

увеличивается вероятность возникновения случайных ошибок, и, соответственно, усложняется программа проверки и обработки результатов измерения, которая должна учитывать предисторию и исключать случайные выбросы, а также обеспечивать надежную работу при возникновении аварийных ситуаций (дребезг сигнала, поломка зуба, исчезновение питания). Выделяют следующие способы предварительной обработки частотного сигнала: метод скользящего среднего, метод весового среднего, метод медианной средней.

Математическое моделирование процесса расчета частоты, как каждого метода в отдельности, так и комбинаций методов, показало, что наилучшие результаты достигаются при использовании весового среднего с медианой на 5. Как показали опыты, обработка данным методом частотного сигнала на верхней границе диапазона измерений занимает порядка 30% ресурса 8-ми разрядного процессора. Таким образом, видна необходимость применения интеллектуального датчика частоты, который самостоятельно формировал бы картину изменения частоты и ускорения и выдавал информацию в сеть с требуемым темпом.

Интеллектуальный датчик положения. Необходимость применения датчика положения в “интеллектуальном” исполнении связана с тем, что такие датчики необходимы для различных подсистем, и его программная обработка не должна дублироваться в различных блоках системы.

Выводы

Разработан комплекс модульных технических средств для электронных управляющих и информационных бортовых систем мобильных машин, построенных по распределенной архитектуре.

Комплекс ориентирован в первую очередь на применение в мобильных машинах выпускаемых малыми сериями и позволяет при ограниченной номенклатуре технических средств оперативно создавать электронные системы различного назначения.

УДК 629.11.011.5+629.114-03.80

А.Г. Выгонный; Д.В. Мальев; В.В. Макаревич

ПРИМЕНЕНИЕ ADAMS ПРИ ОПТИМИЗАЦИИ ПОДВЕСКИ СИЛОВОГО АГРЕГАТА АВТОМОБИЛЯ

РУП “Минский автомобильный завод”

Минск, Беларусь

Введение

При создании автомобилей отмечаются случаи повышенной вибрации на водителем месте на холостом ходу. Эти вибрации в значительной степени зависят от характеристик подвески силового агрегата (ПСА).

Важным этапом при проектировании ПСА, обеспечивающей эффективную работу является выбор характеристик и расположения демпфирующих элементов. Программа ADAMS позволяет решить задачу. Данная работа базируется на принципах теоретического подхода к моделированию ПСА, изложенному в книге «Колебания силового агрегата автомобиля» В.Е. Тольского. В настоящей работе демонстрируется принцип одного из возможных решений оптимизации подвески силового агрегата по критерию наименьшей амплитуды силового воздействия демпфирующего элемента на раму.

Создание модели

Силовой агрегат смоделирован простыми телами (табл. 1, рис.1).

Таблица 1 – Описание модели двигателя

Часть силового агрегата	Тело	Моменты инерции, кг-мм ²			Масса, кг	Расположение центра масс, мм		
		IXX	IYY	IZZ		X	Y	Z
Двигатель	Параллелепипед	$3.5 \cdot 10^7$	$4.2 \cdot 10^7$	$2.9 \cdot 10^7$	463	47.6	0	937.8
Маховик в сборе со сцеплением	Цилиндр	$9.4 \cdot 10^5$	$5.2 \cdot 10^5$	$5.2 \cdot 10^5$	30.2	438.5	0	664.9
Крышка сцепления	Усеченный конус	$8.5 \cdot 10^5$	$4.7 \cdot 10^5$	$4.7 \cdot 10^5$	47.3	554.7	0	646.7
Коробка передач	Параллелепипед	$2.0 \cdot 10^6$	$2.5 \cdot 10^6$	$2.0 \cdot 10^6$	110.4	799.4	0	592.5
Силовой агрегат в сборе		$5.2 \cdot 10^8$	$6.2 \cdot 10^8$	$1.2 \cdot 10^8$	651	230.1	0	846.1

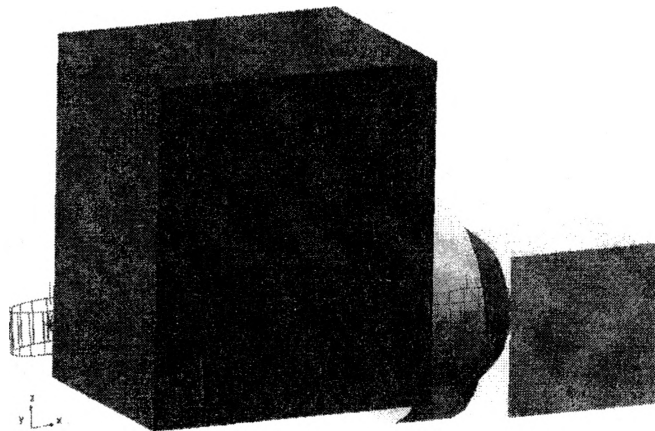


Рисунок 1 – Модель двигателя

Ввиду наличия компоновочно проработанной ПСА, расположение демпфирующих элементов принимаем за базовое, задаем экспериментально полученные характеристики демпфирующих элементов.

Задание колебаний двигателя

В качестве возмущающего воздействия будем задавать колебания крутящего момента, силы инерции второго порядка, и неуровненность в плоскости опор коленвала и выходного вала коробки передач.

Опрокидывающий момент от одного цилиндра

$$M_o = (P_g + P_j) \cdot \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right)$$

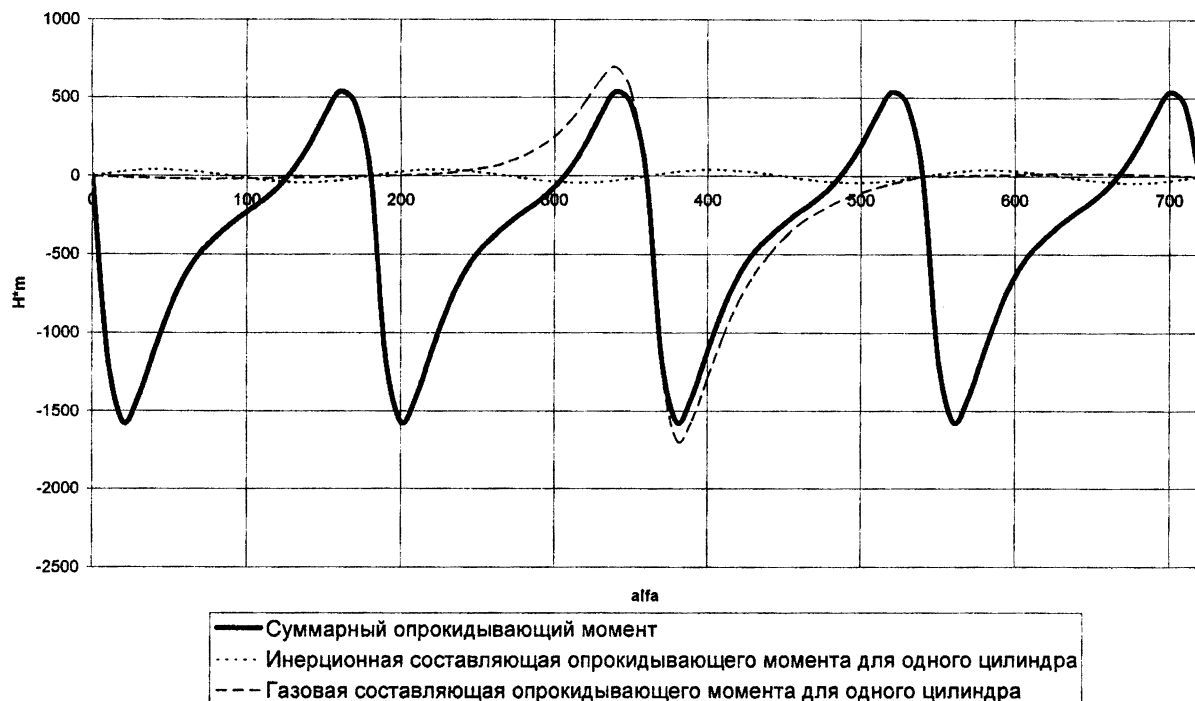
опрокидывающий момент всего двигателя

$$M_o = M_1(\alpha) + M_2(\alpha + 180) + M_3(\alpha + 360) + M_4(\alpha + 540)$$

Сила инерции второго порядка приложена перпендикулярно оси коленвала между 2 и 3 цилиндром.

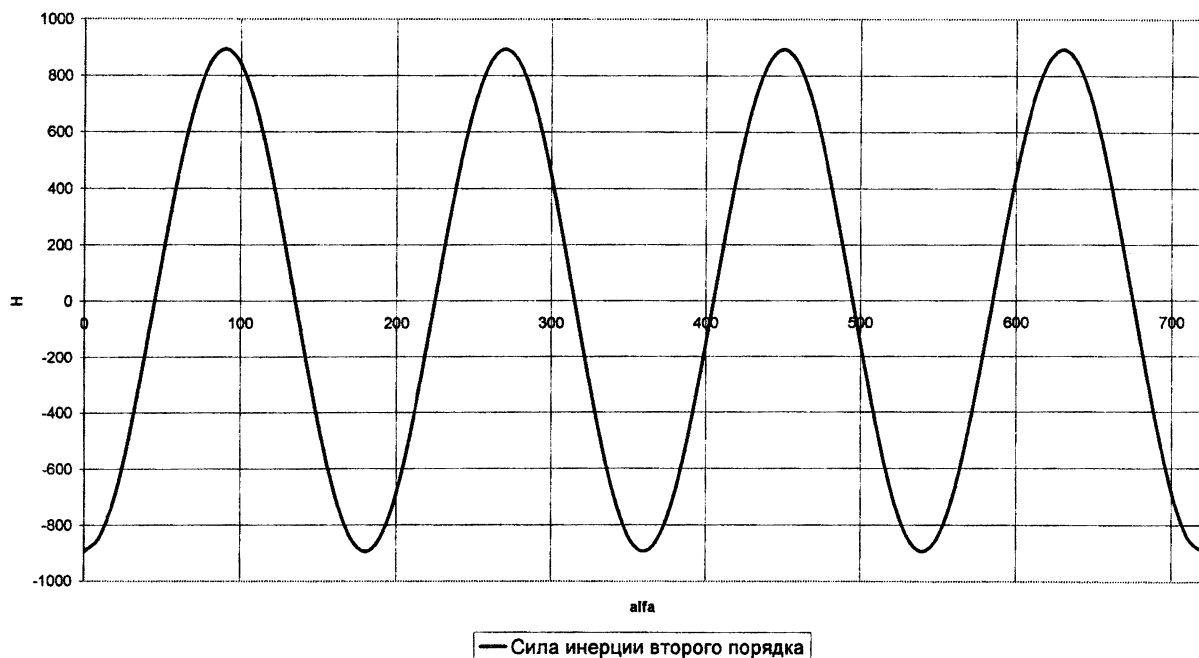
$$P_{II} = -4 \cdot \frac{r^2}{L} \cdot m \cdot \omega^2 \cdot \cos(2 \cdot \omega \cdot t)$$

График опрокидывающего момента



Остаточный дисбаланс, действующий в трех плоскостях (первая опора коленвала $\Delta S_1 = 0.5[\text{кг} \cdot \text{см}]$, маховика $\Delta S_2 = 1[\text{кг} \cdot \text{см}]$, опора выходного вала коробки передач $\Delta S_3 = 1[\text{кг} \cdot \text{см}]$) $P_j = \Delta S \omega^2 \cos(\omega t) + \Delta S \omega^2 \sin(\omega t)$ первая составляющая уравнения действует в вертикальной плоскости, вторая в горизонтальной перпендикулярно оси коленвала. $\Delta S \approx 1.1[\text{кгс}] \approx 10.791[\text{Н}]$. Физически можно заменить шариком, вращающимся в плоскости перпендикулярной оси коленвала с массой S на расстоянии r .

График инерционной силы



Оптимизация

Задав с достаточной точностью источник вибрационного возмущения, задаем условие оптимизации (минимальная амплитуда силового воздействия со стороны демпфирующего элемента на раму автомобиля, не увеличение амплитуды силового воздействия на остальных демпфирующих элементах, местоположение трех опор остается неизменным), производим оптимизацию.

После того как одна из опор занимает оптимальное положение, меняем условие и назначаем оптимизацию для другой опоры. Таким образом, поступаем необходимое количество раз, пока оптимизация не перестанет приносить успех. После этого мы получаем оптимальное положение всех четырех опор с точки зрения минимальной амплитуды силового воздействия на раму автомобиля.

Задав ограничение по размещению демпфирующих элементов мы получаем оптимизированное положение опор.

Таблица 2 – Параметры оптимизации

	Изначальное расположение		Оптимизированное расположение		Оптимизированное расположение (без ограничения по размещению опор)					
	4 опоры		4 опоры		3 опоры		5 опор		4 опоры	
	F max, Н	A, Н	F max, Н	A, Н	F max, Н	A, Н	F max, Н	A, Н	F max, Н	A, Н
Первая опора	2580	470	2098	260	X	X	1571	436	2010	305
Вторая опора	2290	70	2280	190	3090	195	1286	39	1900	300
Третья опора	920	220	1300	280	1450	270	1286	160	1225	45
Четвертая опора	1140	520	1150	390	2018	173	1460	465	1515	310
Пятая опора	X	X	X	X	X	X	1350	255	X	X

Если не задавать ограничение, то в итоге мы получим, что оптимальное положение опор согласуется с теоретическими положениями о конструкции оптимальной ПСА, которой является ПСА «плавающего» типа. Мы видим, что по результатам оптимизации ПСА произошло глобальное изменение ее конструкции, т.е. из 2-ух поясной она стала 3-ех поясной, причем передний пояс в последнем случае имеет уже один демпфирующий элемент вместо двух и его расположение максимально приближено к мгновенной оси минимального момента инерции. А возникший третий пояс также имеет один демпфирующий элемент, и он также максимально приближен к данной оси. Данные по расположению демпфирующих элементов и их параметрам приведены в таблицах 2, 3.

Таблица 3 – Расположение опор двигателя

	Изначальное расположение			Оптимизированное расположение						Оптимизированное расположение (без ограничения по размещению опор)					
	4 опоры			4 опоры			3 опоры			5 опор			4 опоры		
	X	Y	Z	X	Y	Z	X	Y	Z	X	Y	Z	X	Y	Z
Первая опора	431.7	330.5	728.4	431.1	329.6	728.1	X	X	X	450.7	208.1	725.3	243.5	289	807.7
Вторая опора	431.7	-332.5	728.4	474.8	-353.4	528.4	395.5	-132.5	928.4	540.9	-260.3	806.1	243.5	-291	807.7
Третья опора	-304.6	-291	679.6	-105	-169.6	408.5	-276	83.38	798.5	-291.5	-261.5	683	886	-1	403.6
Четвертая опора	-304.6	289	679.6	-309.4	384.1	479.6	295.4	183.3	479.6	-252.3	244.5	679.7	-305.3	-1	1011
Пятая опора	X	X	X	X	X	X	X	X	X	725.1	78.05	872.3	X	X	X

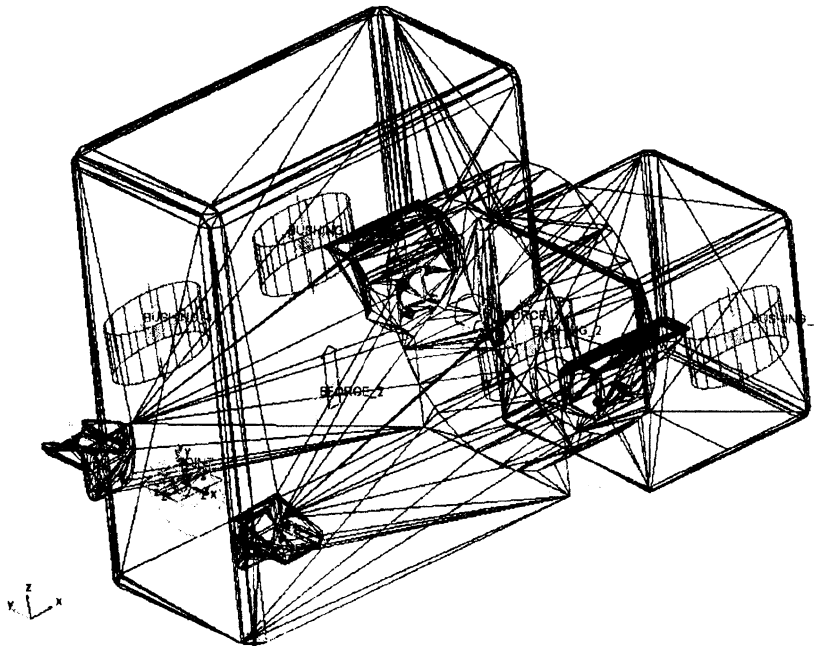


Рисунок 2 – Результат оптимизации-ПСА «плавающего» типа

Выводы

После проделанной работы логичным является пересмотр конструкции существующей ПСА, но это вызывает ее глобальное изменение, что не является приемлемым в условиях существующего производства. Поэтому предложено изменить конструкцию ПСА на полученную при оптимизации с ограничением по размещению.

УДК 621.3.049.77.002.5 : 620.22

В.М. Колешко, В.В. Баркалин, Е.В. Полынкова

“УМНЫЕ” МАТЕРИАЛЫ СЕНСОРНЫХ МИКРОЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

С точки зрения общей теории систем наиболее многообещающей тенденцией сенсорики в настоящее время представляется разработка интеллектуальных микроэлектромеханических систем (МЭМС) на основе функциональной интеграции сенсорных, процессорных и исполнительных элементов в микроэлектронном исполнении. Доведение степени интеграции до уровня функциональной в принципе позволяет реализовать такие интеллектуальные свойства МЭМС как самоконтроль и адаптация текущего состояния системы к состоянию ее внешней и внутренней среды. Переход к микро- и нано-размерным структурам приводит к расширению списка существенных физико-химических процессов и "умных" материалов, которые можно использовать при разработке новых типов МЭМС, включающих элементы, традиционно относящиеся к функциональной акустоэлектронике в частности, МЭМС на поверхностных акустических волнах (ПАВ).

Одной из важнейших характеристик поля ПАВ, определяющей распределение энергии ПАВ в пространстве, является ее фазовый набег ϕ_{AV} при распространении ме-