

УДК 629.33

EDN MOLOSF

МЕТОД МНОГОФАКТОРНОЙ МНОГОКРИТЕРИАЛЬНОЙ ОПТИМИЗАЦИИ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМЫ ПЕРВИЧНОГО ПОДРЕССОРИВАНИЯ КОЛЕСНОГО ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

М.В. Четвериков

ORCID: 0000-0003-3723-1171 e-mail: mihchet@gmail.com

Московский политехнический университет

Инновационный центр «КАМАЗ»

Москва, Россия

Разработан новый метод оптимизации конструктивных параметров первичных систем поддресоривания, позволяющий проводить ее по нескольким факторам и критериям. Целью является повышение эксплуатационной скорости движения транспортного средства (ТС) с выполнением нормативных требований по комфортабельности, управляемости и устойчивости при ограничениях со стороны системы поддресоривания путем подбора оптимальных конструктивных параметров подвески. Изучены факторы, влияющие на качества системы поддресоривания, проанализированы автомобильные стандарты методов оценки и испытаний плавности хода, управляемости и устойчивости ТС. Выявлены новые критерии оценки качества функционирования системы поддресоривания, позволяющие более полно оценить комфортабельность ТС. На этапе конструкторской проработки новый метод обеспечивает подбор характеристик устройств системы первичного поддресоривания для повышения эксплуатационных свойств автомобиля.

Ключевые слова: система поддресоривания; транспортные средства; подвеска; метод оптимизации; целевая функция; упругий элемент; демпфирующий элемент; направляющий аппарат; конструктивные параметры.

ДЛЯ ЦИТИРОВАНИЯ: Четвериков, М.В. Метод многофакторной многокритериальной оптимизации конструктивных параметров системы первичного поддресоривания колесного транспортного средства // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. 2026. № 2. С. 117-131. EDN MOLOSF

METHOD OF MULTIFACTOR MULTICRITERIA OPTIMIZATION OF DESIGN PARAMETERS OF PRIMARY SUSPENSION SYSTEM OF WHEELED VEHICLE

M.V. Chetverikov

ORCID: 0000-0003-3723-1171 e-mail: mihchet@gmail.com

Moscow Polytechnic University

KAMAZ Innovation Center LLC

Moscow, Russia

Abstract. The paper presented a novel method for optimizing the design parameters of primary suspension systems, allowing it to be carried out based on several factors and criteria. The objective of the study is to improve the operational driving speed of vehicles while ensuring compliance with regulatory requirements regarding comfort, handling and stability under constraints imposed by the suspension system through optimal selection of suspension design parameters. The factors influencing the quality of the suspension system were studied, and automotive standards for methods of assessing and testing the smoothness of the ride, handling and stability of vehicles were analyzed. New evaluation criteria for assessing the performance quality of the suspension system have been identified, allowing for a more complete assessment of vehicle comfort. At the design stage, the new method ensures the selection of characteristics of the primary suspension components to improve the vehicle's performance properties.

Key words: vehicle suspension system; transport means; suspension; optimization method; target function; elastic element; damping element; guiding apparatus; design parameters.

FOR CITATION: M.V. Chetverikov. Method of multifactor multicriteria optimization of design parameters of primary suspension system of wheeled vehicle. Transactions of NNSTU n.a. R.E. Alekseev. 2026. № 2. Pp. 117-131. EDN MOLOSF

Введение

Разработка метода оптимизации, позволяющего получить наилучшую конфигурацию конкретной системы с учетом ее взаимодействия с остальными системами автомобиля, является одной из наиболее актуальных задач современного автомобилестроения. В настоящей работе представлен метод оптимизации системы первичного поддрессоривания транспортного средства (ТС). Его разработка, в первую очередь, основывается на определении понятия «оптимальная подвеска». В идеале оптимальная система поддрессоривания предполагает отсутствие каких-либо колебаний и виброускорений поддрессоренной массы, вызванных неровностями дорожной поверхности. Однако в реальных ситуациях появляется ряд условий и ограничений: компоновка, конструкция, возможность изготовления, а также безопасность, управляемость и устойчивость. Тривиальный подход подразумевает нулевую жесткость, что является невыполнимым требованием и влечет за собой парадоксальный некорректный отказ от самой системы поддрессоривания.

Теория допускает управление системой поддрессоривания таким образом, чтобы поддрессоренная масса была полностью стабилизирована, и подобные алгоритмы известны [1]. Однако на практике этого недостаточно, поскольку на больших скоростях требуются частоты регулирования, которые возможно реализовать только в несжимаемых средах, таких как гидравлика [2, 3] и механика, что делает доступным управление демпфированием, а другими свойствами системы поддрессоривания – практически невозможным или нерациональным с точки зрения затрат энергии. В реальных конструкциях необходимо учитывать особенности и ограничения, накладываемые на систему поддрессоривания. Можно заключить, что оптимальной системой поддрессоривания необходимо считать такую подвеску, которая в конкретном ТС позволяет получить наилучшие показатели плавности хода, устойчивости и управляемости при удовлетворении всем накладываемым на нее требованиям. При этом необходимо четко обозначить данные требования, а также определить критерии оценки качества системы поддрессоривания. Последним посвящен ряд научных работ [4, 5], благодаря которым возможно сформировать те или иные наборы критериев оптимизации. Ограничения, накладываемые на систему поддрессоривания, имеют свои допустимые диапазоны, например, величину хода подвески. Подобные ограничения, допускающие варьирование и определяющие качество системы поддрессоривания, далее будем называть факторами оптимизации.

Таким образом, оптимизация системы поддрессоривания сводится к итерационному процессу испытаний объекта с варьированием факторов, на основании результатов которых строится целевая функция по набору критериев, и производится поиск ее экстремумов. Глобальный экстремум целевой функции будет обозначать оптимальный набор величин факторов оптимизации. Однако в данной постановке задачи присутствует ряд аспектов, которые необходимо уточнить.

Обоснование целевой функции, критериев качества для процедуры оптимизации конструктивных параметров

Под оптимизацией понимается процесс нахождения наилучшего варианта технического объекта в отношении заданного свойства. Он осуществляется путем изменения структуры или параметров объекта, называемых управляемыми или оптимизируемыми (далее – факторы оптимизации). Эффективность выбора факторов оценивается численной характеристикой *критерия оптимизации*; его зависимость от факторов оптимизации называется целевой функцией. Задача оптимизации системы поддрессоривания осложняется тем, что улучшение одного из свойств подвески ТС может привести к ухудшению другого ее свойства. В частности, снижение жесткости упругого элемента (УЭ) позволяет добиться повышения плавности хода, при этом нередко снижается управляемость и устойчивость ТС. В связи с этим,

оценка оптимизации системы поддрессирования ТС проводится одновременно по нескольким критериям, т.е. задача становится многокритериальной.

Оптимизация представляет собой процесс поиска глобального экстремума целевой функции отклика. Однако, в многокритериальной задаче оптимизации каждый критерий имеет свой тренд к снижению или увеличению его значений, т.е. их наилучшее значение минимально или максимально соответственно. Подобные различия в трендах вызовут ряд трудностей при оптимизации вплоть до невозможности ее проведения в силу того, что экстремум целевой функции будет неочевиден. Критерии качества должны иметь общий тренд к снижению их значений или к увеличению. В данном методе принимается тренд к снижению их значений в силу того, что основные методы оптимизации сводятся к поиску минимума целевой функции. Для тех критериев, которые имеют положительный тренд в их чистом виде, необходимо принять обратную величину их пороговых значений.

Система поддрессирования оказывает влияние на такие свойства ТС, как плавность хода, вибронегруженность, управляемость и устойчивость, в связи с чем необходимо рассматривать критерии оптимизации, основывающиеся на требованиях, предъявляемых к данным свойствам. В качестве критериев необходимо принять следующие.

1. *Величина уровня комфорта на сиденье водителя согласно ГОСТ 31191.1-2004 (ИСО 2631-1:1997)* [6]. Является полным среднеквадратичным значением скорректированного виброускорения, разложенного по 15 октавным полосам частот в диапазоне (0,7; 22,4) Гц и вычисляется по формуле:

$$a_v = (k_x^2 \cdot a_{wx}^2 + k_y^2 \cdot a_{wy}^2 + k_z^2 \cdot a_{wz}^2)^{1/2},$$

где a_{wx} , a_{wy} , a_{wz} – среднеквадратичные значения скорректированного виброускорения (м/с^2) вдоль направлений осей координат x , y , z , соответственно; k_x , k_y , k_z – весовые коэффициенты.

Сами среднеквадратичные значения скорректированного виброускорения вычисляются по формуле:

$$a_w = \left[\sum_i (W_i \cdot a_i)^2 \right]^{1/2},$$

где W_i – весовой коэффициент для i -ой третьоктавной полосы частот; a_i – среднеквадратичное значение виброускорения в i -ой третьоктавной полосе частот, м/с^2 .

Значение величины комфорта выражено в виде одного числа с размерностью ускорений (м/с^2) и не имеет конкретных границ допустимых значений для мест водителя и пассажиров. О повышении уровня комфорта свидетельствует снижение ее значения. Данный критерий позволяет обобщить показатели плавности хода по трем измеряемым направлениям; он вполне удобен для оценки, поскольку выражается в виде одного числа. Однако для комплексной оценки плавности хода его одного недостаточно в силу того, что в различных октавных полосах частот изменение одного фактора имеет разный характер влияния: на больших частотах плавность хода улучшается, на малых – ухудшается. Соответственно, необходимо дополнительный критерий, позволяющий отследить подобное явление;

2. *Величины вибронегруженности места водителя согласно ГОСТ 12.1.012-90* [7]. Нормируются величины уровня виброускорений L_{wi} в дБ на месте водителя, разложенных по пяти октавным полосам частот, рассчитываемые по формуле:

$$L_{wi} = 20 \cdot \lg \left(\frac{\text{СКО}_{ai}}{10^{-6}} \right),$$

где СКО_{ai} – действующее среднеквадратическое значение виброускорений в i -ой октавной полосе частот; 10^{-6} – пороговое значение.

Значения не должны превышать максимально допустимые величины виброускорений для восьмичасового рабочего дня водителя на каждой октавной полосе: до 121 дБ в диапазоне (0,7; 1,4) Гц, до 118 дБ в диапазоне (1,4; 2,8) Гц, до 115 дБ в диапазоне (2,8; 5,6) Гц, до 116 дБ в диапазоне (5,6; 11,2) Гц, до 121 дБ в диапазоне (11,2; 22,4) Гц – для уровня вертикальных виброускорений. Об улучшении уровня вибронегруженности свидетельствует снижение

ее значения. В данном случае достаточно рассматривать именно вертикальные виброускорения, поскольку они наиболее ярко отражают явление, связанное с различным характером функции отклика на разных октавных полосах частот при изменении одного фактора;

3. *Критерий, характеризующий риск возникновения «болезни движения» (укачивания) согласно ГОСТ 31191.1-2004 (ИСО 2631-1:1997) [6].* Критерии, описанные выше, рассматривают вибрацию на частотах свыше 0,5 Гц, однако колебания на частотах ниже 0,5 Гц также могут оказывать нежелательные воздействия на организм человека, вызывать дискомфорт и мешать нормальной деятельности. В большей степени такие низкочастотные колебания связаны с появлением «болезни движения», преимущественно для положения сидя или стоя. Критерий представляет собой безразмерную величину, характеризующую долю лиц, у которых укачивание может вызвать рвотную реакцию, выраженную в процентах. Рассчитать ее можно по формуле $K_m \cdot MSDV_z$, где K_m – константа, которая может меняться для разных групп людей, но для смешанной группы из взрослых мужчин и женщин, не адаптированных к действию низкочастотных колебаний, принимается равной 1/3; $MSDV_z = (a_w \cdot T_0)^{1/2}$ – значение дозы укачивания для длительности воздействия T_0 , м/с^{1,5}.

Данный критерий позволяет оценить риски возникновения морской болезни при повышении плавности хода ТС и имеет тренд к снижению своих значений, т.е. чем ниже доля лиц, подверженных укачиванию – тем лучше. При помощи этого критерия возможно ограничить снижение жесткости и демпфирования системы поддрессирования до адекватных значений и уйти от бесконтрольного спуска до нулевой жесткости. Необходимо отметить, что длительность измерений в данном испытании должна быть не менее 240 с.

4. *Обратная величина максимальной скорости выполнения маневра «поворот $R_n=35$ м» согласно ГОСТ 31507-2012 [8].* Испытание проводится при движении автомобиля с постоянной скоростью до совершения маневра с последующим поворотом рулевого колеса на необходимый угол для прохождения коридора. Регистрируется скорость ТС при входе в поворот. При успешном выполнении маневра испытание повторяется с более высокой скоростью. Стандарт устанавливает минимальное значение скорости выполнения испытания для автомобилей в зависимости от их категории, при недостижении которой испытание считается невыполненным.

Данный критерий необходим для оценки управляемости и устойчивости ТС в стационарном режиме движения. При этом необходимо учитывать угол поперечного крена, при превышении значения которого может возникнуть произвольная реакция водителя, направленная на уменьшение данного угла или риск опрокидывания ТС. Величина угла принимается равной 1,5° при боковом ускорении $a_{wy} = 1$ м/с² и 3° при боковом ускорении $a_{wy} = 2$ м/с² [9] (для категории ТС N2 и N3), и при ее достижении в процессе выполнения маневра испытание необходимо прекратить. Помимо этого, в ГОСТе существует требование отсутствия отрыва одного из колес, в противном случае испытание считается невыполненным.

5. *Обратная величина максимальной скорости выполнения маневра «переставка $S_n=20$ м» согласно ГОСТ 31507-2012 [8].* Испытание проводится при движении автомобиля с постоянной скоростью до совершения маневра с последующим изменением траектории движения ТС в границах коридора, имитирующего участок дороги, на котором необходимо проехать смену полосы движения. При этом, по аналогии с предыдущим критерием, существует требование стандарта о недопустимости отрыва колес в процессе маневра, также регламентируется минимальная скорость выполнения испытания. Дополнительно предлагается регистрировать величину поперечного крена ТС, исходя из тех же соображений, что и в п. 4. В отличие от описанного в п. 4, данный критерий позволяет оценить управляемость и устойчивость ТС в нестационарном режиме движения.

Рассмотренные критерии в совокупности призваны комплексно оценить свойства системы первичного поддрессирования ТС. Но, поскольку результат оптимизации есть числовое значение целевой функции, сформированный набор необходимо привести к единому критерию оптимизации, т.е. обеспечить функциональную зависимость между факторами и критериями.

Метод расчета целевой функции

При свертке критериев возникает проблема, связанная с тем, что критерии различаются между собой как по уровню их значений, так и по размерностям (ускорение, скорость и т.д.). Ее можно решить, введя весовые коэффициенты, которые позволят получить выражение в безразмерном виде и приведенное к единице. После формирования набора критериев оптимизации необходимо их свести к одной общей зависимости, чтобы на ее основе можно было построить целевую функцию критериев качества вида:

$$f = k_1 \cdot a_1 + k_2 \cdot a_2 + \dots + k_n \cdot a_n$$

Здесь весовые коэффициенты k_1, \dots, k_n представляют собой выражения:

$$k_i = b \cdot \frac{1}{a_{i \text{ исх}}};$$

где n – количество критериев оптимизации; $a_{i \text{ исх}}$ – значение i -го критерия оптимизации при испытаниях ТС с системой поддрессорования в исходной конфигурации, которую необходимо оптимизировать; b – безразмерный коэффициент, позволяющий свести сумму весовых коэффициентов к единице:

$$b = \frac{1}{\frac{1}{a_{1 \text{ исх}}} + \frac{1}{a_{2 \text{ исх}}} + \dots + \frac{1}{a_{n \text{ исх}}}}.$$

После получения целевой функции отклика и набора факторов необходимо построить рациональный план эксперимента и перейти к его непосредственному проведению. В рамках эксперимента необходимо проводить замер значений функции отклика в зависимости от значения каждого фактора. Так будет получен набор значений функций отклика в соответствии со значениями факторов. С полученными значениями функции критериев качества необходимо построить функции отклика для каждого фактора, их набор позволит сформировать с ними многомерную поверхность отклика. В ней необходимо найти глобальный экстремум, которому будут соответствовать конкретные значения факторов оптимизации. Таким образом будут получены оптимальные значения факторов оптимизации, которые и будут являться оптимальными значениями конструктивных параметров.

Важно отметить, что при построении целевой функции критериев необходимо учитывать корректность их значений, а именно удовлетворение этих значений заданным в стандартах диапазонам, а также выполнение условий испытаний. Таким образом исключаются из расчета случаи превышения допустимых значений виброускорений любого диапазона из указанных для критерия № 2, а также случаи, при которых наблюдается отрыв колес (обнуление вертикальных реакций), или слишком низкая скорость выполнения маневра, или превышение угла поперечного крена крена – т.е. условий для критериев № 4 и № 5. Без выполнения данного шага в результате оптимизации может быть обнаружен глобальный экстремум целевой функции, при котором не будут выполняться ключевые требования нормативных документов.

Обоснование набора факторов оптимизации

Перед началом процесса оптимизации необходимо определиться с первичным набором факторов. Для этого необходимо разделить элементы системы поддрессорования по известным функциональным признакам: направляющий аппарат, упругое устройство и демпфирующее устройство. Такие факторы, как жесткость УЭ и коэффициенты демпфирования амортизатора обоснованы тем, что они являются ключевыми характеристиками системы поддрессорования. Однако, применительно к передним первичным системам поддрессорования магистральных тягачей, в которых наибольшее распространение получили листовые рессоры в качестве упругого элемента, необходимо учитывать количество листов в данных рессорах, поскольку межлистовое трение значительным образом влияет на описанные характеристики подвески. Помимо этого, нужно учитывать факторы, связанные с направляющим аппаратом подвески. Наиболее характерные и информативные факторы, применимые к раз-

личным видам колесных ТС – это ход подвески, плечи продольного и поперечного крена, а также передаточное соотношение системы поддрессоривания. Данные факторы позволяют комплексно описать свойства направляющего аппарата подвески ТС.

Помимо основных устройств системы поддрессоривания, применяются еще и дополнительные, такие как стабилизатор поперечной устойчивости. Данное устройство призвано уменьшать крены автомобиля при движении в поворотах, тем самым повышая его показатели по управляемости и устойчивости. Характерным фактором в данном случае является суммарная жесткость всех стабилизаторов поперечной устойчивости, работающих в составе первичной системы поддрессоривания ТС. Для каждого из устройств в табл. 1 представлены наборы факторов, относящихся непосредственно к нему.

Таблица 1.
Первичные факторы оптимизации

Table 1.
Primary factors of optimization

Упругий элемент	Демпфирующий элемент	Направляющее устройство	Стабилизатор поперечной устойчивости
Жесткость упругого элемента	Коэффициент демпфирования на ходе сжатия	Ход подвески	Суммарная жесткость стабилизаторов поперечной устойчивости
	Коэффициент демпфирования на ходе отбоя	Плечо поперечного крена в статике	
	Число листов в рессоре	Плечо продольного крена в статике (параметр противоклевковой геометрии)	
	Скорость при открытии дросселирующих клапанов	Передаточное соотношение подвески	

С данными факторами необходимо произвести процедуру формирования окончательного набора факторов оптимизации. Для этого проводится имитационное моделирование на имеющейся динамической модели. При формировании набора факторов оптимизации выявляется степень индивидуального влияния каждого из них на поведение модели ТС, а также их совместного влияния на систему. В процессе назначения факторов необходимо исключить или минимизировать количество взаимно влияющих друг на друга факторов таким образом, чтобы все факторы оптимизации были независимыми. После этого необходимо исключаются факторы, влияющие на систему незначительным образом с тем, чтобы уменьшить общее число факторов, тем самым ускоряя и упрощая процесс оптимизации. Подобную процедуру предлагается производить при помощи имитационного моделирования на динамической модели ТС путем постановки ряда экспериментов. В процессе моделирования необходимо отслеживать изменения значений критериев на всем диапазоне варьирования факторов. Наиболее простым путем является построение графических зависимостей величин критериев от значений факторов. Те факторы, индивидуальное или совместное изменение которых незначительным образом влияет на величины критериев, имеет смысл исключить из окончательного набора. При этом факторы, оказывающие большое совместное влияние при малом индивидуальном, необходимо объединить в один, а исходные – исключить.

При проведении подобного отбора необходимо предварительно задаться допустимыми диапазонами и шагами варьирования факторов оптимизации. Число испытаний должно быть малым, но достаточным для проведения оптимизации, в связи с чем шаг варьирования факторов необходимо увеличить в разумных пределах. Диапазоны варьирования факторов оптимизации необходимо принимать, исходя из перечисленных ниже соображений.

1. Жесткость УЭ.

Минимальное значение жесткости УЭ должно обеспечивать удержание массы ТС, приходящейся на УЭ, в статическом положении без касания ограничителя хода. Отсюда нижней границей диапазона варьирования будет величина отношения силы тяжести, приходящейся на УЭ, к ходу подвески (или УЭ):

$$c_{\min} = \frac{m_{y.э.} \cdot g}{h_{y.э.}}$$

Верхней же границей диапазона послужит значение отношения произведения наибольшего коэффициента динамичности с силой тяжести, приходящейся на УЭ к ходу подвески (УЭ):

$$c_{\max} = \frac{m_{y.э.} \cdot g \cdot k_{d \max}}{h_{y.э.}}$$

2. Демпфирующий аппарат подвески.

Перед рассмотрением демпфирующего элемента стоит уделить внимание части, связанной с УЭ, а конкретно количеству листов рессоры. Число листов рессоры (точнее, число пар трения между ними) создает сопротивление прогибу УЭ в виде гистерезисного демпфирования [10]. Диапазон варьирования числа листов начинается от одного листа и ограничивается в зависимости от прочностных свойств рессоры [11]. При этом необходимо стремиться к снижению данного значения, поскольку эффект гистерезисного демпфирования при наличии отдельного демпфирующего элемента (амортизатора) будет негативно влиять на плавность хода, при этом необходимые демпфирующие свойства будут достигнуты за счет самого амортизатора. В связи с этим, в рамках оптимизации данный параметр имеет смысл принимать сразу наименьшим.

Применительно к самому амортизатору, а именно к таким факторам, как коэффициенты демпфирования на ходе сжатия и отбоя, можно задать диапазоны варьирования, исходя из методики синтеза данных диапазонов, описанной в [12]. Данный метод на первом этапе предполагает расчет минимальных и максимальных возможных значений на демпфирующей характеристике за счет принятия минимальных и максимальных значений различных параметров амортизатора, соответственно. При этом формируется искомый диапазон, который целесообразно принять за основу в данном методе. Однако стоит учесть следующую особенность. В данном случае проявляется зависимость коэффициента демпфирования от скорости открытия клапанов $v_{ни \text{ кл}}$. Помимо этого, в алгоритме расчета этого фактора фигурирует жесткость подвески и ее передаточное соотношение, что тоже не делает фактор независимым от других. В связи с этим необходимо данный фактор разделить на отдельные независимые единицы, допускающие варьирование их значений. Отсюда сформирован новый список факторов, описывающих демпфирующее устройство подвески: скорость поршня со штоком при открытии разгрузочных клапанов $v_{ни \text{ кл}}$, коэффициент относительного затухания ψ_z и отношение коэффициентов при отбое и сжатии $n_{ам}$. Именно эти факторы будут варьироваться в процессе оптимизации.

3. Направляющий аппарат подвески.

С направляющим аппаратом подвески связаны следующие факторы оптимизации: ход, плечо поперечного крена, плечо продольного крена и передаточное соотношение подвески. Ограничения, накладываемые на ход подвески, формируются из компоновочных и технологических соображений. В зависимости от свободного пространства на траектории движения, а также от высоты несущей системы, размеров упругих элементов в свободном состоянии можно определить максимальную возможную величину хода подвески и ей задаться. В случае с плечом поперечного крена ситуация обстоит сложнее. Поскольку данный параметр есть расстояние от центра масс до центра крена в поперечной плоскости в проекции на ось симметрии ТС, а высоту центра масс всего ТС в рамках оптимизации системы подрессоривания изменить практически невозможно, остается только варьировать положением центра крена. Его координата зависит от геометрии и кинематики направляющего ап-

парата подвески, в зависимости от хода колеса она может принимать различные значения. Но в случае применения зависимой рессорной подвески задача нахождения центра поперечного крена значительно упрощается, поскольку данная точка расположена на пересечении линии, соединяющей коренные листы рессоры и вертикальной оси симметрии ТС в поперечной плоскости. Варьирование данного параметра можно будет проводить путем смещения статического положения рессоры за счет изменения ее статического прогиба или смещения креплений рессоры по высоте.

Определение плеча продольного крена ТС производится в продольной плоскости симметрии автомобиля [13]. В общем случае данный параметр характеризует противоклевковую геометрию ТС, которая необходима для снижения амплитуды продольных колебаний подрессоренной массы при торможениях и разгонах. Аналогично поперечному крену, в продольной плоскости колебания происходят вокруг центра продольного крена на плече, равном высоте от центра тяжести до данного центра крена. В случае с рессорной подвеской центром продольного крена будет являться точка, вокруг которой по кинематике будет осуществляться качение подрессоренной массы. В общем случае она располагается вблизи передней (закрепленной) проушины рессоры, отсюда варьирование плеча продольного крена может быть осуществлено за счет варьирования длины рессоры и ее статического хода или жесткости.

При рассмотрении следующего фактора – передаточного соотношения подвески – необходимо учитывать ее тип. Как говорилось ранее, объект исследования представляет собой переднюю рессорную зависимую подвеску магистрального тягача. В данном типе подвески при одинаковом перемещении противоположных колес величина передаточного соотношения не имеет отношения к расположению упругого и демпфирующего элемента, однако в случае различных перемещений колес равна отношению колеи ТС к его рессорной колее [14]. В связи с этим, применительно к конкретному исследованию, варьирование передаточного соотношения подвески будет заключаться в переборе возможных значений рессорной колеи, диапазон которых будет определен из компоновочных соображений. Варьирование величины колесной колеи ТС в рамках оптимизации подвески недопустимо из соображений сохранения характерных габаритных размеров автомобиля.

Таким образом, можно заключить, что применительно к объекту описываемого исследования факторы оптимизации, связанные с направляющим аппаратом системы подрессоривания фактически переродятся в более очевидные размеры: ход подвески; вертикальный размер между осью передней проушины рессоры и центром масс ТС; длина рессоры; рессорная колея. В данном случае среди факторов имеется ход подвески, который фигурирует в расчетах других факторов, таких, как жесткость УЭ. Для корректной оптимизационной работы его необходимо исключить в силу влияния на другие величины.

4. Стабилизатор поперечной устойчивости.

Стабилизатор поперечной устойчивости играет важную роль в работе подвески при несимметричных вертикальных перемещениях колес. При этом практически всегда при эксплуатации данные перемещения несимметричны. Однако, применительно к рассматриваемой оптимизации, он должен выступать в качестве устройства, которое позволит улучшить значения критериев, связанных с управляемостью и устойчивостью при том, что критерии по комфортабельности и вибронегруженности сохранят наилучшие свои значения. В общем виде в качестве фактора, характеризующего стабилизатор поперечной устойчивости, выступает его жесткость, однако необходимо ее рассмотреть детальнее с точки зрения конкретных конструктивных параметров, подлежащих варьированию.

Стабилизатор представляет собой профиль круглого сечения с направляющей произвольной формы, одни части которого работают на кручение, а другие – на изгиб. Существует метод расчета жесткости стабилизатора поперечной устойчивости произвольной формы, выделяющий данные участки [15], размеры которых удобно брать как варьлируемые параметры. Таким образом, мы имеем следующие параметры, доступные для варьирования, и независимые друг от друга и других факторов: длины закручивающихся участков, l_i ; длины изгибающихся участков, s_i ; диаметр трубы стабилизатора, d . При этом ограничение диапазона варьи-

рования данных параметров основывается на прочности стабилизатора, а конкретно на его максимальном угле закрутки при разноименных ходах подвески, при котором не должно происходить поломки стабилизатора. При прочих равных условиях для прутка круглого сечения жесткость на кручение будет меньшей, чем изгибная, за счет того, что модуль упругости первого рода E превосходит модуль упругости второго рода G более, чем в 2,5 раза при том, что полярный момент инерции I_p больше центрального I_x ровно вдвое. При этом в обоих случаях закономерность одинаковая: чем короче прутки, тем выше жесткость. Однако из описанного можно заключить, что в целях сохранения высокого угла закрутки стабилизатора поперечной устойчивости и повышения жесткости предпочтительнее «жертвовать» длиной его закручивающейся части (увеличивать ее длину, что снизит жесткость) при укорачивании изгибающихся (что повысит жесткость в большей мере, чем произойдет ее снижение от удлинения закручивающегося участка).

Формирование окончательного набора факторов оптимизации и определение шага их варьирования

С составленными факторами в виде конструктивных параметров необходимо произвести процедуру исключения минимально влияющих на величины критериев, а также оценку и минимизацию эффектов их совместного влияния. Данная процедура необходима для снижения количества расчетов, а также сокращения времени проведения оптимизации. Поскольку оптимизация проводится на основе уже существующей конфигурации параметров, в первую очередь, необходимо провести испытания с исходными величинами факторов и измерить значения критериев. Как правило, исходные величины факторов не совпадают с граничными значениями на диапазонах их варьирования, что упрощает задачу выявления нелинейности влияния факторов оптимизации. После замера значений критериев с исходной конфигурацией факторов необходимо провести испытания и измерить величины критериев для граничных значений факторов в их диапазонах, причем менять факторы необходимо по отдельности, т.е. для каждого фактора значение критериев фиксировать индивидуально. С полученными результатами необходимо оценить индивидуальный уровень влияния каждого фактора на все критерии. Если для конкретного фактора все критерии меняют свои значения в диапазоне до 10 %, его можно исключить из оптимизации, при этом необходимо убедиться, что величины критериев изменяются монотонно, на основании трех имеющихся значений: двух пограничных и одного исходного. Окончательный набор факторов, подлежащий проведению описанной процедуры, представлен в табл. 2.

Таблица 2.
Окончательный набор факторов

Table 2.
Final set of factors

Упругий элемент	Демпфирующий элемент	Направляющее устройство	Стабилизатор поперечной устойчивости
Жесткость упругого элемента, c	Скорость при открытии дросселирующих клапанов, $v_{пш}$	Вертикальный размер между осью передней проушины рессоры и центром масс ТС	Длины закручивающихся участков, l_i
	Коэффициент относительного затухания, ψ_z	Длина рессоры	Длины изгибающихся участков, s_i
	Отношение коэффициентов при сжатии/отбое, $n_{ам}$	Рессорная колея	Диаметр трубы стабилизатора, d

После исключения слабовлияющих факторов необходимо задать шаг варьирования для оставшихся элементов. Поскольку оптимизация многофакторная, и в процессе расчета

будут формироваться матрицы, состоящие из значений для различных величин факторов, было бы удобно сделать их квадратными, т.е. число шагов варьирования у всех факторов принять одинаковым и равным числу факторов (в данном случае их 10). Однако необходимо учитывать ограничения, накладываемые при проектировании, в виде ограниченного спектра доступных изделий или материалов, которые задействуются при выборе шага варьирования конкретных параметров, на основании чего можно сократить шаг их варьирования. Окончательный набор факторов представлен в табл. 2. Таким образом, шаг варьирования будет составлять 10 % величины всего диапазона варьирования для каждого фактора.

Построение плана проведения эксперимента

Поскольку оптимизационный процесс является многофакторным, в данном случае возможен выбор плана проведения эксперимента одного из двух типов: классического и факторного. Но в силу того, что целевая функция f имеет сложный вид, и ее невозможно представить в виде $f = A_1 \cdot X_1 + A_2 \cdot X_2 + \dots + A_k \cdot X_k$ или $f = X_1 \cdot X_2 \cdot \dots \cdot X_k$, факторный план проведения эксперимента невозможен, несмотря на его краткость и более высокую точность [16]. В таком случае необходимо воспользоваться классическим планом проведения эксперимента, и для повышения точности он должен быть полным.

Основной классический план эксперимента подразумевает, что все независимые переменные (факторы), кроме одной, постоянны, а эта одна переменная меняется во всем интервале значений, и для этого набора значений первой переменной находят значения целевой функции. Затем все переменные, кроме следующей, полагаются постоянными, а, меняя вторую переменную, находят зависимость значений целевой функции от второй переменной. Далее необходимо произвести аналогичные процедуры, варьируя значения остальных переменных по отдельности, при этом в полном плане необходимо производить варьирование отдельных переменных при разных постоянных значениях остальных переменных, полагаемых константами. По сути классический многофакторный эксперимент представляет собой последовательность однофакторных экспериментов, однако формируемый набор результатов представляет собой совокупность данных достаточной большого объема, при обработке которого несложно допустить ошибки. В связи с этим, необходимо прибегнуть к использованию программ, позволяющих проводить эксперименты по полным классическим планам, исключающих возможность возникновения вычислительной ошибки, вызванной человеческим фактором.

В настоящее время существует немало подобных программ. Несмотря на различный интерфейс, процессы настройки плана эксперимента в них схожи: необходимо назначить количество факторов оптимизации и задать их пороговые значения, после чего произвести настройку визуализации результатов и приступить к проведению эксперимента. В результате будет получена форма целевой функции или поверхности варьируемых параметров.

Метод поиска глобального экстремума целевой функции

С полученной кривой или поверхностью целевой функции необходимо произвести поиск ее глобального экстремума при помощи одного из существующих методов оптимизации. В данной работе предлагается проводить рассмотрение на примере метода градиентного спуска исходя из того, что он является базовым встроенным инструментом в большинство программных комплексов, позволяющих проводить оптимизацию.

В общем случае в методе градиентного спуска с дроблением шага последовательность поиска точки экстремума целевой функции x_k следующая [17].

1. В точке x_{k-1} необходимо определить направление спуска $\omega_k = -grad f(x_{k-1})$ и вычислить производную $(grad f(x_{k-1}), \omega_k) = -|\omega_k|^2$ по этому направлению (если $|\omega_k| = 0$, то x_{k-1} – искомая стационарная точка). Далее принимается $\alpha_k = \alpha_0$, где $\alpha_0 > 0$ – некоторое произвольное значение, одинаковое на всех итерациях.

2. Необходимо найти точку $x_k = x_{k-1} + \kappa_k \cdot \omega_k$ при помощи рекуррентного соотношения:

$$x_k = x_{k-1} + \kappa_k \cdot \omega_k = x_{k-1} - \kappa_k \cdot \text{grad } f(x_{k-1}).$$

Отсюда вычисляем значение $f(x_k)$;

3. Далее необходимо проверить выполнение неравенства:

$$f(x_k) \leq f(x_{k-1}) - \omega_k \cdot |\omega_k|^2 \leq f(x_{k-1}) - \omega \cdot \kappa_k \cdot |\omega_k|^2,$$

где $\omega \in (0,1)$. Если оно не выполняется, то необходимо уменьшить значение κ_k и вернуться к предыдущему пункту. В противном случае на k -ой итерации необходимо зафиксировать использованное в предыдущем пункте значение κ_k и найденную точку x_k , которая и является экстремумом целевой функции.

Алгоритм проведения оптимизации системы поддрессоривания

На основе представленного анализа можно сформировать четкую последовательность шагов при подборе оптимальных параметров системы поддрессоривания. Данный алгоритм универсален для различных подвесок автомобилей с его адаптацией к соответствующим типам элементов, входящих в состав системы поддрессоривания. Полный алгоритм оптимизации приведен на блок-схеме (рис. 1).

На первом шаге необходимо назначить переменные – факторы и диапазоны их варьирования. Факторами в данном оптимизационном процессе являются конкретные параметры системы поддрессоривания (табл. 2). Они могут иметь свои начальные значения для исходной конфигурации подвески, а если таковых нет, то следует их выбрать из искомым диапазонов значений далее, например, как средние между граничными значениями. После их ввода необходимо назначить диапазоны варьирования тем факторам, выбор которых осуществляется на основании рекомендаций научных исследований: скорости при открытии дросселирующих клапанов $v_{\text{пш}}$; коэффициенту относительного затухания ψ_z ; отношению коэффициентов при сжатии/отбое $n_{\text{ам}}$. Данные диапазоны уже известны и определены для конкретной подвески конкретного ТС. После этого осуществляется подбор диапазонов значений диапазонов варьирования для параметров, ограниченных компоновкой автомобиля: статического прогиба рессоры, длины рессоры, рессорной колеи, длин закручивающихся участков стабилизатора, длин изгибающихся участков стабилизатора и диаметра стабилизатора. Выбор нужно делать не только на основании компоновочных соображений, но и других (номенклатура доступных изделий, сортамент материалов и т.д.).

Далее необходимо рассчитать граничные значения жесткости УЭ и, после определения факторов и граничных условий оптимизации, установить параметры целевой функции, построенной на базе критериев оптимизации. Для этого проводится моделирование с расчетом критериев для исходной конфигурации подвески, после чего определяются весовые коэффициенты k_i и b . С ними следует составить целевую функцию f и вычислить ее значение для исходных значений факторов. Перед проведением основного эксперимента необходимо предварительное моделирование для исключения слабовлияющих факторов, чтобы уменьшить количество испытаний в основном эксперименте. Данную процедуру необходимо выполнить путем проведения моделирования с последовательным перебором граничных значений диапазонов каждого фактора при неизменных исходных значениях остальных. После получения значений целевой функции следует составить последовательности значений критерия для каждого фактора с учетом раннего расчета при исходных параметрах и отследить характер данных последовательностей. При условии их монотонности и разницы крайних значений менее 10 %, фактор можно считать слабовлияющим и исключить его из дальнейшего основного эксперимента. С полученной целевой функцией, набором критериев и окончательным набором факторов необходимо провести полнофакторный эксперимент по классическому плану, который заключается в моделировании режимов движения для получения значений критериев для каждого значения варьируемого параметра. Для каждого фактора

следует рассчитать значение целевой функции f и по полученным значениям построить n -мерную поверхность отклика, где n – количество факторов оптимизации.

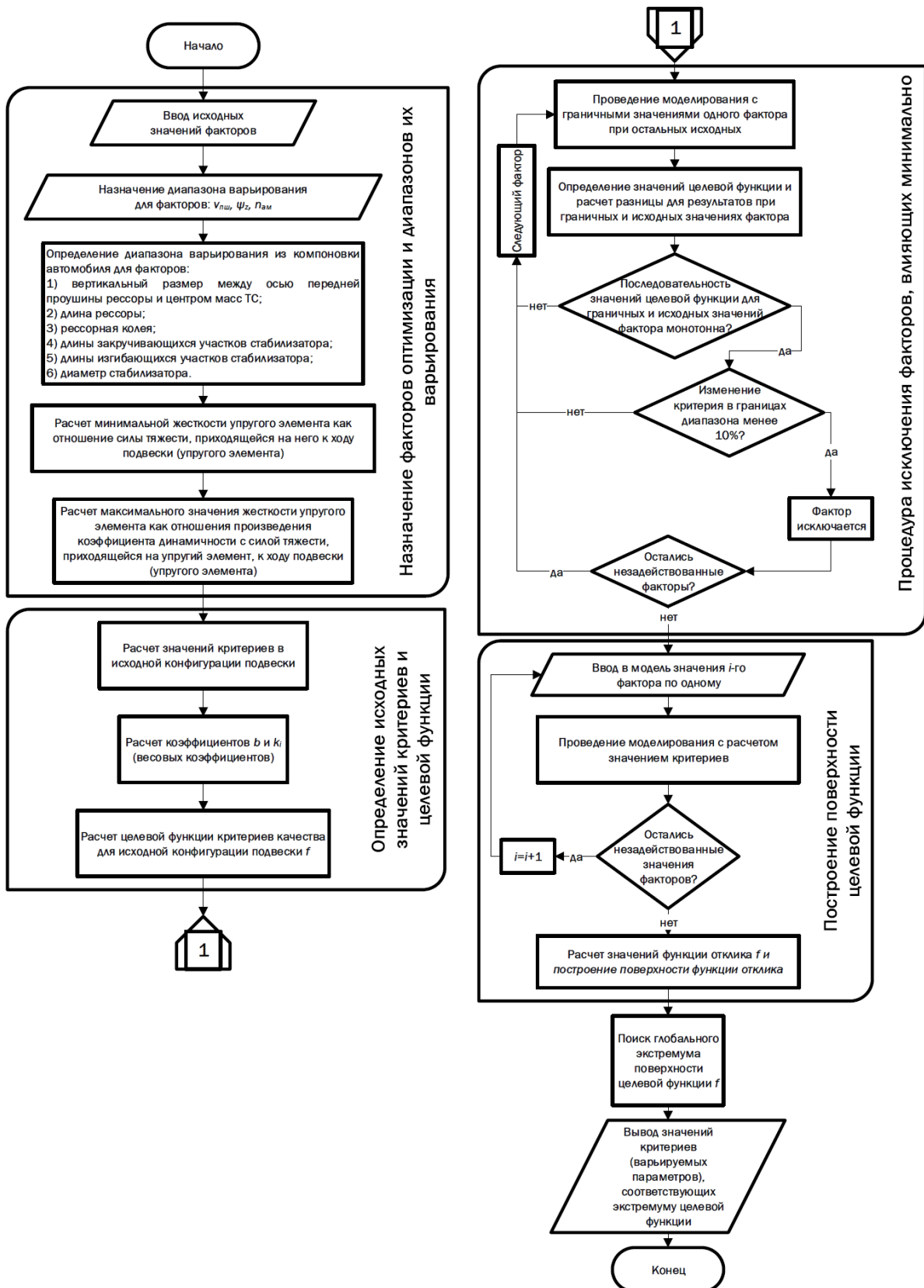


Рис. 1. Алгоритм оптимизации системы поддрессоривания

Fig. 1. Algorithm for optimizing vehicle springing system

На полученной поверхности необходимо найти глобальный экстремум – наименьшее значение целевой функции f и соответствующие ему значения параметров, которые будут являться оптимальными. Полученные значения параметров и целевой функции целесообразно сравнить с исходными с точки зрения рациональности внесения изменений в существующую конструкцию. Это может быть актуально в рамках снижения затрат на переоборудование и перенастройку производства.

Заключение

В результате исследования разработан новый метод оптимизации системы поддрессирования, учитывающий ключевые элементы подвески: упругое, демпфирующее, направляющее устройство и стабилизатор поперечной устойчивости, также позволяющий варьировать их параметры. При выполнении алгоритма оптимизации минимизируется количество факторов за счет поиска и исключения слабовлияющих, а сама оптимизация проводится, не только исходя из соображений повышения плавности хода, но и с учетом управляемости и устойчивости ТС. В результате создан новый обобщенный вид целевой функции критериев качества системы поддрессирования, позволяющий комплексно оценить подвеску ТС.

Библиографический список

1. **Максимов, Р.О.** Повышение комфорта водителей транспортных средств за счет применения управляемых амортизаторов подвески кабины / Р. О. Максимов // Грузовик. – 2023. – № 12. – С. 15-23. – DOI 10.36652/1684-1298-2023-12-15-23. – EDN ALXWJP.
2. **Котиев, Г.О.** Комплексное поддрессирование высокоподвижных двухзвенных гусеничных машин / Г.О. Котиев, Е.Б. Сарач. – М. МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010 – 183 с.
3. **Жилейкин, М.М.** Повышение быстроходности многоосных колесных машин путем адаптивного управления упруго-демпфирующими элементами системы поддрессирования: диссертация ... доктора технических наук: 05.05.03 / Жилейкин Михаил Михайлович. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012. – 280 с.
4. **Ротенберг, Р.В.** Подвеска автомобиля. Колебания и плавность хода / Р.В. Ротенберг. – М.: Машиностроение, 1972. – 392 с.
5. **Дмитриев, А.А.** Теория и расчет нелинейных систем поддрессирования гусеничных машин / А.А. Дмитриев, В.А., Чобиток, В.А. Тельминов. – М.: «Машиностроение», 1976. – 207 с.
6. ГОСТ 31191.1-2004 (ИСО 2631-1:1997). Вибрация и удар. Измерение общей вибрации и оценка ее воздействия на человека Часть 1. Общие требования: национальный стандарт Российской Федерации: дата введения 2008-07-01. Федеральное агентство по техническому регулированию и метрологии. – М.: Научно-исследовательский центр контроля и диагностики технических систем, 2009. – 24 с.
7. ГОСТ 12.1.012-90. Вибрационная безопасность. Общие требования: государственный стандарт Союза ССР: дата введения: 01.07.91. Система стандартов безопасности труда. – М.: Стандартиформ, 2006. – 30 с.
8. ГОСТ 31507-2012. Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость. Технические требования. Методы испытаний. – Введ. 2013-01-09. – М.: Стандартиформ, 2013. – 51 с.
9. ОСТ 37.001.487-89. Управляемость и устойчивость автомобилей. Общие технические требования. – Москва: Типография НАМИ, 1991. – 8 с.
10. **Пархиловский, И.Г.** Автомобильные листовые рессоры / И.Г. Пархиловский. – М.: Машиностроение, 1978. – 232 с.
11. **Рубанов, П.С.** Методика синтеза геометрии продольного профиля и конструктивных параметров листовой рессоры с применением метода конечных элементов / П.С. Рубанов, Р.О. Максимов, М.В. Четвериков // Тракторы и сельхозмашины. – 2024. – Т. 91, № 3. – С. 331-340. – DOI 10.17816/0321-4443-625745. – EDN YTOPXD.
12. **Четвериков, М.В.** Метод синтеза нагрузочной характеристики демпфирующего элемента системы поддрессирования транспортного средства / М.В. Четвериков, Р.О. Максимов, П.С. Рубанов // Тракторы и сельхозмашины. – 2024. – Т. 91, № 5. – С. 596-610. – DOI 10.17816/0321-4443-629308. – EDN INQWHL.

13. Seward, D. Race Car Design. – Lavenham Press Ltd. – Lavenham, 2014. – 287 p.
14. Раймпель, Й. Шасси автомобиля: Элементы подвески / Й. Раймпель. Пер. с нем. А.Л. Карпухина; под ред. Г.Г. Гридасова. – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.
15. Мавлонов, М.Х. Метод определения жесткости стабилизатора поперечной устойчивости произвольной формы / М.Х. Мавлонов, М.В. Четвериков // Труды НГТУ им. П.Е. Алексеева. – 2025. – № 1(148). – С. 104-110. – DOI 10.46960/1816-210X_2025_1_104. – EDN CWINBO.
16. Шенк, Х (мл.). Теория инженерного эксперимента / Х. Шенк. Пер. с англ. Е.Г. Коваленко. Под ред. чл.-кор. АН СССР Н. П. Бусленко. – М.: Мир, 1972. – 381 с.+
17. Кусяк, В.А. Проектирование автоматизированных мехатронных систем управления силовым агрегатом грузовых автомобилей и автопоездов / В.А. Кусяк, О.С. Руктешель. – Минск: Белорусский национальный технический университет, 2015. – 295 с. – EDN HZRLSQ.

References

1. Maksimov R.O. Povyshenie komforta voditeley transportnykh sredstv za schet primeneniya upravlyaemykh amortizatorov podveski kabiny [Improving driver comfort by using controlled cab suspension shock absorbers]. Gruzovik [Truck]. 2023;(12):15-23. doi: 10.36652/1684-1298-2023-12-15-23. (in Russian).
2. Kotiev G.O., Sarach E.B. Kompleksnoe podressorivanie vysokopodvizhnykh dvukhzvennykh gusenichnykh mashin [Integrated suspension of highly mobile two-link tracked vehicles]. Moscow: MGTU im. N.E. Baumana; 2010. 183 p. (in Russian).
3. Zhileikin M.M. Povyshenie bystrokhodnosti mnogoosnykh kolesnykh mashin putem adaptivnogo upravleniya uprugodempfiruyushchimi elementami sistemy podressorivaniya: dissertatsiya ... doktora tekhnicheskikh nauk [Increasing the speed of multi-axle wheeled vehicles through adaptive control of elastic-damping elements of the suspension system: doctoral dissertation]. Moscow: MGTU im. N.E. Baumana; 2012. 280 p. (in Russian).
4. Rotenberg R.V. Podveska avtomobilya. Kolebaniya i plavnost' khoda [Vehicle suspension. Oscillations and ride comfort]. Moscow: Mashinostroenie; 1972. 392 p. (in Russian).
5. Dmitriev A.A., Chobitok V.A., Tel'minov A.V. Teoriya i raschet nelineynykh sistem podressorivaniya gusenichnykh mashin [Theory and calculation of nonlinear suspension systems of tracked vehicles]. Moscow: Mashinostroenie; 1976. 207 p. (in Russian).
6. GOST 31191.1-2004 (ISO 2631-1:1997). Vibratsiya i udar. Izmerenie obshchey vibratsii i otsenka ee vozdeystviya na cheloveka. Chast' 1. Obshchie trebovaniya: natsional'nyy standart Rossiyskoy Federatsii [Vibration and shock. Measurement of whole-body vibration and assessment of its effects on humans. Part 1. General requirements: national standard of the Russian Federation]. Moscow: Nauchno-issledovatel'skiy tsentr kontrolya i diagnostiki tekhnicheskikh sistem; 2009. 24 p. (in Russian).
7. GOST 12.1.012-90. Vibratsionnaya bezopasnost'. Obshchie trebovaniya: gosudarstvennyy standart Soyuza SSR. Sistema standartov bezopasnosti truda [Vibration safety. General requirements: state standard of the USSR. Occupational safety standards system]. Moscow: Standartinform; 2006. 30 p. (in Russian).
8. GOST 31507-2012. Avtotransportnye sredstva. Upravlyaemost' i ustoychivost'. Tekhnicheskie trebovaniya. Metody ispytaniy [Motor vehicles. Handling and stability. Technical requirements. Test methods]. Moscow: Standartinform; 2013. 51 p. (in Russian).
9. OST 37.001.487-89. Upravlyaemost' i ustoychivost' avtomobiley. Obshchie tekhnicheskie trebovaniya [Vehicle handling and stability. General technical requirements]. Moscow: Tipografiya NAMI; 1991. 8 p. (in Russian).
10. Parkhilovskiy I.G. Avtomobil'nye listovye resory [Automotive leaf springs]. 2nd ed., rev. and suppl. Moscow: Mashinostroenie; 1978. 232 p. (in Russian).
11. Rubanov P.S., Maksimov R.O., Четвериков M.V. Metodika sinteza geometrii prodol'nogo profilya i konstruktivnykh parametrov listovoy resory s primeneniem metoda konechnykh elementov [Method for synthesizing the longitudinal profile geometry and design parameters of a leaf spring using the finite element method]. Traktory i sel'khoz mashiny [Tractors and Agricultural Machinery]. 2024;91(3):331-340. doi: 10.17816/0321-4443-625745. (in Russian).
12. Четвериков M.V., Maksimov R.O., Rubanov P.S. Metod sinteza nagruzochnoy kharakteristiki dempфирuyushchego elementa sistemy podressorivaniya transportnogo sredstva [Method for synthesizing the load characteristic of a damping element of a vehicle suspension system]. Traktory i

- sel'khoz mashiny [Tractors and Agricultural Machinery]. 2024;91(5):596-610. doi: 10.17816/0321-4443-629308. (in Russian).
13. Seward D. Race Car Design. Lavenham: Lavenham Press Ltd; 2014. 287 p.
 14. Reimpel' Y. Shassi avtomobilya: Elementy podveski [Automotive chassis: Suspension components]. Karpukhin A.L., translator. Gridasov G.G., editor. Moscow: Mashinostroenie; 1987. 288 p. (in Russian).
 15. Mavlonov M. Kh., Chetverikov M.V. Metod opredeleniya zhestkosti stabilizatora poperechnoy ustoychivosti proizvol'noy formy [Method for determining the stiffness of an arbitrary-shaped anti-roll bar]. Trudy NGTU im. R.E. Alekseeva [Transactions of NNSTU n.a. R.E. Alekseev]. 2025;(1(148)):104-110. doi: 10.46960/1816-210X_2025_1_104. (in Russian).
 16. Shenk Kh. Teoriya inzhenerenogo eksperimenta [Theory of engineering experiment]. Kovalenko E.G., translator. Buslenko N.P., editor. Moscow: Mir; 1972. 381 p. (in Russian).
 17. Kussyak V.A., Rukshchel' O.S. Proektirovanie avtomatizirovannykh mekhatronnykh sistem upravleniya silovym agregatom gruzovykh avtomobiley i avtopoezdov [Design of automated mechatronic control systems for the power unit of trucks and road trains]. Minsk: Belorusskiy natsional'nyy tekhnicheskii universitet; 2015. 295 p. (in Russian).

*Дата поступления
в редакцию: 17.11.2025*

*Дата принятия
к публикации: 18.02.2026*