

АНАЛИЗ УСТОЙЧИВОСТИ АВТОМОБИЛЯ В РЕЖИМЕ ЭКСТРЕННОГО ТОРМОЖЕНИЯ НА НЕРОВНОЙ ДОРОГЕ

Рассматривается устойчивость автомобиля при движении по неровной дороге в режиме торможения. Предлагаемая математическая модель позволяет оценивать амплитуду колебаний неподрессоренных масс автомобиля в зависимости от конструктивных и эксплуатационных факторов.

Ключевые слова: устойчивость, торможение, неровная дорога, поддрессоренная масса, математическая модель, безопасность движения.

Современная теория движения колёсных транспортных средств предусматривает оценку их устойчивости при движении по ровной дороге, они составляют небольшую часть общей сети дорог Российской Федерации. Из экспериментальных исследований и эксплуатации автомобилей известно, что устойчивость при торможении на неровной дороге резко снижается вследствие значительных колебаний поддрессоренной и неподрессоренной масс.

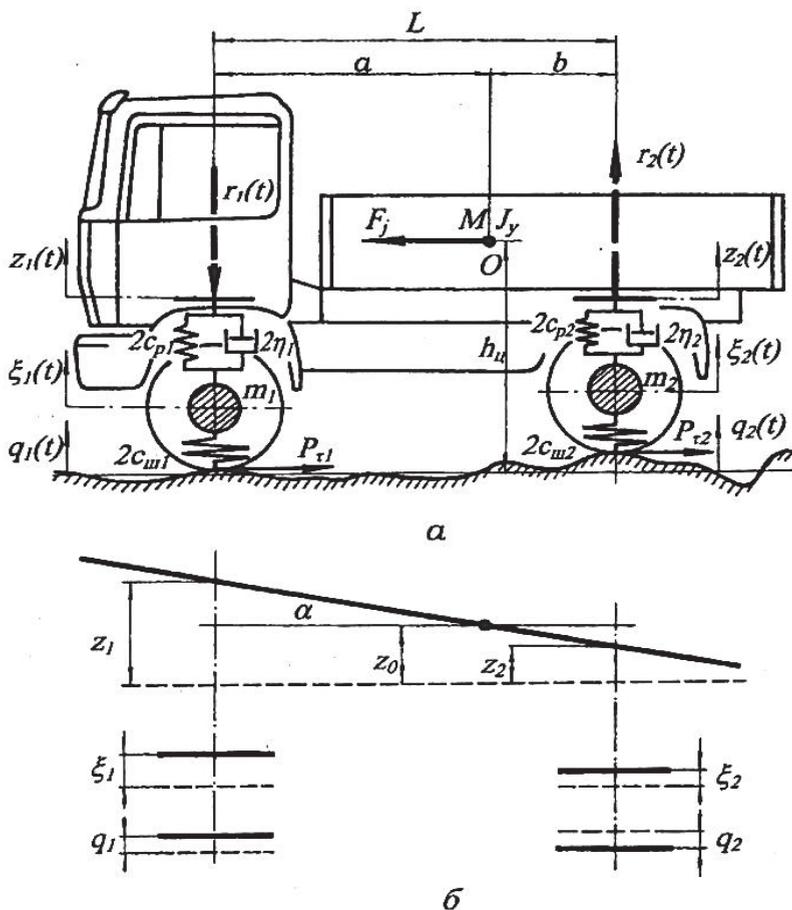
Среди основных эксплуатационных свойств автомобиля, безопасность движения, выражаемая характеристиками колебательных процессов и вибрации его масс, занимает особое место. Это объясняется влиянием колебаний кузова и колёс, возникающих при движении по неровностям дороги, почти на все эксплуатационно-технические характеристики автомобиля.

Для анализа тормозных свойств автомобиля в режиме торможения, и удобства расчётов используется математическая модель автомобиля, которая включает себя схему колебательной системы автомобиля, эквивалентную автомобилю при торможении (рисунок 1).

При составлении этой схемы сохранены общепринятые в теории плавности хода и поддрессоривания изображения и обозначения:

M — поддрессоренная масса автомобиля; J_y — момент инерции поддрессоренной массы автомобиля относительно центральной поперечной оси O ; $m_{1,2}$ — передние и задние неподрессоренные массы; $c_{p1,2}$ — коэффициенты нормальной жёсткости рессор передней и задней подвесок; $\eta_{1,2}$ — коэффициенты неупругого сопротивления передней и задней подвесок; $c_{ul1,2}$ — коэффициенты нормальной жёсткости шин; $q_{1,2}(t)$ — текущие во времени значения ординат микропрофиля поверхности дороги в контакте передних и задних колёс; $\zeta_{1,2}(t)$ — текущие во времени вертикальные смещения передних и задних неподрессоренных масс; $z_{1,2}(t)$ — текущие значения вертикальных перемещений поддрессоренной массы над передней и задней подвесками; z_0 — текущие значения вертикального смещения центра тяжести поддрессоренной массы, обозначенного точкой O ; α — текущее значение углового перемещения поддрессоренной массы вокруг центра тяжести; $P\tau_{1,2}$ — тормозные силы, приложенные в контакте передних и задних колёс; F_J — инерционная сила полной массы автомобиля при торможении; $r_{1,2}$ — пара сил, эквивалентная моменту тормозных

сил и инерционной силы; L — база автомобиля; a, b — расстояние от центра тяжести до вертикальных плоскостей размещения передней и задней неподдресоренных масс; h_u — высота центра тяжести автомобиля над средне линией опорной поверхности дороги.



а — основные параметры и координаты; б — соотношение координат для произвольного момента времени (штриховые линии — положение равновесия)

Рис. 1. Схема колебательной системы, эквивалентной автомобилю при торможении

Индексами 1, 2 отмечена принадлежность параметров соответственно к передней и задней подвескам. Координаты положения масс автомобиля в вертикальной плоскости отсчитываются в функции времени t от положения статического равновесия. При этом приращения высоты центра тяжести от h_u над средней линией микропрофиля поверхности дороги считаются пренебрежимо малыми по сравнению с его значением в положении статического равновесия. Далее для упрощения записи координаты смещения $z(t), \zeta(t), q(t)$ записываются

без указания на то, что они являются функциями времени t , но это постоянно имеется в виду.

Распределения подрессоренных масс и координат центра тяжести, которые приняты при разработке системы, колебания по координатам $z_{1,2}$ описываются следующими двумя дифференциальными уравнениями:

$$\begin{cases} M_1 \cdot \ddot{z}_1 + \dot{\eta}_1(\dot{z}_1 - \dot{q}_1) + c_1(z_1 - q_1) = \\ = -\frac{h_{II}}{L} \varphi[M \cdot g \cdot \delta_0(t) + c_1(z_1 - q_1) + \dot{\eta}_1(\dot{z}_1 - \dot{q}_1) + c_2(z_2 - q_2) + \dot{\eta}_1(\dot{z}_2 - \dot{q}_2)]; \\ M_2 \cdot \ddot{z}_2 + \dot{\eta}_2(\dot{z}_2 - \dot{q}_2) + c_2(z_2 - q_2) = \\ = \frac{h_{II}}{L} \varphi[M \cdot g \cdot \delta_0(t) + c_1(z_1 - q_1) + \dot{\eta}_1(\dot{z}_1 - \dot{q}_1) + c_2(z_2 - q_2) + \dot{\eta}_1(\dot{z}_2 - \dot{q}_2)]. \end{cases} \quad (1)$$

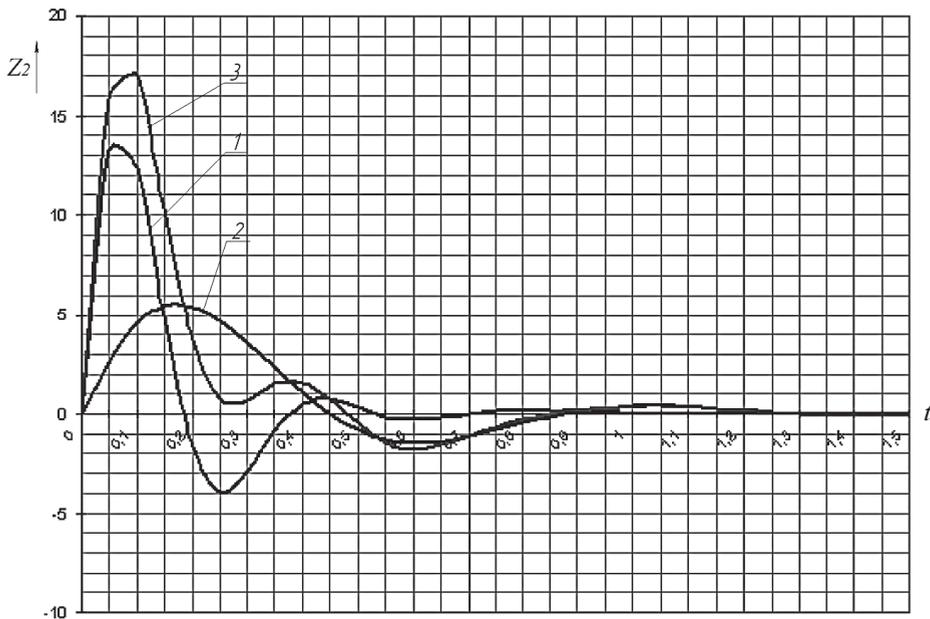
При анализе математической модели использовались параметры легкового автомобиля среднего класса типа ГАЗ-3110 (таблица 1).

Таблица 1

Исходные данные для расчёта

Расстояние от центра масс автомобиля до передней оси автомобиля, мм	1500
Расстояние от центра масс автомобиля до задней оси автомобиля, мм	1400
База автомобиля, мм	2900
Коэффициенты нормальной жёсткости рессор передней подвески, кН/м	100000
Коэффициенты нормальной жёсткости передних шин, кН/м	200000
Коэффициенты нормальной жёсткости рессор задней подвески, кН/м	100000
Коэффициенты нормальной жёсткости задних шин, кН/м	200000
Высота центра масс автомобиля, мм	750
Коэффициент сцепления автомобиля с дорогой	0,7
Подрессоренная масса автомобиля, кг	1700

Решив систему уравнений, получаем кривую зависимости перемещения задних подрессоренных масс во времени при наезде на импульсную неровность во время торможения (рисунок 2).



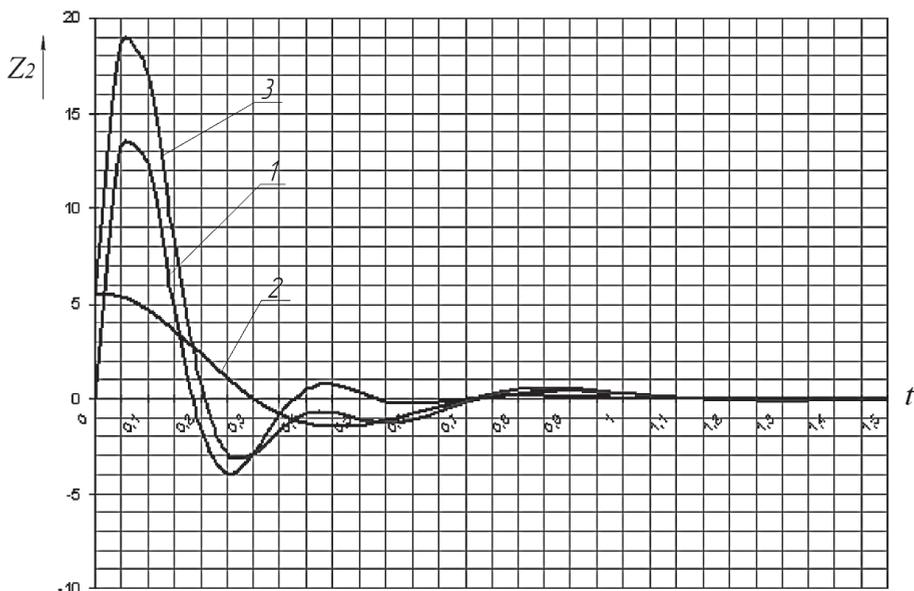
1 — переходный процесс колебаний задней подрессоренной массы при торможении;
 2 — колебания подрессоренной массы при наезде на импульсную неровность;
 3 — результирующая реакция

Рис. 2. Перемещения задних подрессоренных масс при наезде на импульсную неровность во время торможения

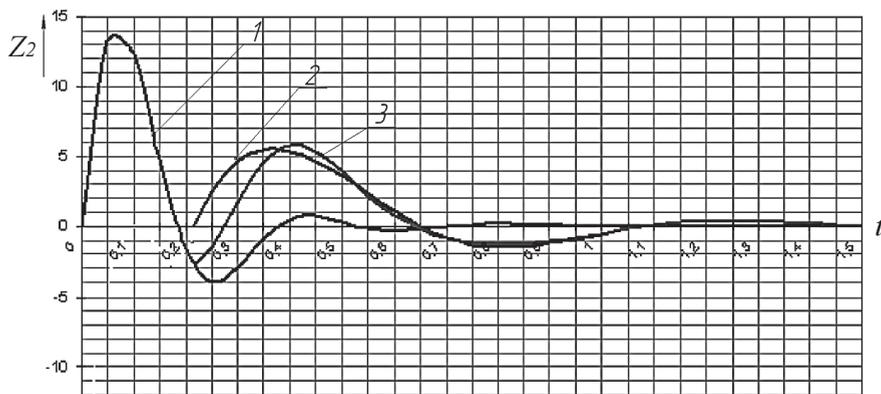
После того, как получили результирующую реакцию задней подрессоренной массы, можно рассмотреть случай разного по времени прохождения импульсной неровности и наложение на переходный процесс торможения (рис. 3).

Из полученных зависимостей видно, что значение результирующей реакции будет больше, если наезд на импульсную неровность осуществляется раньше начала процесса экстренного торможения, и значительно меньше в том случае, когда наезд на импульсную неровность осуществляется спустя некоторое время после начала процесса экстренного торможения.

В дальнейшем можно задавать таким образом различные эксплуатационные (масса автомобиля, скорость движения и т. д.) и конструктивные (положение центра масс относительно осей автомобиля, жёсткость подвески, сопротивление упругого элемента подвески и т. д.) параметры, смотреть на результирующую амплитуду колебаний подрессоренных масс автомобиля и сравнивать её с динамическим ходом подвески. В том случае, если эти величины будут близки по значениям или амплитуда колебаний подрессоренных масс превысит динамический ход подвески, возможно уменьшение пятна контакта шин с дорогой, следовательно и снижение силы сцепления с дорогой. Условием потери устойчивости будет являться выражение (2).



а



б

а — наложение импульсных реакций в том случае, когда наезд на импульсную неровность осуществляется раньше начала процесса торможения;
 б — наложение импульсных реакций в том случае, когда наезд на импульсную неровность осуществляется позже начала процесса торможения

Рис. 3. Результаты наложения импульсных реакций в зависимости от времени наезда на неровность

$$z_2 \geq f_D \quad (2)$$

где Z_2 — перемещение задней подрессоренной массы автомобиля, мм; f_D — динамический ход подвески, мм.

Это может привести к отклонению от заданного направления движения автомобиля и непосредственно влияет на безопасность движения.

Приведенный метод анализа амплитуды колебаний подрессоренных масс автомобиля при движении по неровной дороге в режиме экстренного торможе-

ния может помочь при исследовании устойчивости на этапе проектирования автомобиля и подбирать оптимальные конструктивные параметры.

Литература

1. Енаев А. А. Основы теории колебаний автомобиля при торможении и её приложения. М.: Машиностроение, 2002. 341 с.: ил.

E. A. Seleznev

THE STABILITY ANALYSIS OF VEHICLE MODE EMERGENCY BRAKE ON ROUGH ROAD

The stability of a vehicle when driving on rough roads during braking is considered. The proposed mathematical model enables to evaluate the amplitude of vibration of sprung weight of the car depending on the design and operational factors.

Keywords: stability, braking, rough road, sprung weight, the mathematical model, traffic safety.

Селезнев Евгений Алексеевич — старший преподаватель кафедры «Автомобили и автомобильное хозяйство» ФГБОУ ВПО ПсковГУ, evgeniys84@yandex.ru.