

Колядин П.А.

ассистент кафедры автомобилей и сервиса
Воронежского государственного
лесотехнического университета имени
Г.Ф. Морозова, РФ

Рубцов Е.Г.

преподаватель кафедры автомобилей и
сервиса Воронежского государственного
лесотехнического университета имени
Г.Ф. Морозова, РФ

Татаринцев В.Ю.

ассистент кафедры автомобилей и сервиса
Воронежского государственного
лесотехнического университета
имени Г.Ф. Морозова, РФ

Прядкин В.И.

доктор техн. наук, профессор кафедры
автомобилей и сервиса Воронежского
государственного лесотехнического
университета имени Г.Ф. Морозова, РФ

Kolyadin P.A.

assistant of the Department of cars and service,
Voronezh State University of Forestry and
Technologies named after G.F. Morozov,
Russian Federation

Rubtsov E.G.

lecturer at the Department of cars and service,
Voronezh State University of Forestry and
Technologies named after G.F. Morozov,
Russian Federation

Tatarintsev V.Yu.

assistant of the Department of cars and service,
Voronezh State University of Forestry and
Technologies named after G.F. Morozov,
Russian Federation

Pryadkin V.I.

Doctor of Technical Sciences, Professor of
the Department of cars and service, Voronezh
State University of Forestry and Technologies
named after G.F. Morozov, Russian Federation

ПРИМЕНЕНИЕ КОМБИНИРОВАННОГО УПРУГОГО ЭЛЕМЕНТА В ПОДВЕСКЕ АВТОМОБИЛЯ УАЗ ПАТРИОТ

APPLICATION OF A COMBINED ELASTIC ELEMENT IN THE SUSPENSION OF THE UAZ PATRIOT VEHICLE

Аннотация. В статье описывается проблема повышения плавности хода легковых автомобилей повышенной проходимости. Производится моделирование задней подвески автомобиля с комбинированным упругим элементом подвески, разработана компьютерная программа «Программа для моделирования движения автомобиля с рессорно-пневматической подвеской». Результаты моделирования свидетельствуют о снижении основной пик амплитуды колебаний с 0.01 до 0.02 м. м при увеличении давления в пневматическом элементе с 3 до 7 атм. С увеличением нагрузки с 850 до 1650 кг увеличиваются колебания на частоте 0,55 Гц с 0,10 до 0,13 м., при этом энергия колебаний перераспределяется таким образом, что уменьшаются колебания в частотном диапазоне 0,8 ... 5,0 Гц.

Abstract. This article describes the problem of improving the ride quality of off-road passenger vehicles. The rear suspension of a vehicle with a combined elastic suspension element is simulated, and a computer program, "Program for Simulating the Motion of a Vehicle with a Spring-Air Suspension," is developed. The simulation results indicate a decrease in the main peak oscillation amplitude from 0.01 to 0.02 m/s with an increase in the pressure in the pneumatic element from 3 to 7 atm. As the load increases from 850 to 1650 kg, oscillations at a frequency of 0.55 Hz increase from 0.10 to 0.13 m/s, with the oscillation energy redistributed such that oscillations in the frequency range of 0.8 to 5.0 Hz are reduced.

Ключевые слова: шина, пневматический упругий элемент, подвеска, плавность хода, автомобиль, моделирование.

Keywords: tire, pneumatic spring, suspension, ride quality, car, modeling.

Введение

Проблема повышения плавности хода автомобилей остается одной из наиболее актуальных направлений развития автомобилестроения [1]. Увеличение скоростей движения транспортных средств связано с увеличением вибрационной нагруженности на элементах конструкции [2]. Повышение вертикальных ускорений и амплитуды колебаний рамы автомобиля и сиденья оператора вызывает ряд негативных последствий, связанных как с техническим состоянием транспортного средства [3, 4], так и со здоровьем водителя и пассажиров [5].

Одним из способов повышения плавности хода автомобиля является применение упругого элемента подвески с изменяемой характеристикой, жесткость которого меняется в зависимости от подрессоренной массы. Однако особый интерес представляет подвеска автомобиля, где одновременно с пневматическим пневмобаллоном применяется и классическая металлическая малолистовая рессора [6, 7]. Применение и взаимодействие таких упругих элементов подвески рассматривалось в более раннем исследовании, где была составлена модель задней подвески легкового автомобиля повышенной проходимости УАЗ Патриот и были проведены лабораторные исследования шины КАМА-219 размерностью 225/75R16 и пневматического упругого элемента [8]. В то же время остается нерешенной задача определения зависимости изменения вибрационной нагруженности от давления воздуха в пневмобаллоне и суммарной подрессоренной массы. Поэтому исследование вопроса требует рассмотрения.

Цель исследования: снижение вибрационной нагруженности подрессоренных частей легкового автомобиля повышенной проходимости.

Методика проведения исследования

Согласно ранее разработанной модели задней подвески автомобиля УАЗ Патриот с комбинированным упругим элементом подвески и составленной системой дифференциальных уравнений [8], был предложен следующий способ их решения.

Комбинированный упругий элемент обеспечивает линейную нагрузочную характеристику при малой загрузке автомобиля (до 0,3 от максимальной загрузки) и нелинейную вогнутую характеристику при большой загрузке. В соответствии с этим сила, действующая со стороны подвески на корпус мобильного средства, задавалась в модели следующим выражением:

$$z_o(t) = \sum_{i=1}^{N_u} H_i \exp\left(-\frac{(v \cdot t - x_i)^2}{2\sigma_i^2}\right), \quad (1)$$

где c_n — коэффициент жесткости рессоры в линейном приближении; z_0 — начальная высота рессоры (высота расположения верхней контактной площадки подвески в случае нулевой нагрузки со стороны корпуса); F_1 , F_a , A , z_1 — параметры силовой характеристики пневматического элемента в адиабатическом приближении.

На рисунке 1 представлен график нагрузочной характеристики комбинированного упругого элемента. При деформации 0,1 м (30% от полной загрузки автомобиля) происходит смена характера силовой характеристики с линейного на нелинейный. В модели используется предположение, что датчик нагрузки мгновенно включает и отключает пневматический элемент, и мгновенно происходит само переключение между рессорой и пневматическим элементом. В порожнем положении на комбинированный упругий элемент приходится 634,4 кг. При полной нагрузке на комбинированный упругий элемент приходится 1434,4 кг. Ноль нагрузки, когда мост поднят над опорным основанием.

Часть компьютерных экспериментов провели для различных типов опорных поверхностей, характерных для движения автомобиля. Функцию рельефа задавали формулой:

$$z(x) = A_1 e^{-\alpha_1 |x|^*} + A_2 e^{-\alpha_2 |x|^*} / \cos \beta_2 l. \quad (2)$$

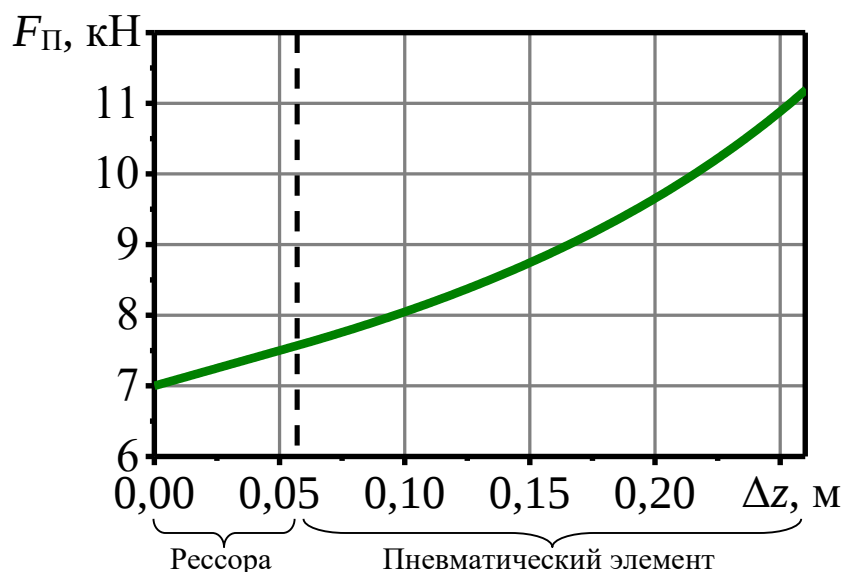


Рисунок 1 — Зависимость силы F_{Π} , оказываемой подвеской на корпус автомобиля, от деформации Δz комбинированного упругого элемента (деформация от порожнего состояния)

Задающие геометрические особенности неровностей параметры выражения для различных типов опорной поверхности представлены в таблице 1

Таблица 1 – Параметры выражения, задающего неровности опорной поверхности

Тип опорной поверхности	$\sqrt{R(0)}$	A_1	A_2	α_1	α_2	β_1
1. Луценая стерня озимой пшеницы поперек направления уборки	2,74	0,95	0,05	0,50	0,30	1,18
2. Грунтовая полевая дорога	2,12	1,0	1,0	0,50	0,58	0,63
3. Булыжная дорога со впадинами и буграми	3,28	0,85	0,15	0,5	0,2	2,0

Для реализации модели разработана компьютерная программа «Программа для моделирования движения автомобиля с рессорно-пневматической подвеской» на языке ObjectPascal в среде программирования BorlandDelphi 7.

В процессе работы программа регулярно выводит на экран схематичное изображение подвески, графики зависимости вертикального положения непрорессоренной и прорессоренной масс, а также спектр колебаний корпуса автомобиля (рисунок 2). Программа применима для различных параметров рессорно-пневматической подвески, условий движения и варианта рельефа опорной поверхности.

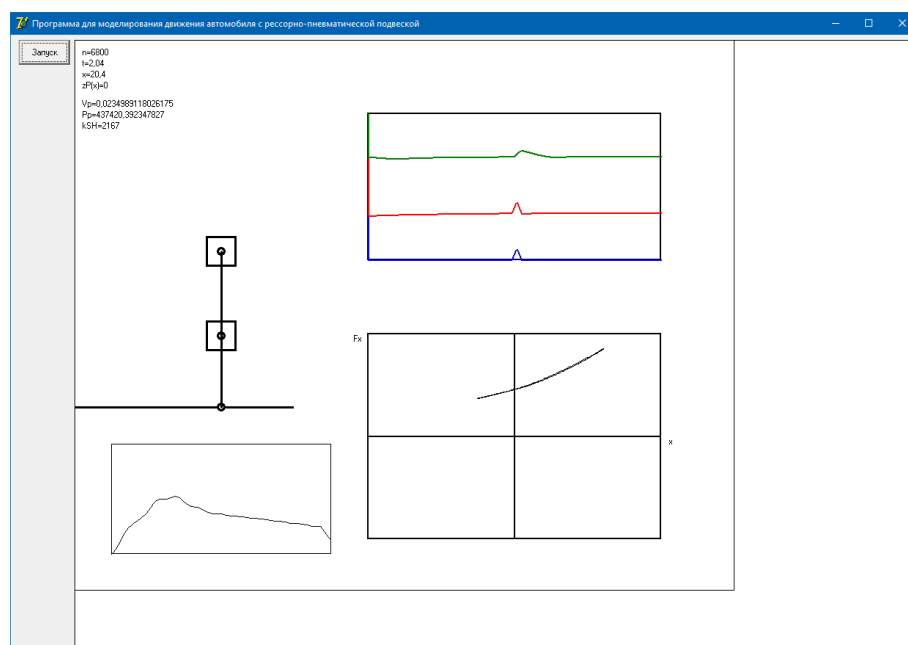


Рисунок 2 – Изображение, выводимое на экран в процессе работы программы: схематичное изображение двухмассовой упругой системы, графики вертикальной координаты центра колеса и корпуса автомобиля, спектр колебаний корпуса

Переменные, относящиеся к разработанной модели (рисунок 3), можно разделить на четыре группы: три группы входных переменных и одну группу показателей эффективности.

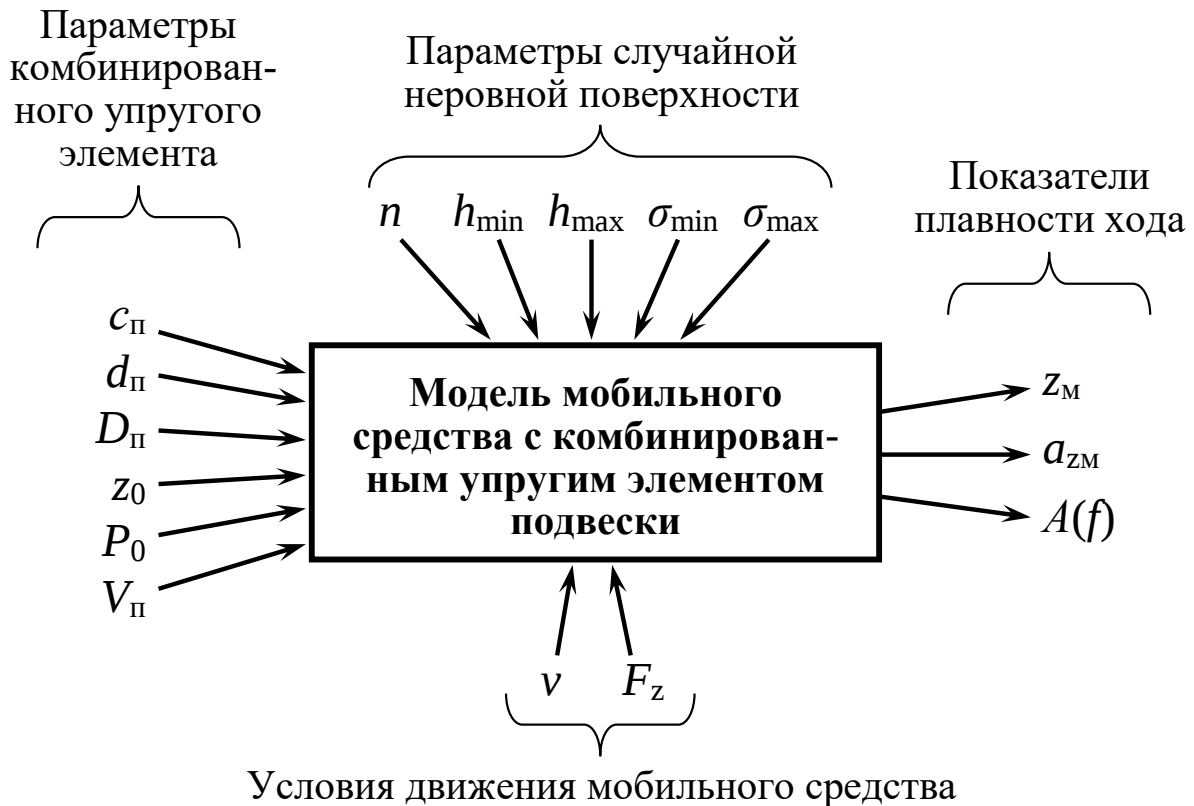


Рисунок 3 – Основные параметры модели гидропневматической подвески и показатели эффективности

К первой группе входных переменных относятся параметры подвески и комбинированного упругого элемента:

$c_{\text{п}}$ – жесткость рессоры подвески;

$d_{\text{п}}$ – коэффициент демпфирования рессоры и амортизатора подвески;

$D_{\text{п}}$ – диаметр пневмоэлемента;

z_0 – начальная высота расположения корпуса при нулевой нагрузке на подвеску;

P_0 – начальное давление в пневматическом элементе подвески при нулевой нагрузке на подвеску;

$V_{\text{п}}$ – начальный суммарный объем пневмоэлемента подвески и подключенного к ней ресивера.

Вторая группа переменных задает рельеф случайной опорной поверхности:

n – линейная плотность неровностей (количество неровностей на 1 км участка модельной неровной поверхности);

$h_{\min}$ и $h_{\max}$ – минимальная и максимальная высоты неровностей: границы диапазона для выбора по равномерному закону распределения вероятности;

$\sigma_{\min}$ и $\sigma_{\max}$ – минимальная и максимальная длины неровностей: границы диапазона для выбора по равномерному закону распределения вероятности;

Третья группа переменных связана с условиями эксплуатации автомобиля:

v – скорость движения автомобиля;

F_z – нагрузка, приходящаяся на колесо.

К показателям эффективности подвески с комбинированным упругим элементом относятся:

z_m – максимальная амплитуда колебаний корпуса автомобиля;

a_{zm} – максимальное ускорение корпуса автомобиля;

$A(f)$ – спектр колебаний корпуса автомобиля;

Результаты исследования

В базовом компьютерном эксперименте все параметры модели имели наиболее типичные значения для процесса движения автомобиля. Автомобиль двигался с продольной скоростью 10 м/с (36 км/ч) по опорной поверхности случайной формы на протяжении 100 с.

На рисунке 4 представлены первичные графики, полученные в результате моделирования. Нижний график $z_n(t)$ представляет собой изменение с течением времени высоты точки контакта колеса и опорной поверхности. Средний график $z_k(t)$ представляет зависимость от времени вертикальной координаты ведущего моста. Верхний график $z_a(t)$ изображает зависимость от времени вертикальной координаты корпуса автомобиля. На основе визуального сравнения можем отметить, что характер изменения графика $z_a(t)$ более плавный, чем $z_n(t)$. Это свидетельствует об эффективной работе подвески, обеспечивающей достаточно высокую плавность хода автомобиля.

После прохождения автомобилем в модели дистанции 1 км на основе графика $z_a(t)$ рассчитывался спектр колебаний корпуса автомобиля (амплитудный спектр, рисунок 5).

Судя по положению пика спектра, колебания наибольшей амплитуды происходят с частотой 0,55 Гц. В частотном диапазоне более 1,5 Гц колебания практически не происходят.

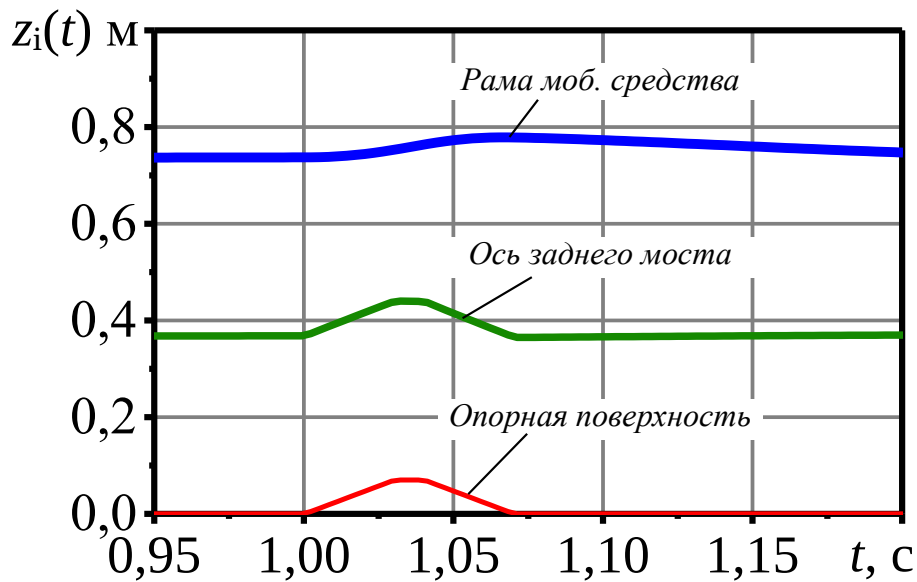


Рисунок 4 – Зависимость от времени вертикального положения точки контакта колеса с опорной поверхностью (внизу); оси ведущего моста (в центре); корпуса автомобиля (вверху) при движении по случайной неровной опорной поверхности

Дальнейшее теоретическое исследование заключалось в изменении какого-либо из параметров модели, при сохранении остальных параметров модели постоянными, и анализу влияния изменяемого параметра.

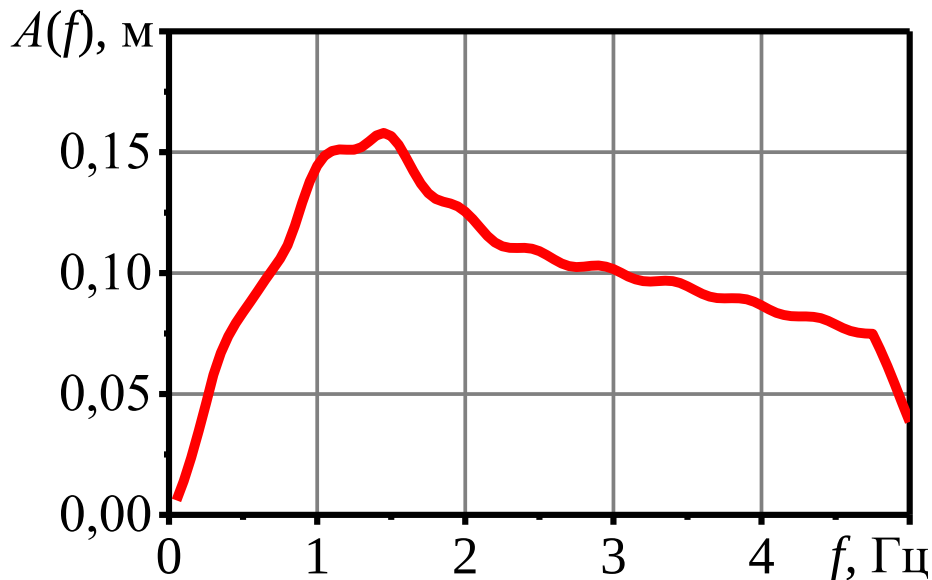


Рисунок 5 – Амплитудный спектр вертикальных колебаний корпуса мобильного средства

От параметров пневматического элемента в комбинированном упругом элементе подвески должна зависеть плавность хода автомобиля. Одним из основных параметров мобильного средства является давление воздуха в нем в отсутствии нагрузки P_0 . Проведены три серии компьютерных экспериментов, в

которых варьировали давление P_0 на уровнях 1,5, 3, 4,5 атм. В зависимости от давления P_0 статическая силовая характеристика подвески различалась участком, на котором работает пневматический элемент (рисунок 6 и 7). Движение производилось по случайной неровной опорной поверхности.

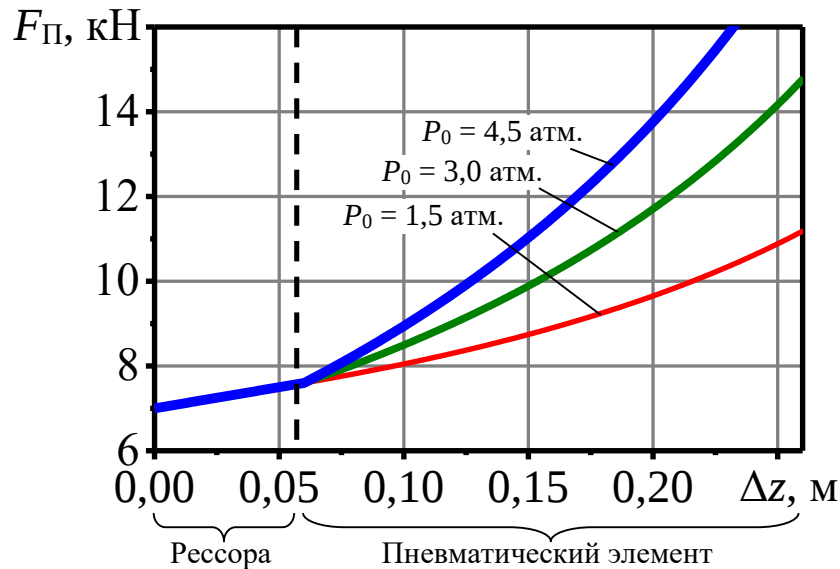


Рисунок 6 – Зависимость силы $F_{\text{П}}$, оказываемой подвеской на корпус автомобиля, от деформации Δz комбинированного упругого элемента (деформация от порожнего состояния)

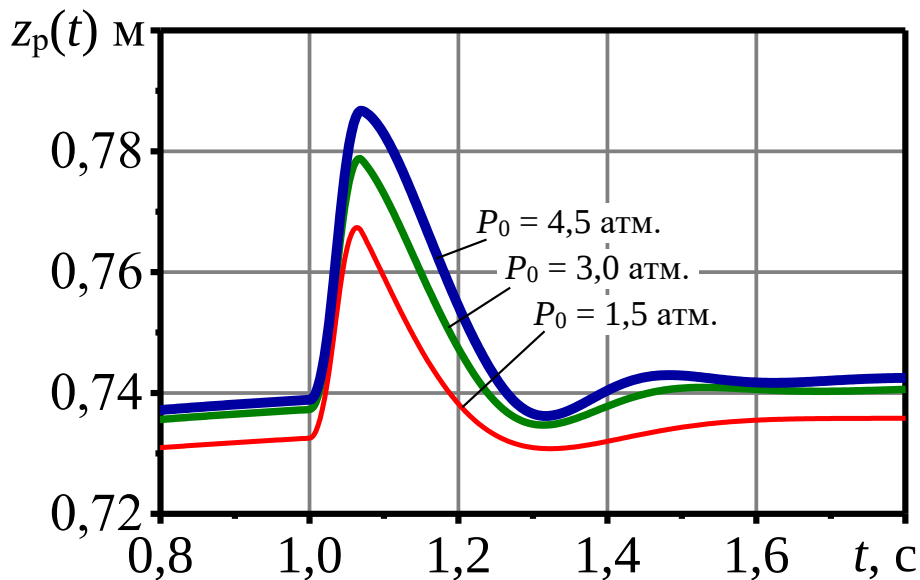


Рисунок 7 – Зависимость от времени вертикального положения рамы мобильного средства при движении по единичной трапецевидной неровности

Обнаружено, что с увеличением давления в пневматическом элементе с 1,5 до 4,5 атм. спектр (рисунок 8) улучшается: снижается основной пик с 0,121 до 0,110 м, за счет размытия энергии колебаний по широкому диапазону частот

3...5 Гц и увеличения в нем амплитуды колебаний с 0.01 до 0.02 м. По-видимому, улучшение спектра с увеличением давления обусловлено тем, что силовая характеристика становится более нелинейной.

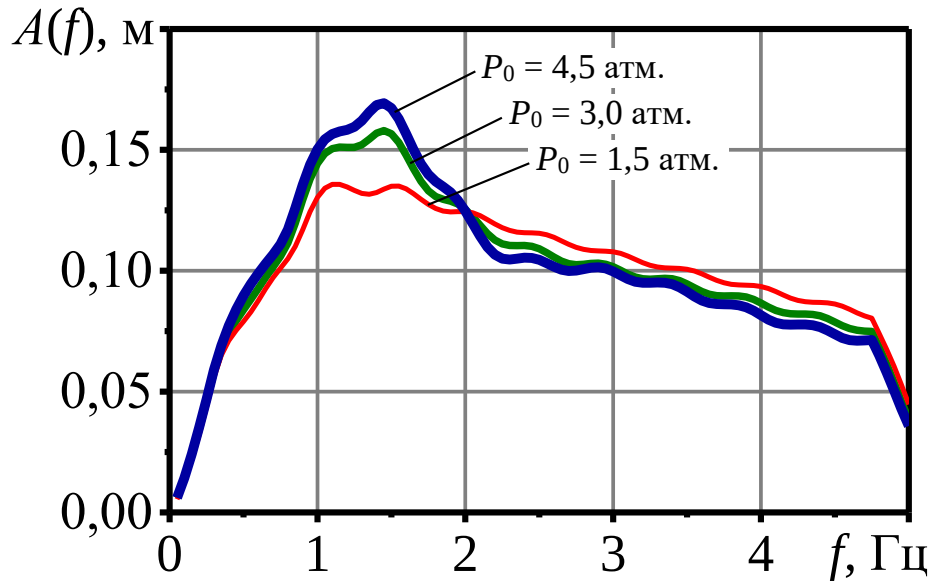


Рисунок 8 – Амплитудный спектр вертикальных колебаний рамы мобильного средства

Обнаружено, что с увеличением нагрузки с 200 до 800 кг увеличиваются колебания на частоте 1,2 Гц с 0,17 до 0,19 м (рисунок 9).

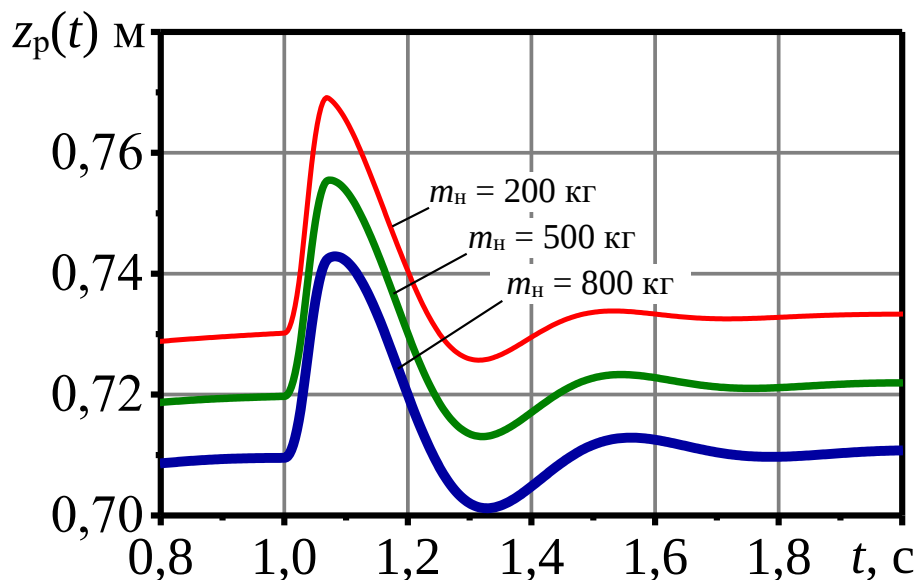


Рисунок 9 – Зависимость от времени вертикального положения рамы автомобиля при движении по единичной трапецевидной неровности

При этом энергия колебаний перераспределяется таким образом, что уменьшаются колебания в частотном диапазоне 1,5 ... 5,0 Гц. Отличие первичных графиков заключается в том, что с увеличением нагрузки уменьшается

вертикальная координата корпуса, что приводит к более низкому расположению графика колебаний корпуса $z_a(t)$ (рисунок 10).

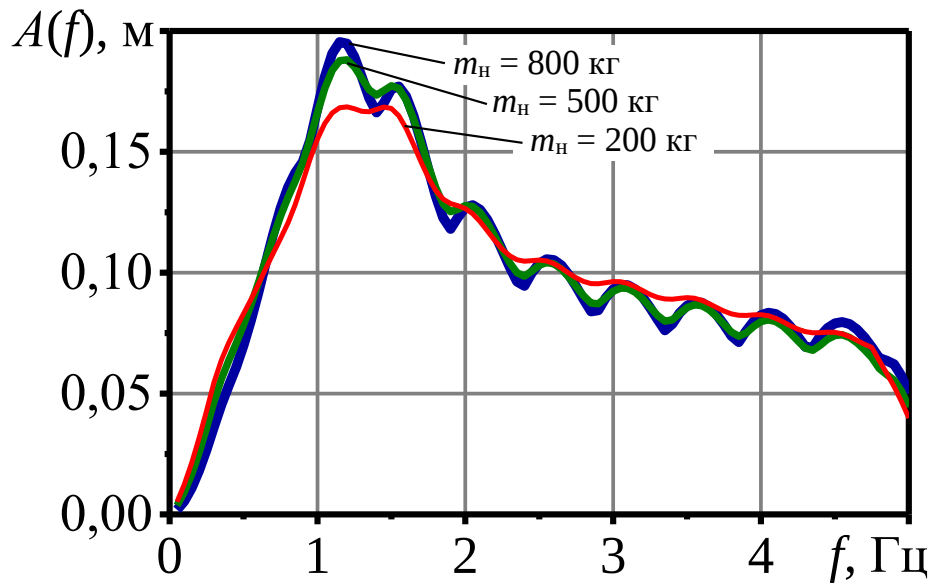


Рисунок 10 – Амплитудный спектр вертикальных колебаний рамы автомобиля

На графике зависимости от времени вертикального положения (рисунок 11) видно, что при движении по опорной поверхности со случайными неровностями линия вертикального положения рамы автомобиля изменяется более плавно, чем линия опорной поверхности, что говорит о хорошей работе упругих элементов подвески. Полученный спектр вертикальных колебаний рамы мобильного средства при движении по случайной опорной поверхности приведен на рисунке 12.

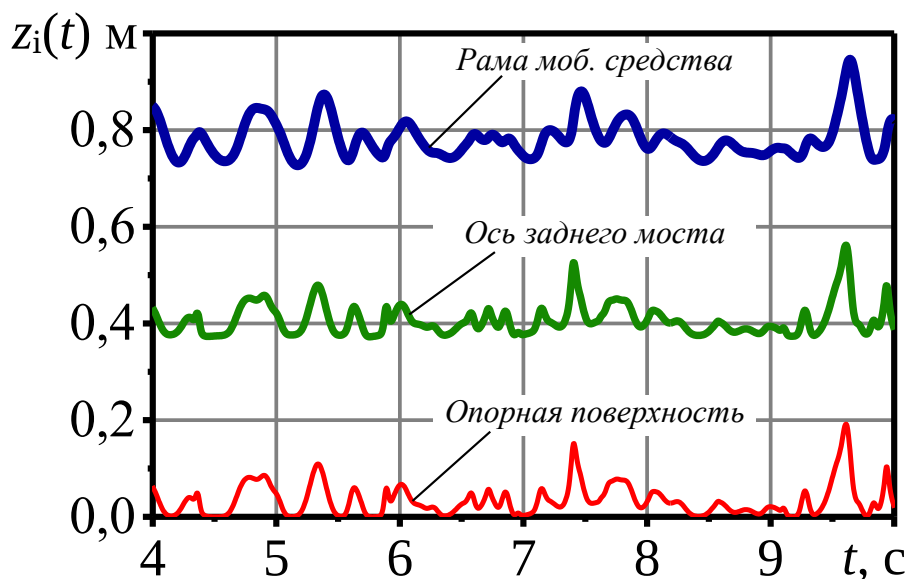


Рисунок 11 – Зависимость от времени вертикального положения точки контакта колеса с опорной поверхностью (внизу); оси заднего моста (в центре); рамы мобильного средства (вверху) при движении по опорной поверхности со случайными неровностями

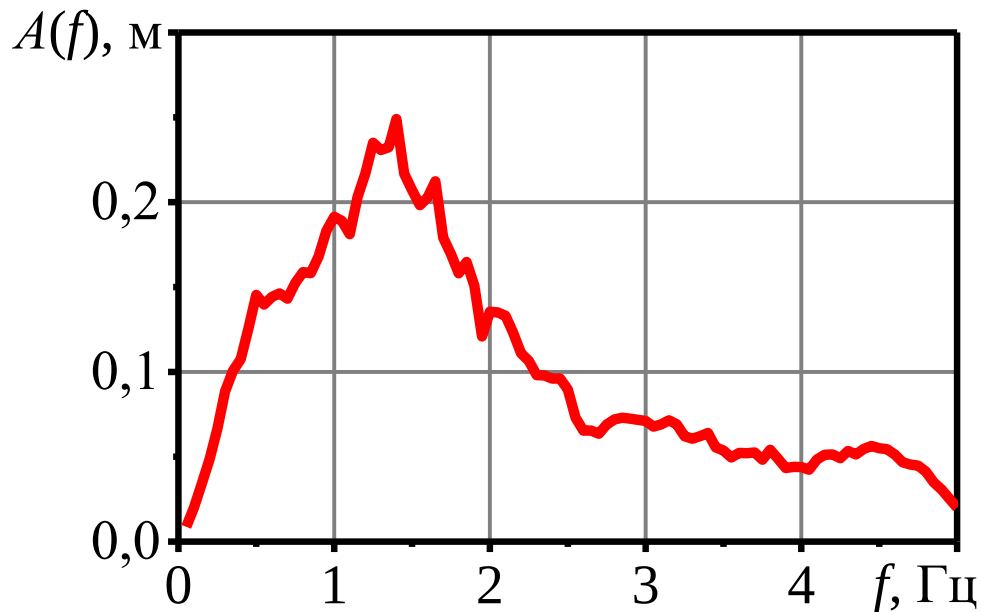


Рисунок 12 – Амплитудный спектр вертикальных колебаний рамы мобильного средства

Выводы

1. При движении по неровной опорной поверхности со скоростью 10 м/с комбинированный упругий элемент обеспечивает достаточно хорошую плавность хода с наибольшей амплитудой колебания при частоте 0,55 Гц. Подвеска с комбинированным упругим элементом обеспечивает практически полное гашение колебаний с частотой более 1,5 Гц.

2. При движении по лущенной стерне по сравнению со спектром для движения по случайной неровной опорной поверхности выявлены следующие отличия: основной пик при частоте 0,55 Гц уменьшен с 0,13 до 0,08 м, однако наблюдается незначительный второй пик амплитудой около 0,02 м в частотном диапазоне 1,3 ... 2,0 Гц. Кроме того, при частотах выше 2 Гц происходят незначительные колебания 0,01...0,02 м, тогда как для сравниваемого спектра амплитуда колебаний была менее 0,01 м

3. Неровности опорной поверхности с выраженной периодичностью и большой амплитудой (грунтовая дорога) вызывают выраженные колебания на частоте, соответствующей частоте воздействия периодических неровностей, в частности, основной пик спектра при частоте 0,4 Гц имеет амплитуду 0,26 м. Прослеживается также второй пик амплитудой 0,4 м в диапазоне частот 0,5... 0,9 Гц. Колебания частотой более 1 Гц практически не выражены.

4. При движении по булыжниковой дороге особенностью спектра является широкий основной пик с практически постоянной амплитудой колебаний

0,07 м в диапазоне частот 0,3...0,9 Гц, а также сравнительно высокая амплитуда колебаний 0,020...0,025 м в диапазоне частот 1 ... 5 Гц.

5. Подвеска с комбинированным упругим элементом на изученных четырех типах опорной поверхности обеспечивает достаточно хорошую плавность хода. Колебаний корпуса мобильного средства происходят в диапазоне частот 0,3...0,9 Гц и диапазоне амплитуд 0,01...0,26 м.

6. С увеличением давления в пневматическом элементе с 3 до 7 атм. спектр улучшается: снижается основной пик с 0,121 до 0,110 м, за счет размытия энергии колебаний по широкому диапазону частот 3...5 Гц и увеличения в нем амплитуды колебаний с 0.01 до 0.02 м. По-видимому, улучшение спектра с увеличением давления обусловлено тем, что силовая характеристика становится более нелинейной.

7. С увеличением нагрузки с 850 до 1650 кг увеличиваются колебания на частоте 0,55 Гц с 0,10 до 0,13 м. При этом энергия колебаний перераспределяется таким образом, что уменьшаются колебания в частотном диапазоне 0,8...5,0 Гц.

Список литературы

1. Певзнер, Я.М. Пневматические и гидропневматические подвески / Я.М. Певзнер, А.М. Горелик – М. : Техника. Технологии. Инженерия., 2016. – 19 с.
2. Перспективные мобильные средства на шинах сверхнизкого давления для сельскохозяйственного производства / З. А. Годжаев, В. И. Прядкин, П. А. Колядин, А. В. Артемов // Тракторы и сельхозмашины. – 2022. – Т. 89, № 4. – С. 277-286. – DOI 10.17816/0321-4443-115016. – EDN ENPEDS.
3. Лелиовский, К. Я. Определение на стенде влияния эксплуатационных дефектов зубчатых колес на вибрационные характеристики работы коробок передач / К. Я. Лелиовский, М. Г. Корчажкин // Мир транспорта и технологических машин. – 2025. – № 1-3(88). – С. 62-68. – DOI 10.33979/2073-7432-2025-1-3(88)-62-68. – EDN SSSEDWY.
4. Лелиовский, К. Я. Расчет спектральных характеристик вибраций элементов трансмиссии транспортных средств, обусловленных эксплуатационными повреждениями / К. Я. Лелиовский, Ю. И. Молев // Вестник гражданских инженеров. – 2024. – № 1(102). – С. 95-103. – DOI 10.23968/1999-5571-2024-21-1-95-103. – EDN JQCMQS.
5. Прядкин, В. И. Транспортно-технологические средства на шинах сверхнизкого давления / В. И. Прядкин, В. Я. Шапиро, З. А. Годжаев, С. В. Гончаренко ; М-во образования и науки РФ, ФГБОУ ВО «ВГЛУ». – Воронеж, 2019. – 492 с.
6. Прядкин, В. И. Моделирование режима движения грузового автомобиля с комбинированным упругим элементом в подвеске заднего моста / В. И. Прядкин, А. М. Завьялов // Воронежский научно-технический Вестник. – 2020. – Т. 4, № 4(34). – С. 114-119. – DOI 10.34220/2311-8873-2021-4-4-114-119. – EDN RSBNBV.
7. Экспериментальная оценка тягово-сцепных качеств широкопрофильной шины / С. Д. Зайцев, Л. С. Стребленченко, С. В. Гончаренко, В. И. Прядкин // Тракторы и сельхозмашины. – 2010. – № 8. – С. 25-27. – EDN NKLSPB.
8. Исследования комбинированного упругого элемента в подвеске автомобиля УАЗ Патриот / Е. Г. Рубцов, П. А. Колядин, В. Ю. Татаринцев [и др.] // Автотракторная отрасль России: проблемы и перспективы : Материалы Всероссийской студенческой научной

конференции, Воронеж, 17 апреля 2025 года. – Воронеж: Воронежский государственный лесотехнический университет им. Г.Ф. Морозова, 2025. – С. 87-100. – DOI 10.58168/RAuIPP2025_87-100. – EDN VJQSCB.

References

1. Pevsner, Ya.M. Pneumatic and hydropneumatic suspensions / Ya.M. Pevsner, A.M. Gorelik – M. : Technique. Technologies. Engineering., 2016. – 19 p.
2. Promising mobile means on ultra-low pressure tires for agricultural production / Z. A. Gojaev, V. I. Pryadkin, P. A. Kolyadin, A.V. Artemov // Tractors and agricultural machinery. – 2022. – Vol. 89, No. 4. – PP. 277-286. – DOI 10.17816/0321-4443-115016. – EDN EHPEDS.
3. Leliovsky, K. Ya. Determination on the stand of the influence of operational defects of gears on the vibration characteristics of gearboxes / K. Ya. Leliovsky, M. G. Korchazhkin // The world of transport and technological machines. – 2025. – № 1-3(88). – Pp. 62-68. – DOI 10.33979/2073-7432-2025-1-3(88)-62-68. – EDN SSEDWY.
4. Leliovsky, K. Ya. Calculation of spectral characteristics of vibrations of transmission elements of vehicles caused by operational damage / K. Ya. Leliovsky, Yu. I. Molev // Bulletin of Civil Engineers. – 2024. – № 1(102). – Pp. 95-103. – DOI 10.23968/1999-5571-2024-21-1-95-103. – EDN JQCMQS.
5. Pryadkin, V. I. Transport and technological means on ultra-low pressure tires / V. I. Pryadkin, V. Ya. Shapiro, Z. A. Gojaev, S. V. Goncharenko; Ministry of Education and Science of the Russian Federation, VGLTU. Voronezh, 2019. 492 p. (in Russian)
6. Pryadkin, V. I. Modeling the driving mode of a truck with a combined elastic element in the rear axle suspension / V. I. Pryadkin, A.M. Zavyalov // Voronezh Scientific and Technical Bulletin, 2020, vol. 4, No. 4(34), pp. 114-119. DOI 10.34220/2311-8873-2021-4-4-114-119. EDN RSBNBV.
7. Experimental assessment of traction qualities of a wide-profile tire / S. D. Zaitsev, L. S. Streblechenko, S. V. Goncharenko, V. I. Pryadkin // Tractors and agricultural machinery. – 2010. – No. 8. – pp. 25-27. – EDN NKLSPB.
8. Research of the combined elastic element in the suspension of the UAZ Patriot car / E. G. Rubtsov, P. A. Kolyadin, V. Y. Tatarintsev [and others] // Automotive industry of Russia: problems and prospects : Proceedings of the All-Russian Student Scientific Conference, Voronezh, April 17, 2025. Voronezh: Voronezh State Forestry Engineering University named after G.F. Morozov, 2025. pp. 87-100. – DOI 10.58168/RAuIPP2025_87-100. – EDN VJQSCB.