

А. А. Кашканов¹
В. А. Кашканов¹
А. А. Кашканова¹

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТРАЕКТОРИИ ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ ПРИ ИССЛЕДОВАНИИ ДОРОЖНО- ТРАНСПОРТНЫХ ПРОИСШЕСТВИЙ

¹Винницкий национальный технический университет

В статье предлагается один из способов оценки траектории движения легковых автомобилей при исследовании причин возникновения и реконструкции обстоятельств дорожно-транспортных происшествий. Цель заключается в том, чтобы на основе теории нечетких множеств и экспериментальных исследований предложить способ уменьшения неопределенности построения расчетной траектории движения автомобиля при торможении в условиях неточности исходных данных. Основой предложенного способа является математическая модель оценки траектории движения автомобиля при торможении, которая позволяет учесть перераспределение вертикальных реакций не только по осям, а и по бортам автомобиля, и дает возможность установить момент возникновения юза каждого колеса по критерию j/g . Особенностью предложенного способа является использование разработанных ранее экспертных систем для оценки тормозных моментов на колесах автомобиля и определения коэффициента сцепления автомобиля с дорогой. Использование нечеткой экспертной информации о значении факторов, которые влияют на тормозные моменты и коэффициент сцепления, позволяет уменьшить объем экспериментальных исследований и значительно сократить время достижения объективного решения о причинах возникновения аварийных ситуаций. Расхождение результатов прогноза экспертных систем с экспериментальными данными составляет соответственно 5 % и 3 %. Представлены результаты экспериментальных исследований поведения автомобиля при торможении в дорожных условиях с учетом величины тормозных моментов, которые были приложены к колесам автомобиля, величины коэффициента сцепления по бортам автомобиля, а также поперечного смещения центра масс автомобиля вследствие неравномерного распределения груза. Максимальная погрешность расхождения результатов моделирования и экспериментальных данных не превышает 8%. Приведен опорный алгоритм оценки траектории движения автомобиля при торможении, который позволяет учесть стохастическую и нечеткую неопределенность исходных данных и уменьшить диапазон возможной погрешности моделирования на 39 %. Исследование дорожно-транспортных происшествий, связанных с изменением траектории движения автомобиля при торможении, подтвердили возможность применения предложенного способа в автотехнической экспертизе.

Ключевые слова: автомобиль, безопасность дорожного движения, дорожно-транспортное происшествие, автотехническая экспертиза, торможение, оценка траектории движения.

Введение

Расширение объемов и сферы применения транспортных средств повышает вероятность увеличения человеческих и материальных потерь, причиной которых является аварийность на дорогах. По данным Всемирной организации здравоохранения [1], ежегодно в мире погибают на дорогах более 1,25 млн человек, а количество раненых составляет около 50 млн. Эта же организация прогнозирует, что в 2020 году дорожно-транспортные происшествия (ДТП) будут занимать третье место в мире среди причин потери здоровья после сердечно-сосудистых заболеваний и тяжелых депрессий. Украина по уровню смертности от ДТП занимает десятое место в мире, причем смертность в результате ДТП является главной причиной гибели детей и молодежи в возрасте от 5 до 29 лет [1, 2].

Обеспокоена постоянным ростом уровня травматизма и смертности на дорогах в мире, Генеральная Ассамблея ООН 2 марта 2010 года провозгласила 2011–2020 годы Десятилетием действий по безопасности дорожного движения. Цель мероприятий – сократить потери жизней людей от ДТП, путем активизации действий на региональном, национальном и глобальном уровнях. Кабинет Министров Украины, в свою очередь, утвердил Транспортную стратегию Украины на период до 2020 года с целью обеспечения стабильного и эффективного функционирования транспорта в стране [3]. Транспортная стратегия указывает на необходимость повышения уровня безопасности автомобильных перевозок, а также показателей качества и эффективности.

Движение автомобиля по дороге или какой-либо другой местности можно рассматривать как функционирование системы «водитель – автомобиль – дорога – среда» (ВАДС). Нарушение нормального функционирования каждого из компонентов системы ВАДС приводит к снижению эффективности (уменьшение скорости движения, немотивированным остановкам, увеличению расхода топлива) или к аварии (ДТП) [4, 5]. Большим резервом в решении проблемы аварийности на автомобильном транспорте является повышение точности и объективности методов анализа ДТП, выявление причинно-следственных связей [6, 7].

Прогресс в области автомобильного транспорта способствовал углублению изучения аспектов функционирования системы ВАДС в целом и особенностей движения автомобилей по дороге, в частности. На сегодняшний день в практике оценки траектории движения автомобиля для предупреждения и анализа ДТП используются различные методы, средства и технологии, набор которых определяется целью и направленностью выполняемых исследований.

Развитие технологий видеонаблюдения и компьютерной техники стали основой для использования методов оценки траектории движения транспортных средств на основе анализа изображений [8, 9, 10]. Результаты таких исследований могут использоваться при разработке интеллектуальных систем управления движением [5, 11, 12, 13]. На основе анализа видеонаблюдений работают информационные системы предупреждения ДТП [14, 15, 16]. Для анализа причин отдельных видов ДТП применение технологий видеонаблюдения крайне ограничено [6, 17].

В США и Европе информация электронных систем управления, безопасности и комфорта транспортных средств успешно используется в целях установления обстоятельств дорожно-транспортных происшествий. Это стало возможным благодаря развитию технологий фиксации движения транспортных средств в процессе ДТП: системы GPS позиционирования местонахождения транспортных средств, системы EDR – Event Data Recorder (регистрация данных о событиях), ACN – Automated Crash Notification (автоматизированные системы сообщения о ДТП) [18, 19, 20]. Автоматизированные системы регистрации параметров движения обеспечивают высокую достоверность исходных данных, и являются основой для установления механизма возникновения отдельных аварийных ситуаций на основе фундаментальных законов движения [21].

Энергетические методы реконструкции ДТП [22, 23, 24] основаны на анализе процесса удара и принципе эквивалентности количества кинетической энергии транспортных средств до ДТП и количества потенциальной энергии деформации и разрушения, которая осталась в поврежденном автомобиле и дорожных сооружениях. Эти методы позволяют установить историю изменения скоростей, положений, энергию деформации (нагрузки, которые воспринимали водитель, пассажиры или пешеходы). Полностью восстановить кинематику траекторий участников движения на основе энергетических методов невозможно [6, 17, 21].

Общепринятые методики анализа и реконструкции обстоятельств ДТП базируются на известных законах механики и теории устойчивости движения [6, 7, 17, 21]. Устойчивость – свойство автомобиля, которое определяется его способностью сохранять заданную траекторию движения при воздействии на автомобиль внешних сил, способствующих отклонению его от этой траектории при зафиксированных колесах [25]. Различают курсовую и траекторную устойчивость [25, 26, 27]. Траекторная устойчивость – свойство автомобиля с достаточной точностью следовать по заданной криволинейной траектории (поворачивать), курсовая – следовать по прямой (не менять направление движения).

На сегодняшний день в практике оценки траектории движения автомобиля в основном используются три типа моделей [28, 29, 30, 31]:

- одноколейная линейная одномассовая (велосипедная схема)
- пространственная одномассовая;
- пространственная многомассовая.

Одноколейная линейная одномассовая модель является наиболее распространенной. В этом случае автомобиль подается в виде двухколесной тележки. Колеса шарнирно связаны с корпусом тележки, причем одно из них (чаще заднее) имеет относительно корпуса только одну степень свободы – вращение относительно своей оси вращения, а другое – две степени свободы – вращение относительно своей оси вращения и поворот относительно вертикальной оси, расположенной в продольной плоскости (управляемое колесо). Центр масс автомобиля осуществляет плоскопараллельное движение и копирует продольный профиль дороги. Оба колеса каждой из осей имеют одинаковые углы увода и оба управляемые колеса повернуты на один и тот же угол. При составлении уравнений движения рассматриваются не силы, действующие на каждое из колес, а суммарные силы, действующие на оба колеса передней и задней осей. Это позволяет вместо

пространственной схемы рассматривать одноколейную линейную (велосипедную). Благодаря использованию одноколейной линейной модели в теорию автомобиля были введены такие понятия, как избыточная, недостаточная и нейтральная поворачиваемость, критическая скорость движения, понятие о зонах устойчивого и неустойчивого движения. Однако, применение этой модели не всегда обеспечивает достаточную точность результатов моделирования. Сравнение результатов экспериментального определения параметров движения автомобиля с теоретическими результатами показывает, что в ряде случаев существует значительное не только количественное, но и качественное расхождение [17, 27, 28].

Пространственная одномассовая модель, в отличие от предыдущей, позволяет исследовать влияние перераспределения нормальных реакций на характер движения автомобиля при его повороте. В этом случае автомобиль изображается четырехколесным и считается, что его колеса нагружены силами, различными по величине и направлению действия. Применение пространственной расчетной модели увеличивает круг тех практических задач, которые могут быть решены с применением одномассовой модели [6, 29, 30]. Может быть достаточно точно исследована зависимость управляемости и устойчивости от характеристик рулевой трапеции, приближенно изучено влияние конструкции подвески, типа дифференциала и т.п. Использование многомассовой пространственной математической модели позволяет исследовать автомобиль как систему нескольких тел, соединенных голономными и неголономными связями. Это приводит к изучению сложной механической системы с большим количеством независимых параметров, которая описывается системой дифференциальных уравнений высокого порядка. Осложнения математической модели не всегда дает положительный эффект, поскольку при определении массы, моментов инерции и характеристик связей неизбежны погрешности, которые увеличивают неопределенность конечных результатов [21, 31]. Кроме того, практическое использование подобных расчетных схем требует предварительного аналитического и особенно экспериментального определения большого количества конструктивных параметров автомобиля и шин.

Основным фактором предупреждения ДТП является процесс торможения [6, 7, 17, 21]. Моделирование траектории движения автомобиля для режима торможения связано с расчетами, для которых эксперт в качестве исходных данных использует результаты тех или иных измерений, предоставленных ему следователем или судом, а также типовые справочные данные. Справочными данными являются параметры и коэффициенты, численные значения которых выбираются экспертом самостоятельно из специальной научно-технической и справочной литературы в соответствии с характером и условиями совершения ДТП. В перечень таких характеристик и параметров входят параметры, характеризующие эффективность торможения АТС (время запаздывания срабатывания тормозной системы, время нарастания замедления, установившееся замедление), время реакции водителя; показатели качества и состояния дорожного покрытия, коэффициент сцепления шин с дорогой, сведения о скорости движения пешеходов, уклоны и радиусы поворота дороги и т.п.

Для оценки траектории движения автомобиля при торможении эксперту достаточно рассчитать те или иные параметры по известным из теории эксплуатационных свойств автомобиля формулам. Однако только при условии достоверности исходных данных и верного выбора методики расчета можно говорить об обоснованности, объективности, достоверности выводов эксперта и возможности их использования в качестве доказательств.

Целью исследования является улучшение качества автотехнической экспертизы ДТП путем совершенствования методики построения расчетной траектории движения автомобиля при торможении и уменьшения неопределенности ее оценки в условиях неточности исходных данных.

Для достижения поставленной цели решались такие задачи:

- исследовать процессы формирования траектории движения автомобиля путем определения законов изменения сил и моментов, действующих на него при торможении;
- разработать методику уменьшения неопределенности оценки траектории движения автомобиля при торможении в условиях неточности исходных данных.

Процессы формирования траектории движения автомобиля при торможении

Устойчивость автомобиля определяется боковыми реакциями опорной поверхности, действующими со стороны дороги на его колеса. Боковые силы возникают от центробежного эффекта при повороте, от поперечного уклона дороги, ветра и т.п. Если они меньше предельной величины боковой реакции, то колесо будет двигаться по заданной траектории и незначительно отклоняться от нее только за счет бокового увода. Если же предельная величина боковой реакции превышена,

начинається бокове скольжение, и колесо теряет устойчивость. Таким образом, колесо будет устойчивым, если [6]

$$R_{\Sigma} = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} \leq \varphi_{\max} \cdot R_z, \quad (1)$$

где R_{Σ} – суммарная реакция, действующая в плоскости контакта с опорной поверхностью; R_x , R_y , R_z – продольная, боковая, нормальная реакции в контакте колеса (или колес оси) с опорной поверхностью; φ_{\max} – максимальное значение коэффициента сцепления для определенного покрытия при оптимальном проскальзывании колес автомобиля.

Мощность тормозов современных автомобилей позволяет водителю заблокировать колеса автотранспортного средства. При этом возможны случаи:

- потеря траекторной устойчивости, в случае блокировки передних колес;
- потеря курсовой устойчивости, в случае блокировки задних колес.

Если автомобиль отклонился от прямолинейного направления движения на угол около 20° , занос уже невозможно прекратить даже полным растормаживанием и энергичным маневром с помощью рулевого управления [7]. Для предупреждения таких случаев на современных транспортных средствах устанавливаются антиблокировочные системы тормозов (АБС), системы курсовой устойчивости и т.д. [6, 32].

Испытания, проведенные на легковых автомобилях [33], показали, что при одновременном блокировании всех колес или при опережающей блокировке передних колес автомобиль, как правило, не терял курсовую устойчивость. Если же задние колеса блокировались раньше передних, то происходил занос автомобиля. При блокировании одного заднего колеса заноса не было до блокировки второго.

Исходя из конструктивных и технологических особенностей, допускается [32] определенное отклонение величин тормозных сил между различными колесами в процессе торможения, а также неравномерность срабатывания тормозов колес одной оси. Поэтому транспортное средство при торможении может разворачиваться вокруг своего центра тяжести, но в процессе разворота он не должен выходить за габариты коридора шириной 3,5 м. С учетом боковых интервалов безопасности 0,5 м ширину коридора безопасности можно считать равной 4,5 м.

Следовательно, для обеспечения безопасности движения автомобиля необходимо, чтобы тормозной путь не превышал определенной нормированной величины. Кроме того, нельзя допускать выход автомобиля за пределы заданной полосы движения, который может возникнуть при развороте (заносе). Условием предельно допустимого разворота автомобиля является выражение [7]:

$$\frac{B_{sr}}{2} \leq \Delta y + \frac{L_a}{2} \sin \gamma + \frac{B_a}{2} \cos \gamma, \quad (2)$$

где B_{sr} – ширина полосы движения; Δy – боковое смещение центра масс; L_a и B_a – габариты автомобиля (длина и ширина); γ – угол разворота продольной оси автомобиля.

Криволинейную траекторию движения автомобиля в процессе торможения можно наблюдать даже с фиксированным в нейтральном положении рулевым колесом. Объясняется это тем, что при торможении, в силу различных конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов, неравномерно действуют тормозные моменты на отдельных колесах. В результате появляются различные по величине продольные реакции и возникает момент поворачивающий автомобиль в горизонтальной плоскости. Движение автомобиля при этом становится неустойчивым, появляется возможность его заноса.

Торможение автомобиля может происходить с различным сочетанием заблокированных и незаблокированных колес в зависимости от неравномерного действия тормозных моментов, различных величин продольных, боковых и нормальных реакций на колесах. Характер течения процесса торможения для двухосного автомобиля можно условно разделить на две стадии: динамическую и стадию действия установившегося замедления.

В динамической стадии происходит рост тормозных сил на колесах автомобиля от нуля до максимальных значений, которые определяются сцепными качествами заблокированных колес или наибольшим давлением рабочего тела в тормозном приводе. Продолжительность динамической стадии зависит от конструкции привода, индивидуальных особенностей водителя, сцепных свойств колес с дорогой. При экстренном торможении она составляет в среднем 0,5 с. Стадия действия установившегося замедления характеризует процесс торможения с момента появления максимального замедления и до полной остановки автомобиля. Законы изменения сил и моментов, действующих на автомобиль в каждой фазе процесса торможения, отличаются друг от друга [6, 7, 17, 21, 32].

Положение автомобиля в пространстве определяется движением его центра масс $(x; y)$ в неподвижной системе координат x, y, z и углом разворота продольной оси γ (рис. 1).

Для определения этих параметров необходимо составить уравнения равновесия:

$$\begin{cases} m_a j_x = -R_{x1} - R_{x2}, \\ m_a j_y = -R_{y1} + R_{y2}, \\ I_z \dot{\omega} = M_1 + M_2 - R_{y1} \cdot a - R_{y2} \cdot b, \end{cases} \quad (3)$$

где m_a – масса автомобиля; I_z – момент инерции автомобиля относительно вертикальной оси, проходящей через его центр масс; $R_{x1} = R_{x1}^l + R_{x1}^r$, $R_{x2} = R_{x2}^l + R_{x2}^r$ – продольные реакции, действующие на оси автомобиля; $R_{y1} = R_{y1}^l + R_{y1}^r$, $R_{y2} = R_{y2}^l + R_{y2}^r$ – боковые реакции, действующие на оси автомобиля; $M_1 = (0,5 \cdot B - \Delta y) \cdot R_{x1}^l - (0,5 \cdot B + \Delta y) \cdot R_{x1}^r$, $M_2 = (0,5 \cdot B - \Delta y) \cdot R_{x2}^l - (0,5 \cdot B + \Delta y) \cdot R_{x2}^r$ – моменты, поворачивающие автомобиль; $j_x = V_x + V_y \cdot \omega$, $j_y = -V_y + V_x \cdot \omega$ – ускорение (замедление) центра масс автомобиля соответственно в направлении осей x и y [7]; $\dot{\omega}$ – угловое ускорение автомобиля относительно оси z (ω – угловая скорость автомобиля относительно оси z); V_x и V_y – скорость центра масс соответственно в направлении продольной оси автомобиля и в направлении, перпендикулярном к ней; a, b, B – конструктивные параметры автомобиля (индексы 1 и 2 обозначают переднюю и заднюю оси, а индексы l и r – левые и правые колеса).

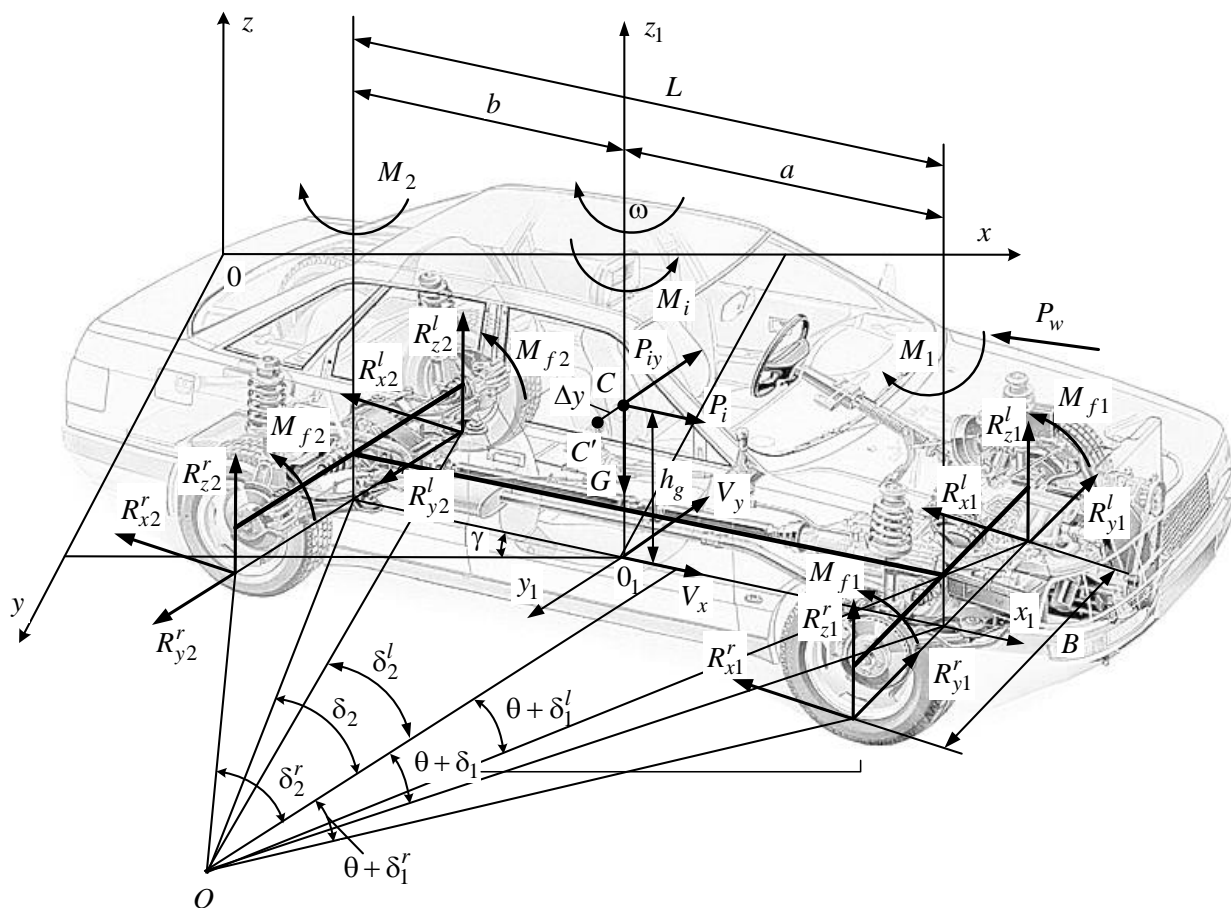


Рис. 1. Схема сил, действующих на автомобиль при торможении

Для оценки параметров траектории движения автомобиля и решения системы дифференциальных уравнений (3) необходимо определить законы изменения сил и моментов, действующих на автомобиль в процессе торможения.

Для заблокированных колес можно записать следующие выражения продольных реакций:

$$R_{x1}^l = \frac{M_{g1}^l}{r_k}; R_{x1}^r = \frac{M_{g1}^r}{r_k}; R_{x2}^l = \frac{M_{g2}^l}{r_k}; R_{x2}^r = \frac{M_{g2}^r}{r_k}, \quad (4)$$

где r_k – динамический радиус колеса; $M_{g1}^l, M_{g1}^r, M_{g2}^l, M_{g2}^r$ – тормозные моменты на колесах автомобиля.

Величины боковых реакций на заблокированных колесах автомобиля можно определить по известной зависимости [6]

$$R_y = k_y \cdot \operatorname{tg} \delta, \quad (5)$$

где δ – угол смещения (бокового увода) колеса; k_y – коэффициент сопротивления боковому смещению (уводу колеса).

Нормальную реакцию дороги под задними колесами автомобиля можно найти так:

$$R_{z2} = \frac{G}{L} \left(a \cdot \cos(\alpha) + h_g \cdot \sin(\alpha) - \frac{j}{g} \cdot k_{\delta i} \cdot h_g + f \cdot r_k \cdot \cos(\alpha) \right), \quad (6)$$

где $G = m_a \cdot g$ – вес автомобиля; g – ускорение свободного падения; α – угол продольного наклона проезжей части (принимается положительным при движении автомобиля на подъем и отрицательным – при движении на спуск); h_g – высота центра масс автомобиля; $k_{\delta i}$ – коэффициент учета инерции вращающихся масс автомобиля; L – база автомобиля; f – коэффициент сопротивления качению; j – замедление автомобиля

$$j = g \left(\varphi \cdot k_{p\varphi} \cdot \cos(\alpha) + \sin(\alpha) \right), \quad (7)$$

где φ – коэффициент сцепления; $k_{p\varphi}$ – коэффициент учета улучшения использования сцепных качеств автомобильного колеса с дорожным покрытием в следствии работы АБС.

Нормальную реакцию дороги под передними колесами можно рассчитать так:

$$R_{z1} = G - R_{z2}. \quad (8)$$

Учитывая влияние смещения центра масс автомобиля, нормальные реакции на колесах автомобиля распределяются следующим образом:

$$R_{z1}^l = R_{z1} \left(\frac{1}{2} - \frac{\Delta y}{B} \right); R_{z1}^r = R_{z1} \left(\frac{1}{2} + \frac{\Delta y}{B} \right); R_{z2}^l = R_{z2} \left(\frac{1}{2} - \frac{\Delta y}{B} \right); R_{z2}^r = R_{z2} \left(\frac{1}{2} + \frac{\Delta y}{B} \right) \quad (9)$$

Продольные и боковые реакции на заблокированных колесах можно определить следующим образом:

$$R_{x1} = R_{z1} \cdot \varphi \cdot \cos(\delta_1); R_{x2} = R_{z2} \cdot \varphi \cdot \cos(\delta_2); R_{y1} = R_{x1} \cdot \operatorname{tg}(\delta_1); R_{y2} = R_{x2} \cdot \operatorname{tg}(\delta_2). \quad (10)$$

На рис. 1 показаны углы направления движения колес δ_1^i и δ_2^i , которые в случае заблокированного колеса являются углом скольжения, в случае незаблокированного колеса – углом увода. Угол θ характеризует изменение направления движения передней оси автомобиля за счет несоответствия кинематики рулевого привода и подвески в случае зависимой подвески или за счет наклона колес в случае независимой подвески при крене кузова. Если заблокированы оба колеса передней оси, то углы θ равны нулю. Величины углов θ небольшие и изменяются от нуля до одного градуса [7].

Для автомобилей с передней зависимой подвеской

$$\theta = \rho (V_x' + V_y \cdot \omega), \quad (11)$$

а для автомобилей с передней независимой подвеской

$$\theta = \rho_n (-V_y' + V_x \cdot \omega), \quad (12)$$

где ρ и ρ_n – параметр, характеризующий конструкцию и упругие свойства подвески.

Учитывая небольшие значения углов при торможении автомобиля, можно записать

$$\theta + \delta_1^r \approx \theta + \delta_1^l \approx \theta + \delta_1; \quad \delta_2^r \approx \delta_2^l \approx \delta_2. \quad (13)$$

Согласно кинематике поворота (рис. 1) имеем

$$\operatorname{tg}(\delta_1) = \frac{\omega \cdot a - V_y}{V_x} - \theta; \quad \operatorname{tg}(\delta_2) = \frac{\omega \cdot a + V_y}{V_x}. \quad (14)$$

После установления законов изменения сил и моментов, действующих на автомобиль в процессе торможения, параметры траектории его движения (x , y , γ) можно определить из системы дифференциальных уравнений (3), преобразовав уравнения к виду

$$\begin{cases} V_x' = f_{V_x}(V_x, V_y, \omega, \text{const}), \\ V_y' = f_{V_y}(V_x, V_y, \omega, \text{const}), \\ \omega' = f_{\omega}(V_x, V_y, \omega, \text{const}). \end{cases} \quad (15)$$

Решить систему (15) можно только численными методами (например, методом Рунге–Кутты), в результате чего после интегрирования этой системы можно получить функциональные зависимости $V_x = f_1(t)$; $V_y = f_2(t)$; $\omega = f_3(t)$, которые характеризуют процесс торможения автомобиля.

С целью получения траектории движения центра масс автомобиля (x, y) и разворота его продольной оси γ необходимо опять проинтегрировать функциональные зависимости, полученные для V_x, V_y и ω , в соответствии с выражениями

$$\begin{aligned}\gamma &= \int_0^t \omega dt; \\ x &= \int_0^t (V_x \cos \gamma + V_y \sin \gamma) dt; \\ y &= \int_0^t (V_x \sin \gamma - V_y \cos \gamma) dt.\end{aligned}\quad (16)$$

Для моделирования траектории движения автомобиля по формулам (3)–(15) была разработана программа вычислений на объектно-ориентированном языке Delphi [34].

Оценка траектории движения автомобиля в условиях неточности исходных данных

Моделирование траектории движения автомобиля при торможении можно выполнить на базе данных автоматизированных систем регистрации параметров движения (системы EDR, ACN) [18, 19, 20]. Можно использовать данные мобильного регистрационно-измерительного комплекса для проведения динамических испытаний колесных машин [35]. Однако в большинстве случаев при исследовании ДТП значения величин тормозных моментов, приложенных к колесам автомобиля, а также величин коэффициента сцепления на каждом колесе носят качественный характер. То есть эти параметры имеют оценку в виде определенного диапазона возможных значений и определяются экспертом [6, 7]. Для уменьшения субъективности при оценке коэффициента сцепления и тормозных моментов на колесах автомобиля необходимо воспользоваться моделями, полученными на основе метода идентификации нелинейных объектов нечеткими базами знаний [39].

Построение моделей осуществлялось в два этапа: первый – структурная идентификация; второй – параметрическая идентификация. На первом этапе строилась структура зависимости коэффициента сцепления [7, 36, 37] (тормозных моментов [7, 34, 38]) от факторов влияния с применением экспертных правил «если-то». На втором этапе проводилась «настройка» модели путем подбора таких параметров формы функций принадлежности нечетких термов и таких весов правил «если-то», которые обеспечивают максимальную близость модельных и экспериментальных результатов.

Для примера, рассмотрим структуру модели определения коэффициента сцепления [36, 37], представленную на рис. 2 в виде дерева, висячими вершинами которого являются факторы влияния. Особенность модели состоит в том, что она учитывает как традиционные для известной методики [6] факторы, обобщенные интегральным показателем Q , так и дополнительно введенные факторы: S, H, P, N, V . Все влияющие факторы, сведенные в табл. 1, рассматриваются как лингвистические переменные, заданные на соответствующих универсальных множествах и оцениваются нечеткими термами. Интегральный показатель Q , в свою очередь зависит от факторов: D_1 – тип дорожного покрытия; D_2 – состояние дорожного покрытия; T – тип шин.

Таблица 1

Факторы влияния на коэффициент сцепления

Фактор	Универсальное множество	Термы для оценок
Q – интегральный показатель «тип шин – дорога»	(0–9) баллов	низкий (Q_1), ниже среднего (Q_2), средний (Q_3), выше среднего (Q_4), высокий (Q_5)
S – степень проскальзывания шины	(0–100) %	качение с проскальзыванием (S_1), юз (S_2)
H – изношенность шины	(0–100) %	новая (H_1), в пределах допустимого (H_2), изношена (H_3)
P – давление в шине	(50–150) %	пониженное (P_1), нормальное (P_2), повышенное (P_3)
N – нагрузка на колесо	(0–100) %	без нагрузки (N_1), средняя (N_2), полная (N_3)
V – скорость автомобиля	(0–130) км/ч	низкая (V_1), ниже средней (V_2), средняя (V_3), выше средней (V_4), высокая (V_5)

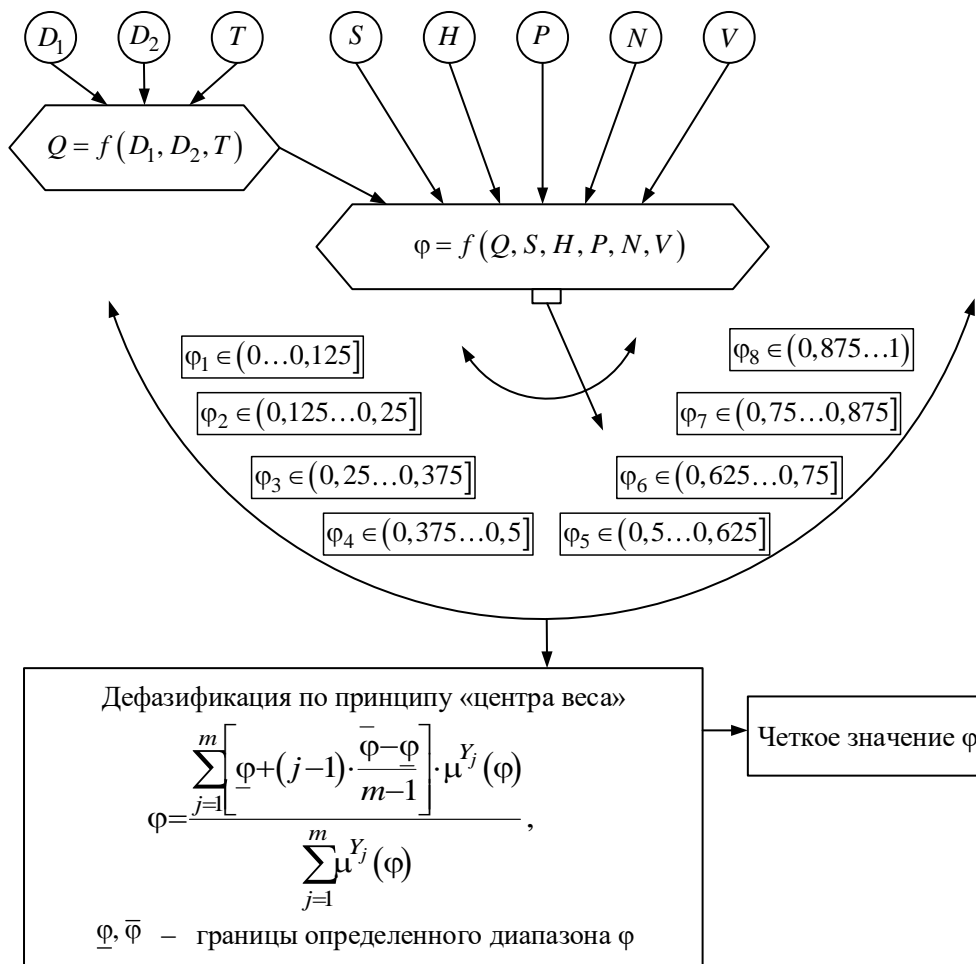


Рис. 2. Структура модели определения коэффициента сцепления

Аналогично модели коэффициента сцепления строились модели для определения тормозных моментов [7, 34, 38], структура которых зависела от конструкции тормозных механизмов. Для дискового тормозного механизма факторами влияния являлись: приводная сила, коэффициент трения, средний радиус поверхности трения. Для барабанных тормозных механизмов факторами влияния являлись: приводная сила, коэффициент трения, радиус барабана, угол обхвата тормозной колодки, плечи приложения сил.

Проверка адекватности модели определения коэффициента сцепления и моделей оценки тормозных моментов на колесах автомобиля показала средние относительные погрешности в пределах 4 % и 5 % соответственно, что является удовлетворительным результатом для практических расчетов [7].

Использование моделей определения коэффициента сцепления и тормозных моментов позволяет учесть все влияющие факторы, занесенные в протоколы ДТП, и сузить диапазон возможных оценок до конкретного числового значения. Это значительно повышает объективность определения действительного значения тормозного пути и траектории движения автомобиля при экспертизе ДТП.

После разработки приведенных выше теоретических положений были проведены натурные эксперименты и использованы результаты расчетов при расследовании ДТП, с помощью которых проверялась возможность воспроизведения траектории движения автомобиля при торможении. Алгоритм эксперимента был таков:

ШАГ 1. Создание (фиксация) соответствующих условий движения автомобиля.

ШАГ 2. Получение (фиксация) экспериментальной траектории автомобиля при торможении для заданных условий движения.

ШАГ 3. Моделирование траектории автомобиля для заданных условий движения с помощью разработанных моделей и алгоритмов.

ШАГ 4. Сравнение результатов моделирования, полученных на ШАГЕ 3, с результатами натурных экспериментов (ДТП).

Эксперимент проводился с автомобилями Skoda Octavia и BMW 520i на участке

асфальтобетонного покриття горизонтального профіля. Состояние покрытия: сухое, мокрое, покрытое грязью. Исследовалось влияние неравномерности распределения тормозных сил и коэффициента сцепления между колесами автомобиля, а также смещение центра масс автомобиля в поперечном направлении (системы повышения безопасности автомобилей были отключены). Примеры полученных экспериментальных кривых движения автомобиля в режиме торможения и результаты моделирования по предложенной и действующей методике изображены на рис. 3 и рис. 4.

Исходные данные для рис. 3: начальная скорость торможения 50 км/ч; коэффициент сцепления – 0,7 для всех колес; тормозные моменты на колесах автомобиля, Н·м: переднее левое – 468, переднее правое – 398, задние – 365; отрицательные значения курсового угла и поперечного смещения указывают на отклонение автомобиля влево. Для рис. 4: начальная скорость торможения 30 км/ч; коэффициент сцепления: левые колеса – 0,7; правые колеса – 0,38 (покрытый грязью асфальтобетон) тормозные моменты на колесах автомобиля, Н·м: передние – 945, задние – 828; отрицательные значения курсового угла и поперечного смещения указывают на отклонение автомобиля влево.

Сравнение результатов моделирования (по предложенной методике) и экспериментальных данных показало максимальную погрешность 7,9 %.

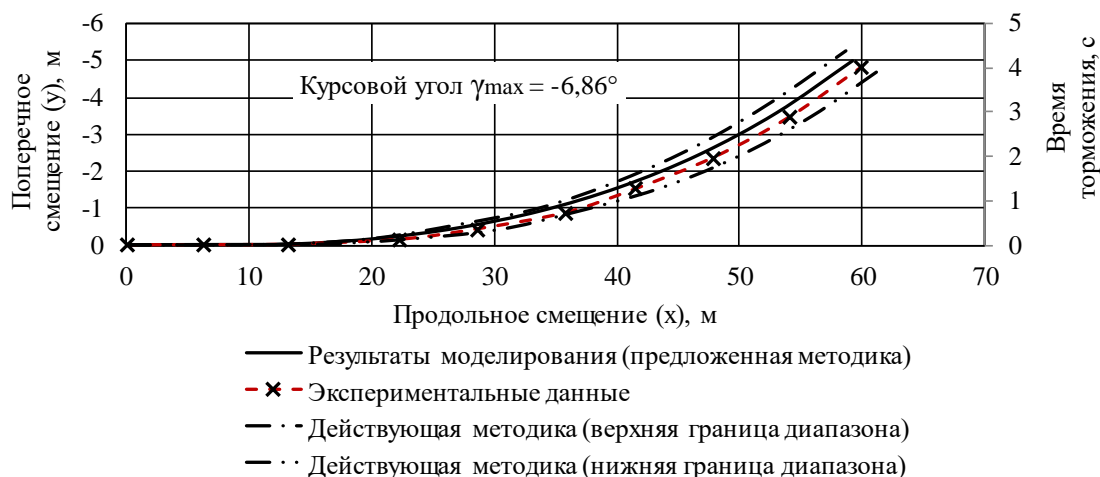


Рис. 3. Траектория движения автомобиля Skoda Octavia в режиме торможения при неравномерном действии тормозных моментов

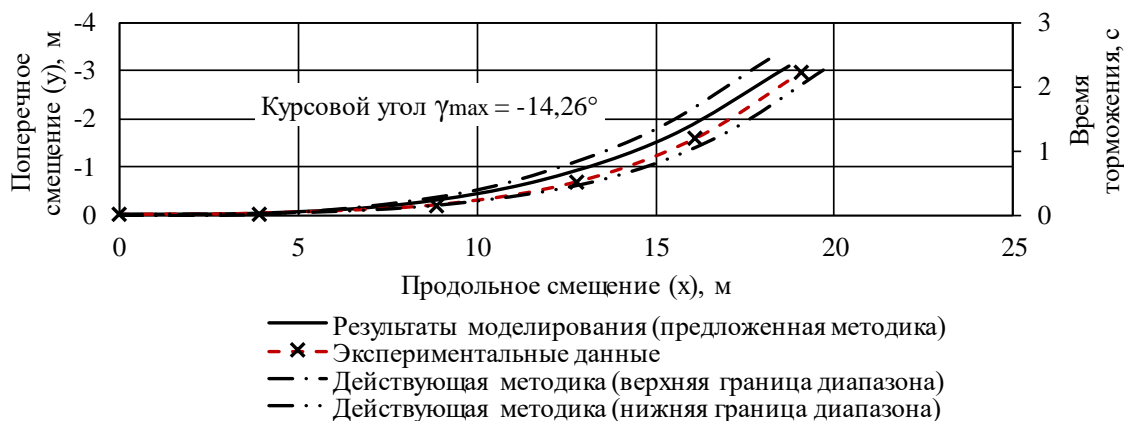


Рис. 4. Траектория движения автомобиля BMW 520i в режиме торможения при неравномерном распределении коэффициентов сцепления по бортам

Обсуждение результатов исследования процессов формирования траектории движения автомобиля при торможении

Криволинейную траекторию движения автомобиля в процессе торможения можно наблюдать с фиксированным в нейтральном положении рулевым колесом. Такие случаи вызываются неравномерностью тормозных сил колес оси, боковым смещением центра масс автомобиля, неравномерностью распределения коэффициента сцепления по колесам автомобиля. Это полностью совпадает с данными, хорошо известными из работ [27, 28, 29, 30].

Основные трудности решения задач оценивания тормозных свойств автомобилей при исследовании ДТП обусловлены необходимостью учета большого числа количественных и качественных факторов, отсутствием аналитических зависимостей, которые связывают факторы

влияния с решениями. Математические методы, которые традиционно используются для решения таких задач [6, 17, 21, 32], не позволяют моделировать логику рассуждений экспертов привлечением нечисловой и нечеткой информации. Применение модели определения коэффициента сцепления [36, 37] и моделей оценки тормозного момента на колесах автомобиля [7, 38] устраняют указанные недостатки путем учета как стохастической, так и нечеткой неопределенности. Благодаря этому сужается диапазон возможных оценок и повышается объективность принятия решений при исследовании ДТП.

Сравнительный анализ результатов компьютерного прогноза с выводами автотехнических экспертов, проведенный на основе данных расследованных дорожно-транспортных происшествий, совершенных в Винницкой области [7], не выявил расхождений в принятых решениях.

Результаты данной работы могут быть использованы при расследовании дорожно-транспортных происшествий, связанных с изменением траектории движения при торможении.

Дальнейшее исследование проблемы целесообразно проводить по следующим направлениям:

- разработка методики оценки траектории движения в процессе торможения для грузовых многососных автомобилей;
- дополнение разработанных моделей оценки тормозных моментов учетом влияния контакта в паре трения и тепловых процессов;
- учет нарушения геометрии осей
- учет времени опоздания срабатывания тормозного привода и времени нарастания замедления при торможении по каждому колесу.

Выводы

1. Для оценки параметров траектории движения автомобиля необходимо определить законы изменения сил и моментов, действующих на автомобиль в процессе торможения. Характер изменения сил и моментов зависит от режима торможения и блокировки колес. Основными факторами, которые существенно влияют на формирование траектории движения автомобиля при торможении, являются неравномерное действие тормозных моментов, поперечное смещение центра масс автомобиля, неравномерное распределение коэффициента сцепления по бортам и колесам автомобиля.

2. Разработанный алгоритм позволяет учесть стохастическую и нечеткую неопределенности оценки траектории движения автомобиля при торможении. Это существенно сужает диапазон возможной погрешности моделирования. Момент возникновения юза каждого колеса устанавливается по критерию j/g . Максимальная погрешность моделирования находится в пределах 8 %, что является удовлетворительным при исследовании ДТП.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] *Road traffic injuries* // World Health Organization. Дата оновлення: 23.01.2018. URL: <http://www.who.int/mediacentre/factsheets/fs358/en/> (дата звернення 11.02.2018).
- [2] *Рейтинг країн за рівнем смертності у ДТП: Україна в десятці (інфографіка)* // Інформаційне агентство УНІАН. Дата оновлення: 18.08.2017. URL: <https://www.unian.ua/society/2088789-reyting-krajin-za-rivnem-smertnosti-u-dtp-ukrajina-v-desyattsi-infografika.html> (дата звернення 27.11.2017).
- [3] *Про схвалення Транспортної стратегії України на період до 2020 року*: Розпорядження від 20 жовтня 2010 р. № 2174-р // База даних «Законодавство України»/Кабінет Міністрів України. – URL: <http://zakon2.rada.gov.ua/laws/show/2174-2010-p> (дата звернення 27.11.2017).
- [4] Говорущенко Н. Я., Волков В. П., Шаша И. К. *Обеспечение безопасности движения на автомобильном транспорте*. – Харьков: ХНАДУ, 2007. 361 с.
- [5] Кашканов А. А., Грисюк О. Г. и Гуменюк І. І. *Безпека дорожнього руху*: навч. посіб. Вінниця: ВНТУ, 2017. 90 с.
- [6] *Автотехнічна експертиза. Дослідження обставин ДТП*: підручник для вищих навчальних закладів / Туренко А. М. та ін. Харків, Україна: ХНАДУ, 2013. 320 с.
- [7] Кашканов А. А., Ребедайло В. М. і Кашканов В. А. *Оцінка експлуатаційних гальмових властивостей автомобілів в умовах неточності вихідних даних*. – Вінниця, Україна: ВНТУ, 2010. 148 с.
- [8] Hu W., Xiao X., Xie D., Tan T. and Maybank S. “Traffic accident prediction using 3-D model-based vehicle tracking,” *IEEE Transaction on Vehicular Technology*, v. 53, no. 3, pp. 677–694, 2004.
- [9] Xu W., Lu J., Zhang Y. and Wang J. “A Novel Method for Trajectory Analysis in Surveillance,” in *Fourth International Conference on Intelligent Computation Technology and Automation, Shenzhen, Guangdong*. 2011. P. 34-37.
- [10] Oh C., Kim T. “Estimation of rear-end crash potential using vehicle trajectory data,” *Accident Analysis & Prevention*, v. 42, no. 6, pp. 1888-1893.
- [11] Pariota L., Bifulco G. N., Markkula G., Romano R. “Validation of driving behavior as a step towards the investigation of Connected and Automated Vehicles by means of driving simulators,” in *5th IEEE International Conference on Models and Technologies for Intelligent Transportation Systems (MT-ITS), Naples*. 2017. pp. 274–279.
- [12] Houenou A., Bonnifait P., Cherfaoui V., Wen Y. “Vehicle Trajectory Prediction based on Motion Model and Maneuver Recognition,” in *IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS 2013), Tokyo, Japan*, 2013. pp. 4363-4369.

- [13] Jacob B., Violette E. "Vehicle trajectory analysis: an advanced tool for road safety," *Procedia – Social and Behavioral Sciences*, vol. 48. Issue of the Transport Research Arena – Europe, pp. 1805–1814, 2012.
- [14] Zhang R., Cao L., Bao S., Tan J. "A method for connected vehicle trajectory prediction and collision warning algorithm based on V2V communication," *International Journal of Crashworthiness*, vol. 22, no. 1, pp. 15–25, 2017.
- [15] Laugier C. et al., "Probabilistic analysis of dynamic scenes and collision risks assessment to improve driving safety," *IEEE Intelligent Transportation Systems Magazine*, vol. 3, pp. 4–19.
- [16] Rieger L., Scheef J., Becker H., Stanzel M. and Zobel R. "Active safety systems change accident environment of vehicles significantly – a challenge for vehicle design," in *Nineteenth International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles*, Washington. 2005. Paper 05-0074.
- [17] Franck H., McCarthy M. *Mathematical methods for accident reconstruction: a forensic engineering perspective*. Boca Raton: CRC Press, 2009. 328 p.
- [18] Кашканов А. А., Кашканов В. А., Грисяк О. Г. "Автоматизовані системи повідомлення про ДТП та перспективи їх використання," *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті*, № 1(5), с. 78–82, 2016.
- [19] Marco P daSilva. "Analysis of Event Data Recorder Data for Vehicle Safety Improvement 2008," *National Highway Traffic Safety Administration/United States Department of Transportation*. URL: <http://www.nhtsa.gov/DOT/NHTSA/NRD/Multimedia/PDFs/EDR/Research/811015.pdf> (дата звернення 27.11.2017).
- [20] Hynd D., McCarthy M. *Study on the benefits resulting from the installation of Event Data Recorders* // European Commission/Transport. Дата оновлення: 22.09.2016. URL: https://ec.europa.eu/transport/sites/transport/files/docs/study_edr_2014.pdf (дата звернення 27.11.2017).
- [21] Struble D. *Automotive accident reconstruction: practices and principles*. Boca Raton: CRC Press, 2013. 498 p.
- [22] Steffan H. *Accident reconstruction methods* // Vehicle System Dynamics. 2009. Volume 47. Issue 8: State of the art papers of the 21st IAVSD symposium. P. 1049–1073.
- [23] Modeling Vehicle Collision Angle in Traffic Crashes Based on Three-Dimensional Laser Scanning Data / N. Lyu, G. Huang, C. Wu, Z. Duan, P. Li // Sensors (Basel, Switzerland): електрон. наук. фахове вид. 2017. Vol 17(3), 482. URL: <http://doi.org/10.3390/s17030482> (дата звернення 27.11.2017).
- [24] Огородніков В. А., Перлов В. С. *Визначення енергії пластичної деформації елементів конструкцій транспортних засобів і параметрів розкриття подушок безпеки при ДТП* // Збірник наукових праць Вінницького державного аграрного університету. Серія: технічні науки. Вінниця, 2009. №3. С. 5–9.
- [25] Подригало, М. А. *Управляемость и устойчивость автомобиля. Определение понятий* // Автомобильная промышленность. 2008. №11. С. 22–23.
- [26] Сахно В. П., Макаров В. А., Костенко А. В. *Курсова стійкість руху автомобілів та її характеристики* // Проблеми транспорту : зб. наук. праць. Київ: НТУ. 2009. С. 222–230.
- [27] Подригало М. А., Клец Д. М., Артемов Н. П. *Устойчивость колесных машин как сложное эксплуатационное свойство* // Автомобильный транспорт. 2011. вып. 29. С. 179–183.
- [28] Сахно В. П., Вербицкий В. Г., Кондратьев В. В. *К вопросу о сравнительном анализе математических моделей плоскопараллельного движения с учетом и без учета влияния продольных и поперечных сил* // Вісник Донецької академії автомобільного транспорту. 2012. №4. С. 36–42.
- [29] Палагута К. А., Алексеев А. А. *Построение кинематической траектории движения автомобиля в экстремальных условиях* // Машиностроение и инженерное образование. 2012. №3. С. 36–43.
- [30] Писаренко А. В., Белоус А. В., Кононенко Д. В. *Компьютерное моделирование поведения транспортного средства с антиблокировочной системой* // Збірник наукових праць Харківського університету Повітряних Сил. 2013. випуск 3(36). С. 162–166.
- [31] Сахно В. П., Вербицкий В. Г., Кондратьев В. В. *Влияние позадвальной силы у плямі контакту ведучих коліс на курсову стійкість руху автомобілів* // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. 2013. № 30 (1003). С. 3–9.
- [32] *Bosch Automotive Handbook*; [Translated from the German]. – 9th Edition / Konrad Reif; Karl-Heinz Dietsche & others. Karlsruhe : Robert Bosch GmbH, 2014. 1544 p.
- [33] Lister, R. *Retention of directional control wheel braking* // S.A.E. Prepr. s.a. №650092. P. 432–449.
- [34] Кашканов А. А., Кужель В. П., Грисяк О. Г. *Комплексна програма оцінювання експлуатаційних гальмових властивостей автомобілів при експертизі ДТП* // Вісник Севастопольського національного технічного університету: зб. наук. пр. Серія: Машиноприладобудування та транспорт. Севастополь: СевНТУ, 2011. Вип.121/2011. С. 54–57.
- [35] Клец Д.М. *Разработка мобильного регистрационно-измерительного комплекса для проведения динамических испытаний колесных машин* // Вісник Національного транспортного університету. Науково-технічний збірник. К.: НТУ, 2012. Вип. 25. С.234–241.
- [36] Rotshtein A., Rebedailo V., Kashkanov A. *Fuzzy Logic-based Identification of Car Wheels Adhesion Factor with a Road Surface* // Fuzzy Systems & A.I. Reports and Letters. 1997. vol. 6, Nos. 1-3. P. 53–64.
- [37] Кашканов А. А. *Оцінювання невизначеності значень коефіцієнта зчеплення та її вплив на результати автотехнічної експертизи дорожньо-транспортних пригод* // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Харків: НТУ «ХПІ», 2014. №8(1051). С. 61–66.
- [38] Кашканов А. А. *Оцінка гальмових моментів на колесах автомобіля за допомогою нечіткої логіки* / А. А. Кашканов // Вимірвальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах. – Хмельницький: ТУП, 1999. – №1. – С. 139–143.
- [39] Ротштейн, А. П. *Интеллектуальные технологии идентификации: нечеткие множества, генетические алгоритмы, нейронные сети*: монография. Винница: «УНІВЕРСУМ-Вінниця», 1999. 320 с.

Кашканов Андрей Альбертович – канд. техн. наук, доцент кафедри автомобілей и транспортного менеджмента, e-mail: kashkanov_a@ukr.net;

Кашканов Виталий Альбертович – канд. техн. наук, доцент кафедри автомобілей и транспортного менеджмента, e-mail: kash_2004@ukr.net;

Кашканова Анастасия Андреевна – студентка.

Вінницький національний технічний університет, г. Вінниця.

A. Kashkanov¹
V. Kashkanov¹
A. Kashkanova¹

Modeling the trajectory of the car in the study of traffic accidents

¹Vinnitsia National Technical University

The article proposes one of the ways to evaluate the trajectory of the cars movement in the study of the causes of the occurrence and reconstruction of the traffic accidents circumstances. The aim is to propose, based on the theory of fuzzy sets and experimental studies, a method for reducing the uncertainty of constructing the calculated trajectory of a vehicle during braking under inaccurate initial data. The basis of the proposed method is a mathematical model for evaluating the trajectory of a vehicle during braking, which allows for the redistribution of vertical reactions not only along the axes, but along the sides of the car, and makes it possible to determine the instant of occurrence of the skid of each wheel by the criterion j/g . A feature of the proposed method is the use of previously developed expert systems for evaluating the braking torques on the wheels of the car and determining the coefficient of adhesion of the car with the road. The use of fuzzy expert information on the importance of factors that affect brake moments and the coefficient of adhesion allows to reduce the volume of experimental studies and significantly shorten the time to reach an objective decision on the causes of emergencies. The discrepancy between the results of the expert system forecast and the experimental data is 5% and 3%, respectively. Presented are the results of experimental studies of the behavior of the car during braking in road conditions, taking into account the magnitude of the braking torques that were applied to the wheels of the car, the magnitude of the coefficient of adhesion along the sides of the car, as well as the transverse displacement of the center of mass of the car due to uneven distribution of cargo. The maximum error in the discrepancy between the simulation results and the experimental data does not exceed 8%. A reference algorithm for estimating the trajectory of a vehicle during braking is presented, which allows one to take into account the stochastic and indistinct uncertainty of the initial data and reduce the range of possible modeling error by 39%. Investigation of road accidents related to changing the trajectory of the car during braking, confirmed the possibility of applying the proposed method in the auto-technical examination.

Keywords: car, road safety, traffic accident, auto-technical examination, braking, trajectory estimation.

Kashkanov Andriy – Ph.D., Associate Professor, Associate Professor of the Department of Automobiles and Transport Management, e-mail: kashkanov_a@ukr.net;

Kashkanov Vitalii – Ph.D., Associate Professor, Associate Professor of the Department of Automobiles and Transport Management, e-mail: kash_2004@ukr.net;

Kashkanova Anastasia – student.

А. А. Кашканов¹
В. А. Кашканов¹
А. А. Кашканова¹

Моделювання траєкторії руху автомобіля при дослідженні дорожньо-транспортних пригод

¹Вінницький національний технічний університет

У статті пропонується один із способів оцінки траєкторії руху легкових автомобілів при дослідженні причин виникнення і реконструкції обставин дорожньо-транспортних пригод. Мета полягає у тому, щоб на основі теорії нечітких множин та експериментальних досліджень запропонувати спосіб зменшення невизначеності побудови розрахункової траєкторії руху автомобіля при гальмуванні в умовах неточності вихідних даних. Основою запропонованого способу є математична модель оцінки траєкторії руху автомобіля при гальмуванні, яка дозволяє врахувати перерозподіл вертикальних реакцій не тільки по осях, а й по бортах автомобіля, і дає можливість встановити момент виникнення юза кожного колеса за критерієм j/g . Особливістю запропонованого способу є використання розроблених раніше експертних систем для оцінки гальмівних моментів на колесах автомобіля і визначення коефіцієнта зчеплення автомобіля з дорогою. Використання нечіткої експертної інформації про значення факторів, які впливають на гальмієні моменти і коефіцієнт зчеплення, дозволяє зменшити обсяг експериментальних досліджень і значно скоротити час досягнення об'єктивного рішення про причини виникнення аварійних ситуацій. Розбіжність результатів прогнозу експертних систем з експериментальними даними становить відповідно 5% і 3%. Представлені результати експериментальних досліджень поведінки автомобіля при гальмуванні в дорожніх умовах з урахуванням величини гальмівних моментів, які були прикладені до коліс автомобіля, величини коефіцієнта зчеплення по бортах автомобіля, а також поперечного зміщення центру мас автомобіля внаслідок нерівномірного розподілу вантажу. Максимальна похибка розбіжності результатів моделювання і експериментальних даних не перевищує 8%. Наведено опорний алгоритм оцінки траєкторії руху автомобіля при гальмуванні, який дозволяє врахувати стохастичну і нечітку невизначеність вихідних даних і зменшити діапазон можливої похибки моделювання на 39%. Дослідження дорожньо-транспортних пригод, пов'язаних зі зміною траєкторії руху автомобіля при гальмуванні, підтвердили можливість застосування запропонованого способу в автотехнічній експертизі.

Ключові слова: автомобіль, безпека дорожнього руху, дорожньо-транспортна пригода, автотехнічна експертиза, гальмування, оцінка траєкторії руху.

Кашканов Андрій Альбертович – к. т. н., доцент кафедри автомобілів та транспортного менеджменту, e-mail: kashkanov_a@ukr.net;

Кашканов Віталій Альбертович – к. т. н., доцент кафедри автомобілів та транспортного менеджменту, e-mail: kash_2004@ukr.net;

Кашканова Анастасія Андріївна – студентка, Вінницький національний технічний університет.