

$$N_{\text{э.р}}' = N_{\text{э.о}}' \frac{S_p'}{S_0'} = N_{\text{э.о}}' \frac{S_p'}{150000},$$

а предельное контактное напряжение $\Pi_{\text{пред}}$ определяется по диаграмме контактной выносливости, исходя из значения $N_{\text{э.р}}'$.

В указанных выше зависимостях $N_{\text{э.о}}$, $N_{\text{э.о}}'$ -- общее эквивалентное число циклов, соответствующее пробегу $S_0 = S_0' = 150000$ км; $N_{\text{э.р}}$, $N_{\text{э.р}}'$ -- общее эквивалентное число циклов, соответствующее пробегу S_p и S_p' .

Для увеличения срока службы со 150000 км до 500000 км при неизменном максимальном уровне и определенном законе изменения нагрузки для подшипников коробки передач ГАЗ-53 необходимо увеличение коэффициента работоспособности $C_{\text{тр}}$ в 1,43--1,47 раз, а для зубчатых колес уменьшение действующих напряжений $\sigma_{\text{сим}}$ в 1,10--1,14 раз и Π_d в 1,40--1,45 раз.

Диаграммы, аналогичные показанной на рис. 1, могут использоваться в качестве исходных данных при модернизации узлов трансмиссии автомобилей с целью увеличения срока их службы при равнопрочности основных элементов.

А.И. Гришкевич, Б.У. Бусел

ВЛИЯНИЕ ДОРОЖНЫХ НЕРАВНОСТЕЙ НА НАГРУЖЕННОСТЬ ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ

При движении автомобиля в его трансмиссии наблюдаются непрерывные циклические изменения крутящего момента, связанные с неравномерностью работы двигателя, агрегатов трансмиссии и взаимодействием автомобиля с дорогой. Так как автомобиль представляет собой сложную взаимосвязанную колебательную систему, состоящую из поступательно движущихся и вращающихся масс, то колебания поступательно движущихся масс возбуждают колебания вращающихся масс и наоборот.

К поступательно движущимся массам относятся подрессоренные и неподрессоренные массы, а к вращающимся — массы трансмиссии и двигателя.

Возможны по крайней мере три связи между колебаниями подрессоренных и неподрессоренных масс и колебаниями в трансмиссии: через реакцию дороги, через кинематику подвески и через реактивную податливость ведущего моста.

Влияние реактивной податливости моста достаточно подробно исследовано в работе [1]. Показано, что в случае рессорной подвески и отсутствия реактивных штанг при вертикальных колебаниях неподрессоренных масс возникают угловые колебания ведущего моста, приводящие к закручиванию трансмиссии.

Изменение вертикальной составляющей реакции дороги и влияние этого изменения на колебания в трансмиссии изучены в работе [2]. Авторы рассматривают момент, возбуждающий колебания в трансмиссии, как результат изменения сопротивления качению вследствие изменения вертикальной реакции дороги при колебаниях подрессоренных и неподрессоренных масс. Влияние же горизонтальной составляющей реакции, изменение которой обусловлено наездом колеса на неровность, и неравномерность поступательной скорости автомобиля в этой работе не учитываются.

В настоящей работе рассматривается связь колебаний поступательно движущихся масс автомобиля и масс трансмиссии через реакцию дороги. При этом учитывается влияние изменения не только вертикальной, но и горизонтальной составляющих реакции дороги.

Расчетная схема, соответствующая взаимосвязанной системе "подрессоренные и неподрессоренные массы и массы трансмиссии", показана на рис. 1. На схеме трансмиссия представлена в виде двухмассовой системы с массами, имеющими момент инерции I_1 (масса маховика двигателя и отнесенных к нему деталей) и I_2 (масса колес и отнесенных к ним деталей) и податливостями e_{01} (приведенная податливость газов в цилиндрах двигателя) и e_{12} (приведенная податливость трансмиссии). Масса I_1 совершает движение по координате φ_1 , а масса I_2 — по координате φ_2 . Поступательно движущиеся массы состоят из подрессоренной и неподрессоренной масс автомобиля.

Подрессоренная масса совершает поступательное движение

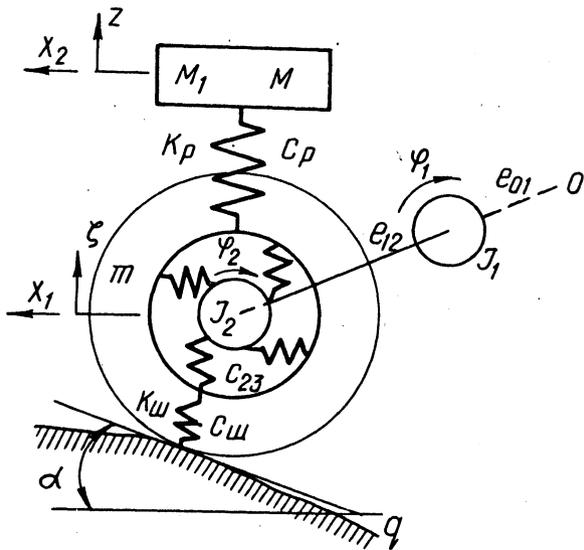


Рис. 1. Расчетная схема взаимосвязанной системы "поддресоренная и неподдресоренные массы и массы трансмиссии" автомобиля.

по координате x_2 и вертикальные колебания по координате z . При движении по координате x_2 приведенная поддресоренная масса имеет величину M_1 , равную всей поддресоренной массе автомобиля, а при вертикальных колебаниях по координате z — величину M , равную части поддресоренной массы автомобиля, совершающей независимые вертикальные колебания над задней ведущей осью. Неподдресоренная масса m совершает вертикальные перемещения по координате ξ и горизонтальные по координате x_1 . Будем считать, что кинематика подвески обеспечивает связь между поступательными и вертикальными перемещениями поддресоренной и неподдресоренной массами в виде $x_1 - x_2 = a (\xi - z)$.

Подвеска имеет упругий элемент с жесткостью $C_p = f (\xi - z)$ и условный амортизатор с коэффициентом сопротивления $K_p = f_1 (\dot{\xi} - \dot{z})$. Шина имеет радиальную жесткость $C_{ш}$ и тан-

генциальную C_{23} . Профиль неровности задан выражением $q = q(S)$, где S — путь.

Выражения приращения кинетической и потенциальной энергии и функции рассеивания для системы, изображенной на рис. 1, могут быть записаны в следующем виде:

$$\begin{aligned}
 T &= \frac{M\dot{z}^2}{2} + \frac{m\dot{\xi}^2}{2} + \frac{M_1\dot{x}_2^2}{2} + \frac{m\dot{x}_1^2}{2} + \\
 &+ \frac{i_2\dot{\varphi}_2^2}{2} + \frac{i_1\dot{\varphi}_1^2}{2}; \\
 \Pi &= \frac{C_{ш}\Delta_{ш}^2}{2} + \frac{C_p\Delta_p^2}{2} + \frac{C_{23}(\varphi_3 - \varphi_2)^2}{2} + \frac{C_{21}(\varphi_2 - \varphi_1)^2}{2} + \\
 &+ \frac{C_{10}(\varphi_1 - \varphi_0)^2}{2}; \\
 \Phi &= \frac{K_{ш}\dot{\Delta}_{ш}^2}{2} + \frac{K_p\dot{\Delta}_p^2}{2} + \frac{K_{23}(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_2)^2}{2} + \\
 &+ \frac{K_{21}(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1)^2}{2} + \frac{K_{10}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_0)^2}{2},
 \end{aligned}$$

где $\Delta_{ш}$ и Δ_p — радиальная деформация шины и деформация рессоры; K_{01}, K_{12}, K_{23} — приведенные коэффициенты сопротивления соответствующих участков.

Величина динамического прогиба $\Delta_{ш}$ и угол поворота условного колеса φ_3 с учетом тангенциальной податливости шины могут быть найдены из следующих соображений.

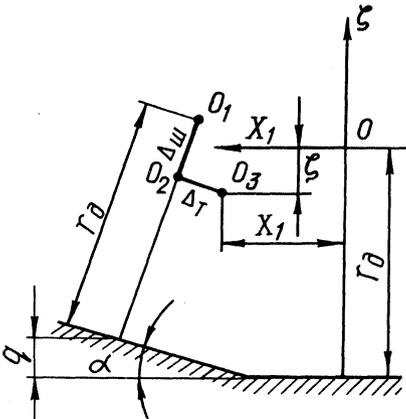


Рис. 2. Схема перемещения центра колеса при наезде на неровность.

Если бы колесо было абсолютно жестким, то при повороте на угол φ_2 (рис. 2) центр колеса из точки O переместился бы в точку O_1 . В действительности, вследствие радиальной и тангенциальной деформации шины центр колеса займет положение O_3 . Тогда из рис. 2 следует:

$$\begin{aligned} \Delta_T &= r_D (\varphi_2 - \varphi_3); \\ x_1 &= \varphi_2 r_D - (r_D - \Delta_{\text{ш}}) \sin \alpha - \Delta_T \cos \alpha; \\ \xi &= q + (r_D - \Delta_{\text{ш}}) \cos \alpha - \Delta_T \sin \alpha - r_D. \end{aligned}$$

Преобразуя записанные соотношения и отбрасывая величины второго порядка малости, получаем:

$$\begin{aligned} \varphi_3 &= \frac{x_1}{r_D} + q'_S; \\ \Delta_{\text{ш}} &= q - \xi - (r_D \varphi_2 + x_1) q'_S; \\ \Delta_p &= \xi - z, \end{aligned}$$

где q'_S — производная от профиля неровности по пути.

В качестве обобщенных координат принимаем:

$$z; \xi; x = x_1 - x_0; \varphi_{01} = \varphi_1 - \varphi_0; \varphi_{12} = \varphi_2 - \varphi_1$$

(\dot{x}_0 — постоянная поступательная скорость, равная средней скорости автомобиля).

Если выразить кинетическую, потенциальную энергию и функцию рассеивания через принятые обобщенные координаты с учетом полученных соотношений и подставить их выражения в уравнения Лагранжа, то после преобразований будем иметь следующую систему уравнений и соотношений, описывающих движения колебательной системы, изображенной на рис. 1.

$$\begin{aligned} \ddot{z} - \frac{M_1 + m}{A} P_p - \frac{a^2 M_1}{A} R - \frac{a M_1}{A} [R_1 q'_S + Rf + \\ + T] &= 0; \\ \ddot{\xi} + \frac{M(M_1 + m)}{mA} P_p - \frac{a^2 M_1 m + M_1 M + mM}{mA} R + \frac{a M_1 M_x}{mA} \\ \times [R_1 q'_S + Rf + T] &= 0; \end{aligned}$$

$$\ddot{x} + \frac{aM_1(M+m)}{mA} P - \frac{aM_1M}{mA} R + \frac{a^2M_1(m+M)}{(M_1+m)mA} x + [R_1 q'_S + Rf + T] + \frac{1}{M_1+m} [R_1 q'_S + Rf + T] = 0;$$

$$\ddot{\varphi}_{12} - \frac{1}{I_2} C_{01} \varphi_{01} + \left(\frac{1}{I_1} + \frac{1}{I_2}\right) C_{12} \varphi_{12} - \frac{1}{I_2} r_d [R_1 q'_S + Rf + T] + \left(\frac{1}{I_2} + \frac{1}{I_1}\right) K_{12} \dot{\varphi}_{12} = 0;$$

$$\ddot{\varphi}_{01} + \frac{1}{I_1} C_{01} \varphi_{01} - \frac{1}{I_1} C_{12} \varphi_{12} + \frac{1}{I_1} K_{01} \dot{\varphi}_{01} = 0;$$

$$A = a^2M_1M + aM_1m + M_1M + mM;$$

$$P_p = C_p (\xi - z) + K_p (\dot{\xi} - \dot{z});$$

$$R = C_w [q - \xi - r_d q'_S (\varphi_{01} + \varphi_{12}) + x q'_S] + K_w (\dot{q} - \dot{\xi});$$

$$T = \frac{C_{23}}{r_d} \left[\frac{x}{r_d} - (\varphi_{01} + \varphi_{12}) + q'_S \right] + \frac{K_{23}}{r_d^2} \dot{x};$$

$$R_1 = R + R_{cm},$$

где $R_{ст}$ — статическая реакция дороги.

При написании системы демпфирование учитывалось только по главным направлениям деформаций, а сопротивление качению принималось равным Rf , где f — коэффициент сопротивления качению.

Интегрирование полученных уравнений на АВМ выполняется сравнительно просто, если в качестве независимой переменной принять путь. В этом случае возмущение можно задавать в виде дискретного, периодического или случайного сигнала, не зависящего от скорости движения. Для преобразования дифференциальных уравнений, имеющих в качестве независимой переменной время, в уравнения с независимой переменной путь, интегрируемые функции необходимо умножить на

$\frac{1}{v}$, где v — текущее значение скорости движения, определяемое выражением $v = \dot{x}_0 + \dot{x}$.

Величина средней скорости \dot{x}_0 постоянная для каждого варианта решения. При составлении блок-схем необходимо учитывать масштаб пути m_S , численно равный расстоянию, которое проходит моделируемый объект за секунду машинного времени.

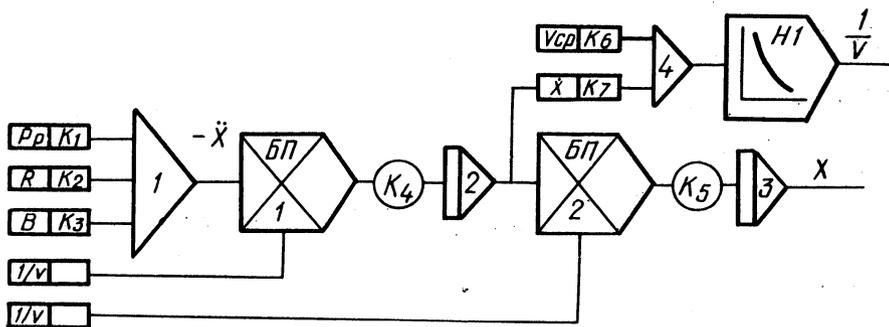


Рис. 3. Цепь формирования параметров продольного движения взаимосвязанной системы "подрессоренная и неподрессоренные массы и массы трансмиссии".

На рис. 3 показана цепь формирования параметров продольного движения системы и величины $-\frac{1}{v}$.

На графиках рис. 4а, б, в, г в качестве примера показаны некоторые результаты расчета для случая движения автомобиля КраЗ-256Б по дороге с периодическими косинусоидальными неровностями типа

$$q = q_0 \left(1 - \cos \frac{2\pi}{L} S \right),$$

где q_0 — амплитуда неровности; L — длина неровности.

На рис. 4, а показаны зависимости амплитуды динамической составляющей момента в трансмиссии M_{12} , вертикальных ускорений неподрессоренной массы $\ddot{\xi}$ и подрессоренной массы $\ddot{\zeta}$ от скорости движения по дороге с неровностями длиной $L = 1,5$ м и высотой $2q_0 = 3$ см, а на графиках рис. 4 б, в, г зависимости этих параметров от жесткости подвески, радиальной жесткости шин и трансмиссии при постоянной скорости движения.

Проведенные исследования показали, что колебания в трансмиссии, вызванные воздействием дорожных неровностей, лежат в низкочастотном диапазоне (до 14—20 гц). Более высокие частоты воздействия сглаживаются шинами. Наибольшие колебания упругого момента в трансмиссии наблюдаются при совпадении продолжительности воздействия неровности с пе-

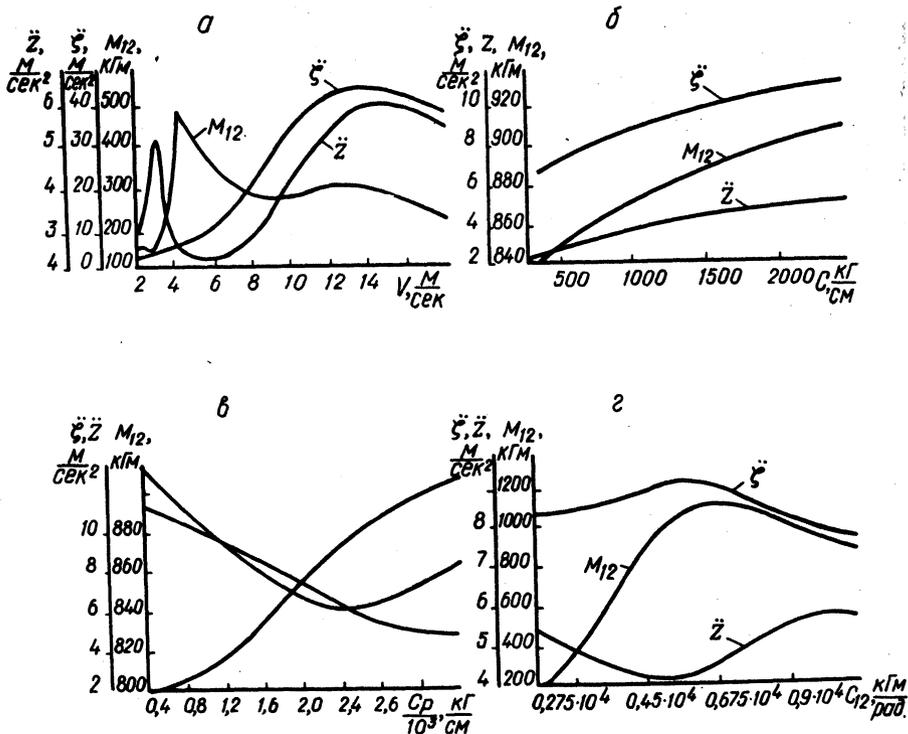


Рис. 4. Зависимости амплитуды динамической составляющей момента в трансмиссии M_{12} , вертикальных ускорений неподдресоренной массы $\ddot{\xi}$ и поддресоренной массы \ddot{z} от: а—скорости движения ($2q_0 = 3$ см, $L = 1,5$ м); б—радиальной жесткости шин при постоянной скорости движения ($v = 4,2$ м/сек, $2q_0 = 6$ см, $L = 1,5$ м); в—жесткости подвески ($v = 4,2$ м/сек, $2q_0 = 6$ см, $L = 1,5$ м); г—жесткости трансмиссии ($v = 4,2$ м/сек, $2q_0 = 6$ см, $L = 1,5$ м).

риодом одноузловой формы собственных колебаний масс трансмиссий. Возможно также некоторое увеличение динамического момента трансмиссии при резонансах поддресоренных и неподдресоренных масс.

Наибольшее влияние на величину динамических нагрузок в трансмиссии оказывает жесткость трансмиссии. Уменьшение жесткости трансмиссии приводит примерно к пропорциональному уменьшению динамической составляющей момента. При этом частоты возмущения, при которых наблюдаются наиболее

интенсивные колебания момента, сдвигаются в сторону низких частот.

Существенное влияние на величину динамического момента в трансмиссии оказывает кинематика подвески.

Характеристики упругого элемента подвески, радиальная и тангенциальная жесткость шин оказывают малое влияние на величину динамических нагрузок в трансмиссии. Однако при выборе параметров трансмиссии следует учитывать характеристики подвески и шин, проверяя, чтобы первая частота собственных колебаний трансмиссии не совпадала с частотой собственных колебаний поддрессоренных и особенно неподдрессоренных масс.

Упругие характеристики трансмиссии оказывают влияние на вертикальные и продольные колебания масс автомобиля.

Нагрузки в трансмиссии от воздействия дорожных неровностей связаны с высотой неровностей нелинейной зависимостью. Однако нелинейность проявляется только при движении по очень крупным неровностям высотой более 8—10 см.

Л и т е р а т у р а

1. Микулик Н.А. Влияние подвески агрегатов на крутильные колебания трансмиссии автомобиля. Канд. дис. Минск, 1968. 2 Яценко Н.Н. Колебания, прочность и форсированные испытания грузовых автомобилей. М., 1972.

Л.А. Молибошко

УПРОЩЕННЫЙ МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ АМПЛИТУДНЫХ ЧАСТОТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ

Амплитудные частотные характеристики (АЧХ) получили широкое распространение при определении работоспособности трансмиссии автомобиля в связи с тем, что с их помощью можно находить энергетические спектры моментов в упругих звеньях при заданном спектре входного воздействия из известного соотношения

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

где $|W(\omega)|^2$ — квадрат модуля АЧХ.