

проточных смазочных систем, способствующих повышению технического ресурса механизмов.

Список литературы

1. Ванцевич В.В. и др. Оценка напряженности деталей межколесных дифференциалов автопоездов // Весті АН БССР. Сер. фізика-тэхн. навук. 1988. № 3. 2. Ванцевич В.В. и др. Организация смазки дифференциалов современных большегрузных автомобилей. Деп. в ЦНИИТЭИавтопроме 30.07.87, № 1594-ап87.

УДК 629.113.012.83

С.С.ЖУРАВЛЕВ, канд. техн. наук
(Могилевский машиностроительный институт)

ДИНАМИКА ЗАВИСИМОЙ ГИДРОПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ПОДВЕСКИ АВТОМОБИЛЯ

Большинство математических моделей, применяемых для анализа динамики зависимых подвесок грузовых автомобилей, не учитывают специфику кинематики направляющего устройства, связывающего колеса с кузовом, а также ряд других особенностей автомобилей большой и особо большой грузоподъемности (высокое расположение центра поддрессоренных масс, значительное расстояние между сдвоенными шинами, возможность изменения направления действия упругих сил в подвеске вследствие поворота телескопических упругих элементов относительно балки моста и кузова и т.д.).

В данной работе сделана попытка разработать математическую модель, пригодную для одновременного или раздельного исследования как вертикальных, так и горизонтальных поперечных колебаний автомобиля с зависимой гидропневматической подвеской с учетом его особенностей и различных источников возмущений — от дорожных неровностей и от инерционных боковых сил, возникающих при криволинейном движении автомобиля. В такой подвеске (рис. 1) в качестве направляющего устройства применена поперечная штанга, шарнирно соединяющая поддрессоренные и неподдрессоренные массы и воспринимающая боковые инерционные нагрузки от кузова. Учет кинематики направляющего устройства подвески в математической модели позволяет анализировать кинематические параметры и динамические нагрузки на детали подвески. В данном случае при рассмотрении поперечных колебаний поддрессоренных масс относительно неподдрессоренных можно отказаться от введения понятия центра крена подвески.

Для получения математической модели использовано уравнение Лагранжа 2-го рода в виде

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial T}{\partial q_i} = Q_i, \quad (1)$$

где q_i и \dot{q}_i — соответственно обобщенные координаты и скорости; Q_i — обобщенные силы [1].

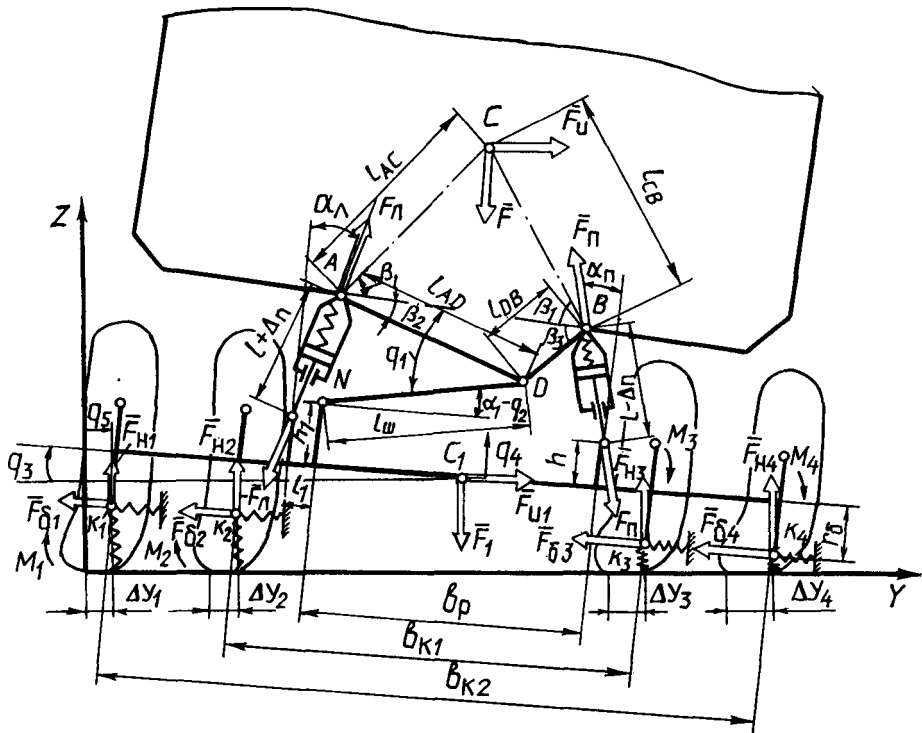


Рис. 1. Расчетная схема подвески автомобиля

В качестве обобщенных координат выбраны: q_1 — угол поворота поддрессоренной массы относительно реактивной штанги; q_2 — угол поворота реактивной штанги относительно балки моста; q_3 — угол поворота балки моста относительно опорной поверхности; q_4 — вертикальное перемещение центра неподдрессоренных масс; q_5 — поперечное перемещение балки моста в горизонтальной плоскости.

В соответствии с (1) получена система дифференциальных уравнений

$$\begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & \dots & a_{1j} \\ a_{21} & a_{22} & \dots & a_{2j} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ a_{i1} & a_{i2} & \dots & a_{ij} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{q}_1 \\ \ddot{q}_2 \\ \dots \\ \ddot{q}_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} b_1 \\ b_2 \\ \dots \\ b_i \end{bmatrix} \quad (2)$$

Выражения коэффициентов $a_{ij} = f(q_1, q_2, \dots, q_5, \dot{q}_1, \dot{q}_2, \dots, \dot{q}_5)$ и $b_i = f(Q_j, q_1, q_2, \dots, q_5, \dot{q}_1, \dot{q}_2, \dots, \dot{q}_5)$ из-за ограниченного объема статьи не приводятся.

Обобщенные силы для рассматриваемой схемы:

$$\begin{aligned}
Q_1 &= F(l_{AD} \cos \beta_{2\tau} - l_{AC} \cos \beta_{1\tau}) + F_{\text{н}}(l_{AD} \sin \beta_{2\tau} + l_{AC} \sin \beta_{2\tau}) + \\
&+ F_{\text{н}} l_{AD} (\sin a_{\text{н}} \sin \beta_{2\tau} + \cos a_{\text{н}} \cos \beta_{2\tau}) + F_{\text{н}} l_{BD} (\sin a_{\text{н}} \sin \beta_{3\tau} - \\
&- \cos a_{\text{н}} \cos \beta_{3\tau}); \\
Q_2 &= F(-l_{\text{ш}} \cos a_{1\tau} + l_{AD} \cos \beta_{2\tau} - l_{AC} \cos \beta_{1\tau}) + F_{\text{н}}(l_{\text{ш}} \sin a_{1\tau} + \\
&+ l_{AD} \sin \beta_{2\tau} + l_{AC} \sin \beta_{1\tau}) + F_{\text{н}} \sin a_{\text{н}} (l_{\text{ш}} \sin a_{1\tau} + l_{AD} \sin \beta_{2\tau}) + \\
&+ F_{\text{н}} \cos a_{\text{н}} (l_{AD} \cos \beta_{2\tau} - l_{\text{ш}} \cos a_{1\tau}) + F_{\text{н}} \sin a_{\text{н}} (l_{BD} \sin \beta_{3\tau} + \\
&+ l_{\text{ш}} \sin a_{1\tau}) - F_{\text{н}} \cos a_{\text{н}} (l_{BD} \cos \beta_{3\tau} + l_{\text{ш}} \cos a_{1\tau}); \\
Q_3 &= F_{\text{н}}(l_{AC} \sin \beta_{1\tau} + l_{AD} \sin \beta_{2\tau} + l_{\text{ш}} \sin a_{1\tau} + h_1 \cos q_3 + \\
&+ 0,5b_{\text{п}} \sin q_3) + F(l_{AC} \cos \beta_{1\tau} - l_{AD} \cos \beta_{2\tau} + l_{\text{ш}} \cos a_{1\tau} + \\
&+ h_1 \sin q_3 - 0,5b_{\text{п}} \cos q_3) + F_{\text{н}1}(0,5b_{\text{к}2} \cos q_3 + r_6 \sin q_3) + \\
&+ F_{\text{н}2}(0,5b_{\text{к}1} \cos q_3 + r_6 \sin q_3) - F_{\text{н}3}(0,5b_{\text{к}1} \cos q_3 - r_6 \sin q_3) - \\
&- F_{\text{н}4}(0,5b_{\text{к}2} \cos q_3 - r_6 \sin q_3) + F_{61}(r_6 \cos q_3 - 0,5b_{\text{к}2} \sin q_3) + \\
&+ F_{62}(r_6 \cos q_3 - 0,5b_{\text{к}1} \sin q_3) + F_{63}(r_6 \cos q_3 + 0,5b_{\text{к}1} \sin q_3) + \\
&+ F_{64}(r_6 \cos q_3 + 0,5b_{\text{к}2} \sin q_3) + \sum_{i=1}^4 M_i; \\
Q_4 &= F + F_1 - \sum_{i=1}^4 F_{\text{н}i}; \quad Q_5 = F_{\text{н}} + F_{\text{н}1} - \sum_{i=1}^4 F_{6i},
\end{aligned}$$

где $a_{1\tau} = a_1 - q_2 - q_3$; $\beta_{i\tau} = \beta_i - \sum_{j=1}^3 q_j + a_1$; a_1 — начальный угол между

штангой и балкой моста; r_6 — радиус обода колеса; $F, F_1, F_{\text{н}}, F_{\text{н}1}$ — соответственно силы тяжести и боковые силы, действующие на поддрессоренные и неподдрессоренные массы автомобиля; $\beta_1, \beta_2, \beta_3, l_{AD}, l_{AC}, l_{BD}$ — постоянные геометрические параметры поддрессоренных масс; $F_{\text{н}i}, F_{6i}$ — нормальные и боковые реакции в точке контакта шин с дорогой; M_i — момент, действующий на i -е колесо при переносе нормальных и боковых сил из точки контакта шин с дорогой в нижнюю точку обода; $b_{\text{к}1}, b_{\text{к}2}$ — колея внутренних и наружных колес; $b_{\text{п}}$ — рессорная колея; $a_{\text{л}}, a_{\text{п}}$ — угол установки соответственно левого и правого упругого элемента; $F_{\text{л}}, F_{\text{п}}$ — сила, действующая вдоль оси соответственно левого и правого гидропневматического упругого элемента.

Упругая и демпфирующая сила в упругом элементе подвески с противодействием определяется выражением

$$F_{\text{л}(\text{п})} = \frac{F}{2 \cos a_0 (1-k)} \left(\left(\frac{h_0}{h_0 + \Delta_{\text{л}(\text{п})}} \right)^{\kappa} - k \left(\frac{\mu h_0}{\mu h_0 - \Delta_{\text{л}(\text{п})}} \right)^{\kappa} \right) -$$

$$-k_a \dot{\Delta}_{л(n)} - F_{тр}'$$

где a_0 — начальный угол наклона гидропневматических элементов в поперечной плоскости; k — коэффициент противодействия; μ — соотношение высот приведенных столбов газа в полости противодействия и в рабочей полости; h_0 — приведенная высота столба газа в рабочей полости; k_a — коэффициент сопротивления амортизатора; $\Delta_{л(n)}$ — ход штока гидропневматического упругого элемента относительно цилиндра для левой (правой) стороны автомобиля; $\dot{\Delta}_{л(n)}$ — скорость относительного перемещения штока и цилиндра упругого элемента подвески; κ — показатель политропы; $F_{тр}$ — сила сухого трения в одном упругом элементе.

Нормальные реакции дороги, действующие на i -е колесо:

$$F_{ни} = c_{ш} (\Delta_{ш0} - q_4 \pm b_{kj} \sin q_3 - r_6 (1 - \cos q_3) + h_{qi}) - k_{ш} \dot{\Delta}_{шi}, \quad (3)$$

где $c_{ш}$ — нормальная жесткость одной шины; $\Delta_{ш0}$ — статический прогиб шины; h_{qi} — высота неровности дороги под i -м колесом; $k_{ш}$ — коэффициент демпфирования шины; $\dot{\Delta}_{шi}$ — скорость радиальной деформации i -й шины.

В выражении (3) при $i = 1$ и $i = 4$ необходимо принимать $j = 1$, а при $i = 2$ и $i = 3 - j = 2$. Знак плюс перед третьим слагаемым в скобках принимают для правых колес, минус — для левых. Распределение боковых сил в зоне контакта колеса с дорогой считается равномерным и пропорциональным боковой деформации шины. Боковая реакция под i -й шиной

$$F_{6i} = c_{ш.б} q_5 - k_{ш.б} \dot{q}_5,$$

где $c_{ш.б}$, $k_{ш.б}$ — боковая жесткость и коэффициент демпфирования шины.

Предлагаемая математическая модель позволяет исследовать следующие режимы движения автомобиля: круговое установившееся движение по гладкой горизонтальной поверхности (вход в поворот, обгон и др.); прямолинейное движение по дороге с любым микропрофилем; криволинейное неустановившееся движение по дороге с любым микропрофилем.

Решение системы дифференциальных уравнений (2) найдено методом

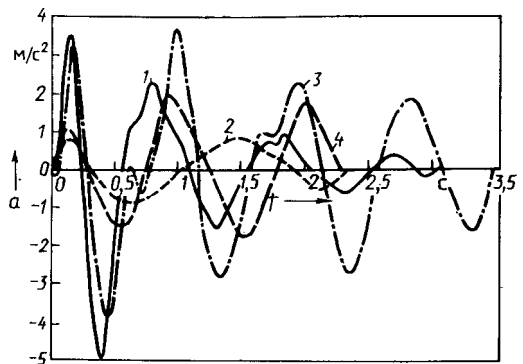


Рис. 2. Вертикальные (1, 2) и горизонтальные поперечные (3, 4) ускорения поддресоренных масс: 1, 3 — грузеный автомобиль; 2, 4 — снаряженный

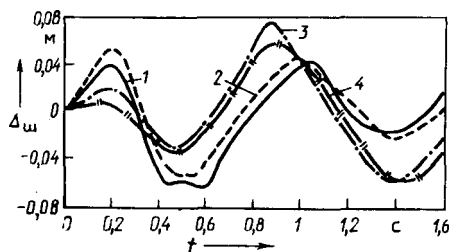


Рис. 3. Радиальная деформация шин:
 1 ← левой наружной; 2 ← левой внутренней;
 3 ← правой наружной; 4 ← правой внутренней

Рунге—Кутта при шаге интегрирования 0,005 с, причем на каждом шаге для вычисления старших производных решали системы линейных алгебраических уравнений, по форме совпадающие с (2).

Результаты моделирования проезда автомобилем единичного косинусоидального препятствия длиной 5 м и высотой 0,1 м со скоростью 11,11 м/с (40 км/ч) представлены на рис.2 и 3. Исходные данные: высота центра масс поддресоренных масс над опорной поверхностью $h = 4,2$ м; поддресоренная масса 187 500 кг, неподдресоренная — 46 000 кг; момент инерции поддресоренных масс $220\,000$ кг·м², неподдресоренных — $180\,000$ кг·м²; $F_{и} = 0$; $F_{и1} = 0$; $l_{ш} = 1,22$ м; $h_1 = 1,21$ м; $r_6 = 1$ м; $l_1 = 0,756$ м; $h = 1,056$ м; $l = 1,01$ м; $b_p = 2,5$ м; $b_{к1} = 4,3$ м; $b_{к2} = 6,9$ м; $h_0 = 0,07$ м; $a_0 = 0$; $a_1 = -0,04$ рад; $c_{ш} = 3516 \cdot 10^3$ Н/м; $k_{ш} = 15\,230$ Н·с/м; $c_{ш.б} = 18 \cdot 10^5$ Н/м; $k_{ш.б} = 6000$ Н·с/м; $k_a = 2,25 \cdot 10^5$ Н·с/м; $k = 0,1$; $\mu = 1$; $\kappa = 1$; $F_{тр} = 3000$ Н.

Вертикальные ускорения поддресоренных масс в точке крепления упругого элемента к лонжерону рамы снаряженного автомобиля, направленные вверх, достигают $0,35g$, а направленные вниз, — $0,5g$. Для груженого автомобиля значения этих величин составляют примерно $0,38g$, т.е. незначительно отличаются от указанных выше. Горизонтальные поперечные ускорения центра поддресоренных масс снаряженного автомобиля составляют $(0,15... 0,18)g$, груженого — $(0,08... 0,1)g$, т.е. 25–30 % от вертикальных ускорений.

Частоты собственных колебаний поддресоренных масс груженого автомобиля около 1 Гц, снаряженного — 1,1–1,2 Гц, т.е. практически одинаковы, что объясняется принятым соотношением жесткостей подвески и шин.

Максимальная деформация шин относительно начального (статического) деформированного их состояния составляет 0,04–0,06 м. При наезде левой шины на препятствие происходит незначительное сжатие правых шин, т.е. имеет место перераспределение нагрузки на шины.

Предлагаемая математическая модель может использоваться как составная часть моделей более высокого уровня, позволяющих на основе пространственной расчетной схемы моделировать динамику автомобиля с подвесками других конструкций.

Список литературы

1. Яблонский А.А. Курс теоретической механики. Ч. 2. Динамика. М., 1977.