

УДК 625.032.821

## ВОЗМОЖНОЕ ВЛИЯНИЕ КОЛЕБАНИЙ НА СОПРОТИВЛЕНИЕ ДВИЖЕНИЯ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ

Э.Х. Рабинович, доцент, к.т.н., А.В. Дитятьев, доцент, к.т.н.,  
В.П. Волков, профессор, д.т.н., Е.А. Белогуров, аспирант, магистр, ХНАДУ

*Аннотация.* Колебания вызывают дополнительное сопротивление движению автомобиля вблизи 7 Гц и, возможно, частично снижают сопротивление в зоне высокочастотного резонанса около 18 Гц.

*Ключевые слова:* автомобили легковые, выбег, замедление, колебания, частота, эксперимент, расчет.

## ПРО МОЖЛИВИЙ ВПЛИВ КОЛИВАНЬ НА ОПІР РУХУ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ

Е.Х. Рабінович, доцент, к.т.н., О.В. Дитятьєв, доцент, к.т.н.,  
В.П. Волков, професор, д.т.н., Є.О. Білогуров, аспірант, магістр, ХНАДУ

*Анотація.* Коливання створюють додаткові опори руху автомобіля близько 7 Гц і, можливо, частково зменшують опори у зоні високочастотного резонансу близько 18 Гц.

*Ключові слова:* автомобілі легкові, вибіг, уповільнення, коливання, частота, експеримент, розрахунок.

## THE POSSIBLE EFFECT OF OSCILLATIONS ON CAR MOTION RESISTANCE

E. Rabinovich, Associate Professor, Candidate of Technical Science, A. Dytyatyev, Associate Professor, Candidate of Technical Science, V. Volkov, Professor, Doctor of Technical Science, E.A. Belogurov, master, postgraduate, KhNAHU

*Abstract.* Oscillations give rise to additional resistance to movement of the car about 7 Hz, and possible a partial reduction of resistance in the zone of high-frequency resonance of about 18 Hz.

*Key words:* passenger car, coast-down, deceleration, oscillations, frequency, experiment, calculation.

### Введение

Для снижения сопротивлений движению автомобиля необходимо углублять понимание природы этих сопротивлений и совершенствовать методы их измерения и расчета.

### Анализ публикаций

Общепринятые методы расчета выбега, учитывающие только сопротивления воздуха и качения, дают результаты, заметно расходя-

щиеся с экспериментальными данными. Это мы показали в статье\*, опубликованной в настоящем сборнике. У самых разных автомобилей реальное замедление выбега больше расчетного в зоне от 80–100 км/ч до 20 км/ч, а с уменьшением скорости становится намного ниже расчетного. Разность особенно заметна вблизи 40–50 км/ч.

\* \* Сопротивления движению легкового автомобиля при выбеге / Рабинович Э.Х., Волков В.П., Белогуров Е.А. и др. / Автомобильный транспорт : сб. научн. тр. – Харьков : ХНАДУ. – 2010. – Вып. 26. – С. 53–58.

Выше 100 км/ч экспериментальная кривая уходит ниже расчетной, а затем снова поднимается и пересекает ее вблизи 150 км/ч (рис. 1). Учет в явном виде сопротивлений холостого хода в трансмиссии несколько меняет расчетные значения коэффициентов сопротивлений и снижает это расхождение, но не устраняет его полностью. Было высказано предположение, что так проявляется влияние неровностей дороги, создающих дополнительные сопротивления движению.

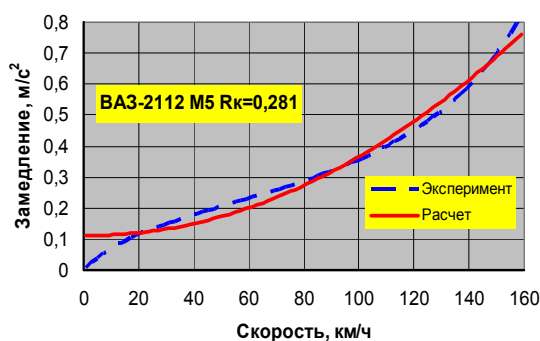


Рис. 1. Зависимость замедления от скорости выбега  $j(V)$  ВАЗ-2112 [1]

Влияние неровностей изучал Н.Я. Говорущенко [1]. Используя основные положения теории подвески [2], он показывал, что толчки и колебания при движении по неровной дороге вызывают дополнительные потери энергии в шине, рессоре и амортизаторе. Эти потери возрастают с увеличением перемещений колес относительно кузова. Такой подход неплохо объясняет наличие выпуклости на экспериментальной кривой в зоне 20...100 км/ч, но не спад сопротивлений относительно расчетных в зоне 100...150 км/ч.

### Цель и постановка задачи

Цель настоящей работы – развить понимание природы сопротивлений движению автомобиля. Задача – углубить подход, изложенный в [1], и развить его на материале современных автомобилей и шин.

### Две стороны влияния колебаний на сопротивление движению

Колебания возникают и на дороге без неровностей по ряду причин. Во-первых, колеса невозможно отбалансировать идеально, всегда остается какой-то дисбаланс. Во-вторых, колесо не идеально круглое, оно может иметь общую овальность либо местные отклонения

радиуса – до 2...5 мм. Далее, упругие свойства шины не одинаковы по ее окружности. Наконец, собранное колесо может быть установлено на ступицу с эксцентриситетом. Эти факторы, складываясь, будут создавать суммарную возмущающую силу с частотой один толчок на каждый оборот колеса.

Второй не учтенный в [1] фактор – снижение трения в механических системах под действием высокочастотных колебаний (так называемая «вибрационная смазка»). Вибрация ощутимо уменьшает трение, как внешнее, так и внутреннее, сужает петлю гистерезиса. Именно это может быть причиной относительного снижения дорожных сопротивлений на скоростях 100...150 км/ч.

Для проверки этих гипотез мы исследовали, связаны ли выпуклости и вогнутости на реальной кривой  $j(V)$  со скоростью вращения колес, – на основе экспериментальных данных о пути выбега вычисляли по методу [3] значения коэффициентов аэродинамического сопротивления  $C_x$  и суммарного дорожного сопротивления  $\psi$ , по ним рассчитывали теоретическую зависимость  $j(V)$  (см. примеры в статье \*) и определяли разность между теоретическими и экспериментальными значениями замедлений. Затем эту разность выражали в единицах силы ( $\Delta F$ ), умножая на приведенную массу автомобиля при выбеге (т.е. сумму массы автомобиля с приведенными массами колес и трансмиссии). По скорости и радиусу качения шин  $R_k$  находили предполагаемую частоту толчков  $\nu_t$  в герцах из расчета один толчок на оборот колеса.

Примеры полученных зависимостей  $\Delta F(\nu_t)$  показаны на рисунке 2. Здесь сплошной линией представлена сама зависимость, светлым пунктиром – ее аппроксимация. Основные показатели по всем обработанным автомобилям сведены в табл. 1. Там использованы такие обозначения: пер, задн – передний, задний привод; сед, хэтч, кросс – седан, хэтчбек, кроссовер; М, А, вар – механическая КП, автоматическая КП, вариатор; max, min – максимум и минимум на кривой. В столбцах через дробь указаны скорость в км/ч и частота в Гц.  $\Sigma A$  – сумма модулей амплитуд в точках максимума и минимума (т.е. размах).

Средняя частота максимумов на кривых – 6,96 Гц с разбросом от 5,7 до 9,1 Гц. Эта частота находится в середине межрезонансного интервала 1...17 Гц.

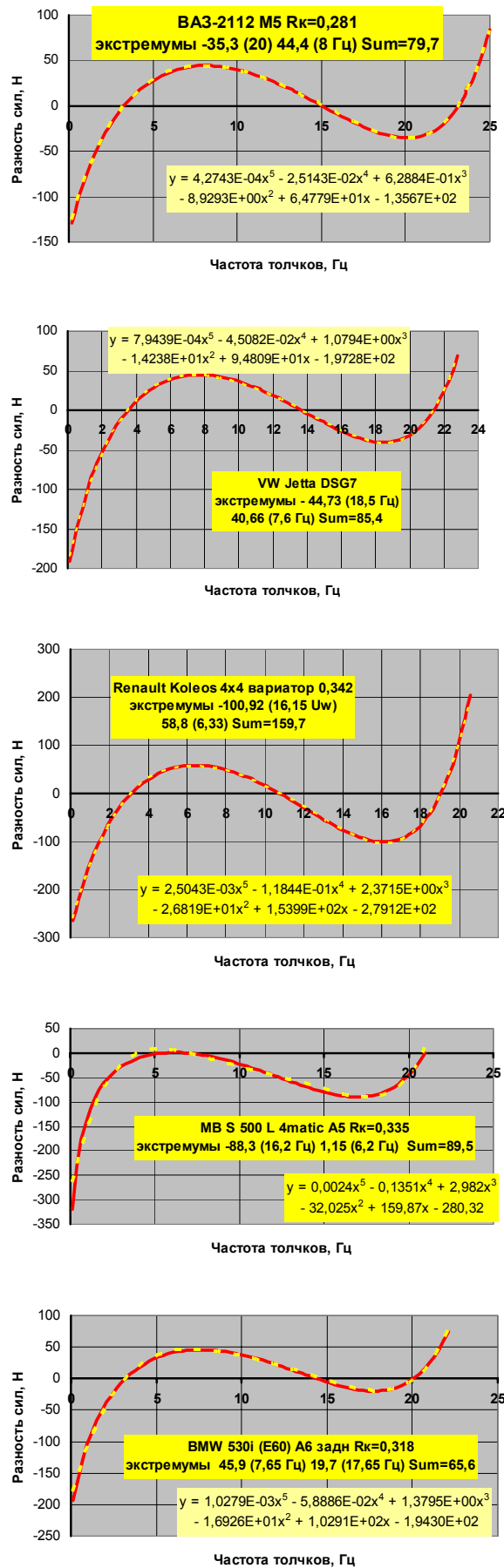


Рис. 2. Примеры зависимостей  $\Delta F(v_T)$

Табл. 1. Показатели некоторых автомобилей и их зависимостей  $\Delta F(v_T)$

Модель, привод, кузов, трансмиссия	Экстремумы		$\Sigma A, H$
	max (V/v <sub>T</sub> )	min (V/v <sub>T</sub> )	
Audi A3 Sportback пер хэтч A6	47 / 6,8	123 / 17,7	99,3
Audi A6 пер сед вар	51 / 7,1	127 / 17,7	77,1
BMW 120iA задн хэтч A6	53 / 7,6	129 / 18,5	83,2
BMW 530i E60 задн сед A6	55 / 7,7	127 / 17,7	65,6
Citroen C5 пер сед A4	49 / 6,5	125 / 16,7	83,0
Ford Focus пер сед M5	49 / 7,0	129 / 18,5	119,5
Citroen C3 Picasso пер субвэн M5	43 / 6,3	121 / 17,6	124,6
Ford Kuga 4x4 кросс M6	47 / 6,2	125 / 16,5	138,7
Ford Mondeo пер сед M5	49 / 7,0	125 / 17,9	98,9
Honda CR-V 4x4 ун A5	47 / 5,9	141 / 17,5	225,2
Hyundai Accent пер сед M5	45 / 7,1	125 / 19,7	134,2
Hyundai Genesis задн купе M6	55 / 7,4	129 / 17,2	89,8
Jeep Liberty 4x4 кросс вар	43 / 5,7	121 / 16,0	146,8
Kia Rio пер сед M5	49 / 9,1	125 / 23,1	89,5
Lada Приора	51 / 7,9	125 / 19,4	81,0
Mitsubishi Lancer IX пер сед M5	57 / 8,3	129 / 18,9	86,4
Mercedes-Benz S 500L 4matic 4x4 сед A5	47 / 6,2	123 / 16,2	89,5
Renault Koleos 4x4 кросс вар	49 / 6,3	125 / 16,2	159,7
Renault Megane пер сед M5	57 / 8,2	129 / 18,5	85,3
Toyota Avensis пер сед вар	47 / 6,3	125 / 16,7	98,4
Toyota Camry пер сед A5	47 / 6,4	125 / 17,1	84,7
VW Golf GTI 2,0 пер хэтч DSG 6	51 / 7,6	127 / 18,2	87,8
VW Jetta пер сед DSG 7	53 / 7,6	129 / 18,5	85,4
VW Passat пер сед A6	41 / 5,9	121 / 17,4	116,5
BA3-2112 пер хэтч M5	51 / 8,0	127 / 20,0	79,8
Средние значения	49,3 / 6,96	126 / 17,9	106,2
Коэффициенты вариации	0,085 / 0,137	0,032 / 0,086	0,325

Соответствующие скорости варьируют в пределах 41...57 км/ч при среднем 49,3 км/ч. Их вариация меньше, чем вариация частот – это может говорить о большей роли неровностей дороги в возбуждении колебаний. Вариация  $\Sigma A$  близка к нормальному закону.

Итак, даже на гладкой динамометрической дороге автополигона НИЦИАМТ, где тестирует автомобили «Авторевю», наблюдается прирост сопротивлений движению в интервале скоростей, соответствующем середине резонансных частот кузова и подвески.

Средняя частота минимумов на кривых – 17,9 Гц, разброс – от 16 до 23 Гц. Соответствующие скорости – 121...141 км/ч со средней 126,28 км/ч. Это близко к частотам собственных колебаний подрессоренных масс легковых автомобилей, которые известны по результатам диагностирования на стендах. Перемещения кузова при этом малы, наблюдается большой ход амортизатора и соответственно должны быть велики потери в нем. В [1] сказано (со ссылкой на расчеты для грузового автомобиля), что сопротивления в амортизаторах близки к внутренним сопротивлениям в шинах. Возможно, у легковых автомобилей прирост сопротивления качению вблизи 18 Гц, вызванный потерями в амортизаторе, оказывается существенно меньше, чем снижение этих сопротивлений из-за «вибрационной смазки».

Средние значения суммы амплитуд у механических и автоматических КП близки (табл. 2). Видимо, потери в КП – не самый важный источник дополнительных сопротивлений.

Таблица 2 Средние значения суммы амплитуд при разных типах трансмиссии

$\Sigma A$ средн., Н	Тип трансмиссии		
	Механич.	Автоматич.	4×4
	97,9	94,1	167,6

### Выводы

1. У автомобилей разных типов, с разными приводами и трансмиссиями, наблюдается S-образное расхождение между экспериментальной и расчетной кривыми зависимости сопротивлений движению от скорости.

2. Максимум на этой S-образной кривой в зоне частот около 7 Гц может быть объяснен

совместным действием сопротивлений холостого хода трансмиссии и колебаний, вызванных неровностями дороги и особенностями колес.

3. Минимум в зоне частот около 18 Гц может быть объяснен уменьшением внешнего трения в контакте шины с дорогой и внутреннего трения в шине под действием высокочастотных колебаний.

4. Указанные особенности зависимости сопротивлений движению от скорости следует учитывать при нормировании расхода топлива в городе, а также при конструировании автомобилей для городских условий.

5. Необходимо продолжить исследования сопротивлений холостого хода трансмиссии и реальных зависимостей сопротивлений движению от скорости.

Высказанные здесь предположения следует рассматривать лишь как предварительные гипотезы, нуждающиеся в серьезной экспериментальной проверке и осмысливании. Кроме того, приведенные экспериментальные материалы ни в коей степени не противоречат высказанному в [3] предположению, что показатель степени  $\alpha$  в формуле сопротивления воздуха ( $P_w = kF \cdot V^\alpha$ ) может заметно зависеть от скорости. Все сказанное открывает простор для дальнейшего научного поиска в этой области.

### Литература

1. Говоруценко Н.Я. Основы теории эксплуатации автомобилей / Н.Я. Говоруценко. – К. : Вища школа, 1971. – 232 с.
2. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля / Р.В. Ротенберг. – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1972. – 392 с.
3. Рабинович Э.Х. Расчет коэффициентов сопротивлений движению автомобиля по пути выбега / Э.Х. Рабинович, В.П. Волков, Е.А. Белогуров // Вестник ХНАДУ : сб. научн. тр. – Харьков : ХНАДУ. – 2009. – Вып. 44. – С. 30–34.

Рецензент: М.А. Подригало, профессор, д.т.н., ХНАДУ.

Статья поступила в редакцию 29 апреля 2010 г.