

УДК 629.3.017.5

АНАЛИТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ПОДВЕСКИ НА ТОРМОЗНЫЕ СВОЙСТВА АВТОМОБИЛЯ

Д. А. Тихов-Тинников, к. т. н. / Восточно-Сибирский государственный университет технологий и управления

В процессе торможения или разгона, а также под действием дорожных неровностей кузов автомобиля совершает как продольные, так и угловые колебания. Конструктивные особенности подвесок, а также их техническое состояние влияют как на амплитуду, так и на частоту этих колебаний, изменяя показатели процесса торможения автомобиля, а следовательно и на безопасность его движения [1, 2, 3]. Для аналитического исследования влияния технического состояния подвески автомобиля на его тормозные свойства была создана математическая модель.

На первом этапе была составлена расчётная схема процесса торможения автомобиля и сделано математическое описание колебательной системы в координатах XOZ (рис. 1). Уравнение для расчёта движения автомобиля вдоль оси OX, решённое относительно старшей производной, представлено в виде

$$\frac{d^2x}{dt^2} = \frac{2(R_{x1} + R_{x2})}{M_a}, \quad [\text{м/с}^2].$$

Интегрируя выражение (1) численным методом Эйлера, найдём скорость автомобиля вдоль оси OX:

$$\left(\frac{dx}{dt}\right)_i = \left(\frac{dx}{dt}\right)_{i-1} + \frac{d^2x}{dt^2} \cdot dt, \quad [\text{м/с}],$$

а также перемещение автомобиля вдоль оси OX:

$$x_i = x_{i-1} + \frac{dx}{dt} \cdot dt, \quad [\text{м}],$$

где R_{x1} — продольная реакция опорной поверхности на колесо передней оси, Н; R_{x2} — продольная реакция опорной поверхности на колесо задней оси, Н; $(d_x/d_t)_{i-1}$ — скорость автомобиля на предыдущем шаге интегрирования, м/с; x_{i-1} — путь, пройденный автомобилем на предыдущем шаге интегрирования, м.

Сделаем допущение, что центр масс автомобиля совпадает с осью OZ. Тогда уравнение для расчёта перемещений поддресоренной массы автомобиля вдоль оси OZ, решённое относительно старшей производной, запишется в виде

$$\frac{d^2z}{dt^2} = \frac{2(R_{z1} + R_{z2}) - G_a}{M_a}, \quad [\text{м/с}^2].$$

Интегрируя выражение (4) численным методом Эйлера, найдём скорость перемещения центра масс автомобиля вдоль оси OZ:

$$\left(\frac{dz}{dt}\right)_i = \left(\frac{dz}{dt}\right)_{i-1} + \frac{d^2z}{dt^2} \cdot dt, \quad [\text{м/с}],$$

а также перемещение центра масс автомобиля вдоль оси OZ:

$$z_i = z_{i-1} + \frac{dz}{dt} \cdot dt, \quad [\text{м/с}],$$

где R_{z1} — нормальная реакция опорной поверхности на колесо передней оси, Н; R_{z2} — нормальная реакция опорной поверхности на колесо задней оси, Н; $(d_z/d_t)_{i-1}$ — скорость перемещения центра масс автомобиля вдоль оси OZ на предыдущем шаге интегрирования, м/с; z_{i-1} — перемещение центра масс автомобиля в вертикальной плоскости на предыдущем шаге интегрирования, м.

Составлено уравнение для расчёта углов деферента поддресоренной массы автомобиля относительно оси OY, которое решено относительно старшей производной:

$$\frac{d^2\alpha}{dt^2} = \frac{2(R_{z1} \cdot \cos(\alpha) \cdot a - R_{z2} \cdot \cos(\alpha) \cdot b + R_{x1} \cdot (h_u + z) + R_{x2} \cdot (h_u + z))}{I_y}, \quad [\text{рад/с}^2].$$

Интегрируя выражение (7) численным методом Эйлера, найдём скорость углового перемещения поддресоренной массы автомобиля относительно оси OY:

$$\left(\frac{d\alpha}{dt}\right)_i = \left(\frac{d\alpha}{dt}\right)_{i-1} + \left(\frac{d^2\alpha}{dt^2}\right) \cdot dt, \quad [\text{рад/с}],$$

а также угол деферента α автомобиля относительно оси OZ:

$$\alpha_i = \alpha_{i-1} + \frac{d\alpha}{dt} \cdot dt, \quad [\text{рад}],$$

где $(d_\alpha/d_t)_{i-1}$ — скорость деферента на предыдущем шаге интегрирования, град/с; α_{i-1} — угол деферента на предыдущем шаге интегрирования, град.

Скорости перемещения точек 1 и 2 поддресоренной массы автомобиля в направлении оси OZ рассчитываем как

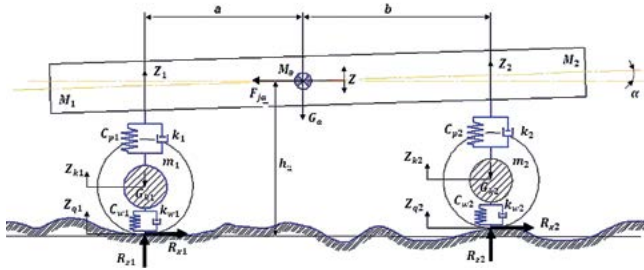


Рисунок 1. Расчётная схема процесса торможения автомобиля

$$\frac{dz_1}{dt} = -\frac{da}{dt} \cdot a - \frac{dz}{dt}, \text{ [м/с]},$$

$$\frac{dz_2}{dt} = \frac{da}{dt} \cdot b - \frac{dz}{dt}, \text{ [м/с]}.$$

Прогиб передних и задних упругих элементов подвески определяем как

$$z_{1i} = z_{1i-1} + \frac{dz_1}{dt} \cdot dt, \text{ [м]},$$

$$z_{2i} = z_{2i-1} + \frac{dz_2}{dt} \cdot dt, \text{ [м]},$$

где z_{1i} — перемещение точки 1 на предыдущем шаге интегрирования, м; z_{2i-1} — перемещение точки 2 на предыдущем шаге интегрирования, м.

Далее были составлены уравнения для расчёта нормальных реакций в передней и задней подвесках автомобиля, действующих вдоль оси OZ.

Уравнение для расчёта реакции подвески передней оси представлено как

$$Rp_1 = (C_{p1} \cdot z_1) + \left(K_1 \cdot \frac{dz_1}{dt} \right), \text{ [Н]},$$

уравнение для расчёта реакции подвески задней оси представлено как

$$Rp_2 = (C_{p2} \cdot z_2) + \left(K_2 \cdot \frac{dz_2}{dt} \right), \text{ [Н]}, \quad (15)$$

уравнение для расчёта реакции подвески от колёс передней оси:

$$Rp_{w1} = (C_{w1} \cdot z_{k1}) + \left(K_1 \cdot \frac{dz_{k1}}{dt} \right), \text{ [Н]},$$

уравнение для расчёта реакции подвески от колёс задней оси:

$$Rp_{w2} = (C_{w2} \cdot z_2) + \left(K_2 \cdot \frac{dz_2}{dt} \right), \text{ [Н]},$$

уравнение для расчёта реакции на колёсах передней оси:

$$RW_1 = (C_{w1} \cdot z_{k1}) + \left(K_{w1} \cdot \frac{dz_{k1}}{dt} \right), \text{ [Н]},$$

уравнение для расчёта реакции на колёсах задней оси:

$$RW_2 = (C_{w2} \cdot z_{k2}) + \left(K_{w2} \cdot \frac{dz_{k2}}{dt} \right), \text{ [Н]},$$

уравнение для расчёта реакции передних колёс на действие неровности дороги:

$$RW_{q1} = (C_{w1} \cdot z_{q1}) + \left(K_{w1} \cdot \frac{dz_{q1}}{dt} \right), \text{ [Н]},$$

уравнение для расчёта реакции задних колёс на действие неровности дороги:

$$RW_{q2} = (C_{w2} \cdot z_{q2}) + \left(K_{w2} \cdot \frac{dz_{q2}}{dt} \right), \text{ [Н]},$$

где K_1 и K_2 — коэффициенты демпфирования подвески передней и задней осей соответственно, Н/с; C_{p1} и C_{p2} — жёсткости подвески передней и задней осей соответственно, Н·м; K_{w1} и K_{w2} — коэффициенты демпфирования шин передних и задних колёс соответственно, Н/с; C_{w1} и C_{w2} — жёсткости шин передних и задних колёс соответственно, Н·м.

Уравнения нормальных реакций дороги на передних и задних колёсах записаны в виде

$$R_{z1} = Rp_1 + Rp_{w1} + RW_1 - RW_{q1}, \text{ [Н]}, \quad (22)$$

$$R_{z2} = Rp_2 + Rp_{w2} + RW_2 - RW_{q2}, \text{ [Н]}. \quad (23)$$

Уравнения продольных реакций дороги на передних и задних колёсах записаны в виде [2]

$$R_{x1} = R_{z1} \cdot \varphi_{max} \cdot f(s)_1, \text{ [Н]},$$

$$R_{x2} = R_{z2} \cdot \varphi_{max} \cdot f(s)_2, \text{ [Н]},$$

где φ_{max} — коэффициент сцепления шин с дорогой; $f(s)_1$ и $f(s)_2$ — нормированные характеристики сцепления шин с дорогой [2].

На первом этапе для проверки математической модели неровности дороги задавались синусоидами в виде наложенных высокочастотных колебаний на низкочастотные.

Круговая частота низкочастотных колебаний задавалась в виде

$$w_{qq} = 2 \cdot \pi \cdot f, \text{ [1/с]}.$$

При этом фаза низкочастотных колебаний определялась как

$$\varphi = w_{qq} \cdot t + \varphi_0, \text{ [рад]}.$$

Круговая частота высокочастотных колебаний задавалась в виде

$$w_{qq1} = 2 \cdot \pi \cdot f_1, \text{ [1/с]}.$$

При этом фаза высокочастотных колебаний определялась как

$$\varphi_1 = w_{qq1} \cdot t, \text{ [рад]}.$$

где φ_0 — угол начальной фазы колебаний, рад.; f — частота низкочастотных колебаний, Гц; f_1 — частота высокочастотных колебаний, Гц.

Ординаты неровностей дороги под передней и задней осями автомобиля заданы уравнениями вида:

$$z_{q11} = Y_{m1} \cdot \sin(\varphi_1), \text{ [м]},$$

$$z_{q1} = Y_m \cdot \sin(\varphi) + z_{q11}, \text{ [м]},$$

$$z_{q2} = Y_m \cdot \sin(\varphi) + z_{q11}, \text{ [м]},$$

где Y_m — частота колебаний, Гц.

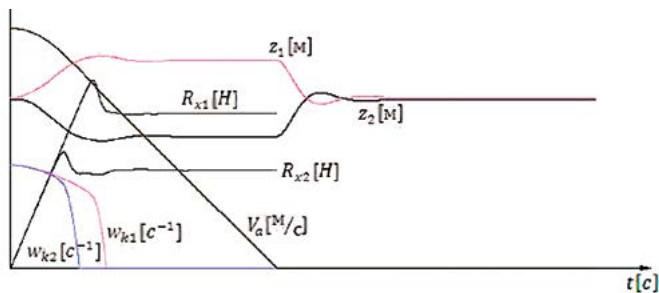


Рисунок 2. График процесса торможения автомобиля на абсолютно ровной дороге

Ускорение изменения ординаты неровностей дороги под передней и задней осями автомобиля определялись дифференциальными уравнениями вида [4, 5]:

$$\frac{d^2 z_{q1}}{dt^2} = \frac{d^2 z_{q1}}{dt^2} + w_{qq}^2 \cdot z_{q1}, \quad [\text{м/с}^2],$$

$$\frac{d^2 z_{q2}}{dt^2} = \frac{d^2 z_{q2}}{dt^2} + w_{qq}^2 \cdot z_{q2}, \quad [\text{м/с}^2].$$

Скорость изменения ординаты неровностей дороги под передней и задней осями автомобиля:

$$\frac{dz_{q1}}{dt} = -\frac{dz_{q1}}{dt} - \frac{d^2 z_{q1}}{dt^2} \cdot dt, \quad [\text{м/с}],$$

$$\frac{dz_{q2}}{dt} = -\frac{dz_{q2}}{dt} - \frac{d^2 z_{q2}}{dt^2} \cdot dt, \quad [\text{м/с}].$$

Усилия на колесах передней и задней осей рассчитывались как

$$G_{k1} = R_{p1} + R_{pw1}, \quad [\text{Н}],$$

$$G_{k2} = R_{p2} + R_{pw2}, \quad [\text{Н}],$$

где R_{p1} — реакция подвески передней оси, Н; R_{p2} — реакция подвески задней оси, Н; R_{pw1} — реакция подвески на колеса передней оси, Н; R_{pw2} — реакция подвески на колеса задней оси, Н.

Ускорение изменения прогиба шин колес передней и задней осей определялось по формулам

$$\frac{d^2 z_{k1}}{dt^2} = \frac{2(R_{z1} + G_{k1})}{M_1}, \quad [\text{м/с}^2].$$

Скорость изменения прогиба шин колес передней и задней осей:

$$\frac{dz_{k1}}{dt} = -\frac{dz_{k1}}{dt} - \frac{d^2 z_{k1}}{dt^2} \cdot dt, \quad [\text{м/с}],$$

$$\frac{dz_{k2}}{dt} = -\frac{dz_{k2}}{dt} - \frac{d^2 z_{k2}}{dt^2} \cdot dt, \quad [\text{м/с}].$$

Прогиб шин колес передней и задней осей рассчитывался по формулам

$$z_{k1} = z_{k1} + \frac{dz_{k1}}{dt} \cdot dt, \quad [\text{м}],$$

$$z_{k2} = z_{k2} + \frac{dz_{k2}}{dt} \cdot dt, \quad [\text{м}].$$

Уравнение для расчёта проскальзывания колес относительно опорной поверхности дороги записано в виде

$$S = 1 - \frac{\omega_k \cdot r_{ko}}{V},$$

где V — продольная скорость движения автомобиля.

Нормированная функция сцепления шин с дорогой записана в виде [2]

$$f(S) = \sin(a \cdot \arctg(b \cdot S)).$$

Уравнение динамики процесса торможения колес автомобиля записано как

$$\frac{d\omega_k}{dt} = \frac{M_t - R_x \cdot r_{ko}}{I_k}, \quad [\text{с}^{-2}],$$

где I_k — момент инерции колеса, Н·м.

Угловая скорость передних колес автомобиля определялась в ходе численного интегрирования уравнения (47) методом Эйлера [2]:

$$\omega_{k2} = \omega_{k2-1} - \frac{d\omega_{k2}}{dt} \cdot dt, \quad [\text{с}^{-1}],$$

а угловая скорость задних колес автомобиля определялась как

$$\omega_{k2} = \omega_{k2-1} - \frac{d\omega_{k2}}{dt} \cdot dt, \quad [\text{с}^{-1}],$$

где ω_{k1-1} и ω_{k2-1} — соответственно угловые скорости вращения передних и задних колес на предыдущем шаге интегрирования.

Тормозной момент задавался линейной функцией вида [2]

$$M_{T1} = M_{T1-1} + K_T \cdot dt, \quad [\text{Н} \cdot \text{м}],$$

где K_T — темп нарастания тормозного момента, Н·м.

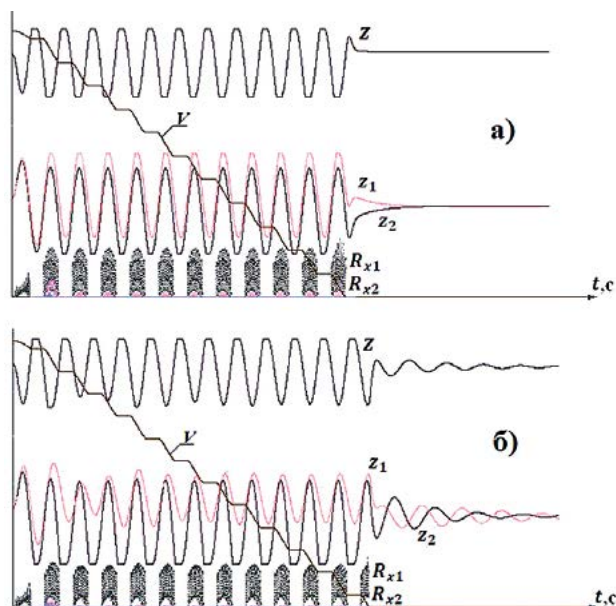


Рисунок 3. Графики процесса торможения автомобиля на неровной дороге: а) при хорошем и б) при плохом техническом состоянии амортизаторов

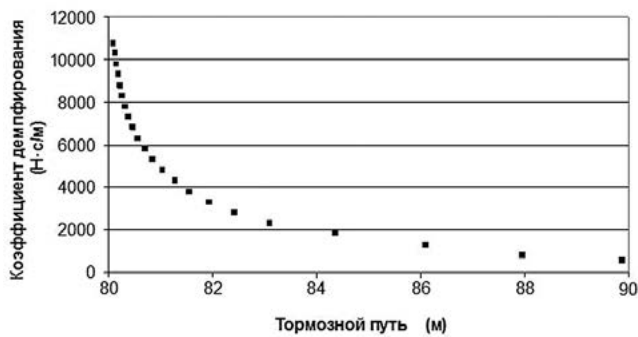


Рисунок 4. Зависимость тормозного пути от технического состояния амортизаторов

На основе разработанной математической модели были проведены предварительные расчёты с целью аналитического исследования влияния характеристик подвески на тормозные свойства автомобиля. В качестве исходных данных в модели приняты:

- масса автомобиля — 1 650 кг;
- начальная скорость торможения автомобиля — 30 м/с;
- коэффициент сцепления шин с дорогой — 0,8;
- коэффициент демпфирования амортизаторов на сжатие — 7 500 Н·с/м;
- коэффициент демпфирования амортизаторов на отбой — 10 400 Н·с/м;
- жёсткость передней подвески — 24 000 Н·м;
- жёсткость задней подвески — 24 000 Н·м;
- коэффициент демпфирования шин — 15 000 Н·с/м;
- жёсткость шин — 250 000 Н·м;
- частоты колебаний неровностей дороги — 1 Гц и 15 Гц;
- амплитуда низкочастотных колебаний неровностей дороги — 0,05 м;
- амплитуда высокочастотных колебаний неровностей дороги — 0,007 м;
- коэффициент жёсткости проскальзывания шин — 21;
- снижение коэффициента сцепления при блоке колёс — 0,8;
- высота центра масс автомобиля — 0,9 м;
- расстояние от центра передней оси до проекции центра масс на опорную поверхность дороги — 1,2 м;
- расстояние от центра задней оси до проекции центра масс на опорную поверхность дороги — 1,4 м.

В качестве примера на рис. 2 показан расчёт процесса торможения автомобиля на горизонтальной и абсолютно ровной дороге.

На рис. 3 показаны результаты расчёта процесса торможения автомобиля на неровной дороге.

На рис. 3а показан результат расчёта процесса торможения автомобиля при технически

исправных амортизаторах. Здесь величина коэффициентов демпфирования амортизаторов на сжатие — 7 500 Н·с/м, на отбой — 10 400 Н·с/м.

На рис. 3б показан результат расчёта процесса торможения автомобиля при технически неисправных амортизаторах. Здесь величина коэффициентов демпфирования амортизаторов на сжатие — 500 Н·с/м, на отбой — 400 Н·с/м. Даже самый первый взгляд на рис. 3а и 3б позволяет установить, что у автомобиля с исправными амортизаторами величина тормозного пути меньше.

Разработанная модель позволяет анализировать характеристики процесса торможения автомобиля на неровной дороге при изменении технического состояния амортизаторов. Далее, в процессе расчётов, техническое состояние амортизаторов варьировалось посредством изменения их коэффициентов демпфирования от 10 500 до 400 Н·с/м. При этом измерялась величина тормозного пути в метрах. По итогам расчётов выявлена зависимость величины тормозного пути от технического состояния амортизаторов. График зависимости представлен на рис. 4.

Как показывают результаты аналитического исследования (рис. 4), чем хуже техническое состояние амортизаторов, тем больше величина тормозного пути автомобиля.

Дальнейшее исследование влияния технического состояния подвески на безопасность автомобилей целесообразно вести в направлении анализа технического состояния подвески на показатели их управляемости и устойчивости в условиях эксплуатации. Для этого разработанную двухмерную математическую модель необходимо доработать для обеспечения возможности выполнения расчётов в трёхмерном пространстве.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Енаев А. А. Основы теории колебаний автомобиля при торможении и её приложения. — М.: Машиностроение, 2002. — 341 с.
2. Федотов А. И. Диагностика автомобиля. — Иркутск: ИргТУ, 2012. — 468 с.
3. Федотов А. И., Нгуен В. Н. Математическая модель процесса изменения нормальной реакции колеса диагностируемой оси автомобиля на вибростендах // Вестник Иркутского государственного технического университета, 2012. — Т. 68. — № 9. — С. 163–168.
4. Федотов А. И., Доморозов А. Н., Нгуен Н. В. Математическая модель процесса изменения нормальной реакции колеса диагностируемой оси автомобиля на вибростендах // Вестник Сибирской государственной автомобильно-дорожной академии, 2012. — Вып. 25. — С. 35–41.
5. Федотов А. И. Повышение эффективности работы антиблокировочных систем при колебаниях нормальной нагрузки на колёсах автомобиля: дис. ... канд. тех. наук. — М.: МАМИ, 1986. — 184 с.