



МЕХАНИКА МОБИЛЬНЫХ МАШИН

УДК 629.1.072

В.В. МИХАЙЛОВ, канд. техн. наук

Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, Минск

И.В. ЖУК, д-р техн. наук

БелНИИТ «Транстехника», Минск

А.В. ВЕРБИЦКИЙ

Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, Минск

М.Г. СОЛОДКАЯ

Белорусский национальный технический университет, Минск

ВЕРИФИКАЦИЯ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ДЛЯ РАСЧЕТА НАГРУЗОК В КОНТАКТЕ КОЛЕС АВТОМОБИЛЯ С НЕРОВНОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ ДОРОГИ

Проверка адекватности математической модели реальному автомобилю произведена по скорости вертикальных колебаний центра масс автомобиля, зафиксированной в расчете и замеренной экспериментально. В обоих случаях движение автомобиля производилось на типовых участках шоссе с фиксированными скоростями в диапазоне от 60 до 100 км/ч. В работе также приведены некоторые характеристики шины и подвески автомобиля, использование которых дополнительно позволило уменьшить область возможных расхождений и повысить достоверность выводов

Ключевые слова: математическая модель, колебания, автомобиль, дорога, неровности, верификация

В процессе движения автомобиля на кузов, ведущие мосты и колеса воздействует комплекс переменных сил. Как показывают исследования, наибольшее время (до 95 %) автомобиль испытывает вертикальные колебания, вызванные неровностями дороги [1], [2], [3]. Система подвески и несущая система автомобиля также подвержены дополнительному нагружению при действии силы ветра и прохождения автомобилем поворота (примерно до 5 % времени). Остальные факторы оказывают меньшее влияние на колебания трансмиссии и несущих систем.

Аналитическое описание движения автомобиля представляет комплексную задачу. Ее решение можно ускорить, комбинируя расчетные и экспериментальные методы подготовки данных, а также используя статистические оценки процессов, полученные в условиях эксплуатации [2], [4], [5].

Для верификации виртуальной модели процесса движения автомобиля по неровностям дороги необходимо:

а) получить экспериментальные реализации сравнимого параметра (например, скорости колебаний центра масс автомобиля) для характерных скоростей движения;

б) определить основные статистические характеристики этих процессов;

в) выборочно оценить амплитудно-частотные спектры с выделением наиболее характерных амплитуд и частот собственных колебаний;

г) установить связь случайного возмущения с выбранной величиной индекса IRI;

д) получить реализации процессов для расчетной модели и произвести их статистическую оценку.

По результатам сравнения экспериментальных и полученных расчетом значений можно судить о возможности использования модели для описания движения потока машин.

Программа, реализующая математическую модель динамической системы, состоит из модулей подготовки, решения и визуализации процессов.

Получаемые массивы данных отображаются графиками изменения следующих переменных: вертикальной скорости центра масс \dot{x}_a , угловой скорости $\dot{\phi}_a$ поворота массы автомобиля, действующих в пятнах контакта переменных сил передней R_{z1} и задней R_{zp} осей.

Вид заставки для работы с программой представлен на рисунке 1.

С целью статистической оценки сравниваемого параметра, полученного разными методами, а также для изучения динамических характеристик элементов динамической системы была разработана программа — методика ускоренных исследований. Ее основные положения сводятся к следующему.

Объектом исследований выбран легковой автомобиль модели Renault Megane Scenic с шинами типоразмера 180/60/R14 и массой в нагруженном состоянии 1580 кг.

Испытания проводились на прогретых шинах при температуре окружающего воздуха 15 °С на сухом асфальтированном покрытии испытываемой трассы Минск—Микашевичи.

Перед проведением испытаний экспериментально измеряют размеры пятна контакта, прогибы шин и подвески, рассчитываются значения жесткости элементов.

Выбор имитационных фонов производят для реально возможных вариантов записи скорости перемещений точки близкой центру масс на скоростных режимах движения 60, 70, 80, 90, 100 км/час с трехкратной повторяемостью заездов.

Вид поверхности должен соответствовать тому фону, для которого был определен индекс IRI.

Длина временной реализации выбирается с учетом получения непрерывной записи процесса длительностью 16 секунд на режимах установившегося движения до получения в каждом опыте минимум 4096 точек при временном шаге дискретизации 1,0 микросекунды.

Для регистрации вертикальной скорости контрольной точки использован вибронализатор «Кварц» с датчиком скорости (рисунки 2 и 3), позволяющий измерять ряд параметров колебаний. Диапазон измерений по частоте составляет от 0,3 Гц до 10 кГц.

Полученные массивы данных были обработаны с применением методов теории вероятностей и математической статистики.

Построение реализаций и получение частотных спектров также производилась по алгоритму, заложенному в память микропроцессора вибронализатора «Кварц».

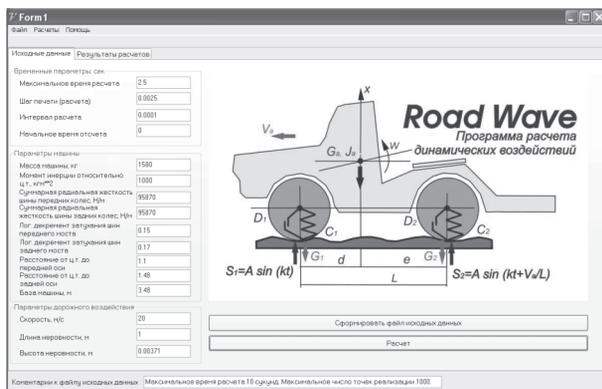


Рисунок 1 — Интерфейс для ввода исходных данных и работы с программой «Road Wave»

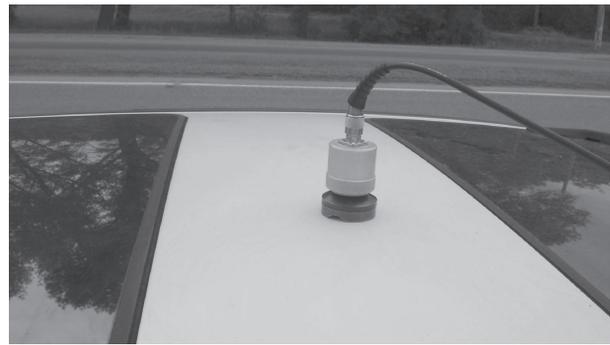


Рисунок 2 — Вид установки датчика с магнитным креплением на верхней точке кузова автомобиля



Рисунок 3 — Вид испытуемой машины на трассе перед началом испытаний

Результаты экспериментальных исследований

Эксперименты проводились последовательно в три этапа:

- а) лабораторные замеры прогибов элементов;
- б) получение реализаций сравниваемого параметра при движении по дороге Минск—Микашевичи (0—50 км, туда и обратно);
- в) получение амплитудно-частотных характеристик. Использовался участок кольцевой дороги, а также участок трассы Минск—Гродно.

Примеры реализаций представлены в таблице 1 и на графиках рисунка 4.

Определение собственных частот и форм колебаний испытуемого автомобиля Renault Megane Scenic

Упрощенная колебательная система автомобиля чаще всего представляется инерционными сосредоточенными массами узлов и агрегатов, имеющих свои координаты. Их совокупность и упругие связи определяют собственные частоты и формы колебаний.

Поскольку конструкция автомобиля представляет собой различные по назначению и характеристикам узлы, то и вклад каждого из них в общий вид колебательных процессов различен.

Наличие экспериментальных данных, а также анализ амплитудных спектров при движении автомо-

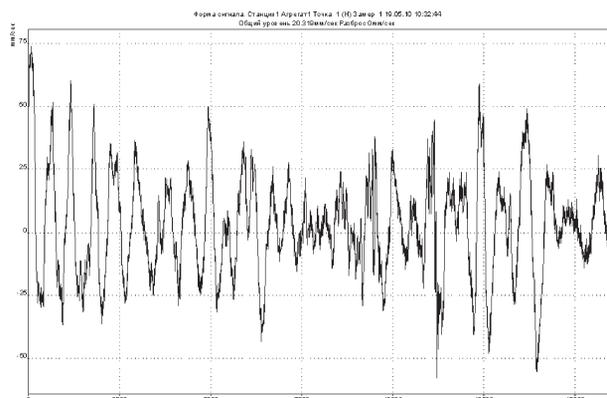
Таблица 1 — Результаты опытной регистрации средних значений скорости перемещения центра верхней точки кузова (линия центра масс) автомобиля Renault Megane Scenic массой 1580 кг

Параметры опыта	Показания прибора «Кварц»	
Фиксированная скорость автомобиля, км/ч	Средняя скорость центра масс в опыте, мм/сек	Максимальная скорость центра масс в опыте, мм/сек
60	20,3	63
60	14,7	40
60	9,6	25
Среднее опытов	14,9	42,7
70	17,7	55
70	14,7	45
70	27,2	48
Среднее опытов	19,9	49,3
80	26,48	52
80	18,31	80
80	19,2	55
Среднее опытов	21,3	62,3
90	20,3	35
90	27,9	80
90	32,1	95
Среднее опытов	26,8	70,0
100/2	31,95	75
100/2	43,26	75
100	35,4	120
Среднее опытов	36,9	90,0

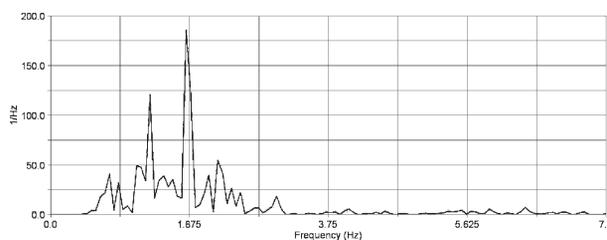
бия существенно облегчает задачу сопоставления модели с реальным автомобилем. Нашел подтверждение тот факт, что основная полоса частот вертикальных колебаний лежит в диапазоне 1...2 Гц. Эти движения обычно вызваны колебаниями наибольших масс, к каким относится масса кузова с грузом или пассажирами.

Подготовка данных по компоновке на кузове агрегатам и узлам обычно сводится к упрощению сложных пространственных соединений до взаимодействия простых геометрических фигур с сосредоточенными массами, имеющих усредненные габаритные размеры. В случае их отсутствия инерционно-массовые параметры выбирают по аналогии с другими машинами, либо по удельной плотности автомобиля исходя из его длины и объема [3].

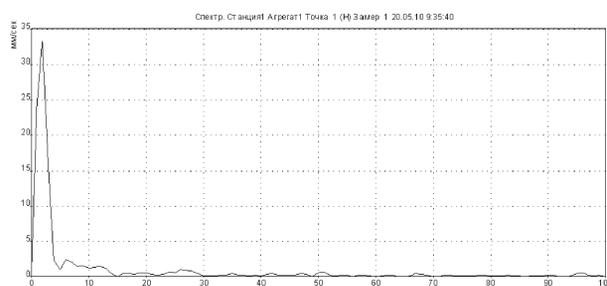
Особое значение при проведении исследований уделено выбору шага дискретизации контролируемого процесса. Оно должно быть меньше, по крайней мере, в 5...10 раз периода, определяемого максимально возможной частотой колебаний [3]. Исходя из этого, шаг дискретизации 1,0 мксек соответствует частоте 1000 Гц, что вполне допустимо и в 10 раз превосходит верхний предел частоты,



а)



б)



в)

Рисунок 4 — Изменение скорости перемещений (а) центра масс; (б) — его расчетная амплитудно-частотная характеристика; (в) — экспериментальный спектр частот в полосе 0...100 Гц при движении автомобиля на скорости 100 км/ч по асфальтовому покрытию

ты, которую способен регистрировать выбранный датчик скорости (100 Гц).

Расчет распределений амплитуд скоростей вертикальных перемещений производился аппаратными средствами и программным комплексом [3]. Максимальные значения амплитуд соответствуют низшим собственным частотам, таблица 2.

Обработка временных реализации показала, что наиболее отчетливо проявляют себя две гармонических составляющих с максимумами на частотах 1,575 и 1,897 Гц, формирующих максимумы спектров на графиках.

Можно предположить, что первая частота соответствует продольно-угловым колебаниям остова автомобиля относительно передней оси, а вторая соответствует продольно-угловым колебаниям остова автомобиля относительно задней оси.

Анализ графиков показывает, что, действительно, в диапазоне частот от 1-го до 2-х Гц максимальная энергия колебаний сосредоточена в диапазоне упомянутых значений.

Таблица 2 — Сравнение данных по свободным колебаниям испытуемых грузового [3] и легкового автомобилей

№ частоты	Грузовой. Частота, Гц	Легковой. Частота, Гц	Форма колебаний
1	0,5	—	Поперечно-угловые колебания поддресоренной массы всего автомобиля
2	1,1	1,575	Продольно-угловые колебания поддресоренной массы автомобиля относительно задней оси
3	1,6	1,823	Продольно-угловые колебания поддресоренной массы автомобиля относительно передней оси
4	2,2	—	Кручение передней части рамы относительно задней
5	Более 7,0	—	Колебания мостов и колес

Верификация параметров модели по собственным частотам

В таблицу 3 сведены значения основных параметров, подготовленные в качестве исходных данных для математического моделирования движения автомобиля.

В предположении независимости колебаний передней и задней осей, и, задавшись полученными расчетно-экспериментальными значениями жесткости шины и подвески, определим значения эквивалентной жесткости переднего C_{el} и заднего C_{ep} опорных звеньев, связывающих автомобиль с дорожной поверхностью:

Таблица 3 — Значения параметров динамической модели для легкового автомобиля, использованные для верификации математической модели по экспериментальным данным

Параметр	Значение
Время процесса, сек	1,0...10,0
Шаг выборки результатов расчета, сек (принят равным шагу изменения амплитуды и длины неровности)	0,001...0,01
Автомобиль Renault Megane Scenic	
Масса машины (в том числе водитель и 2 пассажира), кг	1580
База автомобиля, м	2,58
Положение центра масс (параметр a), м	1,1
Положение центра масс (параметр b), м	1,48
Тип шин	185/60/R14
Радиальная жесткость	
Нагрузка на колесо переднее колесо, Н	4150
Длина отпечатка непрогретой шины (эксперимент), м	0,180
Длина отпечатка прогретой шины (эксперимент), м	0,160
Прогиб прогретой шины, м	0,011
Радиальная жесткость шины, Н/м	370100
Ход подвески (эксперимент), м	0,074
Жесткость подвески колеса передней оси, Н/м	55015
Суммарная жесткость опорного элемента, Н/м	95790
Демпфирование	
Логарифмический декремент затухания опорного элемента (сжатие)	0,15—0,17
Собственные частоты	
Первая собственная частота колебаний (эксперимент), Гц (обработка экспериментального массива, [3])	1,5—1,65 Среднее 1,575
Вторая собственная частота колебаний (эксперимент), Гц (обработка экспериментального массива, [3])	1,77—1,875 Среднее 1,823
Режим движения автомобиля и индекс неровности IRI, данные 2009 года	
Скорость движения автомобиля, км/ч	60, 70, 80, 90, 100
Среднее значение параметра IRI , мм	0,00371
Среднеквадратическое отклонение IRI , м	0,00154
Выборочное максимальное значение параметра IRI , м	0,0137

$$C_{ep} = C_{el} = \frac{2C_1 C_{2l}}{C_1 + C_{2l}} = \frac{2 \cdot 55015 \cdot 370100}{55015 + 370100} = 95790 \text{ Н/м.}$$

Собственные частоты колебаний передней оси массой $m_l=906$ кг и задней оси массой $m_p=674$ кг при условии независимости колебаний осей между собой имеют значения:

первой собственной частоты:

$$\omega_{sl} = \sqrt{\frac{C_{el}}{m_l}} = \sqrt{\frac{95790}{906}} = 10,28 \text{ рад/с}$$

или 1,637 Гц,

и второй собственной частоты:

$$\omega_{sp} = \sqrt{\frac{C_{ep}}{m_p}} = \sqrt{\frac{95790}{674}} = 11,92 \text{ рад/с}$$

или 1,897 Гц.

Сопоставляя расчеты и эксперимента, находим для колебаний первой частоты относительную погрешность:

$$\varepsilon_{\omega l} = \frac{|1,637 - 1,575|}{1,575} \cdot 100\% = 3,49\%;$$

Та же величина для колебаний массы $m_p=674$ кг, входящейся на заднюю ось равна:

$$\varepsilon_{\omega p} = \frac{|1,897 - 1,823|}{1,823} \cdot 100\% = 4,0\%.$$

Верификация модели по средним значениям скоростей центра масс, полученных расчетным путем

Сравнение средних значений скорости центра масс автомобиля на разных режимах, полученных расчетами и экспериментально, даны в таблице 4. На рисунке 5 представлен пример реализации записи скорости колебаний центра масс, полученной моделированием по программе. Величины погрешности модели с коррекцией для скоростного диапазона 60—100 км/ч представлены в таблице 5. На основании этих данных были построены графики, изображенные на рисунке 6.

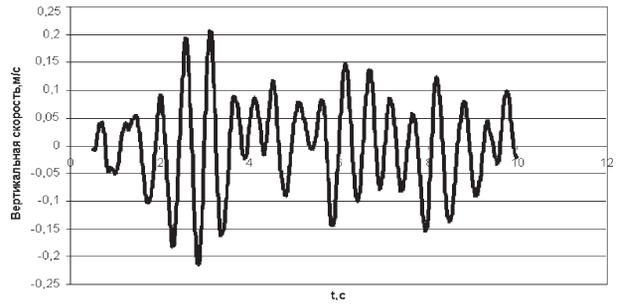


Рисунок 5 — Пример расчета колебания скорости центра масс

Таблица 5 — Значения погрешности расчетов и экспериментальных данных

Скорость км/ч	Ограничение скорости воздействия неровности для среднего <i>IRI</i> =0,00371 м при средней длине неровности 1 м	Относительная погрешность расчетных и экспериментальных значений средней скорости колебаний центра масс
60	м/сек	%
60	-0,165	1,342282
70	-0,173	1,507538
80	-0,181	-0,46948
90	-0,190	-4,47761
100	-0,200	2,710027

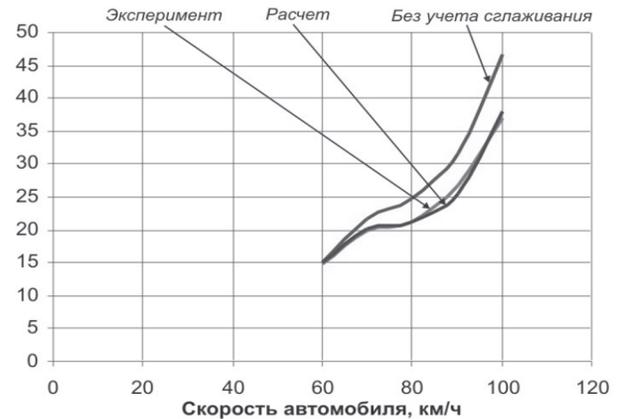


Рисунок 6 — Сравнение средних скорости центра масс, полученных расчетным и экспериментальным путем в зависимости от скорости движения

Таблица 4 — Сравнение средних значений скорости центра масс, полученных расчетом по программе «Road Wave» и экспериментально

Фиксированная скорость автомобиля, км/час	Средние значения скорости колебаний центра масс автомобиля, мм/сек		
	Эксперимент	При расчете демпфирования пропорционально первой степени скорости деформации амортизатора без ограничения скорости возмущения под колесом	При расчете демпфирования пропорционально первой степени скорости деформации амортизатора с ограничением скорости возмущения под колесом
60	14,9	15,1	15,1
70	19,9	21,7	20,2
80	21,3	24,7	21,2
90	26,8	31,6	25,6
100	36,9	46,8	37,9

Заключение

Произведенное сопоставление расчетных и экспериментальных данных для вертикальной скорости центра масс автомобиля показали удовлетворительное совпадение результатов моделирования реальным колебаниям несущей системы автомобиля. Следует отметить допустимые расхождения расчетных и экспериментальных значений контролируемого параметра для всего разрешенного скоростного 60—100 км/ч диапазона движения двухосных автомобилей полной массой до 20 т.

Предложенную расчетную модель можно рекомендовать для обоснования комплексных оценочных показателей динамического воздействия движущегося потока автомашин на участки дорожного полотна с заданными параметрами неровностей.

Список литературы

1. Гришкевич, А.И. Автомобиль. Теория / А.И. Гришкевич. — Минск: Вышэйш. шк., 1985. — 208 с.
2. Силаев, А.А. Спектральная теория поддресоривания транспортных машин // А.А. Силаев. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1972. — 192 с.
3. Шмелев, А.В. Колебания автомобиля и нагруженность его рамы при движении по неровной дороге / А.В. Шмелев // Механика машин, механизмов и материалов. — 2009. — № 1(6). — С. 25—30.
4. Бендат, Дж. Применения корреляционного и спектрального анализа: перевод с англ. / Дж. Бендат, А. Пирсол. — М.: Мир, 1983. — 312 с.
5. Артемьев, П.П. Статистические характеристики микропрофилей сельскохозяйственных дорог // П.П. Артемьев // Автотракторостроение. — 1979. — Вып. 12. — С. 118—122.

Mikhailau V.V., Zhuk I.V., Verbitski A.V., Salodkaya M.G.

The mathematical model verification for the calculation the loads in the contact of the vehicle's wheels with a rough road surface

To verify the car oscillation mathematical model between one and road surface is given a sequence of initial data set. The paper shows satisfactory agreement between calculated and experimental values of control parameter being compared to all selected speed range of 60—100 km/h. Mathematical analogy of motion is selected as the object for subsequent implementation plan to determine of the dynamic interaction of a moving car stream on the road.

Поступила в редакцию 06.07.2010