

Н. А. М и к у л и к

ЗАВИСИМОСТЬ МЕЖДУ УГЛОВЫМИ КОЛЕБАНИЯМИ АГРЕГАТОВ И КРУТИЛЬНЫМИ КОЛЕБАНИЯМИ ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ

При движении автомобиля по различным дорогам происходят колебания его агрегатов (кузова, мостов, двигателя и т. д.). Интенсивность этих колебаний зависит от многих факторов, в том числе от параметров автомобиля, его подвески, состояния дороги, скорости поступательного движения и т. д. Одновременно с вертикальными колебаниями происходят угловые [1].

Для установления зависимости между крутильными колебаниями в трансмиссии автомобиля и угловыми смещениями агрегатов с реактивной подвеской в проблемной лаборатории автомобилей Белорусского политехнического института проведены испытания на автомобиле МАЗ-500 [2]. Замеры делались при трогании с места резким включением сцепления груженого автомобиля при переезде через единичную неровность, а также при движении по дорогам с различным покрытием (асфальт, булыжник).

При испытаниях с помощью тензометрической аппаратуры регистрировались следующие процессы:

- 1) крутящий момент на кожухе правой полуоси M ;
- 2) угловые перемещения корпуса заднего моста вокруг оси полуосей Φ_m ;
- 3) угловые перемещения двигателя вокруг продольной оси $\Phi_{дв}$;
- 4) угловые перемещения подрессоренной массы автомобиля в вертикальной плоскости (галопирование) Φ_a ;
- 5) обороты переднего колеса;
- 6) отметка времени.

На рис. 1 приведены осциллограммы изменений регистрируемых процессов.

Опыты показали, что при переезде через единичные неровности возникают колебания крутящего момента в трансмиссии, а также угловые перемещения корпуса заднего моста, двигателя и кузова. Причем при проезде неровности на низших передачах в трансмиссии автомобиля возникают колебания двух видов: низкочастотные при проезде неровности передними колесами; при проезде

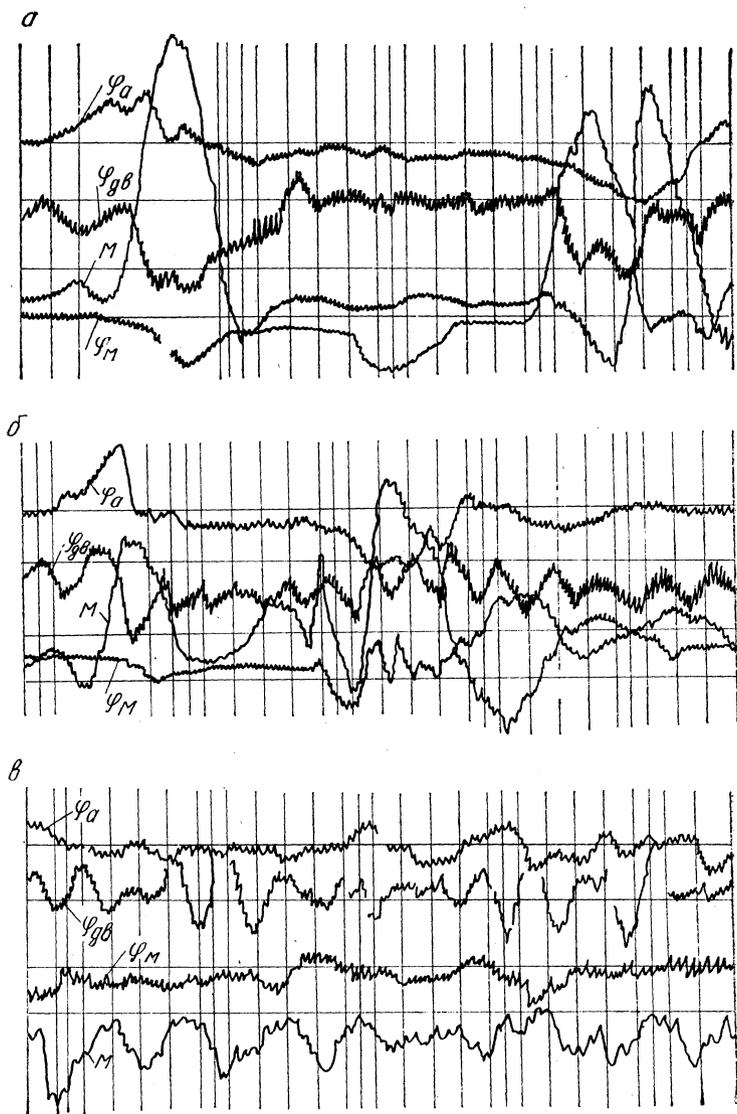


Рис. 1. Колебания агрегатов и момента на кожухе полуоси:
 а — переезд неровности на 1-й передаче; б — переезд неровности на
 2-й передаче; в — движение по булыжнику на прямой передаче.

де неровности ведущими колесами частота колебаний близка к частоте, определяемой по формуле:

$$m = \frac{2\pi v_a}{L},$$

где v_a — поступательная скорость автомобиля; L — длина неровности.

Из приведенных осциллограмм видно, что перемещение картера заднего моста отстает по времени от нарастания момента на полуоси, а перемещение кузова автомобиля отстает от перемещения картера. Это объясняется наличием зазоров в соединениях рессоры с картером заднего моста и кузова.

Особенно чувствительным к неровности является кузов автомобиля. Наибольшее отклонение кузова происходит при проезде неровности передними колесами. Частоты колебаний кузова, вызванные переездом через неровности передними и задними колесами, различные.

Угловые колебания силового агрегата вокруг продольной оси при движении автомобиля представляют собой сложный колебательный процесс, состоящий из низко- и высокочастотных колебаний.

Для установления связи крутильных колебаний трансмиссии с колебаниями агрегатов записи процессов при движении на прямой передаче обработаны методами математической статистики. Записи каждого из вышеуказанных процессов принимаем за реализацию случайной функции.

В связи с тем что различие между случайными процессами нельзя установить с помощью математического ожидания и дисперсии, была использована корреляционная функция, характеризующая степень зависимости между сечениями случайной функции, относящейся к различным значениям времени t .

Корреляционная функция определяется по формуле:

$$K(t) = \frac{1}{T - \tau} \int_0^{T-\tau} \dot{x}(t) \dot{x}(t + \tau) dt,$$

где

$$\dot{x}(t) = x(t) - m_x.$$

При расчете использовали формулу для нахождения нормированной корреляционной функции

$$\rho(\tau) = \frac{1}{n-m} \left[\sum_{i=1}^{n-m} \dot{x}(t_i) \dot{x}(t_i + m) \right] \frac{1}{D(x)}.$$

Чтобы сгладить незакономерные колебания функции $\rho(t)$, заменяем ее функцией вида $\rho(\tau) = e^{-\alpha\tau}$. Параметр α определялся

по методу наименьших квадратов. Для полученных α рассчитываем нормированную спектральную плотность:

$$S_x(\omega) = \frac{\alpha}{\pi(\alpha^2 - \omega^2)}.$$

На основании графиков нормированной спектральной плотности регистрируемых процессов (рис. 2) приходим к выводу, что коле-

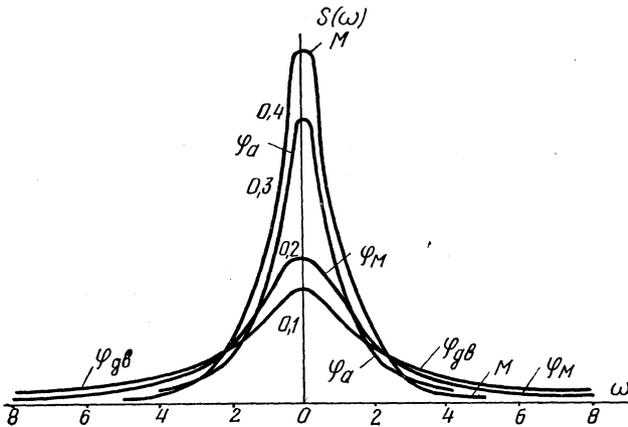


Рис. 2. Спектральные плотности колебаний:

M — момента на кожухе заднего моста; φ_a — подрессоренной массы; φ_M — картера заднего моста; $\varphi_{дв}$ — двигателя вокруг продольной оси.

бания крутящего момента на кожухе полуоси и угловые колебания кузова (галопирование), а также угловые колебания ведущего моста и силового агрегата находятся в определенной связи.

Чтобы установить связь между колебаниями момента на полуоси и колебаниями агрегатов, строим корреляционную таблицу, которая наглядно показывает распределение моментов M для каждого интервала угловых отклонений заднего моста φ_M или угловых отклонений подрессоренной массы (табл. 1 и 2).

Для установления связи между угловыми колебаниями ведущего моста и подрессоренной массы автомобиля приводим табл. 3.

По данным таблиц определены линейные коэффициенты корреляции и уравнения связи.

Из табл. 1 имеем линейный коэффициент корреляции $r_{M/\varphi_M} = 0,758$, показывающий на довольно тесную связь, определяемую уравнением регрессии $M = 68 \cdot 10^{-6} \varphi_M + 117,769$. (*)

Согласно табл. 2, $r_{M/\varphi_a} = -0,4$, показывающей на более слабую линейную связь, чем в предыдущем случае, определяемую уравнением регрессии $M = -403 \cdot 10^{-6} \varphi_a + 134,38$. (**) (Для полу-

Таблица 1

Корреляционная таблица распределения моментов и угловых отклонений φ_M

$\varphi_M \cdot 10^{-3}, \text{ рад}$	(-18,4) — (-12,42)	(-12,42) — (-6,44)	(-6,44) — (-0,46)	(-0,46) — 5,52	5,52 — 11,5	11,5 — 17,8	17,8 — 23,46	23,46 — 29,44	29,44 — 35,42	35,42 — 41,4	n_M
M											
(-232) — (-171,6)	—	4	—	—	—	—	—	—	—	—	4
(-171,6) — (-111,2)	1	3	1	2	—	—	—	—	—	—	7
(-111,2) — (-50,8)	2	1	—	2	—	—	—	—	—	—	5
(-50,8) — 9,6	—	4	1	5	2	—	—	—	—	—	12
9,6 — 70	—	2	1	2	1	—	1	—	—	—	7
70 — 130,4	—	—	—	2	1	1	—	—	1	—	5
130,4 — 190,8	—	1	—	1	3	5	8	1	—	—	19
190,8 — 251,2	—	—	—	—	3	5	8	3	1	1	21
251,2 — 311,6	—	1	—	1	3	5	4	1	2	1	18
311,6 — 372	—	—	—	—	—	—	2	—	—	—	2
n_{φ_M}	3	16	3	15	13	16	23	5	4	2	100

Таблица 2

Корреляционная таблица распределений момента и угловых отклонений φ_a

$\varphi_a \cdot 10^{-3}, \text{ рад}$	(-17,5)– (-11,9)	(-11,9)– (-6,3)	(-6,3)– (-0,7)	(-0,7)– 4,9	4,9– 10,5	10,5– 16,1	16,1– 21,7	21,7– 27,3	27,3– 32,9	32,9– 38,5	n_M
M											
(-232)–(-171,6)	—	—	—	—	—	—	—	2	1	1	4
(-171,6)–(-111,2)	—	—	—	—	2	2	3	—	—	—	—
(-111,2)–(-50,8)	—	—	—	—	1	2	—	—	1	1	5
(-50,8)–9,6	—	—	—	1	2	3	5	1	1	—	13
9,6–70	—	—	—	—	1	1	1	2	1	—	6
70–130,4	—	—	—	—	1	—	1	2	1	—	5
130,4–190,8	1	—	3	1	3	5	3	1	2	—	19
190,8–251,2	1	2	2	3	6	4	1	—	—	—	19
251,2–311,6	—	—	3	5	1	2	3	—	2	1	17
311,6–372,0	—	—	1	—	—	1	3	—	—	—	5
n_{φ_a}	2	2	9	10	17	20	20	8	9	9	100

Корреляционная таблица распределения отклонений φ_M и φ_a

$m \cdot 10^{-3}$ рад	(-18,4) — (-12,42)	(-12,42) — (-6,44)	(-6,44) — (-0,46)	(-0,46) — 5,52	5,52 — 11,5	11,5 — 17,48	17,48 — 23,46	23,46 — 29,44	29,44 — 35,42	35,42 — 41,44	n_{φ_a}
(-17,5) — (-11,9)	—	—	—	—	—	—	2	—	—	—	2
(-11,9) — (-6,3)	—	—	—	—	—	—	1	1	—	—	2
(-6,3) — (-0,7)	—	—	—	—	1	3	4	—	—	—	8
(-0,7) — 4,9	—	—	—	1	1	2	5	—	3	—	12
4,9 — 10,5	—	—	—	4	2	3	7	—	—	1	17
10,5 — 16,1	1	3	1	3	2	3	4	2	—	—	19
16,1 — 21,7	1	6	1	2	5	3	2	—	—	—	20
21,7 — 27,3	—	2	—	2	3	—	—	—	1	—	8
27,3 — 32,9	—	2	1	3	1	1	—	—	—	1	9
32,9 — 38,5	1	1	—	—	—	—	—	—	—	—	3
n_{φ_M}	3	14	3	15	15	16	25	3	4	2	100

$$\begin{bmatrix}
 I_1 S^2 + K_{\tau_1} S + \frac{1}{e_{12}} & -\frac{K_{\tau_1} S}{e_{12}} & -\frac{K_{\tau_1} S}{e_{12}} & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 -\frac{K_{\tau_1} S}{e_{12}} & I_2 S^2 - (K_{\tau_1} + K_{\tau_2}) S + \frac{1}{e_{12}} + \frac{1}{e_{23}} & K_{\tau_1} S + \frac{1}{e_{12}} & -\frac{K_{\tau_2}}{e_{23}} & 0 & -\frac{K_{\tau_2} S}{e_{23}} & 0 \\
 0 & -\frac{K_{\tau_1} S}{e_{12}} & I_p S^2 + K_{\tau_1} S + \frac{1}{e_{12}} + \frac{1}{e_{p_1}} & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & -\frac{K_{\tau_2} S}{e_{23}} & 0 & I_3 S^2 + (K_{\tau_2} + K_{\tau_3}) S + \frac{1}{e_{23}} + \frac{1}{e_{34}} & K_{\tau_3} S - \frac{1}{e_{34}} & 0 & K_{\tau_2} S + \frac{1}{e_{23}} \\
 0 & 0 & 0 & -\frac{K_{\tau_2} S}{e_{34}} + \frac{1}{e_{34}} & I_4 S^2 + K_{\tau_2} S - \frac{1}{e_{34}} & 0 & 0 \\
 0 & -\frac{K_{\tau_2} S}{e_{23}} & 0 & K_{\tau_2} S + \frac{1}{e_{23}} & 0 & I_p S^2 + (K_{\tau_p} + K_{\tau_2}) S + \frac{1}{e_{23}} + \frac{1}{e_p} & K_{\tau_p} S - \frac{1}{e_p} \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{K_{\tau_p} S}{e_p} & I_n S^2 + K_{\tau_p} S + \frac{1}{e_p}
 \end{bmatrix}
 \begin{matrix}
 \varphi_1 \\
 \varphi_2 \\
 \varphi_{p_1} \\
 \varphi_3 \\
 \varphi_4 \\
 \varphi_p \\
 I_n
 \end{matrix}
 =
 \begin{matrix}
 Q_1 \\
 Q_2 \\
 Q_{p_1} \\
 Q_3 \\
 Q_4 \\
 Q_p \\
 Q_n
 \end{matrix}$$

чения крутящего момента в *нм* нужно значения *M* в выражениях (*) и (**) умножить на 9,81.)

Из табл. 3 имеем $r \varphi_a / \varphi_M = -0,506$ и уравнение связи $\varphi_a = -0,428 \varphi_M + 0,0193$.

Таким образом, наиболее тесная линейная корреляционная связь существует между колебаниями крутящего момента на полуоси и угловыми колебаниями кожуха ведущего моста.

Линейная корреляционная связь между угловыми колебаниями кузова и колебаниями момента на полуоси, а также между угловыми колебаниями кузова и картера ведущего моста более слабая. Однако такая связь имеется, так как линейные коэффициенты значительно отличаются от нуля.

Учитывая вышеизложенное,

для расчетов рекомендуем заменять машинный агрегат автомобиля эквивалентной динамической схемой, приведенной на рис. 3, где I_1' — момент инерции маховика; I_1'' — момент инерции ведомого диска сцепления; I_2 — момент инерции ведущего моста; I_3 — момент инерции ведущих колес; I_4 — момент инерции массы всего автомобиля; I_p — момент инерции картера ведущего моста; I_n — момент инерции поддрессоренной массы автомобиля; I_{p1} — момент инерции двигателя; e_{12} — податливость валов коробки передач и карданного вала; e_{23} — податливость полуосей; e_{34} — податливость шин тангенциальная; e_p — податливость рессор на скручивание; e_{p1} — податливость подвески двигателя; K_r — коэффициенты неупругого сопротивления.

Система дифференциальных уравнений, описывающих движение динамической системы, имеет вид (см. стр. 78). Здесь S — оператор дифференцирования.

Расчеты собственных частот, проведенные по вышеуказанной системе, оказались ближе к опытным на 30—35%, чем частоты, рассчитанные по системе без учета угловых колебаний агрегатов [1], [2]. Это указывает на удовлетворительное совпадение расчетных данных с опытными.

Выводы

1. Между крутильными колебаниями в трансмиссии автомобиля и угловыми колебаниями заднего моста и поддрессоренной массы существует зависимость, которая приближенно выражается в виде линейной зависимости.

2. При расчетах следует пользоваться эквивалентной расчет-

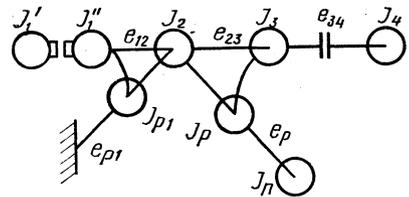


Рис. 3. Расчетная динамическая схема машинного агрегата автомобиля (4x2).

ной динамической системой с реактивными звеньями с учетом моментов инерции корпуса заднего моста, подрессоренной массы автомобиля и силового агрегата.

Л и т е р а т у р а

[1] *Микулик Н. А.* Колебания в трансмиссиях и реактивная подвеска агрегатов. Материалы 2-го Всесоюз. совещания по применению ЭВМ при проектировании автомобилей и тракторов. М., 1966. [2] *Микулик Н. А.* Влияние подвески агрегатов на крутильные колебания трансмиссии автомобиля. Автореф. канд. дисс. Минск, 1968.