

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ПЛАВНОСТИ ХОДА ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН НА БАЗЕ ШАССИ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ В СЛОЖНЫХ ДОРОЖНЫХ УСЛОВИЯХ

Репин С.В., Масленников Н.А., Орлов Д.С., Лутов Д.С.

*Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет,
Санкт-Петербург*

Ключевые слова: подвеска, амортизатор, шасси грузовых автомобилей, транспортно-технологические и специальные машины, моделирование характеристик амортизатора.

Аннотация. Широкий спектр транспортно-технологических и специальных машин (ТТСМ), используемых для строительства и содержания транспортных систем (автодорог, трубопроводов) выпускается на базе шасси грузовых автомобилей. На базовое шасси одной марки может монтироваться технологическое оборудование различного назначения, имеющее разную массу и распределение нагрузки по осям. ТТСМ зачастую используются в тяжелых дорожных условиях. Поэтому подвеска базовых шасси должна иметь высокие адаптационные способности и к технологическому оборудованию, и к различным дорожным условиям. В статье описывается конструкция нового гидропневматического амортизатора для использования в подвеске базовых шасси, приводятся результаты компьютерного моделирования характеристик амортизатора, обеспечивающие плавность хода транспортно-технологических и специальных машин в сложных дорожных условиях. *Цель исследования:* обоснование конструктивных параметров амортизатора для заданной величины нагрузки и условий работы в сложных дорожных условиях. *Методы:* методы анализа информационных данных, математическое и компьютерное моделирование работы механических систем. *Результаты:* установлены конструктивные параметры амортизатора, обеспечивающие плавность хода транспортно-технологических и специальных машин в сложных дорожных условиях.

STUDY OF PROCESSES FOR ENSURING SMOOTH RUNNING OF TRANSPORT AND TECHNOLOGICAL MACHINES BASED ON TRUCK CHASSIS IN DIFFICULT ROAD CONDITIONS

Repin S.V., Maslennikov N.A., Orlov D.S., Lutov D.S.

Saint-Petersburg State University of Architecture and Civil Engineering, Saint-Petersburg

Keywords: suspension, shock absorber, truck chassis, transport-technological and special vehicles, modeling of shock absorber characteristics.

Abstract. A wide range of transport-technological and special machines (TTSM) used for the construction and maintenance of transport systems (roads, pipelines) are produced on the basis of truck chassis. Technological equipment for various purposes, having different weights and axle load distribution, can be mounted on the base chassis of the same brand. TTSM are often used in difficult road conditions. Therefore, the suspension of the base chassis must have high adaptability to both technological equipment and various road conditions. The article describes the design of a new hydropneumatic shock absorber for use in the suspension of base chassis, and presents the results of computer modeling of the characteristics of the shock absorber, ensuring the smooth running of transport-technological and special machines in difficult road conditions. *Purpose of the study:* justification of the design parameters of the shock absorber for a given load value and operating conditions in difficult road conditions. *Methods:* methods for analyzing information data, mathematical and computer modeling of the operation of mechanical systems. *Results:* design parameters of the shock absorber have been established to ensure smooth running of transport-technological and special machines in difficult road conditions.

Введение

Эксплуатация транспортно-технологических машин (экскаваторы, краны, буровые установки, машины для строительства и содержания транспортных систем и пр.) и спецтехники (передвижные ремонтные мастерские, пожарная и аварийно-спасательная техника) (ТТСМ) зачастую производится в тяжелых дорожных условиях. Для обеспечения высокой мобильности значительная часть ТТСМ выпускается на базе грузовых автомобилей.

Скорость передвижения, главный показатель мобильности, зависит от адаптационной способности подвески базового шасси к технологическому оборудованию и к различным дорожным условиям.

Однако, анализ показал, что динамические нагрузки при движении по грунтовым дорогам категории «А» [1], действующие на элементы подвески таких распространенных в РФ базовых, как шасси ЗиЛ 131, КамАЗ 43114, могут превзойти допустимые пределы уже при скоростях 20...25 км/ч. При этом средние скорости движения на дорогах категории «Б» не будут превышать 10...12 км/ч, а на дорогах категории «В» скорости снижаются до 5...7 км/ч, что не может обеспечить высокую мобильность [2].

Поэтому заводами-производителями автомобилей и профильными научными и учебными заведениями постоянно проводятся исследования в направлении совершенствования конструкций подвесок. Из всего многообразия исследований можно выделить два основных направления:

- использование упругих элементов с нелинейными регрессивно-прогрессивными или регулируемыми характеристиками, что позволит создать подвески с изменяемым клиренсом;
- применение демпфирующих элементов с изменяемыми или регулируемыми характеристиками (коэффициентом демпфирования).

Авторами статьи предложена новая конструкция амортизатора с нелинейными регрессивно-прогрессивными характеристиками, получаемыми за счет применения внутренней газовой пружины, с возможностью регулировки упругости путем изменения давления газа. Также выполнены необходимые теоретические исследования, подтверждающие работоспособность амортизатора [3-5].

Цель исследования – исследование конструктивных параметров амортизатора для заданной величины нагрузки и условий работы в сложных дорожных условиях.

Методы

Авторами используются методы анализа информации с целью установления исходных параметров и компьютерного моделирования для получения требуемых характеристик изучаемого объекта.

Объект исследований – амортизатор подвески базового шасси грузового автомобиля для транспортно-технологических и специальных машин транспортного строительства.

Предмет исследований – рабочие процессы амортизатора и его характеристики

Анализ конструкций подвесок грузовых автомобилей

Наиболее массово в грузовых автомобилях применяются рессорные подвески, содержащие в качестве упругого элемента металлические листовые рессоры с демпфирующим элементом в виде двухтрубных гидравлических газонаполненных амортизаторов (ДГГА) [6].

Основные преимущества рессорной подвески: простота конструкции, надежность, способность воспринимать вертикальные и горизонтальные нагрузки. Недостатком рессорной подвески является повышенная жесткость, необходимая для восприятия нагрузок при движении в тяжёлых условиях эксплуатации, значительное межлистовое трение, которое в определённых условиях движения (при малых амплитудах колебаний) вызывает блокировку рессоры и, как следствие, высокий уровень вибронегативности автомобиля.

ДГГА обеспечивают за счет гидравлического сопротивления уменьшение и гашение амплитуды колебаний подрессоренной массы при движении по неровной дороге, поддерживают контакт колес с дорожным покрытием, необходимый для устойчивости автомобиля в движении, высокого комфорта и повышенной безопасности.

К недостаткам описанной подвески относятся [6-9]: невозможность регулирования параметров подвески – жесткости, демпфирования, клиренса.

К одному из возможных вариантов устранения указанных недостатков относится использование пневмоподвески, получившей широкое распространение в Европе и США лет 30...40 назад [10]. Главное ее преимущество по сравнению с рессорной в меньшем весе, ее

расходные материалы дешевле, и грузовик имеет лучшую плавность хода. Заводская цена грузовика с пневмоподвеской выше, чем машины с рессорной, но замена подушки в процессе эксплуатации дешевле, чем целой рессоры. Кроме того, грузовики с пневмоподвеской меньше разбивают асфальт дорог, поэтому магистральные тягачи чаще всего комплектуются пневмобаллонами. Минус такой подвески в том, что она требует дополнительных воздушных кранов и трубок и более мощного воздушного компрессора. Эта система боится влаги и дорожной грязи, поэтому на строительной технике чаще применяют рессорную подвеску. Правда, есть голландские производители тяжелой строительной техники Terberg и Ginaf, которые активно применяют пневмоподвеску собственной конструкции на самосвалах.

Последние два года на спецмашины и не только на них стали устанавливать гидропневматические стойки нового поколения. Теперь они выполняют роль не только гасителей колебаний, но и роль упругого элемента. Грузовику с такой стойкой не требуются ни рессоры, ни пружины, ни торсионы. Это здорово облегчает конструкцию. Характеристики таких гидропневматических стоек можно менять из кабины, варьируя клиренс, жесткость, ход подвески и даже наклонять автомобиль влево-вправо или вперед-назад. Такие стойки хорошо вписываются в конструкцию автомобиля с независимой подвеской колес, и такому вездеходу уже не грозит диагональное вывешивание колес в сложных дорожных условиях. Гидропневматические стойки нового поколения начали устанавливать на свою технику такие производители, как Ginaf и Terberg [10, 11].

Одна из последних отечественных разработок в области повышения плавности хода грузовых автомобилей – гидропневматическая подвеска фирмы Гидростар [12]. Из подвески автомобиля полностью удалены листовые рессоры и вместо них установлены компактные гидроцилиндры, размер которых немного больше стандартных амортизаторов. Гидроцилиндры совместно с гидропневматическими аккумуляторами воспринимают всю статическую и динамическую нагрузку. Гидропневматическая подвеска значительно компактнее и легче традиционной.

Однако возможно и дальнейшее упрощение конструкции подвески фирмы Гидростар путем исключения одного из элементов, а именно, гидроцилиндров. Одно из возможных решений предложено учеными СПбГАСУ [3]. Ключевым элементом предлагаемой подвески является двухтрубный гидропневматический амортизатор, представляющий собой модернизированный вариант стандартного двухтрубного амортизатора грузового автомобиля.

Описание конструкции 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. Внутренний объем амортизатора разделён 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 [3].

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 9, выполненных в нижней части цилиндра 6. Клапанный блок 8 содержит дроссельные отверстия и разгрузочные клапаны, обеспечивающие требуемые гидравлические характеристики амортизатора, влияющие параметры процесса демпфирования колебаний.

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

Установка амортизатора на автомобиле производится посредством втулок 9 и 10, закрепленных на крышках 4 и 1 соответственно.

Ниппели 11 и 12, установленные на верхней крышке, предназначены для связи гидравлической *A* и газовой *B* зон с устройствами управления количеством жидкости и давления газа в амортизаторе, что позволит регулировать упругость, ход, клиренс и другие характеристики подвески.

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.

Демпфирующие свойства определяются гидравлическим сопротивлением дроссельных отверстий (дроссельный режим) и клапанов (клапанный режим) втулки 8. Причем клапаны ходов сжатия и отбоя настраиваются на срабатывание при разных скоростях движения подвижных элементов амортизатора, обеспечивая требуемую конфигурацию демпфирующей характеристики.

Наличие ниппелей 11 и 12, связывающих с внешними устройствами гидравлическую *A* и газовую *B* зоны, делает подвеску управляемой.

Таким образом, описанная конструкция амортизатора способна обеспечить подвеске свойства согласно указанным выше направлениям совершенствования подвесок грузовых автомобилей, а именно, придать упругим элементам нелинейные или регулируемые характеристики и возможность изменять клиренс, а демпфирующим элементам обеспечить изменение и регулировку коэффициента демпфирования.

Моделирование работы амортизатора

Исходные данные для моделирования:

P_p – расчетная нагрузка на колесо, кН;

L_{max} , L_{min} , L_{cp} – максимальная, минимальная и средняя длина амортизатора;

f_c – статическая деформация под расчетной нагрузкой при снаряженном автомобиле P_p , м;

$f_{\partial o}$ – динамическая деформация до верхнего (отбой) ограничителя хода;

$f_{\partial c}$ – динамическая деформация до нижнего (сжатие) ограничителя хода;

k – коэффициент демпфирования.

Конструктивно задаваемые параметры:

f_{∂} – дополнительный (запасной) ход амортизатора;

f_n – полный ход (деформация) амортизатора;

Результаты моделирования:

– конструктивные размеры амортизатора – диаметры внутреннего и внешнего цилиндров;

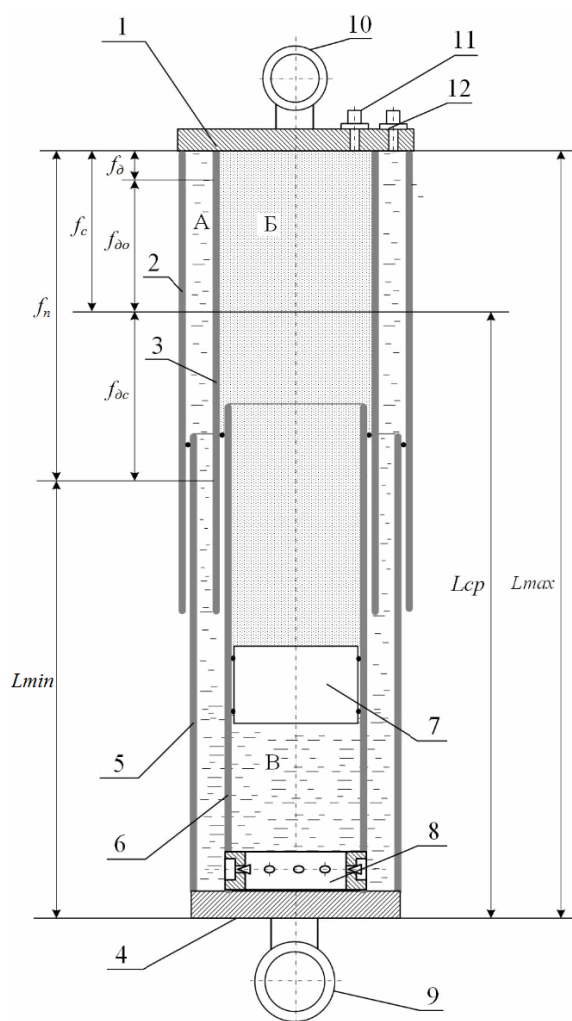


Рис. 1. Конструктивная схема пневмогидравлического амортизатора

- величины давления в газовой полости амортизатора, соответствующие динамическим ходам сжатия и отбоя, расчетное давление при статической деформации амортизатора, давление закачки газа в амортизатор;

- диаметры и количество дроссельных и клапанных отверстий клапанного блока;

- параметры колебательного процесса подрессоренной массы после воздействия со стороны неровности дороги с силой: величина амплитуды, скорость и ускорение колебаний.

Моделирование упругой характеристики

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 [6, 9]:

- статический прогиб f_c (для грузовых автомобилей рекомендуется выбирать в пределах 80...140 мм, хотя на практике для увеличения плавности хода на неровных дорогах выбираются значения до 220 мм [12]);

- динамический ход (прогиб) ($f_{\partial o}$ и $f_{\partial c}$ – до верхнего (отбой) и нижнего (сжатие) ограничителей хода, для грузовых автомобилей рекомендуется выбирать в пределах $(0,5...0,6)f_c$, хотя на практике для увеличения плавности хода на неровных дорогах выбираются значения до $0,8 f_c$ [12]);

- коэффициент динамичности k_d ;

- жесткость подвески c .

Выбор конструктивных размеров амортизатора – диаметров внутреннего и внешнего цилиндров производится в зависимости от расчетной нагрузки на колесо P_p и рекомендуемых величинах давления в газовой полости амортизатора при динамических нагрузках при сжатии и отбоя [9]. Значение коэффициента динамичности подвески, равного отношению динамической нагрузки при сжатии ($P_{\partial c}$) к статической нагрузке при снаряженном автомобиле (P_p), рекомендуется выбирать в пределах 2,5...3,0 [6, 9].

На основании приведенных выше рекомендаций выполнено моделирование в Mathcad ударогасящей и демпфирующей способности для подвески базового шасси КАМАЗ при следующих параметрах: КАМАЗ-43502: подрессоренная масса, приходящаяся на переднее колесо – 3750 кг; ход сжатия – 120 мм; ход отбоя – 150 мм (рис. 2-5). Расчетное значение коэффициент динамичности равно 2,6 соответствует диапазону рекомендованных значений.

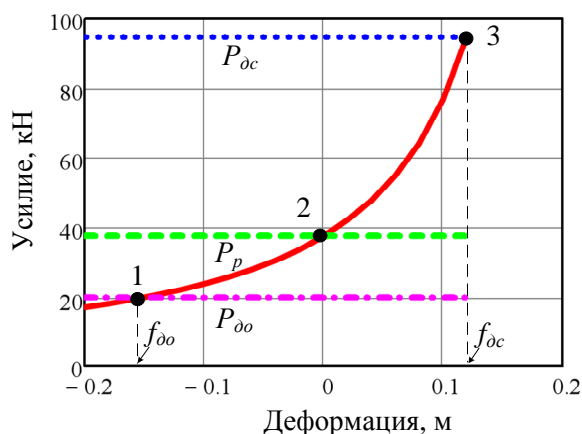


Рис. 2. Упругая характеристика амортизатора: $P_{\partial c}$ и $P_{\partial o}$ – динамические усилия сжатия и отбоя, соответствующие динамическим ходам сжатия $f_{\partial c}$ и отбоя $f_{\partial o}$; P_p – расчетное усилие при статической деформации амортизатора; 1-2 – линия отбоя; 2-3 – линия сжатия

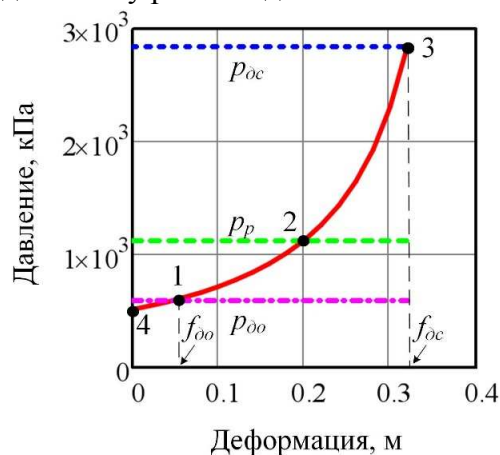


Рис. 3. Диаграмма давления в газовой полости амортизатора: $p_{\partial c}$ и $p_{\partial o}$ – давления, соответствующие динамическим ходам сжатия $f_{\partial c}$ и отбоя $f_{\partial o}$; p_p – расчетное давление при статической деформации амортизатора; 1-2 – линия отбоя; 2-3 – линия сжатия; 4 – точка, соответствующая давлению закачки газа в амортизатор

Выбор величины давления в газовой полости амортизатора. Одним из основных условий выбора диаметра поршня амортизатора при действующих усилиях является максимально допустимое давление. В современных амортизаторах давление может достигать 10 МПа [9, 10], но рациональным считается применение давления до 3 МПа. Это объясняется тем, что срок службы уплотняющих элементов сокращается с ростом давления. При максимальном давлении при динамическом ходе сжатия 3 МПа диаметр газового поршня $d = 0,2$ м, а отвечающая ему ширина кольца гидравлической зоны $A - \Delta = 0,02$ м.

Исследуемый амортизатор обладает нелинейной прогрессивной характеристикой жесткости (рис. 4), что обеспечивает плавность хода автомобиля при езде по гладкой дороге и исключает пробой амортизатора при движении по неровностям.

Моделирование демпфирующей характеристики

Демпфирующая способность амортизатора обеспечивается его гидравлическим сопротивлением, создаваемым клапаным блоком 8 (см. рис. 1), содержащим дроссельные отверстия и разгрузочные клапаны. **Выбор диаметров и количества дроссельных и клапанных отверстий клапанного блока** производился по значению величин гидравлического сопротивления в дроссельном и клапанном режимах работы. Построенная на основании полученных величин гидравлического сопротивления демпфирующая характеристика, отвечающая условиям обеспечения плавности хода, получается при суммарной пропускной площади дросселей 80 мм^2 и клапанов сжатия и отбоя по 59 мм^2 (рис. 5). При этом начало открытия и окончание закрытия клапанов сжатия и отбоя происходит на разных скоростях перемещения подвижного звена амортизатора, как рекомендовано различными исследователями [6, 9, 10]. 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 отбоя. На графике точки a и e совпадают.

Полученная демпфирующая характеристика имеет прогрессивно-регрессивный характер, обеспечивая плавность хода на гладкой дороге и более сильное гашение колебаний при движении по неровностям.

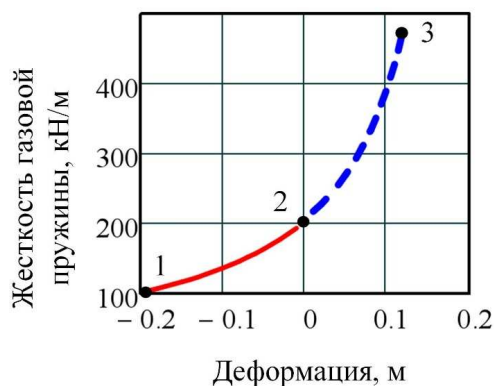


Рис. 4. Диаграмма жесткости амортизатора в функции величины хода сжатия и отбоя: 1-2 – линия отбоя; 2-3 – линия сжатия

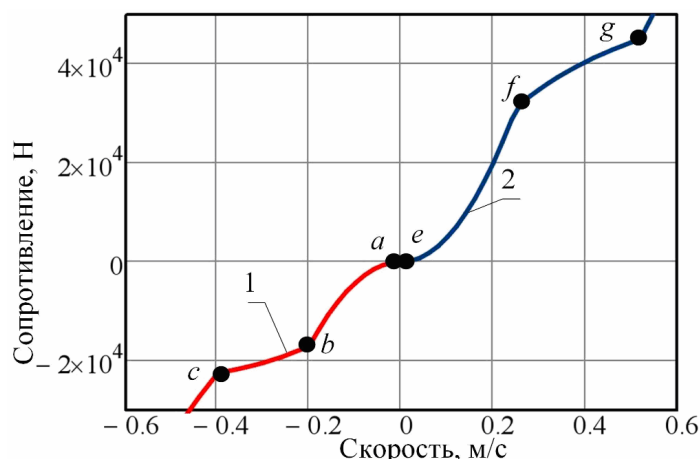


Рис. 5. Гидравлическая (демпфирующая) характеристика: 1 – acb – линия сжатия; 2 – efg – линия отбоя

Моделирование вибрационной характеристики

Оценка параметров колебательного процесса подрессоренной массы. Совместное действие ударогасящих и демпфирующих элементов амортизатора можно оценить путем численного решения дифференциальных уравнений колебательного движения подвески [7, 8, 13-17]. На рисунках 6 и 7 приведены результаты моделирования в Mathcad при средних значениях жесткости газовой пружины и коэффициента сопротивления гидравлической части амортизатора.

Результаты моделирования показали высокий уровень адаптивности подвески с новым амортизатором, соответствующий лучшим отечественным и зарубежным образцам [8, 11, 15, 16], выраженный в невысоких величинах амплитуды, скорости и ускорений колебательных процессов при движении автомобиля по неровной дороге.

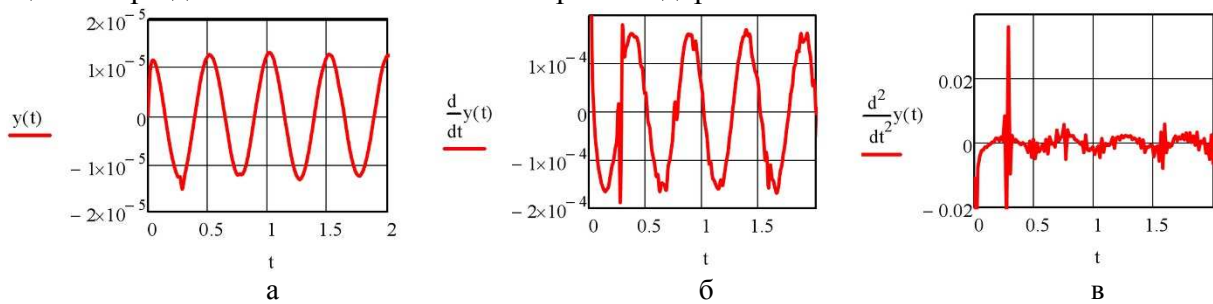


Рис. 6. Вибрационная характеристика поддресоренной массы при движении автомобиля по дороге с неровностями высотой 0,05 м и частотой 12 рад/с: а – величина амплитуды колебаний, м; б – скорость колебаний, м/с; в – ускорение, м/с²; t – время, с

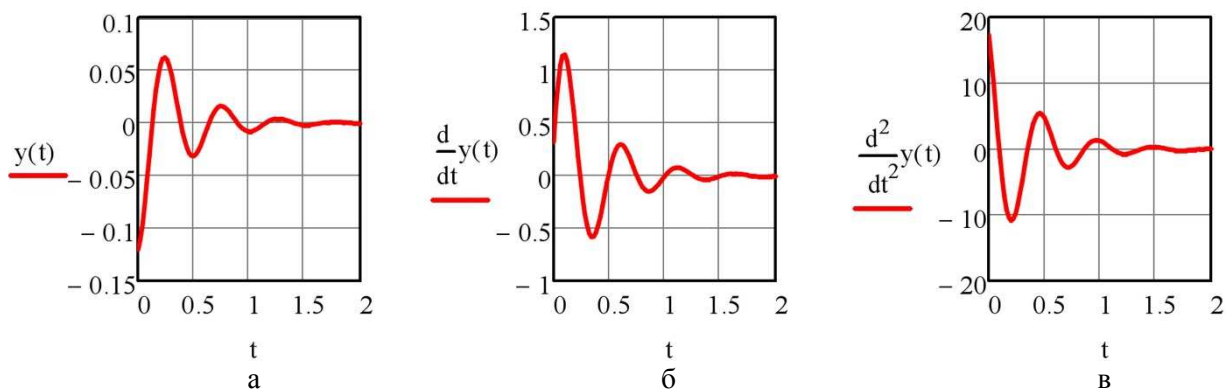


Рис. 7. Колебательный процесс поддресоренной массы после воздействия со стороны неровности дороги с силой, равной динамической нагрузке при сжатии (P_{oc}): а – величина амплитуды колебаний, м; б – скорость колебаний, м/с; в – ускорение, м/с²; t – время, с

Заключение

Выдвинутые исследователями [2, 9, 12, 17] направления совершенствования подвесок транспортных средств, а именно, использование упругих элементов с нелинейными регрессивно-прогрессивными, применение демпфирующих элементов с изменяемыми характеристиками (коэффициентом демпфирования) нашли воплощение в описанной новой конструкции амортизатора. Даже без использования внешних систем управления подвеской, что возможно путем подключения к штуцерам 11 и 12 (см. рис. 1), удалось получить характеристики подвески, отвечающие условиям работы ТТСМ на базе шасси грузовых автомобилей, используемых в сложных дорожных условиях.

Выводы

1. Авторами исследованы основные направления совершенствования конструкций подвесок и требуемые их параметры для обеспечения плавности хода транспортно-технологических машин на базе шасси грузовых автомобилей в сложных дорожных условиях.

2. Установлены конструктивные параметры амортизатора, необходимые для обеспечения плавности хода транспортно-технологических машин на базе шасси грузовых автомобилей в сложных дорожных условиях – диаметры внутреннего и внешнего цилиндров; диаметры и количество дроссельных и клапанных отверстий клапанного блока; величины давления в газовой полости амортизатора, соответствующие динамическим ходам сжатия и отбоя, расчетное давление при статической деформации амортизатора, давление закачки газа в амортизатор.

3. Получены параметры колебательного процесса поддресоренной массы после воздействия со стороны неровностей дороги – величина амплитуды, скорость и ускорение колебаний, показавшие высокую адаптивность подвески к сложным условиям работы транспортно-технологических и специальных машин.

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

Список литературы

1. ГОСТ Р 50597-93. Автомобильные дороги и улицы. Требования к эксплуатационному состоянию, допустимому по условиям обеспечения безопасности дорожного движения. – Утв. Постановлением Госстандарта России от 11.10.1993 №221.
2. Широухов А.В. Пути совершенствования конструкций подвесок автомобильных базовых шасси пожарно-спасательных автомобилей // Евразийский Союз Ученых. – 30.04.2015_04(13).
3. Патент №194004 РФ. Двухтрубный гидропневматический амортизатор / С.В. Репин, С.С. Евтюков, Д.С. Орлов. – Заявка №2019124449 от 30.07.2019; опубл. 22.11.2019, Бюл. №33.
4. Репин С.В., Добромиров В.Н., Орлов Д.С. Исследование упругой характеристики нового гидропневматического амортизатора // Вестник гражданских инженеров. – 2019. – №5(76). – С. 260-269.
5. Репин С.В., Добромиров В.Н., Орлов Д.С. Исследование демпфирующей характеристики нового гидропневматического амортизатора // Вестник гражданских инженеров. – 2020. – №2(79). – С. 187-194.
6. Раймнель Й. Шасси автомобиля: Амортизаторы, шины и колеса. – М.: Машиностроение, 1986. – 320 с.
7. Alonso M., Comas A. Modeling a Twin Tube Cavitating Shock Absorber // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering. 2006, vol. 220, no. 6, pp. 1031-1040.
8. Kruse A., Eickhoff M., Tischer A. Analysis of Dynamic Behavior of Twin-Tube Vehicle Shock Absorbers // SAE International Journal of Passenger Cars – Mechanical Systems. 2009, vol. 2(1), pp. 447-453. DOI: 10.4271/2009-01-0223.
9. Добромиров В.Н., Гусев Е.Н., Карунин М.А., Хавханов В.П. Амортизаторы. Конструкция. Расчет. Испытания. – М.: МГТУ “МАМИ”, 2006. – 184 с.
10. Bauer W. Hydropneumatic suspension systems. – New York: Springer, 2011. – 237 p.
11. Подвеска грузовых автомобилей [Электронный ресурс] // Автотрак. 12.02.2004. – Режим доступа: <http://www.autotruck-press.ru/articles/3228/>
12. Описание гидропневматической подвески [Электронный ресурс] // Гидростар. – Режим доступа: <http://xn--80afdp5alcgj.xn--p1ai/suspension>.
13. Дубровский А.Ф., Абрамов М.И., Сакулин Ю.А. Выбор параметров подвески грузовых автомобилей «Урал» для повышения скорости движения по изношенным грунтовыми дорогам // Вестник ОГУ. – 2014. – №10(171). – С. 66-75.
14. Andrzejewski R., Awrejcewicz J. Nonlinear Dynamics of A Wheeled Vehicle. – New York: Springer, 2005. – 328 p.
15. Wan-Suk Yoo, Hyun-Woo Kim, Jeong-Han Lee, Jae-Cheol Ryu, Bo-Sun Chung, Kyung-Hun Rho. Damping Models for Multibody Dynamic Simulation // EUROMECH Colloquium 495. Advances in simulation of multibody system dynamics. Book of Abstracts. – Bryansk, Russia: Bryansk State Technical University, 2008. – P. 64-65.
16. Dixon J.C. The Shock Absorber Handbook / Society of Automotive Engineers. – 2-d ed. – New York: John Wiley and Sons, 2007. – 432 p.
17. Fallah M.S., Bhat R., Xie W.F. New Model and Simulation of Macpherson Suspension System for Ride Control Applications // Vehicle System Dynamics. 2009, vol. 47, no. 2, pp. 195-220.

References

1. GOST R 50597-93. Highways and streets. Requirements for the operational condition permissible under the conditions of road safety. – Approved Resolution of the State Standard of Russia No. 221 dated 11.10.1993.
2. Shiroukhov A.V. Ways to improve the designs of suspensions of automobile base chassis of fire and rescue vehicles // Eurasian Union of Scientists. 04/30/2015_04(13).
3. Patent No. 194004 RU. Two-tube hydropneumatic shock absorber / S.V. Repin, S.S. Yevtyukov, D.S. Orlov. – Appl. No. 2019124449 from 30.07.2019; publ. 22.11.2019, Bul. No. 33
4. Repin S.V., Dobromirov V.N., Orlov D.S. Study of the elastic characteristics of a new hydropneumatic shock absorber // Bulletin of Civil Engineers. 2019, no. 5(76), pp. 260-269.
5. Repin S.V., Dobromirov V.N., Orlov D.S. Study of the damping characteristics of a new hydropneumatic shock absorber // Bulletin of Civil Engineers. 2020, no. 2(79), pp. 187-194.
6. Raimnel J. Car chassis: Shock absorbers, tires and wheels. – М.: Mechanical Engineering, 1986. – 320 p.
7. Alonso M., Comas A. Modeling a Twin Tube Cavitating Shock Absorber // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering. 2006, vol. 220, no. 6, pp. 1031-1040.

8. Kruse A., Eickhoff M., Tischer A. Analysis of Dynamic Behavior of Twin-Tube Vehicle Shock Absorbers // SAE International Journal of Passenger Cars – Mechanical Systems. 2009, vol. 2(1), pp. 447-453. DOI: 10.4271/2009-01-0223.
9. Dobromirov V.N., Gusev E.N., Karunin M.A., Khavkhanov V.P. Shock absorbers. Design. Calculation. Tests. – M.: MSTU “MAMI”, 2006. – 184 p.
10. Bauer W. Hydropneumatic suspension systems. – New York: Springer, 2011. – 237 p.
11. Suspension of trucks [Electronic resource] // Autotruck. 12.02.2004. – Access mode: <http://www.autotruck-press.ru/articles/3228/>
12. Description of hydropneumatic suspension [Electronic resource] // Hydrostar. – Access mode: <http://xn--80afdp5alcgj.xn--p1ai/suspension>.
13. Dubrovsky A.F., Abramov M.I., Sakulin Yu.A. Selection of suspension parameters for Ural trucks to increase driving speed on worn-out dirt roads // Bulletin of OSU. 2014, no. 10(171), pp. 66-75.
14. Andrzejewski R., Awrejcewicz J. Nonlinear Dynamics of A Wheeled Vehicle. – New York: Springer, 2005. – 328 p.
15. Wan-Suk Yoo, Hyun-Woo Kim, Jeong-Han Lee, Jae-Cheol Ryu, Bo-Sun Chung, Kyung-Hun Rho. Damping Models for Multibody Dynamic Simulation // EUROMECH Colloquium 495. Advances in simulation of multibody system dynamics. Book of Abstracts. – Bryansk, Russia: Bryansk State Technical University, 2008. – P. 64-65.
16. Dixon J.C. The Shock Absorber Handbook / Society of Automotive Engineers. – 2-d ed. – New York: John Wiley and Sons, 2007. – 432 p.
17. Fallah M.S., Bhat R., Xie W.F. New Model and Simulation of Macpherson Suspension System for Ride Control Applications // Vehicle System Dynamics. 2009, vol. 47, no. 2, pp. 195-220.

Сведения об авторах:

Information about authors:

Репин Сергей Васильевич – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры наземных транспортно-технологических машин	Repin Sergei Vasilievich – doctor of technical sciences, professor, professor of the Department of ground transport and technological machines
Масленников Никита Александрович – кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой строительной механики	Maslennikov Nikita Aleksandrovich – candidate of technical sciences, associate professor, head of the Department of structural mechanics
Орлов Денис Сергеевич – аспирант	Orlov Denis Sergeevich – postgraduate student
Лутов Денис Александрович – старший преподаватель кафедры строительной механики	Lutov Denis Aleksandrovich – senior lecturer of the Department of structural mechanics
repinserge@mail.ru	

Получена 13.09.2023