

МОДЕЛИРОВАНИЕ И ОЦЕНКА НЕУПРУГОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ В АВТОМОБИЛЬНЫХ ЛИСТОВЫХ РЕССОРАХ

В статье представлены результаты исследований неупругого сопротивления (поглощающая способность) в автомобильных рессорах, построена математическая модель неупругого сопротивления; по результатам численного решения дифференциальных уравнений получены амплитудно-частотные характеристики колебательной системы, эквивалентной подвеске автомобилей. Учет поглощающей способности рессоры уменьшает размах амплитудно-частотных характеристик по прогибу рессоры и ускорению подрессоренных масс. По прогибу шины и вертикальному перемещению не подрессоренных масс учет поглощающей способности рессор существенно не сказывается.

Ключевые слова: листовая рессора, эллиптически-степенная модель, плавность хода автомобиля, подвеска автомобиля, неупругое сопротивление, поглощающая способность, колебательная система, частотные характеристики.

Постановка задачи. В большинстве исследований по плавности хода и вибронагруженности автомобилей листовую рессору моделируют как упругий элемент, параллельно соединенный с элементом «сухого» трения, что далеко не в полной мере отражает сложный характер сил трения в рессоре и служит источником ошибок, особенно при малом уровне ее деформации.

Известны и другие модели неупругого сопротивления в листовой рессоре, но они либо сложны и неудобны для практического использования, либо не отражают наиболее важных сторон процесса диссипации энергии колебаний при деформировании рессоры и также могут вносить погрешности в расчеты колебаний автомобиля.

Между тем, анализ экспериментальных характеристик упругости листовых рессор, построенных как в режиме квазистатического (рис. 1), так и динамического нагружения (рис. 2) для рессор различного конструктивного исполнения, дает основание сделать следующие выводы:

1) нелинейность упругой силы, развиваемой рессорой и графически отображаемой средней линией характеристик, можно считать несущественной;

2) сила неупругого сопротивления в рессоре, определяемая расстоянием по вертикали между линиями нагрузки или разгрузки и средней линией характеристик, является в общем случае нелинейной. Однако степень проявления этой нелинейности разная на различных участках характеристик упругости и для характеристик, построенных в различных режимах нагружения рессоры;

3) наиболее полно отражает нелинейности и особенности формы кривых нагрузки и разгрузки экспериментальных характеристик упругости линия эллипса с большим эксцентриситетом, повернутого относительно осей нагрузки и прогиба рессоры на некоторый угол;

4) с увеличением размаха нагрузки и, следовательно, максимального прогиба рессоры возрастает ширина петли характеристик, т.е. максимальное значение силы неупругого сопротивления, но с нелинейным соотношением между собой.

Построение модели. Будем строить модель неупругого сопротивления в листовой рессоре по аналогии с эллиптически-степенной моделью поглощающей способности пневматической шины [1] согласно следующим допущениям:

* - автор, с которым следует вести переписку.

1) средняя линия характеристики, отражающая упругие свойства рессоры, должна изменяться по линейному закону в зависимости от нормального прогиба;

2) силы неупругого сопротивления при ходе нагружения и ходе разгрузки рессоры предполагаются равными;

3) сопряженные диаметры аппроксимирующего эллипса должны быть совмещены с осью, параллельной оси нагрузок, и средней линией характеристики;

4) размах аппроксимирующего эллипса должен соответствовать максимальному прогибу рессоры на существенно важной части характеристики – ветви нагружения, которая расположена выше номинального уровня нагрузки;

5) амплитудные значения силы неупругого сопротивления и прогиба рессоры связаны между собой нелинейной зависимостью, которая в самом общем виде может быть представлена степенной функцией.

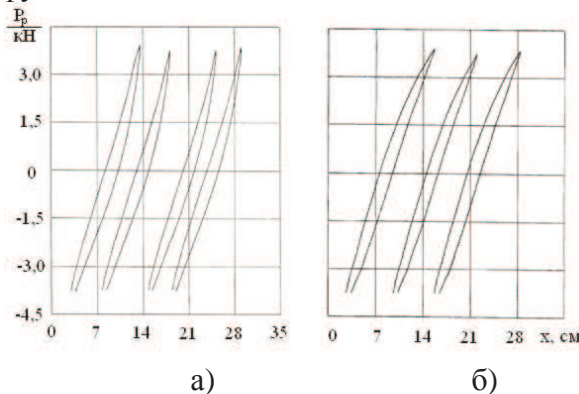


Рис 1. Характеристики упругости листовых рессор, построенные в режиме квазистатического нагружения: а – передняя рессора автомобиля ГАЗ-53 с меньшим числом коренных листов, новая, смазанная; б – задняя рессора автомобиля ГАЗ-24 с упруго-вязкими слоями (вариант исполнения 1); P_p – вертикальная нагрузка на рессору; x – прогиб рессоры.

Поэтому наряду с термином «неупругое сопротивление» будем применять термин «поглощающая способность», понимая под этим способность рессоры поглощать и рассеивать часть энергии вертикальных колебаний за счет неупругих сил сопротивления при межлистовом трении.

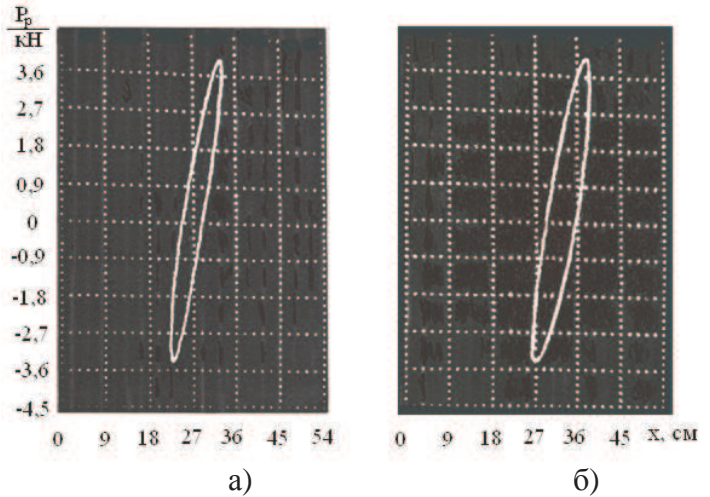


Рис 2. Характеристики упругости рессор, построенные в режиме динамического нагружения: а – передняя рессора автомобиля ГАЗ-53 с меньшим числом коренных листов, новая, смазанная; б – задняя рессора автомобиля ГАЗ-24 с упруго-вязкими слоями (вариант исполнения 1).

Тогда аналитическую аппроксимацию экспериментальной характеристики упругости рессоры можно представить уравнением эллипса вида:

$$F_p = \pm F_{pa} \sqrt{1 - \left(\frac{x}{X}\right)^2}, \quad (1)$$

где F_{pa} , X – амплитудные значения силы неупругого сопротивления и прогиба рессоры; F_p , x – соответственно, текущие значения этих параметров.

С учетом предварительных результатов обработки характеристик упругости ряда рессор (в т. ч. по данным других исследований) зависимость амплитудных значений силы неупругого сопротивления в рессоре от размахов ее деформации представим степенной функцией вида:

$$F_{pa} = H_p X^m, \quad (2)$$

где H_p , m – коэффициенты, выражающие степень проявления поглощающих свойств рессоры.

Уравнения (1) и (2) можно объединить в одно и выразить текущее значение силы неупругого сопротивления в рессоре как функцию амплитудного X и текущего x значений прогиба рессоры за цикл «нагрузка-разгрузка»:

$$F_p = \pm H_p X^m \sqrt{1 - \left(\frac{x}{X}\right)^2}. \quad (3)$$

Здесь также следует подчеркнуть, что в уравнении (3) при сохранении формы характеристики упругости в виде эллипса сила неупругого сопротивления определяется постоянными H_p и m , не зависящими от нагрузок и деформаций. Для листовой рессоры конкретного конструктивного исполнения и в соответствующем эксплуатационном состоянии величины H_p и m остаются неизменными при любых размахах цикла нагружения. Это следует из принятых допущений для их определения, вытекающих из совпадения эллиптических аппроксимаций с экспериментальными характеристиками упругости.

Эквивалентность экспериментальных характеристик упругости и их эллиптической модели оценивается, исходя из определения поглощающей способности рессоры как работы сил неупругого сопротивления за полный цикл нагрузки и разгрузки.

Результаты обработки характеристик упругости, изображенных на рис. 1 и 2, показали, что относительное расхождение площадей характеристик и аппроксимирующих эллипсов не превышает 5-7 %.

Таким образом, уравнение эллипса (1) и уравнение степенной функции (2), или их аналог – уравнение (3), составляют математическое описание новой модели неупругого сопротивления в листовой рессоре. А коэффициент пропорциональности H_p и показатель степени m являются параметрами модели и выражают степень проявления поглощающих свойств рессоры.

Упрощение модели. Поскольку эллиптически-степенная модель неупругого сопротивления в рессоре описывается нелинейным уравнением (3), то ввод ее в дифференциальные уравнения движения даже простых колебательных систем автомобиля приводит к значительным вычислительным трудностям при получении

решений в виде частотных характеристик.

Так как нелинейности, вносимые моделью силы неупругого сопротивления, можно считать малыми, что показывают колебания реальных динамических систем испытательных стендов, то практическое решение проблемы было найдено путем упрощения модели с использованием методов линеаризации и энергетического баланса.

Упрощение модели было ограничено выполнением двух условий. Во-первых, необходимо сохранить все оценочные параметры (H_p , m), полученные при аппроксимации характеристик упругости и отражающие суть новых представлений о неупругом сопротивлении в рессоре. Во-вторых, математическое выражение упрощенной модели должно быть таким, чтобы при подстановке его в дифференциальные уравнения колебаний эквивалентных систем автомобиля любой сложности сохранить возможность их решения как аналитическими (в первую очередь операторными), так и численными методами.

В результате теоретических исследований получены выражения:

– эквивалентного коэффициента η_{p3} вязкостного трения

$$\eta_{p3} = \frac{2H_p}{m+1} \cdot \frac{1}{X_{cm}^{1-m} p}; \quad (4)$$

– эквивалентного коэффициента η'_{p3} позиционного трения

$$\eta'_{p3} = \frac{\pi H_p}{m+1} \cdot \frac{1}{X_{cm}^{1-m}}, \quad (5)$$

где X_{cm} – прогиб рессоры в статическом положении автомобиля при номинальной нагрузке; p – циклическая частота вынужденных колебаний масс на испытываемой рессоре.

Для расчетов линейных динамических систем любого порядка с помощью методов операционного исчисления, например преобразования Лапласа, целесообразно использовать эквивалентную силу вязкостного сопротивления (4).

В случае если колебательная система описывается нелинейными дифференциальными уравнениями, и единственный путь их решения – применение численных методов, например метода Рунге-Кутты, целесообразно использовать эквивалентную силу позиционного сопротивления (5), поскольку в ее выражении не фигурирует частота.

Оценка модели. Отработку новой модели неупругого сопротивления в листовой рессоре для проверки правильности теоретических положений, принятых при ее математическом описании, а также разработку методов расчетной оценки поглощающего эффекта будем осуществлять на колебательной системе, эквивалентной подвеске автомобиля.

Построение функциональной схемы колебательной системы подвески, учитывающей особенности новой модели неупругого сопротивления в рессоре, и составление уравнений движения ее масс будем основывать на следующих допущениях:

- 1) скорость качения колеса по дороге принимается постоянной;
- 2) поверхность дороги считается абсолютно жесткой;
- 3) колебания неподрессоренных масс в вертикальной плоскости не ведут к потере контакта шины с опорной поверхностью;
- 4) характеристики воздействия микропрофиля неровной дороги на колеса левого и правого борта автомобиля одинаковы;
- 5) колебания неподрессоренных масс передней и задней части автомобиля независимы;

б) динамическая система, эквивалентная подвеске, представляется двумя сосредоточенными массами с упругими и диссипативными связями между собой, перемещающимися в вертикальной продольной плоскости.

К этим общепринятым при исследованиях плавности хода автомобилей допущениям необходимо добавить еще три, с тем, чтобы более выпукло отразить влия-

ние поглощающей способности рессоры, согласно новой модели, на изменение параметров колебаний подвески, в первую очередь ее частотных характеристик:

- 7) колебания подрессоренных масс на рессоре не приводят к ударам ее в ограничители хода (буферы сжатия и отдачи);
- 8) рессора представляется упругим и диссипативным элементами, соединенными параллельно;
- 9) пневматическая шина представляется только упругим элементом.

Следовательно, для двухосных автомобилей массового производства функциональная схема колебательной системы, эквивалентной подвеске, с учетом оговоренных допущений может быть представлена согласно рис. 3.

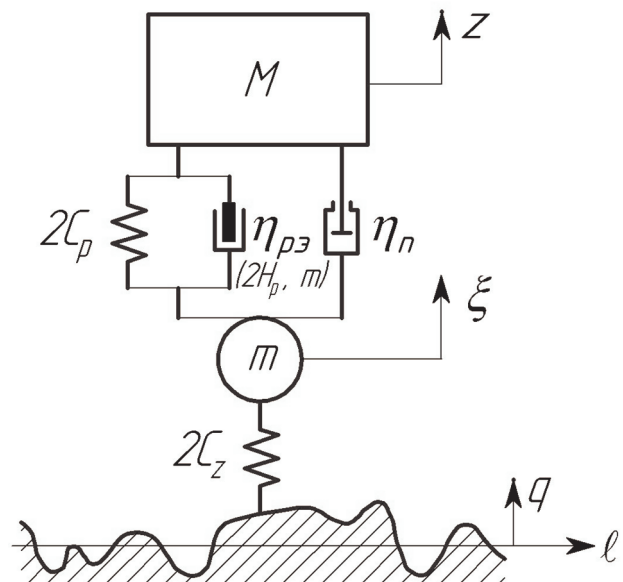


Рис 3. Функциональная схема колебательной системы, эквивалентной подвеске автомобиля, с учетом поглощающей способности рессоры.

На рисунке обозначены: M – приведенная подрессоренная масса, приходящаяся на подвеску; $2C_p$ – суммарный коэффициент нормальной жесткости упругих элементов подвески; η_n – коэффициент суммарного сопротивления в подвеске (сопротивление амортизаторов и трение в сочленениях); m – неподрессоренная масса моста, части деталей направляющего устройства и упругого элемента подвески; $2C_z$ – суммарный коэф-

фициент нормальной жесткости пневматических шин; $2H_p$, m – параметры эллиптически-степенной модели неупругого сопротивления в рессорах; z , ξ – вертикальные перемещения подрессоренной и неподдресоренной масс; q – текущее значение ординат микропрофиля поверхности дороги под осью колес.

Дифференциальные уравнения движения масс подвески имеют следующий вид:

$$\begin{cases} \ddot{x} + \ddot{h}_z + 2k_n \dot{x} + R_p X^m \sqrt{1 - (x/X)^2} \operatorname{sign} \dot{x} + \\ + \Omega^2 x = -\ddot{q}, \\ \ddot{h}_z - \frac{2k_n}{\mu} \dot{x} - \frac{R_p X^m}{\mu} \sqrt{1 - (x/X)^2} \operatorname{sign} \dot{x} - \\ - \frac{\Omega^2}{\mu} x + \omega^2 h_z = -\ddot{q} \end{cases} \quad (6)$$

где $R_p = \frac{2H_p}{M}$ – приведенный показатель неупругого сопротивления в рессорах; $\operatorname{sign} \dot{x}$ – функция «знак \dot{x} ».

Предполагая нелинейность системы (6) в малом, ищем решение в виде гармонических функций при входном гармоническом воздействии $q = q_0 \sin pt$. При этом условии удастся получить аналитическое выражение частотных характеристик колебательной системы в виде трансцендентных уравнений:

относительно прогиба рессор

$$X = q_0 p^2 \sqrt{\frac{\omega^4}{A^2 + B^2 (R_p X^{m-1} + 2k_n p)^2}}; \quad (7)$$

$$\varphi = \operatorname{arctg} \frac{B (R_p X^{m-1} + 2k_n p)}{A};$$

нормального прогиба шин

$$h_{za} = q_0 p^2 \times \frac{\sqrt{[a + b(R_p X^{m-1} + 2k_n p)]^2 + [\omega^2 p^2 (R_p X^{m-1} + 2k_n p) / \mu]^2}}{A^2 + B^2 (R_p X^{m-1} + 2k_n p)^2}; \quad (8)$$

$$\psi = \operatorname{arctg} \frac{\omega^2 p^2 (R_p X^{m-1} + 2k_n p) / \mu}{a + b(R_p X^{m-1} + 2k_n p)^2};$$

вертикальных перемещений подрессоренных масс

$$Z = q_0 \times \frac{\sqrt{1 + \frac{X^2}{q_0^2} + \frac{h_{za}^2}{q_0^2} + 2 \frac{X \cos \varphi + h_{za} \cos \psi}{q_0} + 2 \frac{X h_{za} \cos(\varphi - \psi)}{q_0^2}}{q_0}; \quad (9)$$

$$v = \operatorname{arctg} \frac{X \sin \varphi + h_{za} \sin \psi}{q_0 + X \cos \varphi + h_{za} \cos \psi};$$

вертикальных перемещений неподдресоренных масс

$$\Xi = q_0 \sqrt{1 + \frac{h_{za}^2}{q_0^2} + 2 \frac{h_{za}}{q_0} \cos \psi}; \quad (10)$$

$$\rho = \operatorname{arctg} \frac{h_{za} \sin \psi}{q_0 + h_{za} \cos \psi};$$

где X , h_{za} , Z и Ξ – амплитудно-частотные характеристики подвески (АЧХ); φ , ψ , v , ρ – фазо-частотные характеристики подвески (ФЧХ); A , B , a , b – однотипные выражения, зависящие от колебательных параметров подвески и частоты воздействия. Проверка полученных решений выполнялась для передней подвески полноприводного автомобиля ЗИЛ и задней подвески легкового автомобиля высшего класса ЗИЛ, которые затем испытывались на специальных дорогах автополигона [2]. Исходные для расчетов параметры,

Таблица

Параметр	Обозначение	Размерность	Значение	
			ГА	ЛА
1. Приведенная поддрессоренная масса	M	кг	2720	1530
2. Приведенная неподдрессоренная масса				
3. Суммарный коэффициент жесткости рессор	m	кг	950	250
4. Параметры поглощающей способности рессор	$2C_p$	кН/м	290	76
5. Коэффициент вязкого сопротивления в подвеске	$2H_p$	кН/м	4,65	0,85
	m	-	0,152	0,165
6. Суммарный коэффициент нормальной жесткости шин	η_n	кНс/м	18	3,53
	$2C_z$	кН/м	1020	664

определенные в лабораторных условиях во время подготовки автомобилей к ходовым испытаниям, приведены в таблице.

Анализ результатов и выводы. На рис. 4 и 5 изображены амплитудно-частотные характеристики колебательных систем, эквивалентных подвескам автомобилей, при $q_0=10$ мм. Причем, кривые 1 построены по результатам численного решения уравнений (6), в которых неупругое сопротивление в рессорах не учитывается, а кривые 2 – по формулам (7) – (10). Из сравнения кривых видно, что учет неупругого сопротивления (поглощающей способности) в рессорах изменяет АЧХ системы только по выходам: прогиб рессоры и ускорение поддрессоренных масс; по выходам: нормальный прогиб шины и вертикальные перемещения неподдрессоренных масс. Учет поглощающей способности рессор не сказывается существенно на изменении значений соответствующих амплитуд.

Снижение уровня амплитудно-частотных характеристик $|H|_x$ и $|H|_z$ наиболее значимо проявляется в области неблагоприятных частот воздействия – резонансных, достигая 5 % для передней подвески грузового автомобиля и 7 % для задней подвески легкового автомобиля.

Таким образом, оценка поглощающего эффекта листовой рессоры согласно эллиптической-степенной модели позволяет включить это свойство в расчеты плавно-

сти хода и поддрессоривания автомобиля и сблизить результаты численного моделирования колебаний динамической системы к данным натурных испытаний.

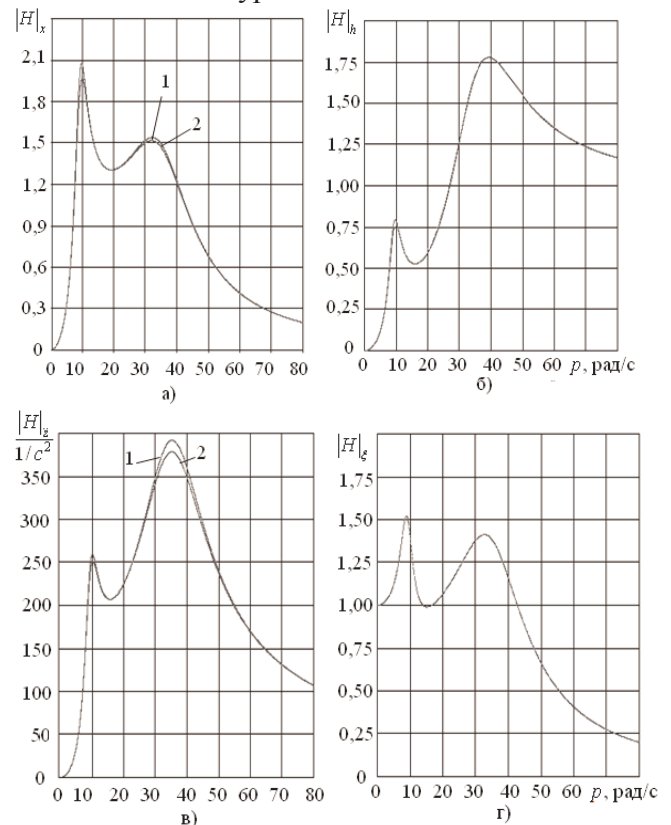


Рис. 4. Амплитудно-частотные характеристики передней подвески грузового автомобиля по выходам: а – прогиб рессоры; б – нормальный прогиб шины; в – ускорение поддрессоренной массы; г – перемещение неподдрессоренной массы; 1 – без учета поглощающей способности рессор; 2 – с учетом.

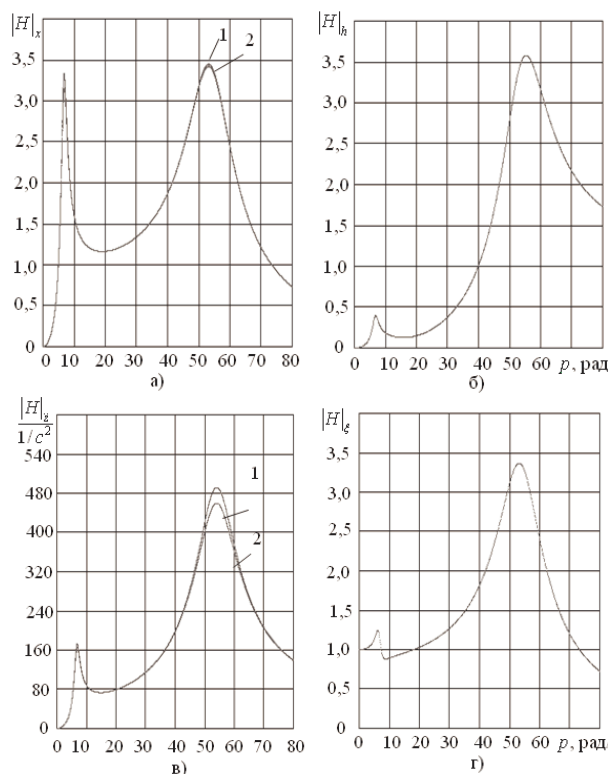


Рис. 5. Амплитудно-частотные характеристики задней подвески легкового автомобиля по вы-

ходам: а – прогиб рессоры; б – нормальный прогиб шины; в – ускорение подрессоренной массы; г – перемещение неподдресоренной массы; 1 – без учета поглощающей способности рессор; 2 – с учетом.

Литература

1 Рыков С.П. Моделирование и оценка поглощающей и сглаживающей способности пневматической шины в расчетах подвески, плавности хода и подрессоривания автомобиля. - Братск: БрГТУ, 2004. - 124 с.

2 Рыков С.П. Экспериментальные исследования поглощающей и сглаживающей способности пневматических шин: Испытательный комплекс, методики проведения экспериментов и обработки результатов. - Братск: БрГТУ, 2004. - 322 с.

УДК 560

Ермаков А.И.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РЕССОР С ВЯЗКОУПРУГИМИ СЛОЯМИ

Для уменьшения веса и улучшения виброзащитных свойств рессоры предлагается рессора нового типа. Приводятся жесткостные, демпфирующие и виброзащитные характеристики рессоры нового типа и многолистовой рессоры с равной жесткостью. При равной жесткости рессоры нового типа имеют массу примерно на 35-37 % меньше, чем многолистовые рессоры.

Ключевые слова: рессора, рессорная подвеска, виброзащитные свойства рессоры, жесткостные и демпфирующие характеристики рессор

В настоящее время подвески с листовыми рессорами применяются практически на всех транспортных средствах.

Рессорной подвеске присущ ряд недостатков: существенно большая масса упругого элемента, большое межлистовое трение.

Несмотря на недостатки, в настоящее время нет других типов подвесок, способных конкурировать с рессорными

подвесками по простоте и малым требованиям к обслуживанию.

Для уменьшения веса рессоры и улучшения ее виброзащитных свойств, за счет устранения межлистового трения предлагается рессора нового типа с включением в ее конструкцию вязкоупругого материала [1].

Рессора состоит из коренного, двух подкоренных листов и полимерного ма-