

ли и пригодности ее для проведения практических расчетов при исследовании свойств устойчивости и управляемости и при отработке алгоритмов управления поворотом колес задней оси.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Павловский М. А., Путята Т. В. Теоретическая механика. — Киев: Вища Школа, 1985. — 327 с.
2. Смирнов Г. А. Теория движения колесных машин: Учеб. для студентов машиностроительных специальностей вузов. — М.: Машиностроение, 1990. — 352 с.
3. Рождественский Ю. Л., Машков К. Ю. О формировании реакций при качении упругого колеса по недеформируемому основанию / Труды МВТУ. — 1982. — № 390. — С. 56—64.
4. Аксенов П. В. Многоосные автомобили. — М.: Машиностроение, 1980. — 206 с.
5. Антонов Д. А. Теория устойчивости движения многоосных автомобилей. — М.: Машиностроение, 1978. — 216 с.

629.431.73.62-752

РАСЧЕТ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ В ТРАНСМИССИИ ПОЛНОПРИВОДНОГО ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ ПРИ ДВИЖЕНИИ ПО НЕРОВНЫМ ДОРОГАМ И ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ДЕМПФИРУЮЩЕЙ МУФТЫ

Канд. техн. наук, проф. В. В. ЛОМАКИН, асп. НГУЕН ГУЙ ЧЫОНГ

Представлена методика расчета крутильных колебаний в трансмиссии автомобиля при его движении по неровным дорогам. Предложена оптимизация параметров демпфирующей муфты.

The article relates to the torsional vibration calculation method in transmissions of the car when it moves on the rough roads. Also optimization of dampening muff parameters is offered.

Силовой агрегат автомобиля состоит из значительного количества частей: двигателя, маховых масс, соединяющихся через редукторы валами, муфтой и другими элементами с различной угловой жесткостью (рис. 1). Эти конструктивные элементы в совокупности образуют колебательные системы с рассредоточенными массами, поэтому силовой агрегат является одним из значительных источников колебаний в автомобиле.

Для уменьшения резонансов и снижения динамической нагруженности в трансмиссии автомобиля применяются упругодемпфирующие муфты. Важнейшим направлением эффективного использования пассивной виброизоляции муфты является оптимизация ее параметров.

Методика расчета крутильных колебаний в трансмиссии автомобиля при его движении по неровным дорогам

Динамическая модель для расчета колебаний в трансмиссии полноприводного легкового автомобиля (рис. 1), предложенная в работе, отражает взаимосвязи между крутильными колебаниями силового агрегата, трансмиссии, вертикальными, продольно-угловыми колебаниями масс автомобиля и силового агрегата. В предложенной модели также учитываются возмущающие воздействия на автомобиль со стороны неровностей дороги [1].

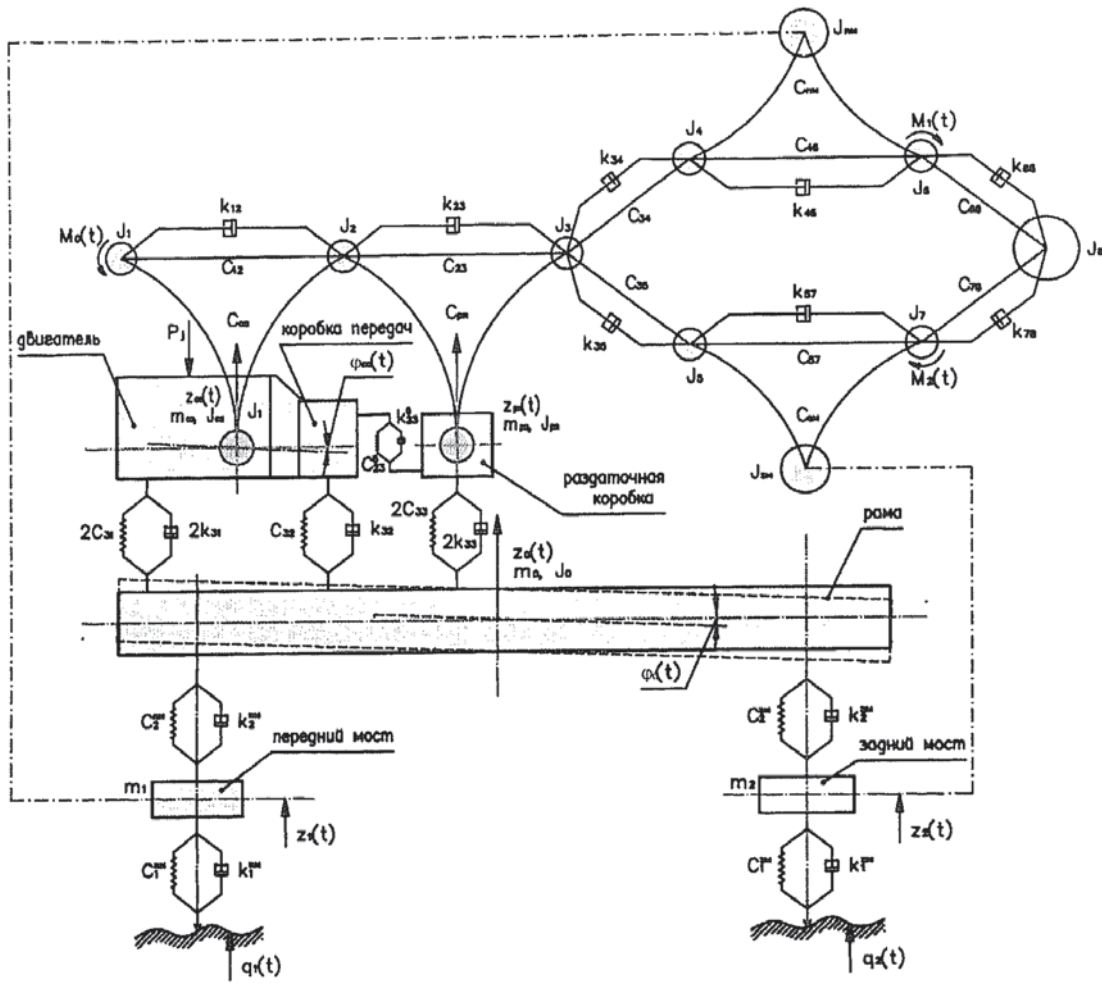


Рис. 1. Динамическая модель для расчета колебаний силового агрегата и крутильных колебаний в трансмиссии полноприводного легкового автомобиля

При определении собственных частот в трансмиссии влиянием трения в системе можно пренебречь, так как оно не оказывает существенного воздействия на их величины. Систему дифференциальных уравнений, описывающую данную модель, можно записать в виде [2]

$$M\ddot{\varphi}_i + K\dot{\varphi}_i + C\varphi_i = Q(t), \tag{1}$$

где φ_i — вектор-столбец перемещений и угловых колебаний масс; M — матрица инерционных коэффициентов частей автомобиля; C — матрица коэффициентов жесткостей и крутильных жесткостей; K — матрица коэффициентов демпфирования; $Q(t)$ — вектор-столбец возмущающих сил и моментов.

Известно, что спектральная плотность на выходе колебательной системы составляет

$$S_{\text{вых}}(\omega) = |W(i\omega)|^2 S_q(\omega), \tag{2}$$

где $S_q(\omega)$ — спектральная плотность возмущения системы; $W(j\omega)$ — частотная характеристика колебательной системы ($j = \sqrt{-1}$), здесь $W = D^{-1}G$; $D = (-\omega^2 M + j\omega C + K)$ и G — вектор, определяющий характер возмущения колебательной системы.

Решение (1) имеет вид: $\varphi_i = \lambda_i \sin(\omega_i t + \alpha)$, где ω_i — вектор собственных частот масс колебаний трансмиссии, определяемый решением уравнения

$$C - \omega_i^2 M = 0. \tag{3}$$

Результаты расчета собственных частот масс трансмиссии полноприводного легкового автомобиля в среде МАТЛАБ при использовании (3) представлены в табл. 1.

Таблица 1

Собственные частоты масс трансмиссии автомобиля ВАЗ 2121

Гц	1-П	2-П	3-П	4-П	5-П
ω_1	2,8578	4,455	6,1571	7,483	8,2581
ω_2	16,4685	16,4171	16,3136	16,2015	16,1215
ω_3	16,6094	16,6099	16,6096	16,6095	16,6102
ω_4	37,0638	34,7934	32,4957	31,1665	30,1704
ω_5	48,687	54,7835	63,5576	73,6634	83,4287
ω_6	112,466	112,44	112,286	112,337	112,316
ω_7	141,894	142,015	142,01	142,176	142,529

Упругий момент в муфте (M_{23}) определяется отношением

$$M_{23} = C_{23}(\varphi_2 - \varphi_3), \tag{4}$$

где φ_2, φ_3 — угловые перемещения масс коробки передач и раздаточной коробки.

Спектральная плотность угловых перемещений масс коробки передач ($S_{\varphi_2}(\omega)$) и раздаточной коробки ($S_{\varphi_3}(\omega)$) определяются так:

$$S_{\varphi_2}(\omega) = [A_n^{\varphi_2}(\omega)]^2 S_n(\omega) + [A_{q_1}^{\varphi_2}(\omega)]^2 S_{q_1}(\omega) + [A_{q_2}^{\varphi_2}(\omega)]^2 S_{q_2}(\omega); \tag{5}$$

$$S_{\varphi_3}(\omega) = [A_n^{\varphi_3}(\omega)]^2 S_n(\omega) + [A_{q_1}^{\varphi_3}(\omega)]^2 S_{q_1}(\omega) + [A_{q_2}^{\varphi_3}(\omega)]^2 S_{q_2}(\omega), \tag{6}$$

где $A_n^{\varphi_2}(\omega) = |W_n^{\varphi_2}(j\omega)|$ и $A_n^{\varphi_3}(\omega) = |W_n^{\varphi_3}(j\omega)|$ — амплитудно-частотные характеристики (модули амплитудно-фазовой характеристики) крутящего момента двигателя для масс коробки передач и раздаточной коробки;

$A_{q_1}^{\varphi_2}(\omega) = |W_{q_1}^{\varphi_2}(j\omega)|$, $A_{q_1}^{\varphi_3}(\omega) = |W_{q_1}^{\varphi_3}(j\omega)|$ и $A_{q_2}^{\varphi_2}(\omega) = |W_{q_2}^{\varphi_2}(j\omega)|$,

$A_{q_2}^{\varphi_3}(\omega) = |W_{q_2}^{\varphi_3}(j\omega)|$ — амплитудно-частотные характеристики (модули амплитудно-фазовой характеристики) момента сопротивления движению переднего, заднего мостов полноприводного легкового автомобиля для масс коробки передач и раздаточной коробки;

$S_n(\omega)$ — спектральная плотность возмущения на входе, связанная с крутящим моментом двигателя ($M_n(t)$), определяется преобразованием Фурье: $S_n(\omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} M_n(t)e^{-j\omega t} dt$, , здесь

$M_n(t) = M_0 \sin(2\omega t)$; амплитуду M_0 принимаем для максимального крутящего момента двигателя; $S_{q_1}(\omega)$, $S_{q_2}(\omega)$ — спектральные плотности микропрофили для переднего и заднего мостов автомобиля определяются:

$$S_q(\omega) = \frac{\sigma^2 A_1 \alpha_1}{\pi(\omega^2 + \alpha^2)} + \frac{\sigma^2 A_2 \alpha_2 (\omega^2 + \alpha_2^2 + \beta_2^2)}{\pi[(\omega^2 + \alpha^2 - \beta_2^2)^2 + 4\alpha^2 \beta_2^2]} \tag{7}$$

В табл. 2 приведены параметры микропрофиля дорожной поверхности для трех типов дороги: асфальтированной, грунтовой и крупнобулыжной.

Таблица 2

Параметры микропрофиля дорожной поверхности

Коэффициенты корреляционной связи	σ , м	A_1	A_2	α_{01} , 1/м	α_{02} , 1/м	β_{02} , 1/м
Асфальтированное шоссе	0,008	0,85	0,15	0,2	0,05	0,6
Разбитая грунтовая	0,028	0,85	0,15	0,5	0,2	2
Крупнобулыжный участок	0,0249	0,668	0,336	1,1	10,60	19,71

Из (4) можно определить значение спектральной плотности углового момента в муфте ($S_{M_{23}}(\omega)$):

$$S_{M_{23}}(\omega) = [A_{\pi}^{M_{23}}(\omega)]^2 S_{\pi}(\omega) + [A_{q_1}^{M_{23}}(\omega)]^2 S_{q_1}(\omega) + [A_{q_2}^{M_{23}}(\omega)]^2 S_{q_2}(\omega), \quad (8)$$

где $A_{\pi}^{M_{23}}(\omega) = |W_{\pi}^{\varphi_3}(j\omega) - W_{\pi}^{\varphi_2}(j\omega)|$, $A_{q_1}^{M_{23}}(\omega) = |W_{q_1}^{\varphi_3}(j\omega) - W_{q_1}^{\varphi_2}(j\omega)|$ и

$A_{q_2}^{M_{23}}(\omega) = |W_{q_2}^{\varphi_3}(j\omega) - W_{q_2}^{\varphi_2}(j\omega)|$ — амплитудно-частотные характеристики (модули амплитудно-фазовой характеристики).

Среднеквадратическое значение упругого момента в муфте ($M_{23}^{СК}$) описывается выражением

$$M_{23}^{СК} = \sqrt{2 \int_0^{\infty} S_{M_{23}}(\omega) d\omega}. \quad (9)$$

Результаты расчета спектральных плотностей упругого момента в муфте с учетом и без учета крутящего момента двигателя в диапазоне частот 0...200 Гц представлены на рис. 2, а в диапазоне частот 0...20 Гц — на рис. 3.

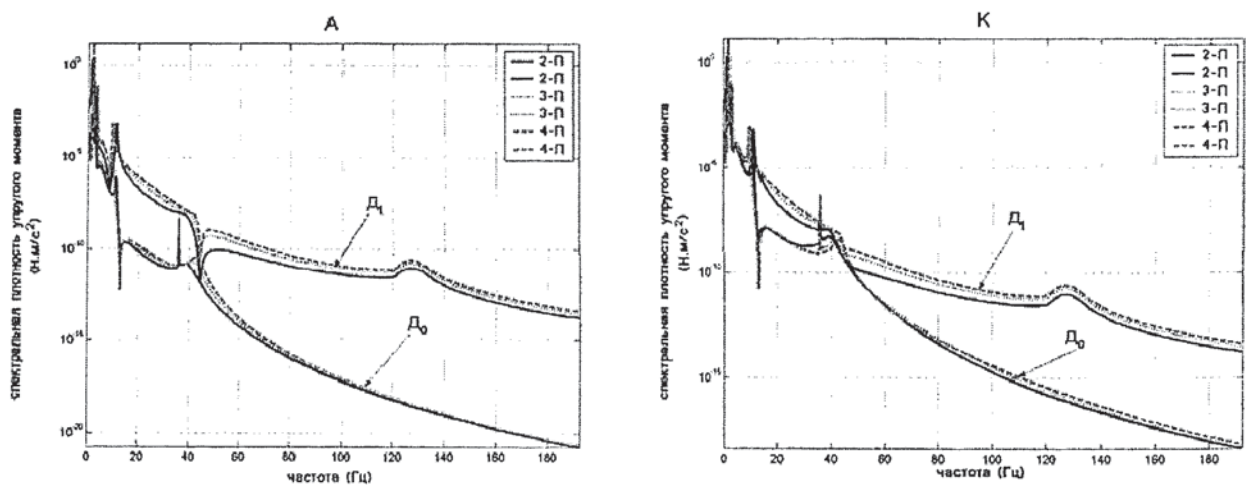


Рис. 2. Спектральная плотность упругого момента в муфте ($S_{M_{23}}(\omega)$) (когда обороты двигателя 3900 об/мин): П-2, П-3, П-4 — при движении автомобиля на второй, третьей, четвертой передачах; А — при движении автомобиля на асфальтированной дороге; К — при движении автомобиля на крупнобулыжном участке; D_1 — с учетом крутящего момента двигателя; D_0 — без учета крутящего момента двигателя

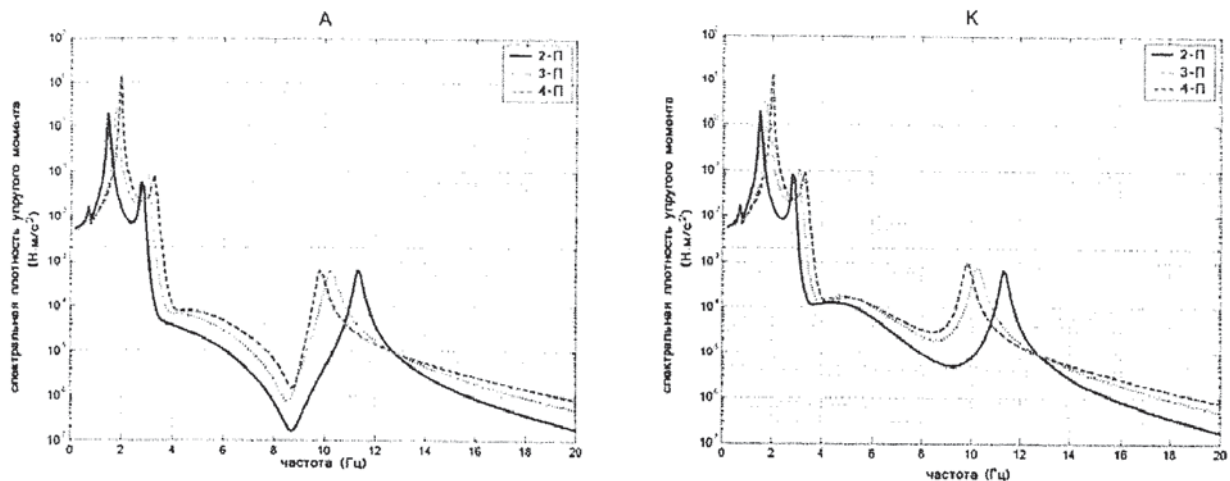


Рис. 3. Спектральная плотность упругого момента в муфте: ($S_{M_{21}}(\omega)$) (когда обороты двигателя 3900 об/мин) П-2, П-3, П-4 — при движении автомобиля на второй, третьей, четвертой передачах; А — при движении автомобиля на асфальтированной дороге; К — при движении автомобиля на крупнобулыжном участке

При анализе результатов расчета спектральных плотностей упругого момента в муфте с учетом влияния крутящего момента двигателя и без него (рис. 2 и 3), отмечаем, что в диапазоне частот 0...20 Гц моменты сопротивления движению автомобиля значительно влияют на крутильные колебания в трансмиссии. А в диапазоне частот 20...200 Гц (эквивалентно оборотами двигателя от 600 до 6000 об/мин) крутильные колебания в трансмиссии зависят от крутящего момента работающего двигателя.

Методика оптимизации крутильной жесткости муфты трансмиссии

Критериями для оптимизации крутильной жесткости муфты трансмиссии являются [3]: разность ($\varphi_2^{ck} - \varphi_3^{ck}$) угловых перемещений масс коробки передач (φ_2^{ck}) и раздаточной коробки (φ_3^{ck}); среднее квадратическое значение упругого момента в муфте (M_{23}^{ck}).

Можно предложить следующую методику оптимизации крутильной жесткости муфты трансмиссии, состоящую из следующих этапов:

1) расчета угловых перемещений масс коробки передач (φ_2^{ck}), раздаточной коробки (φ_3^{ck}) и среднее квадратического значения упругого момента в муфте (M_{23}^{ck}), которые зависят от крутильной жесткости муфты;

2) определения минимальных областей разности угловых перемещений масс раздаточной коробки, коробки передач и среднее квадратического значения упругого момента в муфте: $A = \min [\varphi_2^{ck} - \varphi_3^{ck}]$; $B = \min [M_{23}^{ck}]$;

3) определения области оптимальных значений крутильной жесткости муфты (O):

$$(O = A \cap B).$$

Результаты оптимизации крутильной жесткости муфты трансмиссии полноприводного легкового автомобиля представлены на рис. 4.

На рис. 4 показана целевая область оптимизации крутильной жесткости муфты трансмиссии от 1100 до 1500 Н·м/рад. Все точки, лежащие внутри этой области, являются оптимальными для уровня углового момента в муфте.



Рис. 4. Области оптимизации крутильной жесткости муфты трансмиссии: П-2, П-3, П-4 — при движении автомобиля на второй, третьей, четвертой передачах; А — целевая область оптимизации зависит от разности; Б — целевая область оптимизации зависит от среднеквадратического значения крутящего момента муфты; $O = A \cap B$ — области оптимизации

Выводы

1) В результате проведенных расчетов (табл. 1) были получены значения собственных частот колебаний трансмиссии полноприводного легкового автомобиля на первых пяти передачах, которые лежат в интервале от 2,86 до 142,53 Гц и подразделяются на семь диапазонов (2,86–8,26; 16,12–16,47; 16,6–16,61; 30,17–37,1; 48,69–83,43; 112,3–112,46; 141,9–142,53 Гц).

2. В диапазоне частот 0...20 Гц моменты сопротивления движению полноприводного легкового автомобиля значительно влияют на крутильные колебания в трансмиссии. А в диапазоне частот 20...200 Гц (эквивалентно оборотами двигателя от 600 до 6000 об/мин) крутильные колебания в трансмиссии в большой степени зависят от крутящего момента работающего двигателя.

3. Предложенная методика оптимизации параметров демпфирующих муфт позволяет определить целевую область оптимизации крутильной жесткости муфты трансмиссии ($O = A \cap B$) в диапазоне от 1100 до 1500 Н·м/рад. Формы крутильных колебаний, которые были получены в результате оптимальных величин, имеют минимальные значения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ломакин В. В., Нгуен Гуй Чыонг. Анализ и выбор динамических схем для расчета сложений колебаний силового агрегата автомобиля // Сборник науч. конф. «Колесные машины» МГТУ им. Н. Э. Баумана. — М., 2006. — С. 216—224.
2. Латышев Г. В., Минкин Л. М., Тольский В. Е. Метод расчета колебаний силового агрегата автомобиля, возникающих от воздействия дорожных неровностей // Сб. трудов НАМИ — М., 1973. — Вып. 145. — С. 41—54.
3. Ломакин В. В., Черепанов Л. А. Оптимизация передачи колебаний от силового агрегата на кузов автомобиля. Изд. МВТУ им. Н. Э. Баумана. — М., 1979. — С. 101—106.