

## Разработка подвески мобильных колесных машин Шириязданов Р. Р.

*Шириязданов Рустэм Рафисович / Shiryazdanov Rustem Rafisovich – кандидат технических наук, ассистент,  
кафедра тракторов, автомобилей и энергетических установок,  
Казанский государственный аграрный университет, г. Казань*

**Аннотация:** в статье анализируются результаты разработки системы подвески мобильных колесных машин, представлена конструктивная схема и основные конструктивные характеристики.

**Ключевые слова:** мобильные транспортные машины, подвеска, автоматическое регулирование.

Анализ существующих решений в области адаптивных подвесок вкпе с патентными исследованиями показал, что большинство конструкций основывается на пневматических, гидравлических или пневмогидравлических демпфирующих узлах с регулируемым за счет клапанных механизмов демпфированием амортизаторов, причем наибольшее распространение получили гидравлические амортизирующие устройства. Прочие конструктивные схемы не получили широкого распространения в силу определенных недостатков [1, 2].

В то же время, научно-технический уровень существующих конструкций по-прежнему не позволяет обеспечить повышение технических и эксплуатационных характеристик адаптивных подвесок без одновременного усложнения конструкции и повышения их стоимости.

Поэтому актуальной является задача разработки такой системы подвески с автоматически регулируемыми параметрами для мобильных колесных машин, которая позволила бы обеспечить хорошую управляемость машиной при сохранении виброизоляционных свойств подвески, а также обладала бы достаточной конструктивной простотой.

С научно-технической точки зрения, новизна разрабатываемой конструкции заключается в качественно новом подходе к управлению регулируемым амортизатором. Вместо одноуровневого управления коэффициентом демпфирования амортизатора с помощью клапанного устройства предлагается двухуровневое управление, при этом регулируемый гидравлический амортизатор работает и как упругий, и как демпфирующий элемент, а клапанный-дрессельный блок выполняется в виде отдельного узла, конструктивно не связанного с амортизатором.

Однотрубная схема регулируемого узла обеспечивает лучшую безотказность устройства за счет снижения количества элементов конструкции и, как следствие, общего повышения надежности. Кроме того, однотрубная схема также исключает вспенивание гидравлической жидкости и обеспечивает ее лучшее охлаждение [3].

Электрический привод клапанов и дресселей исключает необходимость ручной регулировки характеристик амортизатора. Конструктивная схема регулируемого узла также обеспечивает возврат рабочего тела в гидроаккумулятор и поддержание постоянства давления в нагнетательной магистрали, что исключает необходимость технического обслуживания регулируемого узла конечным потребителем.

Предлагаемая схема регулируемого узла (рисунок 1) обеспечивает пространственное разделение агрегата управления потоком рабочего тела и амортизирующего элемента, что положительно сказывается на ремонтопригодности узла в целом. Становится возможным заменить отдельные агрегаты, упрощается доступ к отдельным элементам узла для диагностирования и обслуживания.

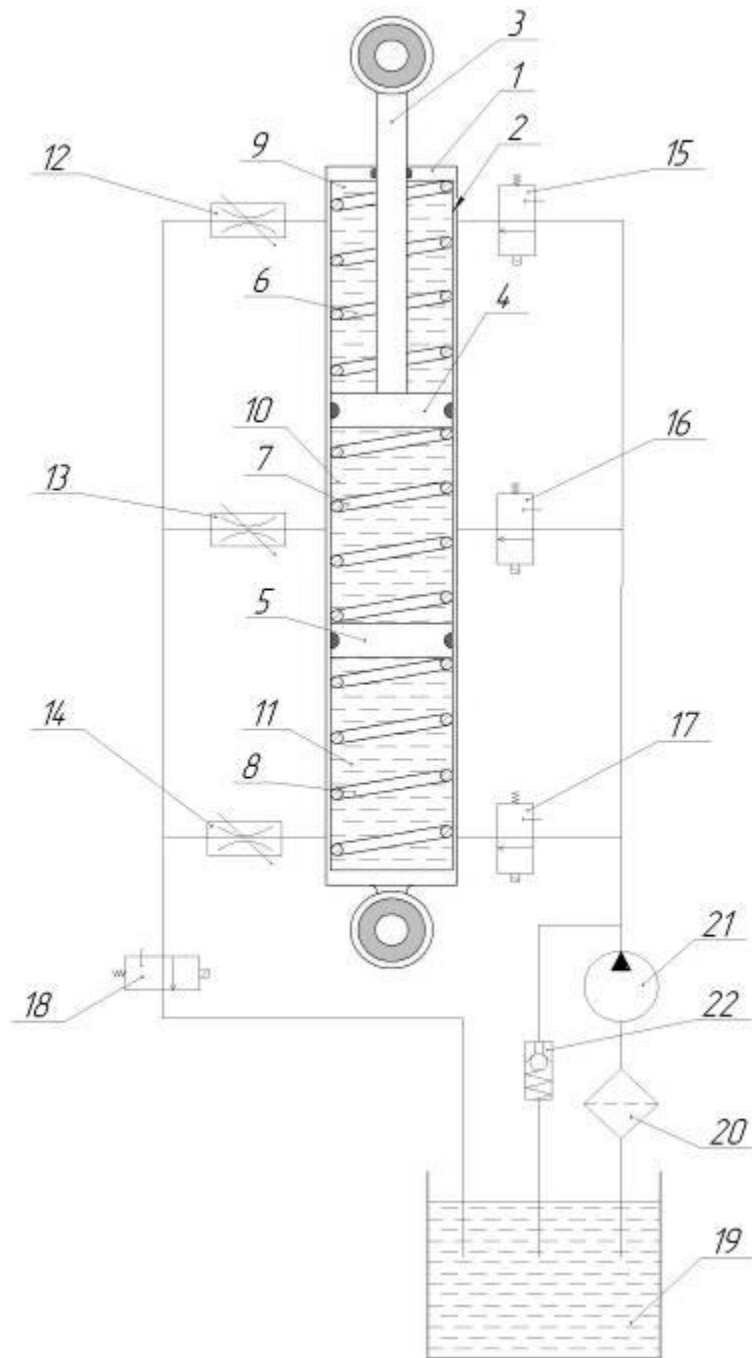


Рис. 1. Структурная схема регулируемого узла подвески:

1 – корпус амортизатора, 2 – рабочий цилиндр, 3 – шток, 4 – поршень, 6 – упругий элемент верхней полости, 7 – упругий элемент средней полости, 8 – упругий элемент нижней полости, 5 – разделительный поршень, 9 – верхняя полость, 10 – средняя полость, 11 – нижняя полость, 12, 13, 14 – регулируемые дроссели, 15, 16, 17, 18 – электромагнитные клапаны, 19 – резервуар с гидравлической жидкостью, 20 – фильтр, 21 – гидравлический насос, 22 – клапан обратный.

Разработанная математическая модель позволила рассчитать основные функциональные характеристики отдельных элементов регулируемого узла для достижения основных требуемых показателей, выявленных в ходе первого этапа выполнения научно-исследовательской работы, а именно: безразмерного коэффициента демпфирования в пределах  $0,20 \dots 0,34$ , сжатия пружин регулируемого элемента регулируется в пределах  $0,04 \dots 0,12$  м, коэффициента сопротивления амортизатора регулируется в пределах  $1335,05 \dots 2331,80$  Н/(м/с). Работа выполняется при поддержке «Фонда содействия развитию малых форм предприятий в научно-технической сфере»

Результаты определения оптимальных параметров элементов регулируемого узла приведены в таблице 1.

Таблица 1. Основные конструктивные параметры регулируемого узла

Конструктивный параметр	Единица измерения	Значение для передней оси	Значение для задней оси
1	2	3	4
Длина амортизатора в сжатом состоянии	м	0,367	0,384
Наружный диаметр амортизатора	м	0,054	0,044
Диаметры поршней	м	0,0395	0,0210
Ход штока	м	0,198	0,231
Наружный диаметр пружинных элементов	м	0,038	0,020
Количество витков пружин	ед.	6	8
Диаметр пружинной проволоки	м	0,006	0,004
Внутренний диаметр трубопроводов	м	0,0071	0,0071
Толщина стенок трубопроводов	м	0,0025	0,0025

На основании расчетов на прочность были выбраны следующие материалы для элементов регулирующего узла: В качестве материала изготовления корпуса амортизатора выбрана сталь 40, в качестве материала штока и поршней – сталь 45Х. Пружинные элементы оптимально изготовить из пружинной стали 50ХФА. Гидравлические и температурные показатели амортизатора обеспечиваются использованием амортизационной жидкости МГП - 10. В то же время для использования регулируемых узлов в условиях низких температур (от -40 С) возможно использование жидкости АЖ-12т, что приводит к среднему повышению жесткости всей подвески по коэффициенту Лера на 0,02...0,04.

С учетом полученных основных конструктивных и функциональных параметров регулируемого узла подвески были произведены расчеты скорости перехода регулируемого узла на новый режим работы и определены промежутки времени, требуемые для перехода на новый режим работы. Графическое представление времени перехода на новый режим работы для различных режимов работы и массы машины приведены на рисунках 2, 3.

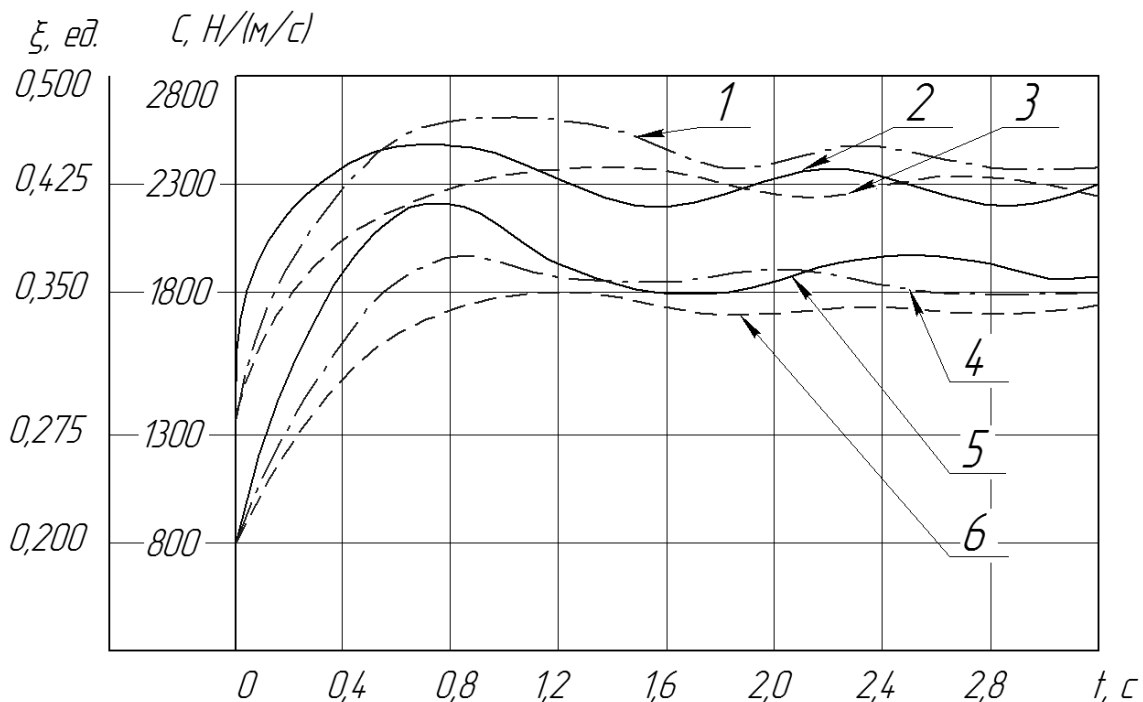


Рис. 5. Графики изменения характеристик регулируемого узла подвески при выходе с режима «мягкого» хода на режим «жесткого» хода

- 1 – Жесткость при переходе на жесткий режим при массе автомобиля 1040 кг;
- 2 – Жесткость при переходе на жесткий режим при массе автомобиля 1340 кг;
- 3 – Жесткость при переходе на жесткий режим при массе автомобиля 1540 кг;
- 4 – Коэффициент Лера при переходе на жесткий режим при массе автомобиля 1040 кг;
- 5 – Коэффициент Лера при переходе на жесткий режим при массе автомобиля 1340 кг;

6 – Коэффициент Лера при переходе на жесткий режим при массе автомобиля 1540 кг;

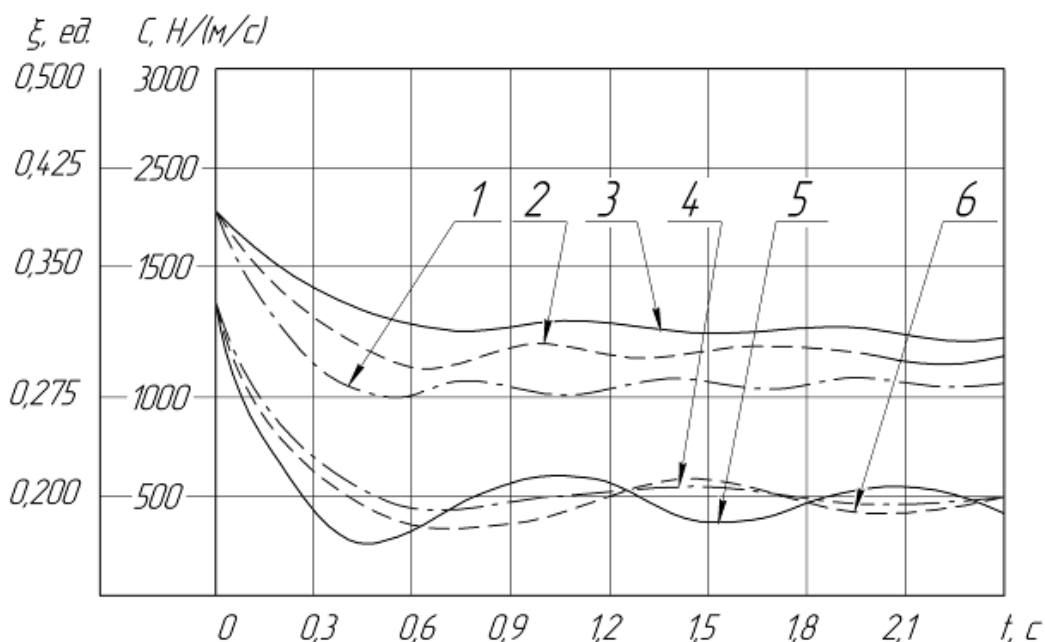


Рис. 6. Графики изменения характеристик регулируемого узла подвески при выходе с режима «жесткого» хода на режим «мягкого» хода.

- 1 – Жесткость при переходе на мягкий режим при массе автомобиля 1040 кг;
- 2 – Жесткость при переходе на мягкий режим при массе автомобиля 1340 кг;
- 3 – Жесткость при переходе на мягкий режим при массе автомобиля 1540 кг;
- 4 – Коэффициент Лера при переходе на мягкий режим при массе автомобиля 1040 кг;
- 5 – Коэффициент Лера при переходе на мягкий режим при массе автомобиля 1340 кг;
- 6 – Коэффициент Лера при переходе на мягкий режим при массе автомобиля 1540 кг;

По результатам вычислительных экспериментов установлены рекомендуемые для приведенных на первом этапе НИР уровней регулирования конструктивные параметры регулируемых дросселей и клапанов, а также характеристики электромагнитов для привода их в действие на основе рекомендаций в [4].

Определены исходные значения по необходимым длинам трубопроводов, соединяющих агрегат управления потоком рабочего тела с амортизирующим элементом, для обеспечения безопасной работы регулируемого узла.

Разработаны рекомендации для назначения материалов для изготовления отдельных элементов, регулируемого узла подвески, выбора гидравлической жидкости.

Представлены рекомендуемые геометрические параметры регулируемого узла, определены временные интервалы перехода регулируемого узла с одного граничного установившегося режима работы на другой установившийся граничный режим работы.

#### Литература

1. Dixon J. The Shock Absorber Handbook. Second Edition / John Wiley and Sons Ltd., 2007. – 410 p.
2. Guglielmino E. [and al.] Semi-Active Suspension Control / E. Guglielmino, T. Sireteanu, C. W. Stammers, G. Ghita, M. Giuclea / Springer Verlag: London, 2008. – 310 p.
3. Findeisen Dietmar System Dynamics and Mechanical Vibrations: An Introduction / Berlin Heidelberg New York: Springer, 2000. – 383 p.
4. Демирчян К. С., Нейман Л. Р., Коровкин Н. В. Теоретические основы электротехники - 5-е издание. – С-Пб [и др.]: Питер, 2009. – 431 с.