упругого элемента) и гидравлического (в качестве демпфирующего).

Подвески содержат упругие и демпфирующие элементы. Упругие элементы гасят ударную нагрузку от толчков со стороны неровностей дороги, демпфирующие элементы (амортизаторы) способствуют затуханию колебательного движения после толчков. Конструктивно упругие элементы

и амортизаторы выполнены, как правило, отдельными узлами и устанавливаются в подвеску параллельно [207].

Пневмогидравлические рессоры (ПГР) в основном применяются в спецтехнике, как в гусеничной, так и в колесной, где требуется обеспечить требуемую удельную энергоемкость и оптимальную упругодемпфирующую характеристику для эксплуатации в тяжелых дорожных условиях. Однако известные конструкции ПГР не обеспечивают необходимые характеристики подвески при эксплуатации ТТМ в тяжелых дорожных условиях, и для их применения требуются дополнительные устройства крепления, место для их размещения и связующая система тяг.

Известна конструкция гидропневматического амортизатора транспортного средства, содержащего гидроцилиндр, заполненный рабочей жидкостью, с поршнем и штоком, имеющим в своей нижней части радиальные дросселирующие отверстия и подпружиненный регулирующий плунжер, перекрывающий своей кромкой эти отверстия, а также гидроаккумулятор, отличающийся тем, что с целью повышения комфорта и безопасности движения упомянутые радиальные дросселирующие отверстия разнесены по длине штока таким образом, что регулирующий плунжер может перекрывать их поочередно, плавно изменяя общее проходное сечение; при этом регулирующий плунжер расположен в поршне вне потоков рабочей жидкости и может отклоняться от своего нормального положения только под действием гравитации [107].

Недостатки данного амортизатора:

1. Невозможность выполнения функции упругого элемента.
2. Вследствие фазового сдвига колебаний подрессоренной массы относительно профиля дороги действие силы амортизаторов на части хода подвески может совпадать с направлением движения корпуса машины, что приводит к увеличению его колебаний.
3. Наличие каналов – наружных трубопроводов вызывает вероятность их срыва и выхода из строя в результате контакта с агрессивной средой при эксплуатации машины в тяжелых дорожных условиях.

Известна конструкция регулируемого гидропневматического амортизатора, содержащего рабочий цилиндр, закрепленный в несущей трубе кронштейна, имеющего выносную компенсационную камеру и механизм регулирования сил демпфирования на ходе сжатия, гидравлическую часть, отделяемую от газовой части разделительным поршнем, размещенный в цилиндре шток с двойным рабочим поршнем, отличающийся тем, что наружный

поршень, подвижно закрепленный на штоке, выполняет направляющую и силовую функции, т. е. восприятие боковых нагрузок при движении, а внутренний поршень с клапанной системой, неподвижно закрепленный на штоке и перемещаемый после поворота штока внутри наружного поршня, обеспечивает регулирование сил гидродемпфирования на ходе растяжения. Отличается тем, что посредством резьбовой пары цилиндр имеет возможность регулировки габаритного размера по длине [129].

Недостатки данного амортизатора:

1. Несмотря на наличие выносной компенсационной камеры, получить требуемую упругую характеристику для эксплуатации в тяжелых дорожных условиях не представляется возможным.

2. Ниппель для заправки имеет ограниченный ресурс для дозаправки камеры.

3. Наличие системы регулирования усилий гидродемпфирования на ходе сжатия усложняет конструкцию амортизатора.

4. Выполнение регулировки сил гидродемпфирования на ходе растяжения осуществляется при освобожденном верхнем креплении амортизатора или снятом с транспортного средства, что крайне неудобно в полевых условиях.

Известна конструкция регулируемого магнитогеологического пневматического амортизатора, содержащего заполненный магнитной жидкостью корпус с цилиндрической камерой и компенсационную камеру с разделительным поршнем, размещенные в цилиндрической камере соленоидную катушку, полый шток с поршнем, содержащим сердечник, систему чередующихся полюсов, магнитоизолирующие шайбы с пазами, антифрикционную прокладку, при этом соленоидная катушка установлена на сердечнике, отличающемся тем, что корпус снабжен пневматическим упругим элементом, размещенным в пуансоне, жестко связанным с полым штоком, полый шток содержит не менее двух сердечников, соленоидная катушка содержит не менее трех секций, одна из которых размещена в поршне, а другие – в полом штоке на сердечниках [113].

Недостатки данного амортизатора:

1. Пневматический упругий элемент, выполненный из резины или резинокордного материала, которые быстро изнашиваются от пыли и песка, несмотря на наличие пуансона. Так, нижняя часть пуансона открыта, в результате эксплуатации в тяжелых дорожных условиях грязь и песок попадают между пневматическим элементом и корпуса с магнитогеологической

жидкостью (демпфирующего элемента амортизатора), что приводит к повреждениям поверхностей деталей, поэтому их невозможно использовать в тяжелых условиях, а также имеют повышенную стоимость и сложность в обслуживании.

2. Несмотря на снижение энергозатрат на управление амортизатором, наличие электрических элементов и регулируемого источника питания усложняет производство данного амортизатора, и необходимо дополнительное место на установку регулируемого источника питания.

3. В процессе эксплуатации амортизатора может происходить осаждение частиц в жидкости-носителе, что ухудшит со временем характеристики амортизатора.

4. Высокая стоимость амортизатора, так как к основной стоимости добавляется стоимость жидкости, имеющей требуемый (достаточно широкий) температурный диапазон работы, и магнитореологическое масло теряет свои свойства со временем, имеет повышенную абразивность, что повышает ее цену и амортизатора в целом.

Известен двухтрубный гидропневматический амортизатор, способный выполнять все три функции подвески – упругую, демпфирующую и регулируемую и содержащий две пары внешних и внутренних соосных цилиндров с крышками, которые могут взаимно перемещаться в осевом направлении под действием внешней нагрузки. Во внутреннем нижнем цилиндре установлен с возможностью перемещения поршень, разделяющий пневматическую и гидравлическую зоны амортизатора. Роль упругого элемента выполняет сжимаемый в процессе работы амортизатора газ, а демпфирующую функцию выполняет клапанный гидравлический блок, установленный неподвижно в нижней части нижнего внутреннего цилиндра и создающий сопротивление перетеканию гидравлической жидкости между внешним и внутренними цилиндрами. Амортизатор снабжен ниппелями для заправки амортизатора жидкостью и газом, установленными в крышке верхней пары цилиндров. Регулировка амортизатора возможна при помощи подключения к внешнему источнику сжатого газа через ниппель [58].

Недостатки данного технического решения:

1. Возможность пробоя амортизатора на ходе отбоя, так как расширяющийся внутри газовой полости газ отбрасывает колесо от кузова автомобиля. Кроме того, известное устройство имеет сложную конструкцию в связи с необходимостью уплотнения большого количества сопрягаемых поверхностей.

2. Применение двухтрубного амортизатора приводит к вспениванию (кавитации) масла, возникающего при интенсивной работе амортизатора.

3. Большие габаритные размеры гидравлического поршня отнимают большую часть места амортизатора, которую можно было бы направить на увеличение воздушного столба – для получения более мягкой подвески.

Известен однотрубный гидропневматический амортизатор, содержащий трубу с гидравлической полостью, заполненной рабочей жидкостью, шток с гидравлическим поршнем, расположенным в трубе и разделяющим гидравлическую полость амортизатора на две части, газовую полость и поршень-разделитель, выполненный с возможностью перемещения и разделяющий газовую полость от гидравлической. Шток выполнен в виде трубы, соосно размещенной в трубе с гидравлической полостью, одна часть которой заполнена газом, а другая – рабочей жидкостью, причем поршень-разделитель размещен внутри штока. Технический результат – повышение эффективности работы амортизатора при одновременном упрощении его конструкции путем исключения потребности в дополнительных упругих элементах и обеспечения сокращения длины амортизатора [62].

Недостатки данного технического решения:

1. Данная конструкция не позволяет применить дополнительную выносную пневматическую камеру, а имеющаяся основная пневматическая камера не обеспечит требуемую упругую характеристику для тяжелых дорожных условий.

2. Отсутствуют предохранительные элементы – отбойник и предохранительный клапан в пневматической части.

Известен пневмогидравлический амортизатор, содержащий рабочий цилиндр с гидравлическим поршнем и поршнем разделительным, который делит полость цилиндра на гидравлическую и газовую, проушины для крепления к автомобилю, причем гидравлический поршень снабжен клапанной системой и выходящим наружу цилиндра штоком, отличающийся тем, что рабочий цилиндр установлен соосно внутри внешнего цилиндрического резервуара с возможностью перемещения внутри резервуара, заполненного газом так, что с обеих сторон рабочего цилиндра в резервуаре образованы газовые полости, и снабжен жестко связанным с ним штоком, на свободном конце которого, выходящего за пределы внешнего цилиндрического резервуара, установлена проушина для крепления к рычажной системе подвески колеса автомобиля, причем на свободном конце штока гидравлического поршня, установленном с возможностью перемещения рабочего

цилиндра относительно него и жестко закрепленного на внешнем цилиндрическом резервуаре, находится проушина для крепления к кузову автомобиля. Отличается тем, что газовые полости внешнего цилиндрического резервуара снабжены предохранительными клапанами, связанными между собой трубопроводом [67].

Недостатки данного технического решения:

1. Наличие воздушного трубопровода, соединяющего верхнюю и нижнюю пневматические камеры, приводит к возможности срыва нижнего крепления трубопровода в результате движения по дорогам с крупными неровностями.

2. Наличие предохранительного клапана в нижней части амортизатора и отсутствие его защиты тоже приводят к вероятности его срыва.

3. Амортизационная жидкость находится во внутреннем цилиндре амортизатора, что ухудшает его охлаждение и приводит к кавитации амортизационной жидкости.

4. Наличие большого количества сопрягаемых поверхностей, в результате чего требуется наличие большого количества уплотнений, что ухудшает надежность амортизатора.

5. Повышение жесткости пневматического упругого элемента в верхней и нижней частях амортизатора и нагрев в них воздуха; вследствие больших скоростей деформации упругого элемента воздух не успевает протекать через трубопровод, соединяющий верхнюю и нижнюю камеры, и сжимается только объем воздуха, находящийся до клапана трубопровода, – эффект гашения удара колес практически пропадает.

Известны пневмогидравлические рессоры (ПГР) с улучшенными характеристиками, которые обеспечивают прогрессивное изменение жидкости на ходах сжатия и отбоя [15]:

1. ПГР с двумя степенями жесткости упругой и демпфирующей характеристик [7, 76, 98].

2. ПГР со стабилизацией упругих характеристик при нагреве [92].

3. ПГР с демпферами постоянной мощности [65, 105].

4. ПГР с демпфером, саморегулируемым по частоте абсолютных колебаний [72].

5. ПГР с демпферами, саморегулируемыми по частоте относительных колебаний [64, 68, 71, 87].

6. ПГР с демпферами, саморегулируемыми по амплитуде и направлению относительных колебаний [89, 93, 102, 103].

Основными недостатками представленных ПРГ является сложность конструкций дроссельной системы и невозможность применения дополнительного упругого элемента.

В качестве прототипа был взят однотрубный пневмогидравлический амортизатор, содержащий рабочий цилиндр с размещенными внутри него гидравлической и газовой полостями, гидравлический поршень, проушины для крепления к автомобилю. Гидравлическая и газовая полости ограничены разделительным поршнем. Гидравлический поршень снабжен выходящим наружу цилиндра штоком и клапанной системой. У амортизатора есть цилиндрический резервуар, заполненный газом под расчетным давлением. Резервуар установлен на рабочий цилиндр соосно и соединен с ним посредством уплотнительно-направляющей втулки. Причем свободный от поршня конец штока жестко закреплен на крышке резервуара, на которой установлена проушина для крепления к кузову автомобиля. Технический результат – повышение функциональных возможностей амортизатора, а именно придание ему функции упругого элемента подвески при одновременном обеспечении возможности регулировки ее параметров [61].

Недостатки данного технического решения:

1. Пневматический резервуар, выступающий в качестве упругого элемента, недостаточен для тяжелых дорожных условий, так как наблюдаются большие динамические нагрузки с большим чередованием этих нагрузок по силе, в результате чего наблюдается повышенная жесткость подвески, а отсюда и ее пробои.

2. При использовании в тяжелых дорожных условиях из-за больших динамических нагрузок возникает перегрев амортизатора. В результате ухудшаются демпфирующие способности амортизатора, возникает кавитация амортизационной жидкости.

3. Нижний цилиндр подвергается постоянному контакту с окружающей средой, в результате чего происходит повышенное изнашивание поверхности цилиндра, появление ржавчины, что влечет за собой заклинивание цилиндра.

4. Большая нагрузка на грязесъемное кольцо, которое в результате быстро выходит из строя, что приводит к сложности обслуживания и уменьшению межремонтного пробега машины.

5. Несмотря на возможность подключения к пневматической части амортизатора компрессора, обеспечить требуемые ходы сжатия и отбоя не представляется возможным.

6. Наличие ниппеля в боковой части амортизатора усложняет его установку в машину.

7. Нет возможности автоматической подстройки под дорожные условия.

Задачей новой конструкции амортизатора является устранение указанных выше недостатков и получение требуемой упругой характеристики для тяжелых дорожных условий и полное устранение пробоев амортизаторов, возможность автоматической регулировки в зависимости от дорожных условий.

3.3.2. Специфика применения амортизатора с внешней выносной камерой

Арктика является самым северным регионом России, в который входят территории Мурманской области, Ненецкого, Чукотского и Ямало-Ненецкого автономных округов, Республики Коми, нескольких районов Республики Саха (Якутия), города Норильска, двух районов Красноярского края, муниципальных образований Архангельской области [183]. Активное освоение Арктики является одним из приоритетных направлений развития, намеченных Правительством Российской Федерации [1, 3].

Техника, в том числе строительная, эксплуатируемая в Арктике, должна обладать высокой проходимостью, устойчивостью и управляемостью [152, 154, 155, 159, 163, 165, 166]. Особые требования предъявляются к ходовым устройствам (ХУ) транспортно-технологических машин (ТТМ). Под термином «ТТМ» следует понимать строительную и транспортную самоходную технику. Одно из главных требований к ХУ – обеспечение плавности хода машин в условиях полного бездорожья [167, 168, 172–174]. Выполнение этого требования обеспечивает подвеска ходовой части, а конкретно один из ее основных элементов – амортизатор. Упругие элементы подвески должны поглощать сильные удары, обеспечивая более плавный ход машины и сохранность других элементов подвески.

Особую важность повышение плавности хода имеет для передвижных ремонтных мастерских (ПРМ), предназначенных для обеспечения работоспособности техники в условиях протяженного транспортного строительства при практически полном отсутствии дорог с усовершенствованным покрытием. От плавности хода зависит скорость перемещения ПРМ и, следовательно, количество обслуженной техники [169].

Плавность хода транспортных средств во многом зависит от упругих элементов подвески, их способности поглощать и смягчать удары и толчки,

возникающие в результате движения автомобиля в тяжелых дорожных условиях. Используемые в конструкции подвески амортизаторы обладают существенным недостатком, который заключается в прогрессивной упругой характеристике, имеющей высокое значение жесткости в конце хода сжатия [134]. Для смягчения упругой характеристики возможно применение дополнительных элементов подвески – пневматических баллонов, связанных с внешним источником сжатого воздуха [25]. Однако использование таких дополнительных элементов усложняет и удорожает конструкцию подвески.

Известны гидропневматические амортизаторы, содержащие упругий элемент в виде внутренней пневматической камеры [134, 168]. Такие амортизаторы способны в дополнение к основным функциям гашения и демпфирования колебаний поддрессоренной массы автомобиля выполнять и функции пневматических баллонов. Однако и этим амортизаторам присуще высокое значение жесткости в конце хода сжатия. Смягчение упругой характеристики таких амортизаторов возможно за счет применения внешней пневматической камеры, связанной с внутренней пневмокамерой и уменьшающей относительное изменение объема газа в конце хода сжатия [169].

3.3.3. Описание конструкции амортизатора с дополнительной выносной камерой

Задачами заявляемой полезной модели [30] является устранение указанных выше недостатков, а именно: обеспечить требуемую упругую характеристику в конце хода подвески для тяжелых дорожных условий для устранения пробоев подвески; повысить демпфирующие способности подвески; увеличить срок службы нижнего цилиндра и грязесъемного кольца, тем самым повысив надежность амортизатора и увеличив межремонтный пробег машины; обеспечить максимально возможные ходы амортизатора для эксплуатации его в тяжелых дорожных условиях и возможность регулировки в зависимости от дорожных условий.

Выполнение поставленных задач достигается тем, что однотрубный пневмогидравлический амортизатор содержит рабочий цилиндр с размещенными внутри него гидравлической и газовой полостями, ограниченными разделительным поршнем, гидравлический поршень, снабженный выходящим наружу цилиндра штоком и клапанной системой, направляющую втулку штока, проушины для крепления к машине. Амортизатор снабжен цилиндрическим резервуаром, заполненным воздухом под расчетным давлением, установленным на рабочий цилиндр соосно и соединенным

с ним посредством уплотнительно-направляющей втулки. Свободный от поршня конец штока жестко закреплен на крышке резервуара, на которой установлена проушина для крепления к кузову машины, а к самому резервуару с воздухом подключена дополнительная выносная пневматическая камера, закрепленная на крышке пневматического резервуара (параллельно), в крышке имеется канал, соединяющий цилиндрический резервуар с воздухом с выносной пневматической камерой. Причем в нижней части выносной пневматической камеры имеется предохранительный клапан, а в крышке резервуара имеется регулировочный клапан. Притом нижняя часть амортизатора имеет защитный кожух, соединенный с нижним цилиндром при помощи хомута, а с верхней частью за счет уплотнительно-направляющей втулки и зажимного кольца. Однотрубный амортизатор обеспечивает демпфирующую характеристику, а воздух в резервуаре и выносной пневматической камере – упругую.

В отличие от традиционной конструкции однотрубного гидропневматического амортизатора новый амортизатор (рис. 30) содержит нижний 3 и верхний 4 цилиндры, соединенные уплотнительной направляющей втулкой 6, закрепленной через резьбовое соединение на нижней части цилиндра 4, гидравлический 7 и пневматический 8 поршни, направляющую (разделительная) втулку 9, закрепленную через резьбовое соединение на внутренней поверхности цилиндра 3 в его верхней части, в нижней части закреплена проушина 12, для крепления амортизатора к оси машины, верхнюю крышку 11 с закрепленной на ней проушиной 13, для крепления к кузову машины, шток 15, жестко закрепленный на крышке 11 с внутренней стороны, проходящий через втулку 9 и жестко связанный с поршнем 7 и стопорным кольцом 14. К верхней крышке 11 параллельно с цилиндром 4 прикреплена при помощи резьбового соединения дополнительная пневматическая камера 5, в самой крышке 11 имеется канал, соединяющий камеру Д и Г, данные камеры заполнены сжатым воздухом под заданным давлением, сверху крышки 11 соосно с дополнительной пневматической камерой 5 установлен регулировочный (он же заправочный) клапан 2, который соединен с пневматической системой машины, в нижней части дополнительной пневматической камеры установлен предохранительный клапан 1 при помощи нижней крышки камеры 17 посредством резьбового соединения. Нижний цилиндр 1 имеет три полости: две жидкостные полости Б и В, содержащие амортизирующую жидкость и разделенные поршнем 7, и газовую полость А, заполненную азотом под заданным давлением и отделенную от полости Б поршнем 8.

Сам цилиндр 3 у основания имеет специальную проточку для укладки защитного кожуха 19, его фиксация у основания происходит за счет хомута 18, а фиксация верхней части защитного кожуха происходит за счет укладки в специальную проточку уплотнительно-направляющей втулки 6, имеющей резьбу, и зажимается за счет зажимной гайки (на схеме не показана) при помощи резьбового соединения. Поршень 7 снабжен дроссельными каналами и клапанами (на схеме не показаны), служащими для перетекания амортизирующей жидкости между полостями Б и В и обеспечения за счет их сопротивления требуемых гидравлических характеристик амортизатора.

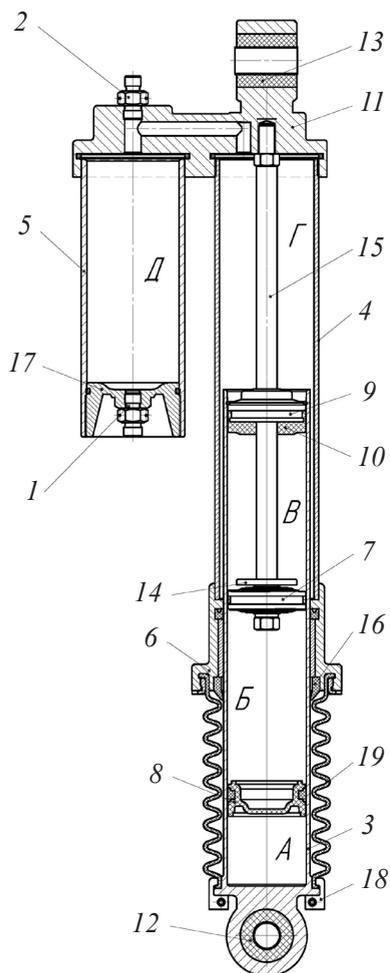


Рис. 30. Пневмогидравлический амортизатор с выносной пневматической камерой: А – азотная полость; Б, В – полости с амортизационной жидкостью; Г, Д – пневматические полости; 1 – предохранительный пневматический клапан; 2 – регулировочный (и заправочный) клапан; 3 – нижний цилиндр; 4 – верхний цилиндр; 5 – выносная пневматическая камера; 6 – направляющая втулка; 7 – гидравлический поршень; 8 – разделительный поршень; 9 – разделяющая втулка; 10 – отбойник; 11 – верхняя крышка; 12, 13 – нижняя и верхняя проушины крепления; 14 – стопорное кольцо; 15 – шток; 16 – грязесъемное кольцо; 17 – нижняя крышка выносной пневматической камеры; 18 – двухсоставной хомут; 19 – защитный кожух

Втулка 9 со стороны поршня 7 снабжена резиновой амортизирующей прокладкой 10, которая при отбое амортизатора контактирует со стопорным кольцом 14, смягчая тем самым ударную нагрузку на амортизатор и машину.

Устройство работает следующим образом. Перед установкой в подвеску амортизатор полость *A* заполняется азотом под заданным давлением, опускается разделительный поршень 8, полость *B* заправляется амортизационной жидкостью, опускается рабочий поршень 7 со штоком 15, в полость *B* заливается оставшаяся часть амортизационной жидкости и закрывается втулкой 9. При этом давление заполнения рассчитывается по величине статической деформации амортизатора (при снаряженном весе), когда поршень 7 расположен примерно на одинаковом расстоянии от втулки 9 и поршня 8. Это условие обеспечит требуемые упругие характеристики амортизатора. Затем собранный нижний цилиндр 3 монтируют совместно с газовым резервуаром 4 и выносной пневматической камерой 5, полости *D* и *Г* заполняют сжатым воздухом через регулировочный клапан 2 под расчетным давлением закачки.

Давление закачки рассчитывают по величине статической деформации амортизатора при снаряженной машине, при которой поршень 7 будет находиться примерно на равном расстоянии от втулки 9 и поршня 8. Выполнение данного условия обеспечивает требуемую упругую характеристику амортизатора [134]. Далее амортизатор устанавливают в подвеску. При движении машины удар от неровностей дороги гасится в основном за счет упругости сжатого азота в полостях *D* и *Г* при движении цилиндра 3 вверх относительно цилиндра 4 и частично за счет сжатия азота в полости *A*. Объем полости *A* уменьшается во время такта сжатия за счет вытеснения жидкости штоком 15, движущимся вниз относительно цилиндра 3, так как движение поршня 8 компенсирует вытеснение жидкости штоком. Гашение амплитуды колебаний после удара (т. е. демпфирование колебаний) происходит за счет гидравлического сопротивления поршня 7, вызванного протеканием амортизационной жидкости через каналы и клапаны поршня 7. С целью обеспечения оптимальной плавности хода машины в зависимости от грузоподъемности и неровности дороги, а также предохранения амортизатора от перегрузок дополнительная пневматическая камера 5 имеет предохранительный клапан 1, настроенный на расчетное усилие срабатывания в случае повышенного давления в системе. После того как амортизатор вернулся в исходное состояние, для восстановления требуемого давления в крышке 11 установлен регулировочный клапан 2, который подключен

к пневматической системе машины (на схеме не показан), обеспечивая тем самым требуемое (настроенное) давление в полостях *Д* и *Г*. Конструкция предохранительного *1* и регулировочного клапана *2*, а также их сочетание в работе позволяет автоматически поддерживать необходимое давление в системе, обеспечивая требуемую упругую характеристику в различных режимах работы амортизатора. Кожух *19* позволяет во время движения машины в тяжелых дорожных условиях защитить цилиндр *3* от попадания песка и грязи, продлив его срок службы, и снять повышенную нагрузку с грязесъемного кольца *16*. Применение крепления кожуха *19* при помощи хомута *18* и верхней гайки (на схеме не показана), устанавливаемой в направляющую втулку *б*, значительно упрощает сборку и обслуживание амортизатора в случае необходимости замены кожуха *19*.

Таким образом, заявляемая полезная модель позволяет обеспечить амортизатору наличие требуемой упругой характеристики в конце хода подвески при эксплуатации машины в тяжелых дорожных условиях, обеспечивая при этом надежность в эксплуатации и удобство обслуживания/сборки амортизатора. Кроме того, упрощается конструкция подвески путем исключения пружинного упругого элемента, обеспечивается регулировка параметров подвески в соответствии с типом транспортного средства и дорожными условиями.

3.3.4. Формула полезной модели

1. Пневмогидравлический амортизатор, содержащий рабочий цилиндр с размещенными внутри него гидравлической и газовой полостями, ограниченный разделительным поршнем, гидравлический поршень, снабженный выходящим наружу цилиндра штоком и клапанной системой, направляющую втулку штока, проушины для крепления к автомобилю, цилиндрический резервуар, заполненный воздухом под расчетным давлением, установленным на рабочий цилиндр соосно и соединенным с ним посредством уплотнительно-направляющей втулки, свободный от поршня конец штока жестко закреплен на крышке резервуара, на которой установлена проушина для крепления к кузову машины, отличается тем, что дополнительно снабжен выносной пневматической камерой параллельно цилиндрическому резервуару, которая соединена основным цилиндрическим резервуаром за счет верхней крышки, имеющей канал, соединяющий дополнительную выносную камеру с основной пневматической камерой амортизатора.

2. Пневмогидравлический амортизатор по п. 1, отличающийся тем, что выносная пневматическая камера в нижней части снабжена предохранительным клапаном, установленным в нижней крышке выносной пневматической камеры с помощью резьбового соединения.

3. Пневмогидравлический амортизатор по п. 1 или 2, отличающийся тем, что верхняя крышка амортизатора дополнительно имеет регулировочно-заправочный пневматический клапан.

4. Пневмогидравлический амортизатор по п. 1, 2 или 3, отличающийся тем, что нижний цилиндр у основания имеет специальную проточку для укладки защитного кожуха, его фиксация у основания происходит за счет хомута, а фиксация верхней части защитного кожуха происходит за счет укладки в специальную проточку уплотнительно-направляющей втулки, имеющую резьбу, и зажимается за счет зажимной гайки при помощи резьбового соединения.

3.3.5. Моделирование упругой характеристики амортизатора

Ударогасящая способность подвески определяется упругой характеристикой, представляющей собой зависимость вертикальной нагрузки на колесо от деформации (прогиба) подвески, измеряемой непосредственно над осью колеса. Параметрами, характеризующими упругие свойства подвески, являются [25, 134, 171]:

- статический прогиб $S_{ст}$;
- динамический ход (прогиб) до верхнего $S_{д.сж}$ (сжатие) и нижнего $S_{д.от}$ (отбой) ограничителей хода;
- коэффициент динамичности;
- жесткость подвески.

Построение упругой характеристики амортизатора начинается с выбора основных его параметров согласно рекомендациям [25, 134, 169, 171]:

- статической нагрузки на амортизатор в снаряженном состоянии – расчетное усилие $P_{расч}$;
- статического прогиба амортизатора в снаряженном состоянии $S_{ст}$;
- динамического хода сжатия $S_{д.сж}$;
- динамического хода отбоя $S_{д.от}$;
- нагрузки $P_{д.сж}$ на амортизатор при $S_{д.сж}$;
- нагрузки $P_{д.от}$ на амортизатор при $S_{д.от}$.

На основании выбранных исходных параметров вычисляются геометрические размеры амортизатора, представленные на рис. 31.

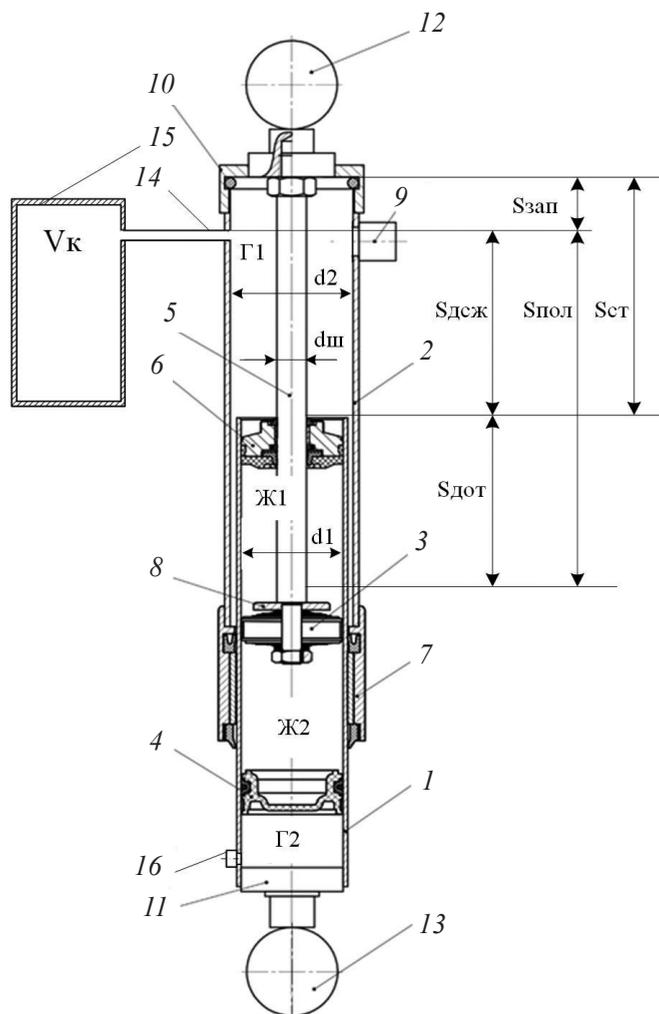


Рис. 31. Конструкция пневмогидравлического амортизатора:

1 – гидравлический цилиндр; 2 – пневматический цилиндр; 3 – гидравлический поршень; 4 – пневматический поршень; 5 – шток; 6 – направляющая втулка; 7 – внешняя направляющая втулка; 8 – упорное кольцо; 9, 16 – ниппель; 10, 11 – верхняя и нижняя крышки; 12, 13 – проушины для крепления амортизатора; 14 – соединительный канал; 15 – внешняя пневматическая камера; $d1, d2$ – диаметры гидравлического 1 и газового 2 цилиндров; $d_{ш}$ – диаметр штока 5; S – деформация (величины хода) амортизатора; $S_{ст}$ – статический прогиб в снаряженном состоянии; $S_{д.сж}$ – динамический ход сжатия; $S_{д.от}$ – динамический ход отбоя; $S_{пол}$ – полная деформация; $S_{зап}$ – запасная (дополнительная) деформация

Ниже приведена формула расчета жесткости C от усилия на штоке P и деформации S . В скобках приведены параметры, от которых зависят величины [169].

$$C(d2, S, Se, k) = \frac{P(d2, S, Se, k)}{S + Se}, \quad (66)$$

где $d2$ – внутренний диаметр цилиндрической газовой полости ΓI ; S – текущая деформация амортизатора (изменяется от 0 до $S_{\text{пол}} = S_{\text{д.сж}} + S_{\text{д.от}}$); Se – дополнительная (запасная) деформация амортизатора; k – коэффициент, показывающий отношение объема V_k внешней камеры к максимальному объему внутренней газовой камеры ΓI при деформации амортизатора $S_{\text{пол}}$ (при $k = 0$ внешняя камера отсутствует, $k = 1$ – объем внешней камеры равен объему камеры ΓI при деформации $S_{\text{пол}}$).

На рис. 32 приведены результаты моделирования в Mathcad упругой характеристики и жесткости амортизатора с дополнительной пневматической камерой и без нее для КамАЗ-43502, выполненного согласно методике [134, 169].

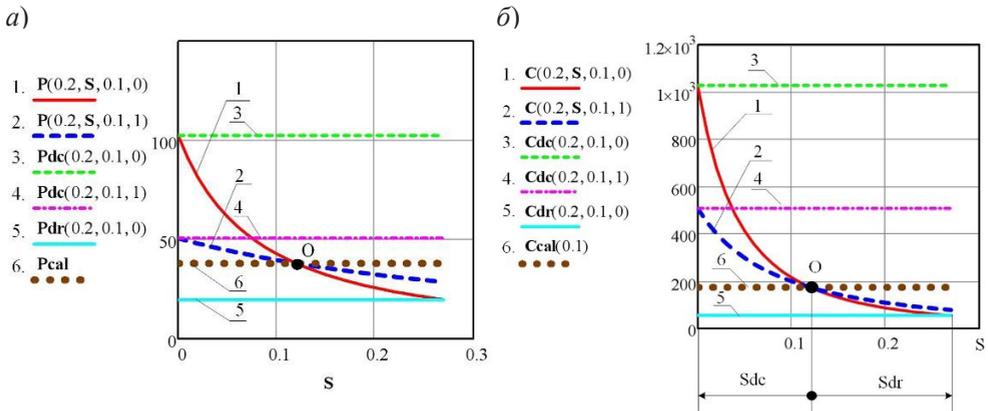


Рис. 32. Результаты моделирования в Mathcad упругой характеристики (а) и жесткости (б) амортизатора: P – усилия, кН; C – жесткость, кН/м; S – деформация, м; S_{dc} – деформация динамического сжатия (dynamic compression); S_{dr} – деформация динамического отбоя (dynamic rebound); P_{cal} , C_{cal} – расчетное (calculated) усилие и жесткость при статической деформации $S_{ст}$; параметры в скобках: при P и C – $d2, S, Se, k$; при P и C с индексами dc (dynamic compression) и dr (dynamic rebound) – $d1, Se, k$; при C_{cal} – Se

Как видно из рис. 32, внешняя камера (ВК) дает заметное смягчение (понижение) характеристики при малой деформации S , т. е. на ходе сжатия (слева от точки O), и некоторое повышение на ходе отбоя (справа от точки O). Упругая характеристика становится более полой. Линии 1 (отсутствует ВК, $k = 0$), 2 (присутствует ВК, $k = 1$) и b на обоих графиках пересекаются в точке O потому, что расчетное усилие $P_{расч}$ (P_{cai}) было принято в качестве исходного для расчета параметров пневматической системы амортизатора. От него рассчитываются усилия динамического сжатия P_{dc} и отбоя P_{dr} .

Однако положение линии b расчетного усилия (а также и жесткости) зависит от заданного первоначально давления в камере $\Gamma 2$. И чем выше будет это давления, тем выше будут располагаться линия b и, следовательно, точка O . Таким образом, параметры упругой характеристики могут варьироваться.

Какие результаты дает более полая характеристика, можно увидеть, выполнив моделирование процесса гашения колебаний подрессоренной массы автомобиля согласно методике [167, 169] (рис. 33).

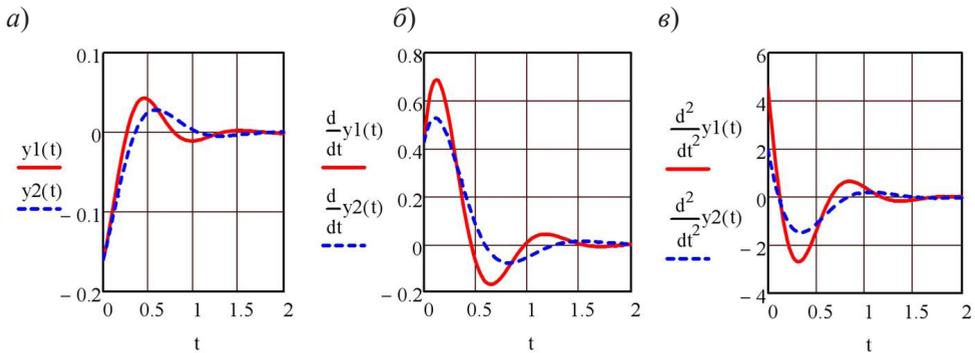


Рис. 33. Результаты моделирования в Mathcad процесса гашения колебаний при наезде на единичное препятствие в функции времени t (с): a – амплитуда колебаний, м; b – скорость колебаний, м/с; v – ускорение колебательного процесса, м/с²; индексы при параметре $y(t)$: 1 – при отсутствии внешней камеры (сплошная линия); 2 – при наличии внешней камеры (пунктирная линия)

Начало графика соответствует моменту деформации $S_{д.сж}$ при усилении $P_{д.сж}$, произошедшей в результате наезда на препятствие. Снижение параметров колебательного процесса (амплитуды, скорости и ускорения)

обусловлено меньшей жесткостью упругой характеристики. Так, при параметре внешней камеры $k = 1$ (именно при таком параметре k показан расчет на графиках) получается снижение амплитуды на 40 % на ходе отбоя (примерно через 0,5 с после наезда на препятствие) и примерно такое же снижение скорости и ускорения. Применение внешней пневматической камеры позволяет примерно в два раза снизить динамические нагрузки при движении по дороге со значительными неровностями, вызывающими максимальную деформацию амортизатора. Расчеты показывают, что снижение уровня динамических нагрузок пропорционально снижению жесткости упругой характеристики. Однако более чем двукратного снижения динамики не позволит достичь применение внешней камеры. Это показывает расчетное соотношение жесткостей при отсутствии и наличии внешней камеры (рис. 34) [169].

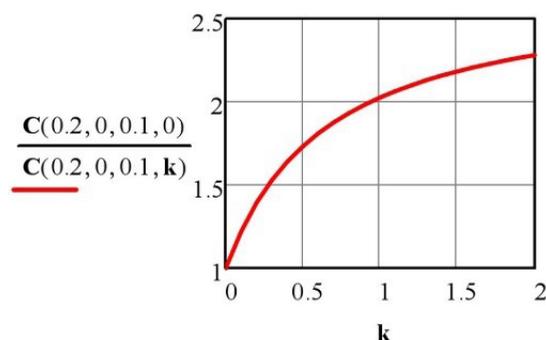


Рис. 34. Результаты моделирования в Mathcad соотношения жесткостей при отсутствии ($k = 0$) и наличии ($k = 0-2$) внешней камеры

Применение внешней пневматической камеры обеспечивает заметное повышение плавности хода транспортного средства за счет снижения динамических нагрузок при движении по неровной дороге. Однако возможности применения данного способа повышения плавности хода ограничены. Дополнительного эффекта можно достичь путем варьирования величины дополнительного (запасного) хода $S_{\text{зап}}$ в конце деформации сжатия. Но и этот способ имеет свой недостаток, так как приводит к увеличению длины амортизатора, размеры которого ограничены конструктивными особенностями ходовой части транспортного средства.

Следует отметить, что зона камеры $Г1$, обозначенная длиной $S_{\text{зап}}$, выполняет роль газового буфера при величине деформации на ходе сжатия, превышающей $S_{\text{д.сж}}$, и исключает возможность пробоя амортизатора на ходе сжатия.

Выводы

1. Использование дополнительной внешней пневмокамеры, связанной с внутренней пневмокамерой амортизатора, позволяет достичь двукратного снижения динамических нагрузок на транспортное средство и в результате повысить плавность хода.

2. Выполненное моделирование упругой характеристики позволяет выбрать оптимальные параметры амортизатора для различных транспортных средств.

3.4. Специфические конструкции амортизаторов

3.4.1. Гидродемпфер с системой «несмачиваемая жидкость – нанопористое тело»

Полезная модель относится к области транспортного машиностроения, а точнее, к способу обеспечения различных требуемых сил сопротивления демпфирующих устройств (ДУ), устанавливаемых в подвеске транспортных средств.

Известны конструкции ДУ, выполненные в виде однотрубных или двухтрубных амортизаторов, содержащих разделенные полости, одна из которых заполнена жидкостью, а другая – газом. Демпфирование ударной сжимающей нагрузки основано на гидравлическом сопротивлении движения поршня в жидкости, а также на сжатии газа [25].

Недостатком указанных устройств является недостаточная демпфирующая способность.

Наиболее близким по конструктивному исполнению является ДУ, выполненное в виде однотрубного гидропневматического амортизатора, содержащего цилиндр, разделительный поршень, делящий внутренний объем цилиндра на две части – жидкостесодержащую и газонаполненную, шток с рабочим поршнем, снабженным двумя клапанами – сжатия и отбоя, перемещающимся в жидкостесодержащей полости цилиндра [131]. Достоинством ДУ является пропорциональная зависимость силы демпфирования от величины

ударной нагрузки. Однако при значительной динамической нагрузке, возникающей, например, при наезде на скорости более 50 км/ч на препятствие высотой более 100 мм, демпфирование ударной нагрузки становится недостаточным, что приводит к деформации, а впоследствии и к преждевременному разрушению элементов подвески транспортного средства.

Известен способ поглощения энергии ударного воздействия с использованием гетерогенной системы, заключающийся в том, что в процессе сжатия размещенной в замкнутом объеме гетерогенной системы, состоящей из пористого вещества (нанопористого тела) и несмачивающей его жидкости, происходит заполнение жидкостью нанопористого тела, сопровождающееся поглощением энергии [101]. После снятия сжимающей нагрузки происходит отдача жидкости нанопористым телом, сопровождающаяся частичным возвратом (диссипацией) энергии. В гидропневматическом амортизаторе, реализующем указанный способ, компенсационные возможности ДУ увеличиваются за счет уменьшения объема циркулирующей жидкости вследствие поглощения ее нанопористым телом.

Недостатком ДУ с таким способом поглощения энергии является узкий диапазон демпфируемых нагрузок, так как имеет место зависимость демпфирующих свойств от критического давления перколяционного порога (КДПП), при котором начинается процесс поглощения жидкости нанопористым телом. КДПП соответствует определенному значению динамической сжимающей нагрузки и зависит от величины нанопор (пор нанопористого тела).

Задачей, на решение которой направлена полезная модель, является устранение указанных недостатков посредством того, что гидродемпфер, выполненный в виде однотрубного гидропневматического амортизатора, содержащий полый цилиндр, разделительный поршень, делящий внутреннюю полость цилиндра на две части – жидкостесодержащую и газонаполненную, шток с рабочим поршнем, снабженным двумя клапанами – сжатия и отбоя, перемещающимся в жидкостесодержащей полости цилиндра, дополнительно снабжен двумя или более кассетами с нанопористыми телами с различными размерами нанопор, помещенными в разделительный поршень, причем нанопористое тело кассеты, непосредственно контактирующее с жидкостью, имеет поры большего размера, чем тела кассет, расположенных за первой кассетой, а жидкость, заполняющая цилиндр, является несмачивающей по отношению к нанопористым телам. Размеры нанопор подбираются таким образом, чтобы обеспечить требуемый закон изменения демпфирования нагрузок.

Сущность полезной модели заключается в том, что:

- разделительный поршень снабжен двумя или более кассетами с нанопористыми телами с различными размерами нанопор, причем нанопористое тело кассеты, непосредственно контактирующее с жидкостью, имеет поры большего размера, чем тела кассет, расположенных за первой кассетой;
- жидкость, заполняющая цилиндр, является несмачивающей по отношению к нанопористым телам.

Конструкция полезной модели поясняется чертежом, где (рис. 35) представлена общая конструктивная схема выполнения гидродемпфера в системе «несмачивающая жидкость – нанопористое тело» [42].

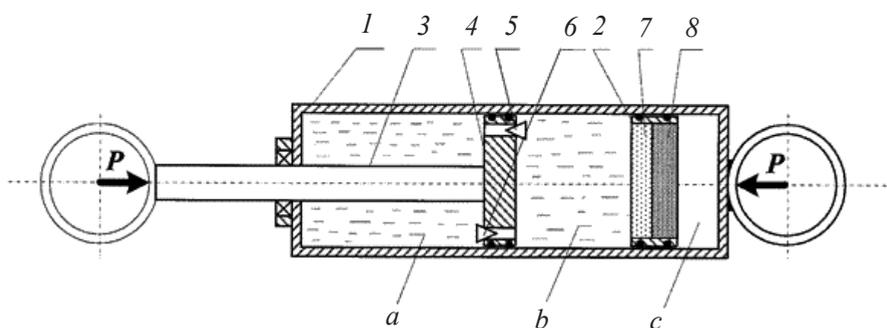


Рис. 35. Конструктивная схема гидродемпфера: *a, b* – жидкостная полость; *c* – газовая полость; *1* – полый цилиндр; *2* – разделительный поршень; *3* – шток; *4* – рабочий поршень; *5, 6* – клапаны сжатия и отбоя; *7, 8* – нанопористое тело (кассета)

Гидродемпфер содержит полый цилиндр *1*, разделительный поршень *2*, делящий внутренний объем цилиндра на две части – жидкостесодержащую (полости *a* и *b*) и газонаполненную (полость *c*), шток *3* с рабочим поршнем *4*, снабженным двумя клапанами – сжатия *5* и отбоя *6*, перемещающимися в жидкостесодержащей части цилиндра. Разделительный поршень *2* содержит кассеты *7* и *8* с нанопористыми телами, имеющими различные размеры нанопор, причем нанопористое тело кассеты *7*, непосредственно контактирующее с жидкостью, имеет поры большего размера, чем тело кассеты *8*, а жидкость, заполняющая цилиндр *1*, является несмачивающей по отношению к нанопористым телам.

Принцип работы гидродемпфера в системе «несмачивающая жидкость – нанопористое тело» следующий.

Под воздействием внешней ударной нагрузки величиной P происходит движение штока 1 с поршнем 4 направо (ход сжатия), давление в полостях b и c повышается.

Дальнейшую работу полезной модели можно разделить на этапы.

На *первом этапе* происходит демпфирование внешней нагрузки посредством гидравлического сопротивления клапана 5 сжатия, который открывается, перепуская жидкость из полости b в полость a .

Второй этап. Повышение давления в полости b приводит к перемещению разделительного поршня 2 вправо и сжатию газа в полости c . За счет затраты энергии на сжатие газа происходит поглощение энергии ударного воздействия.

Третий этап. В конце второго этапа давление в полости b достигает значения критического давления перколяционного порога (КДПП), при котором начинается процесс поглощения жидкости нанопористым телом, находящимся в кассете 7 . На этом этапе поглощения энергии ударного воздействия сглаживается пиковая нагрузка, наиболее опасная для конструкции транспортного средства.

Четвертый этап. Если величина внешней нагрузки такова, что давление в полости b продолжает расти после заполнения пор нанопористого тела в кассете 7 , начинается процесс поглощения жидкости нанопористым телом, находящимся в кассете 8 , при большем значении КДПП.

Количество кассет, их толщина, характеристики нанопористых тел подбираются в соответствии с законом изменения внешней нагрузки. Граничное условие таково: жидкость не должна заполнить весь объем нанопористого тела последней кассеты, чтобы не попасть в полость c .

После снятия внешней нагрузки происходит снижение давления в полости b , нанопористые тела отдают жидкость обратно в полость b , поршень 2 перемещается налево под действием давления газа в полости c , в полости b давление ставится выше давления в полости a , поршень 4 со штоком 3 перемещается влево при открытом клапане 6 отбоя (ход расширения).

Цикл работы гидродемпфера закончен.

Техническим результатом является улучшение демпфирующей способности устройства и обеспечение требуемых сил сопротивления динамической нагрузке конкретной подвески транспортного средства.

3.4.2. Формула полезной модели

Гидродемпфер с системой «несмачивающая жидкость – нанопористое тело», содержащий полый цилиндр, разделительный поршень, делящий

внутреннюю полость цилиндра на две части – жидкостесодержащую и газонаполненную, шток с рабочим поршнем, снабженным двумя клапанами – сжатия и отбоя, перемещающимся в жидкостесодержащей полости цилиндра, *отличающийся* тем, что разделительный поршень дополнительно снабжен двумя или более кассетами с нанопористыми телами с различными размерами нанопор, причем нанопористое тело кассеты, непосредственно контактирующее с жидкостью, имеет поры большего размера, чем тела кассет, расположенных за первой кассетой, а жидкость, заполняющая цилиндр, является несмачивающей по отношению к нанопористым телам.

3.4.3. Гидропневматический амортизатор с функцией силового гидроцилиндра

Полезная модель относится к гидропневматическим однотрубным амортизаторам, предназначенным для демпфирования колебаний в подвеске колесного транспортного средства в движении.

Известно применение силовых гидроцилиндров в качестве грузоподъемных устройств [14]. Гидроцилиндры содержат собственно цилиндр (корпус цилиндра), поршень, шток, штуцеры для подключения к трубопроводам подачи рабочей жидкости, устройства крепления (обычно проушины). Конструкции гидроцилиндров и однотрубных амортизаторов весьма близки. Одно из основных отличий амортизаторов – способность перепускать жидкость через поршень при повышении давления с одной из сторон поршня. Если временно блокировать эту способность, то амортизатор приобретет свойства гидроцилиндра.

Известен однотрубный гидропневматический амортизатор, выбранный в качестве прототипа, содержащий цилиндр, направляющую втулку, гидравлический поршень с дросселирующими отверстиями с набором дисковых пружинных клапанных пластин. Цилиндр имеет жидкостные полости – поршневою и штоковую, а также газовую полость, заполненную нейтральным газом под давлением и отделенную от надпоршневой полости плавающим разделительным поршнем. Амортизация сжимающей нагрузки основана на гидравлическом сопротивлении движения поршня в жидкости, а также на сжатии газа [25]. Величина сопротивления движению гидравлического поршня определяется жесткостью набора дисковых пружинных клапанных пластин, которые при отсутствии нагрузки перекрывают дросселирующие отверстия, а при воздействии нагрузки прогибаются и открывают проход жидкости по дросселирующим отверстиям между поршневой и штоковой жидкостными полостями.

Недостаток данного амортизатора – невозможность его использования в качестве силового гидроцилиндра для вывешивания отдельных колес автомобиля, например при проколе шины или для технического обслуживания колесно-ступичного узла. Особенную трудность отсутствие описанной функции вызывает эксплуатация многоосных тяжелых грузовых автомобилей.

Задача полезной модели состоит в повышении функциональности амортизатора путем придания ему функции силового гидроцилиндра за счет управляемой блокировки перетекания жидкости через поршень.

Сущность технического решения заключается в том, что однотрубный амортизатор, содержащий цилиндр, включающий жидкостные полости – поршневую и штоковую, разделенные гидравлическим поршнем с дросселирующими отверстиями и набором дисковых пружинных клапанных пластин, а также газовую полость, заполненную нейтральным газом под давлением и отделенную от надпоршневой полости плавающим разделительным поршнем, направляющую втулку, шток, дополнительно снабжен установленными на цилиндре двумя штуцерами для связи поршневой и штоковой полостей с гидросистемой автомобиля, а гидравлический поршень – катушкой индуктивности, соединенной через сверления в штоке с источником электрического тока.

Полезная модель поясняется чертежами, где (рис. 36) изображен общий вид амортизатора; на рис. 37 – конструкция поршня; на рис. 38 – схема расположения перепускных отверстий [53].

Автомобильный амортизатор с функцией силового гидроцилиндра содержит цилиндр 2, направляющую втулку 1, поршень 4 с дросселирующими отверстиями 5 и 10 и набором дисковых пружинных клапанных пластин 8 и 11. Цилиндр 2 имеет жидкостные полости – поршневую 13 и штоковую 17, а также газовую полость 15, заполненную нейтральным газом под давлением и отделенную от надпоршневой полости 13 плавающим разделительным поршнем 14. На цилиндре установлены штуцеры 16 и 18 для обмена жидкостью с гидросистемой автомобиля. Поршень закреплен на штоке гайкой 7.

Поршень 4 снабжен катушкой индуктивности 6, соединенной через сверления 12 в штоке 3 с источником электрического тока, уплотнительным кольцом 19 и резиновой втулкой 20.

Технический результат полезной модели состоит в повышении эффективности амортизатора путем придания ему функции силового гидроцилиндра.

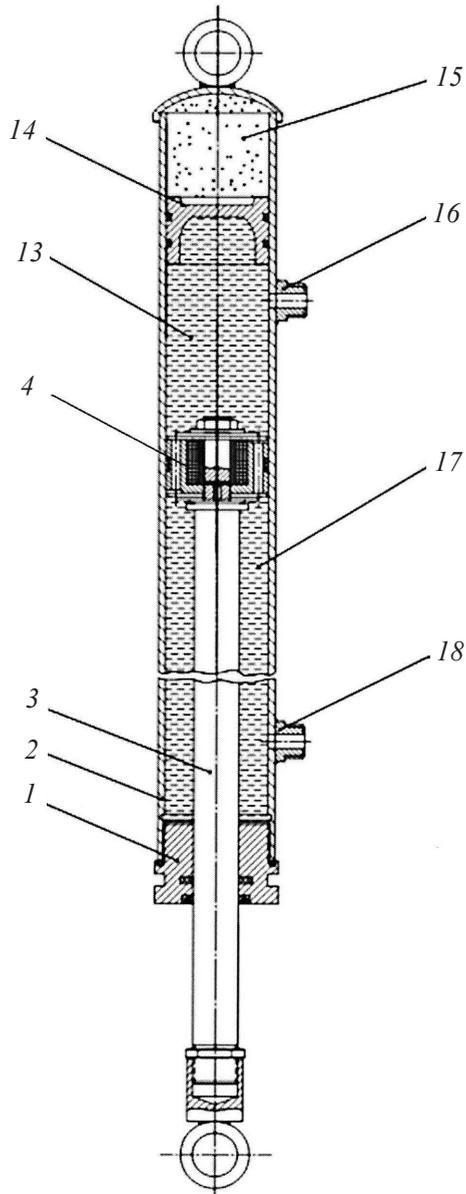


Рис. 36. Общий вид амортизатора:
1 – направляющая втулка; 2 – цилиндр; 3 – шток; 4 – рабочий поршень;
13 – поршневая полость; 14 – плавающий разделительный поршень;
15 – газовая полость; 16, 18 – штуцер; 17 – штоковая полость

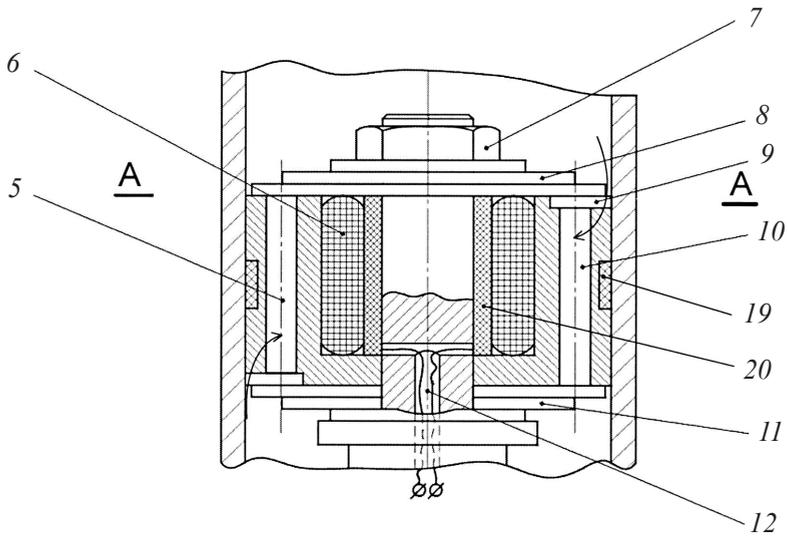


Рис. 37. Конструкция поршня: 5, 10 – дросселирующие отверстия; 6 – катушка индуктивности; 7 – гайка; 8, 11 – клапанные пластины; 9 – перепускные отверстия; 19 – уплотнительное кольцо; 20 – резиновая втулка

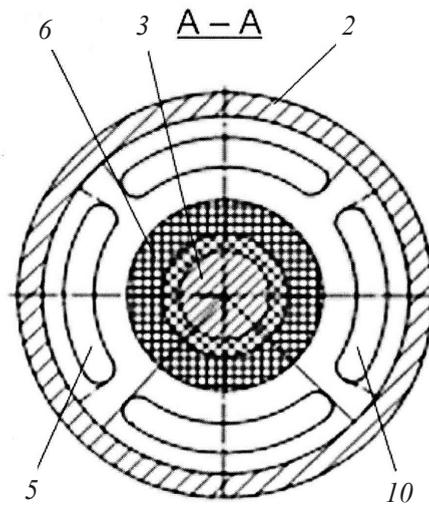


Рис. 38. Схема расположения перепускных отверстий: 2 – цилиндр; 3 – шток; 5, 10 – дросселирующие отверстия; 6 – катушка индуктивности

Полезная модель работает следующим образом. При работе в режиме демпфирования поршень 4, снабженный системой перетекания жидкости через дросселирующие отверстия 5 и 10, степень открытия которых определяется упругостью наборов дисковых пружинных клапанных пластин 8 и 11, совершает возвратно-поступательное движение внутри цилиндра 2, заполненного жидкостью. При движении вверх клапан 8 поршневой полости прижимается к верхнему торцу поршня усилием давления жидкости, находящейся в поршневой полости 13, перекрывая перепускные отверстия 5. Перетекание жидкости при этом из поршневой полости 13 в штоковую полость 17 происходит через перепускные отверстия 9 и клапан 11 штоковой полости, пластины которого отжимаются от поршня 4 под действием давления перетекающей жидкости. Для компенсации объема жидкости, вытесняемой штоком 3, в цилиндре 2 предусмотрена газовая полость 15, заполненная нейтральным газом под давлением и отделенная от надпоршневой полости плавающим разделительным поршнем 14, который по мере входа штока в цилиндр перемещается вверх, дополнительно сжимая газ в полости 15. Уплотнительное кольцо 19 служит для устранения перетекания жидкости по боковой поверхности поршня 4. Резиновая втулка 20 служит для фиксации катушки индуктивности 6.

Для обеспечения работы устройства в режиме силового цилиндра подается ток на катушку 6, и стальной поршень 4, выполняя роль электромагнита, притягивает к своим торцевым плоскостям стальные дисковые пластины пружинных клапанов 8 и 11, исключая таким образом перетекание жидкости из поршневой полости 13 в штоковую полость 17, и наоборот. При подаче жидкости от гидросистемы на штуцер 18 поршень 4 перемещается вверх, увлекая шток 3, связанный с рычагами подвески колеса, обеспечивая его вывешивание. При этом через штуцер 16 поршневой полости происходит слив жидкости в гидросистему.

При подаче жидкости от гидросистемы на штуцер 16 поршень 4 перемещается вниз, увлекая шток 3, связанный с рычагами подвески колеса, обеспечивая опускание колеса и, следовательно, подъем автомобиля. При этом через штуцер 18 штоковой полости происходит слив жидкости в гидросистему. В этом случае амортизатор выполняет функцию домкрата.

Транспортное средство, оснащенное предлагаемым амортизатором, также приобретает возможность изменения клиренса.

3.4.4. Формула полезной модели

Автомобильный амортизатор с функцией силового гидроцилиндра, содержащий цилиндр, включающий жидкостные полости: поршневую и штоковую, разделенные гидравлическим поршнем с дросселирующими отверстиями и набором дисковых пружинных клапанных пластин, а также газовую полость, заполненную нейтральным газом под давлением и отделенную от надпоршневой полости плавающим разделительным поршнем, направляющую втулку, шток, *отличается* тем, что на цилиндре установлены два штуцера для связи поршневой и штоковой полостей с гидросистемой автомобиля, гидравлический поршень снабжен катушкой индуктивности, соединенной через сверления в штоке с источником электрического тока.

3.5. Задняя подвеска транспортно-технологической машины

3.5.1. Описание специфики применения

Арктический регион богат разнообразными полезными ископаемыми – нефть, газ, огромные запасы урана, золото и других редкоземельных металлов, а также находятся коренные месторождения алмазов, но при этом является малодоступным регионом России, так как данный регион находится в глухой транспортной изоляции. Это связано с тяжелыми дорожными условиями, характеризующимися полным бездорожьем, сильнейшими морозами, сильными ветрами и большим количеством снега и льда. Регион становится доступным только в зимнее время, когда реки и болота покрываются толстым льдом, который способен выдержать большой вес транспортно-технологических машин. Дорога представляет собой наледи и заснеженные торосы, называемые зимником. При этом наблюдаются пустоты во льду, которые могут достигать в глубину до 3 м, а также в минус 50 на реках, а значит, и на дороге появляется вода, которая выдавливается на поверхность вследствие того, что толща земли промерзает, тяжелеет и давит своим весом на подземные озера. Движение по такой дороге характеризуется тяжелыми спусками и подъемам по каменистым перевалам и заснеженному бездорожью.

В напряженной ситуации водитель может не заметить дорожную неровность в виде наледей, трещин, замерших глыб льда, а также в момент проваливания в полынью могут происходить сильнейшие удары в подвеску машины. Упругие элементы подвески должны поглощать столь сильные

удары, обеспечивая более плавный ход машины и сохранность других элементов подвески. Ведь любая поломка смертельно опасна. Поломанные машины приходится оставлять на дороге в связи с отсутствием ближайших населенных пунктов и практически отсутствием нужных запчастей.

Передвижная ремонтная мастерская, которая применяется на труднодоступных территориях и при тяжелых дорожных условиях, должна иметь высокую подвижность и маневренность, подвеска такой машины также должна иметь высокую адаптивную способность к различным дорожным условиям для более быстрого прибытия машины к местам проведения работ, вследствие чего такая машина имеет более высокую производительность. Плавность хода подвески такой машины является важным эксплуатационным свойством, от которого во многом зависит средняя скорость движения машины. При эксплуатации ремонтной мастерской в арктических условиях, где наблюдаются сильнейшие морозы, скорость ее прибытия к местам проведения работ будет важным показателем, ведь поломанные машины приходится оставлять на дороге, и передвижная ремонтная мастерская для данных условий является спасительным средством.

Плавность хода транспортной машины во многом зависит от способности подвески воспринимать различные нагрузки от дороги и смягчать все толчки и удары, возникающие в результате наезда колес на неровности [134]. Одно из направлений развития подвесок – использование пневматических упругих элементов в сочетании с гидравлическими демпфирующими элементами – амортизаторами. Применение нового пневмогидравлического амортизатора с дополнительной выносной пневматической камерой в подвесках транспортно-технологических машин позволит повысить плавность хода, маневренность и устойчивость, а значит, и более быстрое прибытие передвижной ремонтной мастерской к местам проведения работ, что в конечном счете приведет к увеличению производительности.

Также можно обозначить еще одну тенденцию развития подвесок – улучшение ее способности воспринимать все виды колебаний, возникающие при движении машины, применение в ней элементов, способных воспринимать все колебания и нагрузки, вызванные неровностями дороги [169].

3.5.2. Патентные исследования

Новая конструкция разрабатывается для тяжелых дорожных условий, а именно для условий внегородских: движение по грунтовым дорогам с различным состоянием поверхности дороги, характеризуемым глубокими

впадинами и выступами (0,1–0,5 м) с чередованием по длине с интервалом 1–5 м. Движение по такой дороге сопровождается продольно-поперечным колебанием машин с частотой, близкой к собственной частоте колебаний транспортных средств. В результате резко снижается скорость движения машин, повышаются динамические нагрузки. Вертикальный ход подвески приближается к максимальному, наблюдаются частые пробои амортизаторов.

Подвески ходовых устройств предназначены для гашения колебаний подрессоренной массы автомобиля при движении в различных дорожных условиях. Из анализа работы транспортных средств [13] известно, что возможны следующие направления колебаний, действующих на автомобиль: вертикальные, продольные (подергивание), поперечные (снос), крутильные колебания в поперечной плоскости (раскачка), продольно-крутильные (квивание), крутильные колебания в горизонтальной плоскости (рыскание – занос).

Анализируя конструкции подвесок, можно составить полный перечень элементов подвески, известных из техники и связывающих колеса (мосты) и раму автомобилей:

1. Для гашения вертикальных колебаний используются упругие элементы подвески (пружины, рессоры), а также дополнительные упругие элементы в виде пневмобаллонов, демпфирующие элементы (амортизаторы – в основном пневмогидравлические). Кроме того, для регулировки упругих и демпфирующих характеристик используют дополнительные устройства в виде внешних пневматических и гидравлических систем, иногда снабжаемых системами управления. Амортизаторы и упругие элементы подвески работают на колебаниях всех возможных вариантов и их направлений.

2. Для гашения продольных колебаний используются верхние (на уровне рамы автомобиля) и нижние (на уровне мостов) продольные реактивные штанги; также данные элементы могут воспринимать и продольно-крутильные колебания.

3. Для гашения поперечных колебаний используются стабилизаторы поперечной устойчивости (поперечные штанги, П-образные штанги), а также данные элементы могут воспринимать крутильные колебания в горизонтальной плоскости и продольно-крутильные колебания.

4. Для гашения поперечных и продольных колебаний в горизонтальной плоскости применяются V-образные реактивные штанги.

5. Применение устройств, ограничивающих вертикальный ход упруго-демпфирующих элементов, таких как дополнительные металлические

рессоры или буферы, позволяет усилить способность подвески воспринимать вертикальные колебания, вызванные неровностью дороги.

Для рассматриваемых дорожных условий подвеска должна удовлетворять требованиям, предъявляемым к подвеске [138, с. 27–30]:

1. Подвеска должна иметь упругие характеристики, которые позволяют при наезде на впадину или выступ максимально снизить амплитуду колебаний подрессоренной массы машины.

2. У подвески должен быть высокий коэффициент сопротивления амортизатора, обеспечивающий демпфирование – активное гашение колебаний после наезда на препятствие, что уменьшает процесс раскачивания кузова машины.

3. Подвеска должна передавать горизонтальные и боковые силы и их моменты от колес к раме, обеспечивая тем самым хорошую продольную и поперечную устойчивость транспортного средства.

4. Подвеска должна иметь минимальный вес элементов, тем самым снижая высокочастотные колебания шасси и кузова транспортного средства.

Исходя из требований, были разработаны критерии оценки подвески для тяжелых дорожных условий, по которым будут анализироваться в дальнейшем рассматриваемые аналоги, прототип и предлагаемое техническое решение:

1. Подвеска должна иметь упругие элементы, которые позволяют максимально снизить динамические нагрузки, возникающие от наезда на препятствие или провала в яму, уменьшая амплитуду колебаний подрессоренной массы. При этом ход упругого элемента должен быть соизмерим с высотой (глубиной) препятствия, а его характеристика быть прогрессивной.

2. У подвески должны быть демпфирующие элементы в виде амортизаторов, способные обеспечивать гашение колебаний подрессоренной массы с большой амплитудой.

3. Подвеска должна обладать поперечными, продольными и диагональными штангами (V-образные штанги), что устраняет продольно-поперечные колебания автомобиля, а также крутильные колебания в поперечной плоскости, продольно-крутильные колебания и крутильные колебания в горизонтальной плоскости, обеспечивая надлежащую кинематическую характеристику подвески – контролируя положение колеса в вертикальной плоскости, малое изменение колеи и установочных параметров развала и схождения.

4. Минимальное наличие сложных деталей подвески, имеющих простую конструкцию, а вследствие этого и малый вес конструкции для удешевления производства и ее обслуживания.

5. Обеспечение безопасности движения – устойчивости транспортного средства (как статической, так и динамической) наличием стабилизатора поперечной устойчивости.

Известна конструкция подвески грузового автомобиля, состоящая [40]:

1) из листовых полуэллиптических рессор, которые выполняют функции направляющего устройства и упругого элемента подвески, обеспечивая гашение колебаний за счет «сухого» трения между ее листами;

2) дополнительных металлических рессор, которые воспринимают только вертикальные силы, концы которых могут упираться на кронштейны, прикрепленные к раме.

Достоинства данной подвески:

1. Металлические рессоры повышают устойчивость машины, так как рессора принимает на себя поперечные колебания, крутильные колебания в поперечной плоскости, возникающие при разгоне или торможении, и крутильные колебания в горизонтальной плоскости, возникающие при прохождении поворотов.

2. Применение дополнительных рессор, воспринимающих только вертикальные колебания, вызванные неровностью дороги, позволяет повысить способность подвески поглощать вертикальные колебания.

3. Металлические рессоры выполняют роль направляющего устройства, что позволяет дополнительно воспринимать продольные колебания.

4. Простота в изготовлении и меньшая стоимость.

5. Устойчивость к перегрузкам и надежность конструкции.

Недостатки данной конструкции:

1. Вследствие отсутствия стабилизатора поперечной устойчивости не обеспечивается полное поглощение продольно-поперечных колебаний, крутильные колебания в горизонтальной плоскости и продольно-крутильные колебания, из-за чего не обеспечивается безопасность движения транспортного средства.

2. Металлические упругие элементы в виде многолистных рессор, имеющие жесткую упругую характеристику, не позволяют при наезде на впадину максимально снизить амплитуду колебаний подрессоренной массы машины, поглощение усилий происходит не в полной мере – автомобиль раскачивается.

3. Отсутствие демпфирующих элементов в виде амортизаторов, обеспечивающих поглощение всех видов колебаний и их направлений,

действующих на автомобиль, и наличие «сухого» трения между листами рессоры не обеспечивают полного поглощения колебаний.

4. Не имеет дополнительных упругих элементов, позволяющих при наезде на впадину максимально снизить амплитуду колебаний подрессоренной массы машины, уменьшая усилия, возникающие от наезда на препятствие, и тем самым свести к минимуму процесс раскачивания кузова машины.

5. Отсутствует V-образная реактивная штанга, дополнительно воспринимающая поперечные и продольные колебания.

6. Многолистовые металлические рессоры имеют повышенный вес.

Известна конструкция подвески транспортного средства со стабилизатором, содержащая [41]:

1) амортизирующий узел, состоящий из продольной однолистовой металлической рессоры;

2) пневматическую рессору, включающую эластичную оболочку, которая может быть выполнена из резины или резинокордного материала, и полый корпус, на котором крепится эластичная оболочка;

3) стабилизатор бокового крена П-образной формы с отогнутыми концами из стержня или трубы.

Достоинства данной конструкции подвески:

1. За счет применения стабилизатора повышается безопасность движения транспортного средства, обеспечивается поглощение продольно-поперечных колебаний, крутильных колебаний в горизонтальной плоскости и продольно-крутильных колебаний.

2. Использование продольной однолистовой рессоры позволяет снизить вес конструкции подвески и устранить межлистовое трение, повысив способность воспринимать продольные колебания, крутильные колебания в поперечной плоскости, возникающие при разгоне или торможении, и крутильные колебания в горизонтальной плоскости, возникающие при прохождении поворотов, повысив безопасность движения и дав возможность применить пневматический упругий элемент, улучшив способность подвески воспринимать все возможные колебания.

3. Использование пневматического упругого элемента с сочетанием жесткого упругого элемента в виде однолистовой рессоры позволяет получить более высокую способность подвески поглощать все виды колебаний, максимально снизить усилия, возникающие от наезда на препятствие или провала в яму, уменьшить амплитуду колебаний подрессоренной массы и процесс раскачивания кузова машины.

Недостатки данной конструкции:

1. Резиновые пневматические упругие элементы быстро изнашиваются от пыли и песка, поэтому их невозможно использовать в тяжелых условиях, а также имеют повышенную стоимость и сложность в обслуживании.

2. Однолистовые металлические упругие элементы в виде рессор имеют повышенные требования при изготовлении, маленький срок службы.

3. Отсутствует V-образная реактивная штанга, воспринимающая поперечные и продольные колебания.

4. Отсутствие демпфирующих элементов в виде амортизаторов, обеспечивающих поглощение вертикальных колебаний подрессоренной массы и колес транспортного средства, а также комбинированные колебания.

Известна конструкция задней пневматической подвески транспортного средства, содержащая [54]:

- 1) упругие элементы в виде пневморессор;
- 2) демпфирующие элементы в виде амортизаторов;
- 3) нижние продольные реактивные штанги;
- 4) верхние реактивные штанги;
- 5) стабилизатор поперечной устойчивости.

Достоинства данной конструкции подвески:

1. Повышенная надежность и хорошие показатели поперечной устойчивости задней зависимой пневматической подвески транспортного средства за счет использования стабилизатора поперечной устойчивости, который позволил исключить влияние поперечных колебаний, а также крутильных колебания в горизонтальной плоскости и продольно-крутильных колебаний.

2. Благодаря использованию нижних и верхних штанг хорошо воспринимает продольные и крутильные колебания в поперечной плоскости.

3. Применение верхних реактивных штанг, установленных симметрично и под углом к продольной оси транспортного средства, позволяет устранить поперечные и продольные колебания.

4. Использование пневматического упругого элемента с сочетанием демпфирующего элемента в виде амортизатора позволило получить более высокую поглощающую и гасящую способность подвески.

Недостатки данной конструкции:

1. Сложность устройства, обусловленная наличием большого количества деталей, и, как следствие, увеличенная неподрессоренная масса, негативно сказывающиеся на плавности хода.

2. Резиновые пневматические упругие элементы быстро изнашиваются от пыли и песка, поэтому их невозможно использовать в тяжелых условиях, а также имеют повышенную стоимость и сложность в обслуживании.

Прототипом заявляемого технического решения по совокупности существенных признаков и достигаемому техническому результату является задняя зависимая подвеска транспортного средства, содержащая [46]:

1) упруго-демпфирующие элементы, выполненные в виде активных гидропневматических рессор, снабженных устройством управления из кабины водителя;

2) продольные реактивные штанги, установленные попарно между гидропневматическими рессорами и закрепленные шарнирно своими концами с одной стороны на правом и левом кронштейнах крепления к раме, а с другой стороны – на кронштейнах крепления к мосту;

3) поперечную реактивную штангу, выполненную с изгибом.

Достоинства данной конструкции подвески:

1. Использование поперечной реактивной штанги обеспечивает поперечную устойчивость автомобиля (гасит поперечные колебания), а выполнение тяги с изгибом снижает динамическую нагрузку за счет продольной деформации тяги при попадании одного колеса в яму или при наезде на препятствие.

2. Применение продольных реактивных штанг обеспечивает гашение продольных колебаний, причем использование двойных тяг, образующих параллелограммную систему, позволяет мосту совершать вертикальные перемещения без поворота вокруг горизонтальной поперечной оси моста, что снижает динамические нагрузки на элементы подвески и улучшает условия работы карданного вала (и повышает его ресурс).

3. Использование активного гидропневматического упругого элемента дает возможность изменения клиренса автомобиля, повышая адаптивность машины к тяжелым дорожным условиям.

Недостатки данной конструкции подвески:

1. Применение активного гидропневматического упругого элемента, управление которым осуществляется водителем с помощью пульта управления посредством гидропневматического привода автомобиля, усложняет и удорожает конструкцию подвески.

2. Отсутствие V-образной реактивной штанги, воспринимающей поперечные, продольные и крутильные горизонтальные колебания, ухудшает плавность хода и управляемость автомобиля на неровных дорогах.

3. Использование поперечной тяги с небольшим изгибом хотя и гасит в определенной степени поперечные динамические нагрузки, но недостаточно эффективно для дорог, характеризующихся глубокими впадинами и выступами (0,1–0,5 м).

4. Отсутствие ограничителей хода активного гидропневматического упругого элемента не исключает возможность его пробоя на дорогах, характеризующихся глубокими впадинами и выступами (0,1–0,5 м). А при пробое на ходе отбоя динамическая нагрузка приходится на элементы крепления поршня к штоку, что может повлечь за собой (а на практике такое случается довольно часто) к отрыву поршня от штока, что приведет автомобиль в неработоспособное состояние.

Недостатком описания полезной модели № 165671 [46] является отсутствие достаточно подробной информации по конструкции и работе активного гидропневматического упругого элемента, чтобы можно было оценить его упруго-демпфирующие свойства.

Известны конструкции активных гидропневматических рессор, представляющих собой сочетание емкостей со сжимаемым газом и демпфирующих энергорассеивающих устройств (действующих по принципу клапанных и дроссельных элементов гидравлических амортизаторов), а также содержащих внешние устройства управления [188, 220]. Данные устройства обеспечивают высокую адаптивность к тяжелым дорожным условиям, но весьма сложны по конструкции, имеют высокую стоимость и, к сожалению, невысокую надежность. Поэтому серийно применяются только на легковых автомобилях высокого класса. На грузовых транспортных средствах широкого применения пока не нашли.

Устранению одного из описанных выше недостатков прототипа может способствовать применение нового гидропневматического амортизатора, выполняющего в подвеске транспортного средства несколько функций: упругую, обеспечивающую гашение динамической нагрузки за счет использования встроенной пневмокамеры; демпфирующую, реализуемую элементами типового гидравлического амортизатора – дроссельно-клапанной системой; адаптирующую к дорожным условиям за счет возможности изменять упругую характеристику амортизатора в зависимости от нагрузки на колеса и дорожных условий без применения рессор и пневмобаллонов, что упрощает конструкцию, повышает технологичность изготовления и сборки подвески [58, 61].

Однако указанные амортизаторы обладают существенным недостатком для использования на дорогах, характеризующихся глубокими впадинами

и выступами (0,1–0,5 м). Недостаток заключается в прогрессивной упругой характеристике, имеющей высокое значение жесткости в конце хода сжатия [134]. Смягчение упругой характеристики возможно за счет применения внешнего пневматического баллона, связанного с внутренней пневмокамерой амортизатора и уменьшающего относительное изменение объема газа в конце хода сжатия.

Задачей, на решение которой направлено заявляемое техническое решение, является обеспечение требуемой упругой характеристики и повышение плавности хода подвески при тяжелых дорожных условиях.

Поставленная задача решается тем, что задняя зависимая подвеска транспортного средства, содержащая пневмогидравлические рессоры, продольные реактивные штанги, выполненные с возможностью шарнирного крепления своими концами посредством кронштейнов на мосту и раме, поперечную штангу, шарнирно закрепленную на мосту и раме, имеет ряд особенностей:

- снабжен ограничивающими ход подвески элементами в виде буферов сжатия, установленных на раме, и буферов отбоя, установленных на накладке моста, продольными реактивными штангами, выполненными с изгибом;
- стабилизатор поперечной устойчивости выполнен П-образным и центральной частью шарнирно закреплен на раме, а отогнутыми рычагами через серьги и шарниры связан с мостом;
- у серег имеются площадки для контакта с буферами отбоя;
- добавлены верхние V-образные реактивные штанги, установленные одним концом на поперечине рамы при помощи центрального шарнирного узла через опорную поверхность, а другими концами – на мосту через кронштейны;
- у пневмогидравлических амортизаторов есть дополнительная внешняя пневмокамера;
- отогнутые рычаги П-образного стабилизатора снабжены устройствами регулировки их длины, включающими резьбовые стержни с контргайками, завинчивающиеся в трубчатые концы рычагов и жестко связанные с шарнирами серег.

7. Верхняя сторона серег имеет плоскую площадку для контакта с буферами отбоя.

Замена на пневмогидравлические амортизаторы с дополнительной внешней пневматической камерой позволила упростить конструкцию подвески, повысить адаптивность подвески к нагрузке на мост автомобиля

и к дорожным условиям. Использование внешней пневмокамеры, связанной с внутренней пневмокамерой амортизатора, уменьшает относительное изменение объема газа в конце хода сжатия и смягчает тем самым упругую характеристику. Это позволяет при увеличенных ходах сжатия и отбоя амортизатора, предназначенного для использования на дорогах, характеризующихся глубокими впадинами и выступами (0,1–0,5 м), сохранять требуемые значения жесткости подвески. Адаптивность к нагрузке на колесо обеспечивается выбором такого давления в пневмокамерах, при котором в положении статической нагрузки устанавливается примерное равенство ходов сжатия и отбоя.

Добавление в конструкцию подвески V-образной реактивной штанги, воспринимающей поперечные колебания, продольные и круговые горизонтальные колебания, повышает плавность хода и управляемость автомобиля на неровных дорогах.

Замена поперечной штанги с небольшим изгибом на П-образную реактивную штангу обеспечивает более эффективное гашение поперечной динамической нагрузки, что важно для использования автомобиля на дорогах, характеризующихся глубокими впадинами и выступами (0,1–0,5 м). П-образная штанга за счет большой длины боковых рычагов позволяет подбирать оптимальную поперечную жесткость подвески в более широком диапазоне.

Механизм крепления П-образной штанги к мосту через серьги позволяет мосту совершать вертикальные перемещения без поворота вокруг горизонтальной поперечной оси моста (как и в прототипе), что снижает динамические нагрузки на элементы подвески и улучшает условия работы карданного вала (и повышает его ресурс). Этот же механизм позволяет удобно установить на мосту буфер ограничения хода отбоя амортизатора. Длина серьги и боковых рычагов П-образной штанги рассчитывается в зависимости от величины хода амортизатора. Устройство крепления П-образной штанги к серьгам выполнено с возможностью регулировки длины ее боковых рычагов. Регулировка длины этих рычагов производится одновременно с установкой требуемого давления в пневмокамерах.

Добавление буферов сжатия и отбоя, как ограничителей хода гидропневматического амортизатора, исключает возможность его пробоя на дорогах, характеризующихся глубокими впадинами и выступами (0,1–0,5 м), и снижает динамическую нагрузку, приходящуюся на элементы крепления поршня к штоку. Данное нововведение повышает надежность подвески без значительного ее усложнения.

Выполнение верхней стороны серег в виде плоской площадки обеспечивает плотный контакт с буферами отбоя.

Удаление из подвески одной из продольных реактивных штанг упрощает конструкцию подвески без ухудшения способности к восприятию продольных динамических нагрузок.

Выполнение продольных реактивных штанг изогнутыми снижает продольные динамические нагрузки за счет упругой деформации штанг. Величина изгиба штанг рассчитывается исходя из требуемого значения их жесткости.

Изменение крепления амортизатора к раме посредством поднимающихся над ней кронштейнов позволяет увеличить ход амортизатора, что важно для использования автомобиля на дорогах, характеризующихся глубокими впадинами и выступами (0,1–0,5 м).

3.5.3. Описание конструкции изобретения

Задняя подвеска транспортного средства [125] (рис. 39–42) связывает раму 1 с задним мостом 2 и содержит амортизаторы 3 с дополнительными внешними пневмокамерами 4, соединенные с рамой 1 машины с помощью верхних кронштейнов 5, а с мостом 2 – с помощью нижних кронштейнов 6, продольные реактивные штанги 7, выполненные с изгибом и закрепленные с одной стороны на раме 1 посредством стоек 8 кронштейнами 9, а с другой стороны на мосту 2 через кронштейны 10, закрепленные на накладках 11 при помощи болтового соединения. В качестве ограничителей хода подвески используются буферы 12 сжатия, закрепленные снизу рамы 1, и буферы 13 отбоя, закрепленные снизу накладок 11. На задней части моста 1 шарнирно закреплены серьги 14, с которыми шарнирно связан П-образный стабилизатор 15 поперечной устойчивости (П-образная штанга). П-образный стабилизатор 15 крепится к раме 1 через стойки 16 и кронштейны 17. Верхние V-образные реактивные штанги 18 установлены одним концом на межосевой поперечине 19 рамы 1 при помощи центрального шарнирного узла 20, а другие концы установлены на мосту 2 через кронштейны 21.

Отогнутые рычаги 24 П-образного стабилизатора 15 снабжены устройствами регулировки их длины, включающими резьбовые стержни 22 с контргайками 23, завинчивающиеся в трубчатые концы рычагов 24 и жестко связанные с шарнирами серег 14.

Верхняя сторона серег 14 имеет плоскую площадку для контакта с буферами 13 отбоя.

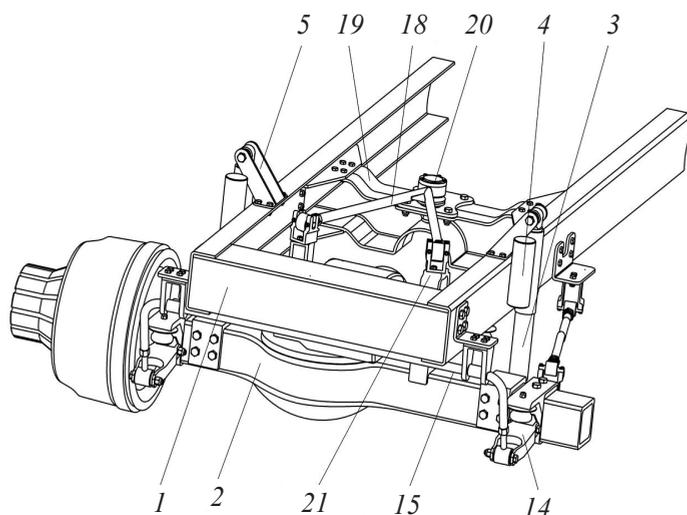


Рис. 39. Задняя подвеска транспортного средства, вид сзади: 1 – рама; 2 – мост; 3 – амортизатор; 4 – внешняя пневмокамера; 5 – верхний кронштейн амортизатора; 14 – серьга; 15 – стабилизатор; 18 – V-образная штанга; 19 – межосевая поперечина; 20 – шарнирный узел; 21 – кронштейн

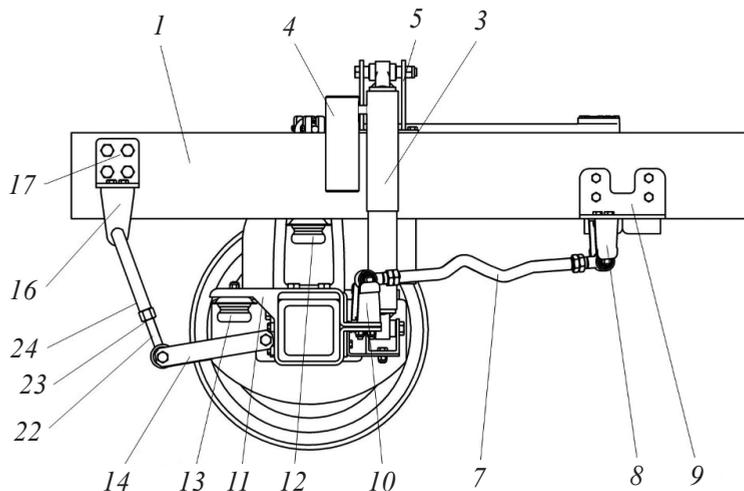


Рис. 40. Задняя подвеска транспортного средства, вид сбоку: 1 – рама; 3 – амортизатор; 4 – внешняя пневмокамера; 5 – верхний кронштейн амортизатора; 7 – нижняя штанга; 8, 16 – стойки; 9, 10, 17 – кронштейны; 11 – накладка; 12 – буфер сжатия; 13 – буфер отбоя; 14 – серьга; 22 – резьбовой стержень; 23 – контргайка; 24 – трубчатый конец стабилизатора

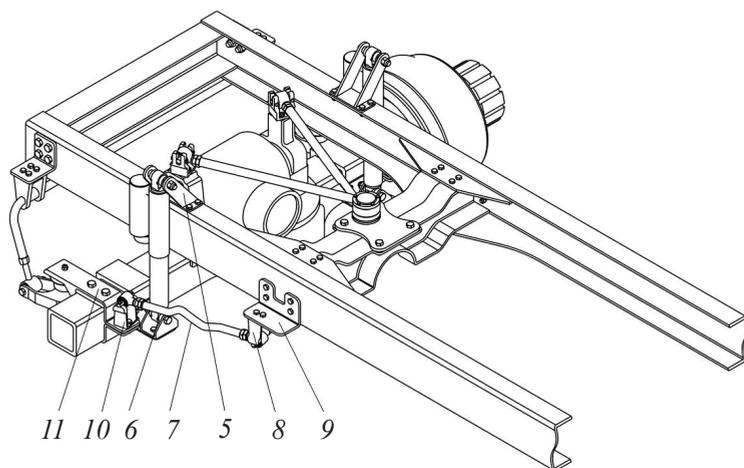


Рис. 41. Задняя подвеска транспортного средства, вид сбоку и сверху:
5 – верхний кронштейн амортизатора; 6 – нижний кронштейн амортизатора;
7 – нижняя штанга; 8 – стойка; 9, 10 – кронштейны; 11 – накладка

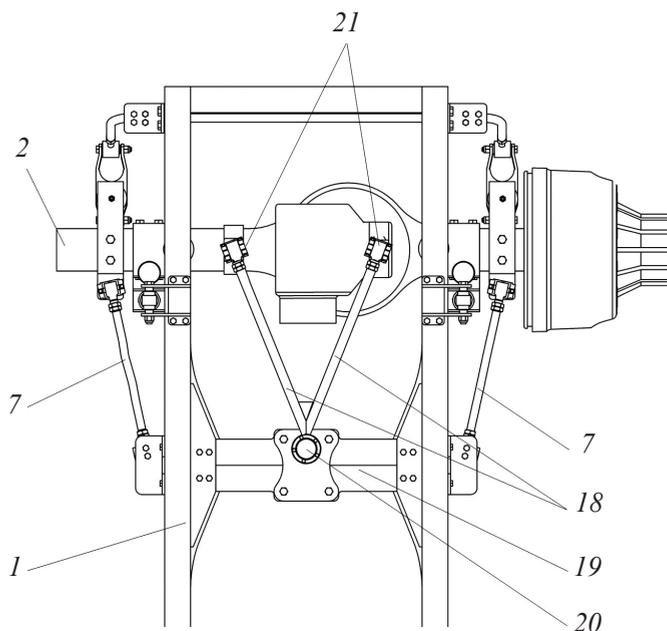


Рис. 42. Задняя подвеска транспортного средства, вид сверху:
1 – рама; 2 – мост; 7 – нижняя штанга; 18 – V-образная штанга;
19 – межосевая поперечина; 20 – шарнирный узел; 21 – кронштейны

Подвеска работает следующим образом. При перемещении транспортного средства по неровностям дороги происходит изменение расстояния между задним мостом 2 и рамой 1 машины, при этом автомобиль испытывает динамические и статические нагрузки, воспринимаемые подвеской. Амортизаторы 3 с дополнительной внешней пневмокамерой 4 гасят преимущественно вертикальные нагрузки, обеспечивая плавное движение. Продольные нагрузки, передающиеся от колес транспортного средства, воспринимаются продольными реактивными штангами 7. Поперечные нагрузки воспринимает стабилизатор 15 поперечной устойчивости. Горизонтальные крутильные колебания рамы 1 машины устраняются за счет V-образной реактивной штанги 18.

Следовательно, все возможные направления колебаний рамы воспринимаются элементами подвески.

В качестве ограничителей хода амортизатора используются буферы сжатия 12 и буферы отбоя 13.

Таким образом, получен технический результат, заключающийся в обеспечении требуемой упругой характеристики подвески и повышении плавности хода транспортного средства в тяжелых дорожных условиях.

Именно совокупность всех предлагаемых новых конструктивных решений обеспечивает достижение технического результата.

3.5.4. Формула изобретения

1. Задняя зависимая подвеска транспортного средства, содержащая продольные реактивные штанги, выполненные изогнутыми и шарнирно закрепленные одним концом к раме транспортного средства, а другим – к мосту, поперечную штангу, шарнирно закрепленную на мосту и раме, и упругие элементы, соединенные с одной стороны с рамой, а с другой – с мостом, *отличается* тем, что содержит буфер сжатия, установленный на раме, буфер отбоя, установленный на мосту, V-образные реактивные штанги, установленные одним концом на поперечине рамы посредством шарнирного узла, а другими концами – шарнирно на мосту, упругие элементы выполнены в виде пневмогидравлических амортизаторов, снабженных внешней пневмокамерой, поперечная штанга выполнена П-образной, ее отогнутые рычаги связаны с мостом через шарнирно установленные серьги и выполнены с возможностью регулировки их длины.

2. Задняя зависимая подвеска транспортного средства по п. 1 *отличается* тем, что отогнутые рычаги поперечной П-образной штанги

представляют собой резьбовые стержни с контргайками, завинченные в трубчатые концы рычагов и жестко связанные с шарнирами серег.

3.5.5. Технико-экономическая оценка внедрения новой конструкции подвески

Экономическая эффективность машины зависит от уровня технологического оснащения, так как компании при реализации своих инвестиционных проектов в Арктике сталкиваются с повышением доли затрат на доставку оборудования на проекты в связи отсутствием должной дорожной инфраструктуры. Машины затрачивают больше времени на доставку оборудования, вследствие чего возрастают операционные расходы проекта и расходы на содержание самой машины. Более того, из-за сложных погодных условий есть высокий риск того, что машины окажутся в плену у снега и льда. Применяемое технологическое решение позволит сократить затраты на содержание машины, повысит ее среднюю скорость, а следовательно, и топливно-экономическую эффективность. В рассматриваемом конкретном случае передвижная мастерская с такой конструкцией подвески, помимо перечисленных выше достоинств, будет способна оказывать быструю экстренную помощь машинам, столкнувшимся с трудностями по пути к пункту назначения.

Конструктивные изменения, способствующие повышению качества автомобильной техники, приводят к изменению экономичности автомобиля как в сфере производства, так и в сфере его эксплуатации.

При выполнении технико-экономического расчета были приняты следующие условия:

1) В проекте не реализуются какие-либо мероприятия, приводящие к существенному увеличению срока службы агрегатов. Реализация проекта может быть осуществлена в основном на имеющихся основных фондах, т. е. не требует больших капиталовложений в производство. Не потребуются также дополнительные капитальные вложения в эксплуатацию автомобиля.

2) Исходными данными для расчета экономической эффективности спроектированного узла (агрегата) являются его конструктивные параметры, а также технико-экономические показатели производства и эксплуатации изделия, принятого в качестве базы для сравнения. Эти показатели определяются по заводским данным или из справочной литературы.

3) Технико-экономический расчет выполняется на базе современного шасси автомобиля КамАЗ-43502-66 (D5).

Целесообразность создания и внедрения новой машины принимается на основе расчета годового экономического эффекта. Годовой экономический эффект определяется сравнением приведенных затрат базовой (выпускаемой) и новой (проектируемой) машин аналогичного назначения и оснащения (см. таблицу).

Экономическая оценка результатов работы проектируемой машины

Наименование показателя	Выпускаемая	Проектируемая
Годовой пробег машины, км	60 643	85 682
Оптовая стоимость машины с учетом НДС и рентабельности	7 625 539	7 748 595
Годовые эксплуатационные расходы на машину	1 568 882	1 715 801
Себестоимость 1 маш.-ч работы машины	3954	3278
Удельные капиталовложения потребителя в машину, Р/км	126	90
Удельные эксплуатационные затраты, Р/км	259	200
Годовой экономический эффект проектируемой машины, Р/км	3 865 467	5 461 436
Срок окупаемости проектируемой машины, лет	6	4,6

Расчет удельных показателей и годового эффекта [11]:

1. Удельные капиталовложения потребителя в машину, Р/км:

$$C = P/L, \quad (67)$$

где P – оптовая цена машины, Р; L – годовой пробег, км.

2. Удельные эксплуатационные затраты составляют, Р/км:

$$S = R/L, \quad (68)$$

где R – годовые эксплуатационные затраты, Р.

3. Годовой экономический эффект проектируемой машины, Р/год:

$$Y = [(S_a + E_H \cdot C_a) - (S_f + E_H \cdot C_f)] \cdot L, \quad (69)$$

где S_a – удельные эксплуатационные затраты выпускаемой машины; S_f – удельные эксплуатационные затраты проектируемой машины; C_a – удельные капиталовложения потребителя в выпускаемую машину; C_f – удельные капиталовложения потребителя в проектируемую машину; E_H – нормативный коэффициент экономической эффективности капитальных вложений, который обычно составляет 0,1–0,2, что соответствует срокам окупаемости капитальных вложений за 5–10 лет, $E_H = 0,15$.

Срок окупаемости проектируемой машины, лет:

$$K = (R + D)/Y, \quad (70)$$

где D – оптовая стоимость машины, Р.

В результате технико-экономического расчета были получены результаты, представленные в таблице.

Увеличение плавности хода и, как следствие этого, увеличение пробега автомобиля характеризуются достойными виброзащитными свойствами новой подвески, которые повышают производительность и экономичность машины, ведь водителю не приходится снижать скорость при тяжелых дорожных условиях. Результаты технико-экономического расчета показывают эффективность внедрения данной конструкции подвески, так как наблюдается положительный экономический эффект.

Расчет параметров подвески приведен в прил. 3.

Выводы

1. Получен технический результат, заключающийся в обеспечении требуемой упругой характеристики подвески и повышении плавности хода транспортного средства в тяжелых дорожных условиях.

2. Именно совокупность всех предлагаемых новых конструктивных решений в подвеске обеспечивает достижение технического результата.

3. Согласно технико-экономическому расчету, можно сделать вывод, что транспортно-технологическая машина с предлагаемой подвеской может быть рекомендована к производству, так как достигается положительный экономический эффект, который показывает, что результаты деятельности проектируемой машины превышают затраты, а этот эффект называется прибылью.

4. Наблюдается уменьшение удельных капитальных вложений потребителя в машину и снижение удельных эксплуатационных затрат, что, несомненно, является важным фактором для потребителя.

3. Однотрубный пневмогидравлический амортизатор...

5. Увеличен показатель годового пробега проектируемой машины.

6. Срок окупаемости машины с учетом годовых эксплуатационных затрат составляет 4 года и 6 месяцев, в результате чего полученный срок окупаемости превосходит ожидания по срокам окупаемости капитальных вложений – 5–10 лет.

Библиографический список

1. Указ Президента РФ от 26 октября 2020 г. № 645 (ред. от 27.02.2023) «О Стратегии развития Арктической зоны Российской Федерации и обеспечения национальной безопасности на период до 2035 года» // Собрание законодательства РФ. – 26.10.2020. – № 44. – ст. 6970. Официальный сайт Президента России – <http://www.kremlin.ru/> – 2023.

2. Приказ Минэкономразвития России от 25.05.2016 № 316 (ред. от 31.03.2021). Об утверждении правил составления, подачи и рассмотрения документов, являющихся основанием для совершения юридически значимых действий по государственной регистрации изобретений и их форм, требований к документам заявки на выдачу патента на изобретение, состава сведений о заявке на выдачу патента на изобретение, публикуемых в официальном бюллетене Федеральной службы по интеллектуальной собственности, порядка проведения информационного поиска при проведении экспертизы по существу по заявке на выдачу патента на изобретение и представления отчета о нем, порядка и сроков информирования заявителя о результатах проведения информационного поиска по заявке на выдачу патента на изобретение и публикации отчета о таком поиске, порядка и условий проведения информационного поиска по заявке на выдачу патента на изобретение по ходатайству заявителя или третьих лиц и предоставления сведений о его результатах, состава сведений о выдаче патента на изобретение, публикуемых в официальном бюллетене Федеральной службы по интеллектуальной собственности, состава сведений, указываемых в патенте на изобретение, формы патента на изобретение. – URL: http://www.consultant.ru/document/cons_doc_LAW_201605/ (дата обращения: 27.03.2023).

3. Постановление Правительства РФ от 30.03.2021 № 484 (ред. от 30.12.2022) «Об утверждении государственной программы Российской Федерации „Социально-экономическое развитие Арктической зоны Российской Федерации“» // Собрание законодательства РФ. – 2022. – № 14. – ст. 2268.

4. Автомобили ЗИЛ-130, ЗИЛ-138 и их модификации : руководство по эксплуатации / О. В. Куперман, А. М. Усачева, Т. В. Багдасарян, Е. В. Радовская ; Московский автомобильный завод им. И. А. Лихачева. – М. : Машиностроение, 1985. – 280 с.

5. Акопян Р. А. Пневматическое поддресоривание автотранспортных средств / Р. А. Акопян. – Львов : Вища школа, изд-во при Львов. ун-те, 1984. – Ч. 3. – 240 с.

6. Авторское свидетельство № 1025781 СССР, МКИ E01H 5/12. Рабочий орган для очистки дорожных покрытий от льда : № 3416511 : заявл. 24.03.1982 : опубл. 30.06.1983 / Л. И. Зауралов, В. П. Жаворонко, В. Н. Левченко ; заявитель АЭРОПРОЕКТ. – 3 с.

7. Авторское свидетельство № 1207818 СССР, МКИ В 60 G17/04. Подвеска транспортного средства. : № 3630166 : заявл. 09.08.1983 : опубл. 30.01.1986 / И. М. Рябов, В. В. Новиков ; заявитель ВолгПИ. – 3 с.

8. Авторское свидетельство № 896158 СССР, МКИ E01H 5/12. Машина для очистки дорожных покрытий и тротуаров от уплотненного снега и льда : № 2897406 : заявл. 21.02.1980 : опубл. 07.01.1982 / Ю. Б. Рейзнер, А. Е. Мерман, В. Ю. Рейзнер. – 2 с.
9. Баловнев В. И. Машины для содержания и ремонта городских и автомобильных дорог : учеб. пособие для вузов по дисциплине «Дорожные машины» для специальностей 170900, 230100, 150600 и 291800 / В. И. Баловнев, М. А. Беляев и др.; под общ. ред. В. И. Баловнева. – 2-е изд., дополн. и перераб. – М. – Омск : ОАО «Омский дом печати», 2005. – 768 с.
10. Башта Т. М. Машиностроительная гидравлика : справ. пособие / Т. М. Башта. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1971. – 671 с.
11. Баранчикова С. Г. Экономическая эффективность технических решений : учеб. пособие / С. Г. Баранчикова [и др.] ; под общ. ред. проф. И. В. Ершовой. – Екатеринбург : изд-во Урал. ун-та, 2016. – 140 с.
12. Бернс П. Дж. Секреты EXCEL 97 / П. Дж. Бернс, Э. Бэрроуз ; пер. с англ. и ред. Н. М. Ручко. – Киев; М. : Диалектика, 1997. – 526 с.
13. Вахламов В. К. Автомобили : Эксплуатационные свойства : учебник для студ. высш. учеб. заведений. – М. : Издательский центр «Академия», 2005. – 240 с.
14. Васильченко В. А. Гидравлическое оборудование мобильных машин. Справочник / В. А. Васильченко. – М. : Машиностроение. – 1983. – 301 с.
15. Виброзащитные свойства подвесок автотранспортных средств : монография / В. В. Новиков, И. М. Рябов, К. В. Чернышов. – 2-е изд., испр. и доп. – М. ; Вологда : Инфа-Инженерия, 2021. – 384 с.
16. Воронин С. Г. Математическая модель гидравлического амортизатора с электромеханическим регулирование жесткости / С. Г. Воронин, Д. В. Коробатов, С. В. Кондаков // Наука ЮУрГУ : материалы 66-й научной конференции. – Челябинск, 2014. – С. 1257–1263.
17. Геслер В. М. Книга самодеятельного конструктора автомобиля / В. М. Геслер, В. В. Яуре. – М. : ДОСААФ, 1989. – 278 с.
18. Гидроабразивное резание горных пород / В. А. Бреннер, А. Б. Жабин, А. Е. Пушкарев, М. М. Щеголевский. – М. : издательство Московского государственного горного университета, 2003. – 279 с.
19. Гидроструйные технологии обработки горных пород / В. А. Бреннер, К. А. Головин, А. Е. Пушкарев [и др.]. – Тула : изд-во ТулГУ, 2009. – 176 с.
20. ГОСТ 33987–2016. Транспортные средства колесные. Массы и размеры. Технические требования и методы определения. Приложение Б : Межгосударственный стандарт : утвержден и введен в действие приказом Федер. агентства по техн. регулированию и метрологии от 15 июня 2017 г. № 548-ст. : введен впервые : дата введения 1-02-2018. (Система стандартов по информации, библиотечному и издательскому делу) // Кодекс : электрон. фонд правовой и норматив.-техн. информ. URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200145826> (дата обращения: 10.03.2023).

21. *Гурский Н. Н.* Моделирование и оптимизации колебаний подвески автомобиля / Н. Н. Гурский А. Кадер Арами // Вестник НБТУ. – № 1, 2010. – С. 44–47.
22. *Дербаремдикер А. Д.* Гидравлические амортизаторы автомобилей. – М. : Машиностроение, 1969. 236 с.
23. *Дмитриев А. А.* Теория и расчет нелинейных систем поддрессирования гусеничных машин / А. А. Дмитриев, В. А. Чобиток, А. В. Тельминов. – М. : Машиностроение, 1976. – 207 с.
24. *Добромиров В. Н.* Конструкции амортизаторов : учеб. пособие для студентов вузов, обучающихся по специальности «Автомобиле- и тракторостроение» / В. Н. Добромиров, А. В. Острцов. – М. : МГТУ «МАМИ», 2007. – 47 с.
25. *Добромиров В. Н.* Амортизаторы. Конструкция. Расчет. Испытания / В. Н. Добромиров, Е. П. Гусев, М. А. Карунин, В. П. Хавханов ; под общ. ред. В. Н. Добромирова. – М. : МГТУ «МАМИ», 2006. – 184 с.
26. *Дьяконов В. П.* Энциклопедия Mathcad 2001i и Mathcad 11 [Текст] / В. П. Дьяконов. – М. : СОЛОН-Пресс, 2004. – 832 с.
27. *Жилейкин Н. М.* Методика расчета характеристик пневмогидравлической управляемой подвески с двухуровневым демпфированием многоосных машин / Н. М. Жилейкин, Г. О. Котиев, Е. Б. Сарач // Электронное научно-техническое издание «Наука и образование». – 2012. – № 1. – URL: <http://technomag.edu.ru/doc/346660.html>
28. *Зайцев А. В.* Расчет параметров поддрессирования автомобиля : метод. указания для выполнения практических работ для студентов специальности 090201. – Курган : изд-во Курганского гос. ун-та, 2007. – 16 с.
29. Заявка № 2023100424 Российская Федерация. Безопасный кузов автомобиля : заявл. 10.01.2023 / С. В. Репин, С. М. Грушецкий, А. В. Зазыкин ; заявитель СПбГАСУ.
30. Заявка № 2023100475 Российская Федерация. Пневмогидравлический амортизатор с выносной пневматической : заявл. 10.01.2023 / Р. Р. Букиров.
31. *Иванов М. Д.* Трамвайные вагоны Т-3 / М. Д. Иванов, А. А. Пономарев, Б. К. Иеропольский. – М. : Транспорт, 1977. – 240 с.
32. Исследование применения беспробойного пневмогидравлического амортизатора для повышения плавности хода транспортно-технологической машины / С. В. Репин, Д. С. Орлов, С. Е. Максимов, О. А. Бардышев // Грузовик: транспортный комплекс, спецтехника. – 2022. – № 1. – С. 10–15.
33. *Кузнецов В. А.* Конструирование и расчет автомобиля. Подвеска автомобиля : учеб. пособие / В. А. Кузнецов, И. Ф. Дьяков. – Ульяновск : УлГТУ, 2003. – 64 с.
34. *Латыпов Р. Р.* Некоторые сведения о гидрорезании материалов / Р. Р. Латыпов, Н. Г. Терегулов, А. И. Харлов // Труды Уфимского ГАТУ, 1999.
35. *Лукин П. П.* Конструирование и расчет автомобиля : учебник для вузов по спец. «Автомобили и тракторы» / П. П. Лукин, Г. А. Гаспарянц, В. Ф. Родионов. – М. : Машиностроение, 1984. – 376 с.

36. Машины для содержания и ремонта городских и автомобильных дорог : учеб. пособие для вузов / В. И. Баловнев, М. А. Беляев, Р. Г. Данилов и др. ; под общ. ред. В. И. Баловнева. – Изд. 2-е, доп. и перераб. – М. – Омск : Омский дом печати, 2005. – 768 с.

37. Машины для земляных работ : учебник для студ. вузов / Н. Г. Гаркави, В. И. Аринченков, В. В. Карпов [и др.] ; под общ. ред. Н. Г. Гаркави. – М. : Высш. школа, 1982. – 335 с.

38. *Молодцов В. А.* Безопасность транспортных средств : учеб. пособие для студентов вузов, обучающихся по направлению подготовки бакалавров «Технология транспортных процессов» (профили подготовки «Организация и безопасность движения», «Расследование и экспертиза дорожно-транспортных происшествий») / В. А. Молодцов. – Тамбов : изд-во ФГБОУ ВПО «ТГТУ», 2013. – 236 с.

39. Обоснование параметров системы подачи абразива в машины для гидроабразивного удаления снежно-ледяных отложений / А. А. Абросимова, А. Е. Пушкарев, С. В. Репин [и др.] // Строительные и дорожные машины. – 2022. – № 8. – С. 29–31.

40. *Огороднов С. М.* Подвески транспортных средств : метод. указания к лабораторным и курсовым работам / НГТУ ; сост. С. М. Огороднов. – Н. Новгород, 2011 – 17 с.

41. Патент № 109437 Российская Федерация, МПК В60G 21/04 (2006.01). Подвеска транспортного средства со стабилизатором : № 2011124213/11 : заявл. 15.06.2011 : опубл. 20.10.2011 / С. М. Ключников, Ю. А. Гречаный ; заявитель Ростар. – 7 с.

42. Патент № 111598 Российская Федерация, МПК F16F 9/19 (2006.01), F16F 9/06 (2006.01). Гидродемпфер с системой «несмачиваемая жидкость – нанопористое тело» : № 2011124185/11 : заявл. 15.06.2011 : опубл. 20.12.2011 / С. В. Репин, В. Н. Добромиров, В. Н. Махомет ; заявитель СПбГАСУ. – 5 с.

43. Патент № 132456 Российская Федерация, МПК E01F 15/00 (2006.01). Устройство дорожное предохранительное (варианты) : № 2013120857/03 : заявл. 06.05.2013 : опубл. 20.09.2013 / В. Б. Черногиль ; заявитель В. Б. Черногиль. – 11 с.

44. Патент № 136400 Российская Федерация, МПК В60R 19/48 (2006.01). Бампер с повышенной энергопоглощающей способностью : № 2013140937/11 : заявл. 05.09.2013 : опубл. 10.01.2014 / С. В. Репин, С. С. Евтюков, П. С. Иванов ; заявитель СПбГАСУ. – 6 с.

45. Патент № 164674 Российская Федерация, МПК E01F 15/14 (2006.01). Устройство дорожной ударогазящей системы : № 2016114362/03 : заявл. 13.04.2016 : опубл. 10.09.2016 / С. В. Репин, С. А. Евтюков, Д. С. Орлов ; заявитель СПбГАСУ. – 9 с.

46. Патент № 165671 Российская Федерация, МПК В60G 7/02 (2006.01), В60G 9/04 (2006.01), В60G 11/00 (2006.01). Задняя зависимая подвеска транспортного средства : № 2016108463/11 : заявл. 09.03.2016 : опубл. 27.10.2016 / А. А. Зиятдинов, В. М. Мартемьянов, Ф. Т. Гаттаров ; заявитель КамАЗ. – 6 с.

47. Патент № 166333 Российская Федерация, МПК В60R 21/36 (2011.01). Устройство защита пешехода при столкновении с автомобилем : № 2016103598/11 : заявл. 03.02.2016 : опубл. 20.11.2016 / Ю. Ю. Юскаев ; заявитель УГЛТУ. – 8 с.

48. Патент № 177251 Российская Федерация, МПК В60R 19/20 (2006.01). Автомобильный бампер : № 2017115588 : заявл. 03.05.2017 : опубл. 14.02.2018 / С. В. Репин, С. А. Евтюков, Д. С. Орлов ; заявитель СПБГАСУ. – 6 с.

49. Патент № 177452 Российская Федерация, МПК G08G 1/00 (2006.01), В60Q 1/44 (2006.01). Устройство оповещения участников дорожного движения : № 2017114006 : заявл. 24.04.2017 : опубл. 21.02.2018 / М. М. Бокич, П. Е. Булгаков, Т. Т. Бадалов, С. О. Телман, М. А. Жидкова, С. А. Игнатенко, В. П. Ивашку, Е. В. Белокурова ; заявитель М. М. Бокоч. – 10 с.

50. Патент № 178191 Российская Федерация, МПК В62D 49/08 (2006.01). Антипрокидывающее устройство транспортного средства : № 2017131977 : заявл. 12.09.2017 : опубл. 26.03.2018 / С. В. Репин, С. А. Евтюков, А. М. Войтко ; заявитель СПБГАСУ. – 5 с.

51. Патент № 178313 Российская Федерация, МПК В62D 49/08 (2006.01). Устройство для предотвращения опрокидывания транспортного средства : № 2017135986 : заявл. 10.10.2017 : опубл. 29.03.2018 / С. В. Репин, С. А. Евтюков, А. М. Войтко ; заявитель СПБГАСУ. – 6 с.

52. Патент № 178614 Российская Федерация, МПК В62D 49/08 (2006.01). Устройство для предотвращения опрокидывания транспортного средства : № 2017131974 : заявл. 12.09.2017 : опубл. 13.04.2018 / С. В. Репин, С. А. Евтюков, В. Н. Добромиров, В. М. Войтко ; заявитель СПБГАСУ. – 6 с.

53. Патент № 180691 Российская Федерация, МПК F16F 9/34 (2006.01), F16F 9/46 (2006.01). Автомобильный амортизатор с функцией гидроцилиндра : № 2017132743 : заявл. 19.09.2017 : опубл. 21.06.2018 / В. Н. Добромиров, С. В. Репин, А. М. Войтко ; заявитель СПБГАСУ. – 7 с.

54. Патент № 181478 Российская Федерация, МПК В60G 21/00 (2006.01), В60G 7/00 (2006.01). Задняя пневматическая подвеска транспортного средства : № 2017144928 : заявл. 20.12.2017 : опубл. 16.07.2018 / А. А. Зиятдинов, В. М. Мартымянов ; заявитель КамАЗ. – 9 с.

55. Патент № 189984 Российская Федерация, МПК А63В 71/02 (2006.01). Препятствие для мобильного работа : № 2019104582 : заявл. 18.02.2019 : опубл. 13.06.2019 / М. И. Бакустина, М. В. Алексеев, А. В. Лопота ; заявитель ЦНИИ РТК. – 2 п.з.

56. Патент № 191581 Российская Федерация, МПК G08G 1/00 (2006.01). Система безопасности при остановке трамвая : № 2019112365 : заявл. 23.04.2019 : опубл. 13.08.2019 / С. В. Репин, С. С. Евтюков, С. М. Грушецкий, Д. С. Орлов, А. В. Зазыкин ; заявитель СПБГАСУ. – 7 с.

57. Патент № 191687 Российская Федерация, МПК G08В 21/02 (2006.01). Устройство для блокировки открывания дверей трамвая : № 2019117997 : заявл.

10.06.2019 : опубл. 15.08.2019 / С. В. Репин, С. А. Евтюков, С. М. Грушецкий, Д. С. Орлов ; заявитель СПБГАСУ. – 6 с.

58. Патент № 194004 Российская Федерация, F16F 9/06 (2006.01). Двухтрубный гидропневматический амортизатор : № 2019124449 : заявл. 30.07.2019 : опубл. 22.11.2019 / С. В. Репин, С. С. Евтюков, Д. С. Орлов ; заявитель СПБГАСУ. – 8 с.

59. Патент № 196651 Российская Федерация, МПК В60R 21/36 (2011.01). Внешняя подушка безопасности : № 2019143513 : заявл. 19.12.2019 : опубл. 11.03.2020 / С. В. Репин, С. С. Евтюков ; заявитель СПБГАСУ. – 6 с.

60. Патент № 2023609 Российская Федерация, МПК В60R 19/02 (1990.01), F16F 7/12 (1990.01). Энергопоглощающий буфер для автомобиля : № 5021361/23 : заявл. 10.01.1992 : опубл. 30.11.1994 / М. Р. Закарян, А. А. Краснов, Б. А. Крылов, В. И. Селезнев, В. П. Гавриш ; заявитель Закарян Михаил Рафаэлович. – 9 с.

61. Патент № 204114 Российская Федерация, МПК F16F 9/06 (2006.01), В60G 13/06 (2006.01). Пневмогидравлический амортизатор : № 2020143768 : заявл. 28.12.2020 : опубл. 07.05.2021 / В. Н. Артемьев, С. В. Репин, В. Н. Добромиров, Р. А. Букиров, П. В. Васильева ; заявитель СПБГАСУ. – 8 с.

62. Патент № 204317 Российская Федерация, МПК F16F 9/06 (2006.01). Однотрубный гидропневматический амортизатор : № 2021107523 : заявл. 22.03.2021 : опубл. 19.05.2021 / С. В. Репин ; заявитель СПБГАСУ. – 8 с.

63. Патент № 204399 Российская Федерация, МПК В60R 21/38 (2011.01). Активный капот автомобиля для защиты пешеходов : № 2021104570 : заявл. 24.02.2021 : опубл. 24.05.2021 / С. В. Репин, С. С. Евтюков, С. М. Грушецкий, А. В. Зазыкин ; заявитель СПБГАСУ. – 6 с.

64. Патент № 2045832 Российская Федерация, МПК В60G 11/26 (1995.01), F16F 9/34 (1995.01). Пневмогидравлическая рессора подвески транспортного средства : № 94 94024150 : заявл. 29.06.1994 / В. В. Новиков, И. М. Рябов, К. В. Чернышов ; заявитель ВолгГТУ. – Бюл. № 28, 1995.

65. Патент № 2055752 Российская Федерация, МПК В60G 11/26 (1995.01), F16F 9/54 (1995.01). Пневмогидравлическая рессора транспортного средства : № 93 93036462 : заявл. 15.07.1993 / В. В. Новиков, И. М. Рябов, К. В. Чернышов ; заявитель ВолгГТУ.

66. Патент № 2077444 Российская Федерация, МПК В62D 63/02 (1995.01). Способ обеспечения безопасности автомобиля : № 94 94041276 : заявл. 15.11.1994 / А. Н. Басов ; заявитель А. Н. Басов.

67. Патент № 208894 Российская Федерация, МПК F16F 9/00 (2006.01). Пневмогидравлический амортизатор : № 2021111075 : заявл. 16.04.2021 : опубл. 20.01.2022 / С. В. Репин ; заявитель СПБГАСУ. – 7 с.

68. Патент № 2090377 Российская Федерация, МПК В60G 11/26 (1995.01). Пневмогидравлическая рессора подвески транспортного средства : 95111077/11 : заявл. 28.06.1995 : 20.09.1997 / В. В. Новиков, И. М. Рябов, К. В. Чернышов ; заявитель ВолгГТУ. – Бюл. № 26, 1997.

69. Патент № 2099251 Российская Федерация, МПК В64D 17/02 (1995.01). Парашют : № 96110112/28 : заявл. 21.06.1996 : опубл. 20.12.1997 / М. И. Васильев, О. В. Рысев, А. Ю. Кузин, С. И. Куличков, Н. В. Стародубровская ; заявитель Научно-исследовательский институт парашютоостроения.

70. Патент № 2100524 Российская Федерация, МПК E01H 5/12 (1995.01). Устройство для складирования льда и уплотненного снега : № 5018185/28 : заявл. 26.12.1991 : опубл. 27.12.1997 / С. В. Погорельский ; заявитель С. В. Погорельский.

71. Патент № 2102253 Российская Федерация, МПК В60G 11/26 (1995.01), F16F 9/34 (1995.01). Пневмогидравлическая рессора подвески транспортного средства : № 96104302/28 : заявл. 05.03.1996 : опубл. 20.01.1998 / В. В. Новиков, Е. В. Болотина, И. М. Рябов, К. В. Чернышов, В. И. Колмаков ; заявитель ВолГТУ.

72. Патент № 2102254 Российская Федерация, МПК В60G 11/26 (1995.01). Пневмогидравлическая рессора подвески транспортного средства : № 96113154/28 : заявл. 25.06.1996 : опубл. 20.01.1998 / В. В. Новиков, И. М. Рябов, А. В. Васильев ; заявитель ВолГТУ.

73. Патент № 2106988 Российская Федерация, МПК В60R 19/02 (1995.01). Энергопоглощающая часть кузова автомобиля : № 97106547/28 : заявл. 17.04.1997 : опубл. 20.03.1998 / Л. Г. Аганин, С. М. Горбатов, А. Г. Петрянин, И. И. Аксентьева ; заявитель АвтоВАЗ.

74. Патент № 211136 Российская Федерация, МПК В60R 21/36 (2011.01). Устройство для безопасности пешеходов при столкновении с бескапотным автомобилем : № 2022103138 : заявл. 07.02.2022 : опубл. 23.05.2022 / С. В. Репин, Е. М. Лазарев, С. М. Грушецкий, А. В. Зазыкин ; заявитель СПбГАСУ. – 8 с.

75. Патент № 2123082 Российская Федерация, МПК E01C 19/21 (1995.01), E01C 11/24 (1995.01), E01H 10/00 (1995.01). Способ создания шероховатости на снежно-ледяных поверхностях : № 96111336/03 : заявл. 04.06.1996 : опубл. 10.12.1998 / В. Я. Суслов ; заявитель В. Я. Суслов Виктор Яковлевич.

76. Патент № 2128795 Российская Федерация, МПК F16F 5/00 (1995.01), В60G 11/26 (1995.01). Пневмогидравлическая рессора : № 97117515/28 : заявл. 07.10.1997 : опубл. 10.04.1999 / В. В. Новиков, И. М. Рябов, О. В. Осинцев ; заявитель ВолГТУ.

77. Патент № 2129633 Российская Федерация, МПК E01H 5/12 (1995.01), E21C 35/183 (1995.01). Твердосплавная вставка инструмента для очистки поверхности преимущественно от льда и/или снега : № 97118552/28 : заявл. 06.11.1997 : опубл. 27.04.1999 / И. А. Леванковский, С. И. Мультианов, В. Д. Шульц, А. В. Толстов ; заявитель Пигма-Кеннаметал.

78. Патент № 2133312 Российская Федерация, МПК E01H 5/12 (1995.01). Инженерная машина для использования в зонах чрезвычайных ситуаций : № 96116584/28 : заявл. 13.08.1996 : опубл. 20.07.1999 / В. Ф. Собко, Г. Д. Камшилов, В. А. Кузнецов, В. А. Ширинкин, В. В. Шальтис, А. М. Аверченко ; заявитель Станкомаш.

79. Патент № 2134323 Российская Федерация, МПК E01H 5/12 (1995.01), E01C 11/24 (1995.01). Устройство для очистки дорог от снежно-ледяных образований : № 98101433/03 : заявл. 22.01.1998 : опубл. 10.08.1999 / П. А. Иванников, Ф. Ф. Кириллов ; заявитель ТГАСУ.

80. Патент № 2135670 Российская Федерация, МПК E01C 1/00 (1995.01). Транспортный комплекс мегаполиса и способ регулирования разгрузки пассажирских, грузопассажирских и грузовых потоков транспортного комплекса мегаполиса : № 98116365/03 : заявл. 31.08.1998 : опубл. 27.08.1999 / В. А. Брежнев, Б. В. Гусев, Ю. М. Лужков, Б. В. Никольский, Н. П. Селиванов ; заявитель Н. П. Селиванов. – 2 с.

81. Патент № 2135671 Российская Федерация, МПК E01C 1/00 (1995.01). Автомобильная дорога и способ эксплуатации автомобильной дороги с ее ремонтом и реконструкцией : № 98116363/03 : заявл. 31.08.1998 : опубл. 27.08.1999 / Р. А. Коган, В. Н. Селиванов, С. Н. Селиванов, В. М. Юмашев ; заявитель Н. П. Селиванов. – 2 с.

82. Патент № 2136811 Российская Федерация, МПК E01H 5/12 (1995.01). Устройство для складирования льда : № 96100305/28 : заявл. 05.01.1996 : опубл. 10.09.1999 / Г. П. Плотников ; заявитель Г. П. Плотников.

83. Патент № 213742 Российская Федерация, МПК E01H 5/12 (2006.01). Устройство для обработки автомобильных дорог и тротуаров от снежно-ледяных образований : № 2022113428 : заявл. 18.05.2022 : опубл. 28.09.2022 / И. И. Воронцов, С. В. Репин, А. Е. Пушкарев ; заявитель СПбГАСУ. – 8 с.

84. Патент № 2140480 Российская Федерация, МПК E01C 1/00 (1995.01). Транспортный комплекс мегаполиса и способ регулирования разгрузки пассажирских, грузопассажирских и грузовых потоков транспортного комплекса мегаполиса : № 98116364/03 : заявл. 31.08.1998 : опубл. 27.10.1999 / Р. И. Бельская, В. А. Жаров, В. С. Истомина, В. А. Каверин, В. А. Каспаров, Ю. В. Коротков, А. Б. Корсаков, А. В. Кузьмин, Н. В. Лукьянов, Г. И. Муравин, Н. В. Павлов, С. Ф. Панкина, А. С. Пешков, Г. А. Паламарчук, Ю. В. Росляк, О. И. Самохвалова, А. В. Самсонов, Н. П. Селиванов, С. Г. Чуверина ; заявитель Н. П. Селиванов. – 2 с.

85. Патент № 2143018 Российская Федерация, МПК D01F 8/06 (1995.01), D01F 8/10 (1995.01), D01F 8/14 (1995.01), D04H 1/54 (1995.01), D04H 1/42 (1995.01), D02G 3/00 (1995.01). Многокомпонентные волокна и нетканые материалы, разрушающихся под действием воды : № 98101718/12 : заявл. 26.06.1996 : опубл. 21.12.1999 / М. Д. Дэвид, С. П. Уильям. – 10 с.

86. Патент № 2176699 Российская Федерация, МПК E01H 5/12 (2000.01), E01H 1/00 (2000.01), E02F 5/32 (2000.01). Соскабливатель : № 99106491/28 : заявл. 29.03.1999 : опубл. 20.01.2001 / В. В. Шимонов ; заявитель В. В. Шимонов.

87. Патент № 2180715 Российская Федерация, МПК F16F 9/342 (2000.01), B60G 11/26 (2000.01). Пневмогидравлическая подвеска транспортного средства : № 2000117201/28 : заявл. 27.06.2000 : опубл. 20.03.2002 / В. В. Новиков, И. М. Рябов, М. В. Бурякова ; заявитель ВолгГТУ.

88. Патент № 2193085 Российская Федерация, МПК E01F 13/00 (2000.01), E01F 9/00 (2000.01), E01F 15/00 (2000.01). Буфер дорожный : № 2000130739/28 заявл. 08.12.2000 : опубл. 20.11.2002 / С. А. Соболев, Г. А. Паламарчук, А. И. Ходаков, А. И. Кузнецов, И. Б. Иванцов ; заявитель «Строй Инвест Проект».

89. Патент № 2212344 Российская Федерация, МПК B60G 11/26 (2000.01), F16F 5/00 (2000.01). Пневмогидравлическая рессора подвески транспортного средства : № 2002111326/28 : заявл. 25.04.2002 : опубл. 20.09.2003 / В. В. Новиков, И. М. Рябов, А. В. Похлебин ; заявитель ВолГТУ.

90. Патент № 2223185 Российская Федерация, МПК B60R 21/34 (2000.01), B60J 1/02 (2000.01). Безопасный автомобиль (варинты) : № 2002110995/11 : заявл. 25.04.2002 : опубл. 10.02.2004 / В. Я. Куваев ; заявитель В. Я. Куваев. – 2 с.

91. Патент № 2225798 Российская Федерация, МПК B60R 21/02 (2000.01). Безопасный легковой автомобиль : № 2002104507/11 : заявл. 19.02.2002 : опубл. 20.03.2004 / Ю. Н. Лисовский ; заявитель Ю. Н. Лисовский.

92. Патент № 2226155 Российская Федерация, МПК B60G 11/26 (2000.01). Пневмогидравлическая подвеска транспортного средства : № 2002111278/11 : заявл. 25.04.2002 : опубл. 27.03.2002 / В. В. Новиков, И. М. Рябов, Г. П. Веселов ; заявитель ВолГТУ.

93. Патент № 2226156 Российская Федерация, МПК B60G 11/26 (2000.01). Пневмогидравлическая рессора подвески транспортного средства : № 2002111325/11 : заявл. 25.04.2002 : опубл. 27.03.2004 / В. В. Новиков, И. М. Рябов, К. В. Чернышов ; заявитель ВолГТУ.

94. Патент № 2244180 Российская Федерация, МПК F16F 9/06. Газонаполненный двухтрубный гидравлический телескопический амортизатор : № 2002113571/11 : заявл. 27.05.2002 : опубл. 10.01.2005 / Д. В. Чулков, В. И. Богославцев, В. Н. Солодилов, А. В. Кононыхин ; заявитель ФЭД. – 8 с.

95. Патент № 2253574 Российская Федерация, МПК B60G 15/10 (2000.01), F16F 5/00 (2000.01). Однотрубный амортизатор : № 2002122079/11 : заявл. 13.08.2002 : опубл. 20.04.2004 / Е. П. Гусев, С. Ю. Воеводов, И. И. Кривоносов ; заявитель СПАЗ «Плаза». – 5 с.

96. Патент № 2256111 Российская Федерация, МПК F16F 9/19 (2000.01). Однотрубный амортизатор с полостью в штоке : № 2002127528/11 : заявл. 14.10.2002 : опубл. 10.07.2005 / Е. П. Гусев, И. И. Кривоносов, А. В. Леошко ; заявитель ЗАО «Плаза». – 5 с.

97. Патент № 2263238 Российская Федерация, МПК F16F 9/50 (2000.01), B60G 11/26 (2000.01). Регулируемый однотрубный газонаполненный амортизатор : № 2003132026/11 : заявл. 31.10.2003 : опубл. 27.10.2005 / Е. П. Гусев, А. М. Плотников, С. Ю. Воеводов ; заявитель СПАЗ «Плаза». – 7 с.

98. Патент № 2268159 Российская Федерация, МПК B60G 11/26 (2006.01), F16F 9/06 (2006.01). Пневмогидравлическая рессора транспортного средства : № 2004107758/11 : заявл. 15.03.2004 : опубл. 20.01.2006 / В. В. Новиков, К. В. Чернышов, А. В. Похлебин, Т. А. Бурякова ; заявитель ВолГТУ. – 10 с.

99. Патент № 2270778 Российская Федерация, МПК В62D 23/00 (2006.01), В60N 2/427 (2006.01), В60R 21/00 (2006.01). Кузов автомобиля повышенной безопасности : № 2004104135/11 : заявл. 12.02.2004 : опубл. 27.02.2006 / О. В. Денисов, И. В. Денисов, Д. О. Денисов ; заявители О. В. Денисов, И. В. Денисов, Д. О. Денисов. – 7 с.

100. Патент № 2292706 Российская Федерация, МПК А01G 23/04 (2006.01). Машина для выкапывания деревьев : № 2005113822/12 : заявл. 05.05.2005 : опубл. 10.02.2007 / О. Г. Иванов ; заявитель О. Г. Иванов. – 9 с.

101. Патент № 2309307 Российская Федерация, МПК F16F 5/00 (2006.01). Способ поглощения энергии ударного воздействия с использованием гетерогенной системы : № 2006126918/11 : заявл. 24.07.2006 : опубл. 27.10.2007 / В. Д. Борман, В. Н. Тронин, В. И. Троян, А. М. Грехов, А. А. Белогорлов, В. В. Конюков, Г. В. Лисичкин, Е. В. Грибанов ; заявитель МИФИ (ГУ). – 7 с.

102. Патент № 2312029 Российская Федерация, МПК В60G 11/26 (2006.01), F16F 5/00 (2006.01). Пневмогидравлическая рессора подвески транспортного средства : № 2005109206/11 : заявл. 30.03.2005 : опубл. 10.12.2007 / В. В. Новиков, И. М. Рябов, В. М. Буряков, В. В. Ханакин, А. С. Горобцов ; заявитель ВолГТУ. – 9 с.

103. Патент № 2319620 Российская Федерация, МПК В60G 11/26 (2006.01), F16F 5/00 (2006.01). Пневмогидравлическая рессора подвески транспортного средства : № 2006124907/11 : заявл. 11.07.2006 : опубл. 20.03.2008 / В. В. Новиков, И. М. Рябов, А. С. Горобцов, К. В. Чернышов, А. В. Подзоров ; заявитель ВолГТУ. – 8 с.

104. Патент № 2328387 Российская Федерация, МПК В60R 19/02 (2006.01). Бампер транспортного средства : № 2007100863/11 : заявл. 09.01.2007 : опубл. 10.07.2008 / Д. М. Белый, Н. В. Кузнецов ; заявитель УлГТУ. – 8 с.

105. Патент № 2333112 Российская Федерация, МПК В60G 11/26 (2006.01). Пневмогидравлическая рессора подвески транспортного средства : № 2007101102/11 : заявл. 09.01.2007 : опубл. 10.09.2008 / В. В. Новиков, И. М. Рябов, К. В. Чернышов, В. А. Андреев, Ю. В. Соков ; заявитель ВолГТУ. – 10 с.

106. Патент № 2345193 Российская Федерация, МПК E01F 15/10 (2006.01). Дорожный буфер : № 2007122725/03 : заявл. 19.06.2007 : опубл. 27.10.2009 / В. М. Кротов, С. А. Соболев, А. П. Шагин, А. С. Харькин, О. Ю. Чумаков ; заявитель НПФ ГОЛЬФСТРИМ. – 7 с.

107. Патент № 2361134 Российская Федерация, МПК F16F 5/00 (2006.01), F16F 9/06 (2006.01), F16F 9/342 (2006.01), F16F 9/504 (2006.01). Гидропневматический амортизатор транспортного средства : № 2007126557/11 : заявл. 12.07.2007 : опубл. 10.07.2009 / Б. Б. Карсанов ; заявитель Б. Б. Карсанов. – 10 с.

108. Патент № 2370382 Российская Федерация, МПК В60R 19/02 (2006.01). Бампер автомобиля : № 2008103885/11 : заявл. 01.02.2008 : опубл. 20.10.2009 / Ф. Ф. Урмансов, В. И. Краснов ; заявитель ПЛАСТИК. – 16 с.

109. Патент № 2398929 Российская Федерация, МПК E01H 10/00 (2006.01), E01C 19/20 (2006.01). Способ обеспечения работы системы управления рабочим

процессом мобильного распределителя материалов для обработки дорожных покрытий и устройство управления рабочим процессом мобильного распределителя материалов : № 2009116823/11 : заявл. 05.05.2009 : опубл. 10.09.2010 / Г. М. Белоцерковский, Э. В. Ахрамеев, С. Б. Карякин ; заявитель Экомтех-Трейддинг. – 12 с.

110. Патент № 2408760 Российская Федерация, МПК E01H 5/10 (2006.01). Способ удаления льда и наледи с различных поверхностей : № 2008151289/21 : заявл. 23.12.2008 : опубл. 10.01.2011 / А. П. Рыбкин ; заявитель А. П. Рыбкин. – 10 с.

111. Патент № 2423280 Российская Федерация, МПК B62D 49/08 (2006.01), B60K 28/14 (2006.01). Устройство для предотвращения опрокидывания транспортного средства : № 2010106915/11 : заявл. 24.02.2010 : опубл. 10.07.2011 / Б. Ю. Калмыков, В. И. Богданов ; заявитель ЮРГУЭС. – 8 с.

112. Патент № 2434763 Российская Федерация, МПК B60R 19/02 (2006.01), E01F 15/14 (2006.01). Демпфирующее фронтальное автомобильное ограждение и демпфирующий картридж для него : № 2009103037/11 : заявл. 30.01.2009 : опубл. 27.11.2011 / А. П. Паскин, А. А. Морозов ; заявитель А. А. Морозов. – 15 с.

113. Патент № 2449188 Российская Федерация, МПК F16F 9/08 (2006.01), F16F 9/53 (2006.01). Регулируемый магнитореологический пневматический амортизатор : № 2010132098/11 : заявл. 29.07.2010 : опубл. 27.04.2012 / А. Б. Корчагин, В. В. Шалай, В. Н. Бельков, Г. С. Аверьянов, Р. Н. Хамитов ; заявитель ОмГТУ. – 7 с.

114. Патент № 2486073 Российская Федерация, МПК B60K 28/14 (2006.01), B62D 49/08 (2006.01). Устройство для предотвращения опрокидывания транспортного средства : № 2011150936/11 : заявл. 14.12.2011 : опубл. 27.06.2013 / Б. Ю. Калмыков, В. И. Богданов, И. Ю. Высоцкий, О. М. Калмыкова, Н. А. Овчинников ; заявитель ЮРГУЭС. – 8 с.

115. Патент № 2486092 Российская Федерация, МПК B62D 49/08 (2006.01). Устройство для предотвращения опрокидывания транспортного средства : № 2012112214/11 : заявл. 29.03.2012 : опубл. 27.06.2013 / Б. Ю. Калмыков, В. И. Богданов, И. Ю. Высоцкий, Н. А. Овчинников, О. М. Калмыкова ; заявитель ЮРГУЭС. – 8 с.

116. Патент № 2487040 Российская Федерация, МПК B62D 49/08 (2006.01), B60K 28/14 (2006.01). Устройство для предотвращения опрокидывания транспортного средства : № 2011141484/11 : заявл. 12.10.2011 : опубл. 10.07.2013 / Б. Ю. Калмыков, В. И. Богданов, Н. А. Овчинников, С. С. Петренко ; заявитель ЮРГУЭС. – 7 с.

117. Патент № 2487812 Российская Федерация, МПК B62D 49/08 (2006.01). Система повышения устойчивости транспортного средства против опрокидывания : № 2011141486/11 : заявл. 12.10.2011 : опубл. 20.07.2013 / Б. Ю. Калмыков, В. И. Богданов, И. Ю. Высоцкий, Н. А. Овчинников, К. А. Сивяков ; заявитель ЮРГУЭС. – 8 с.

118. Патент № 2499717 Российская Федерация, МПК B62D 49/08 (2006.01), B60K 28/14 (2006.01). Устройство для предотвращения опрокидывания транспортного средства : № 2012115077/11 : заявл. 16.04.2012 : опубл. 27.11.2013 / Б. Ю. Калмыков, В. И. Богданов, И. Ю. Высоцкий, Н. А. Овчинников, В. А. Кулаченко ; заявитель ЮРГУЭС. – 8 с.

119. Патент № 2499926 Российская Федерация, МПК F16F 9/19 (2006.01), F16F 5/00 (2006.01). Амортизирующее устройство с регулируемыми характеристиками : № 2012118909/11 : заявл. 05.05.2012 : опубл. 27.11.2013 / Ф. Х. Халиуллин, С. И. Колбин, Н. М. Егоров ; заявитель Казанский ГАУ. – 6 с.

120. Патент № 2502902 Российская Федерация, МПК F16F 9/19 (2006.01), F16F 5/00 (2006.01). Гидравлический амортизатор с регулируемыми характеристиками : № 2012118907/11 : заявл. 05.05.2012 : опубл. 27.12.2013 / Ф. Х. Халиуллин, Н. М. Егоров, С. И. Колбин ; заявитель Казанский ГАУ. – 7 с.

121. Патент № 2517029 Российская Федерация, МПК B60K 28/14 (2006.01). Устройство для предотвращения опрокидывания транспортного средства : № 2012132720/11 : заявл. 27.05.2014 : опубл. 27.05.2014 / Б. Ю. Калмыков, В. И. Богданов, Н. А. Овчинников, И. В. Бондарев ; заявитель ЮРГУЭС. – 5 с.

122. Патент № 2547120 Российская Федерация, МПК B60R 21/36 (2011.01). Устройство и способ защиты пешеходов и водителей автомобилей : № 2013104460/11 : заявл. 04.02.2013 : опубл. 10.04.2015 / В. С. Олешко ; заявитель Олешко Владимир Станиславович. – 8 с.

123. Патент № 2651783 Российская Федерация, МПК B60R 21/38 (2011.01). Переклад транспортного средства, обеспечивающий защиту пешехода : № 2014146419 : заявл. 19.11.2014 : опубл. 23.04.2018 / Р. Манохарпрасад К., Лэ Цзялян, Ф. Искандер, Т. Левассер ; заявитель «Форд Глобал Технолоджис».

124. Патент № 2734623 Российская Федерация, МПК E01N 10/00 (2006.01), E01C 11/24 (2006.01). Способ автоматического контроля противогололедной обработки дорожных и аэродромных покрытий : № 2019119483 : заявл. 21.06.2019 : опубл. 21.10.2020 / К. П. Мандровский, Я. С. Садовникова ; заявитель МАДИ. – 13 с.

125. Патент № 2769203 Российская Федерация, МПК B60G 11/00 (2006.01). Задняя подвеска транспортного средства : № 2021118926 : заявл. 28.06.2021 : опубл. 29.03.2022 / С. В. Репин, Р. Р. Букиров, С. М. Грушецкий, А. В. Зазыкин ; заявитель СПБГАСУ. – 12 с.

126. Патент № 2786384 Российская Федерация, МПК E01N 5/12 (2006.01), E01N 10/00 (2006.01). Машина для очистки дорог от снежно-ледяных образований : № 2022113407 : заявл. 18.05.2022 : опубл. 20.12.2022 С. В./ Репин, А. Е. Пушкарев, И. И. Воронцов ; заявитель СПБГАСУ. – 9 с.

127. Патент № 81735 Российская Федерация, МПК E01N 10/00 (2006.01). Система обработки дорожного покрытия противогололедным реагентом в автоматическом режиме : № 2008146822/22 : заявл. 27.11.2008 : опубл. 27.03.2009 / А. В. Авдеев, И. И. Кириченко, С. А. Горошков, С. А. Макаров, Р. А. Лолейт ; заявитель «Стройпроект». – 10 с.

128. Патент № 83074 Российская Федерация, МПК E01N 10/00 (2006.01). Система обработки дорожного покрытия противогололедным реагентом (варианты) : № 2008117090/22 : заявл. 04.05.2008 : опубл. 20.05.2009 / Ю. С. Соломонов, А. Н. Нефедов, И. А. Дмитриевская, С. М. Малишевский, Ю. А. Цветков, Д. Ю. Филатов, Д. Я. Козлов ; заявитель «Московские дороги». – 8 с.

129. Патент № 90513 Российская Федерация, МПК F16F 9/096 (2006.01). Регулируемый гидропневматический амортизатор : № 009124240/22 : заявл. 24.06.2009 : опубл. 24.06.2009 / В. Н. Махомет ; заявитель СПАЗ «Плаза». – 5 с.

130. Правила дорожного движения РФ 2018 с расширенными комментариями и иллюстрациями [утверждены Советом министров – Правительством Российской Федерации 23.10.1993]. – М. : Эксмо, 2017. – 96 с.

131. *Раймпель Й.* Шасси автомобиля: Амортизаторы, шины и колеса. – М. : Машиностроение, 1986. – 320 с.

132. Разработка новой машины для очистки дорог от снежно-ледяных образований / С. В. Репин, А. Е. Пушкарев, И. И. Воронцов [и др.] // Строительные и дорожные машины. – 2022. – № 4. – С. 33–37.

133. Ремонт и содержание автомобильных дорог : справочник инженера-дорожника / А. П. Васильев, В. И. Баловнев, М. Б. Корунский [и др.] ; под ред. А. П. Васильева. – М. : Транспорт, 1989. – 287 с.

134. *Репин С. В., Добромиров В. Н., Орлов Д. С.* Исследование упругой характеристики нового пневмогидравлического амортизатора // Вестник гражданских инженеров. – 2019. – № 5 (76). – С. 260–269.

135. *Репин С. В., Добромиров В. Н., Орлов Д. С., Андронов А. В.* Исследование демпфирующей характеристики нового гидропневматического амортизатора // Вестник гражданских инженеров. – 2020. – № 2 (79). – С. 187–194.

136. *Репин С. В.* Основы изобретательского творчества : учеб. пособие по выполнению курсовой работы / С. В. Репин, С. А. Евтюков, А. В. Зазыкин. – СПб. : СПбГАСУ – ИД «Петрополис»: 2021 – 66 с.

137. *Ротенберг Р. В.* Подвеска автомобиля. Колебания и плавность хода. – М. : Машиностроение, 1972. – 393 с.

138. *Самусенко М. Ф.* Конструирование и расчет большегрузных транспортных средств. Конструирование и расчет подвесок [Текст] : учеб. пособие : [для студентов всех специальностей конструкторско-механического факультета МАДИ, изучающих курс «Конструирование и расчет транспортных средств»] / М. Ф. Самусенко ; Министерство высшего и среднего специального образования СССР, Московский ордена Трудового Красного Знамени автомобильно-дорожный институт. – М. : МАДИ, 1984. – 102 с.

139. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2020616445 Российская Федерация. Расчет упругой характеристики пневмогидравлического амортизатора / С. В. Репин, Р. Р. Букиров, П. В. Васильева ; Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет». – № 202061544 ; дата поступления 01.06.2020 ; дата государственной регистрации в реестре программ для ЭВМ 17.07.2020. – 1 с.

140. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2020617545 Российская Федерация. Расчет колебаний подвески автомобиля /

С. В. Репин, Р. Р. Букиров, П. В. Васильева ; Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет». – № 2020616556 ; дата поступления 23.06.2020 ; дата государственной регистрации в реестре программ для ЭВМ 08.07.2020. – 1 с.

141. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2020617546 Российская Федерация. Расчет демпфирующей характеристики пневмогидравлического амортизатора / С. В. Репин, Р. Р. Букиров, П. В. Васильева ; Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет». – № 2020616554 ; дата поступления 23.06.2020 ; дата государственной регистрации в реестре программ для ЭВМ 08.07.2020. – 1 с.

142. *Сергиенко А. Н.* Математическая модель колебаний в ходовой системе автомобиля с электромагнитным демпфированием / А. Н. Сергиенко // Вестник Нац. техн. ун-та «ХПИ» : сб. науч. тр. темат. вып. : Транспортное машиностроение. – Харьков : НТУ «ХПИ». – 2013. – № 31 (1004). – С. 86–93.

143. *Сергиенко А. Н.* Методика описания неровностей профиля дороги при моделировании подвески автомобиля с рекуператором энергии колебаний / А. Н. Сергиенко, Н. Г. Медведев, Б. Г. Любарский и др. // Вестник Нац. техн. ун-та «ХПИ» : сб. науч. тр. Темат. вып. : Математическое моделирование в технике и технологиях. – Харьков : НТУ «ХПИ». – 2013. – № 37 (1010). – С. 185–192.

144. *Успенский И. Н.* Проектирование подвески автомобиля / И. Н. Успенский, А. А. Мельников. – М. : Машиностроение, 1976. – 168 с.

145. *Фомин В. М.* Автомобили. Основы конструкции и расчета : метод. пособие. – М. : Российский университет дружбы народов (РУДН) // Кафедра эксплуатации автотранспортных средств, 2011. – 36 с.

146. *Фролов К. В.* Вибрации в технике : справочник. В 6 т. / В. Н. Челомей (пред.). – М. : Машиностроение, 1981. – Т. 1. Колебания линейных систем / под ред. К. В. Фролова. 1981. – 456 с. – ISBN: 5-217-02727-4.

147. *Шкундин Б. М.* Машины для гидромеханизации земляных работ / под ред. С. П. Елифанова [и др.]. – М. : Стройиздат, 1974. – 252 с.

148. *Штробель В. К.* Современный автомобильный кузов / пер. с нем. Н. А. Юнковой ; под ред. Л. И. Вихко. – М. : Машиностроение, 1984. – 264 с.

149. *Юфин А. П.* Гидромеханизация : учеб. пособие для вузов / А. П. Юфин. – Изд. 2-е, перераб. и доп. – М. : Стройиздат, 1974. – 223 с.

150. *Andrzejewski R.* Nonlinear Dynamics of a Wheeled Vehicle / R. Andrzejewski, J. Awrejcewicz. – New York : Springer Science Business Media, 2005. – P. 328.

151. *Bauer W.* Hydropneumatic suspension systems [Text] / W. Bauer. – New York : Springer, 2011. – 237 p.

152. *Chernyaev I.* Methods for continuous monitoring of compliance of vehicles' technical condition with safety requirements during operation / I. Chernyaev,

E. Oleshchenko, I. Danilov / Transportation Research Procedia 50 (2020). – P. 77–85. URL: <https://doi.org/10.1016/j.trpro.2021.09.026>

153. *Dixon J. C.* The Shock Absorber Handbook / J. C. Dixon; Society of Automotive Engineers. – 2-d ed. – New York : John Wiley and Sons, 2007. – P. 432.

154. *Dobromirov V.* Safety of transporting granular road construction materials in urban environment / Dobromirov V., Meike U., Evtiukov S., Bardyshev O. / Transportation Research Procedia 50 (2020). – P. 86–95. URL: <https://doi.org/10.1016/j.trpro.2020.10.011>

155. *Dygalo V.* Formation of basic performance properties of wheeled vehicles in braking mode / V. Dygalo, M. Lyashenko, V. Shekhovtsov / Transportation Research Procedia 50 (2020). – P. 130–135. URL: <https://doi.org/10.1016/j.trpro.2020.10.016>

156. Evaluation findings for flip-energy absorption systems «L.C.C. Slider Bearings» // Technical Evaluation Report, American Society of Civil Engineers, July 1, 1998. – 42 p.

157. *Evtiukov S.* A method for multi-criteria evaluation of the complex safety characteristic of a road vehicle characteristic of a road vehicle / S. Evtiukov, M. Karelina, A. Terentyev // Transportation Research Procedia 36 (2018). – P. 149–156. URL: <https://doi.org/10.1016/j.trpro.2018.12.057>

158. *Kapustin A.* Rational lifetime of a vehicle in terms of ensuring security of its design / A. Kapustin, A. Terentiev // Paper presented at the Transportation Research Procedia 20 (2017). – P. 254–260. URL: [doi:10.1016/j.trpro.2017.01.011](https://doi.org/10.1016/j.trpro.2017.01.011)

159. *Korochkin A.* Specifics of calculating required strength of highway pavements / A. Korochkin / Transportation Research Procedia 50 (2020). – P. 290–301. URL: <https://doi.org/10.1016/j.trpro.2020.10.035>

160. *Kravchenko P.* Mechanisms of functional properties formation of traffic safety systems / P. Kravchenko, E. Oleshchenko // Transportation Research Procedia 20 (2017). – P. 367–372. URL: <https://doi.org/10.1016/j.trpro.2017.01.051>

161. *Kruse A.* Analysis of Dynamic Behavior of Twin-Tube Vehicle Shock Absorbers // A. Kruse, M. Eickhoff, A. Tischer / Proceedings of the SAE World Congress & Exhibition Session : Steering and Suspension Technology Symposium, Detroit, MI, USA, April, 2009 / Detroit, 2009.

162. *Lee C.-T.* Simulation and experimental validation of vehicle dynamic characteristics for displacement-sensitive shock absorber using fluid-flow modeling / C.-T. Lee, B.-Y. Moon // Mechanical Systems and Signal Processing. – 2006. – No. 20. – P. 373–388.

163. *Malshakov A.* Method to determine required amount of spare parts for air suspension in large-size buses / A. Malshakov, A. Akzholov // Transportation Research Procedia 50 (2020). – P. 414–421. URL: <https://doi.org/doi:10.1016/j.trpro.2020.10.049>

164. *Markov G. V.* Optimization of car suspension parameters to reduce tire deformation / G. V. Markov. – [Text] : direct // Young scientist. – 2017. – No. 52 (186), Volume 1. – P. 45–49. URL: <https://moluch.ru/archive/186/47482>

165. *Mikhailov A.* Estimation of traffic flow parameters of U-turns / A. Mikhailov, E. Shesterov // *Transportation Research Procedia* 50 (2020). – P. 458–465. URL: <https://doi.org/doi:10.1016/j.trpro.2020.10.054.67>

166. *Rakov V.* Study of braking energy recovery impact on cost-efficiency and environmental safety of vehicle / V. Rakov, A. Kapustin, I. Danilov // *Transportation Research Procedia* 50 (2020). – P. 559–565. URL: <https://doi.org/10.1016/j.trpro.2020.10.067>

167. *Repin S. V.* Study on effects of damping characteristics of base chassis suspension on operational safety of transport and handling machinery / S. V. Repin, R. R. Bukirov, P. V. Vasilieva // *Transportation Research Procedia* 50 (2020). – P. 574–581. URL: <https://doi.org/10.1016/j.trpro.2020.10.069>

168. *Repin S.* Improving operational safe-ty of transport and handling machinery based on automobile chassis by forming fleets of machinery with specific level of reliability / S. Repin, A. Zazykin, S. Maksimov / *Transportation Research Procedia* 50 (2020). – P. 582–590. URL: <https://doi.org/10.1016/j.trpro.2020.10.070>

169. *Repin S.* Improving the movement smoothness of a mobile repair shop for machinery servicing in the Arctic / S. Repin, R. Bukirov, I. Vorontsov, V. Gordienko & P. Rajczyk / *Transportation Research Procedia* 57 (2021). – P. 553–561. URL: <https://doi.org/10.1016/j.trpro.2021.09.084>

170. *Repin S. V.* A method for quantitative assessment of vehicle reliability impact on road safety / S. Repin, S. Evtiukov, S. Maksimov // *Transportation Research Procedia* 36 (2018). – P. 661–668. URL: <https://doi.org/10.1016/j.trpro.2018.12.128>

171. *Saplinova V.* Design and specifications of racing car chassis as passive safety feature / V. Saplinova, I. Novikov, S. Glagolev // *Transportation Research Procedia* 50 (2020). – P. 591–607. URL: <https://doi.org/10.1016/j.trpro.2020.10.071>

172. *Taysayev K.* Efficiency ratio assessment model for buses / K. Taysayev, A. Terentyev, S. Evtukov, I. Arifullin // *Transportation Research Procedia* 50 (2020). – P. 674–680. URL: <https://doi.org/10.1016/j.trpro.2020.10.079>

173. *Trofimenko Y.* Forecast of energy consumption and greenhouse gas emissions by road transport in Russia up to 2050 / Y. Trofimenko, V. Komkov, K. Trofimenko // *Transportation Research Procedia* 50 (2020). – P. 698–707. URL: <https://doi.org/10.1016/j.trpro.2020.10.082>

174. *Voitko A.* Improving safety of using ambulance vehicles in large cities / A. Voitko, V. Dobromirov, N. Podoprigora, A. Marusin // *Transportation Research Procedia* 50 (2020). – P. 716–726. URL: <https://doi.org/10.1016/j.trpro.2020.10.084>

175. *Yoo W. S.* Damping Models for Multibody Dynamic Simulation / W. S. Yoo [and oth.] // *Proceedings of the EUROMECH Colloquium 495 «Advances in simulation of multibody system dynamics»* / Bryansk State Technical University, Bryansk, Russia, February 2008 / Bryansk, 2008.

176. *Lindberg T. G.* Energy absorber, especially motor vehicles, EN paten 2000254, to United Kingdom, 1979.

177. Fukushima; Naoto et al., Shock absorber, US patent 4,418,802, to Nissan Motor Co., Ltd., Yokohama, Japan, 1983.

178. Machado; John V., Roadside energy absorbing barrier with improved fender panel fastener, US patent 5,797,592, to Nissan Motor Co., Ltd., Yokohama, Japan, 1998.

179. Honda запатентовала внешние подушки безопасности для защиты пешеходов. – [Электронный ресурс] – URL: <https://snip1.ru/honda-patentiert-externen-airbag-zum-fusgangerschutz/> (дата обращения 28.03.2023).

180. Mercedes разработали новые подушки безопасности для пешеходов. – [Электронный ресурс] – URL: <https://voe-avto.com/29267-mercedes-sozdal-vneshnie-podushki-bezopasnosti-dlya-peshehodov.html> (дата обращения 28.03.2023).

181. Активный капот для защиты пешеходов. – [Электронный ресурс]. – URL: http://www.autoneva.ru/glossary/aktivnyu_kapot_dlya_zaschity_peshehodov.html (дата обращения 28.03.2023).

182. Амортизаторы ALCA: Жесткость – вопрос меры – [Электронный ресурс] – URL: <https://carway.info/ru/content/alcar-zhestkost-vopros-mery> (дата обращения 21.03.2023).

183. Арктика. Большая российская энциклопедия 2021. – [Электронный ресурс]. – URL: <https://bigenc.ru/geography/text/3452274>

184. Безопасная конструкция кузова. – [Электронный ресурс]. – URL: <http://systemsauto.ru/passive/body.html> (дата обращения 28.03.2023).

185. Внешние подушки безопасности для защиты пешеходов. – [Электронный ресурс]. – URL: <https://novate.ru/blogs/290113/22349/> (дата обращения 27.03.2023).

186. Внешние подушки безопасности для пешеходов – новое изобретение Mercedes-Benz. – [Электронный ресурс]. – URL: <https://national-expertise.ru/blog/mercedes/> (дата обращения 28.03.2023).

187. Высадка пассажиров из трамвая. – [Электронный ресурс]. – URL: <http://dtp-profi.ru/visadka-passagirov-iz-tramvaya.html> (дата обращения 29.03.2023).

188. Гидропневматические рессоры [Электронный ресурс] – URL: <https://lektcii.org/18-73816.html> (дата обращения 10.03.2023).

189. Документы. Международные документы. Нормативные правовые акты Российской Федерации. – [Электронный ресурс]. – URL: <https://www1.fips.ru/documents/> (дата обращения 27.03.2023).

190. Зерновые сеялки. – [Электронный ресурс]. – URL: <https://rushoz.ru/selhoztehnika/seyalki/zernovye-seyalki/> (дата обращения 30.03.2023).

191. История и новейшие достижения в области пассивной безопасности автомобиля. – [Электронный ресурс]. – URL: https://m.pikabu.ru/story/istoriya_i_noveyshie_dostizheniya_v_oblasti_passivnoy_bezopasnosti_avtomobilya_4640053?cid=76461204 (дата обращения 28.03.2023).

192. Коновалов С. В. Обзор физико-механических свойств льда. – [Электронный ресурс]. – URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/obzor-fiziko-mehanicheskikh>

193. Кузов автомобиля. – [Электронный ресурс]. – URL: <http://autoleek.ru/nesushhaja-sistema/kuzov-avtomobilja/kuzov-avtomobilya.html> (дата обращения 28.03.2023).

194. Лазерная стоп-линия от «Главконструктора». – [Электронный ресурс]. – URL: http://glavconstructor.ru/laser-stop.html?REQUEST_URI=news/laser-stop.html (дата обращения 29.03.2023).

195. Мамедов В. Пневматические подвески грузовиков. – [Электронный ресурс]. – URL: <https://os1.ru/article/7102-pnevmaticheskie-podveski-gruzovikov> (дата обращения 27.03.2023).

196. Методика расчета амортизатора. – [Электронный ресурс]. – URL: <https://cyberpedia.su/16x6d21.html> (дата обращения 31.03.2023).

197. Ограждения фонарных столбов – [Электронный ресурс]. – URL: <http://metall-richart.ru/отбойники/защита-столбов> (дата обращения 24.03.2023).

198. Ограждения фонарных столбов. – [Электронный ресурс]. – URL: <http://metall-richart.ru/отбойники/защитный-столб-отбойник> (дата обращения 24.03.2023).

199. Песок для посыпки дорог. – [Электронный ресурс]. – URL: <https://nerudteh.ru/pesok-dlya-posypki-dorog/> (дата обращения 31.03.2023).

200. Пневматическая подвеска – достоинства и недостатки. – [Электронный ресурс]. – URL: https://fastmb.ru/soveti_auto/3033-pnevmaticheskaya-podveska-dostoinstva-i-nedostatki.html (дата обращения 17.03.2023).

201. Поливомоечные и поливальные машины: виды, популярные модели, модификации. – [Электронный ресурс]. – URL: <https://mtz-80.ru/bez-rubriki/polivomoechnye-i-polivalnye-mashiny-vidy-populyarnye-model-modifikacii> (дата обращения 30.03.2023).

202. Подушка безопасности для пешеходов. – [Электронный ресурс]. – URL: http://systemsauto.ru/passive/pedestrian_airbag_system.html (дата обращения 27.03.2023).

203. Понов Л. Хэтч Volvo V40 первым получил подушку для пешеходов. – [Электронный ресурс]. – URL: <https://www.drive.ru/news/volvo/4fbc4da09b6027201000030.html> (дата обращения 28.03.2023).

204. Принцип работы амортизаторов. Виды амортизаторов – преимущества и недостатки. – [Электронный ресурс]. – URL: <https://clubturbo.ru/blog/amortizatora/> (дата обращения 13.03.2023).

205. Пропускаем пешехода от трамвая. П. 14.6. ПДД. – [Электронный ресурс]. – URL: <https://vsobolev.com/propuskaem-peshehoda-ot-tramvaya/> (дата обращения 29.03.2023).

206. Работа датчика движения: на радиоволновом (СВЧ) излучении, на ультразвуке, на тепловом излучении, дальность и зона действия. – [Электронный ресурс]. – URL: <http://nabludau.ru/rabota-datchika-dvizheniya-printsipy-dejstviya-i-nastrojka/> (дата обращения 30.03.2023).

207. Рязанцев В. Д. Большая политехническая энциклопедия. – [Электронный ресурс]. – URL: <https://clck.ru/33jL2D> (дата обращения 10.03.2023).

208. Самые технологически сложные автомобили. – [Электронный ресурс]. – URL: <http://www.lgai.ru/blog/cars/512814-samyte-tehnologicheski-slozhnye-avtomobili.html> (дата обращения 28.03.2023).

209. Системы пневмоподвесок, часть 1. Регулирование дорожного просвета Audi A6. Устройство и принцип действия. – [Электронный ресурс]. – URL: <http://rep-air.ru/ssp242.pdf> (дата обращения 21.03.2023).

210. Система обнаружения пешеходов: устройство, принцип работы. – [Электронный ресурс]. – URL: https://fastmb.ru/auto_shem/3402-sistema-obnaruzheniya-peshehodov-ustroystvo-princip-raboty.html (дата обращения 28.03.2023).

211. Система защиты пешеходов. – [Электронный ресурс]. – URL: http://svsystemsauto.ru/passive/pedestrian_protection_system.html

212. Скрыльник А., Дмитриев С. Технологии и машины для зимнего содержания городских дорог. – [Электронный ресурс]. – URL: <https://os1.ru/article/7905-tehnologii-i-mashiny-dlya-zimnego-soderjaniya-gorodskih-dorog> (дата обращения 30.03.2023).

213. Современные трамваи. – [Электронный ресурс]. – URL: http://www.rosorkk.ru/media/files/present/sovremen_tramvai.pdf

214. Техничка. Капсула безопасности Volvo (S60). – [Электронный ресурс]. – URL: <https://www.drive2.ru/l/1012471/> (дата обращения 28.03.2023).

215. Технология водоструйной (гидро-) и гидроабразивной резки и раскроя материалов. – [Электронный ресурс]. – URL: http://akron-s.ru/articles/tehnologiya_vodostruinoj_gidro_i_gidroabrazivnoj_rezki_i_raskrova_materialov (дата обращения 30.03.2023).

216. Труба отбойная, отбойные причальное приспособление, отбойник пневматический. – [Электронный ресурс]. – URL: <http://skammers.ru/otboynoe-pnevmaticheskoe-shvartovnoe-ustroystvo/truba-otboynaya-otboynoe-prichalnoe-prisposoblenie-otboynik-pnevmaticheskij/> (дата обращения 24.03.2023).

217. Трамвайная сигнализация. – [Электронный ресурс]. – URL: <https://gre4ark.livejournal.com/75573.html>

218. Упругая характеристика подвески. – [Электронный ресурс]. – URL: <http://www.transpobrand.ru/tabras-541-1.html> (дата обращения 21.03.2023).

219. Устройство и принцип работы пневмоподвески [Электронный ресурс] – URL: <https://techautoport.ru/hodovaya-chast/podveska/pnevmaticheskaya-podveska.html> (дата обращения 10.03.2023).

220. Устройство и принцип работы гидропневматической подвески Hydractive. – [Электронный ресурс]. – URL: <https://techautoport.ru/hodovaya-chast/podveska/gidropnevmaticheskaya-podveska-hydractive.html> (дата обращения 13.03.2023).

221. Устройство, технологический процесс и настройка универсальной пневматической сеялки СПУ-6. – [Электронный ресурс]. – URL: <https://agri-tech.ru/info/cat1/page15.html> (дата обращения 30.03.2023).

222. Электрооборудование подвижного состава электрического транспорта. – [Электронный ресурс]. – URL: <http://window.edu.ru/resource/349/29349/files/nstu89.pdf>

Приложения

Приложение 1

Mathcad-программа «Расчет упругой характеристики пневмогидравлического амортизатора» по Свидетельству на программу для ЭВМ № 2020616445⁷

Расчет упругой характеристики пневмогидравлического амортизатора для машины Audi A6

Упругая характеристика представляет собой график, связывающий вертикальную нагрузку на подвеску и прогиб (ход) подвески.

Исходные данные

Исходными для расчета данными являются следующие полученные в процессе проектирования автомобиля:

$M := 360$, кг - подрессоренная масса АТС, приходящаяся на колесо (общая подрессоренная масса – 1440 кг);

$m_{неподр} := 1680 - 1440 = 240$, кг - вес неподрессоренной части (общая снаряженная масса машины Audi A6 = 1680...1845, кг);

$\Omega_n := 1.25$, Гц - частота собственных колебаний подрессоренной массы. Диапазон 0,8...2 Гц, т. к. если собственная частота колебаний подвески будет лежать в этих пределах, то человеческий организм будет хорошо переносить колебания;

$K_d := 2$ - коэффициент динамичности. Значение данного коэффициента для легковых автомобилей лежит в диапазоне 2...2.5;

9.81, м/с² - ускорение свободного падения.

Расчет упругой характеристики

1. Статический прогиб.

Задавшись частотой из указанного диапазона (0,8 до 2 Гц), можно определить необходимый статический прогиб подвески:

$$f_{ст} := \frac{9.81}{4 \cdot \pi^2 \Omega_n^2} = 0.159, \text{ м.} \quad \begin{array}{l} \text{Допуск для передней подвески } 150...300 \text{ мм,} \\ \text{для задней } 125...250 \text{ мм.} \end{array}$$

Известно, что собственная частота колебаний упругой системы непосредственно зависит от ее статической деформации, т. е.:

$$\Omega := \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{9.81}{f_{ст}}} = 1.25, \text{ с}^{-1}.$$

2. Динамический прогиб.

Динамические прогибы передней и задней подвески устанавливаются в пределах 0.5...0.6.

⁷ Тексты программ здесь и ниже приведены не полностью, так как являются интеллектуальной собственностью СПбГАСУ. Также не показана привязка расчетов к конкретным конструкциям амортизаторов.

2.1. Динамический прогиб при отбое:

$$f_{\text{динотб}} := 0.5 \cdot f_{\text{ст}} = 0.08 \text{ , м.}$$

2.2. Динамический прогиб при сжатии:

$$f_{\text{динсж}} := 0.6 \cdot f_{\text{ст}} = 0.095 \text{ , м.}$$

3. Ход отбоя:

$$f_{\text{отб}} := 0.8 \cdot f_{\text{ст}} = 0.127 \text{ , м.}$$

3.1. Усилие при ходе отбоя:

$$P_{\text{отб}} := (M \cdot 9.81) = 3.532 \times 10^3 \text{ , Н.}$$

4. Ход подвески, приходящийся на буферы сжатия:

$$f_{\text{буфсж}} := 0.4 \cdot f_{\text{динсж}} = 0.038 \text{ , м.}$$

5. Ход подвески, приходящийся на буферы отбоя:

$$f_{\text{буфотб}} := 0.2 \cdot f_{\text{ст}} = 0.032 \text{ , м.}$$

6. Усилие при статическом прогибе:

$$P_{\text{ст}} := \frac{1440 \cdot 9.81}{4} = 3531.6 \text{ , Н.}$$

7. Усилие при динамическом прогибе:

$$P_{\text{д}} := P_{\text{ст}} \cdot K_{\text{д}} = 7063.2 \text{ , Н.}$$

8. Расчетная жесткость упругого элемента при сжатии:

$$C_{\text{сж}} := \left(\frac{P_{\text{д}} - P_{\text{ст}}}{f_{\text{динсж}}} \right) \cdot 10^{-3} = 37 \text{ , кН/м.}$$

9. Расчетная жесткость упругого элемента при отбое:

$$C_{\text{отб}} := \left(\frac{P_{\text{д}} - P_{\text{ст}}}{f_{\text{динотб}}} \right) \cdot 10^{-3} = 44.4 \text{ , кН/м.}$$

10. Построение упругой характеристики передней подвески автомобиля.

10.1. Построение части линии, описывающей вертикальную упругую характеристику основных упругих элементов подвески автомобиля, которая позволит нам определить ее конец согласно ходу подвески и определить усилия буферов сжатия и отбоя, зная усилие при статическом прогибе подвески.

$$d := (0 \quad P_{\text{ст}})^T \text{ - усилие, Н.}$$

$$f := (-f_{\text{буфотб}} \quad f_{\text{отб}})^T \text{ - ход подвески, м.}$$

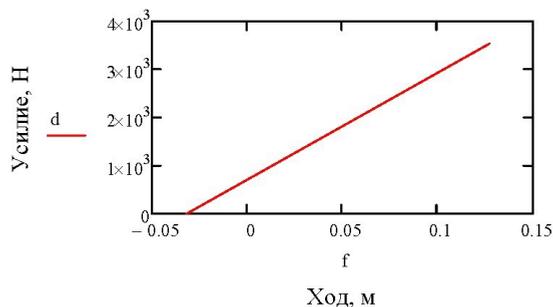


Рис. 1. Часть линии, описывающая вертикальную упругую характеристику основных упругих элементов подвески автомобиля

10.2. Отсюда определим усилия на упругих элементах при сжатии и отбое:

$$q(n) := \text{linterp}(f, d, n) .$$

10.2.1. Усилие буфера сжатия:

$F_{\text{буфсж}} := f_{\text{отб}} + f_{\text{динсж}} - f_{\text{буфсж}} = 0.184$, м - ход подвески, при котором срабатывает буфер сжатия.

$F_{\text{сжбуф}} := q(F_{\text{буфсж}}) = 4.803 \times 10^3$, Н - усилие подвески, при котором срабатывает буфер сжатия.

10.2.2. Усилие буфера отбоя:

$F_{\text{буфотб}} := f_{\text{буфотб}} = 0.032$, м - ход подвески, при котором срабатывает буфер отбоя.

$F_{\text{отббуф}} := q(F_{\text{буфотб}}) = 1.413 \times 10^3$, Н - усилие подвески, при котором срабатывает буфер отбоя.

10.3. Определение конечной точки линии, описывающей вертикальную упругую характеристику основных упругих элементов подвески автомобиля:

$f_{\text{лин}} := f_{\text{отб}} + f_{\text{динсж}} = 0.223$, м - конечный ход подвески.

$F_{\text{линкон}} := q(f_{\text{лин}}) = 5.651 \times 10^3$, Н - конечное усилие.

10.4. Построение линии, описывающей вертикальную упругую характеристику основных упругих элементов подвески автомобиля.

$y := (0 \quad F_{\text{ст}} \quad F_{\text{линкон}})^T$ - усилие, Н.

$f := (-f_{\text{буфотб}} \quad f_{\text{отб}} \quad f_{\text{лин}})^T$ - ход подвески, м.

10.5. Построение линии, описывающей вертикальную упругую характеристику с учетом усилий упругих элементов подвески автомобиля:

$d := (0 \quad F_{\text{отббуф}} \quad F_{\text{ст}} \quad F_{\text{сжбуф}} \quad F_{\text{д}})^T$ - усилие, Н.

$f1 := (0 \quad f_{\text{буфотб}} \quad f_{\text{отб}} \quad F_{\text{буфсж}} \quad f_{\text{лин}})^T$ - ход подвески, м.

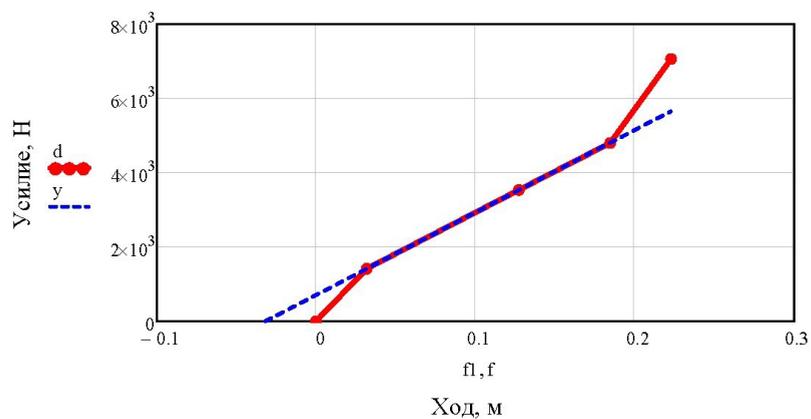


Рис. 2. Упругая характеристика передней подвески автомобиля

Mathcad-программа «Расчет демпфирующей характеристики пневмогидравлического амортизатора» по Свидетельству на программу для ЭВМ № 2020617546

Расчет демпфирующей характеристики пневмогидравлического амортизатора для машины Audi A6

Исходные данные

Исходными для расчета данными являются следующие полученные в процессе проектирования автомобиля:

$M := 360$, кг - поддресоренная масса АТС, приходящаяся на колесо (общая поддресоренная масса – 1440 кг);

$m_{неподр} := 1680 - 1440 = 240$, кг - вес неподдресоренной части (общая снаряженная масса машины Audi A6 = 1680..1845, кг);

$\Omega_n := 1.25$, Гц - частота собственных колебаний поддресоренной массы. Диапазон 0,8..2 Гц, т.к. если собственная частота колебаний подвески будет лежать в этих пределах, то человеческий организм будет хорошо переносить колебания;

$C_{жс} := 230 \cdot 10^3$, Н/м - радиальная жесткость шины;

$\psi := 0.15$, с м^{-1/2} - относительный коэффициент затухания колебаний;

$S_n := 120$, мм - полный ход штока амортизатора (рабочего цилиндра);

$u := 1.3$ - отношение перемещений колеса и штока амортизатора (передаточное отношение амортизатора);

$j := 3$ - коэффициент для передней подвески - 3..5, для задней 1,5..4;

$5.59 \cdot 10^{-6}$ - коэффициент для определения жесткости подвески.

Расчет передней части подвески

Демпфирующая характеристика подвески представляет собой график зависимости силы трения в подвеске от скорости прогиба подвески в вертикальной плоскости.

Характеристика сопротивления амортизаторов обычно асимметричная: при сжатии сила неупругого сопротивления меньше, чем при отбое.

Несимметричность характеристики зависит от преимущественного типа дорог, для движения по которым спроектирован автомобиль, и от его назначения.

Исходными данными для построения демпфирующей характеристики являются коэффициенты сопротивления подвески при ходе сжатия и отбоя.

1. Расчет характеристики сопротивления амортизатора

Жесткость подвески колеса:

$$c := 5.59 \cdot 10^{-6} \cdot (\Omega_n \cdot 60)^2 \cdot \left(M - \frac{m_{неподр}}{4} \right) \cdot 10^3 = 9.433 \times 10^3, \text{ Н/м.}$$

Сила тяжести поддресоренной массы автомобиля, приходящаяся на колесо:

$$F := M \cdot 9.81 = 3.532 \times 10^3, \text{ Н.}$$

Приведенный коэффициент сопротивления рассчитывается по уравнению:

$$kn := 2 \cdot \psi \cdot \sqrt{c \cdot F} = 1.732 \times 10^3 \text{ , Н с/м}$$

Коэффициент сопротивления амортизатора:

$kt := 0.95$ коэффициент, учитывающий демпфирующее влияние трения в подвеске; его значение лежит в пределах 0,92...0,98, при этом повышение величины характерно для управляемых колес.

$$k_{сomp} := kn \cdot kt \cdot u^2 = 2.78 \times 10^3 \text{ , Н с/м}$$

Коэффициент сопротивления амортизатора при сжатии:

$$k_{сж} := \frac{2 \cdot k_{сomp}}{(j + 1)} = 1.39 \times 10^3 \text{ , Н с/м}$$

Коэффициент сопротивления амортизатора при отбоя:

$$k_{отб} := j \cdot k_{сж} = 4.17 \times 10^3 \text{ , Н с/м}$$

2. Определение характеристики сопротивления

Так как ход штока (по опытному образцу) $S = 120$ мм, то в расчете принимаем $S=100$ мм.

$S := 100$, мм.

$\omega_2 := \Omega_n = 1.25$, Гц - частота колебаний, равная частоте собственных колебаний поддресоренной массы.

Скорость перемещения штока при частоте собственных колебаний поддресоренной массы:

$$V_2 := 10^{-3} \cdot \pi \cdot S \cdot \omega_2 = 0.393 \text{ , м/с.}$$

Скорость перемещения штока при частоте колебаний поддресоренной массы, равной $1,67 \text{ с}^{-1}$

$\omega_3 := 1.67$, с^{-1} - частота колебаний; данное значение регламентируется отраслевыми стандартами.

$$V_3 := 10^{-3} \cdot \pi \cdot S \cdot \omega_3 = 0.525 \text{ м/с.}$$

Постоянная величина в уравнении ветви сжатия:

$$A_{сж} := k_{сж} \cdot (V_3^{0.5} + V_2^{0.5}) = 1.878 \times 10^3 \text{ , Н м.}$$

Данные значения для скорости 1 м/с по графику.

Постоянная величина в уравнении ветви отбоя:

$$A_{отб} := k_{отб} \cdot (V_3^{0.5} + V_2^{0.5}) = 5.634 \times 10^3 \text{ , Н м.}$$

Окончательные расчеты для ветвей сжатия и отбоя принимают:

$V := 0,01..0.6$, м/с - скорость перемещения штока.

Усилие при сжатии:

$$F_{сж}(V) := k_{сж} \cdot (V_3^{0.5} + V_2^{0.5}) \cdot V^{0.5} \quad , \text{ Н.}$$

$F_{сж}(V) =$

0
593.833
839.807
$1.029 \cdot 10^3$
$1.188 \cdot 10^3$
$1.328 \cdot 10^3$
$1.455 \cdot 10^3$

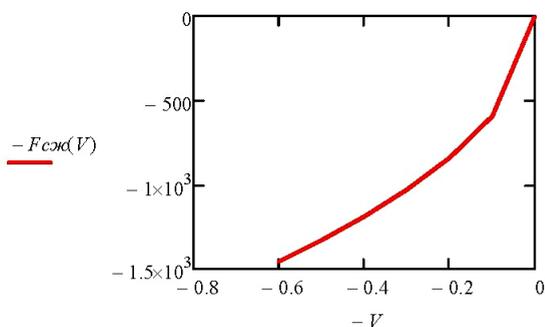


Рис. 1. Зависимость усилий от скорости перемещения штока при сжатии

Усилие при отбое:

$$F_{отб}(V) := k_{отб} \cdot (V_3^{0.5} + V_2^{0.5}) \cdot V^{0.5} \quad , \text{ Н.}$$

$F_{отб}(V) =$

0
$1.781 \cdot 10^3$
$2.519 \cdot 10^3$
$3.086 \cdot 10^3$
$3.563 \cdot 10^3$
$3.984 \cdot 10^3$
$4.364 \cdot 10^3$

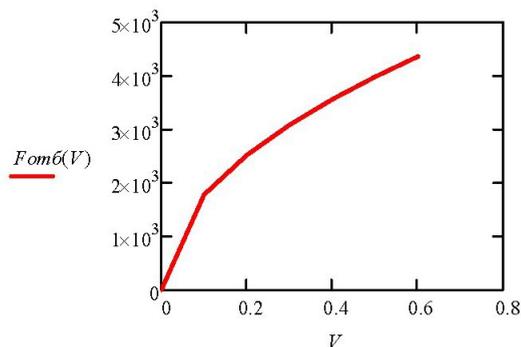


Рис. 2. Зависимость усилий от скорости перемещения штока при отбое

На рис. 3 представлена характеристика сопротивления амортизатора, построенная в программе Excel. Зная значения сил сопротивления амортизатора при ходе сжатия и отбоя, можно построить характеристику при условии, что силы сопротивления амортизатора на ходе сжатия должны быть со знаком «←».

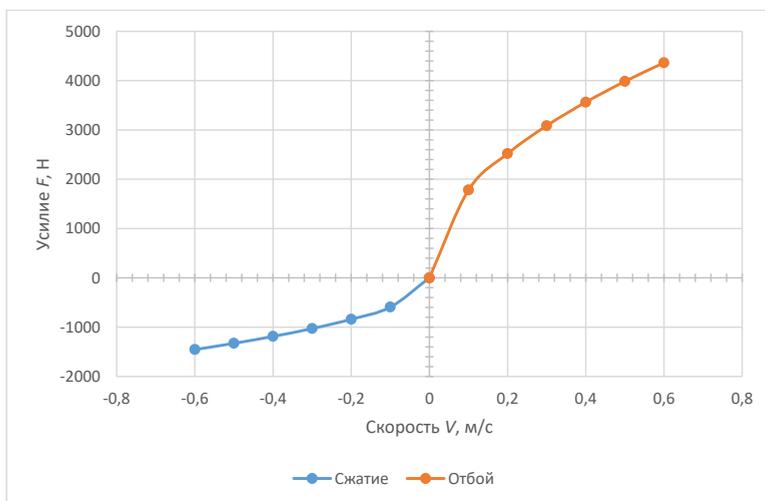


Рис. 3. Характеристика сопротивления амортизатора (демпфирующая характеристика)

**Mathcad-программа «Расчет колебаний подвески автомобиля»
по Свидетельству на программу для ЭВМ № 2020617545**

**Расчет колебаний подвески автомобиля
на примере машины Audi A6**

Исходные данные

Исходными для расчета данными являются следующие полученные в процессе проектирования автомобиля:

$M := 360$, кг - поддресоренная масса АТС, приходящаяся на колесо (общая поддресоренная масса – 1440 кг);

$m_{неподр} := 1680 - 1440 = 240$, кг - вес неподдресоренной части (общая снаряженная масса машины Audi A6 = 1680...1845, кг);

$\Omega_n := 1.25$, Гц - частота собственных колебаний поддресоренной массы. Диапазон 0,8...2 Гц, т. к. если собственная частота колебаний подвески будет лежать в этих пределах, то человеческий организм будет хорошо переносить колебания;

$C_{ж} := 230 \cdot 10^3$, Н/м - радиальная жесткость шины;

$\psi := 0.15$, с м^{1/2} - относительный коэффициент затухания колебаний;

$S_n := 120$, мм - полный ход штока амортизатора (рабочего цилиндра);

$u := 1.3$ - отношение перемещений колеса и штока амортизатора (передаточное отношение амортизатора);

$j := 3$ - коэффициент для передней подвески - 3...5, для задней 1,5...4;

$5.59 \cdot 10^{-6}$ - коэффициент для определения жесткости подвески.

16,57, кН/м - минимальная жесткость газовой пружины, полученная в результате общего расчета упругого элемента подвески автомобиля;

29,826, кН/м - максимальная жесткость газовой пружины, полученная в результате общего расчета упругого элемента подвески автомобиля;

$f_{динсж} := 0.095$, м - динамический прогиб подвески автомобиля при ходе сжатия;

$f_{отб} := 0.127$, м - ход отбоя;

$F_{сж} := 1.36 \cdot 10^3$, Н - сила сжатия, возмущающая сила;

9.81, м/с² - ускорение свободного падения.

Расчет колебаний амортизатора

Исходными данными для построения графиков колебаний является коэффициент сопротивления амортизатора.

1. Расчет коэффициента сопротивления амортизатора

Жесткость подвески колеса:

$$c := 5.59 \cdot 10^{-6} \cdot (\Omega n \cdot 60)^2 \cdot \left(M - \frac{m_{\text{непоор}}}{4} \right) \cdot 10^3 = 9.433 \times 10^3 \text{ , Н/м.}$$

Сила тяжести поддрессоренной массы автомобиля, приходящаяся на колесо:

$$F := M \cdot 9.81 = 3.532 \times 10^3 \text{ , Н.}$$

Приведенный коэффициент сопротивления рассчитывается по уравнению:

$$kn := 2 \cdot \psi \cdot \sqrt{c \cdot F} = 1.732 \times 10^3 \text{ , Н с/м.}$$

Коэффициент сопротивления амортизатора:

$kt := 0.95$ коэффициент, учитывающий демпфирующее влияние трения в подвеске; его значение лежит в пределах 0,92...0,98, при этом повышение величины характерно для управляемых колес.

$$k_{\text{comp}} := kn \cdot kt \cdot u^2 = 2.78 \times 10^3 \text{ , Н с/м.}$$

2. Критическое затухание

Критическим затуханием называется затухание, при котором периодические колебания переходят в аperiodические.

Среднее значение жесткости газовой пружины:

$$C_{\text{ср}} := \left(\frac{16.57 + 29.826}{2} \right) \cdot 10^3 = 2.32 \times 10^4 \text{ , Н/м.}$$

$$k_{\text{кр}} := 2 \cdot \sqrt{C_{\text{ср}} \cdot M} = 5.78 \times 10^3 \text{ , Н с/м.}$$

Коэффициент аperiodичности:

$$Ka := \frac{k_{\text{comp}}}{k_{\text{кр}}} = 0.481 \text{ .}$$

Диапазон коэффициента аperiodичности от 0,2 до 0,5. К большему значению коэффициента аperiodичности стремиться не следует так как уменьшение ускорений в резонансных областях не компенсируется значительным его увеличением в межрезонансных и зарезонансных областях, соответствующих к тому же весьма широкой области частот. *Физически это приводит к существенному увеличению собственных частот колебаний автомобиля.*

3. Колебания и плавность хода автомобиля

Под плавностью хода автомобиля подразумевается его способность к поглощению толчков, ударов и вибраций, возникающих при движении.

Плавность хода является важным эксплуатационным качеством, оказывающим влияние на самочувствие человека (пассажиров), сохранность перевозимых грузов, безопасность движения,

долговечность машины. Плавность хода зависит от характера и величины возмущающих сил, вызывающих колебания, общей компоновки машины и отдельных ее конструктивных особенностей, главным образом от системы поддрессоривания.

На дорогах с асфальтобетонным покрытием неровности бывают двух видов:

- неровности высотой 3...5 мм и длиной 8...10 мм, называемые микронеровностями;
- неровности высотой 10...12 мм и длиной 5...8 м, называемые волнами.

Колебания автомобиля, вызванные дорожными неровностями, оказывают существенное влияние на плавность хода и, следовательно, на состояние пассажиров и водителя, сохранность груза и самого автомобиля.

С увеличением скорости колебаний плавность хода автомобиля ухудшается.

6. Свободные колебания без затухания. Одномассовая модель

Плавность хода автомобиля оценивается параметрами вертикальных колебаний. Измерителями плавности хода являются частота колебаний ω , мин⁻¹, амплитуда колебаний (наибольшее перемещение кузова от положения равновесия), скорость колебаний (первая производная перемещения по времени), м/с, ускорения колебаний (вторая производная перемещения по времени), м/с².

Свободные колебания обусловлены наличием восстанавливающей силы (силы упругости) пружины колебательной системы. Они считаются незатухающими и представляют собой гармонические перемещения, описываемые синусоидой.

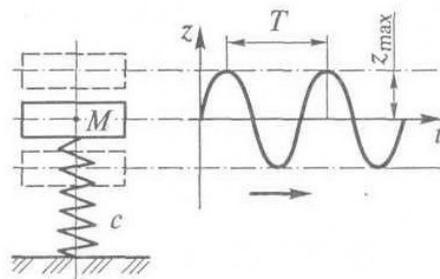


Рис.1. Одномассовая колебательная система

Для изучения свободных колебаний автомобиля зададимся следующими условиями:

1. Начальная амплитуда колебаний после воздействия удара: $A_0 := f_{динсж} = 0.095$, м.
2. Наибольшее отклонение кузова от положения равновесия: $A := f_{отб} = 0.127$, м.

Построение графиков свободных колебаний без затухания

Перемещение (ход)

$t := 1..30$, сек

Скорость колебаний

$$z(t) := A \cdot \sin(\omega \cdot t)$$

$$z_{\text{скор}}(t) := A \cdot \omega \cdot \cos(\omega \cdot t)$$

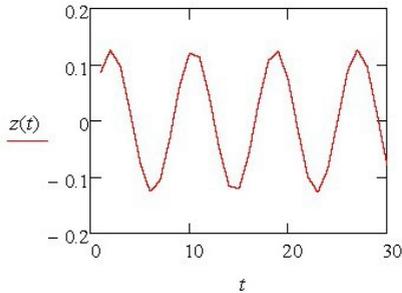


Рис. 2. Перемещение (ход)

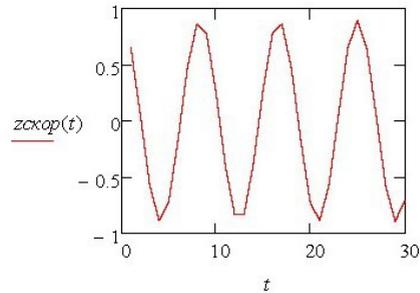


Рис. 3. Скорость колебаний

Ускорение колебаний

$$z_{\text{уск}}(t) := -A \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega \cdot t)$$

Скорость нарастания ускорения

$$z_{\text{науск}}(t) := -A \cdot \omega^3 \cdot \cos(\omega \cdot t)$$

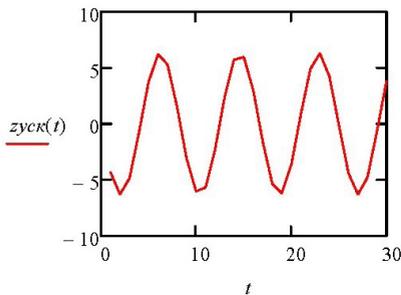


Рис. 4. Ускорение колебаний

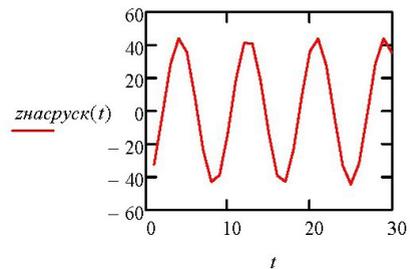


Рис. 5. Скорость нарастания ускорения

7. Колебания с затуханием

Свободные колебания автомобиля вс⁵ да являются затухающими вследствие их гашения в подвеске автомобиля.

Гашение колебаний автомобиля происходит в результате действия в подвеске трения, которое различно по своей природе и может быть жидкостным (в гидравлических амортизаторах), сухим (в рессорах и шарнирах подвески) и межмолекулярным (в шинах и резиновых деталях подвески).

Все перечисленные виды трения различны по абсолютной величине, неодинаково изменяются в зависимости от скорости колебаний автомобиля и поэтому по-разному влияют на затухание колебаний.

Рассмотрим свободные колебания автомобиля, затухание которых происходит за счет действия в подвеске различных видов трения.

$$z_{зам}(t) := A \cdot e^{(-ht)} \cdot \cos(\omega \cdot t)$$

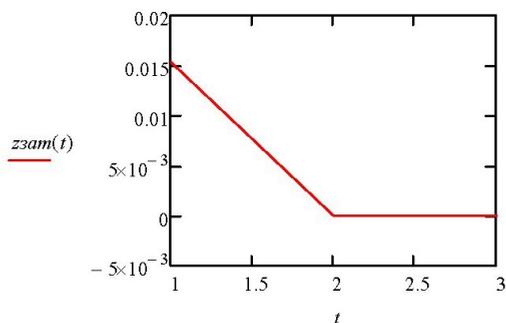


Рис. 6. Колебания с затуханием

8. Приведенная жесткость подвески и шины

Автомобиль представляет собой многомассовую колебательную систему, которая обладает многими степенями свободы.

Массы всех частей автомобиля подразделяются на поддресоренные и неподдресоренные. Поддресоренные опираются на подвеску автомобиля (кузов, рама и закрепленные на них системы и механизмы), а неподдресоренные — на дорогу (мосты, колеса).

Поддресоренные и неподдресоренные массы автомобиля связаны между собой упругой подвеской, половина массы которой считается поддресоренной, а половина — неподдресоренной. Приведенной жесткостью подвески называется жесткость такого упругого устройства, прогиб которого равен суммарному прогибу подвески и шин при одинаковой нагрузке. Таким образом, приведенная жесткость подвески учитывает жесткость не только подвески, но и шин.

Для определения приведенной жесткости подвески рассмотрим одномассовую колебательную систему, упругое устройство которой состоит из двух последовательно соединенных между собой пружин (рис. 7, а).

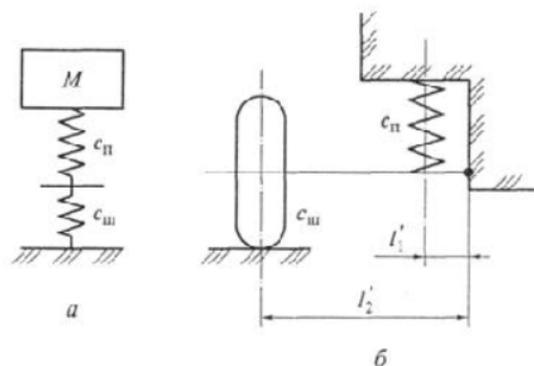


Рис. 7. Схемы для определения приведенной жесткости зависимой (а) и независимой (б) подвесок автомобиля

Приведенная жесткость подвески:

$$C_n := \frac{M \cdot 9.81}{f_{cm}} = 2.221 \times 10^4, \text{ Н/м.}$$

Каждая колебательная система имеет две частоты собственных колебаний – низкую и высокую.

Для прорессоренных масс

$$\omega_1 := \sqrt{\frac{C_n}{M}} = 7.854, \text{ с}^{-1}.$$

Для непрорессоренных масс

$$\omega_{k1} := \sqrt{\frac{C_n + C_{жс}}{60}} = 64.834, \text{ с}^{-1}.$$

Низкие частоты являются частотами колебания кузова на упругих устройствах подвески. Для легковых автомобилей они равны 60...90 мин⁻¹.
Высокие частоты представляют собой частоты колебаний передних колес. Для легковых автомобилей они равны 500...700 мин⁻¹.

Прогиб подвески

$$f_n := \left(\frac{M \cdot 9.81}{C_n} \right) \cdot 100 = 15.903, \text{ см.}$$

Прогиб шины

$$f_{ni} := \left(\frac{M \cdot 9.81}{C_{жс}} \right) \cdot 100 = 1.535, \text{ см.}$$

Суммарный статический прогиб подвески упругой одномассовой колебательной системы:

$$f_{сум} := f_n + f_{ni} = 17.439, \text{ см.}$$

Приведенная жесткость подвески и шин автомобиля:

$$C := \frac{C_n \cdot C_{жс}}{C_n + C_{жс}} = 2.025 \times 10^4, \text{ Н/м.}$$

Шины уменьшают жесткость подвески автомобиля на 10...15%.

9. Вынужденные колебания АТС

При движении по неровностям д7. опи автомобиль может совершать не только свободные, но и вынужденные колебания.

Вынужденными называются колебания, совершаемые автомобилем вследствие действия периодической возмущающей силы, обусловленной волнистой поверхностью дорги.

$M = 360, \text{ кг}$ - прорессоренная масса автомобиля, приходящаяся на колесо;

$F_{сжс} = 1.36 \times 10^3, \text{ Н}$ - сила сжатия, возмущающая сила;

$h = 3.861, \text{ с}^{-1}$ - коэффициент затухания вертикальных колебаний.

Дифференциальное уравнение имеет вид

$$t := 0, 0.1..3.$$

Given

$$\frac{d^2}{dt^2}y(t) + h \cdot \frac{d}{dt}y(t) + w^2 \cdot y(t) = \frac{F_{сж}}{M}$$

Начальные условия дифференцирования

$$y(0) = -f_{динсж} \quad y'(0) = 3$$

$$y := \text{Odesolve}(t, 3)$$

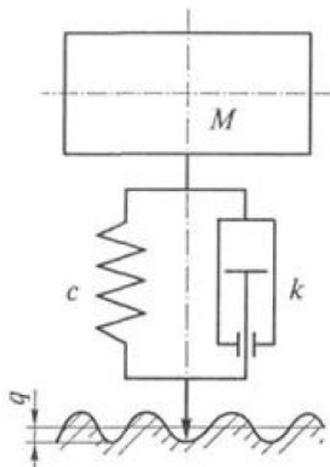


Рис. 8. Возбуждение вынужденных колебаний автомобиля

Построение графиков вынужденных колебаний

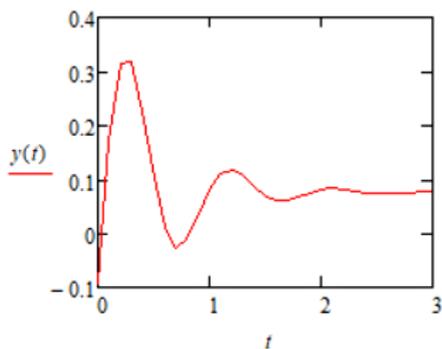


Рис. 9. Перемещение (ход), м

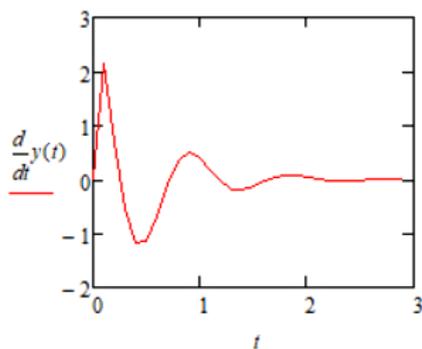


Рис. 10. Скорость колебательного движения, м/с

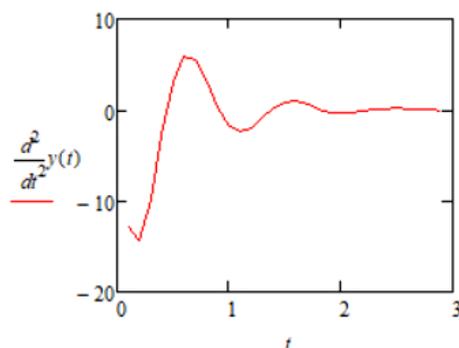


Рис. 11. Ускорение колебательного движения, m/s^2

10. Демпфирование колебаний от действия единичной нагрузки (наезд на выступ)

Дифференциальное уравнение затухающих колебаний после воздействия нагрузки ($F_{сж}$)

$C_{сп} = 2.32 \times 10^4$, Н/м. - среднее значение жесткости газовой пружины;

$k_{сопр} = 2.78 \times 10^3$, Н/с/м. - коэффициент сопротивления амортизатора;

$F_{сж} = 1.36 \times 10^3$, Н - сила сжатия, возмущающая сила.

Given $t := 0, 0.05.. 2$

$$\frac{d^2}{dt^2}y(t) + k_{сопр} \cdot \frac{d}{dt}y(t) + C_{сп} \cdot y(t) - F_{сж} = 0$$

Начальные условия дифференцирования

$$y(0) = -f_{0инсж} \quad y'(0) = 2$$

$$y := \text{Odesolve}(t, 2)$$

Решение дифференциального уравнения имеет вид:

$$y(t) := -\text{функция} \cdot e^{(-h \cdot t)} \cdot \cos(\omega \cdot t) .$$

Скорость равна первой производной от $y(t)$:

$$v(t) := \frac{d}{dt}y(t) .$$

Ускорение равно второй производной от $y(t)$:

$$w(t) := \frac{d^2}{dt^2}y(t) .$$

Построение графиков колебаний от действия единичной нагрузки

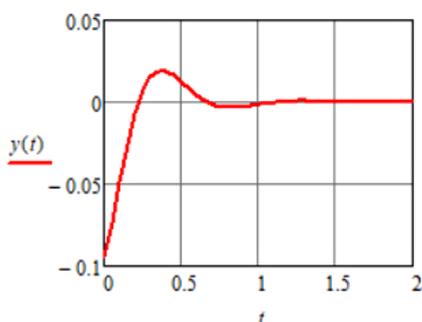


Рис. 12. Перемещение (ход), м

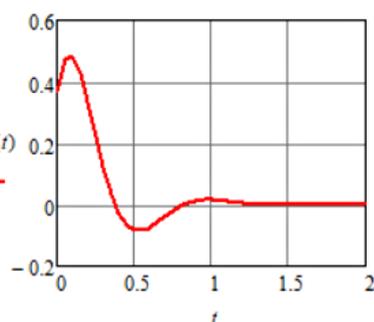


Рис. 13. Скорость колебательного движения, м/с

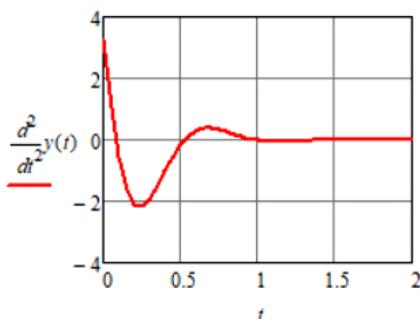


Рис. 14. Ускорение колебательного движения, м/с²

Оглавление

Основные понятия и определения.....	3
Принятые сокращения.....	7
Введение	8
1. Двухтрубный пневмогидравлический амортизатор.....	9
1.1. Описание конструкции нового устройства.....	9
1.2. Исследование упругой характеристики нового гидропневматического амортизатора.....	17
1.3. Исследование демпфирующей характеристики нового гидропневматического амортизатора.....	30
1.4. Моделирование колебательного процесса двухтрубного гидропневматического амортизатора.....	43
2. Однотрубный пневмогидравлический амортизатор.....	46
2.1. Описание конструкции.....	46
2.2. Моделирование работы амортизатора.....	53
3. Однотрубный пневмогидравлический амортизатор без компенсационной газовой полости.....	58
3.1. Описание полезной модели.....	58
3.1.1. Формула полезной модели.....	64
3.2. Беспробойный однотрубный пневмогидравлический амортизатор.....	64
3.2.1. Описание специфики применения.....	64
3.2.2. Патентные исследования.....	66
3.2.3. Описание новой конструкции.....	68
3.2.4. Формула полезной модели.....	72
3.2.5. Выбор геометрических параметров амортизатора.....	73
3.2.6. Расчет упругой характеристики амортизатора.....	75
3.3. Регулируемый однотрубный пневмогидравлический амортизатор с внешней газовой камерой.....	80
3.3.1. Патентные исследования.....	80
3.3.2. Специфика применения амортизатора с внешней выносной камерой.....	88
3.3.3. Описание конструкции амортизатора с дополнительной выносной камерой.....	89
3.3.4. Формула полезной модели.....	93
3.3.5. Моделирование упругой характеристики амортизатора.....	94

3.4. Специфические конструкции амортизаторов	99
3.4.1. Гидродемпфер с системой «несмачиваемая жидкость – нанопористое тело»	99
3.4.2. Формула полезной модели.....	102
3.4.3. Гидропневматический амортизатор с функцией силового гидроцилиндра	103
3.4.4. Формула полезной модели.....	108
3.5. Задняя подвеска транспортно-технологической машины	108
3.5.1. Описание специфики применения.....	108
3.5.2. Патентные исследования	109
3.5.3. Описание конструкции изобретения	119
3.5.4. Формула изобретения.....	122
3.5.5. Техничко-экономическая оценка внедрения новой конструкции подвески.....	123
Библиографический список	127
Приложения	146

Научное издание

Репин Сергей Васильевич,
Добромиров Виктор Николаевич,
Орлов Денис Сергеевич,
Букиров Роман Рустамович

**ОБЕСПЕЧЕНИЕ ПЛАВНОСТИ ХОДА
ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН
НА АВТОМОБИЛЬНОМ ХОДУ**

Монография

Редактор *Е. Г. Терскова*
Корректор *Е. Н. Апринцева*
Компьютерная верстка *М. В. Смирновой*

Подписано к печати 04.12.2024. Формат 70×100 ¹/₁₆. Бумага офсетная.

Усл. печ. л. 13,5. Тираж 100 экз. Заказ 169. «С» 105.

Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет.
190005, Санкт-Петербург, 2-я Красноармейская ул., д. 4.

Отпечатано на МФУ. 198095, Санкт-Петербург, ул. Розенштейна, д. 32, лит. А.

ДЛЯ ЗАПИСЕЙ