

DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-628957>

Оригинальное исследование



Оценка влияния плавности хода транспортно-технологических машин на безопасность движения в условиях бездорожья

Р.Р. Букиров

Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет (СПбГАСУ), Санкт-Петербург, Российская Федерация

АННОТАЦИЯ

Обоснование. Безопасность движения транспортно-технологических машин, особенно в условиях бездорожья, в значительной степени зависит от упругодемпфирующих свойств подвески, которые непосредственно влияют на плавность хода и статическую поперечную устойчивость машины на косогоре, обеспечивают возможность длительного движения по неровным дорогам в интервале эксплуатационных скоростей без превышения установленных норм виброускорений, вызывающих неприятные ощущения и быструю утомляемость у водителя, безотрывного движения колеса от дороги, а также «непробоя» подвески. Поэтому для подвески необходимо обеспечить требуемые упругодемпфирующие характеристики путем применения в конструкции пневмогидравлического амортизатора и провести оценку его влияния на безопасность движения в условиях бездорожья.

Цель работы — разработка метода оценки влияния плавности хода транспортно-технологических машин на главные показатели безопасности движения в условиях бездорожья при разработке новых технических решений, направленных на повышение плавности хода.

Методы. Моделирование колебательных процессов масс машины, соединённых между собой упругодемпфирующими связями при неустановившихся и установившихся колебаниях, моделирование влияние жёсткости упругого элемента подвески на статическую поперечную устойчивость машины на косогоре, выполненных в программной среде Mathcad.

Результаты. В результате математического моделирования колебательных процессов масс машины было установлено, что применение предлагаемого амортизатора позволяет в случае проезда единичной неровности высотой 0,08 м при скорости движения машины в 30 км/ч снизить перемещения кузова с 0,070 м до 0,056 м и его ускорения с $3,50 \text{ м/с}^2$ до $1,35 \text{ м/с}^2$, тем самым достигается полное гашение колебательного процесса масс уже в четвертом периоде, а в случае движения по синусоидальной неровности колебательный процесс в значительной степени стабилизируется, колесо копирует профиль неровности, в результате чего перемещение кузова снижается с 0,045 м до 0,030 м, а ускорение кузова после переходного процесса снижается с $2,2 \text{ м/с}^2$ до $0,8 \text{ м/с}^2$. Анализ оценки влияния плавности хода на статическую поперечную устойчивость машины показал, что в результате учета упругодемпфирующих характеристик амортизатора и самих пневмошин позволяет повысить угол статической устойчивости по боковому опрокидыванию с 38 до 43 при максимально допустимом угле крена кузова в 8,4.

Заключение. Знание методик оценки влияния плавности хода транспортно-технологических машин на главные показатели безопасности движения в условиях бездорожья позволяют провести анализ эффективности применения предлагаемых технических решений, направленных на повышение плавности хода машины в условиях бездорожья.

Ключевые слова: транспортно-технологические машины; подвеска машины; пневмогидравлический амортизатор; колебательная система подвески; упругодемпфирующая характеристика подвески; статическая поперечная устойчивость машины.

Как цитировать:

Букиров Р.Р. Оценка влияния плавности хода транспортно-технологических машин на безопасность движения в условиях бездорожья // Тракторы и сельхозмашины. 2024. Т. 91, № 5. С. 619–636. DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-628957>

DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-628957>

Original Study Article

Estimation of influence of ride smoothness of transport-technological machines on driving safety in off-road conditions

Roman R. Bukirov

St. Petersburg State University of Architecture and Civil Engineering, Saint Petersburg, Russian Federation

ABSTRACT

BACKGROUND: Driving safety of transport-technological machines, especially in off-road conditions, largely depends on the stiffness and damping of suspension. These properties directly affect the ride smoothness and static transverse stability of the machine on a slope, ensure the ability of long-term motion on rough roads in the range of operating velocities without exceeding the established limits of vibration accelerations, causing unpleasant sensations and rapid fatigue of a driver, constant contact of wheels with the ground, as well as avoiding excessive wheel bump. Therefore, it is necessary to provide the suspension with the required elastic and damping characteristics by using a pneumohydraulic shock absorber in the design and to evaluate its effect on the safety of driving in off-road conditions.

AIM: Development of a method for assessing the impact of ride smoothness of transport and technological machines on the main indicators of driving safety in off-road conditions in the development of new technical solutions aimed at improving the ride smoothness.

METHODS: Modeling of oscillatory processes of the machine masses connected with each other by stiffness-damping links at unsteady and steady oscillations, modeling of the influence of the stiffness of the elastic suspension element on the static transverse stability of the machine on a slope are performed in the Mathcad software environment.

RESULTS: As a result of mathematical modeling of oscillatory processes of masses of the machine it was established that the application of the proposed shock absorber allows in case of driving over a single bump of 0.08 m height at a speed of 30 km/h to reduce body displacement from 0,070 m to 0,056 m and its acceleration from 3,50 m/s² to 1,35 m/s², there by achieving complete damping of the oscillatory process of the masses already in the fourth period, and in the case of driving over a sinusoidal bump, the oscillatory process is largely stabilized, the wheel copies the profile of the bump, as a result of which the movement of the body decreases from 0,045 m to 0,030 m, and the acceleration of the body after the transition process decreases from 2,2 m/s² to 0,8 m/s². The analysis of evaluation of influence of smooth running on static transverse stability of the machine has shown that as a result of taking into account the elasto-hydraulic characteristics of the shock absorber and the pneumatic tires themselves it is possible to increase the angle of static stability on lateral overturning from 38° to 43° with maximum permissible angle of body roll of 8.4°.

CONCLUSION: The knowledge of methods of estimation of influence of ride smoothness of transport-technological machines on the main indicators of driving safety in off-road conditions makes it possible to analyze the efficiency of application of the proposed technical solutions aimed at increasing the ride smoothness of the machine in off-road conditions.

Keywords: transport-technological machines; machine suspension; pneumohydraulic damper; oscillating system of suspension; stiffness-damping property of suspension; static transverse stability of machine.

To cite this article:

Bukirov RR. Estimation of influence of ride smoothness of transport-technological machines on driving safety in off-road conditions *Tractors and Agricultural Machinery*. 2024;91(5):619–636. DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-628957>

Received: 11.03.2024

Accepted: 26.11.2024

Published online: 03.12.2024

ВВЕДЕНИЕ

Безопасность движения транспортно-технологических машин (ТТМ) на базе шасси грузовых автомобилей, имеющих высокий центр тяжести, в условиях бездорожья во многом зависит от упругодемпфирующих свойств подвески. Совершенство конструкций и их характеристики определяют надежность контакта колеса с опорной поверхностью при проезде дорожных неровностей [1–10] и устойчивость на неровной дороге [11–19].

Возникающие в результате движения по неровностям дороги колебания поддресоренных и неподдресоренных масс машины оказывают негативное влияние на главные параметры безопасности движения, особенно в условиях бездорожья. Подвеска и пневмошины предназначены для снижения колебательных процессов [20], поэтому совокупность их работы в значительной степени оказывает влияние на плавность хода и, следовательно, на безопасность движения. Колебания масс во многом зависят от параметров машины и соотношений между ними. Основными параметрами являются [9, 10, 21]: массы поддресоренных и неподдресоренных частей машины, степень демпфирования подвески, жёсткость подвески и жёсткость пневмошин. Изменение перечисленных параметров сильно сказываются на колебательных процессах. При их исследовании в основном используют простейшие одномассовые колебательные системы, которые позволяют оценить процесс гашений колебаний поддресоренной массы с различными параметрами системы. Однако они не позволяют оценить влияние неподдресоренных масс, которые существенно сказываются на колебательных процессах поддресоренных масс и на устойчивости машины [20]. Для изучения колебательного процесса всех масс автомобиля используют двухмассовую колебательную систему [6, 20], которая учитывает наличие неподдресоренных масс в колебательной системе машины и позволяет изучить их влияние на колебания поддресоренной массы, устойчивость машины и стабильность контакта колеса с дорогой.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

В предыдущей работе [4] было предложено техническое решение в виде пневмогидравлического амортизатора (ПГА), содержащего упругий элемент в виде внутренней пневматической камеры амортизатора [22]. В качестве колебательных систем рассматривались одномассовые колебательные системы. При рассмотрении свободных колебаний, возникающих после проезда неровности, рассматривались колебания, полученные путём подтягивания и последующего опускания кузова с заданной высоты. Однако при движении машины по неровностям дороги в виде единичных неровностей возникают неустановившиеся колебания, после проезда которых возникают свободные колебания [10], позволяющие рассмотреть

наиболее приближённую работу колебательной системы машины. Поэтому в данной статье рассматриваются неустановившиеся и установившиеся колебания машины с применением двухмассовых колебательных систем, реализованных в программной среде Mathcad. Представлена конструкция запатентованного технического решения — ПГА с дополнительной пневматической камерой. Особенностью данного исследования является оценка влияния упругого элемента предлагаемого ПГА и пневмошин на статическую поперечную устойчивость машины. Проведенные исследования выполнены для ТТМ на базе шасси грузового автомобиля КАМАЗ 43502. На борту данной ТТМ установлено ремонтное оборудование, позволяющее производить техническое обслуживание других ТТМ, находящихся на удаленных строительных объектах от развитой дорожной инфраструктуры.

АНАЛИЗ ДОРОЖНЫХ НЕРОВНОСТЕЙ, ВСТРЕЧАЮЩИХСЯ В УСЛОВИЯХ БЕЗДОРОЖЬЯ

Рассматриваемые дорожные неровности характеризуются неудовлетворительным состоянием дорог, когда наблюдаются такие неровности как выбоины, просадки, искажение поперечного профиля дороги, а также неровности в виде чередующихся поперечных гребней и впадин с пологими краями. В результате движение машины по данным неровностям приводит к сильнейшим ударам подвески и повышенным нагрузкам на её элементы, что приводит к значительному колебательному воздействию на кузов машины. Данное воздействие повышает утомляемость водителя, снижает его реакцию, а частые пробои подвески и отрывы колёс от дороги приводят к ухудшению условий управления. Водителю в данных условиях приходится снижать скорость, чтобы снизить данные воздействия, что в свою очередь приводит к снижению эксплуатационных характеристик машины.

Описанные дорожные неровности, возникающие на гравийных дорогах, образуются в результате недостаточных прочностных свойств дорожного покрытия и его неровности, несвоевременного устранения образовавшихся незначительных дефектов, низкого расположения дороги, а также вследствие отсутствия откосов и кюветов для эффективного водоотведения [23].

Однако определённый тип неровностей не зависит от степени уплотнения грунта и действующих нагрузок на грунт. Зернистые поверхности склонны к образованию боковой ряби (волн) под действием поверхностных сил, возникающих при качении колёс. Данный эффект известен как «стиральная доска» или «гребенка». В ходе проведенных исследований [24] было установлено, что возникновение волн на грунтовой дороге возникает при движении машины выше 5,6 км/ч. Формирование волн происходит в результате набегания волны из частиц грунта дороги перед колесом. С течением времени при достижении

достаточного объема частиц грунта перед колесом образуется волна, растущая в высоту и ширину. Кроме того, данное образование волн характерно при полностью заблокированном колесе в момент торможения. Большая скорость движения машины приводит к подъёму колеса в воздух вблизи гребня каждой волны, что в свою очередь вызывает кратковременную потерю контакта колеса с дорогой и впоследствии к удару колеса после прохождения гребня, что создает дополнительные предпосылки к возникновению новой волны и пробую подвески. Также отмечено сильное влияние массы колеса и свойств подвески на образование различных рисунков волн. Тяжёлые колёса, характерные для ТТМ, создают пульсации большей амплитуды с более короткими длинами волн.

ИССЛЕДОВАНИЕ СОВРЕМЕННЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ РЕШЕНИЙ В ОБЛАСТИ ПОВЫШЕНИЯ ПЛАВНОСТИ ХОДА

Конструкция подвески современных машин имеет, как правило, установленные отдельными узлами демпфирующие и упругие элементы. Впрочем, данные элементы не обеспечивают требуемую плавность хода машины в условиях бездорожья. Значения виброускорений при применении данных устройств достигают больших значений, которые приводят к пробую подвески и к потере контакта колеса с дорогой, что снижает безопасность движения ТТМ.

Одним из важных эксплуатационных показателей машины является средняя эксплуатационная скорость [1–10], которая во многом зависит от упругодемпфирующих способностей подвески при эксплуатации ТТМ в труднодоступных территориях с неудовлетворительным состоянием дорог.

Согласно проведенным исследованиям [7] для увеличения средней скорости движения ТТМ в условиях бездорожья и обеспечения условия «непробоя» подвески необходимо либо увеличить жёсткость упругого элемента, либо повысить динамический ход подвески. Однако увеличение динамического хода имеет конструктивные ограничения, обусловленные особенностями ходовой части транспортного средства, и может привести к увеличению высоты центра масс, что приведет к снижению безопасности эксплуатации ТТМ. Увеличение жесткости упругого элемента приводит к негативным ощущениям у водителей при увеличении частоты возмущения.

При этом, во время движения ТТМ по неровностям, возникающие пробои подвески свидетельствуют о недостаточной эффективности их упругодемпфирующих способностей. Так, при применении подобных устройств значения вертикальных виброускорений превышают 5 м/с^2 , водителю приходится снижать скорость движения, что приводит к снижению на 50% средней

эксплуатационной скорости ТТМ, снижению безопасности дорожного движения, повышению до 70% расхода топлива, уменьшению до 40% межремонтного пробега, а потери виброчувствительных грузов (оборудования) достигают 15...30% [1].

Неудовлетворительные упругодемпфирующие характеристики данных устройств объясняются тем, что имеют слишком высокую энергоёмкость подвески, что обусловлено повышенной жесткостью упругих элементов, имеющих линейные и прогрессивные характеристики [5, 8, 25]. Такие упругие элементы не позволяют эффективно гасить возникающие колебания машины после проезда неровностей. С целью снижения энергоёмкости подвески применяют дополнительные упругие элементы в виде пневматических баллонов, подключенных к внешним источникам энергии [1–3, 5, 26]. Однако применение указанных элементов приводит к тому, что большую часть силы от неровности будут поглощать ограничители хода подвески, что в конечном итоге может привести к пробую. Дополнительное применение данных элементов усложняет и удорожает конструкцию подвески.

Амортизатор, как один из важнейших элементов, обеспечивающих безопасность движения ТТМ, должен обладать требуемыми демпфирующими способностями, выполняя активное гашение колебаний после наезда на препятствие, тем самым, уменьшая процесс раскачивания кузова машины [1–10, 12, 13, 26, 27]. Кроме того, немалую роль выполняют упругие элементы подвески ТТМ в снижении колебательных процессов [1–10, 12, 13, 25]. Поэтому упругий элемент подвески должен иметь такие упругие характеристики, которые позволяют ей при наезде на неровность максимально снизить амплитуду колебаний подрессоренной массы машины. Совместная работа упругого и демпфирующего элемента подвески позволяет получить наиболее лучшую плавность хода ТТМ, направленную на уменьшение средних квадратических ускорений кузова, что снижает утомляемость водителя, уменьшает вероятность пробоя подвески, обеспечивает постоянный контакт колеса с дорогой, и как следствие приводит к повышению управляемости ТТМ [4].

Упругий элемент подвески помимо обеспечения плавности хода и постоянного контакта колеса с дорогой играет важную роль и в поперечной устойчивости ТТМ. Так, при движении ТТМ в условиях бездорожья, неровности которого могут иметь характер движения по косоугору или наезд на неровности, вызывающие разгрузку одной стороны машины и нагрузку другой, что приводит к боковому опрокидыванию или боковому скольжению ТТМ вследствие возникновения крена кузова и при недостаточных сцепных свойств колес с опорной поверхностью. Изменение жёсткости упругого элемента подвески будет приводить к изменению угла крена кузова ТТМ [14], т.к. изменяется способность восприятия нагрузки, вызванная при разгрузке одной стороны машины и нагрузке другой. Поэтому при повышении плавности хода необходимо

учитывать влияние упругих элементов подвески и самих пневмошин на поперечную устойчивость ТМ.

Широкое применение в условиях бездорожья получили ПГА [1], устанавливаемые в подвеску ТМ и содержащие внутренний упругий элемент [22, 28–30], что позволяет обеспечить более низкую энергоёмкость подвески, а также возможности регулировки упругодемпфирующих характеристик. Тем не менее данные амортизаторы имеют высокие значения жёсткости в конце хода сжатия, что объясняется недостаточностью объёма сжимаемого воздуха и высокого давления в пневмокамере, что в конечном итоге приводит к пробоям. Снижение высоких значений упругой характеристики таких амортизаторов возможно путем применения дополнительной пневматической камеры, соединенной с внутренней пневмокамерой амортизатора, что позволяет снизить относительное изменение объёма сжимаемого воздуха в конце хода сжатия [5].

Для снижения энергоёмкости и высоких значений упругой характеристики известных конструкций ПГА в конце хода сжатия предлагается новое техническое решение в виде ПГА с дополнительной пневматической камерой [31], представленное на рис. 1, позволяющее в значительной степени снизить жёсткость и максимальные силы в подвеске, что уменьшает силовое воздействие неровности и собственную частоту колебаний кузова.

ПРЕДЛАГАЕМОЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ РЕШЕНИЕ

Разработанный ПГА, представленный на рис. 1 [31], снабжен дополнительной пневматической камерой 5, установленной параллельно относительно самого ПГА. Сам ПГА имеет жидкостную полость (полости *B* и *C*), заполненную амортизационной жидкостью и направленной на демпфирование колебаний, а также имеет цилиндрический резервуар (полость *D*), заполненный сжатым воздухом под расчётным давлением и установленный на гидравлическую часть амортизатора соосно, который воспринимает совместно с дополнительной пневмокамерой усилия от дороги. Такая конструкция позволяет в значительной степени снизить энергоёмкость упругого элемента ПГА и обеспечивает требуемую упругодемпфирующую характеристику в условиях бездорожья. Помимо этого, данное устройство позволяет проводить регулировку характеристик газовой пружины, что существенно повышает адаптационные возможности подвески. Таким образом, предлагаемое техническое решение позволяет исключить дополнительные упругие элементы подвески, облегчая тем самым конструкцию подвески.

При движении ТМ удар от неровностей дороги гасится в основном за счёт упругости сжатого азота в полостях *D* и *E* при движении цилиндра 3 вверх относительно цилиндра 4 и частично за счёт сжатия азота в полости *A*. Объём полости *A* уменьшается во время такта сжатия за счёт

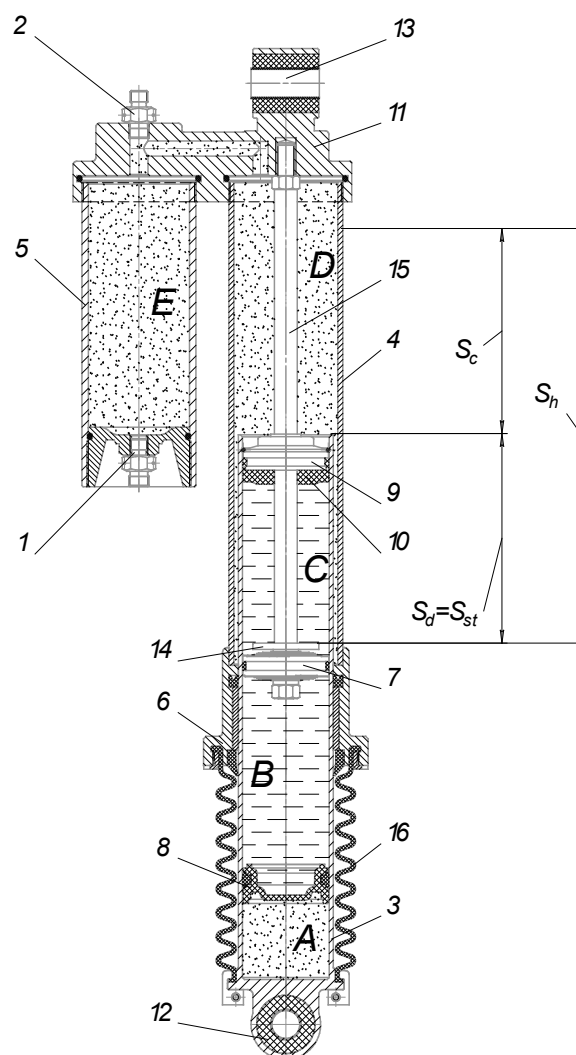


Рис. 1. Конструктивные параметры ПГА с дополнительной пневматической камерой по патенту на полезную модель RU № 218675: *A* — газовая компенсационная полость; *B* и *C* — нижняя и верхняя жидкостная полости; *D* и *E* — газовая пружина; S_h — общий ход амортизатора; S_d — ход отбоя; S_c и S_{st} — ход сжатия и статическая деформация; 1 — предохранительный клапан; 2 — регулировочный клапан; 3 — нижний цилиндр; 4 — верхний цилиндр; 5 — дополнительная пневматическая камера; 6 — уплотнительная втулка; 7 — гидравлический поршень; 8 — пневматический поршень; 9 — направляющая (разделительная) втулка; 10 — амортизирующая прокладка; 11 — верхняя крышка амортизатора; 12, 13 — проушины для установки амортизатора; 14 — стопорное кольцо; 15 — шток; 16 — защитный кожух.

Fig. 1. Design parameters of the pneumohydraulic shock absorber with an additional pneumatic chamber according to the patent for utility model RU № 218675: *A* — a gas compensation cavity; *B* and *C* — lower and upper liquid cavities; *D* and *E* — a gas spring; S_h — total shock absorber stroke; S_d — rebound stroke; S_c and S_{st} — compression stroke and static deformation; 1 — a safety valve; 2 — an adjusting valve; 3 — a lower cylinder; 4 — an upper cylinder; 5 — an additional pneumatic chamber; 6 — a sealing sleeve; 7 — a hydraulic piston; 8 — a pneumatic piston; 9 — a guiding (separating) sleeve; 10 — a damping gasket; 11 — a top cover of the shock absorber; 12, 13 — lugs for shock absorber mounting; 14 — a retaining ring; 15 — a rod; 16 — a protective casing.

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. затухание колебаний) происходит за счёт гидравлического сопротивления поршня 7, вызванного протеканием жидкости через каналы и клапаны поршня 7.

МЕТОДЫ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ УПРУГОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ЭЛЕМЕНТА ПРЕДЛАГАЕМОГО ТЕХНИЧЕСКОГО РЕШЕНИЯ

Характеристика пневматического элемента ПГА описывается упругой характеристикой, представляющей собой зависимость между вертикальной нагрузкой и деформацией упругого элемента, измеряемой непосредственно над осью колеса [5, 25].

Поскольку сила пневматического упругого элемента зависит от начального давления и высоты воздушного столба, а также от эффективной площади поршня пневматической камеры, уравнение упругой характеристики пневматического элемента ПГА в зависимости от хода подвески с учётом политропного закона будет иметь следующий вид [38]:

$$P = p_n \cdot F_{\text{эф}} \cdot \left(\frac{h_k \cdot i}{h_k \cdot i - \lambda} \right)^n, \quad (1)$$

где p_n — начальное давление; $F_{\text{эф}}$ — эффективная площадь поршня пневматической камеры; h_k — высота воздушного столба; i — передаточное отношение между ходом колеса и деформации упругого элемента; λ — ход колеса; n — показатель политропы.

Анализ эффективности будет проводиться путём оценки снижения собственных частот поддрессоренной массы машины, полученных от статического положения. Собственные частоты поддрессоренной массы машины будут определяться по уравнению [1, 2, 9, 10, 20, 21]:

$$w_0 = \sqrt{\frac{c_s}{M}}, \quad (2)$$

где c_s — жёсткость упругого элемента амортизатора в статическом положении; M — вес поддрессоренной массы, приходящий на колесо.

$$\begin{cases} m \cdot \ddot{z}_1 + r_t (\dot{z}_1 - dn) + r (\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + c_t (z_1 - n) + c_s (z_1 - z_2) = 0, \\ M \cdot \ddot{z}_2 + r (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + c_s (z_2 - z_1) = 0, \end{cases} \quad (3)$$

где dn и n — функции возмущения от дороги (перемещение и скорость).

МЕТОДЫ МАТЕМАТИЧЕСКОГО И ФИЗИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ КОЛЕБАТЕЛЬНОГО ПРОЦЕССА МАСС МАШИНЫ

Для изучения колебательных процессов машины используют колебательную систему, состоящую из нескольких масс, соединённых между собой упругодемпфирующими связями [32], позволяющие проанализировать вертикальную динамику колебательных процессов. В качестве такой системы рассмотрим двухмассовую колебательную систему, представленную на рис. 2. Оценку поведения масс будем производить по двум ситуациям: проезд единичной неровности (неустановившиеся колебания, рис. 2, а) и при наиболее неблагоприятных условиях возмущения — движение по синусоидальной неровности (рис. 2, б), т.е. при установившихся (вынужденных) колебаниях.

В случае исследования неустановившихся колебаний пренебрегают неровностями прилегающего участка дороги, считая, что при движении к неровности ТТМ не совершала колебаний. Применение единичной неровности в исследованиях колебаний масс машины обусловлено тем, что колебания зависят от участка дороги, на котором находится колебательная система в рассматриваемый момент времени. Это позволяет рассмотреть наибольшую неровность, считая влияние остальных небольших неровностей малым [10]. Данное условие позволяет проанализировать движение системы при выводе её из состояния покоя, получая после переходного процесса свободные колебания масс, показывающие степень демпфирования и стабильность контакта колеса с дорогой.

В случае же установившихся (вынужденных) колебаниях, которые характеризуются синусоидальной неровностью, рассматривают процесс перехода от неустановившихся колебаний к установившимся [10]. Хотя установившиеся колебания возникают сравнительно редко, однако данный случай позволяет проанализировать наиболее нагруженный режим работы подвески, который может привести к частой кратковременной потере контакта колеса с дорогой. Также данный вид колебаний позволяет наиболее приближенно смоделировать движение ТММ по «гребёнке».

Математическая модель рассматриваемых систем колебаний будет описываться следующей системой из двух дифференциальных уравнений второго порядка [20, 32–35]:

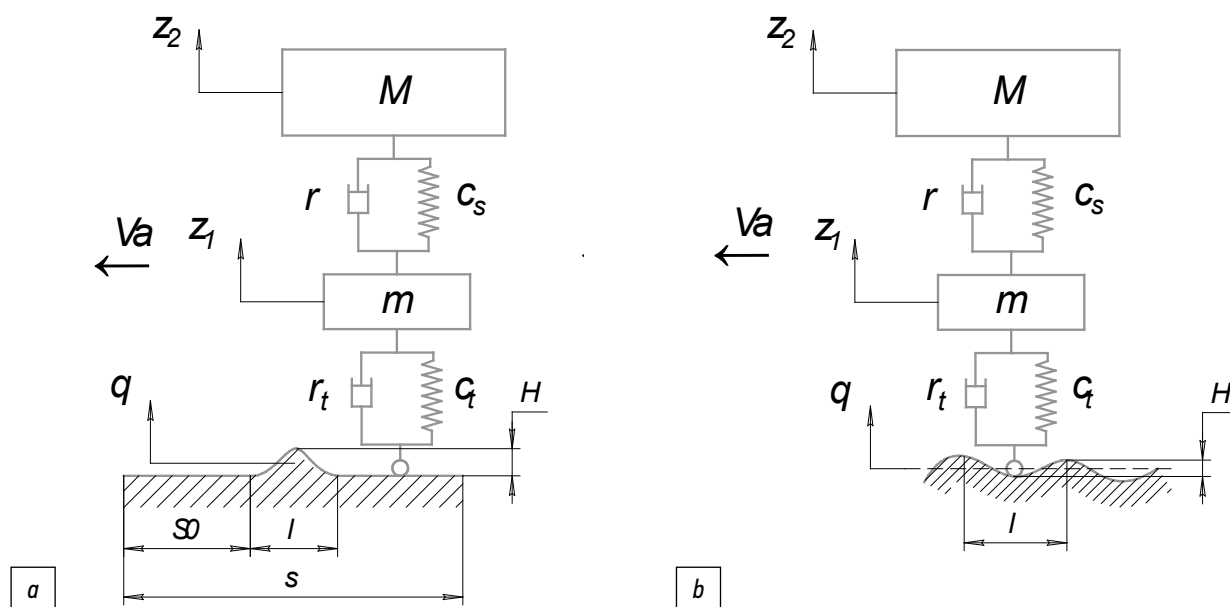


Рис. 2. Расчетная схема двухмассовой колебательной системы: *a* — проезд неровности; *b* — движение по синусоидальной неровности; *M* — поддрессоренная масса; *m* — неподдрессоренная масса; *c_s* — жесткость газовой пружины амортизатора; *c_t* — жесткость шин; *r* — демпфирующая способность амортизатора; *r_t* — демпфирующая способность шин; *z₁*, *z₂* — вертикальное перемещение неподдрессоренной и поддрессоренной массы; *Va* — направление движения (скорость); *q* — кинематическое возмущение; *S0* — начало неровности; *s* — рассматриваемый участок пути; *l* — длина неровности; *H* — высота неровностей.

Fig. 2. Calculation scheme of a two-mass oscillating system: *a* — passing a bump; *b* — passing a sinusoidal bump; *M* — sprung mass; *m* — unsprung mass; *c_s* — gas spring stiffness of the shock absorber; *c_t* — tire stiffness; *r* — damping capacity of the shock absorber; *r_t* — damping capacity of the tires; *z₁*, *z₂* — vertical displacement of unsprung and sprung mass; *Va* — direction of motion (velocity); *q* — kinematic disturbance; *S0* — beginning of a bump; *s* — considered section of the road; *l* — length of a bump; *H* — height of bumps.

Функции возмущения от дороги для единичной неровности, рассчитанные по следующим формулам [20, 32–35]:

$$dn = \frac{\pi Va H}{l} \sin\left(2\pi \frac{s - S0}{l}\right) (\Phi(s - S0) - \Phi(s - S0 - l)), \quad (4)$$

$$n = \frac{H}{2} \left(1 - \cos\left(2\pi \frac{s - S0}{l}\right)\right) (\Phi(s - S0) - \Phi(s - S0 - l)), \quad (5)$$

где Φ — функция Хевисайда.

Функции возмущения от дороги для синусоидальной неровности, рассчитанные по следующим формулам [20, 32–35]:

$$dn = H \cdot \omega_q \cdot \cos(\omega_q \cdot t), \quad (6)$$

$$n = H \cdot \sin(\omega_q \cdot t + \varphi), \quad (7)$$

где ω_q — заданная частота внешнего возмущения; φ — фазовый сдвиг; *t* — рассматриваемый временной промежуток колебательного процесса.

Для решения представленной системы дифференциальных уравнений (3) в программной среде Mathcad имеется метод Рунге-Кутты с адаптированным шагом интегрирования. Устойчивость и точность численного решения дифференциального уравнения (3) определяется шагом

интегрирования. Чем меньше шаг, тем выше точность расчёта. Данный шаг зависит от количества точек расчёта — чем больше точек расчёта, тем меньше шаг. Также для получения численных результатов расчетов уравнений (3) в пакете Mathcad имеется специальная функция *Rkadapt*, которая проверяет, как быстро изменяется приближенное решение и адаптирует размер шага, что позволяет повысить точность расчётов [20, 32–35]. А сама система (3) приводится к форме Коши и выполняется замена обобщенных переменных системы (математические переменные) переменными Mathcad (называемые машинными переменными).

Возникающие перемещения масс машины при движении её по неровностям дороги оцениваются путем получения значений ускорений этих масс, чей разброс достигают больших значений. Система дифференциальных

уравнений (3), приведенная к форме Коши не позволяет напрямую получить численное решение ускорений масс, поэтому для численного решения ускорений масс использовалась следующая формула [9, 10, 20, 21]:

$$a = w_0^2 \cdot z, \quad (8)$$

где z — вертикальное перемещение массы.

МЕТОДЫ ОЦЕНКИ ВЛИЯНИЯ ЖЁСТКОСТИ УПРУГОГО ЭЛЕМЕНТА ПОДВЕСКИ И ПНЕВМОШИН НА СТАТИЧЕСКУЮ ПОПЕРЕЧНУЮ УСТОЙЧИВОСТЬ МАШИНЫ

С целью оценки влияния повышения плавности хода на поперечную устойчивость ТТМ была рассмотрена схема опрокидывания, представленная на рис. 3, где показана наиболее нагруженная задняя ось ТТМ грузового автомобиля КАМАЗ 43502. При моделировании устойчивости ТТМ было учтено угловое отклонение массы кузова с учётом угловой деформации упругих элементов подвески

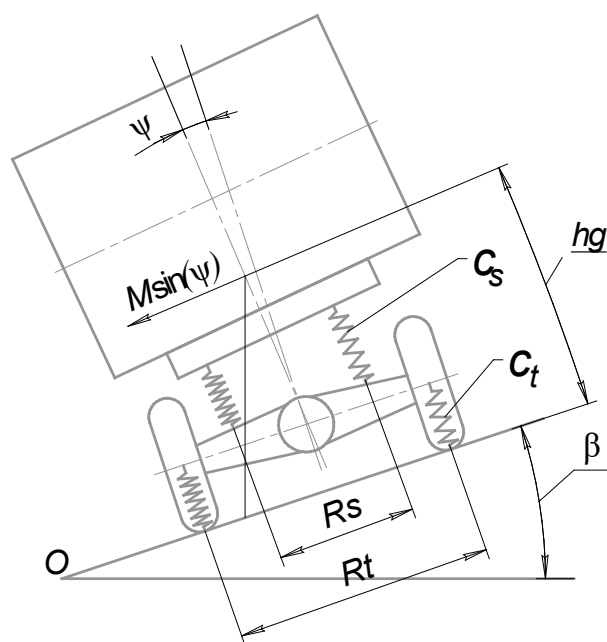


Рис. 3. Расчётная схема поддрессирования машины при статической поперечной устойчивости: Rt — средняя колея шин; Rs — расстояние установки амортизаторов в подвеске; hg — высота центра масс; c_s — жёсткость упругого элемента амортизатора; c_t — жёсткость пневматических шин; $M \sin(\psi)$ — поперечная составляющая силы тяжести; ψ — угол крена кузова; β — угол поперечного наклона дороги.

Fig. 3. Calculation scheme of the machine under static transverse stability: Rt — average tire track, m; Rs — mounting distance of shock absorbers in the suspension, m; hg — height of the center of mass, m; c_s — stiffness of the elastic element of the shock absorber, N/m; c_t — stiffness of pneumatic tires, N/m; $M \sin(\psi)$ — transverse component of the gravity force; ψ — body roll angle; β — angle of the transverse slope of the road.

(разгрузки одной стороны и нагрузки другой стороны) в виде предлагаемого ПГА и самих пневмошин, возникающей при крене, а также был учтён фактор высоты центра тяжести и разницы колеи колёс и установки ПГА.

Главным параметром для оценки поперечной устойчивости на кособоре согласно ГОСТ 31507-2012 является коэффициент поперечной устойчивости автомобиля [12–19, 36, 37]. Он в свою очередь позволяет определить угол статической устойчивости по боковому опрокидыванию и допустимый угол крена кузова. Согласно ГОСТ 31507-2012 угол крена кузова лежит в диапазоне от $6,5^\circ$ до $8,4^\circ$ и минимальное допустимое значение угла статической устойчивости равняется 21° для всех категорий машин [12, 37].

Коэффициент поперечной устойчивости определяется по формуле [37]:

$$\eta = \frac{Rt}{2 \cdot hg}. \quad (9)$$

Нормативные значения угла статической устойчивости по боковому опрокидыванию согласно ГОСТ 31507-2012, зависящего от коэффициента поперечной устойчивости, определяется по следующим выражениям [12, 36, 37]:

$$\begin{cases} \beta_{kt} = 42,4 \cdot \eta - 2,4; & \text{при } 0,55 \leq \eta \leq 1,0, \\ \beta_{kt} = 25 \cdot \eta + 15; & \text{при } \eta > 1,0. \end{cases} \quad (10)$$

Однако, данные уравнения не учитывают влияние характеристик упругих элементов подвески и пневмошин на поперечную устойчивость. Коэффициент поперечной устойчивости с учётом угловой деформации упругого элемента предлагаемого ПГА и самих пневмошин, возникающей при крене, был получен по следующей формуле [14, 36]:

$$\eta = \frac{Rt}{2 \cdot hg} - \frac{Ga}{2 \cdot c_t \cdot Rt} - \frac{Ga}{c_s \cdot Rs}, \quad (11)$$

где Ga — опрокидывающая сила.

Поперечная составляющая $M \sin(\psi)$ силы тяжести машины, имеющая плечо hg , образует опрокидывающую силу, учитывающую упругие характеристики упругих элементов подвески и пневмошин [14, 36]:

$$Ga = \frac{2 \cdot c_s \cdot Rs \cdot \sin(\psi)}{2 \cdot Rs} + \frac{2 \cdot c_t \cdot Rt \cdot \sin(\psi)}{Rt}. \quad (12)$$

Угол статической устойчивости по боковому опрокидыванию в момент отрыва одного колеса от дороги определяется по следующей формуле [12–19, 36]:

$$\beta_{kt} = \arctg(\eta). \quad (13)$$

Потеря устойчивости машины заключается в опрокидывании, что влечёт за собой гораздо более серьёзные последствия, чем скольжение. Поэтому необходимо

обеспечить такие параметры машины и свойства подвески, при которых потеря устойчивости началась бы с бокового скольжения по кособогу. Чтобы боковое скольжение предшествовало боковому опрокидыванию, необходимо выполнение следующего условия [12–19, 36]:

$$\eta > \varphi, \quad (14)$$

где φ — коэффициент сцепления шин с дорогой.

Угол кособога по боковому скольжению определяется по следующему выражению [12–19, 36]:

$$\beta_{ks} = \arctg(\varphi). \quad (15)$$

РЕЗУЛЬТАТЫ ПРАКТИЧЕСКОГО ИССЛЕДОВАНИЯ УПРУГОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ЭЛЕМЕНТА ПРЕДЛАГАЕМОГО ТЕХНИЧЕСКОГО РЕШЕНИЯ

С целью оценки эффективности применения дополнительной пневматической камеры и её влияния на собственные частоты колебаний кузова выполним построение упругих характеристик для конструкции без дополнительной пневматической камеры и с ней. Поскольку рассматривается ТТМ с установленным на борту ремонтным оборудованием, то изменение массы машины будет незначительным.

Исходными данными для построения упругой характеристики являются данные, полученные в ходе проектирования самой машины, которые представлены в табл. 1.

Результаты математического исследования упругих характеристик ПГА представлены на рис. 4, где видно,

что полученная характеристика при дополнительной пневматической камере (линия 2, рис. 4) имеет более пологий вид по сравнению с конструкцией без нее (линия 1, рис. 4), что приводит к существенному снижению жёсткости упругого элемента в конце хода подвески.

Пересечение линий в точке статической нагрузки объясняется тем, что в качестве исходных для расчёта параметров пневматической системы амортизатора было принято расчётное усилие при статической нагрузке P_{st} снаряженного автомобиля. От него рассчитываются усилия динамического сжатия S_c и отбоя S_{ds} . Положение статической нагрузки зависит от заданного первоначально давления газа и его объёма в камерах. Из чего следует, что параметры упругой характеристики могут варьироваться.

РЕЗУЛЬТАТЫ ПРАКТИЧЕСКОГО ИССЛЕДОВАНИЯ КОЛЕБАТЕЛЬНЫХ ПРОЦЕССОВ МАСС МАШИНЫ

Снижение жёсткости подвески за счёт подключения дополнительной камеры с газом существенно снижает жёсткость и максимальные силы в подвеске, что уменьшает силовое воздействие и собственную частоту колебаний кузова, увеличивая относительный коэффициент затухания колебаний кузова и колёс. В результате следует ожидать улучшения всей динамики колебаний машины. Для этого была разработана линейная двухмассовая математическая модель одноопорной подвески (3), в которой нелинейные характеристики ПГА были заменены линейными (см. рис. 4 и табл. 2), при этом пробой подвески на ходе сжатия и отрыв колеса от дороги на ходе отбоя не учитывались, поскольку их возникновения маловероятны. Исследование данной модели проводилось в программной среде Mathcad с использованием численного метода Рунге-Кутты с адаптированным шагом интегрирования.

Таблица 1. Исходные данные для построения упругой характеристики подвески на базе шасси грузового автомобиля КАМАЗ 43502 в снаряженном состоянии

Table 1. Initial data for construction of elastic characteristics of suspension on the basis of KAMAZ 43502 truck chassis in loaded condition

Параметр	Значение
Подрессоренная масса, приходящая на заднее колесо, кг	3071,00
Неподрессоренная масса, приходящая на заднее колесо, кг	629,00
Статическая нагрузка, приходящая на заднее колесо, кН	30,10
Статический ход подвески, м	0,14
Динамический прогиб подвески, м	0,14
Ход подвески, при котором срабатывает буфер сжатия, м	0,21
Ход подвески, при котором срабатывает буфер отбоя, м	0,03
Полный ход подвески, м	0,28
Жёсткость пневмошины КАМА-УРАЛ 390/95R20, Н/м	$8,19 \cdot 10^5$
Коэффициент сопротивления шины КАМА-УРАЛ 390/95R20, Н-с/м	$6,60 \cdot 10^{-4}$
Передаточное число подвески	1,10

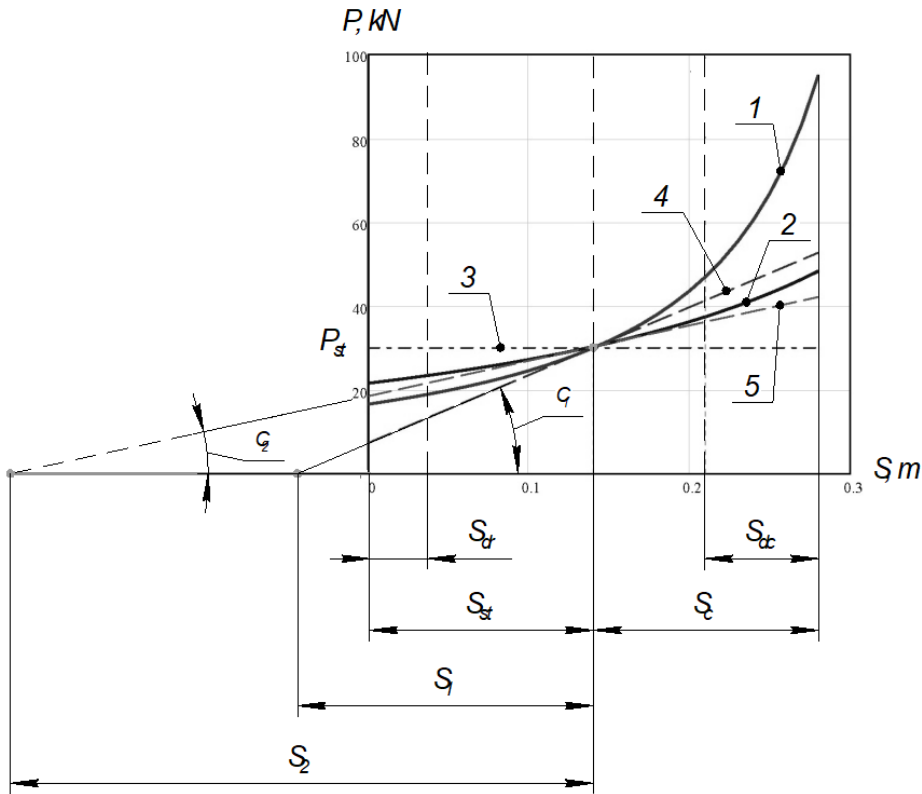


Рис. 4. Результаты моделирования упругой характеристики ПГА: 1 — сила газовой пружины без дополнительной камеры; 2 — сила газовой пружины с дополнительной камерой; 3 — линия, показывающая положение амортизатора под статической нагрузкой; 4 — касательная линия к статической нагрузке, возникающая в конструкции без дополнительной камеры; 5 — касательная линия к статической нагрузке, возникающая в конструкции с дополнительной камерой; S_{dr} — ход отбоя; S_c — ход сжатия; S_{dc} — ход подвески, при котором срабатывает буфер отбоя; S_{st} — статический ход; C_1 — угол наклона к касательной линии 4; C_2 — угол наклона к касательной линии 5; S_1 и S_2 — приведенные статические прогибы.

Fig. 4. Results of modeling the elastic characteristic of the PGA: 1 — gas spring force without additional chamber; 2 — gas spring force with additional chamber; 3 — line showing the shock absorber position under static load; 4 — tangent line to the static load occurring in the design without additional chamber; 5 — tangent line to the static load occurring in the structure with additional chamber; S_{dr} — rebound stroke; S_c — compression stroke; S_{dc} — suspension stroke at which the rebound buffer is activated; S_{st} — static stroke; C_1 — angle of inclination to the tangent line 4; C_2 — angle of inclination to the tangent line 5; S_1 and S_2 — reduced static deflections.

Таблица 2. Параметры подвески с установленными ПГА грузового автомобиля КАМАЗ 43502

Table 2. Suspension parameters with installed PGA of KAMAZ 43502 truck

Параметр	Значение	
	ПГА с доп-ой камерой	ПГА без доп-ой камеры
Жёсткость упругого элемента амортизатора при статической нагрузке, кН/м	73,70	150,30
Жёсткость упругого элемента амортизатора при конечном ходе подвески, кН/м	177,60	1581,00
Коэффициент сопротивления амортизатора, Н·с/м	8403,00	12520,00
Частота парциальных низкочастотных колебаний кузова, Гц	0,78	1,11
Круговая частота собственных колебаний неподрессоренной массы, Гц	6,00	6,25
Коэффициент затухания колебаний поддрессоренной массы, рад/с	1,37	2,04
Коэффициент аperiodичности задней поддрессоренной массы	0,28	0,29
Относительный коэффициент затухания колебаний неподрессоренной массы	0,18	0,29
Коэффициент поглощающей способности упругого элемента амортизатора	1,60	3,16

При исследовании неустановившихся колебаний, полученных путём смоделированной единичной неровности, устанавливались нулевые начальные условия, позволяющие не учитывать неровности прилегающего участка дороги. При изучении установившихся колебаний, получение путём смоделированной синусоидальной неровности, также устанавливались нулевые начальные условия, однако данные неровности имеют установившийся характер на всем рассматриваемом участке дороги. Кинематическое возмущение колебаний со стороны дороги для обоих исследуемых случаев задано функцией и ее производной, описанных уравнениями (4)–(7).

Графическая интерпретация результата численного расчёта проезда единичной неровности высотой 0,08 м и длиной 3 м со скоростью движения ТТМ в 30 км/ч приведена на рис. 5.

Полученные кривые затухающих колебаний масс машины показывают, что наибольшие перемещения масс

машины возникают в момент проезда неровности, а после съезда колеса с неровности колебания приобретают затухающий характер. Перемещение поддрессоренной массы (линия Z2, рис. 5, а и с) имеет сдвиг по фазе относительно неподдрессоренных масс (линия Z1, рис. 5, а и с), обусловленный тем, что при наезде на неровность сначала происходит движение неподдрессоренной массы, а затем самого кузова. При этом перемещение неподдрессоренных масс в момент проезда неровности в случае применения предлагаемого ПГА не превышает заданную высоту неровности, колесо копирует профиль неровности.

Однако в случае применения ПГА без дополнительной пневматической камеры (см. рис. 5, с) в момент наезда на неровность перемещения кузова достигают высоких значений и превышают высоту самой неровности. После проезда неровности наблюдаются продолжительные по времени колебательные процессы масс. Ускорение кузова при этом достигает высоких значений (см. рис. 5, d),

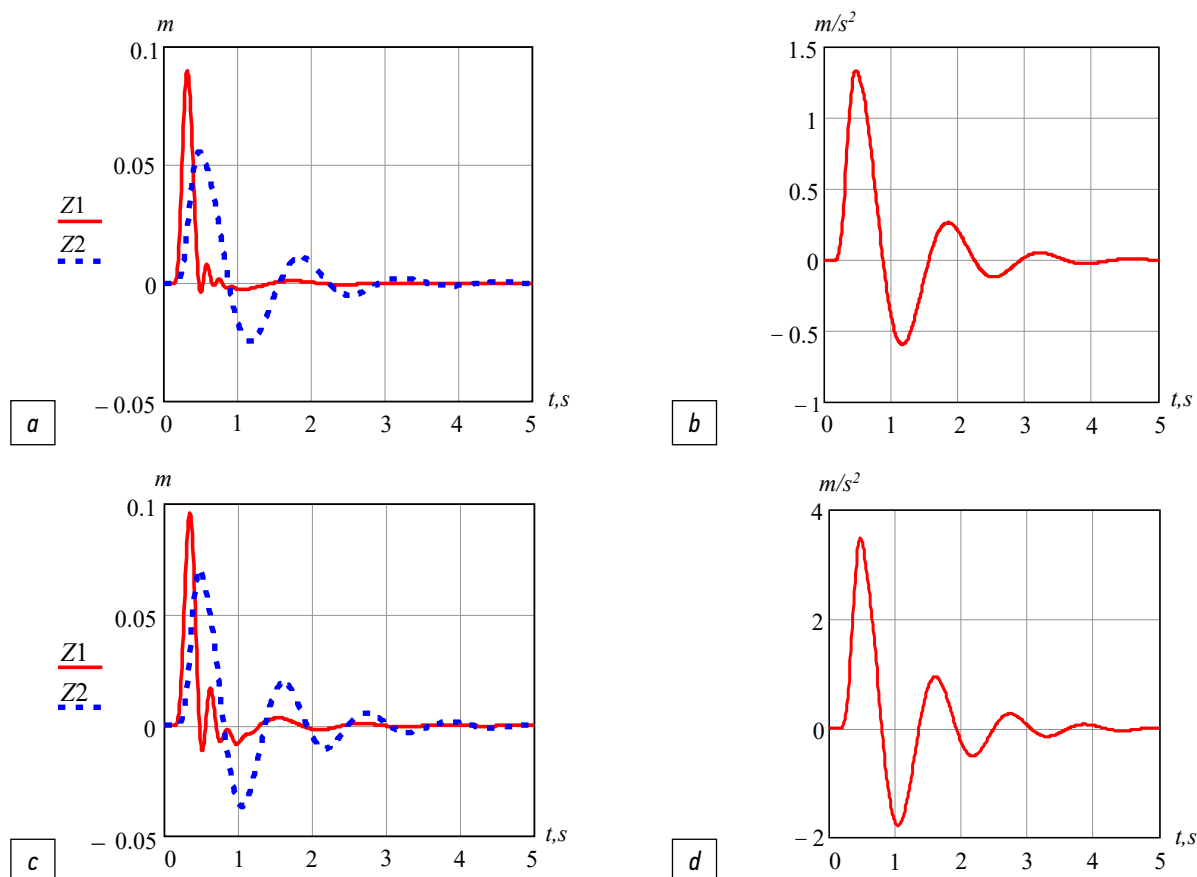


Рис. 5. Неустановившийся колебательный процесс масс машины по времени t (сек.), полученный в результате проезда единичной неровности: Z1 и Z2 — перемещение неподдрессоренной и поддрессоренной массы; а — перемещение (ход) масс машины с установленным в подвеску амортизатора, имеющий дополнительную пневмокамеру; б — ускорение поддрессоренной массы в случае использования амортизатора с дополнительной пневмокамерой; с — перемещение (ход) масс машины с установленным в подвеску амортизатора, не имеющего дополнительную пневмокамеру; д — ускорение поддрессоренной массы в случае использования амортизатора без дополнительной пневмокамеры.

Fig. 5. Unsteady oscillatory process of the mass of the machine in time t (sec.), resulting from the passage of a single bump: Z1 and Z2 — displacement of unsprung and sprung masses; а — displacement (stroke) of the machine masses without the additional chamber; б — acceleration of the body without the additional chamber; с — displacement (stroke) of the car masses with the additional chamber; д — acceleration of the body with the additional chamber.

которое приводит к повышению утомляемости водителя, в результате ему приходится снижать скорость движения ТТМ, чтобы уменьшить неприятные ощущения, вызванные неровностью дороги.

В случае же применения ПГА с дополнительной пневматической камерой (см. рис. 5, а) в момент наезда на неровность перемещения кузова не превышают высоту неровности и снижены на 15,8% по сравнению конструкции без пневматической камеры. Пробоя подвески не происходит, т. к. перемещение неподрессоренной массы не превышает максимального значения динамической деформации подвески, выбранной при моделировании и равной 0,14 м. После съезда колеса с неровности свободные колебания затухают в течение четырех секунд. Ускорения кузова, представленные на рис. 4, б, в значительной степени снизились в 2,6 раз, что показывает эффективную поглощающую способность предлагаемого ПГА. В результате водителю не приходится замедлять движение, т.к.

данная неровность не оказывает на него утомляющего эффекта. Так, согласно проведенным исследованиям [1], максимальные значения виброускорений у грузовых автомобилей достигают $4...5 \text{ м/с}^2$. В рассматриваемом случае пиковое значение ускорения кузова составляет $1,35 \text{ м/с}^2$, что указывает на эффективность применения предлагаемого ПГА.

Графическая интерпретация результата численного расчета проезда синусоидальной неровности, характеризующая как наиболее нагруженный режим работы подвески — движение по «гребёнке», представлена на рис. 6. Высота данной неровности была задана в 0,08 м, а ее длина 3 м с частотой возмущения $\omega_q = 17,45 \text{ с}^{-1}$, что соответствует скорости движения ТТМ в 30 км/ч.

Анализ полученных установившихся колебательных процессов масс машины показал, что в случае применения предлагаемого ПГА перемещение колеса не превышает высоты неровности. Как и в случае проезда единичной

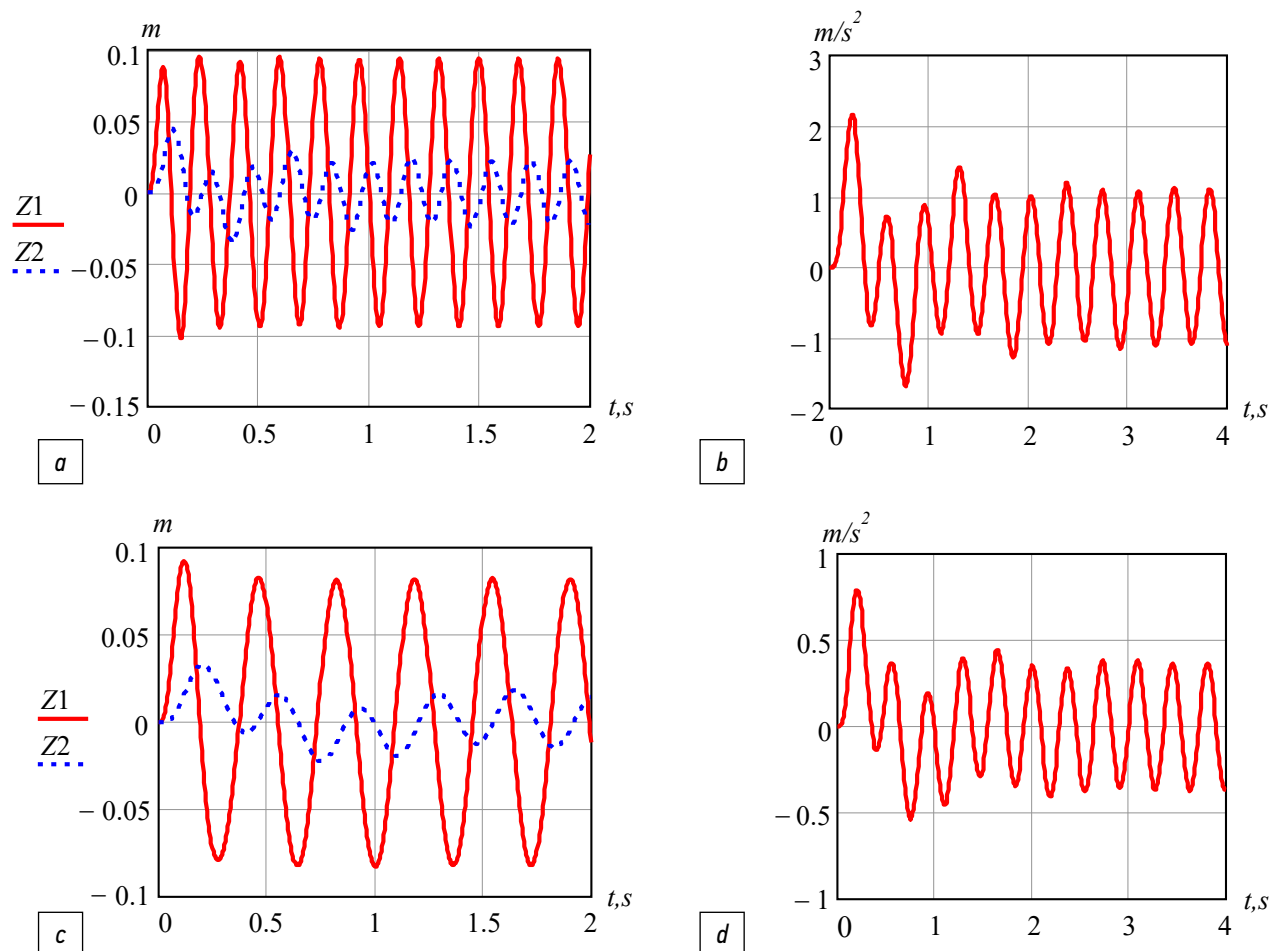


Рис. 6. Характеристика установившихся колебательных процессов масс машины по времени t (сек.), полученные в результате проезда синусоидальной неровности: $Z1$ и $Z2$ — перемещение неподрессоренной и поддрессоренной массы; a — перемещение (ход) масс автомобиля без дополнительной камеры; b — ускорение кузова без дополнительной камеры; c — перемещение (ход) масс автомобиля с учетом дополнительной камеры; d — ускорение кузова с учетом дополнительной камеры.

Fig. 6. Characteristics of steady-state oscillatory processes of the car masses by time t (sec.), obtained as a result of passing a sinusoidal bump: $Z1$ and $Z2$ — displacement of unsprung and sprung masses; a — displacement (stroke) of the car masses without an additional chamber; b — acceleration of the body without an additional chamber; c — displacement (stroke) of the car masses taking into account an additional chamber; d — acceleration of the body taking into account an additional chamber.

неровности наблюдается сдвиг фаз масс машины. Колебания масс машины приобретают установившийся характер после переходного процесса, который примерно равен 1-ой секунде. Перемещения масс машины и их ускорения достигают высоких значений в момент наезда на неровность.

Применение ПГА с дополнительной пневматической камерой (см. рис. 6, с и d) позволяет получить более установившийся характер колебаний масс машины после переходного процесса и обеспечить постоянный контакт колеса с дорогой. Колёса в данном случае полностью копируют неровность, что приводит к снижению перемещений кузова на 25%, а следовательно, и его ускорений в 2,6 раза. Пиковые значения ускорения кузова в момент переходного процесса достигают $0,8 \text{ м/с}^2$, которое значительно меньше максимального значения виброускорений у грузовых автомобилей — $4...5 \text{ м/с}^2$ [1]. После переходного процесса достигает значений $0,4 \text{ м/с}^2$, что позволяет двигаться по данной неровности на протяжении 480 минут без снижения утомляемости водителя согласно установленным требованиям по вертикальным ускорениям с определённым временем воздействия на человека, представленных в ГОСТ 31191.1-2004 [1–3, 39, 40]. В случае движения машины с предлагаемым ПГА с резонансной скоростью в $8,6 \text{ км/ч}$, при проезде единичной неровности увеличиваются перемещения поддресоренных масс до $0,11 \text{ м}$, что приводит к увеличению значений ускорений этих масс до $2,6 \text{ м/с}^2$. А при проезде синусоидальных неровностей пиковые значения ускорений поддресоренных масс будут составлять $3,2 \text{ м/с}^2$. Данные значения позволяют машине двигаться по данной неровности на протяжении 60 мин. Однако движение в резонансном режиме приведет к повышенным нагрузкам на агрегаты и узлы машины, и к неприятным ощущениям у водителя и пассажиров.

Анализ моделирования показывает, что амплитуда колебаний зависит от частоты возмущения, следовательно, от скорости движения ТТМ, а также от длины неровности.

РЕЗУЛЬТАТЫ ПРАКТИЧЕСКОГО ИССЛЕДОВАНИЯ СТАТИЧЕСКОЙ ПОПЕРЕЧНОЙ УСТОЙЧИВОСТИ МАШИНЫ НА КОСОГОРЕ

Снижение жёсткости упругого элемента может привести к снижению устойчивости машины при движении по косоугору. Рассмотрим, как дополнительная пневматическая камера влияет на устойчивость машины. Для этого воспользуемся расчётной схемой, представленной на рис. 3. Исходными данными будут являться значения жёсткости ПГА и пневмошин, представленных в табл. 2 и 3. При этом рассмотрим наиболее опасный случай, когда угол крена кузова достигает максимального значения в момент разгрузки одной стороны и нагрузки другой стороны.

Таблица 3. Исходные данные для определения устойчивости машины на косоугоре

Table 3. Initial data for determination of machine stability on slope

Параметр	Значение
Расстояние установки упругих элементов подвески (ПГА), м	0,57
Средняя колея шин, м	1,92
Высота центра масс, м	0,98
Угол крена кузова, град	8,40

При использовании одномассовой модели рассматриваемой машины с углом крена кузова $8,4^\circ$, имитирующий наиболее опасный случай, были получены следующие значения: коэффициент поперечной устойчивости — $0,932$ и критический угол косоугора по боковому опрокидыванию — 43° . А эти же значения, полученные по предложенной в ГОСТ 31507-2012 методике, следующие: $0,98$ и 38° . При этом, угол крена кузова имеет следующие расчетное значение — $6,5^\circ$. По полученным результатам видно, что при повышении угла крена, приближенному к критическому значению, снижается коэффициент поперечной устойчивости, но при этом угол поперечного наклона дороги превышает угол статической устойчивости по боковому опрокидыванию, полученный без учёта упругих свойств ПГА и пневмошин. Это показывает значимость подобного подхода к оценке статической устойчивости машины с учетом характеристик элементов подвески и пневмошин.

Полученная зависимость жёсткости упругого элемента подвески от угла статической устойчивости в виде предлагаемого технического решения, представленная на рис. 7 и смоделированная в программной среде Mathcad [36], показывает, что снижение жесткости упругого элемента ПГА не приводит к сильному снижению угла статической устойчивости и даже превышает нормативные значения. Однако если применить метод отключения дополнительной пневматической камеры путём установки регулирующего пневматического клапана между сообщением основной и дополнительной пневматической камерой на ПГА, расположенных в сторону склона, то это существенно повысит угол статической устойчивости до 44° . Согласно представленному графику (см. рис. 7) значения жёсткости в диапазоне от $50...1000 \text{ кН/м}$ оказывают влияние на угол статической устойчивости на косоугоре, дальнейшее же увеличение жёсткости упругого элемента не приводит к изменению устойчивости ТТМ.

Рассматриваемый случай имеет условие статики. В случае динамики с учётом раскачки поддресоренных масс на упругих элементах подвески угол устойчивости может быть ниже. Но поскольку колебания с предлагаемым ПГА меньше, то и динамическая устойчивость практически не изменится.

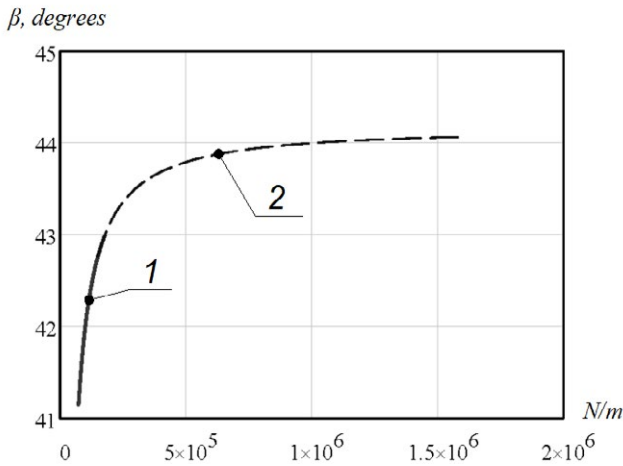


Рис. 7. Влияние жёсткости упругого элемента амортизатора на статическую поперечную устойчивость машины на косо­го­ре: 1 — зависимость при использовании ПГА с дополнительной пневматической камерой; 2 — зависимость при использовании ПГА без дополнительной пневматической камеры.
Fig. 7. Influence of the stiffness of the elastic element of the shock absorber on the static transverse stability of the machine on a slope: 1 — dependence when using a PHA with an additional pneumatic chamber; 2 — dependence when using a PHA without an additional pneumatic chamber.

В табл. 4 представлены результаты расчётов углов по боковому скольжению при различных типах поверх­но­стях дорог и их состояний, которые встречаются в усло­виях бездорожья. Данные значения получены для шин высокой проходимости КАМА-УРАЛ 390/95R20 [41], ко­торые устанавливаются на шасси грузового автомобиля КАМАЗ 43502.

Как видно по полученным результатам, представ­ленных в табл. 1, максимальное значение угла боко­вого скольжения равняется 35°, которое значительно меньше полученного значения угла статической устой­чивости по боковому опрокидыванию 43°, это приводит к плавному сползанию машины с косо­го­ра, а не к опро­кидыванию, то есть выполняется условие (14), повышая тем самым безопасность эксплуатации ТТМ в условиях бездорожья.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Безопасность движения ТТМ в условиях бездорожья обусловлена совокупностью параметров машины и их со­отношений в колебательной системе. Представленные ме­тодики расчётов колебательных систем позволяют рассмо­треть протекающие колебательные процессы в системе, оценить влияние дополнительной пневматической камеры ПГА на данные процессы и на главные показатели без­опасности движения в условиях бездорожья.

В результате проведенного исследования было уста­новлено, что в случае проезда единичной неровности предлагаемому ПГА удалось снизить перемещения кузова

в момент наезда на неровность на 15,8% и его ускорения в 2,6 раз. Также удалось достичь полного гашения колеба­тельного процесса масс машины уже в четвертом периоде. Колесо копирует профиль неровности без возникновения пробоя подвески.

В случае наиболее нагруженных условиях дви­жения — движение по синусоидальной неровности, имитирующую «гребенку», удалось в значительной сте­пени стабилизировать колебательный процесс масс ма­шины. Колеса копируют волновые неровности без воз­никновения пробоя подвески, что приводит к снижению перемещений кузова на 25%, а ускорения кузова в мо­мент установившегося колебательного процесса и вовсе удалось снизить в 2,6 раза. В результате чего ТТМ дви­жется по данным неровностям со скоростью 30 км/ч на протяжении 480 минут без повышения утомляемости водителя.

Установлено, что такие параметры как скорость дви­жения ТТМ по неровностям, частота воздействий данных неровностей и их длин в значительной степени сказыва­ются на колебательной системе.

Представленная методика оценки статической устойчивости машины на косо­го­ре позволяет оценить

Таблица 4. Углы по боковому скольжению при различных типах поверхностях дорог и их состоянии

Table 4. Side slip angles for different types of road surfaces and their state

Тип покрытия и его состояние	Угол бокового скольжения, градусы
Булыжное сухое	35,0
Щебёночное:	
сухое	35,0
мокрое	28,8
Грунтовое:	
сухое	31,0
мокрое	26,6
переувлажнённое	16,7
Песчаное:	
сухое	16,7
мокрое	26,6
Суглинистое:	
сухое	26,6
мокрое	24,2
переувлажнённое	14,0
Снежное:	
рыхлое	21,8
укатанное	26,6
Обледелое	5,7

устойчивость машины с учётом упругой характеристики элементов подвески и самых пневмошин. В результате проведенного исследования было установлено, что при максимальном допустимом угле крена кузова в $8,4^\circ$ угол статической устойчивости по боковому опрокидыванию достигает значения 43° , что на 13,2% больше значения, полученного в методике, представленной в ГОСТ 31507-2012.

Установлено, что влияние жёсткости упругого элемента ПГА существенно сказывается на показатель угла статической устойчивости по боковому опрокидыванию в диапазоне 50...1000 кН/м, а дальнейшее повышение жесткости незначительно сказывается на устойчивости, однако приводит к снижению показателей плавности хода. При этом динамическая устойчивость не претерпевает значительных изменений.

ДОПОЛНИТЕЛЬНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Вклад автора. Р.Р. Букиров — разработка технического решения в виде пневмогидравлического амортизатора с дополнительной пневматической камерой, разработка методики математического моделирования двухмассовых одноопорных колебательных систем при установившихся и неуставившихся колебаниях, разработка математического аппарата для оценки поперечной устойчивости машины с учётом упругой характеристики элемента подвески и самых пневмошин, поиск публикаций по теме статьи, написание текста рукописи, редактирование текста рукописи, создание изображений. Автор подтверждает соответствие своего авторства международным критериям ICMJE (автор внес существенный вклад в разработку концепции, проведение исследования и подготовку статьи, прочёл и одобрил финальную версию перед публикацией).

Источник финансирования. Автор заявляет об отсутствии внешнего финансирования при проведении исследования и подготовке публикации.

Конфликт интересов. Автор декларирует отсутствие явных и потенциальных конфликтов интересов, связанных с проведенным исследованием и публикацией настоящей статьи.

Благодарности. Автор выражает благодарность рецензенту, за ценные комментарии и замечания, способствовавшие улучшению данной статьи для её публикации в журнале.

ADDITIONAL INFORMATION

Author's contribution. R.R. Bukirov — development of a technical solution in the form of a pneumohydraulic shock absorber with an additional pneumatic chamber, development of a methodology for mathematical modeling of two-mass single-axis oscillating systems under steady and unsteady oscillations, development of a mathematical apparatus for estimating the transverse stability of the machine taking into account the elastic response of the suspension element and the most pneumatic tires, search for publications on the topic of the article, writing the manuscript text, editing the manuscript text, creating images. The author confirms the compliance of his authorship with the ICMJE international criteria (the author has made a significant contribution to the conceptualization, research and preparation of the article, read and approved the final version before publication).

Competing interests. The author declares that they have no competing interests.

Funding source. The author declares that there was no external funding when conducting the research and preparing the publication.

Acknowledgments. The author expresses gratitude to the reviewer for valuable comments and remarks that contributed to the improvement of this article for its publication in the journal.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Новиков В.В., Рябов И.М., Чернышов К.В. Виброзащитные свойства подвесок автотранспортных средств. Москва, Вологда: Инфра-Инженерия, 2021. EDN: FRSPKX
- Новиков В.В., Чернышов К.В., Поздеев А.В. и др. Комбинированные демпфирующие системы в подвесках автотранспортных средств. Москва, Вологда: Инфра-Инженерия, 2024.
- Новиков В.В., Чернышов К.В., Поздеев А.В. Расчет систем поддрессирования автотранспортных средств: учебник. Москва, Вологда: Инфра-Инженерия, 2024.
- Repin S.V., Bukirov R.R., Vasilieva P.V. Study on effects of damping characteristics of base chassis suspension on operational safety of transport and handling machinery // Transportation Research Procedia: 14, Saint Petersburg, 21–24 октября 2020 года. Saint Petersburg, 2020. P. 574–581. doi: 10.1016/j.trpro.2020.10.069 EDN: MTWSYN
- Repin S., Bukirov R., Vorontsov I., et al. Improving the movement smoothness of a mobile repair shop for machinery servicing in the Arctic // Transportation Research Procedia, St. Petersburg, 02–04 июня 2021 года. St. Petersburg, 2021. P. 553–561. doi: 10.1016/j.trpro.2021.09.084 EDN: DJBMGB
- Букиров Р.Р. Моделирование процессов демпфирования подвески транспортно-технологических средств на базе автомобильных шасси в Арктических условиях эксплуатации. В кн.: Техническое обеспечение доступности арктических регионов: Материалы III Всероссийского научного семинара, Санкт-Петербург, 27 октября 2022 года. Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет, 2022. С. 57–65. EDN: EAMVYY
- Дубровский А.Ф., Абрамов М.И., Сакулин Ю.А. Выбор параметров подвески грузовых автомобилей «Урал» для повышения скорости движения по изношенным грунтовым

дорогам // Вестник Оренбургского государственного университета, 2014. № 10(171). С. 66–75. EDN: TPNREB

8. Репин С.В., Масленников Н.А., Орлов Д.С., и др. Исследование процессов обеспечения плавности хода транспортно-технологических машин на базе шасси грузовых автомобилей в сложных дорожных условиях // Транспортное, горное и строительное машиностроение: наука и производство, 2023. № 23. С. 76–84. doi: 10.26160/2658-3305-2023-23-76-84 EDN: UMNJWF

9. Раймпель Й. Шасси автомобиля: Амортизаторы, шины и колеса. М.: Машиностроение, 1986.

10. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. Колебания и плавность хода. М.: Машиностроение, 1972.

11. Аблаев Р.Р., Черноморец Д.И. Влияние состояния пневматической подвески на устойчивость и управляемость транспортного средства // Международный журнал гуманитарных и естественных наук, 2021. № 4–1(55). С. 10–13. doi: 10.24412/2500-1000-2021-4-1-10-13 EDN: UWEFHA

12. Тарасик В.П. Теория движения автомобиля. Санкт-Петербург: БХВ-Петербург, 2022. EDN: FOWIQZ

13. Агейкин Я.С. Проходимость автомобилей. М.: Машиностроение, 1981.

14. Мишута Д.В., Михайлов В.Г. Влияние конструктивных параметров автомобиля и его подвески на устойчивость и управляемость штабной машины // Вестник Белорусско-Российского университета, 2013. № 3(40). С. 30–36. doi: 10.53078/20778481_2013_3_30 EDN: RRYLSR

15. Сафиуллин Р.Н., Керимов М.А., Валеев Д.Х. Конструкция, расчёт и эксплуатационные свойства транспортных и транспортно-технологических машин. Санкт-Петербург: Лань, 2022. EDN: YIIXXP

16. Тинт Н.В., Алакин В.М. Исследование влияния крена кузова на поперечную устойчивость грузового фургона при повороте // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева, 2022. № 3(138). С. 106–113. doi: 10.46960/1816-210X_2022_3_106 EDN: SMGIQF

17. Кривцов С.Н., Кривцова Т. И., Степанов Н.В. Испытания колёсных машин. Молодежный: ИрГАУ, 2020.

18. Самусенко М.Ф. Конструирование и расчет большегрузных транспортных средств. Конструирование и расчет подвесок. Подвижность и устойчивость. Москва: МАДИ, 1984.

19. Фомин В.М. Автомобили. Теория эксплуатационных свойств автомобилей. Москва: РУДН, 2008.

20. Чернышов К.В., Рябов И.М., Новиков В.В., и др. Динамика движения. Регулируемые подвески. Москва; Вологда: Инфа-Инженерия, 2023.

21. Дербаремдикер А.Д. Гидравлические амортизаторы автомобилей. М.: Машиностроение, 1969.

22. Патент РФ на полезную модель № 204114 / 07.05.2021. Бюл. № 13. Артемьев В.Н., Репин С.В., Добромиров В.Н., Букиров Р.Р. и др. Пневмогидравлический амортизатор. EDN: BBBIHQ

23. Сафонов Р.А. Типичные дефекты верхнего дорожного покрытия в России // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия: Строительство и архитектура, 2020. Т. 20, № 2. С. 75–84. doi: 10.14529/build200210 EDN: WQYSOM

24. Taberlet, N., Morris, S.W., McElwaine, J.N. Washboard road: the dynamics of granular ripples formed by rolling wheels. *Physical review letters*. 2007. Vol. 99(6). doi: 10.1103/PhysRevLett.99.068003

25. Репин С.В., Добромиров В.Н., Орлов Д.С. Исследование упругой характеристики нового пневмогидравлического амортизатора // Вестник гражданских инженеров, 2019.

№ 5(76). С. 260–269. doi: 10.23968/1999-5571-2019-16-5-260-269 EDN: KIGLHH

26. Добромиров В.Н., Гусев Е.П., Карунин М.А., и др. Амортизаторы. Конструкция. Расчёт. Испытания. Москва: МГТУ «МАМИ», 2006.

27. Репин С.В., Добромиров В.Н., Орлов Д.С. и др. Исследование демпфирующей характеристики нового гидропневматического амортизатора // Вестник гражданских инженеров, 2020. № 2(79). С. 187–194. doi: 10.23968/1999-5571-2020-17-2-187-194 EDN: MYJPDN

28. Патент РФ на полезную модель № 194004/ 22.11.2019. Бюл. № 33. Репин С.В., Евтюков С.С., Орлов Д.С. Двухтрубный гидропневматический амортизатор. EDN: OTWWNB

29. Патент РФ на полезную модель № 208894 / 20.01.2022. Бюл. № 2. Репин С.В. Пневмогидравлический амортизатор. EDN: SEPQCX

30. Патент РФ на полезную модель № 204317/ 19.05.2021. Бюл. № 14. Репин С.В. Однотрубный гидропневматический амортизатор. EDN: IBGLNO

31. Патент РФ на полезную модель № 218675/ 05.06.2023. Бюл. № 16. Букиров Р.Р. Пневмогидравлический амортизатор с выносной пневматической камерой. EDN: QUJXCP

32. Рубан В.Г., Матва А.М. Решение задач динамики железнодорожных экипажей в пакете Mathcad. Ростов-на-Дону: РГУПС, 2009.

33. Рыков С.П. Основы теории неупругого сопротивления в пневматических шинах с приложениями. Санкт-Петербург: Лань, 2017. EDN: YTYEGM

34. Левковский Д.И., Макаров Р.И. Системный подход к исследованию и разработке информационных систем. Владимир: ВлГУ, 2010.

35. Волков И.В., Рубан В.Г. Сравнительные исследования динамических качеств вариантов экипажной части восьмиосного электровоза. В кн.: Вопросы конструирования и исследования магистральных и промышленных электровозов: сб. научн. тр. Тбилиси, 1990. С. 55–59.

36. Свидетельство РФ о гос. рег. программы для ЭВМ № 2024614880 / 29.02.2024. Букиров Р.Р. Программа расчёта поперечной статической устойчивости транспортно-технологических машин на кособоре, учитывающая характеристики подвески. EDN: GDPCR

37. ГОСТ 31507-2012. Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость. Технические требования. Методы испытаний. Введ. 2013-10-01. М.: Стандартиформ, 2013.

38. Свидетельство РФ о гос. рег. программы для ЭВМ № 2023683969 / 13.11.2023. Букиров Р.Р. Программа расчета и оценки энергоёмкости упругого элемента пневмогидравлического амортизатора с прогрессивной упругой характеристикой. EDN: HIPCSD

39. ГОСТ 31191.1-2004. Вибрация и удар. Измерение общей вибрации и оценка её воздействия на человека. Часть 1. Общие требования. Приложение В. Введ. 2018-02-01. М.: Стандартиформ, 2010.

40. Шеховцов В.В. Подрессоривание кабин колёсных и гусеничных машин. Москва, Вологда: Инфра-инженерия, 2023.

41. Технические характеристики шины КАМА-УРАЛ 390/95R20. [internet]. Дата обращения 16.01.2023. Режим доступа: https://www.td-kama.com/ru/tyre_catalog/213476/

REFERENCES

1. Novikov VV, Ryabov IM, Chernyshov K.V. *Vibration-protective properties of suspensions of motor vehicles*. Moscow, Vologda: Infra-Inzheneriya; 2021. (In Russ.) EDN: FRSPKX
2. Novikov VV, Chernyshov KV, Pozdeev AV, et al. *Combined damping systems in suspensions of motor vehicles*. Moscow; Vologda: Infra-Inzheneriya; 2024. (In Russ.)
3. Novikov VV, Chernyshov KV, Pozdeev AV. *Calculation of the systems of motor vehicles suspension*. Moscow; Vologda: Infra-Engineering; 2024. (In Russ.)
4. Repin SV, Bukirov RR, Vasilieva PV. Study on effects of damping characteristics of base chassis suspension on operational safety of transport and handling machinery. In: *Transportation Research Procedia*. 14, Saint Petersburg, October 21–24, 2020. Saint Petersburg; 2020:574–581. doi: 10.1016/j.trpro.2020.10.069 EDN: MTWSYH
5. Repin S, Bukirov R, Vorontsov I, et al. Improving the movement smoothness of a mobile repair shop for machinery servicing in the Arctic // *Transportation Research Procedia*, St. Petersburg, 02–04 June 2021. St. Petersburg, 2021:553–561. doi: 10.1016/j.trpro.2021.09.084 EDN: DJBMGB
6. Bukirov RR. Modeling of damping processes of suspension damping of transport-technological means on the basis of automobile chassis in the Arctic operating conditions. In: *Technical provision of accessibility of the Arctic regions: Proceedings of the III All-Russian scientific seminar, St. Petersburg, October 27, 2022*. St. Petersburg State University of Architecture and Civil Engineering, 2022:57–65. (In Russ.) EDN: EAMVYY
7. Dubrovskiy AF, Abramov MI, Sakulin YuA. Selection of suspension parameters of "Ural" trucks to increase the speed of movement on worn-out dirt roads. *Bulletin of Orenburg State University*. 2014;10(171):66–75 (In Russ.) EDN: TPNREB
8. Repin SV, Maslennikov NA, Orlov DS, et al. Investigation of the processes of smooth running of transport-technological machines based on truck chassis in difficult road conditions. *Transport, Mining and Construction Engineering: Science and Production*. 2023;23:76–84. (In Russ.) doi: 10.26160/2658-3305-2023-23-76-84 EDN: UMNUWF
9. Reimpel Y. *Car chassis: Shock absorbers, tires and wheels*. Moscow: Mashinostroenie; 1986 (In Russ.)
10. Rotenberg R.V. *Car suspension. Vibrations and smooth running*. M.: Mashinostroenie; 1972 (In Russ.)
11. Ablaev R.R., Chernomoretz D.I. Influence of pneumatic suspension condition on stability and controllability of the vehicle. *International Journal of Humanities and Natural Sciences*. 2021;4-1(55):10–13. (In Russ.) doi: 10.24412/2500-1000-2021-4-1-10-13 EDN: UWEFHA
12. Tarasik VP. *Theory of vehicle motion*. Saint Petersburg: BHV-Peterburg; 2022. (In Russ.) EDN: FOWIQZ
13. Ageykin YaS. *Passability of automobiles*. M.: Mashinostroenie; 1981. (In Russ.)
14. Mishuta DV, Mikhailov VG. Influence of design parameters of the car and its suspension on the stability and controllability of the staff car. *Bulletin of the Belarusian-Russian University*. 2013;3(40):30–36. (In Russ.) doi: 10.53078/20778481_2013_3_30 EDN: RRYLSR
15. Safiullin RN, Kerimov MA, Valeev DH. *Design, calculation and operational properties of transport and transportation-technological machines: training manual*. St. Petersburg: Lan; 2022. (In Russ.) EDN: YIIXXP
16. Tint NV, Alakin VM. Investigation of the influence of the body roll on the transverse stability of a cargo van when turning. *Proceedings of R.E. Alekseev NSTU*. 2022;3(138):106–113. (In Russ.) doi: 10.46960/1816-210X_2022_3_106 EDN: SMGIQF
17. Krivtsov SN, Krivtsova TI, Stepanov NV. *Testing of wheeled machines: training manual*. Molodezhny: IrGAU; 2020. (In Russ.)
18. Samusenko MF. *Design and calculation of heavy-duty vehicles. Design and calculation of suspensions. Mobility and stability: training manual*. Moscow: MADI; 1984. (In Russ.)
19. Fomin VM. *Automobiles. Theory of operational properties of automobiles*. Moscow: RUDN; 2008. (In Russ.)
20. Chernyshov KV, Ryabov IM, Novikov VV, et al. *Dynamics of motion. Adjustable suspensions: training manual*. Moscow; Vologda: Infra-Inzheneriya; 2023. (In Russ.)
21. Derbaremdiker AD. *Hydraulic shock absorbers of automobiles*. M.: Mashinostroenie, 1969. (In Russ.)
22. Patent RUS for useful model № 204114/ 07.05.2021. Bull. №. 13. Artemyev V.N., Repin S.V., Dobromirov V.N., Bukirov R.R. et al. *Pneumohydraulic shock absorber*. (In Russ.) EDN: BBBIHQ
23. Safonov R.A. Typical defects of the upper road surface in Russia. *Bulletin of the South Ural State University. Series: Construction and Architecture*. 2020;20(2):75–84. (In Russ.) doi: 10.14529/build200210 EDN: WQYSOM
24. Taberlet N, Morris SW, McElwaine JN. Washboard road: the dynamics of granular ripples formed by rolling wheels. *Physical review letters*. 2007;99(6). doi: 10.1103/PhysRevLett.99.068003
25. Repin SV, Dobromirov VN, Orlov DS. Investigation of the elastic characteristic of a new pneumohydraulic shock absorber. *Bulletin of Civil Engineers*. 2019;5(76):260–269. (In Russ.) doi: 10.23968/1999-5571-2019-16-5-260-269 EDN: KIGLHH
26. Dobromirov VN, Gusev EP, Karunin MA, et al. *Shock absorbers. Design. Calculation. Testing*. Moscow: MG TU «MAMI»; 2006. (In Russ.)
27. Repin SV, Dobromirov VN, Orlov DS, et al. Investigation of Damping Characteristic of a New Hydropneumatic Shock Absorber. *Vestnik of Civil Engineers*. 2020;2(79):187–194. (In Russ.) doi: 10.23968/1999-5571-2020-17-2-187-194 EDN: MYJPDN
28. Patent RUS for useful model № 194004 / 22.11.2019. Bull. №. 33. Repin SV, Evtukov SS, Orlov DS. *Two-tube hydropneumatic shock absorber*. (In Russ.) EDN: OTWWNB
29. Patent RUS for useful model № 208894 / 20.01.2022. Bull. №. 2. Repin SV. *Pneumohydraulic shock absorber*. (In Russ.) EDN: SEPQCX
30. Patent RUS for useful model № 204317 / 19.05.2021. Bull. №. 14. Repin SV. *Single-tube hydropneumatic shock absorber*. (In Russ.) EDN: IBGLNO
31. Patent RUS for useful model № 218675 / 05.06.2023. Bull. №. 16. Bukirov RR. *Pneumohydraulic shock absorber with a remote pneumatic chamber*. (In Russ.) EDN: QUJXCP
32. Ruban VG, Matva AM. *Solution of problems of dynamics of railway crews in Mathcad package: training manual*. Rostov on Don: RGUPS; 2009. (In Russ.)
33. Rykov SP. *Fundamentals of inelastic resistance theory in pneumatic tires with applications*. St. Petersburg: Lan; 2017. (In Russ.) EDN: YTYEGM
34. Levkovsky DI, Makarov RI. *System approach to research and development of information systems*. Vladimir: VIGU; 2010. (In Russ.)

35. Volkov IV, Ruban VG. Comparative studies of the dynamic qualities of the variants of the crew part of an eight-axle electric locomotive. In: *Design and research issues of mainline and industrial electric locomotives: Collection of scientific works*. Tbilisi; 1990;55–59. (In Russ.)

36. Certificate RUS of state registration of computer program № 2024614880 / 29.02.2024. Bukirov RR. *Program of calculation of transverse static stability of transport-technological machines on a slope, taking into account the characteristics of suspension*. (In Russ.)

37. GOST 31507-2012. Motor vehicles. Steerability and stability. Technical requirements. Test methods. Introduced. 2013-10-01. Moscow: Standardinform; 2013. (In Russ.)

38. Certificate RUS of state registration of computer program № 2023683969 / 13.11.2023. Bukirov RR.

Program of calculation and estimation of energy intensity of elastic element of pneumohydraulic shock absorber with progressive elastic characteristic. (In Russ.) EDN: HIPCSD

39. GOST 31191.1-2004. Vibration and shock. Measurement of total vibration and assessment of its effect on humans. Part 1. General requirements. Annex B. Introduced on 2018-02-01. Moscow: Standardinform, 2010. (In Russ.)

40. Shekhovtsov VV. *Podressorivanie kabinsnykh i caterpillarnykh machineries*. Moscow, Vologda: Infra-Engineering; 2023 (In Russ.)

41. Technical characteristics of the tire KAMA-URAL 390/95R20. [internet]. Accessed: 16.01.2023. Available from: https://www.td-kama.com/ru/tyre_catalog/213476/

ОБ АВТОРЕ

Букиров Роман Рустамович,

аспирант кафедры наземных транспортно-технологических машин;

адрес: Российская Федерация, 190005, Санкт-Петербург, 2-я Красноармейская ул., д. 4;

ORCID: 0009-0003-9303-3142;

eLibrary SPIN: 7768-2713;

e-mail: bukirov_r.r.-king@mail.ru

AUTHOR'S INFO

Roman R. Bukirov,

Postgraduate of the Ground Transport and Technological Machines Department;

address: 4 2nd Krasnoarmeyskaya street, 190005 Saint Petersburg, Russian Federation;

ORCID: 0009-0003-9303-3142;

eLibrary SPIN: 7768-2713;

e-mail: bukirov_r.r.-king@mail.ru