

Е.В. Степанов, Ю.И. Молев, С.М. Огороднов, А.С. Вашурин

ОЦЕНКА ПЛАВНОСТИ ХОДА АВТОМОБИЛЯ С ГИДРОЭЛАСТОМЕРНОЙ ПОДВЕСКОЙ

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева

Рассмотрена конструкция подвески, упругий и демпфирующий аппарат которой представлен в виде комбинированного устройства – пакета эластомерных элементов и газо-гидравлического однотрубного амортизатора. Целью исследования является определение критериев плавности хода автомобиля с гидроэластомерной подвеской и сравнение со значениями, полученными для стандартной (базовой) конструкции. Оценка влияния выполнена на основе сравнения результатов имитационного моделирования передней подвески автомобиля ГАЗель NEXT и аналогичной подвески с гидроэластомерным пакетом. В качестве расчетной модели выбрана двухмассовая одноосная модель подвески. Моделирование осуществлено в программном комплексе MATLAB/Simulink. Математическая модель микропрофиля дорожного полотна реализована на основе метода суперпозиции гармонических функций с различной частотой и амплитудой колебаний. В результате аналитической работы установлено, что стандартная подвеска с винтовой цилиндрической пружины и гидравлическим амортизатором на всех исследуемых режимах движения не превосходит конструкцию с гидроэластомерным пакетом по выбранным критериям оценки плавности хода. Результаты исследования позволяют сделать вывод о перспективах применения подобных конструкций в подвесках транспортных средств.

Ключевые слова: автомобиль, подвеска, эластомер, гидравлический амортизатор, плавность хода, упругая характеристика, коэффициент демпфирования, испытания, микропрофиль, моделирование, двухмассовая модель, MATLAB/Simulink.

Обоснование необходимости и цель работы

Неметаллические упругие элементы в подвесках автомобилей используются, в основном, как дополнительные, позволяющие определенным образом корректировать упругую характеристику, например, обеспечивая ее нелинейность и увеличивая энергоемкость. Подобная ограниченность применения связана с установившимся мнением о невозможности обеспечения стабильных характеристик и высокого ресурса у неметаллических изделий.

Современные рецептуры, подходы к технологии получения и обработки эластичных полимеров (эластомеров) подразумевающие применение сверхвысоких давлений при формовке изделия, термоупрочнение поверхностных слоев и использование модификаторов защиты против старения, позволяют получить материал с качественно иными характеристиками. К ним можно отнести:

- стабильные показатели вязкоупругих свойств;
- высокие показатели ресурса;
- стойкость к старению, трещинообразованию и разрастанию разреза;
- стойкость к знакопеременным нагрузкам и воздействию высоких и низких температур (от минус 60 °С до плюс 100 °С);
- стойкость к агрессивным средам.

Эластомер обладает внутренним трением и упругой характеристикой с нелинейным прогрессивным характером [1]. Это определяет ряд преимуществ по сравнению со стандартной конструкцией подвески:

- поглощение энергии при деформации подвески (частично выполняет функции амортизатора);
- совмещает функции основного и дополнительного упругих элементов (нет необходимости установки дополнительного буфера или рессоры);

- прогрессивная упругая характеристика позволяет сохранить величину собственной частоты колебаний поддресоренных масс при различной загрузке транспортного средства).

Применение конструкций гидроэластомерных устройств (рис. 1) при выполнении известных требований к упругой характеристике подвески и плавности хода обеспечивает существенное снижение массы неподресоренных частей автомобиля и расход металла, повышение плавности движения и появление новых возможностей при проектировании конструкции подвески.

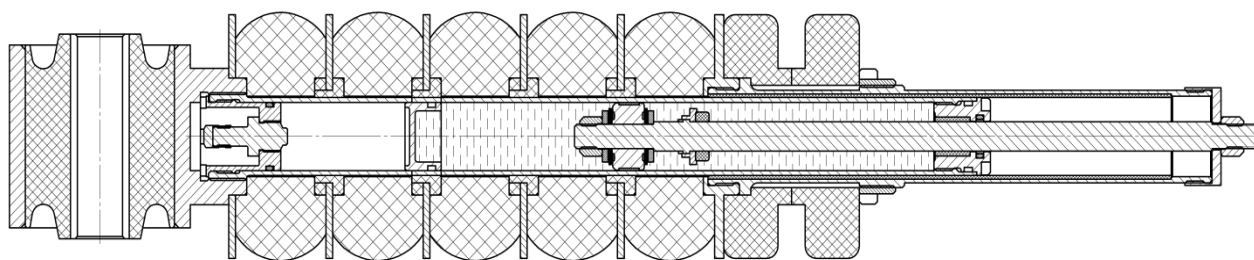


Рис. 1. Схема гидроэластомерного пакета подвески автомобиля

Принимая во внимание перспективы применения подобных материалов, целью настоящего исследования является определение расчетно-экспериментальными методами критериев плавности хода автомобиля с гидроэластомерной подвеской и сравнение со значениями, полученными для стандартной (базовой) конструкции.

Экспериментальные исследования выполнены с использованием оборудования Центра коллективного пользования НГТУ «Транспортные системы».

Методика выполнения работы

В качестве объекта исследования выбрана передняя подвеска легкого коммерческого автомобиля ГАЗель NEXT. Данная подвеска является двухрычажной с винтовой цилиндрической пружиной, дополнительным буфером сжатия и гидравлическим двухтрубным амортизатором. В качестве альтернативы для данной подвески спроектирован и изготовлен опытный образец гидроэластомерного пакета. Ключевые параметры для расчетных исследований получены в ходе натурных, стендовых испытаний и предоставлены конструкторами Группы ГАЗ.

Методика и порядок проведения работ для расчетной оценки плавности хода автомобиля со стандартной подвеской и гидроэластомерной:

- 1) определение упругой характеристики и характеристики амортизатора, приведенных к колесу для стандартной подвески, опираясь на данные из конструкторской документации и натурных испытаний;
- 2) стендовые испытания гидроэластомерного пакета для определения упругой характеристики и собственного коэффициента демпфирования пакета эластомеров;
- 3) определение характеристики однотрубного газо-гидравлического амортизатора, входящего в конструкцию гидроэластомерного пакета;
- 4) приведение упругой и демпфирующей характеристик к колесу для гидроэластомерной подвески графоаналитическим методом;
- 5) создание математических моделей подвесок в программном комплексе MATLAB/Simulink;
- 6) разработка и генерация математической модели микропрофиля в MATLAB / Simulink;
- 7) моделирование движения автомобиля с двумя типами подвесок на различных скоростях в одинаковых виртуальных дорожных условиях;

- 8) расчет и анализ результатов моделирования по выбранным критериям плавности хода автомобиля для двух типов подвесок;
9) формулировка выводов и результатов исследования.

Экспериментальная часть

На рис. 2 представлена экспериментально полученная упругая характеристика реального эластомера, позволяющая определить величину внутреннего трения ($F_{тр}$) и жесткость. Внутреннее трение эластомера по физическому смыслу близко к «сухому». Сложность учета влияния внутреннего трения эластомера на характер динамических процессов подвески заключается в том, что тип трения не определен четкими физическими границами. По сути это «сухое» трение, но его величина не остается постоянной, а зависит от деформации упругого элемента f и действующей на упругий элемент силы F .

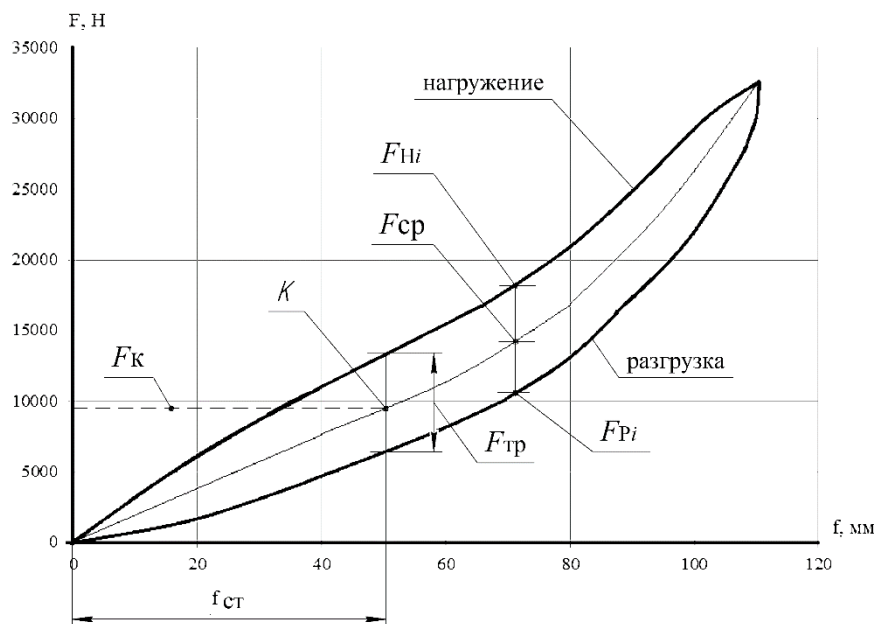


Рис. 2. Характеристика внутреннего трения в эластомере

Кроме того, внутреннее трение эластомера влияет на скорость затухания колебательных процессов в подвеске и может определяться «условным» коэффициентом демпфирования « k_z », подобным коэффициенту демпфирования гидравлического амортизатора. Для определения «условного» коэффициента демпфирования эластомера был поставлен эксперимент, позволяющий рассчитать логарифмический декремент затухания колебательного процесса в эластомере и величину «условного» коэффициента демпфирования.

Схема стенда для определения коэффициента демпфирования показана на рис. 3. Пакет эластомеров 1 крепится к маятниковому копру 2, шарнирно соединенному со стойкой 3. Стойка 3 крепится к основанию стенда, закрепленному на фундаменте. Для создания нагрузки на эластомер к маятнику 2 крепится груз 4, масса « M » которого должна соответствовать приведенной нагрузке, действующей на эластомерный пакет.

Для создания затухающих колебаний маятник стенда поднимается на небольшую высоту и отпускается с помощью устройства «быстрого сброса». Колебания записывают с помощью датчика перемещения 5, 6, регистрирующего затухающий процесс по изменению координаты « z » – перемещения в вертикальном направлении. Сигнал от датчика обрабатывается блоком АЦП 7 и регистрируется с помощью персонального компьютера 8. На рис. 4 показан результат эксперимента – процесс затухания колебаний в эластомерном элементе.

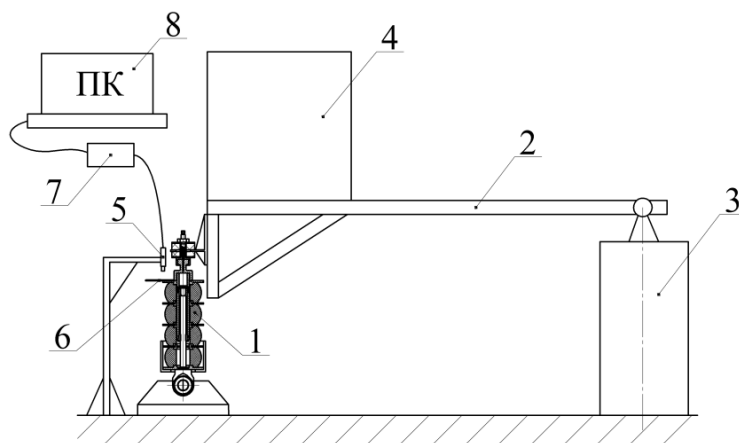


Рис. 3. Стенд для определения коэффициента демпфирования

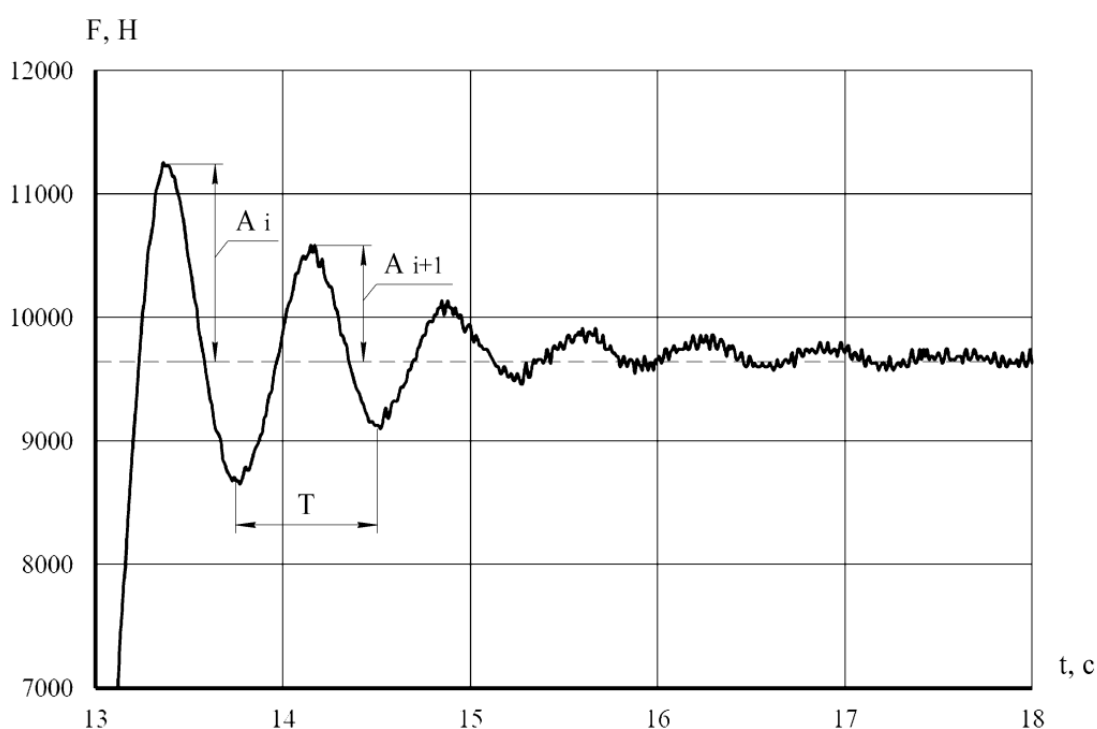


Рис. 4. Процесс затухающих колебаний в эластомерном упругом элементе

Теоретический анализ

При моделировании и расчетах подвески упругая характеристика эластомерного пакета (зависимость упругой силы F от величины деформации f) может определяться как зависимость среднего значения силы F_{cp} от деформации эластомеров f (рис. 2). Упругая характеристика эластомерного пакета нелинейная, поэтому его жесткость может быть определена только в точке или для ограниченного участка, считающегося линейным. Среднее значение жесткости в точке $C_{cp i}$ нелинейной упругой характеристики может быть определено в соответствии с выражением (1):

$$C_{cp i} = \frac{F_{cp i}}{f_i} \quad (1)$$

где $C_{cp i}$ – значение жесткости в точке i нелинейной упругой характеристики;

$F_{cp i}, f_i$ – соответственно среднее значение силы и величина деформации в точке i нелинейной упругой характеристики (2):

$$F_{ср i} = \frac{F_{н i} + F_{р i}}{2} \quad (2)$$

где $F_{н i}$, $F_{р i}$ – соответственно значение силы в точке i на участке нагружения и разгрузки упругой характеристики (рис. 2).

Среднее значение жесткости для ограниченного участка нелинейной упругой характеристики определяется в соответствии с выражением (3):

$$C_{нр i} = \frac{F_{i+1} - F_i}{f_{i+1} - f_i} \quad (3)$$

где $C_{нр i}$ – приведенная жесткость на i -ом участке упругой характеристики; F_i , F_{i+1} – предыдущее и последующее значения вертикальной силы на упругой характеристике, действующей на эластомерный упругий элемент; f_i , f_{i+1} – предыдущее и последующее значения приведенной вертикальной деформации упругого элемента.

Для обеспечения учета влияния внутреннего трения эластомеров при работе совместно с гидравлическим амортизатором необходимо аналитически привести схожие характеристики этих объектов к одним единицам измерения. Имея результаты стендовых испытаний, произведем расчет коэффициента демпфирования эластомерного пакета, используя процесс затухающих колебаний. Условный коэффициент демпфирования эластомерного элемента равен (4):

$$k_3 = \frac{2 * \ln d}{T} M \quad (4)$$

где M – приведенная к оси упругого элемента масса груза (масса подпрессоренной части автомобиля, приходящаяся на эластомер); d – декремент затухания; T – период колебаний; $\ln d$ – логарифмический декремент затухания.

Декремент затухания позволяет оценить скорость затухания колебаний, а математически определяется как отношение двух последовательных максимальных отклонений процесса затухающих колебаний системы, рис. 3, в одну сторону от положения равновесия. Декремент затухания равен (5):

$$d = \frac{A_i}{A_{i+1}} \quad (5)$$

где A_i , A_{i+1} – два последовательных значения амплитуд колебаний.

Результаты расчетов по определению коэффициента демпфирования эластомерного упругого элемента сведены в табл. 1.

Таблица 1.

Результаты испытаний эластомерного пакета на маятниковом копре

Наименование параметра	Обозначение, единицы измерения	Значения
Масса груза, соответствующая приведенной нагрузке	M , кг	988
Среднее значение логарифмического декремента затухания по результатам всех испытаний	$\ln d$	0,588
Среднее значение периода затухающих колебаний по результатам всех испытаний	T , с	0,73
Условный коэффициент демпфирования	k_3 , Н*с/м	1592

Характеристики винтовой цилиндрической пружины, дополнительного буфера сжатия, гидравлического двухтрубного и однотрубного (для гидроэластомерного пакета) амортизаторов приняты из конструкторской документации. Полные характеристики упругих и демпфирующих элементов для обоих типов подвесок представлены на рис. 5 и 6. Жесткость (и коэффициент демпфирования) подвески, приведенные к «колесу», для большинства конструктивных схем систем подпрессоривания существенно отличаются от жесткости упругих элементов и коэффициентов сопротивления демпфирующих устройств [3, с. 46].

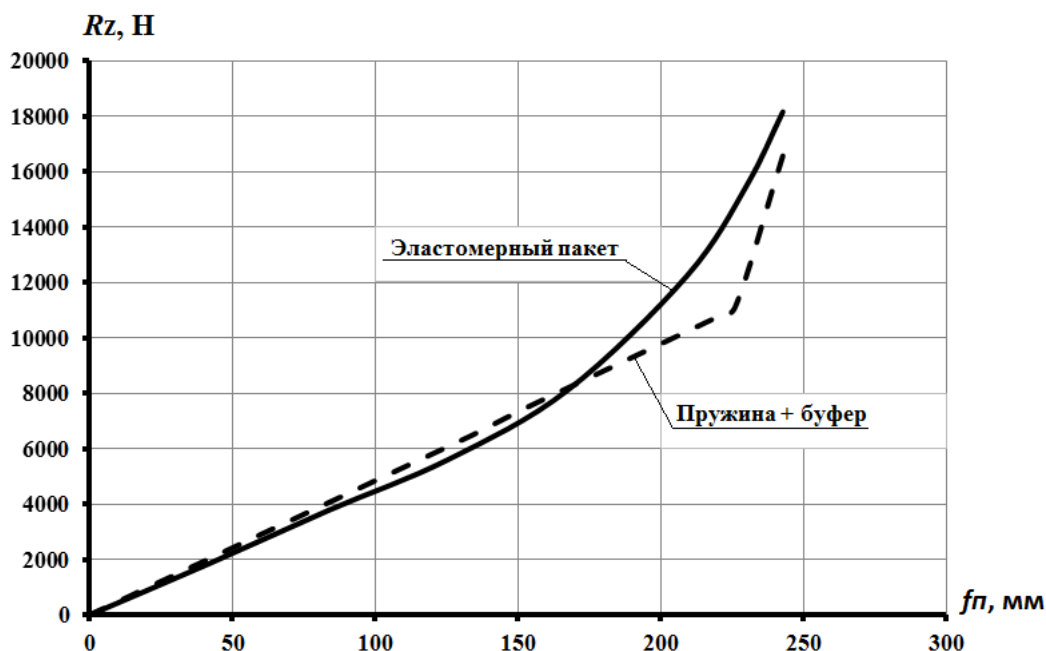


Рис. 5. Упругие характеристики подвесок, приведенные к колесу

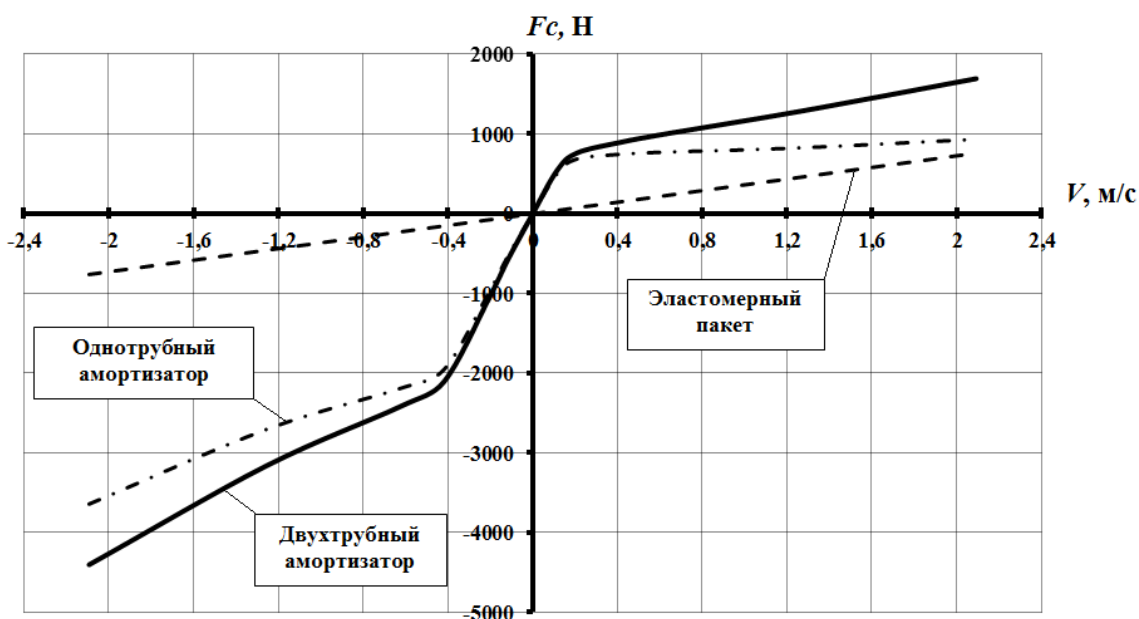


Рис. 6. Демпфирующие характеристики подвесок, приведенные к колесу

Для определения параметров подвески, приведенных «к колесу», необходимо выполнить специальные расчеты. В основном используются графоаналитические методы (рис. 7). Упругая характеристика подвески представляет зависимость величины нормальной реакции R_z от «прогиба» подвески f_n , фактически определяемого как перемещение колеса (его оси) относительно рамы автомобиля, при деформации упруго элемента. Для построения упругой характеристики подвески необходимо построить зависимость $R_z = F(f_n)$, то есть определить величины нормальной силы R_z при различных величинах деформации упругого элемента. Наиболее простым инженерным методом считается графический. Он предполагает использование кинематической схемы подвески. На схеме прорисовывают несколько (6-8) положений рычагов подвески при различной деформации упругого элемента, больших и меньших статической нагрузки.

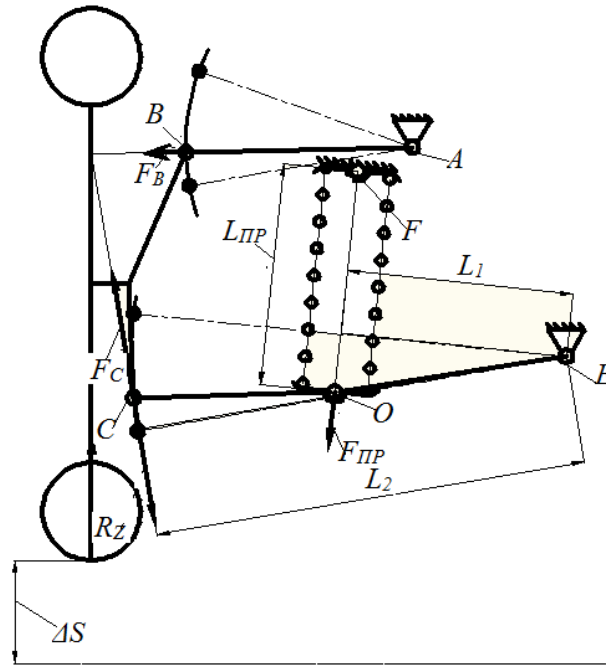


Рис. 7. Схема подвески на поперечных рычагах для приведения параметров к колесу

Приведенное к колесу значение коэффициента демпфирования определяется из условия равенства двух моментов.

Момент силы демпфирования, относительно оси поворота нижнего рычага, создаваемый амортизатором либо эластомером равен (6):

$$T_{k1} = k_1 * V_1 * l_1 \quad (6)$$

где k_1 – коэффициент демпфирования амортизатора (эластомера); V_1 – скорость деформации амортизатора (эластомера); l_1 – плечо действия силы сопротивления демпфирования.

Момент силы демпфирования, приведенный к колесу равен (7):

$$T_{k2} = k_2 * V_2 * l_2 \quad (7)$$

где k_2 – коэффициент демпфирования, приведенный к «колесу»; V_2 – скорость перемещения колеса; l_2 – плечо действия силы сопротивления демпфирования.

Очевидно, что $V_2 = \frac{V_1 l_1}{l_2}$, исходя из равенства моментов и соотношения скоростей, получаем формулу приведенного к «колесу» коэффициента демпфирования (6):

$$k_2 = \frac{k_1 l_1^2}{l_2^2} \quad (8)$$

Приведенные характеристики подвесок к «колесу» в результате расчетов представлены на рис. 5 и рис. 6. Для оценки плавности хода автомобиля целесообразно аналитически исследовать средние квадратические величины (СКВ) вертикальных ускорений σ_z , передающихся на подрессоренную массу и СКВ силы нормальной реакции σ_F , действующей на колесо в точке контакта с опорной поверхностью [6, 7].

Для предварительной оценки плавности хода стандартной и гидроэластомерной подвесок предлагается использовать двухмассовую одноосную расчетную модель автомобиля [4, с. 108] (рис. 8). Двухмассовая одноосная расчетная модель автомобиля позволяет получить приемлемые результаты при сравнительно простых исходных уравнениях движения. Подрессоренная масса M (рис. 8), рассматривается как твердое тело, в которую включены все упруго связанные с ней массы. Неподрессоренная масса подвески $m_{\text{нп}}$ подвески соединяется с подрессоренной частью упругим звеном с жесткостью $C_{\text{п}}$ и демпфирующим звеном с коэффициентом демпфирования $K_{\text{п}}$. Коэффициент демпфирования $K_{\text{п}}$ может принимать значения k_3 или K_a , соответствующее коэффициенту демпфирования гидравлического амортизатора.

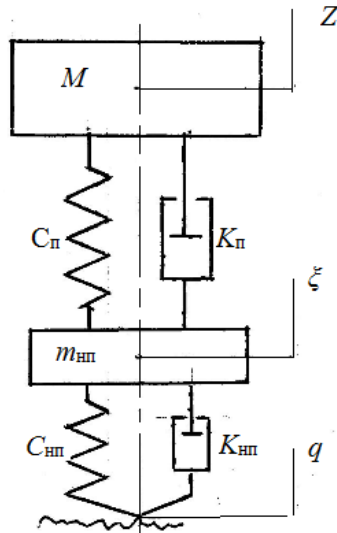


Рис. 8. Двухмассовая расчетная модель подвески

Влияние шины на характер колебательных процессов учитывается с помощью приведенных значений жесткости шины $C_{нп}$ и коэффициента демпфирования шины $K_{нп}$. Системы дифференциальных уравнений, описывающие движение масс расчетных моделей, соответственно, с элементами вязкого трения приведены ниже [4, 5] (9):

$$\begin{cases} M\ddot{z} + K_{п}(\dot{z} - \dot{\xi}) + C_{п}(z - \xi) = 0 \\ m_{нп}\ddot{\xi} - K_{п}(\dot{z} - \dot{\xi}) - C_{п}(z - \xi) + K_{нп}(\dot{\xi} - \dot{q}) + C_{нп}(\xi - q) = 0. \end{cases} \quad (9)$$

где: z, \dot{z}, \ddot{z} – соответственно перемещение, скорость и ускорение поддрессоренной массы;

$\xi, \dot{\xi}, \ddot{\xi}$ – соответственно перемещение, скорость и ускорение неподрессоренной массы;

q, \dot{q} – соответственно ордината и скорость изменения ординаты микропрофиля;

$C_{п}$ – жесткость подвески, равна жесткости эластомера C_3 ;

$K_{п}$ – коэффициент сопротивления амортизатора (при установке гидроэластомерного пакета считается равным сумме условного коэффициента сопротивления, k_3 и коэффициента сопротивления однотрубного амортизатора).

Коэффициент сопротивления амортизатора должен быть рассчитан с учетом кинематической схемы подвески – приведен к колесу. Частоты гармонических составляющих случайного процесса возмущения могут выбираться на линейной шкале с заданной степенью дискретизации или соответствующими центральным частотам октавных или треть октавных диапазонов. Амплитуда гармонической составляющей определяется в соответствии со значением дисперсии для заданного частотного диапазона. В работе используется метод суперпозиции гармонических функций с различной частотой и амплитудой колебаний, составляющих спектр случайного процесса (моделирование полигармонической функцией) [8]. Схема этого способа изображена на рис. 9 и 10.

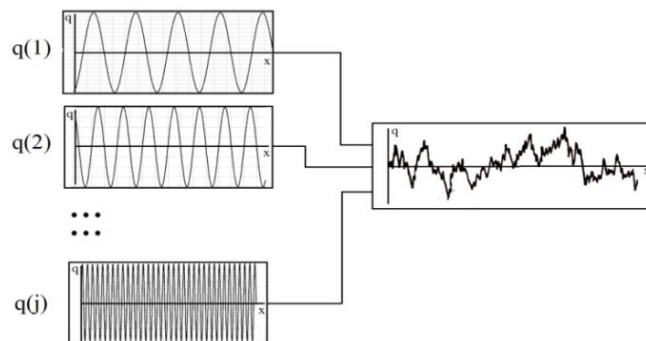


Рис. 9. Математическое представление микропрофиля

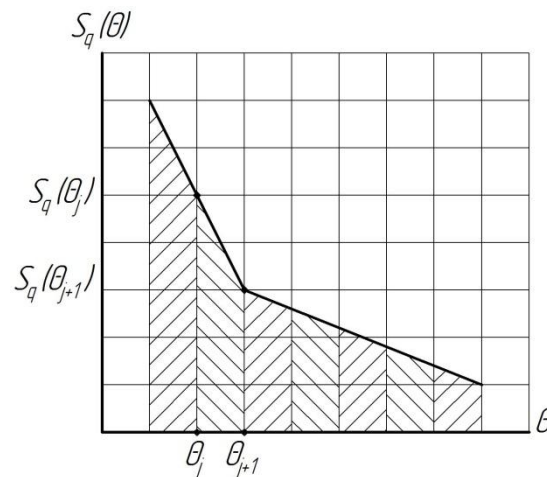


Рис. 10. Дисперсия спектральной плотности микропрофиля

Дисперсия, соответствующая гармоническому процессу со средней частотой интервала $\{\theta_j, \theta_{j+1}\}$ равна площади, ограниченной кривой функции в пределах заданного частотного интервала (10):

$$D_j = \frac{S_q(\theta_{j+1}) + S_q(\theta_j)}{2} (\theta_{j+1} - \theta_j) \quad (10)$$

где: D_j – дисперсия функции спектральной плотности микропрофиля для интервала путевого частоты $\{\theta_j, \theta_{j+1}\}$;

$S_q(\theta_j), S_q(\theta_{j+1})$ – значения, спектральной функции при значениях путевого частоты, равных θ_j, θ_{j+1} .

Среднее значение частоты интервала принимается равным (11):

$$\theta_{jcp} = \frac{\theta_j + \theta_{j+1}}{2} \quad (11)$$

где: θ_{jcp} – средняя частота интервала $\{\theta_j, \theta_{j+1}\}$.

В микропрофиле дороги содержатся неровности различной длины, которые могут вызывать возмущения разной частоты. Указанные параметры связаны соотношениями (12):

$$T_\omega = \frac{2\pi}{\omega} = \frac{s}{v} \quad (12)$$

где T_ω – время проезда неровности, [с];

$\omega = 2\pi f$ – частота воздействия дорожных неровностей, [рад/с];

f – циклическая частота, $f = \frac{v}{s}$, [с⁻¹];

v – скорость автомобиля, [м/с];

s – длина неровности, м.

Виртуальное моделирование

Решение дифференциальных уравнений выполняется численными методами в программе MATLAB/Simulink. На рис.11 и 12 показана модель микропрофиля, реализованная в соответствии с выражениями (9) – (12). Алгоритм моделирования процессов предусматривает варьирование частоты возмущающего воздействия при различных (постоянных) скоростях движения автомобиля, например (40, 60, 80) км/ч. Процессы изменения вертикального ускорения и нормальной реакции являются функцией времени. Выборочные реализации процессов должны быть стационарными. Учет трения эластомера осуществляется с помощью «условного» коэффициента демпфирования эластомера.

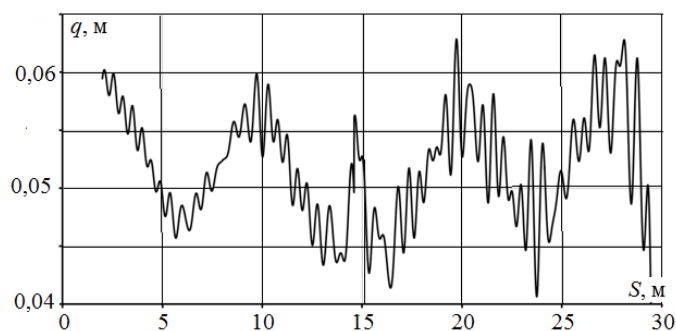


Рис. 11. Модель микропрофиля булыжной дороги ровного замощения

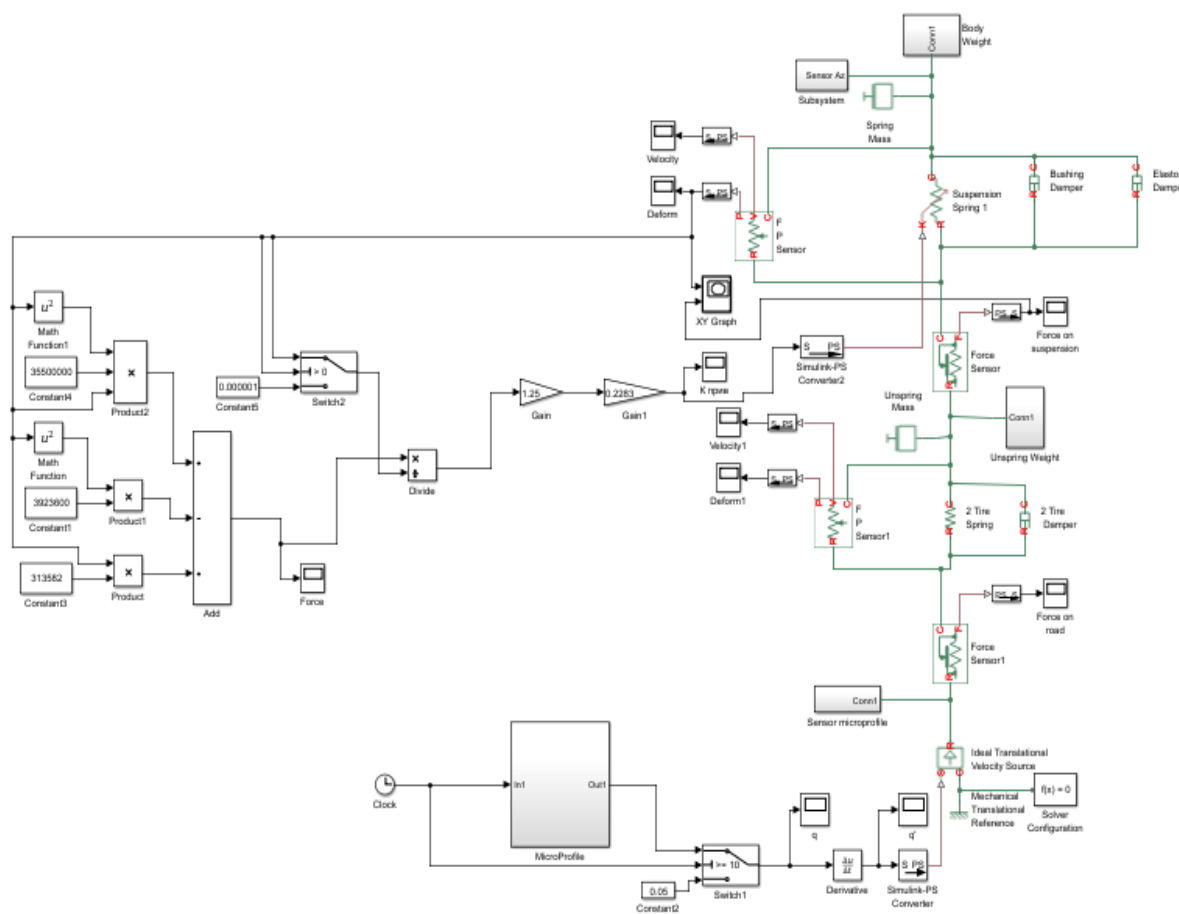


Рис. 12. Двухмассовая математическая модель гидроэластомерной подвески в программном комплексе MATLAB/Simulink

Результаты и выводы

На рис.13 и 14 приведены результаты аналитической работы – зависимости величин СКВ виброускорений $\sigma_{\ddot{z}}$, нормальной реакции в пятне контакта колеса с дорогой σ_F для гидроэластомерной подвески и те же зависимости для стандартной подвески с гидравлическим амортизатором.

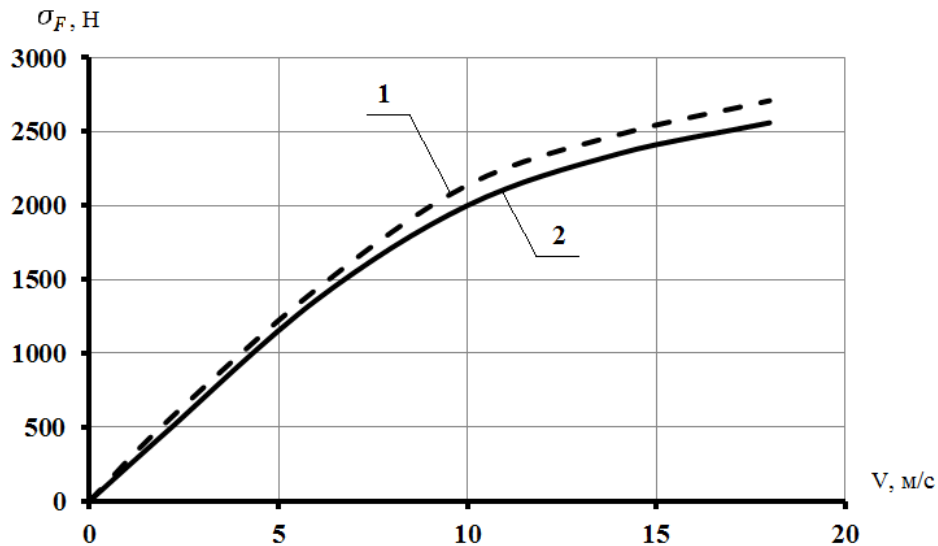


Рис. 13. СКВ нормальной реакции на колесе:

1 – для подвески с гидравлическим амортизатором; 2 – для гидроэластомерной подвески

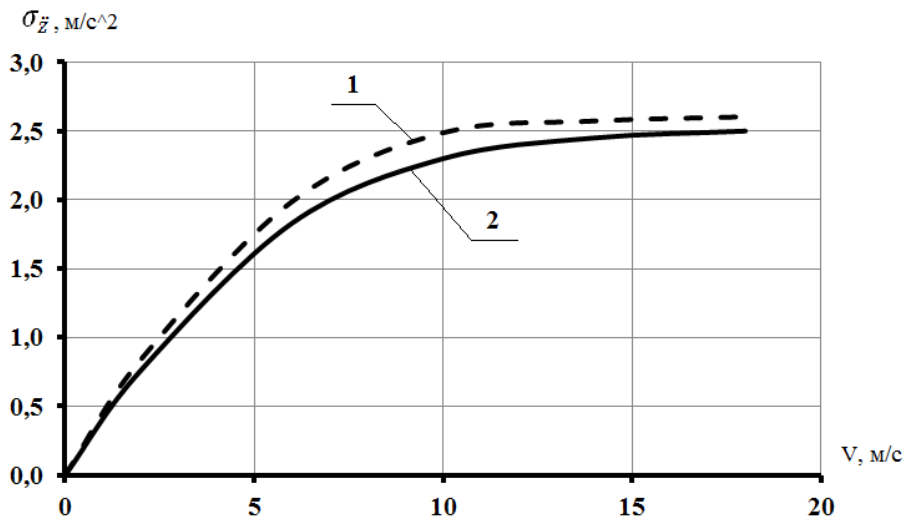


Рис. 14. СКВ виброускорений на раме автомобиля:

1 – для подвески с гидравлическим амортизатором; 2 – для гидроэластомерной подвески

Сравнительный анализ СКВ виброускорений и нормальных реакций для стандартной подвески с гидравлическим амортизатором и гидроэластомерной подвески позволяет сделать вывод о наличии у альтернативной подвески более качественных показателей плавности хода. Величины вертикальных виброускорений ниже в среднем на 5,4 %, величины нормальных реакций – на 4,6 %. Кроме этого, наблюдается уменьшение неподрессоренных масс на 5,1 % по сравнению со стандартной подвеской. В перспективе подобные конструкции должны иметь более существенные преимущества перед рессорными подвесками с точки зрения энергоемкости и нуждаются в дополнительных разработках и исследованиях.

Исследования выполнены при финансовой поддержке Минобрнауки России в рамках проекта «Создание высокотехнологичного производства модельного ряда автомобилей ГАЗельNext с новой электронной архитектурой электронных систем» по Соглашению № 075-11-2019-027 от 29.11.2019 (постановление Правительства Российской Федерации от 09 апреля 2010 г. №218).

Библиографический список

1. **Кристенсен, Р.** Введение в теорию вязкоупругости / Р. Кристенсен. Мир, 1974. – 339 с.
2. **Яценко, Н.Н.** Плавность хода грузовых автомобилей / Н.Н. Яценко, О.К. Прутчиков. – М.: Машиностроение, 1968. – 220 с.
3. **Ротенберг, Р.В.** Подвеска автомобиля / Р.В. Ротенберг – М.: Машиностроение, 1972. – 392 с.
4. Динамика системы дорога-шина-автомобиль-водитель / Под ред. А.А. Хачатурова – М.: Машиностроение, 1976. – 535 с.
5. **Мусарский, Р.А.** Математические модели колесных экипажей: учебное пособие. – Н. Новгород: Нижегородский госуниверситет им. Н.И. Лобачевского, 2008. – 164 с.
6. ГОСТ 12.1.012-2004 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Вибрационная безопасность. Общие требования / «Научно-исследовательский центр контроля и диагностики технических систем», 2008. – 46 с.
7. «Технический регламент о безопасности колесных транспортных средств» / Утвержден постановлением Правительства РФ №720 от 10.09.2009 г.
8. **Малеев С.И.,** Аналитические исследования динамики подвески / С.И. Малеев, С.М. Огороднов, Е.В. Степанов, А.В. Пинчин // Современные наукоемкие технологии. – 2019. – № 6.– С. 88-95.

*Дата поступления
в редакцию: 26.07.2020*

E.V. Stepanov, Y.I. Molev, S.M. Ogorodnov, A.S. Vashyrin

**EVALUATION OF CAR RIDE COMFORT
WITH HYDROELASTOMER SUSPENSION**

Nizhny Novgorod state technical university n.a. R.E. Alekseev

Purpose: to determine the criteria of car ride comfort with a hydroelastomer suspension and compare with the values obtained for the standard (basic) design of the car Gazelle Next.

Methodology: to estimate the car ride comfort, it is necessary to determine the elastic characteristic and the characteristic of the shock absorber of the standard suspension, based on the data from the design documentation. In addition to conduct bench tests of the hydroelastomer to determine the elastic characteristics and its own damping coefficient. To bring characteristics to the «wheel» by the graphic-analytical method. Based on the data obtained, create mathematical models of suspensions in the MATLAB/Simulink software and formation of a random perturbation of the micro-profile as a sum of harmonic components. Conduct a virtual simulation of the movement of a car with two types of suspensions at different speeds and compare the results according to two criteria for the car ride comfort - RMS of vertical accelerations and RMS of the normal reaction on the wheel.

Findings: 1. The RMS of vertical accelerations of the hydroelastomer suspension is, on average, 5.4 % less than that of the standard suspension. 2. The RMS of the normal reaction on the wheel of the hydroelastomer suspension is, on average, 4.6 % less than that of the standard suspension. 3. The unsprung mass of the hydroelastomer suspension is, on average, 5.1 % less than that of the standard suspension.

Key words: car, suspension, elastomer, hydraulic shock absorber, ride comfort, elastic characteristic, damping coefficient, testing, microprofile, modeling, two-mass model, MATLAB/Simulink.