

Для демпфера, не имеющего преднатяга пружин, нагрузки на участке, соответствующем переключению ступеней, плавно повышаются до соответствующих работе на третьей ступени. Это обусловлено тем, что вследствие неравномерности крутящего момента двигателя часть времени демпфер работает на второй ступени жесткости, часть – на третьей.

Таким образом, исследования подтверждают гипотезу о негативном влиянии преднатяга пружин демпфера сцепления на динамические нагрузки в трансмиссии автомобиля.

Литература

1. Барский И.В. [и др.] Сцепления транспортных и тяговых машин [Книга] / ред. Ф.Р.Геккер. - М. : Машиностроение, 1989.- 344 с.
2. Дэбни Дж.Б. и Харман Т.Л. Simulink 4. Секреты мастерства [Книга] / Перев. Симонов М. Л.. - М. : БИНОМ. Лаборатория знаний, 2003.- 403 с.
3. Прокопьев М.В. Метод оценки фрикционных автоколебаний в трансмиссии при трогании легкового автомобиля // дисс. канд. техн. наук. - Тольятти : [б.н.], 2002 - 137 с.
4. Соломатин Н.С. Снижение уровня крутильных колебаний в трансмиссии автомобиля применением демпфера с нелинейной характеристикой // дисс. канд. техн. наук. - М. : [б.н.], 1987 г.- 180 с.
5. Соломатин Н.С., Заморин А.Г., Зотов Е.М. Аппроксимация частичных скоростных характеристик двигателя внутреннего сгорания [Статья] // Известия МГТУ «МАМИ». - М. : МГТУ «МАМИ», 2008 - с. 68-71.

Пространственная нелинейная конечно-элементная модель переднеприводного легкового автомобиля с учетом системы выпуска отработавших газов

к.т.н. доц. Черепанов Л.А., Окунев А.П., Рогожкин В.Е.
Тольяттинский государственный университет, ОАО «АВТОВАЗ»
ait@tltu.ru, +7(8482)53-92-59

Ключевые слова: метод конечных элементов, пространственная конечно-элементная модель, вибрация, система выпуска отработавших газов, опора силового агрегата.

Усиливающаяся конкуренция в современном автомобилестроении способствует возрастанию различных требований, предъявляемых к автомобилям, и особенно – связанных с показателями виброкомфорта. Среди наиболее важных проблем по-прежнему остается высокий уровень шума и вибраций, вызванных различными факторами, зависящими как от конструктивных особенностей автомобиля, его узлов и агрегатов, так и от внешних условий.

При исследовании вибронагруженности легковых автомобилей в последнее время заметна тенденция к усложнению и использованию пространственных расчетных моделей [3]. Задача по определению вибропараметров все чаще переходит из линейной постановки в нелинейную, позволяя учесть тонкости и нюансы, присущие реальному объекту.

Среди множества различных методов расчета при анализе виброакустического состояния автомобиля следует отметить метод конечных элементов (МКЭ) [2]. Универсальность математического аппарата, используемого различными конечно-элементными расчетными пакетами, такими как MSC/NASTRAN, позволяет решать практически любые задачи. Кроме этого, средства инженерного анализа (CAE), на основе МКЭ, введенные в процесс проектирования автомобиля на заводах, позволяют на стадии проектирования получить оптимизированный вариант конструкции и значительно снизить издержки на доводку готового изделия.

Таким образом, сформирована цель исследования – разработать уточненную пространственную конечно-элементную модель (КЭМ) переднеприводного легкового автомобиля в нелинейной постановке с учетом системы выпуска отработавших газов для оптимизации параметров опор силового агрегата.

Для достижения поставленной цели поставлены следующие задачи:

- разработать пространственные КЭМ переднеприводного легкового автомобиля с учетом системы выпуска и без нее;
- провести необходимые эксперименты по определению массово-инерционных, жесткостных и прочих параметров и заполнить ими КЭМ;
- рассчитать средние квадратичные значения виброускорений в контрольных точках на выбранных режимах работы автомобиля (холостой ход);
- провести экспериментальное определение уровней виброускорений в контрольных точках для выбранных режимов работы автомобиля (холостой ход);
- проанализировать полученные результаты и подтвердить адекватность КЭМ.

Объектом исследования является переднеприводный легковой автомобиль ВАЗ-1118 «Калина» с поперечным расположением силового агрегата.

На основании пространственной геометрии этого автомобиля разработаны две КЭМ: с учетом наличия системы выпуска отработавших газов (рисунок 1) и без нее (рисунок 2). Обе КЭМ имеют конструктивно общие переднюю и заднюю подвески, силовой агрегат с системой его подрессоривания, колеса, подрессоренные и не подрессоренные сосредоточенные массы, а также абсолютно жесткий кузов с учетом его инерционно-массовых показателей (на обоих рисунках контуры кузова автомобиля не показаны).

В обеих КЭМ в качестве внешних нагрузок можно использовать возмущающее воздействие силового агрегата, прикладываемое к центру двигателя, кинематическое воздействие микропрофиля дороги на колеса, а также гравитационную силу.

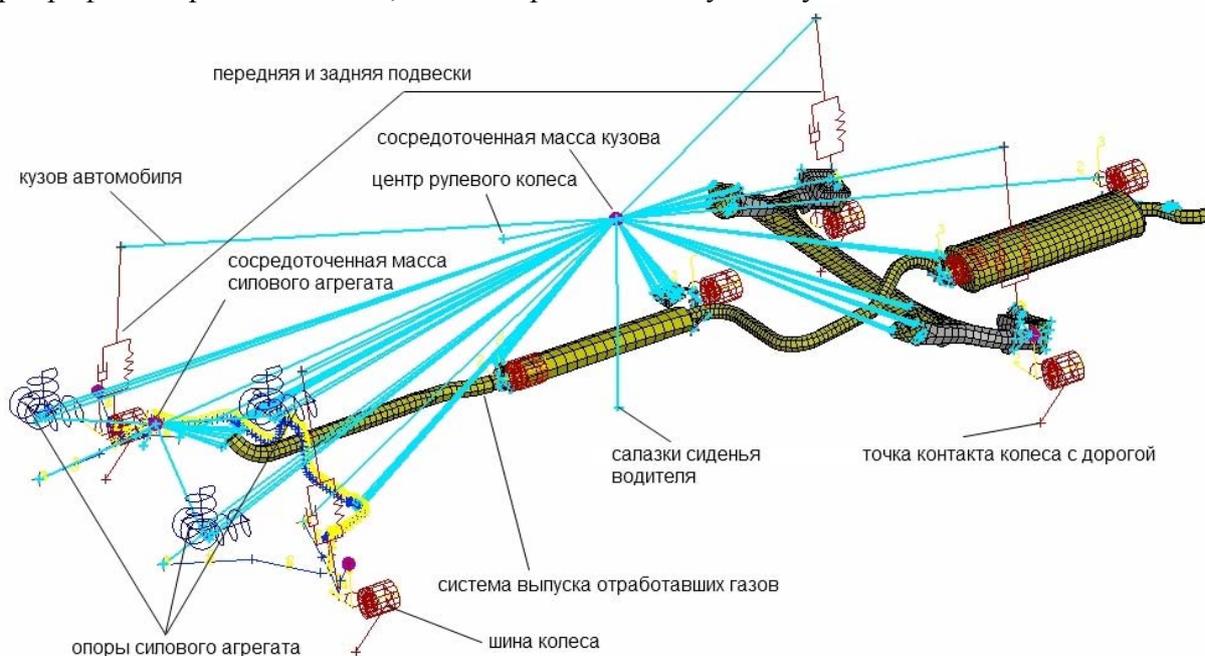


Рисунок 1 - КЭМ объекта исследования (вариант 1)

В КЭМ обоих вариантов кузов автомобиля и навесные узлы (оперение, двери, капот, сиденья и т.п.) реализованы в виде жесткого элемента типа RBE2 с сосредоточенной массой в виде элемента типа CONM2 в точке соответствующей центру масс кузова. Данный элемент позволяет учесть массу и моменты инерции тела относительно выбранной системы координат.

Силовой агрегат в обеих КЭМ представлен в виде абсолютно жесткого тела и реализован жестким элементом типа RBE2. Такое упрощение допустимо, так как исследуется диапазон частот до 150 Гц. В центре масс силового агрегата находится элемент типа CONM2. На силовом агрегате определены еще две характерные точки: место установки трехкомпонентного датчика виброускорений и точка приложения возмущающих воздействий (сил инерции

второго порядка и крутящего момента двигателя).

Каждая из трех опор силового агрегата представлена в виде трех взаимноперпендикулярных скалярных упругодемпфирующих конечных элементов типа CELAS, представляющих собой параллельно соединенные упругий и демпфирующий элементы. Свойства данного элемента позволяют задавать не только линейные и нелинейные значения жесткости и демпфирования, зависящие соответственно от перемещения и скорости, но также и зависимости жесткости и демпфирования от частоты в табличном или аналитическом виде.

Направляющие элементы передней подвески реализованы в виде упругих балочных элементов типа SBAR, которые могут передавать изгибающие и скручивающие нагрузки.

Задняя полунезависимая подвеска (направляющая часть), а также система выпуска отработавших газов реализована в виде сетки, состоящей из трех и четырех узловых оболочечных элементов типа STRIA и SQUAD.

Упругие (пружины) и демпфирующие (амортизаторы) элементы передней и задней подвески реализованы с использованием одномерных упругодемпфирующих скалярных элементов типа SBUSH1D. Причем характеристика пружины задана линейной, а характеристика амортизатора – нелинейной (демпфирование на ходах сжатия и отбоя различны) зависимостями.

В передней подвеске смоделирован стабилизатор поперечной устойчивости с использованием упругих балочных элементов, аналогичных направляющему устройству передней подвески.

Элементы подвеса системы выпуска отработавших газов, а также шины колес реализованы в виде скалярных упругодемпфирующих элементов типа SBUSH, позволяющих задавать все шесть компонент упругодемпфирующих характеристик (три поступательных и три вращательных).

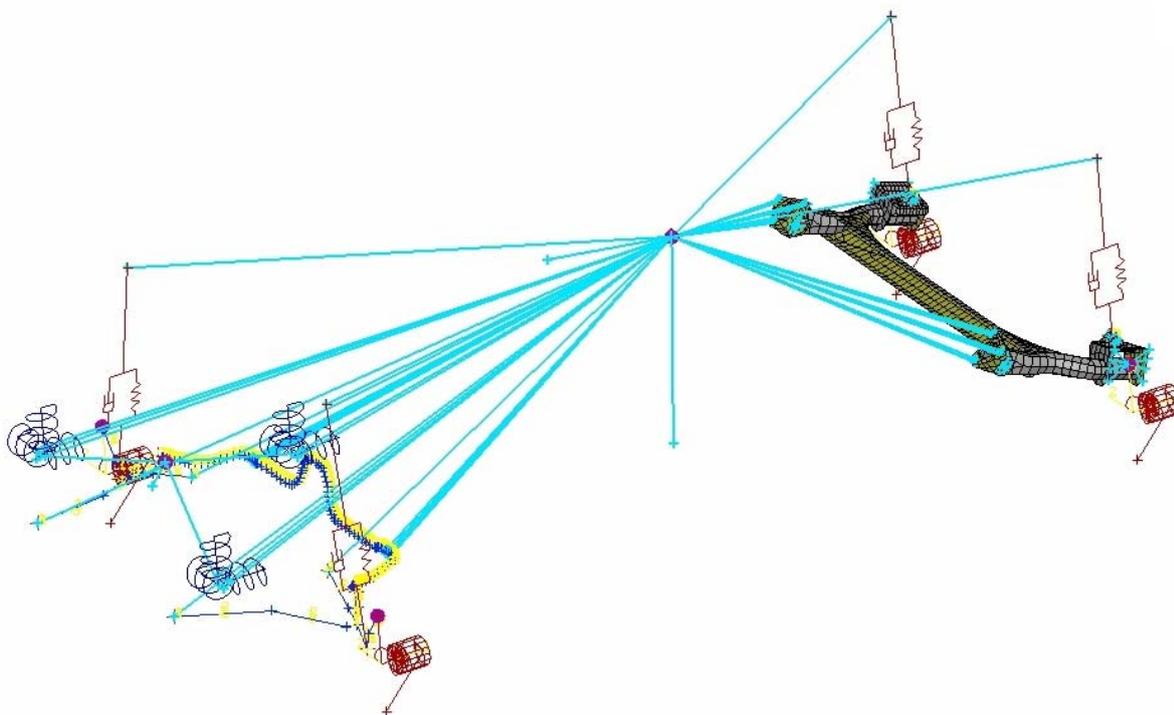


Рисунок 2 - КЭМ объекта исследования (вариант 2)

Вторая КЭМ (рисунок 2) отличается от первой отсутствием системы выпуска отработавших газов.

Первая КЭМ содержит 4117 элементов и 4218 узлов, вторая КЭМ – 1634 элемента и 1713 узлов.

Вторая КЭМ создана с целью определения влияния системы выпуска на колебания си-

лового агрегата и вибронегруженность автомобиля.

Для наполнения конечно-элементных моделей проведен ряд испытаний. Используя лабораторное оборудование кафедры «Автомобили и тракторы» ТГУ проведены испытания по определению статических нелинейных характеристик опор силового агрегата [4] и радиальной жесткости шин. Аналогичные испытания по определению динамических нелинейных характеристик опор проведены на испытательном оборудовании ОАО «АВТОВАЗ». Упруго-демпфирующие характеристики передней и задней подвески заимствованы из [1]. Массово-инерционные данные для силового агрегата представлены в таблице 1.

Таблица 1

Массово-инерционные показатели силового агрегата

Моменты инерции относительно главных центральных осей, кг·м ²			Масса силового агрегата, кг	Координаты центра тяжести силового агрегата (в глобальной системе координат), мм			Положение главных центральных осей относительно исходной глобальной системы координат, град		
J _X	J _Y	J _Z		X _{CA}	Y _{CA}	Z _{CA}	α _X	α _Y	α _Z
1,1580	0,4275	1,1580	159,3	-188	51	220	-25	-13	4,5

Перед выполнением расчетов КЭМ на различных режимах работы проведен модальный анализ собственных частот и форм колебаний отдельных узлов и всего автомобиля в сборе. На основании результатов этого анализа определены резонансные зоны и «проблемные» места конструкции в целом.

Для определения правильности задания инерционно-массовых показателей выполнен статический расчет под действием гравитационной силы.

Для оценки адекватности конечно-элементной модели и степени влияния системы выпуска на вибрационное состояние объекта исследования выбраны следующие расчетные режимы:

- холостой ход (при 840 мин-1);
- имитация интенсивного разгона на третьей передаче на стенде (1200...5400 мин-1);
- равномерное движение по дороге категории I со скоростями 60, 90, 120 км/ч;
- равномерное движение по дороге категории II со скоростями 40 км/ч и 60 км/ч.

Ввиду учета нелинейных свойств многих элементов все расчеты проводились во временной области с последующей обработкой расчетных данных. Для этих целей использовались следующие последовательности решений MSC/NASTRAN: SOL108, SOL112.

Система дифференциальных уравнений в формулировке МКЭ [6], описывающих колебания автомобиля, записывается в виде:

$$\|M\| \cdot \ddot{u}(t) + \|B[\dot{u}(t)]\| \cdot \dot{u}(t) + \|K[u(t)]\| \cdot u(t) = P(t), \quad (1)$$

где: $\|M\|$ - матрица масс;

$\ddot{u}(t)$ - вектор обобщенных ускорений

$\|B[\dot{u}(t)]\|$ - матрица демпфирования;

$\dot{u}(t)$ - вектор обобщенных скоростей;

$\|K[u(t)]\|$ - матрица жесткости;

$u(t)$ - вектор обобщенных координат;

$P(t)$ - вектор внешних силовых факторов.

Структура матриц масс, демпфирования и жесткости определяется конструкцией объекта исследования.

Раздел 1. Наземные транспортные средства, энергетические установки и двигатели.

Для получения массива данных по виброускорениям в каждой КЭМ введены контрольные точки (узлы), координаты которых соответствуют местам установки датчиков виброускорений при проведении испытаний.

На данный момент проведены расчеты на всех режимах, однако обработаны результаты только первого режима (холостой ход). Тем не менее, результаты расчета этого режима позволяют сделать предположение о необходимости учета системы выпуска отработавших газов при анализе вибрационного состояния объекта исследования.

В качестве внешних силовых факторов на режиме холостого хода на силовой агрегат (СА) действуют сила инерции второго порядка от неуравновешенных масс и крутящий момент двигателя, изменяющийся по гармоническому закону.

Среднеквадратические значения виброускорений в контрольных точках автомобиля, вызванные работой двигателя без нагрузки на оборотах холостого хода, представлены в таблице 2.

В таблице 2 полужирным шрифтом выделены максимальные значения для выбранной контрольной точки.

Таблица 2

Средние квадратические значения виброускорений в контрольных точках

Контрольная точка	СКЗ виброускорений (в диапазоне 3-100 Гц), м/с ²								
	Направление измерения								
	X			Y			Z		
	Исп.	КЭМ 1	КЭМ 2	Исп.	КЭМ 1	КЭМ 2	Исп.	КЭМ 1	КЭМ 2
Рулевое колесо	0,53	0,28	0,27	0,37	0,11	0,105	0,47	0,23	0,23
Салазка сиденья водителя (левая)	0,04	0,03	0,026	0,1	0,89	0,84	0,05	0,053	0,045
Кронштейн двигателя правой опоры СА	1,3	1,23	1,1	0,51	0,45	0,43	2,3	2,18	2,01
Правый лонжерон в зоне правой опоры СА	0,09	0,08	0,07	0,18	0,16	0,15	0,09	0,081	0,07
Кронштейн двигателя левой опоры СА	0,76	0,65	0,61	0,43	0,45	0,42	1,5	1,41	1,30
Левый лонжерон в зоне левой опоры СА	0,04	0,045	0,04	0,24	0,22	0,21	0,13	0,1	0,09
Кронштейн двигателя задней опоры СА	1,0	0,86	0,80	0,99	0,94	0,94	1,5	1,57	1,52
Кузов в зоне задней опоры СА	0,07	0,059	0,051	0,16	0,13	0,12	0,05	0,04	0,03

Анализируя данные таблицы 2, видно, что в среднем обе конечно-элементные модели

достаточно адекватно описывают поведение реального объекта (расхождения с результатами испытаний не более 14%), однако есть значительные расхождения с экспериментальными данными для рулевого колеса. Это вызвано моделированием рулевой колонки и рулевого колеса как абсолютно жесткого тела, т.е. без учета конечной жесткости этих элементов. Авторами разработана более сложная конечно-элементная модель (в данной статье не представлена), учитывающая жесткость кузова, рулевой колонки и других элементов. Предполагается, что такая модель даст более адекватные результаты по данной контрольной точке.

С другой стороны, практически все расчетные значения средних квадратичных значений виброускорений несколько занижены относительно экспериментальных данных. Авторы предполагают получить более точные значения при использовании вместо нелинейной статической характеристики жесткости опор силового агрегата их нелинейную динамическую характеристику.

Относительно системы выпуска можно говорить о ее средневыраженном влиянии на значения виброускорений. Результаты анализа других режимов могут дать более выраженное влияние системы выпуска. Так как, например, при интенсивном разгоне автомобиля частота возмущающих силовых факторов изменяется в достаточно большом диапазоне, что может привести к более выраженному влиянию системы выпуска отработавших газов на значения исследуемых параметров.

На начальных этапах проектирования нового автомобиля целесообразно использовать предложенную конечно-элементную модель для анализа колебаний силового агрегата и виброн нагруженности автомобиля, а также для оптимизации параметров опор силового агрегата.

Выводы

В результате проведенных исследований:

- разработана пространственная нелинейная конечно-элементная модель переднеприводного легкового автомобиля с учетом системы выпуска;
- проведены необходимые эксперименты по наполнению конечно-элементной модели исходными данными;
- рассчитаны средние квадратичные значения виброускорений в контрольных точках на режиме холостого хода;
- проведено экспериментальное определение уровней виброускорений в контрольных точках на режиме холостого хода;
- проанализированы полученные результаты и подтверждена адекватность конечно-элементной модели для выбранного режима работы.

Литература

1. Еремина И.В. Обеспечение плавности хода при проектировании легкового автомобиля с учетом влияния потерь на трение в подвеске: Дисс. канд. техн. наук: 05.05.03. – Тольятти., 2008. – 116 с.
2. Крутолапов В.Е. Метод конечных элементов в задачах виброакустики легкового автомобиля: монография / В.Е. Крутолапов, Н.С. Соломатин. – М.: Изд-во «Машиностроение-1», 2008. – 104 с.
3. Ломакин В.В., Нгуен Гуй Чыонг. Алализ и выбор динамических схем для расчета колебаний силового агрегата автомобиля // Сборник науч. конф. «Колесные машины» МГТУ им. Н.Э. Баумана. – М., 2006. – с. 216-224.
4. Соломатин Н.С., Черепанов Л.А., Окунев А.П. Особенности моделирования системы подпрессоривания силового агрегата переднеприводного легкового автомобиля методом конечных элементов // Сборник материалов Всероссийской научно-технической конференции с элементами научной школы для молодежи. Тольятти, 27-28 ноября 2009 г. В 3-х ч. / под общ. Ред. М.М. Криштала. – Тольятти: ТГУ, 2009. – Ч.2. – с. 219-221.
5. MSC/NASTRAN Quick Reference Guide.
6. MSC/NASTRAN Advanced Dynamics User's Guide.