



Анализ влияния микропрофиля опорной поверхности на колебание центра масс транспортного средства с использованием пакета программ SolidWorks Motion и среды MathLab Simulink

Я. Д. Шапкин, А. В. Шапкина, В. Н. Сидоров

Калужский филиал Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана»

Аннотация: В работе предложен интегрированный подход к численному исследованию вынужденных колебаний транспортного средства (ТС) при движении по неровной опорной поверхности, сочетающий трёхмерное параметрическое моделирование в среде SolidWorks и спектрально-корреляционный анализ в MATLAB/Simulink. Построена мультильная CAD-модель ТС с независимой подвеской всех колёс, включающая несущий каркас, рычажные подвески с нелинейными упруго-демпфирующими элементами, колёса и силовой агрегат. Микропрофиль дороги формализован посредством корреляционной функции, реализованной как случайный процесс в MATLAB и импортированный в SolidWorks в виде пространственного профиля. Динамический анализ выполнен с использованием модуля SolidWorks Motion.

Ключевые слова: динамика транспортного средства, микропрофиль дороги, мультильное моделирование, SolidWorks Motion, MATLAB/Simulink, спектральный анализ, автокорреляционная функция, фильтрующий эффект подвески, вынужденные колебания, плавность хода, независимая подвеска, корреляционная функция профиля, виртуальные испытания, CAD-моделирование, динамические характеристики.

Введение

Изучение влияния микропрофиля опорной поверхности на динамические характеристики транспортного средства (ТС) представляет собой одну из ключевых задач в области механики колесных машин. Неровности дорожного полотна служат основным источником внешних возмущений, инициирующих вертикальные и угловые колебания кузова, что напрямую определяет такие критерии, как плавность хода, устойчивость движения, управляемость, а также ресурс несущих и агрегатных элементов конструкции. Традиционные экспериментальные методики, базирующиеся на натурных испытаниях на контрольных участках с нормированными профилями неровностей (например, по ГОСТ Р 52748-2007 или ISO 8608), несмотря на достоверность результатов, сопряжены со значительными

материальными и временными затратами, а также ограничены в части воспроизведимости граничных условий [1, 2].

Применение упрощённых аналитических моделей (например, двухмассовая система (подрессоренная и неподрессоренная массы), описывающая вертикальные колебания одного колеса и прилегающего участка кузова или расширенная схема, учитывающая продольно-угловые (шаговые) колебания кузова и динамику двух колёс по одной оси) позволяет оценить общие закономерности динамического отклика ТС, однако не обеспечивает адекватного учёта пространственной геометрии подвески, нелинейных характеристик элементов шасси и сложного взаимодействия колёс с локально-неоднородной поверхностью и [3].

В связи с этим актуальным направлением является развитие цифровых методов многоуровневого моделирования, сочетающих геометрическую точность CAD-платформ и вычислительную мощь систем численного анализа динамики. В настоящей работе предлагается интегрированный подход к исследованию вынужденных колебаний кузова, реализованный на основе совместного применения SolidWorks (для построения параметризованной трёхмерной механической системы) и MATLAB/Simulink (для динамического моделирования и обработки спектральных характеристик отклика) [4, 5].

Ключевым этапом является формализация геометрии ТС в виде мультителового объекта (рис. 1).

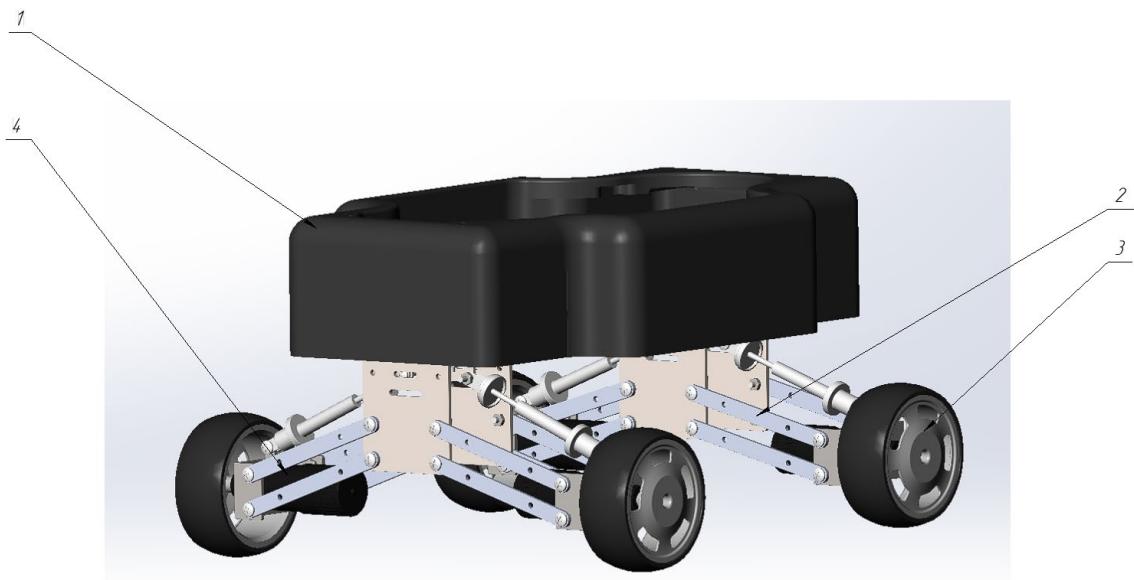


Рис. 1 – 3D-модель транспортного средства

Мультиловой объект включает следующие основные подсистемы:

- 1 - несущий кузов (инерционный элемент, характеризуемый тензором масс-инерции);
- 2 - подвеска (многозвенная кинематическая цепь, состоящая из рычажных механизмов, упругих элементов и гидравлических амортизаторов с нелинейными характеристиками демпфирования);
- 3 - колёса в сборе (динамические звенья, взаимодействующие с опорной поверхностью через контактную модель);
- 4 - силовой агрегат (распределённая масса, вносимая возмущения также от собственных вибраций).

Рассматриваемое транспортное средство оснащено независимой подвеской всех колёс. Каждое колесо соединено с несущей конструкцией посредством двух параллельных рычагов (верхнего и нижнего), образующих классическую двухрычажную схему (ГОСТ Р 52313-2005). Рычаги



выполнены в виде цилиндрических стальных балок постоянного круглого сечения с отверстиями под шарнирные соединения.

Крепление рычагов к корпусу и силовому агрегату осуществляется через L – образные кронштейны из конструкционной стали, что обеспечивает жёсткую фиксацию точек подвеса и задаёт кинематическую траекторию ступицы.

Амортизационные стойки расположены параллельно нижним рычагам и смоделированы как газовые пружины с линейной жёсткостью и вязким демпфированием. В CAD-среде (SolidWorks) реализованы как параметризованные тела вращения с идеальными шарнирными соединениями по концам. Силовой агрегат представлен стандартными электродвигателями из библиотеки SolidWorks Electrical Motors; их массово-инерционные характеристики учтены при расчёте распределения подрессоренных масс.

Принято допущение об отсутствии люфтов и сухого трения в шарнирах, которое обосновано для первого приближения при анализе вынужденных колебаний в диапазоне частот до 8 Гц.

Сборка модели выполнена в среде SolidWorks в режиме «Сборка». Рычаги и амортизаторы присоединены к кронштейнам корпуса совмещением осей отверстий, электродвигатели зафиксированы на нижней поверхности корпуса совмещением базовых плоскостей, колёса соединены со ступицами рычагов вращательными связями. Угол качания рычагов ограничен величиной $\pm 30^\circ$, амортизаторы заданы линейными упруго-демпфирующими элементами с жёсткостью 1000 Н/м и коэффициентом вязкого демпфирования 0,5 Н·с/м, для колёс учтено сопротивление качению. После сборки проведено упрощение геометрии удалением декоративных элементов и назначением материалов с реалистичными физико-механическими свойствами.

Профиль опорной поверхности описан корреляционной функцией высот неровностей [6, 7]:

$$R(l) = D_q e^{-\alpha_T |l|} \cos(\beta_T l) \quad (1)$$

где D_q – дисперсия неровностей дорожной поверхности; l – длина пути; α_T , β_T – коэффициенты, характеризующие степень нерегулярности профиля.

Для моделирования опорной поверхности в среде MATLAB разработан м-файл, реализующий алгоритм формирования реализации случайного профиля на основе корреляционной функции (1). На основе заданных параметров D_q , α , β и шага дискретизации по длине пути сгенерирован массив высот неровностей z_i . Полученные координаты профиля экспортаны в файл формата *.csv в виде таблицы точек (X, Y, Z) , где X – продольная координата, Y – поперечная (принята постоянной для одномерного профиля), $Z = z(X)$ – вертикальное отклонение. Визуализация сформированной опорной поверхности приведена на рисунке 2 [8].

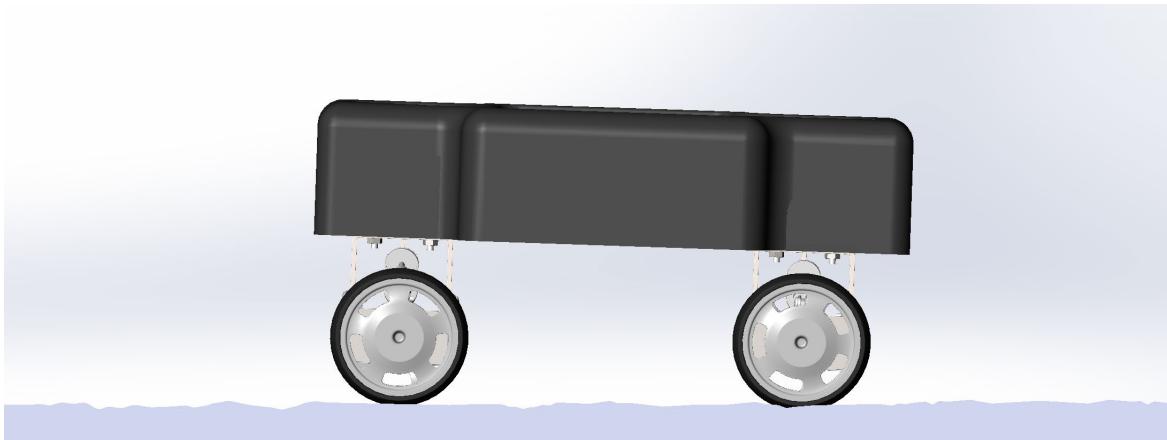


Рис. 2 – Опорная поверхность в SolidWorks

Для исследования динамики транспортного средства применено расширение SolidWorks Motion, реализующее численное интегрирование уравнений движения многотельной системы с учётом сил инерции, и сухого

трения, а также контактного взаимодействия колёс с опорной поверхностью [9-10]. Перед запуском расчёта выполнена проверка сборки на наличие геометрических коллизий; обнаруженные пересечения устраниены корректировкой начального положения компонентов. В ходе симуляции зарегистрирована траектория центра. Результаты экспортанты в файлы формата *.csv и использованы для корреляционного и спектрального анализа в среде MATLAB [11].

Для наглядного представления результатов моделирования динамики транспортного средства при движении по неровной опорной поверхности приведены графики основных характеристик колебаний центра масс кузова.

Сравнительный анализ автокорреляционных функций (АКФ) (рис. 3) позволяет оценить степень передачи возмущений от профиля дороги к подпрессоренной массе и выявить временные масштабы затухания колебаний.

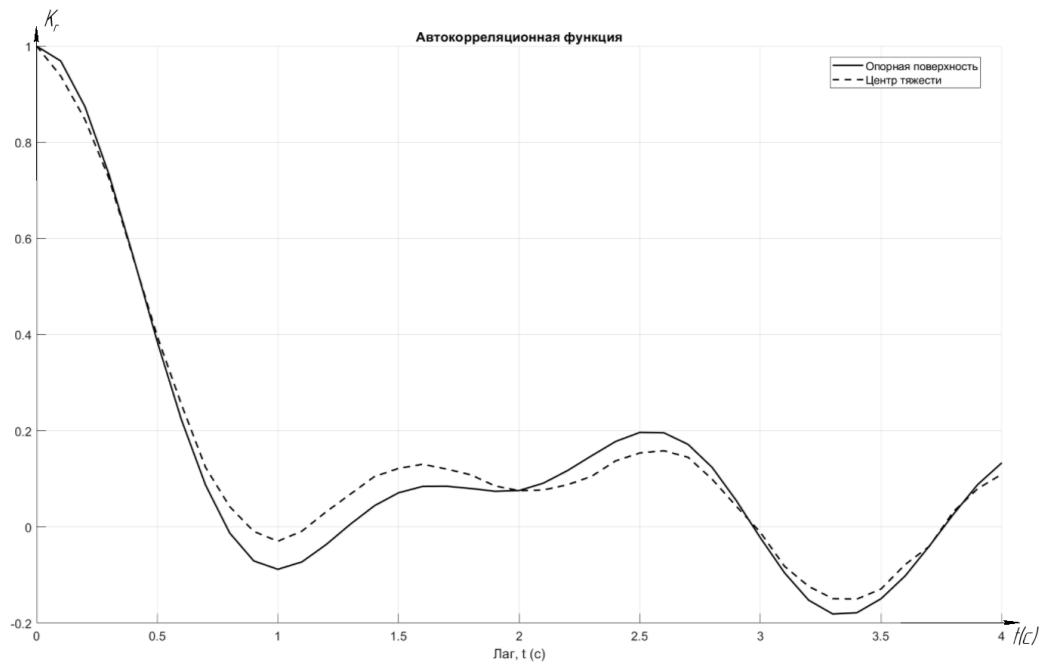


Рис. 3 – Автокорреляционные функции:
сплошная линия – опорной поверхности;
пунктирная линия – колебаний центра масс транспортного средства

Анализ автокорреляционных функций показывает, что АКФ колебаний центра масс транспортного средства быстро затухает и принимает отрицательные значения при $t \approx 1$ с. Функция имеет осциллирующий характер с несколькими локальными экстремумами, что указывает на наличие периодических компонент в сигнале. После первого минимума при $t \approx 1$ с наблюдается частичное восстановление корреляции, достигающее локального максимума при $t \approx 2,5$ с, за которым следует второй минимум при $t \approx 3,5$ с. Амплитуда осцилляций постепенно убывает с увеличением временного лага, и при $t > 8$ с значение АКФ стремится к нулю, что соответствует свойству стационарности процесса.

АКФ опорной поверхности имеет аналогичную форму, но с более выраженными осцилляциями и меньшим временем затухания. Наличие сдвига по времени и снижение амплитуды в АКФ центра масс свидетельствует о фильтрующем эффекте подвески, ослабляющей передачу высокочастотных возмущений от дороги к кузову.

На рисунке 4 представлены спектральные плотности мощности колебаний центра масс транспортного средства и высот неровностей опорной поверхности. Спектральная плотность для колебаний центра масс получена на основе временных рядов, экспорттированных из SolidWorks Motion и обработанных в MATLAB с использованием быстрого преобразования Фурье (БПФ) с оконным усреднением. Спектральная плотность для опорной поверхности рассчитана аналитически на основе заданной корреляционной функции (1). Сравнение спектров позволяет оценить частотный диапазон передачи возмущений от дороги к подпрессоренной массе и выявить доминирующие частоты колебаний.

Анализ спектральных плотностей показывает, что кривая для колебаний центра масс транспортного средства имеет выраженный пикивый характер и быстро снижается с увеличением частоты. Максимальное

значение спектральной плотности мощности наблюдается при частоте $f \approx 0,4$ Гц, что указывает на преобладание низкочастотных составляющих в сигнале.

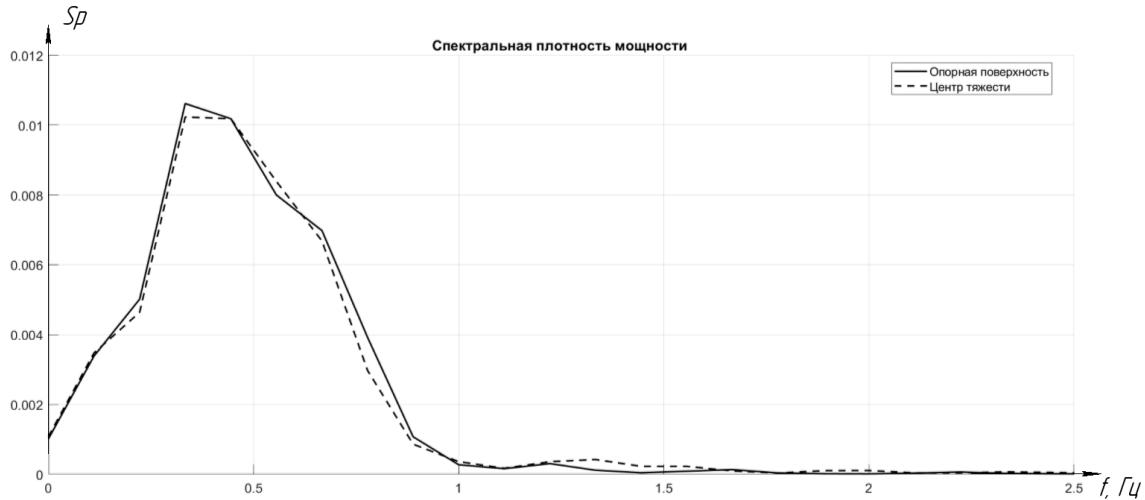


Рис. 4. – Спектральная плотность мощности колебаний центра масс и опорной поверхности;
сплошная линия – опорной поверхности;
пунктирная линия – колебаний центра масс транспортного средства

Кривая спектральной плотности опорной поверхности качественно повторяет форму спектра центра масс, однако имеет большую амплитуду и слегка смещённый в область более высоких частот пик. Это свидетельствует о том, что подвеска оказывает фильтрующее воздействие, ослабляя передачу высокочастотных возмущений от дороги к кузову и смещающая резонансную область в сторону более низких частот.

Заключение

Предложенный интегрированный подход, сочетающий параметризованное 3D-моделирование в SolidWorks и спектрально-корреляционный анализ в MATLAB, позволил провести численное исследование динамики транспортного средства при движении по неровной опорной поверхности без проведения дорогостоящих натурных испытаний. В

отличие от традиционных подходов, основанных на упрощённых аналитических моделях, предложенный метод обеспечивает учёт реальной геометрии подвески и нелинейных кинематических связей при сохранении вычислительной эффективности. Показано, что спектральная и корреляционная структура колебаний центра масс качественно повторяет характеристики опорной поверхности, однако с существенным снижением амплитуды и смещением доминирующей частоты в область более низких значений ($\sim 0,4$ Гц), что подтверждает фильтрующее действие подвески. Быстрое затухание автокорреляционной функции колебаний центра масс (до уровня $<0,1$ при $t > 8$ с) свидетельствует о слабой временной зависимости отклика и высокой эффективности демпфирования. Полученные результаты могут быть использованы для параметрической оптимизации характеристик подвески на этапе проектирования с целью повышения плавности хода и снижения динамических нагрузок на конструкцию.

Литература

1. Кутьков Г.М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства. М.: Инфа-М, 2014. 506 с.
2. Тарасик В.П. Математическое моделирование технических систем. Минск: Новое знание, 2001. 584с.
3. Жилейкин М.М., Котиев Г.О. Моделирование систем транспортных средств. М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2018. 280 с.
4. Фадеева М.Э., Чудаков Д.А., Маташнев А.А., Сидоров В.Н., Пономарев А.И. Моделирование механической трансмиссии колесной машины 4x2 с задней ведущей осью. // Инженерный вестник Дона, 2022, №12. URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/n12y2022/8090.
5. Фомин В.И., Шапкин Я.Д., Лентицкий Д.А., Кузовков Д.Р., Сидоров В.Н. Моделирование изменения угла крена крутосклонного трактора в среде



MathLab Simulink // Инженерный вестник Дона, 2025, №8. URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/n8y2025/10324.

6. Моделирование взаимодействия шины колеса с опорным основанием опорно-ходового модуля / А.В. Скрынников, А.В. Шихин, А.А. Попов, В.Н. Сидоров // Инженерный вестник Дона. 2022. №6. URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/n6y2022/7695.

7. Колбасов А.Ф. Некоторые актуальные вопросы работы автомобильной шины. Сочи: Фундаментальные исследования. 2011. №8-1. С. 128-130. URL: fundamental-research.ru/ru/article/view?id=26799.

8. Рыжков И.Б. Основы научных исследований и изобретательства. С-Пб.: Лань, 2019. 224 с. URL: e.lanbook.com/book/116011.

9. Зубина В.А., Пономарев А.И., Сидоров В.Н. Моделирование динамического процесса подвески автомобиля // Актуальные проблемы гуманитарных и естественных наук, 2015, №10-5. С. 176-178.

10. Документация MATLAB. URL: docs.exponenta.ru/documentation-ncenter.html.

11. Заруцкий С.А., Власенко Е.А. Автоматизация анализа данных экспериментальных исследований // Инженерный вестник Дона, 2019, №8. URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/n1y2018/4753.

References

1. Kutkov G.M. Traktori i avtomobili. Teoriya i tekhnologicheskie svoistva [Tractors and cars. Theory and technological properties]. M.: Infa-M, 2014. 506 p.
2. Tarasik V.P. Matematicheskoe modelirovaniye tekhnicheskikh system [Mathematical modeling of technical systems]. Minsk: Novoe znanie, 2001. 584p.
3. Zhileikin M.M., Kotiev G.O. Modelirovaniye sistem transportnikh sredstv [Modeling of vehicle systems]. M.: Izdatelstvo MGTU im. N.E. Baumana, 2018. 280 p.



4. Fadeeva M.E., Chudakov D.A., Matashnev A.A., Sidorov V.N., Ponomarev A.I. Inzhenernyj vestnik Dona, 2022, №12. URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/n121y2022/8090.
5. Fomin V.I., Shapkin Ya.D., Lentitskii D.A., Kuzovkov D.R., Sidorov V.N. Inzhenernii vestnik Dona, 2025, №8. URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/n8y2025/10324.
6. Skrynnikov A.V., Shikhin A.V., Popov A.A., Sidorov V.N. Inzhenernyj vestnik Dona, 2022. №6. URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/n6y2022/7695.
7. Kolbasov A.F. Fundamentalnie issledovaniya. 2011. №8-1. P. 128-130. URL: fundamental-research.ru/ru/article/view?id=26799.
8. Rizhkov I.B. Osnovi nauchnikh issledovanii i izobretatelstva [Fundamentals of scientific research and invention]. S-Pb.: Lan, 2019. 224 p. URL: e.lanbook.com/book/116011.
9. Zubina V.A., Ponomarev A.I., Sidorov V.N. Aktualnye problemy gumanitarnyh i estestvennyh nauk. 2015, №10-5. P 176-178.
10. Dokumentatsiya MATLAB [MATLAB Documentation]. URL: docs.exponenta.ru/documentation-ncenter.html.
11. Zarutskii S.A., Vlasenko Ye.A. Inzhenernii vestnik Dona, 2019, №8. URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/n1y2018/4753.

Дата поступления: 17.11.2025

Дата публикации: 26.12.2025