

С. А. Федоров

О ВЛИЯНИИ ПАРАМЕТРОВ ПОДРЕССОРИВАНИЯ НА НАГРУЖЕННОСТЬ ТРАНСМИССИИ ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ

При движении автомобиля типа 4×2 по плохой дороге в его подвесках и трансмиссии возникают большие динамические нагрузки.

Момент сопротивления на ведущем колесе от нагрузок задней части автомобиля на дорогу

$$M_c = M_G + M_Q, \quad (1)$$

где M_G — момент сопротивления на колесе от статической нагрузки G_R ; M_Q — момент сопротивления на колесе от динамической нагрузки Q , действующей от дороги на колесо.

Статический момент сопротивления может быть принят постоянным, так как он не зависит от размеров дорожных неровностей.

Динамический момент сопротивления на колесе

$$M_Q = r_R f Q$$

зависит в основном от динамической нагрузки Q , так как изменения радиуса колеса r_R и коэффициента качения f при изменении радиальной нагрузки взаимно компенсируются. В результате произведение

$$j = r_R f$$

для дорог со стационарными неровностями можно считать постоянным (с точностью до 4%) [1].

Таким образом, для определения момента сопротивления M_Q , который нагружает трансмиссию автомобиля от дорожных сил сопротивления, необходимо найти динамическую составляющую вертикальной реакции дорожной поверхности.

Определение статистических характеристик динамических нагрузок и момента сопротивления. Как динамические нагрузки, действующие на подвески автомобиля, так и динамические опорные реакции определяются по вертикальным колебаниям автомобиля.

Для большинства грузовых автомобилей типа 4×2 распределение масс таково, что между колебаниями передней и задней частей машины очень слабая связь. Это позволяет рассматривать колебания поддресоренных частей автомобиля над передней и задней осями независимо друг от друга. Кроме того, допустимо считать статистические характеристики неровностей продольного профиля дороги под правым и левым колесами одинаковыми. Тогда эквивалентная передней или задней части автомобиля колебательная система может быть представлена двухмассовой системой (рис. 1), дифференциальные уравнения которой имеют вид [2]:

$$\left. \begin{aligned} M_n \ddot{x} + 2k(\dot{x} - \dot{\psi}) + 2c(x - \psi) &= 0 \\ m_n \ddot{\psi} - 2k(\dot{x} - \dot{\psi}) - 2c(x - \psi) + 2k_{ш} \dot{\psi} + 2c_{ш} \psi &= \\ &= 2k_{ш} \dot{h} + 2c_{ш} h \end{aligned} \right\}, \quad (2)$$

где M_n — приведенная поддресоренная масса (кузов); m_n — масса неподдресоренных частей; k , $k_{ш}$ — коэффициенты сопротивления подвесок и шин; c , $c_{ш}$ — жесткость упругих элементов подвесок и шин.

Изменение неровностей продольного микропрофиля дорог под колесами движущегося автомобиля в общем случае может иметь нестационарный случайный характер. Однако при рассмотрении определенных участков дорог с однотипными покрытиями их профиль, как правило, имеет однородный характер; тогда его можно рассматривать как стационарную случайную функцию [3].

При прямолинейном и равномерном движении автомобиля и неравномерном движении автомобиля по этим участкам дорог его колебания и соответственно изменения вертикальных динамических нагрузок будут носить тоже стационарный характер.

Рассматривая подвеску автомобиля (рис. 1) как разомкнутую систему автоматического регулирования с линейными параметрами, связь между статистическими характеристиками воздействия и выходными параметрами на основании теории случайных функций можно представить в виде:

$$S_Q(\omega) = |\Phi_Q(i\omega)|^2 S_h(\omega), \quad (3)$$

где $S_h(\omega)$ — спектральная плотность воздействия продольного микропрофиля дороги на колесо автомобиля — вход динамической

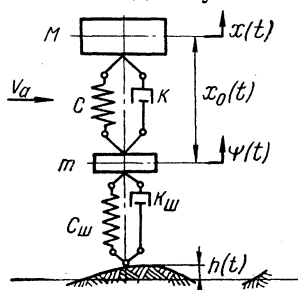


Рис. 1. Колебательная система с двумя степенями свободы.

системы; $S_Q(\omega)$ — спектральная плотность вертикальной динамической опорной реакции — выход динамической системы; $\Phi_Q(i\omega)$ — амплитудная частотная характеристика (АЧХ) вертикальных динамических опорных реакций.

Спектральная плотность динамического момента сопротивления на колесе

$$S_{MQ}(\omega) = j^2 S_Q(\omega). \quad (4)$$

Определение спектральной плотности воздействия дороги можно произвести по выражениям (2), (4):

$$S_h(\omega) = \frac{2D_h \alpha_h (\alpha_h^2 + \beta_h^2 + \omega^2)}{(\alpha_h^2 + \beta_h^2)^2 + 2(\alpha_h^2 - \beta_h^2)\omega^2 + \omega^4}; \quad (5)$$

$$S_h(\omega) = \frac{2D_h A_1 \alpha_h}{\alpha_h^2 + \omega^2} + \frac{2D_h A_2 \alpha'_h [(\alpha'_h)^2 + \beta_h^2 + \omega]}{[(\alpha'_h)^2 + \beta_h^2]^2 + 2[(\alpha'_h)^2 - \beta_h^2]\omega^2 + \omega^4},$$

где $D_h = D_n$ — дисперсия воздействия неровностей продольного микропрофиля дороги; α_h , α'_h , β_h — корреляционные коэффициенты воздействия неровностей дорог; $\alpha_h = \alpha_n v_a$; $\alpha'_h = \alpha'_n v_a$; $\beta_h = \beta_n v_a$; v_a — скорость движения автомобиля.

Дисперсия D_n и коэффициенты A_1 , A_2 , α_n , α'_n , β_n неровностей продольного микропрофиля дорог определяются по результатам экспериментального обмера дорожных неровностей непосредственным или косвенным способом [3, 4].

АЧХ вертикальных реакций могут быть получены экспериментально (например, на барабанном стенде [5]) или теоретически — путем выполнения преобразования по Лапласу дифференциальных уравнений вертикальных колебаний автомобиля.

Определим предварительно АЧХ вертикального прогиба рессор $\Phi_{x_0}(i\omega)$ и динамических нагрузок в подвеске $\Phi_n(i\omega)$.

Рассматривая колебания правой и левой подвески самостоятельно и заменяя в уравнении (2)

$$\psi - x = x_0, \quad (6)$$

получим:

$$\left. \begin{aligned} -M\ddot{x}_0 + M\ddot{\psi} - k\dot{x}_0 - cx_0 &= 0 \\ m\ddot{\psi} + k\dot{x}_0 + cx_0 + k_m\dot{\psi} + c_m\psi &= k_m\dot{h} + c_m\dot{h} \end{aligned} \right\}, \quad (7)$$

где M , m — массы подрессоренных и неподрессоренных частей автомобиля, приходящиеся на одну подвеску (колесо); x_0 — прогиб рессоры.

Применяя преобразование Лапласа к системе уравнений (7), получим передаточную функцию прогиба рессор:

$$\Phi_{x_0}(s) = \frac{a_2 s^2 + a_3 s^3}{b_0 + b_1 s + b_2 s^2 + b_3 s^3 + b_4 s^4},$$

где

$$a_2 = Mc_{\text{ш}}; \quad b_2 = Mc + Mc_{\text{ш}} + mc + kk_{\text{ш}};$$

$$a_3 = Mk_{\text{ш}}; \quad b_3 = Mk + Mk_{\text{ш}} + mk;$$

$$b_0 = Cc_{\text{ш}}; \quad b_4 = Mm.$$

$$b_1 = kc_{\text{ш}} + k_{\text{ш}}c;$$

Заменив комплексную переменную $s = i\omega$ и произведя необходимые преобразования, получим квадрат АЧХ

$$|\Phi_{x_0}(i\omega)|^2 = \frac{a_2^2 \omega^4 + a_3^2 \omega^6}{(b_0 - b_2 \omega^2 + b_4 \omega^4)^2 + (b_1 \omega - b_3 \omega^3)^2}. \quad (8)$$

Вертикальная динамическая нагрузка в подвеске

$$\Pi = M\ddot{x}.$$

Преобразование Лапласа от $\Pi(t)$

$$\Pi(s) = Ms^2 x(s).$$

Передаточная функция вертикальных нагрузок в подвеске

$$\Phi_{\Pi}(s) = Ms^2 \Phi_x(s),$$

где $\Phi_x(s)$ — передаточная функция вертикальных перемещений кузова x .

С учетом выражения (6) преобразование Лапласа функции $x(t)$

$$X(s) = \Psi(s) - X_0(s).$$

Из предыдущих вычислений известно, что

$$\Psi(s) = \frac{Ms^2 + ks + c}{Ms^2} X_0(s), \quad (9)$$

тогда

$$\Phi_x(s) = \frac{X(s)}{H(s)} = \frac{ks + c}{Ms^2} \Phi_{x_0}(s) \quad (10)$$

и

$$\Phi_{\Pi}(s) = (ks + c) \Phi_{x_0}(s).$$

Заменяя $s=i\omega$, получим значение квадрата АЧХ

$$|\Phi_n(i\omega)|^2 = (k^2\omega^2 + c^2) |\Phi_{x_0}(i\omega)|^2. \quad (11)$$

Из уравнений (6) и (7) динамическая опорная реакция на одном колесе

$$Q = M\ddot{x} + m\ddot{\psi}.$$

Преобразование Лапласа от $Q(t)$

$$Q(s) = Ms^2X(s) + ms^2\psi(s).$$

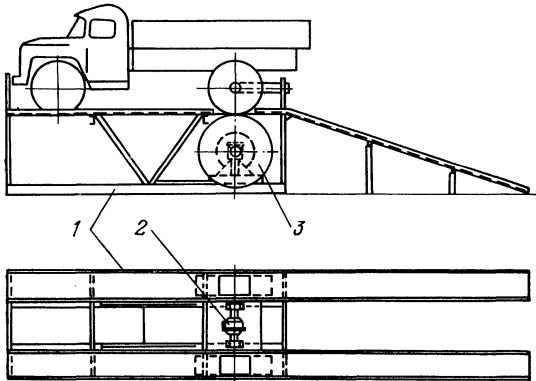


Рис. 2. Барабанный стенд с синусоидальными неровностями для определения амплитудных частотных характеристик подвесок.

Передаточная функция

$$\Phi_Q(s) = \frac{Q(s)}{H(s)} = M_s^2 \Phi_x(s) + ms^2 \Phi_\psi(s),$$

с учетом выражений (9) и (10)

$$\Phi_Q(s) = \left(ks + c + ms^2 + \frac{m}{M} ks + \frac{m}{M} c \right) \Phi_{x_0}(s).$$

Заменяя $s=i\omega$, получим квадрат АЧХ

$$|\Phi_Q(i\omega)|^2 = \left[\left(\frac{M_0 c}{M} - m\omega^2 \right) + \left(-\frac{M_0 k \omega}{M} \right)^2 \right] |\Phi_{x_0}(i\omega)|^2,$$

где

$$M_0 = M + m.$$

Экспериментальное определение АЧХ производилось на барабанном стенде с синусоидальными неровностями (рис. 2). На ра-

му 1 стэнда установлен задний мост грузового автомобиля с блокированным дифференциалом 2. К ступицам моста крепятся два барабана 3, на наружных ободах которых смонтированы синусоидальные неровности высотой 20 мм.

При движении автомобиля по барабанам на его колеса направлено воздействие

$$h(\omega_k) = H_a(\omega_k) \sin \omega_k t,$$

где $H_a(\omega_k)$ — амплитуда воздействия.

После окончания переходного процесса в подвеске устанавливаются вынужденные колебания с частотой ω_k . Колебания на выходе динамической системы будут также синусоидальными, отличающимися от входных по амплитуде и фазе,

$$x_o(\omega_k) = x_a(\omega_k) \sin[\omega_k t + \varphi(\omega_k)].$$

Амплитуда прогиба рессор X_a измерялась потенциометрическими датчиками.

АЧХ прогиба рессор

$$|\Phi_{x_o}(i\omega)| = \frac{X_a(\omega_k)}{H_a(\omega_k)}.$$

Аналогичным способом определялись и АЧХ динамических нагрузок.

Зависимость момента сопротивления и динамических нагрузок от сопротивления амортизатора и жесткости рессоры. Рассмотрим влияние параметров поддресоривания на примере подвески заднего моста автомобиля 4×2 грузоподъемностью 4 т. Такие автомобили многоцелевого назначения (ЗИЛ-130, ГАЗ-51, ГАЗ-53 и др.) выпускаются в нашей стране в больших количествах и эксплуатируются в различных дорожных условиях.

Отсутствие в задней подвеске указанных автомобилей амортизаторов вызывает при движении в плохих дорожных условиях большие динамические нагрузки в подвеске и трансмиссии (рис. 3, кривая 1, без учета межлистового трения).

При увеличении сопротивления амортизатора (кривые 2 и 3) ординаты спектральной плотности динамического момента сопротивления интенсивно снижаются в области низкочастотного и несколько умереннее — в области высокочастотного резонанса. В межрезонансной области наблюдается небольшой подъем этих кривых.

С понижением жесткости рессоры (кривые 4 и 5) и сохранением относительного коэффициента затухания на постоянном уровне ($\psi_0 = 0,3$) ординаты спектральной плотности динамического момента сопротивления в области низкочастотного резонанса быстро

снижаются, а в остальном диапазоне частот несколько повышаются.

Эти изменения спектральной плотности определяют зависимость среднеквадратических отклонений динамического момента сопротивления от сопротивления амортизатора и жесткости рессоры.

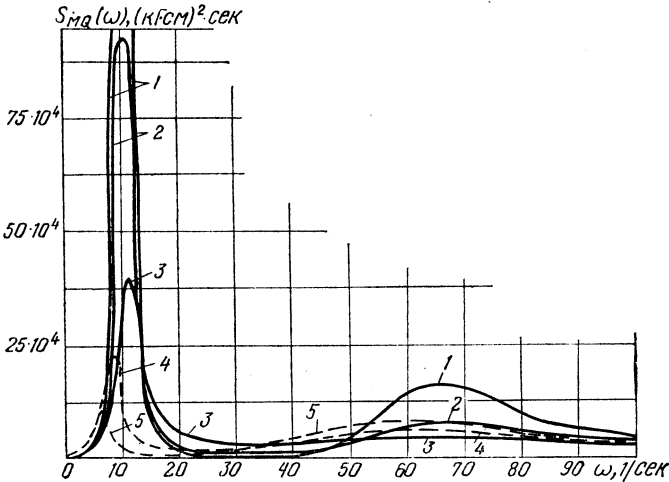


Рис. 3. Спектральные плотности динамического момента сопротивления на колесе заднего моста грузового автомобиля 4×2 грузоподъемностью 4000 кг при движении по грунтовой дороге:

$$G_a = 4000 \text{ кг}, v_a = 30 \text{ км/ч.}$$

- 1 — $c=400 \text{ кг/см}, k=0$; 2 — $c=400 \text{ кг/см}, k=7 \text{ кг.сек/см}$; 3 — $c=400 \text{ кг/см}, k=20 \text{ кг.сек/см}$; 4 — $c=200 \text{ кг/см}, k=14 \text{ кг.сек/см}$; 5 — $c=100 \text{ кг/см}, k=10 \text{ кг.сек/см}$.

Среднеквадратическое отклонение динамического момента сопротивления определялось по выражению:

$$\sigma_{MQ} = \left[\frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} S_{MQ}(\omega) d\omega \right]^{1/2}.$$

На рис. 4 представлена зависимость среднеквадратических отклонений момента сопротивления от сопротивления амортизатора для груженого автомобиля при движении с постоянной скоростью по дорогам с различными неровностями. Для сопоставления показано изменение среднеквадратических отклонений вертикальных динамических нагрузок в подвеске σ_n и прогиба рессоры σ_{x_0} .

Из рисунка видно, что снижение как динамического момента сопротивления, так и динамических нагрузок в подвеске происходит до определенного увеличения сопротивления амортизатора.

При дальнейшем увеличении сопротивления амортизатора эти нагрузки несколько увеличиваются. Оптимальное значение коэффициента сопротивления амортизатора, при котором наблюдается наименьший момент сопротивления, соответствует относительному

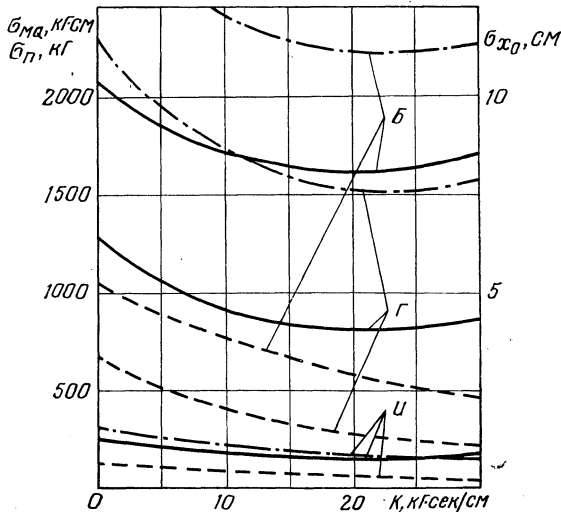


Рис. 4. Зависимость средних квадратических отклонений динамического момента сопротивления на колесе, динамических нагрузок в подвеске и прогиба рессоры от сопротивления амортизатора:

$G_a = 4000$ кг; $v_a = 30$ км/ч; Ц — цементобетонное шоссе в хорошем состоянии; Г — грунтовая дорога; Б — бульжное шоссе с буграми и впадинами; сплошная линия — $\sigma_{ц}$; штриховая — $\sigma_{г}$; штрихпунктирная — $\sigma_{мQ}$.

коэффициенту затухания $\psi_0 = 0,3$. При этом среднее квадратическое отклонение динамического момента сопротивления по сравнению с работой подвески без амортизатора уменьшается примерно на 40% для всех трех типов дорожных неровностей.

Зависимость момента сопротивления от жесткости рессоры близка к линейной (рис. 5). Наиболее интенсивно снижается момент сопротивления при движении автомобиля по бульжной дороге. Так, при снижении жесткости рессоры в 2 раза (до $c = 200$ кг/см) и сохранении оптимального значения коэффициента сопротивления амортизатора момент сопротивления на колесе для бульжной дороги уменьшается на 25%, а для грунтовой и цементобетонной дороги — на 8%. Это объясняется особенностями дорожных неровностей.

Расчет делался исходя из определенных характеристик дорожных неровностей [2] (табл. 1).

Таблица 1

Статистические характеристики дорожных неровностей

Тип дорожного покрытия	Обозначение	$D_n, \text{см}^2$	Статистические коэффициенты				
			A_1	A_2	α_n	α_n^1	β_n
Цементобетон	Ц	0,792	—	—	0,08	—	0,143
Булыжник с буграми	Б	10,7	0,8	0,2	0,32	0,2	1,74
Грунтовая дорога	Г	40	—	—	0,04	—	0,093

Таким образом, снижение жесткости рессоры заднего моста автомобилей типа ЗИЛ-130 примерно в два раза и постановка на подвеску амортизатора позволит не только уменьшить динамические нагрузки, действующие на подвеску и ходовую часть, но и значительно понизить динамический момент, действующий от дорожных неровностей на трансмиссию. В этом случае динамический момент сопротивления на колесе при движении автомобиля по булыжной дороге уменьшится в 1,8 раза, а по цементобетонной и грунтовой — в 1,6 раза при одновременном уменьшении динамического прогиба рессоры в 1,7 раза.

Экспериментальная проверка, проведенная при движении автомобиля ЗИЛ-164А как с жесткой (стандартной), так и с мягкой (длинноходовой) подвеской заднего моста, подтвердила изложенные расчеты.

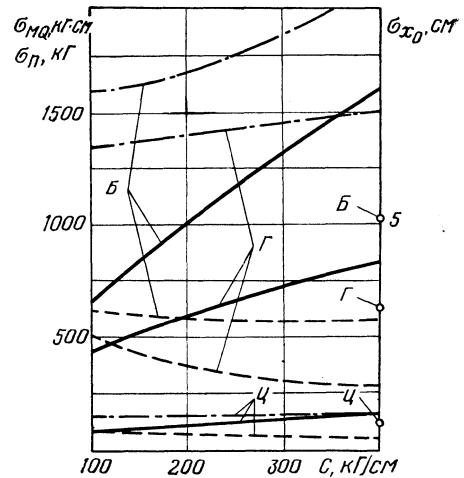


Рис. 5. Зависимость среднеквадратичных отклонений динамического момента сопротивления на колесе, динамических нагрузок в подвеске и прогиба рессоры от ее жесткости: сплошная линия — σ_{Π} ; штриховая — σ_{x_0} ; штрихпунктирная — σ_{M_Q} ; \circ — σ_{x_0} при $k=0$.

Литература

[1] Яценко Н. Н., Шупляков В. С. Нагруженность трансмиссии автомобиля и ровность дороги. М., 1967. [2] Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля и его колебания. М., 1960. [3] Пархиловский И. Г. «Автомобильная промышленность», 1961, № 10. [4] Певзнер Я. М., Тихонов А. А. «Автомобильная промышленность», 1964, № 1. [5] Федоров С. А. Исследование нагруженности ходовой части грузовых автомобилей в условиях эксплуатации. Канд. дисс., 1967.