

чах совершенствования характеристик управляемости и устойчивости автотранспортных средств. //«Известия МГТУ «МАМИ». Научный рецензируемый журнал. – М., МГТУ «МАМИ», № 2 (4) 2007 г.

3. <http://www.psi-movi.com/>

4. Соболев И.М., Статников Р.Б. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями – М.: Дрофа, 2006. с. 175.

### **Влияние гироскопичности колес на вынужденные колебания автомобиля**

д.т.н. проф. Глейзер А.И., Емельянов С.Р., к.т.н. доц. Лата В.Н., Ермолин А.В.

Тольяттинский государственный университет

[akhm@tati.ru](mailto:akhm@tati.ru), 8 (495) 223-05-23, доб. 15-08

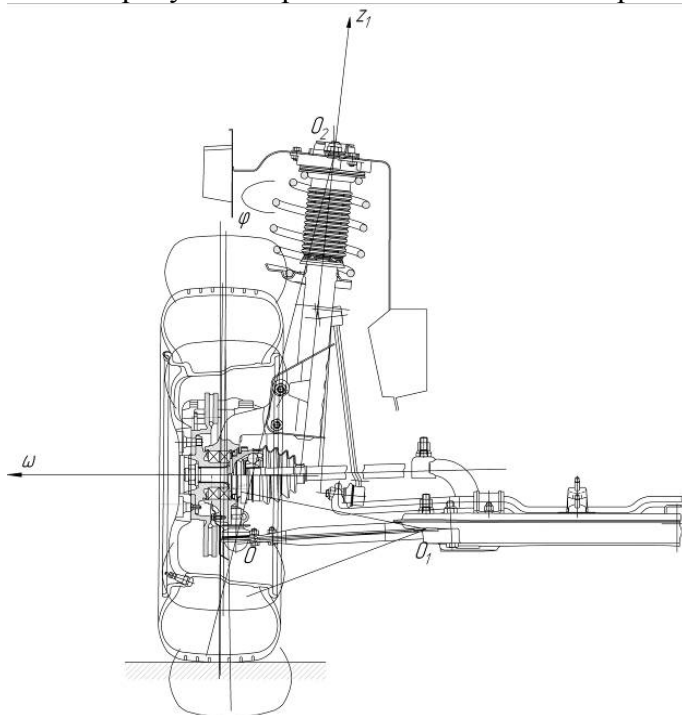
**Аннотация.** Статья посвящена исследованию влияния гироскопичности колес на вынужденные колебания легкового автомобиля, возбуждаемые статическим и моментным дисбалансом колес.

**Ключевые слова:** вынужденные колебания легкового автомобиля, гироскопичность колес

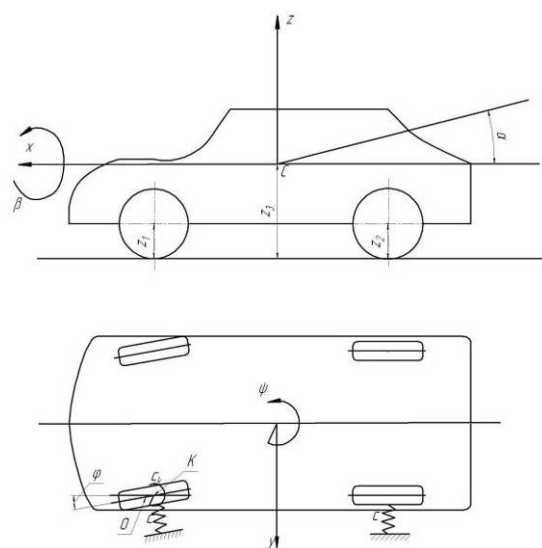
Конструкция автомобиля является одной из наиболее сложных колебательных систем, встречаемых в инженерном деле. Вибрация автомобиля представляет собой результат суперпозиции множества различных колебательных процессов, охватывающих весь спектр задач теории колебаний.

В работах [1, 2] рассматривались колебания автомобиля и его управляемых колес, возбуждаемые соответственно статическим и моментным дисбалансами колес. Эти две задачи описывались независимыми друг от друга системами дифференциальных уравнений. Однако если учесть влияние гироскопичности колес, то эти разрозненные задачи можно объединить в рамках единого колебательно процесса.

На рисунке 1 представлена подвеска переднеприводного автомобиля МакФерсон.



**Рисунок 1**



**Рисунок 2**

В режиме малых вертикальных колебаний такая подвеска обеспечивает практически неизменное угловое положение осей поворота управляемых колес относительно кузова, но при этом угловые колебания самого кузова относительно его продольной оси сопровождаются такими же угловыми перемещениями указанных осей. Таким образом, в указанном режи-

ме положение колеса в неподвижном пространстве характеризуется углом  $\varphi$ , т.е. его вращением вокруг оси поворота, и углом  $\beta$  – поворотом вокруг продольной оси автомобиля, т.е. углом поперечного крена. Понятно, что указанные повороты сопровождаются гироскопическими моментами, определяемыми по теоремам Резаля и Н.Е. Жуковского.

Исследуемая колебательная система, представленная на рисунке 2, задается следующими обобщенными координатами:  $z_1, z_2$  – вертикальными перемещениями переднего и заднего колес;  $z_3$  – вертикальным перемещением центра поддрессоренных масс;  $\alpha$  – углом поворота кузова в продольной вертикальной плоскости;  $\varphi$  – углом поворота управляемого колес;  $\beta$  – углом поперечного крена. Используется также правая Декартова система координат  $CXYZ$ , где:  $C$  – центр поддрессоренных масс,  $x$  и  $z$  – продольно и вертикально направленные оси,  $y$  – поперечная ось.

Система дифференциальных уравнений, описывающих вынужденные колебания автомобиля, имеет следующий вид:

$$\left\{ \begin{aligned} m_1 \ddot{z}_1 + \mu_1 \dot{z}_1 + \mu_3 (\dot{z}_1 - \dot{z}_3 + \dot{\alpha} a - \dot{\beta} B) + c_1 z_1 + c_3 (z_1 - z_3 + \alpha a - \beta B) &= U_1 \omega^2 \sin \omega t; \\ m_2 \ddot{z}_2 + \mu_2 \dot{z}_2 + \mu_4 (\dot{z}_2 - \dot{z}_3 - \dot{\alpha} b - \dot{\beta} B) + c_2 z_2 + c_4 (z_2 - z_3 - \alpha b - \beta B) &= U_2 \omega^2 \sin \omega t; \\ m_4 \ddot{z}_4 + \mu_5 \dot{z}_4 + \mu_7 (\dot{z}_4 - \dot{z}_3 + \dot{\alpha} a + \dot{\beta} B) + c_5 z_4 + c_7 (z_4 - z_3 + \alpha a + \beta B) &= U_4 \omega^2 \sin \omega t; \\ m_5 \ddot{z}_5 + \mu_6 \dot{z}_5 + \mu_8 (\dot{z}_5 - \dot{z}_3 - \dot{\alpha} b - \dot{\beta} B) + c_6 z_5 + c_8 (z_5 - z_3 - \alpha b + \beta B) &= U_5 \omega^2 \sin \omega t; \\ m \ddot{z}_3 + 2c_3 (z_3 - z_1 + \alpha a) + 2c_4 (z_3 - z_2 - \alpha b) + 2\mu_3 (\dot{z}_3 - \dot{z}_1 + \dot{\alpha} a) + 2\mu_4 (\dot{z}_3 - \dot{z}_2 + \dot{\alpha} b) &= 0; \\ \Theta_y \ddot{\alpha} + 2c_3 a (z_3 - z_1 + \alpha a) - 2c_4 b (z_3 - z_2 - \alpha b) + 2\mu_3 a (\dot{z}_3 - \dot{z}_1 + \dot{\alpha} a) - 2\mu_4 b (\dot{z}_3 - \dot{z}_2 + \dot{\alpha} b) &= 0; \\ \Theta_x \ddot{\beta} + c_3 (z_3 + \beta B - z_1 - \alpha a) + c_4 (z_3 + \beta B - z_2 + \alpha b) + \mu_3 (\dot{z}_3 + \dot{\beta} B - \dot{z}_1 - \dot{\alpha} a) + \\ + \mu_4 (\dot{z}_3 + \dot{\beta} B - \dot{z}_2 + \dot{\alpha} b) + 2\Theta_k \omega \dot{\varphi} + 4\Theta_k \omega \dot{\psi} &= \omega^2 \sum_{k=1}^4 \vec{V}_k \sin(\omega t + \psi_k); \\ m(\ddot{y} + \ddot{\varphi} h \frac{b}{l}) - m \frac{\omega^2 r^2}{l} \varphi + 4c_o y + 2\varphi h \frac{l}{(h+l)} c_o + 2\psi c_o (a-b) + 4\mu_o \dot{y} + 2\dot{\varphi} h \frac{l}{(h+l)} \mu_o + 2\dot{\psi} \mu_o (a-b) &= 0; \\ \theta_z \ddot{\psi} + \theta_z \frac{h}{l} \ddot{\varphi} + 4c_k \psi + 2c_k \varphi + 2(y + \psi a + \varphi h \frac{l}{h+l}) a c_o - 2(y - \psi b) b c_o + 4\mu_k \dot{\psi} + 2\mu_k \dot{\varphi} + \\ + 2(\dot{y} + \dot{\psi} a + \dot{\varphi} h \frac{l}{h+l}) a \mu_o - 2(\dot{y} - \dot{\psi} b) b \mu_o - 4\Theta_k \omega \dot{\beta} &= \omega^2 \sum_{k=1}^4 (V_k \sin(\omega t + \psi_k) + U_k B \cos(\omega t + \varphi_k)); \\ \theta_k (\ddot{\psi} + \ddot{\varphi}) + c_k \varphi + c_k \psi - c_o x h - c_o \psi a h - c_o \varphi h^2 \frac{l}{l+h} + \mu_k \dot{\varphi} + \mu_k \dot{\psi} - \mu_o \dot{y} h - \mu_o \dot{\psi} a h - \\ - \mu_o \dot{\varphi} h^2 \frac{l}{l+h} - \Theta_k \omega \dot{\beta} &= V_k \omega^2 \sin(\omega t + \psi_k); \end{aligned} \right. \quad (1)$$

Здесь обозначено:  $m, m_1, m_4, m_2, m_5$  – масса автомобиля, колес передней и задней оси соответственно;  $\Theta_k, \Theta_x, \Theta_z, \Theta_y$  – полярный момент инерции колеса и моменты инерции автомобиля;  $a, b$  – расстояние от центра масс до осей передних и задних колес;  $B$  – колея автомобиля;  $U_k, V_k$  – статические и моментные дисбалансы колес;  $\varphi_k, \psi_k$  – фазы дисбалансов;  $l$  – база автомобиля;  $h$  – плечо стабилизации;  $c_o, c_k$  и  $\mu_o, \mu_k$  – боковая и угловая жесткость шины и соответствующие им коэффициенты сопротивления;  $c_1, c_5, c_2, c_6$  и  $\mu_1, \mu_5, \mu_2, \mu_6$  – радиальные жесткости и соответствующие коэффициенты сопротивления шин передней и задней оси соответственно;  $c_3, c_7, c_4, c_8$  и  $\mu_3, \mu_7, \mu_4, \mu_8$  – жесткости и соответствующие им коэффициенты сопротивления передней и задней подвесок;  $r, \omega$  – радиус и угловая скорость колеса.

Решения найденных уравнений, характеризующие вынужденные колебания, записываются в виде:

$$q_i = a_i \sin(\omega t) + b_i \cos(\omega t), \quad (2)$$

$$q_{io} = \sqrt{a_i^2 + b_i^2}, \quad (3)$$

где:  $q_{io}$  - амплитудные значения обобщенных координат ( $i = 1 \dots 8$ ).

Сложение колебаний, возбуждаемых всеми дисбалансами, представляет собой вероятностную задачу. Но в данном случае можно воспользоваться тем обстоятельством, что взаимное угловое расположение колес подвержено непрерывному тренду и время от времени фазы колебаний, возбуждаемых различными дисбалансами, будут практически совпадать. Рассматривая именно этот случай как наиболее неблагоприятный, мы найдем результирующие амплитудные значения обобщенных координат простым суммированием:

$$q_{io} = \sum_{k=1}^N (a_i^2 + b_i^2)^{0,5}, \quad (4)$$

где: модули дисбалансов принимаются равными их среднестатистическим значениям;

$k$  – индекс, относящийся к рассматриваемому дисбалансу.

При подстановке (2) в (1) мы приходим к системе линейных алгебраических уравнений

$$Q = A^{-1} \cdot B, \quad (5)$$

где:  $Q$  – матрица столбец, состоящая из амплитуд  $a_i, b_i$ ;

$B$  – матрица столбец свободных членов;

$A$  – матрица размерностью  $16 \times 16$ , элементы которой определяются коэффициентами уравнений (1).

Полученные уравнения исследовались численно в MathCAD. Исходные данные, принятые в расчете, не были привязаны к какому-либо конкретному изделию, но все же ориентированы на переднеприводные автомобиля класса «В»:

$$m_1 = m_2 = 20 \text{ кг}; m = 1200 \text{ кг}; a = 1 \text{ м}; b = 1,5 \text{ м}; c_1 = c_2 = 0,2 \cdot 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{м}}; c_3 = c_4 = 2 \cdot 10^4 \frac{\text{Н}}{\text{м}};$$

$$\mu_1 = \mu_2 = 100 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}; \mu_3 = \mu_4 = 3500 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}; \theta_k = 0,8 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \theta_z = 1600 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \theta_x = 450 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$$c_6 = 0,16 \cdot 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{м}}; c_k = 12,5 \cdot 10^3 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{рад}}; l = 2,5 \text{ м}; r = 0,28 \text{ м}; h = 8 \text{ мм};$$

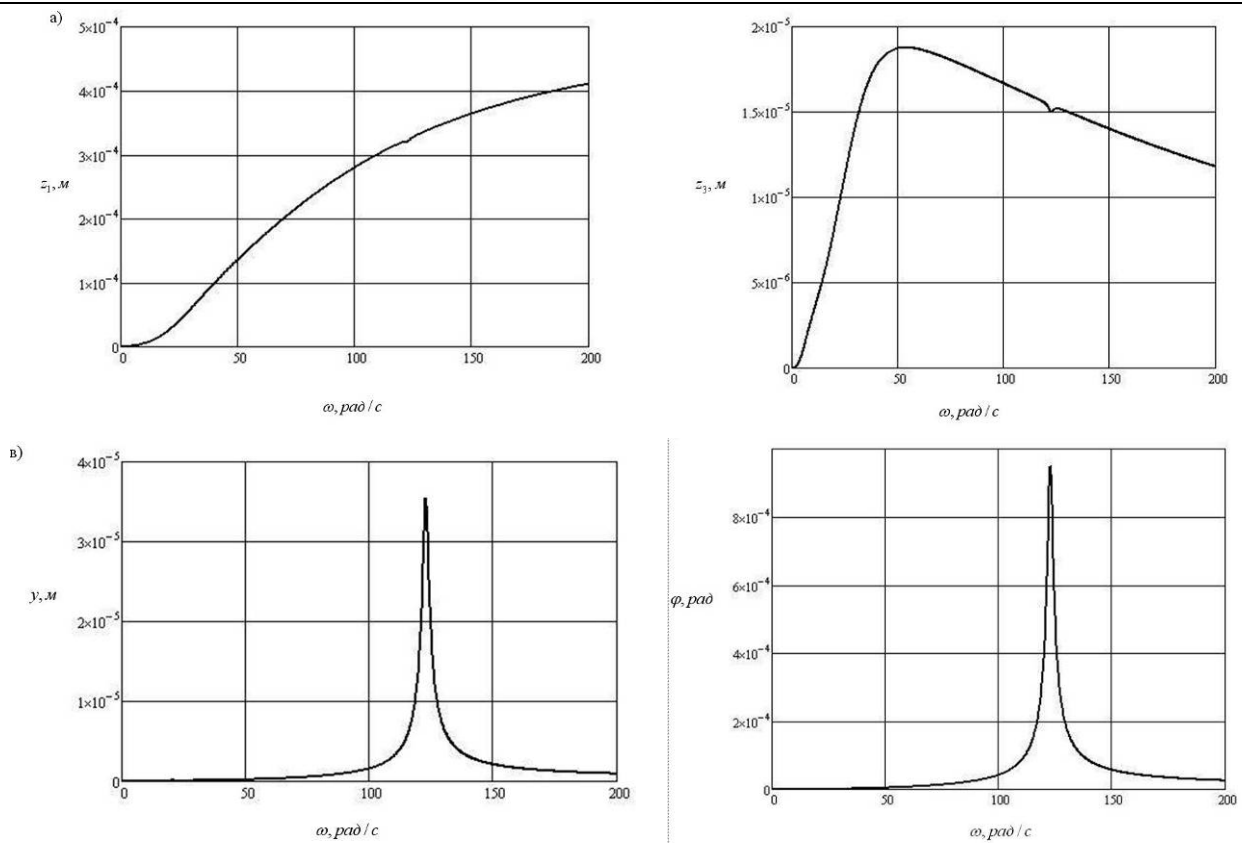
$$\mu_6 = 554 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}; \mu_k = 2 \frac{\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}}{\text{рад}}$$

$$U = 0,01 \text{ кг} \cdot \text{м}, \quad V = 0,0015 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \quad - \text{ значения статического и моментного дисбалансов колеса.}$$

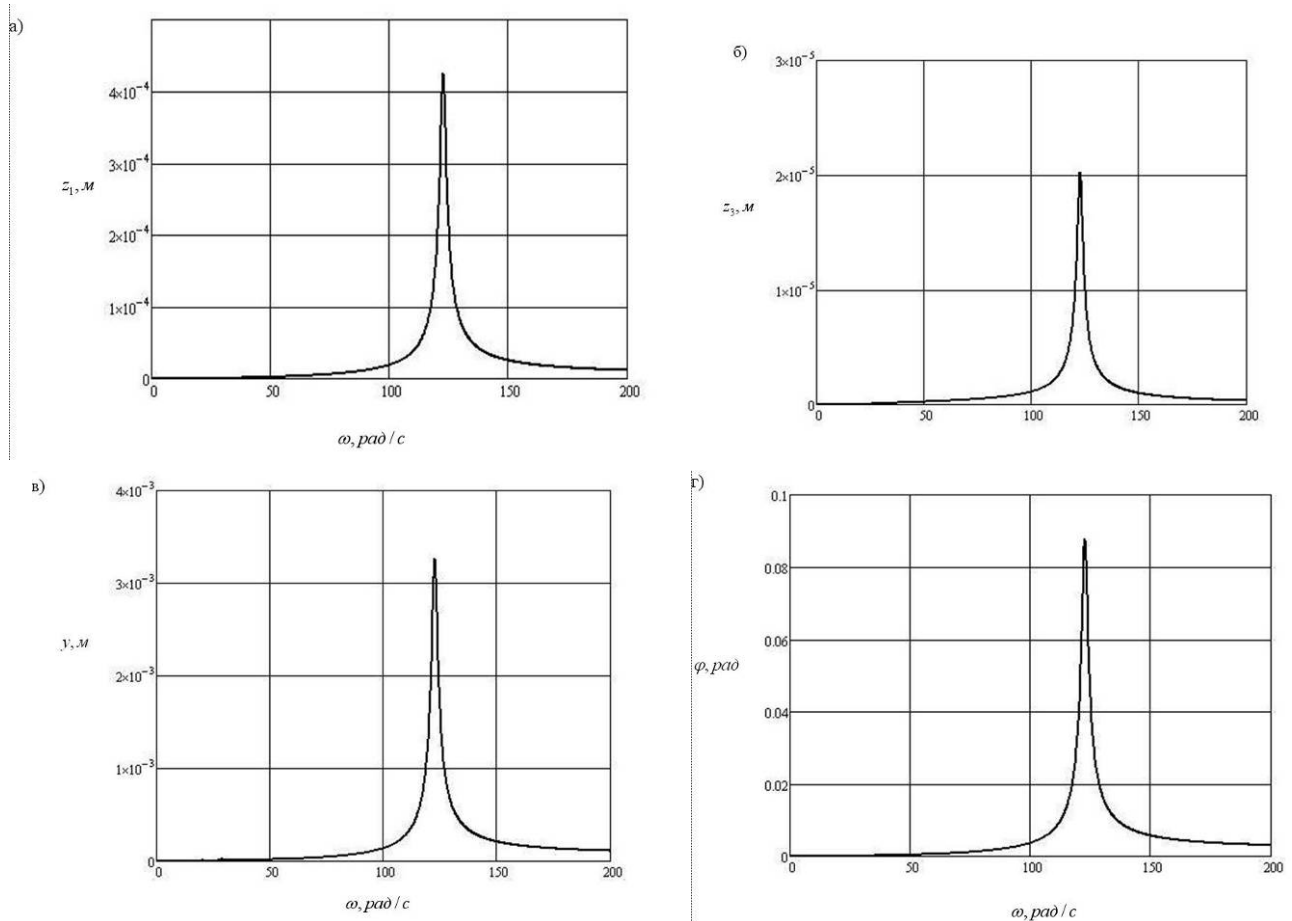
Некоторые результаты расчета показаны на рисунках 3 и 4.

На рисунке 3 показаны зависимости  $z_1(\omega), z_3(\omega), y(\omega), \varphi(\omega)$  амплитуд вертикальных колебаний колеса и центра поддрессоренных масс, а также угловых колебаний колеса, возбуждаемых статическим дисбалансом на левом переднем колесе в направлении оси CZ ( $U = 0,01 \text{ кг} \cdot \text{м}$ ), а на рисунке 4 –  $z_1(\omega), z_3(\omega), y(\omega), \varphi(\omega)$  – амплитуд вертикальных колебаний колеса и центра поддрессоренных масс, а также угловых колебаний колеса, возбуждаемых моментным дисбалансом на левом переднем колесе ( $V = 0,0015 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ ).

Влияние гироскопического момента, создаваемого статическим дисбалансом на левом переднем колесе при воздействии в направлении оси CZ представляется крайне незначительным по сравнению с влиянием моментного дисбаланса и кинематического возбуждения, идущего со стороны дорожного полотна. Наибольшего внимания заслуживает моментный дисбаланс.



**Рисунок 3 – Амплитуды колебаний, возбуждаемых статическим дисбалансом на левом переднем колесе, действующим в направлении оси CZ**



**Рисунок 4 – Амплитуды колебаний, возбуждаемых моментным дисбалансом на левом переднем колесе**

В условиях резонанса амплитуды угловых колебаний управляемых колес при заданном уровне демпфирования в системе, возбуждаемых моментным дисбалансом колес, достигают значений 0,08...0,09 радиан, а это соответствует угловой вибрации рулевого колеса с амплитудой 0,8...0,9 рад. Высоких значений (более 3мм) достигает амплитуда колебаний центра масс автомобиля в поперечном направлении.

#### **Выводы**

Получены дифференциальные уравнения, позволяющие в рамках единой математической модели рассмотреть колебания автомобиля, возбуждаемые статическим и моментным дисбалансами колес, а при необходимости и колебания, возбуждаемые при торможении.

Гироскопический момент, создаваемый статическим дисбалансом на левом переднем колесе при воздействии вдоль оси CZ, крайне незначительно влияет на угловые колебания управляемых колес автомобиля.

Вибрация, возбуждаемая моментным дисбалансом, не отвечает современным требованиям виброкомфорта и безопасности движения, что указывает на необходимость применения конструктивных методов гашения вибрации, в частности динамического гашения и (или) демпфирования.

#### **Литература**

1. Вибрация автомобиля, возбуждаемая статическим дисбалансом колес. (Глейзер А.И., Бабий П.В., Емельянов С.Р.)- Автоматизация технологических процессов и производственный контроль, Сборник докладов Международно-технической конференции 23-25 мая, часть 1, Тольятти 2006.
2. Колебания управляемых колес. (А.И. Глейзер, С.Р. Емельянов)- ELPIT 2007, СБОРНИК ТРУДОВ Первого международного экологического конгресса (Третьей международной научно-технической конференции) «Экология и безопасность жизнедеятельности промышленно-транспортных комплексов» ELPIT 2007, 20-23 September, 2007 TOGLIATTI CITY, RUSSIA, Россия, Самарская область, г. Тольятти 20-23 сентября 2007г., Том 2.

#### **О функциональных требованиях к комплексу автоматической идентификации факта аварии автотранспортного средства**

к.т.н. Комаров В.В., д.т.н. Гараган С.А.

ОАО «НИИАТ»

(495) 496-53-83, e-mail: [komarov@niiat.ru](mailto:komarov@niiat.ru), [garagan@niiat.ru](mailto:garagan@niiat.ru)

*Аннотация.* Показана необходимость разработки функциональных требований к комплексу автоматической идентификации факта аварии автотранспортного средства в автоматизированных системах экстренного реагирования на аварии. Обоснован перечень видов аварий, подлежащих автоматической идентификации. Представлены предложения по конструкции и использованию некоторых датчиков, в частности, датчиков деформации элементов конструкции транспортного средства.

*Ключевые слова:* автоматизированные системы экстренного реагирования на аварии автотранспортных средств; виды аварий, подлежащие автоматической идентификации; датчики различных видов аварий; оснащение датчиками аварии транспортных средств различных категорий.

В настоящее время ведется разработка ряда автоматизированных систем экстренного реагирования на аварии автотранспортных средств. В США такая система входит в состав системы Next Generation 9-1-1 (NG9-1-1), предназначенной для вызова аварийных служб с использованием любых проводных и беспроводных коммуникационных устройств, в том числе через Интернет [1]. Разработка системы финансируется Министерством транспорта США.

В рамках Европейского союза создается система eCall [2], ориентированная только на