

1. Шувалов Л.П. Автомобиль "Жигули" (ВАЗ-2101). М., 1972. 2. Цитович И.С. и др. Методика проектирования и расчета зубчатых колес автомобилей и тракторов. Ч. 1 и 2. Минск, 1966. 3. Цитович И.С. и др. Зубчатые колеса автомобилей и тракторов. Минск, 1962. 4. Андожский В.Д. Расчет зубчатых передач. Л., 1955. 5. Положение о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта. М., 1972.

А.И. Гришкевич, Б.У. Бусел, С.Ф. Безверхий
МЕТОДИКА РАСЧЕТА ОСЕВОЙ СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩЕЙ
В ШЛИЦЕВОМ СОЕДИНЕНИИ КАРДАННОГО ВАЛА

Осевая сила, действующая в шлицевом соединении карданного вала, вызывает дополнительное нагружение узлов и деталей, соединенных карданной передачей. В первую очередь осевая сила воспринимается подшипниками карданных шарниров и подшипниковыми узлами коробки передач и заднего моста. Кроме этого из-за наличия силы трения в шлицевом соединении карданного вала массы двигателя и ведущего моста автомобиля образуют взаимосвязанную колебательную систему. В определенных условиях колебания масс этой системы могут привести к дополнительному нагружению трансмиссии автомобиля и подвески двигателя.

Экспериментальные работы, выполненные под руководством В.А. Дзюня, показали, что реализация осевых сил, нагружающих карданный вал, имеет циклический низкочастотный (до 9 - 11 Гц) характер. Величина дисперсии зависит от типа и состояния дорожного покрытия. Это дает основание считать, что осевые силы в шлицевом соединении карданного вала формируются низкочастотными колебаниями масс трансмиссии и подвески.

Известен ряд работ [1, 2], посвященных экспериментальным исследованиям осевых сил в шлицевом соединении карданного вала.

В настоящей статье приводится методика расчета осевых сил, действующих в шлицевых соединениях карданного вала на АВМ.

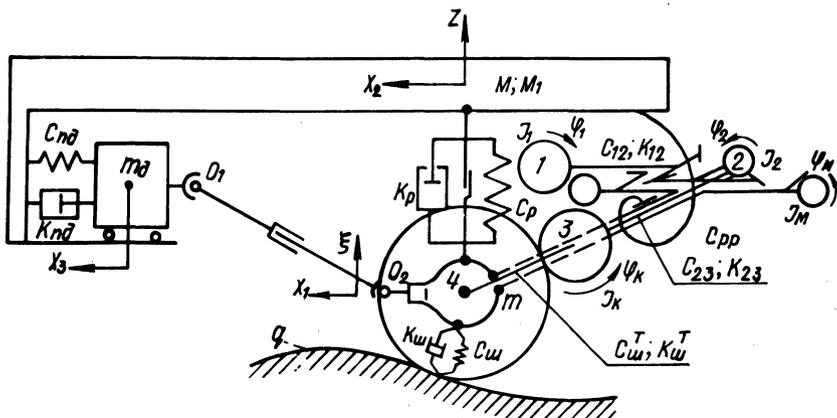


Рис. 1. Взаимосвязанная колебательная система подвеска - трансмиссия.

На рис. 1 показана расчетная схема, соответствующая взаимосвязанной системе "поддрессоренные и неподдрессоренные массы, масса двигателя и массы трансмиссии" (система подвеска - трансмиссия).

На схеме трансмиссия представлена в виде четырехмассовой колебательной системы с реактивным элементом I_M, C_{pp} . Масса I_1 совершает движение по координате φ_1 , масса I_2 - по координате φ_2 , масса I_M - по координате φ_M , масса I_k - по координате φ_k .

Приведенная масса колес I_k связана с массами трансмиссии через приведенную жесткость полуосей C_{23} , с одной стороны, и через приведенную тангенциальную жесткость шин $C_{ш}$ с условным безынерционным колесом - с другой. Условное колесо имеет радиальную и тангенциальную жесткости, равные суммарной радиальной и тангенциальной жесткости шин. Система поддрессоривания состоит из поддрессоренной и неподдрессоренной масс автомобиля. При движении по координате x_2 приведенная поддрессоренная масса имеет величину M_1 , равную всей поддрессоренной массе автомобиля, за исключением массы двигателя, а при вертикальных колебаниях по координате z - величину M , равную части поддрессоренной массы автомобиля, совершающей независимые вертикальные колебания над задней ведущей осью. Масса двигателя совершает про-

дольные колебания по координате x_3 . Неподдресоренная масса m совершает вертикальные перемещения по координате ζ и продольные по координате x_1 . Направляющее устройство подвески обеспечивает кинематическую связь между поступательными и вертикальными перемещениями поддресоренной и неподдресоренной масс в виде $x_1 - x_2 = a(\zeta - z)$.

При движении автомобиля шлицевое соединение карданного вала может находиться в двух состояниях: а) шлицевой вал и втулка совершают движение относительно друг друга; б) шлицевое соединение неподвижно (заблокировано).

В первом случае карданный вал и соединяемые им узлы нагружены осевой силой, равной силе трения в шлицевом соединении. Массы двигателя и заднего моста совершают продольные колебания, как две массы, связанные силой трения. Направление действия силы трения в шлицевом соединении определяется направлением скорости относительного движения вала и втулки.

Шлицевое соединение блокируется, когда осевая сила, нагружающая карданный вал, меньше силы трения в шлицевом соединении, обусловленной величиной передаваемого момента. В этом случае можно считать, что масса моста жестко соединена с массой двигателя в продольном направлении. Суммарная масса $m + m_{\text{д}}$ совершает продольные колебания под действием сил, приложенных к ведущему мосту, и со стороны подвески двигателя.

Таким образом, в зависимости от соотношения величин осевой силы, нагружающей карданный вал, и силы трения в шлицевом соединении динамическая система может находиться в одном из двух состояний.

Уравнения движения масс системы получены при помощи уравнений Лагранжа II рода. Выражения для радиальной и тангенциальной деформаций условного колеса с учетом продольных колебаний поступательно движущихся масс и колебаний в трансмиссии приведены в работе [3].

После преобразований и приведения к форме, удобной для решения на АВМ, система уравнений для случая, когда вал и втулка совершают относительное движение, записывается в виде:

$$1) \ddot{z} = \frac{a^2 M_1}{A} R + \frac{M_1 + m}{A} P_p + \frac{a M_1}{A} F_T +$$

$$+ \frac{aM_1}{A} F_K \operatorname{sign} \Delta v - \frac{am}{A} F_{\text{пд}} ;$$

$$2) \ddot{\xi} = \frac{M_1 M + a^2 M_1 m + Mm}{mA} R - \frac{M(M_1 + m)}{mA} P_p - \\ - \frac{aMM_1}{mA} F_T - \frac{aMM_1}{mA} F_K \operatorname{sign} \Delta v + \frac{aM}{A} F_{\text{пд}} ;$$

$$3) \ddot{x}_1 = \frac{aM_1 M}{mA} R - \frac{aM_1 (M+m)}{mA} P_p - \\ - \frac{a^2 M_1 m + a^2 M_1 M + mM}{mA} F_T - \frac{M}{A} F_{\text{пд}} - \\ - \frac{a^2 M_1 m + a^2 M_1 M + mM}{mA} F_K \operatorname{sign} \Delta v ;$$

$$4) \ddot{x}_3 = \frac{1}{mg} F_{\text{пд}} + \frac{1}{mg} F_K \operatorname{sign} \Delta v ; \quad (1)$$

$$5) \ddot{\varphi}_1 = -\frac{1}{I_1} M_{12} ;$$

$$6) \ddot{\varphi}_M = \frac{1}{I_M (i_K + 1)} M_{12} + \frac{1}{I_M} M_{23} - \frac{1}{I_M} M_p - \\ - \frac{1}{I_M} F_K e \operatorname{sign} \Delta v - \frac{1}{I_M} m \Delta \rho \ddot{\xi} ;$$

$$7) \ddot{\varphi}_2 = \frac{1}{I_2} M_{12} - \frac{1}{I_2} M_{23} ;$$

$$8) \ddot{\varphi}_K = -\frac{1}{I_K} M_{23} + \frac{1}{I_K} r_D F_T .$$

$$M_{12} = C_{12} (\varphi_1 - \varphi_2 + \frac{\varphi_M}{i_K + 1}) + K_{12} (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2 + \frac{\dot{\varphi}_M}{i_K + 1}) ;$$

$$M_{23} = C_{23}(\varphi_2 - \varphi_M + \varphi_K) + K_{23}(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_M + \dot{\varphi}_K);$$

$$M_p = C_{pp} \varphi + M_{mp};$$

$$F_T = R_{ст} q'_S + R(q'_S + f) + T;$$

$$R = C_{ш} (q - \zeta - r_d \varphi_K q'_S + x_1 q'_S) + K_{ш} (\dot{q} - \dot{\zeta});$$

$$T = \frac{C_{ш}^T}{r_d} \left(\frac{x_1}{r_d} + q'_S - \varphi_K \right) + \frac{K_{ш}^T}{r_d} \left(\frac{\dot{x}_1}{r_d} - \dot{\varphi}_K \right);$$

$$P_p \cong C_p (\zeta - z) + K_p (\dot{\zeta} - \dot{z});$$

$$F_{пд} = C_{пд} (x_1 + az - a\zeta - x_3) + K_{пд} (\dot{x}_1 + a\dot{z} - a\dot{\zeta} - \dot{x}_3);$$

$$A = a^2 M_1 m + a^2 M_1 M + mM = MM_1;$$

$$F_K = \frac{2(M_{12} + \bar{M}_{12})}{i_o d_o} f_{ш},$$

где F_K - осевая сила трения в шлицевом соединении; Δv - относительная скорость движения деталей шлицевого соединения вдоль оси карданного вала; i_K - передаточное число колесного редуктора; i_o - передаточное число ведущего моста; e - плечо приложения силы F_K к ведущему мосту относительно оси полуосей; r_d - динамический радиус колеса; $M_{тр}$ - момент сухого трения при скручивании рессор в продольной вертикальной плоскости; q'_S - производная микропрофиля дороги по пути; M_{12} - средний момент на карданном валу автомобиля; $f_{ш}$ - коэффициент трения в шлицевом соединении; d_o - средний диаметр шлицевого соединения.

Для заблокированного состояния шлицевого соединения первые три уравнения системы (1) принимают вид

$$1) \ddot{z} = \frac{a^2 M_1 m \delta}{C} R + \frac{(M_1 + m \delta) m}{C} P_p + \\ + \frac{a M_1 m}{C} F_T - \frac{(M_1 + m \delta) m}{C} F_{пд};$$

$$2) \ddot{\xi} = \frac{M_1 M + a^2 M_1 m_{\delta} + M m_{\delta}}{C} R -$$

$$- \frac{(M_1 + m_{\delta}) M}{C} P_p + \frac{(M_1 + m_{\delta}) M}{C} F_{\text{пд}} -$$

$$- \frac{a M_1 M}{C} F_T ;$$

$$3) \ddot{x}_1 = \frac{a M M_1}{C} R - \frac{a M_1 (m + M)}{C} P_p -$$

$$- \frac{a^2 M_1 M + a^2 M_1 m + M m}{C} F_T + \frac{a M_1 (m + M)}{C} F_{\text{пд}} ,$$

где $m_{\delta} = m_d + m$; $C = M_1 M m + a^2 M_1 m_{\delta} m + M m m_{\delta} +$
 $+ a^2 M_1 M m_{\delta}$; $F_{\text{пд}} = C_{\text{пд}} a(z - \xi)$.

Уравнение 4) не записывается.

В правую часть уравнения 6) вместо силы F_K следует вводить осевую силу $F_{\text{ос}}$. Уравнения 5); 6); 7) не изменяются.

Осевая сила, нагружающая карданный вал при заблокированном шлицевом соединении, определяется из уравнения $F_{\text{ос}} = m_d \ddot{x}_1 + F_{\text{пд}}$.

Методика расчета отрабатывалась на АВМ МН-14. Переход из состояния, соответствующего заблокированному шлицевому соединению, в состояние с подвижным шлицевым соединением и обратно осуществляется при помощи реле (блоки ОПР) путем подключения соответствующих потенциометров на входы решающих усилителей.

В каждом конкретном случае целесообразно сопоставлять величины постоянных коэффициентов в правых частях уравнений при различных состояниях системы.

Расчеты показали, что для модели с параметрами автомобиля МАЗ-500А изменение величин ряда коэффициентов составляет 2 - 5% и им можно пренебречь. В третьем уравнении изменение коэффициентов можно учесть общим множителем.

Чтобы получить выражение для определения относительной скорости вала и втулки Δv , рассмотрим рис. 2. Выходной вал коробки передач EO_1 , карданный вал $O_1 O_2$ и вал ведущей

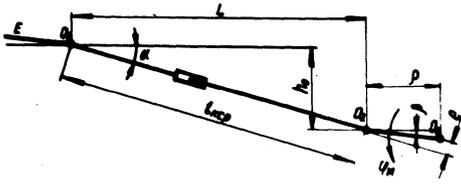


Рис. 2. Расчетная схема для определения относительной скорости движения шлицевого вала и втулки.

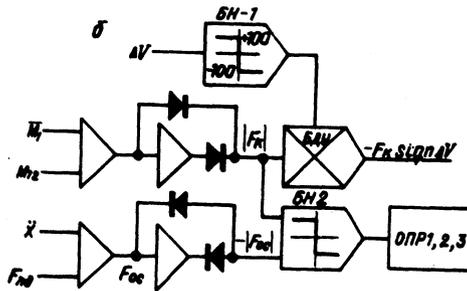
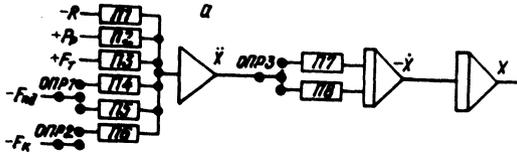


Рис. 3. Блок-схемы моделирования осевого нагружения наружного вала автомобиля:

а — блок-схема формирования параметров продольных колебаний; б — блок-схема определения осевой силы в шлицевом соединении карданного вала и управления блоками ОПР.

шестерни заднего моста $O_2 O_3$ показаны в статическом положении. Точки O_1 и O_2 (центры крестовин) и точка O_3 (центр полуосей) в процессе движения совершают вертикальные и продольные колебания. Кроме этого, точка O_2 вращается вокруг точки O_3 со скоростью $\dot{\varphi}$. Векторная сумма скоростей точек O_1 и O_2 на текущее направление оси карданного вала дает выражение для определения относительной скорости Δv

$$\Delta v = (\dot{x}_1 - \dot{x}_3) \cos \alpha_x + (\dot{z} - \dot{z}) \sin \alpha_x + \\ + \dot{\varphi}_M \rho \cos [90^\circ - \alpha_x + \beta + \varphi_M],$$

где α_x - текущий угол наклона оси карданного вала к горизонтальной плоскости; $\alpha_x = \arctg\left(\frac{h_0 + z - \zeta}{L}\right) - \frac{\rho \varphi_M}{l_{к ср}}$.

На рис. 3, а показана цепь формирования параметров продольных колебаний, а на рис. 3, б - цепь формирования сил $F_{ос}$, $F_K \text{ sign } \Delta v$ и управления работой блоков ОПР.

Л и т е р а т у р а

1. Выгонный А.Г. Уменьшение сил трения в шлицевом соединении карданной передачи. - "Автомобильная промышленность", 1966, № 1. 2. Щебров В.М., Ковальков А.Т., Автушко В.П. Испытания шлицевых соединений карданных передач. - В сб.: Автомобиле- и тракторостроение. Техническая эксплуатация и ремонт автомобилей. Минск, 1971. 3. Гришкевич А.И., Бусел Б.У. Влияние дорожных неровностей на нагруженность трансмиссии автомобиля. - "Автотракторостроение". Минск, 1975, вып. 7.

В.Г. Ревский, В.П. Беленков

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСЧЕТНОГО КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА В ТРАНСМИССИЯХ КАРЬЕРНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ-САМОСВАЛОВ НОМОГРАФИЧЕСКИМ СПОСОБОМ

Выполнение расчетов деталей трансмиссии на прочность, определение эксплуатационных показателей автомобиля связано с необходимостью установить оценку взаимосвязи между конструктивными параметрами и условиями движения автомобиля.

Для этой цели может быть использовано уравнение тягового баланса автомобиля [1, 2]. Но если пользоваться этим уравнением для нахождения 1) сопротивления нагруженности разнотипных трансмиссий автомобилей, работающих в определенных условиях; 2) величины расчетного крутящего момента на нескольких звеньях трансмиссии, а также 3) при анализе влияния