

ПРОСТРАНСТВЕННАЯ МОДЕЛЬ ПОДВЕСКИ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА СО СТАБИЛИЗАТОРОМ ПОПЕРЕЧНОЙ УСТОЙЧИВОСТИ

© 2011 А.Ф. Вербилов¹, В.В. Ковалев²

¹ Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова

² Барнаульский юридический институт МВД России

Поступила в редакцию 23.03.2011

В работе представлены результаты моделирования динамического поведения подвески транспортного средства со стабилизатором поперечной устойчивости как многомассовой механической системы с упругими и демпфирующими связями.

Ключевые слова: подвеска транспортного средства, стабилизатор поперечной устойчивости, математическое моделирование

Наземные транспортные средства отличаются широким разнообразием функционального назначения. Вне зависимости от типа транспортного средства одними из важнейших эксплуатационных параметров являются надежность узлов и деталей подвески, управляемость транспортного средства и его устойчивость на дороге, а так же плавность хода и виброзащитенность водителя, пассажиров и грузов. Поэтому совершенствование, выбор оптимальных параметров и конструктивных схем подвесок составляет одну из важных задач разработки, создания и производства автомобилестроения. Одним из путей улучшения устойчивости и управляемости транспортных средств является использование в конструкции подвесок стабилизаторов поперечной устойчивости. Конструктивно стабилизатор представляет собой штангу П-образной формы с изогнутыми под определенными углами концами. В качестве материала используют специальную сталь, которая при скручивании способна работать как упругий элемент. Центральная часть стабилизатора крепится в двух точках параллельно оси колес к кузову или подрамнику кронштейнами с упругими элементами. А его концы соединяются непосредственно с «несущей» деталью подвески колес – рычагами, балкой, картером моста. Когда упругие элементы подвески с одной стороны сжимаются, а с другой – растягиваются, средняя часть стабилизатора скручивается, начиная работать как упругий элемент, по принципу торсионов. Так обеспечивается выравнивание автомобиля по отношению к плоскости дороги.

Цель работы: оценка влияния стабилизатора поперечной устойчивости на динамическое

поведение элементов подвески и транспортного средства в целом.

Одним из путей решения задач исследования динамики ходовых систем, широко применяемых в мировой практике, является использование математических моделей, описывающие динамическое поведение транспортного средства как многомассовой механической системы с сосредоточенными массами, имеющими вязкоупругие и кинематические связи [1, 2]. Перемещение масс эквивалентных колебательных систем определяются координатами, выбранными в соответствии с характеристикой взаимодействия отдельных элементов конструкции и видом упругих деформаций между условно недеформируемыми массами. На рис. 1 приводится пример эквивалентной расчетной пространственной модели легкового автомобиля с независимой подвеской как пятимассовой механической системы с упругими и демпфирующими связями.

Центр системы координат совпадает с центром масс кузова. Инерционные параметры системы характеризуются массой (m_1) и моментами инерции (J_x, J_y) кузова, а так же массами неподдресоренных частей передней (m_2, m_4) и задней (m_3, m_5). Упругие и гасящие элементы подвески представлены в виде пружин с коэффициентами жесткости (K_2-K_5) и амортизаторов с коэффициентами демпфирования (C_2-C_5). Вязкоупругие свойства шин заданы коэффициентами жесткости (K_6-K_9) и коэффициентами демпфирования (C_6-C_9). В качестве обобщенных координат принимаются вертикальные перемещения элементов (z_i) и углы поворота кузова относительно продольной и поперечной осей (φ_x, φ_y).

Рассматриваемую схему необходимо дополнить соотношениями, учитывающими влияние стабилизаторов поперечной устойчивости. Рассмотрим упрощенную модель стабилизатора поперечной устойчивости, которая представляет

Вербилов Алексей Федорович, кандидат технических наук, доцент кафедры «Прикладная механика». E-mail: bubushka@mail.ru

Ковалев Виталий Витальевич, кандидат технических наук, доцент кафедры огневой и технической подготовки. E-mail: vit-kov@mail.ru

собой П-образную штангу. Центральная часть шарнирно закреплена в опорах и выполняет роль торсиона (рис. 2).

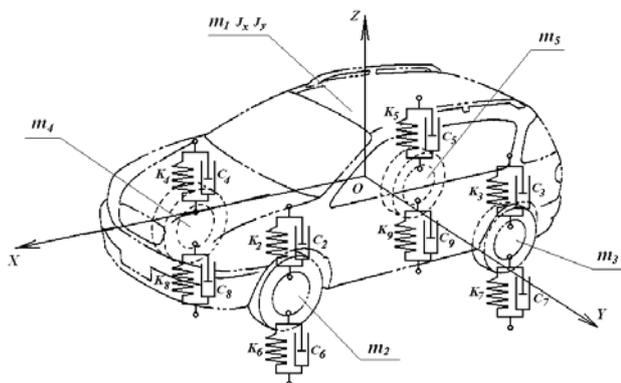


Рис. 1. Пространственная модель транспортного средства с упругой подвеской

Концы штанги выполняют роль рычагов с длиной плеча B . Под воздействием сил P_1 и P_2 , приложенным рычагам торсиона, происходит их перемещение от начального положения на величины h_1 и h_2 . Концы торсиона соответственно закручиваются на различные углы (α_1 , α_2). При этом в самом торсионе возникает момент кручения, зависящий от разностей углов закручивания и коэффициента угловой жесткости (K_φ):

$$M_{кр} = (P_1 - P_2)B = (\alpha_1 - \alpha_2)K_\varphi. \quad (1)$$

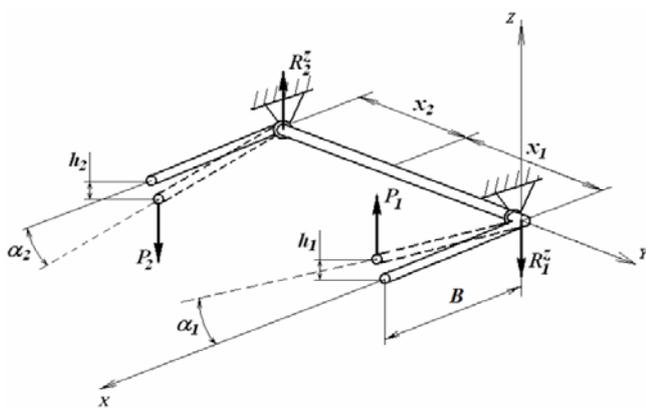


Рис. 2. Расчетная пространственная схема стабилизатора поперечной устойчивости

Коэффициент угловой жесткости торсиона круглого сечения вычисляется в зависимости от модуля сдвига G , диаметра d и длины торсиона L по формуле:

$$K_\varphi = G\pi d^4 / 32L. \quad (2)$$

Принимая допущение, что углы α_1 и α_2 малы, зависимости для вертикальных перемещений выразятся в виде:

$$\alpha_1 = h_1 / B, \quad \alpha_2 = h_2 / B. \quad (3)$$

С учетом соотношений (1, 3) можно записать следующее соотношение:

$$P_1 - P_2 = (h_1 - h_2)K_\varphi / B^2. \quad (4)$$

Из этого выражения можно вывести приведенный коэффициент жесткости стабилизатора поперечной устойчивости:

$$K_{ст}^{эKB} = K_\varphi / B^2. \quad (5)$$

Кроме того, при воздействии сил P_1 и P_2 в опорах образуются силы реакции, вертикальные составляющие которых R_1^z и R_2^z . Учитывая, что опоры связаны с корпусом транспортного средства, реактивные усилия образуют момент относительно продольной оси.

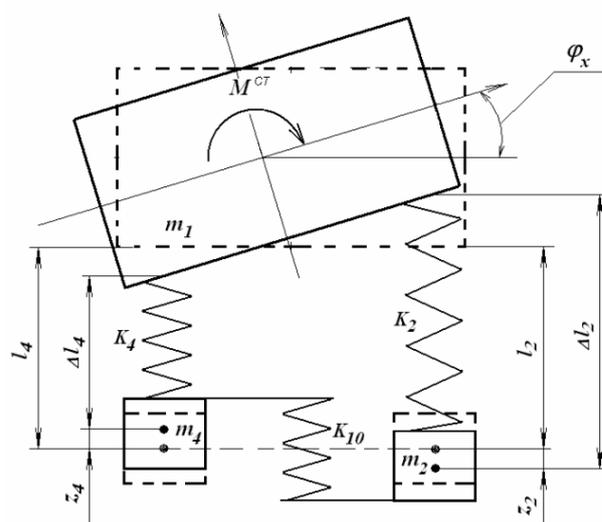


Рис. 3. Эквивалентная схема стабилизатора поперечной устойчивости

На рис. 3 приведена эквивалентная расчетная схема передней подвески со стабилизатором поперечной устойчивости. Жесткостная характеристика стабилизатора задана приведенным коэффициентом жесткости K_{10} . Начальные положения недеформированных масс (m_2 , m_4) относительно корпуса (m_1) – это расстояния l_2 и l_4 . Изменение взаимного положения элементов рассматриваемой подсистемы зависит от вертикальных перемещений кузова продольной и поперечной осей (φ_x , φ_y), а так же от координат расположения элементов относительно вертикальной оси (x_i и y_i).

С учетом соотношений (3)-(4) усилие, возникающее при деформации пружины K_{10} запишется как

$$\Delta P_{24} = K_{10}(\Delta l_2 - \Delta l_4) = K_{10}(l_2 + z_2 - z_1 - x_2\varphi_y - y_2\varphi_x - l_4 - z_4 + z_1 + x_4\varphi_y + y_4\varphi_x)$$

или

$$\Delta P_{24} = K_{10}(z_2 - z_4 + (x_4 - x_2)\varphi_y + (y_4 - y_2)\varphi_x). \quad (6)$$

Выражение для стабилизирующего момента запишется как

$$M_{10}^{cm} = K_{10}y_2(z_4 - z_2 + (x_2 - x_4)\varphi_y + (y_2 - y_4)\varphi_x). \quad (7)$$

На рис. 4 показана эквивалентная расчетная схема транспортного средства с упругой подвеской и стабилизаторами поперечной устойчивости. С учетом выражений (6) и (7) динамическое поведение данной модели описывается системой дифференциальных уравнений:

$$m_1 \ddot{z}_1 - z_1 \sum_{i=1}^5 K_i - \varphi_y \sum_{i=1}^5 K_i x_i - \varphi_x \sum_{i=1}^5 K_i y_i + \sum_{i=1}^5 K_i z_i - z_1 \sum_{i=1}^5 C_i - \varphi_y \sum_{i=1}^5 C_i x_i - \varphi_x \sum_{i=1}^5 C_i y_i + \sum_{i=1}^5 C_i z_i = 0;$$

$$m_i \ddot{z}_i - z_i(K_i + K_{i+4}) + K_i z_1 + \varphi_y K_i x_i + \varphi_x K_i y_i - z_i(C_i + C_{i+4}) + C_i z_1 + \varphi_y C_i x_i + \varphi_x C_i y_i = f_{i+4} K_{i+4} + f_{i+4} C_{i+4}, i = 2..5;$$

$$m_6 \ddot{z}_6 - z_6 K_1 + K_1 z_6 + \varphi_y K_1 x_6 + \varphi_x K_1 y_1 - z_6 C_1 + C_1 z_6 + \varphi_y C_1 x_1 + \varphi_x C_1 y_1 = 0;$$

$$J_x \ddot{\varphi}_x - z_1 \sum_{i=1}^5 K_i y_i - \varphi_y \sum_{i=1}^5 K_i x_i y_i - \varphi_x \sum_{i=1}^5 K_i y_i^2 + \sum_{i=1}^5 K_i z_i y_i - z_1 \sum_{i=1}^5 C_i y_i - \varphi_y \sum_{i=1}^5 C_i x_i y_i - \varphi_x \sum_{i=1}^5 C_i y_i^2 + \sum_{i=1}^5 C_i z_i y_i = 0;$$

$$J_y \ddot{\varphi}_y - z_1 \sum_{i=1}^5 K_i x_i - \varphi_x \sum_{i=1}^5 K_i x_i y_i - \varphi_y \sum_{i=1}^5 K_i x_i^2 + \sum_{i=1}^5 K_i z_i x_i - z_1 \sum_{i=1}^5 C_i x_i - \varphi_x \sum_{i=1}^5 C_i x_i y_i - \varphi_y \sum_{i=1}^5 C_i x_i^2 + \sum_{i=1}^5 C_i z_i x_i = 0. \quad (8)$$

Для решения системы дифференциальных уравнений используется метод временных конечных элементов [4], на основе которого разработан программный комплекс SUSPEND [6]. В качестве примера рассмотрена модель транспортного средства, приведенная в работах [5, 6]. Исходная модель модифицирована с учетом пространственного расположения элементов подвески. Внешнее воздействие задается в виде вертикальных смещений передних и задних шин, которые зависят от профиля дороги и скорости движения транспортного средства v , характер которого аналогичен описанному в работе [6].

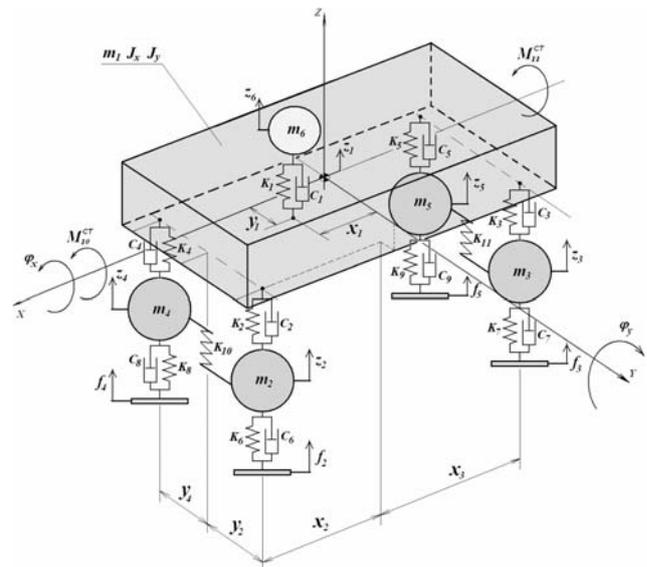


Рис. 4. Эквивалентная расчетная схема транспортного средства с упругой подвеской и стабилизаторами поперечной устойчивости

Для исследования поперечных угловых колебаний рассмотрено несимметричное внешнее кинематическое воздействие, имитирующее въезд в пологую яму колесами левой стороны транспортного средства. С использованием разработанного программного проведены динамические расчеты с целью исследования влияния стабилизаторов поперечной устойчивости на динамическое поведение транспортного средства. Значения приведенных коэффициентов жесткости стабилизаторов $K_{10} = K_{11} = 10000 \text{ Н/м}$. На рис. 5 и 6 приведены графики угловых колебаний корпуса относительно продольной оси и поперечной оси для исходной конструкции, конструкции с одним передним стабилизатором и конструкции с двумя стабилизаторами. Кроме того, на рис. 7 показаны графики динамических откликов на водительском кресле.

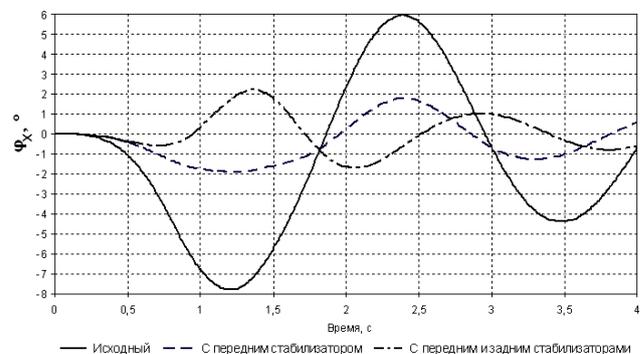


Рис. 5. Графики угловых перемещений корпуса относительно продольной оси для различных конструкций

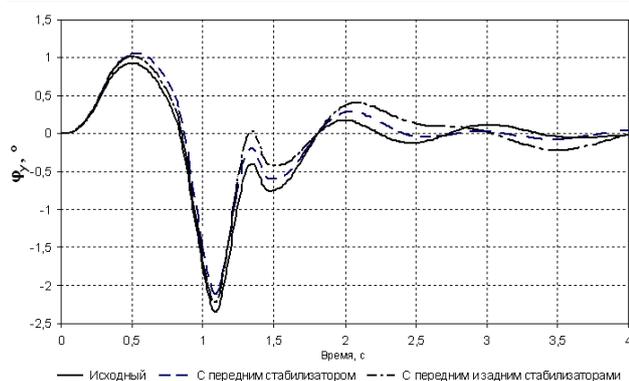


Рис. 6. Графики угловых перемещений корпуса относительно поперечной оси для различных конструкций

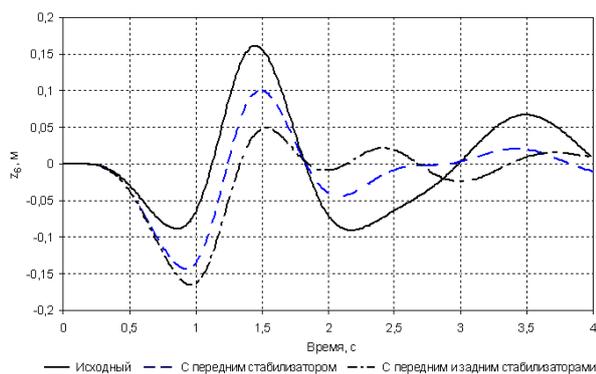


Рис. 7. Вертикальные перемещения кресла водителя

Выводы:

- применение стабилизаторов поперечной устойчивости мало влияет на угловые колебания корпуса относительно поперечной оси, при этом существенно снижается уровень колебаний относительно продольной оси;

- для рассматриваемой конструкции существенное снижение амплитуды угловых колебаний относительно продольной оси достигается введением одного переднего стабилизатора поперечной

устойчивости, дополнительное введение заднего стабилизатора несколько изменяет картину поперечных угловых колебаний, однако амплитуда колебаний остается прежней;

- применение стабилизаторов снижает амплитуду вертикальных перемещений рабочего места водителя и уровень вертикальных ускорений, что положительно сказывается на комфортабельности, причем существенное снижение так же достигается путем применения одного переднего стабилизатора.

Приведенные в работе соотношения можно модифицировать для описания динамического поведения моделей транспортных средств с подвеской иных конструкций, как зависимых, так и независимых.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Князев, А.В. Математическая модель ходовой части и некоторые практические приложения / А.В. Князев, Л.В. Бархатанов, А.А. Алипов, С.В. Салейкин // Нижегородский гос. техн. ун-т, Н.Новгород, 1997. С. 139-151.
2. Wehage, R.A. Dynamic Analysis of Mechanical System With Intermittent Motion / R.A. Wehage, E.J. Haug // Journal of Mechanical Design. October 1982. V. 104. P. 778-784.
3. Енгальчев, С.А. Пособие к решению задач по сопротивлению материалов / С.А. Енгальчев, Ф.З. Алмаметов, Н.А. Курицын и др. – М.: Высшая школа, 1985. С. 49-50.
4. Argyris, J.H. Finite Elements in Time and Space / J.H. Argyris, D.W. Scharpf / Nuclear Engineering and Design. – Amsterdam: North-Holland Publishing Company. 1969. № 10. P. 456-464.
5. Хог, Э. Анализ чувствительности при проектировании конструкций / Э. Хог, К. Чой, В. Комков / Пер. с англ. – М.: Мир, 1988. 428 с.
6. Дружинин, В.А. Оптимальное проектирование параметров подвески транспортных средств / В.А. Дружинин, А.Ф. Вербилков // Сб. статей науч.-техн. конф. / Красноярский гос. тех. ун-т ГТУ, Красноярск, 1994. С. 103-109.

SPATIAL MODEL OF VEHICLE SUSPENDER WITH CROSS-SECTION STABILIZER

© 2011 A.F. Verbilov¹, V.V. Kovalev²

¹Altay State Technical University named after I.I. Polzunov

²Barnaul Law Institute of the Ministry of Internal Affairs of Russia

In work results of modeling the dynamic behavior of vehicle suspender with cross-section stabilizer as multimass mechanical system with elastic and damp links are presented.

Key words: *vehicle suspender, of cross-section stabilizer, mathematical modeling*

Aleksey Verbilov, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor at the "Applied Mechanics" Department. E-mail: bubushka@mail.ru

Vitaliy Kovalev, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor at the "Shooting and Technical Training" Department. E-mail: vit-kov@mail.ru