

плавности хода может быть получено путем замены у трехосных автомобилей всех трех рассмотренных типов подвесок на листовых рессорах связанными гидропневматическими подвесками.

Л и т е р а т у р а

1. Яценко Н.Н. Особенности колебаний трехосного автомобиля с балансирной подвеской. — "Автомобильная промышленность", 1959, №12. 2. Ротенберг Р.В. Подвески автомобиля. М., 1972. 3. Фурунжиев Р.И. Проектирование оптимальных виброзащитных систем. Минск, 1971. 4. Ершов В.И., Бугай О.В., Фурунжиев Р.И. Статистическая оптимизация нелинейных подвесок трехосных автомобилей. — В сб.: Вычислительная техника в машиностроении. Минск, 1974, сентябрь. 5. Фурунжиев Р.И. К теории оптимизации стохастических колебательных систем. — В сб.: Вычислительная техника в машиностроении. Минск, 1972, март. 6. Фурунжиев Р.И. К автоматизации проектирования сложных колебательных систем. — В сб.: Вычислительная техника в машиностроении. Минск, 1973, март.

А.И. Гришкевич, В.Б. Альгин, В.И. Чечик

НАГРУЗКИ В ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ ОТ НЕРАВНОМЕРНОЙ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Существенное влияние на долговечность трансмиссии оказывают крутильные колебания, возбуждаемые двигателем. Поэтому в общем нагрузочном режиме трансмиссии необходимо учитывать этот вид нагрузок. Ниже излагается методика определения упомянутого нагрузочного режима применительно к трансмиссии автомобиля МАЗ-500А.

1. Анализ крутящего момента двигателя. Суммарная кривая крутящего момента двигателя (рис. 1) подвергается спектральному анализу. Нулевая гармоника (постоянная составляющая) не учитывается, поскольку она не вызывает колебаний момента в трансмиссии. В результате определяется вклад в общую дисперсию отдельных гармоник (рис. 2).

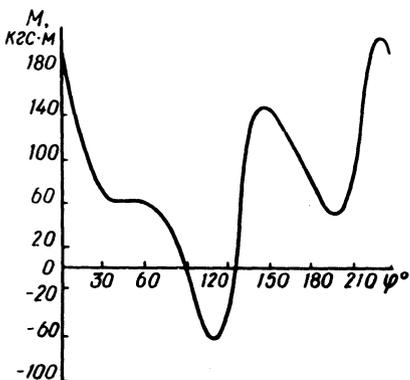


Рис. 1. Зависимость суммарного крутящего момента двигателя ЯМЗ-236 от угла поворота коленчатого вала.

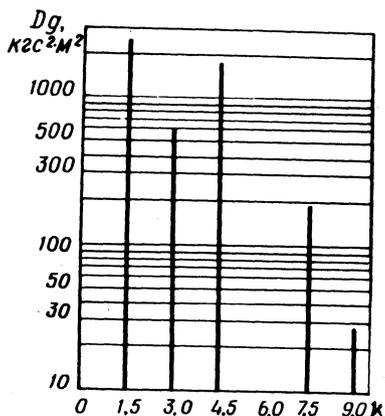


Рис. 2. Вклад в общую дисперсию момента двигателя отдельных гармоник при $n_g = 1500$ об/мин.

Поскольку цикл колебаний момента двигателя ЯМЗ-236 происходит за 240° угла поворота коленчатого вала, то порядок первой гармоники равен 1,5.

2. Определение параметров расчетной динамической системы. Число степеней свободы расчетной системы желательно выбирать таким, чтобы была возможность ввести неупругое сопротивление в парциальные системы демфера сцепления, коробки передач, полусей, шин. Это соображение, а также анализ соотношения частот возмущающих воздействий и частот систем с различной степенью упрощения определили выбор в качестве расчетной -- семимассовой динамической системы (рис. 3).

Величины моментов инерции e_i и податливостей e_i находятся расчетным или экспериментальным путем по известным методикам. Наибольшие трудности возникают при определении коэффициентов неупругого сопротивления.

Внутреннее трение в элементах трансмиссии, исключая демфер сцепления, с небольшими допущениями можно принимать пропорциональным скорости (вязкое трение). Возможны различные способы нахождения коэффициентов неупругого сопротивления. В работе [1] описана методика определения коэффициентов, по-

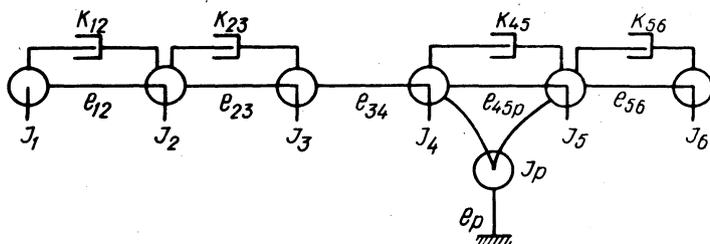


Рис. 3. Расчетная динамическая система машинного агрегата автомобиля МАЗ-500А.

лученных при экспериментальном исследовании демпфирующих свойств отдельных агрегатов трансмиссии автомобиля ГАЗ-53А.

В нашем случае коэффициенты демпфирования подбирались с помощью аналоговой вычислительной машины МНБ-1 из условия совпадения резонансных амплитуд с экспериментальными значениями, полученными на автомобиле МАЗ-500 А при отсутствии гасителя крутильных колебаний. Приведенные коэффициенты неупругого сопротивления для коробки передач -- K_{23} , полуосей -- K_{45} , шин -- K_{56} сведены в табл. 1.

Таблица 1. Коэффициенты вязкого трения в элементах трансмиссии, приведенные к первичному валу КП

Передача в КП	K, кгс·см·с		
	K_{23}	K_{45}	K_{56}
I	4,0	1,0	36,3
II	10	3,6	120
III	30	13	435
IV	40	30	1000
У	100	68	2270

Коэффициентом K_{34} для карданной передачи ввиду малости пренебрегаем. Коэффициент демпфирования реактивной связи в систему не вводится. Его влияние учтено при подборе коэффициентов K_{45} и K_{56} . Это сделано для того, чтобы при упрощенных расчетах была возможность использовать цепную систему.

Прежде чем применить в исследовании эффективные методы и аппарат линейной теории колебаний, необходимо провести линеаризацию сухого трения в ведомом диске сцепления. Определение коэффициента эквивалентного вязкого трения K_{12} непосредственным подбором на АВМ, на наш взгляд, наиболее надежный способ линеаризации, если учесть многочастотный характер воздействия и достаточно большое число степеней свободы расчетной динамической системы.

Моделирование демфера сухого трения при различных скоростях вращения коленчатого вала двигателя произведено по методике, изложенной в [2].

3. Расчет передаточной функции. Квадрат модуля передаточной функции $|W_1(\omega)|^2$ от двигателя к звену в трансмиссии 1 при частоте возмущения ω определяется следующим образом.

Дифференциальные уравнения рассматриваемой системы после преобразования по Лапласу принимают вид системы линейных алгебраических уравнений с комплексными коэффициентами

$$pI_1 V_1 + K_{12}(V_1 - V_2) + Y_{12} = f(p);$$

$$pe_{12} Y_{12} - V_1 + V_2 = 0;$$

$$pI_2 V_2 - K_{12}(V_1 - V_2) + K_{32}(V_2 - V_3) - Y_{12} + Y_{23} = 0;$$

$$pe_{23} Y_{23} - V_2 + V_3 = 0;$$

$$pI_3 V_3 - K_{23}(V_2 - V_3) - Y_{23} + Y_{34} = 0;$$

$$pe_{34} Y_{34} - V_3 + V_4 = 0;$$

$$pI_4 V_4 + K_{45}(V_4 - V_5) - Y_{34} + Y_{45p} = 0;$$

$$pe_{45p} Y_{45p} - V_4 + V_5 + V_p = 0;$$

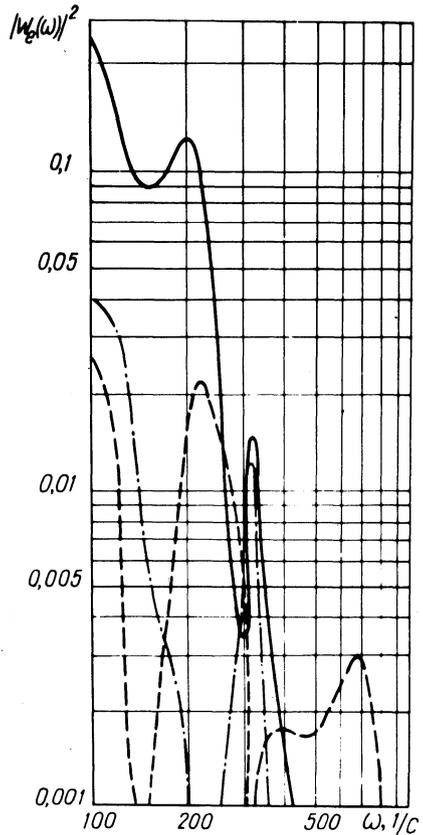
$$pI_5 V_5 - K_{45}(V_4 - V_5) + K_{56}(V_5 - V_6) - Y_{45p} + Y_{56} = 0;$$

$$pe_{56} Y_{56} - V_5 + V_6 = 0;$$

$$pI_6 V_6 - K_{56}(V_5 - V_6) - Y_{56} = 0;$$

$$pI_p V_p - Y_{45p} + Y_p = 0; \quad pe_p Y_p - V_p = 0,$$

Рис. 4. Квадраты модулей передаточных функций от двигателя к звеньям трансмиссии на IY передаче КП
 ---- первичный вал; - - - карданный вал; -.-.- полуоси.



где $p = j\omega$ — комплексное число; V и Y — изображения неизвестных скоростей и упругих моментов.

Изображение входного воздействия принимаем $f(p) = 1$.

После решения системы уравнений получаем $|W_1(\omega)|^2 = a_1^2 + b_1^2$, где a_1 и b_1 — действительная и мнимая части 1-го корня.

Расчет численных значений квадрата модуля передаточной функции проводился на ЭЦВМ "Минск-22" по программе "АЧХ", разработанной в Проблемной лаборатории автомобилей БПИ. Результаты для IY передачи автомобиля МАЗ-500А приведены на рис. 4. Коэффициент $K_{12} = 720$ кгс·см·с получен линеаризацией сухого трения при скорости вращения коленчатого вала двигателя $n_d = 1500$ об/мин.

4. Расчет нагрузочного режима. Дисперсия упругого момента для процесса с частотой ω_i определяется по формуле

$$D_{yi} = D_{di} |W_1(\omega_i)|^2,$$

здесь D_{di} — вклад в общую дисперсию момента двигателя гармоники с частотой ω_i .

Результаты расчета дисперсии упругого момента на звеньях трансмиссии автомобиля МАЗ-500А при включенной 1У передаче в КП и $n_d = 1500$ об/мин сведены в табл. 2. Аналогично подсчитываются величины дисперсий для других передач и чисел оборотов двигателя.

Обогащенный нагрузочный режим от крутильных колебаний, возбуждаемых двигателем, получается с учетом распределения пробега автомобиля на отдельных передачах и оборотов двигателя в различных диапазонах скоростей вращения коленчатого вала.

Уточнение нагрузочного режима возможно при рассмотрении в качестве воздействий суммарных кривых крутящего момента, соответствующих работе двигателя на частичных характеристиках.

Таблица 2. Дисперсии упругого момента на звеньях трансмиссии, приведенные к первичному валу КП, от гармоник 1,5; 3,0 и 4,5 порядка

Звено трансмиссии	Дисперсия момента D , кгс ² ·м ²		
	$k = 1,5$	$k = 3,0$	$k = 4,5$
Первичный вал КП	126,94	0,39	0,87
Вторичный вал КП	93,53	1,40	0,84
Карданный вал	44,54	1,02	5,51
Полуоси	0,11	0,04	0,02

Л и т е р а т у р а

1. Гавриленко Г.И., Савинов Б.В., Мотов С.Н. Определение коэффициентов демпфирования в узлах трансмиссии ГАЗ-53А. — "Труды Горьк. политехн. ин.-та", т. XXIX, вып. 10, Горький, 1973. 2. Цитович И.С. и др. Методы исследования транспортных машин с помощью АВМ. Минск, 1973.