



ПРИМЕНЯЕМЫЕ МЕТОДЫ РЕКОНСТРУКЦИИ ОБСТОЯТЕЛЬСТВ ТРАНСПОРТНЫХ АВАРИЙ

В. Н. Никонов

Институт механики УНЦ РАН, Уфа

Аннотация. Для реконструкции обстоятельств столкновений транспортных средств в мировой практике применяются три основные методики. Традиционная методика основана на частичном применении закона сохранения энергии и имеет существенные ограничения по своим возможностям. Расширенная методика полностью включает в себя возможности и аппарат как традиционной методики, так и динамики недеформируемого твердого тела в целом, и реализуется как экспертная система в виде компьютерной программы. Однако для ее эффективного применения требуются результаты многочисленных краш-тестов с целью определения жесткости конструкции транспортного средства при различных способах нагружения. Наиболее универсальной и эффективной является методика, основанная на применении метода конечных элементов, позволяющая наиболее точно рассчитать законы изменения сил взаимодействия транспортных средств во время их столкновения.

Ключевые слова: автотехническая экспертиза, реконструкция обстоятельств, деформация

Реконструкция обстоятельств транспортных аварий является одной из основных задач экспертизы транспортных аварий. Выяснение значений и направлений скоростей транспортных средств перед столкновением, технически возможных траекторий их движения, предшествующих аварии, имеет основополагающее значение при расследовании дорожно-транспортных происшествий (ДТП). При этом автотехнические, инженерно-технические и иные экспертизы часто являются практически единственными законными источниками фактических данных об обстоятельствах аварии.

Однако применяемая сегодня методика автотехнической экспертизы МЮ РФ существенно устарела и не может дать ответ на ряд вопросов, касающихся механизма ДТП. Многочисленность же дорожно-транспортных аварий, уносящих ежегодно в нашей стране более 30 тысяч жизней и

приносящих огромный материальный ущерб, требует развития как существующей методике, так и создание новых на основе достижений современной науки. Целью настоящей статьи является сравнительный анализ возможностей традиционной методике автотехнической экспертизы с достижениями современной механики, применяемыми в мировой практике для реконструкции обстоятельств ДТП. Таким образом, предметом рассмотрения являются:

- традиционная методика автотехнической экспертизы;
- расширенная методика, основанная на динамике недеформируемого твердого тела;
- методика, основанная на динамике деформируемого твердого тела и науке о прочности.

Традиционная методика автотехнической экспертизы, применяемая в настоящее время экспертными учреждениями, была разработана на основе описания движения материальной точки методами классической механики [1] с дополнениями, основанными на исследованиях психофизических реакций человека в различных дорожных ситуациях [2], особенностей работы исполнительных механизмов автомобилей и фрикционных свойств различных дорожных покрытий [3].

Так, данная методика разделяет остановочный путь автомобиля при экстренном торможении во времени t на фазы:

- время реакции водителя t_1 — период времени с момента появления раздражителя в поле зрения водителя до начала воздействия последним на органы управления транспортным средством (педали тормоза, сцепления, акселератора, рулевое колесо). Для различных дорожных ситуаций нормативное время реакции водителя может изменяться от 0.6 с до 1.4 с;
- время срабатывания тормозной системы транспортного средства t_2 , нормативное значение которого принято в пределах от 0.1 с до 0.3 с;
- время нарастания замедления транспортного средства t_3 до его установившегося значения j . При этом нормативное значение t_3 принято в пределах от 0.1 с до 0.3 с, а значение установившегося замедления j может быть определено как произведение коэффициента сцепления шин транспортного средства с дорожным покрытием φ на ускорение свободного падения $g = 9.81 \text{ м/с}^2$, т.е. $j = \varphi g$. Нормативные значения коэффициента сцепления φ для различных дорожных условий изменяются в пределах от 0.1 для гололеда до 0.8 для сухого асфальта;
- время торможения до остановки с установившимся значением замедления.

Таким образом, основной закон динамики для тормозящего транспортного средства может быть записан в виде

$$mj(t) = F, \quad (1)$$

где F — сила трения шин транспортного средства о дорожное покрытие; m — масса транспортного средства, а замедление транспортного средства $j(t)$ с учетом сказанного выше

$$j(t) = \begin{cases} 0, & t < t_1 + t_2, \\ \frac{\varphi g}{t_3} (t - t_1 - t_2), & t_1 + t_2 \leq t < t_1 + t_2 + t_3, \\ \varphi g, & t \geq t_1 + t_2 + t_3. \end{cases} \quad (2)$$

Сила трения шин транспортного средства о дорожное покрытие определяется по закону Кулона как

$$F = mg\varphi. \quad (3)$$

Таким образом, после сокращения обеих частей равенства (1) на m , двойное интегрирование этого соотношения с учетом (2) дает следующие формулы, применяемые традиционной методикой для горизонтального участка пути. Далее везде под замедлением понимается его установившееся значение $j = \varphi g$, а скорость измеряется в км/ч.

Скорость транспортного средства V перед началом торможения исходя из длины следа юза колес S определяется как

$$V = 1.8t_3j + \sqrt{26j(S - L)}, \quad (4)$$

где L — колесная база транспортного средства (расстояние между передней и задней осями).

Допустимая скорость V_D транспортного средства по условиям видимости определяется через длину видимого участка дороги S_D как

$$V_D = 3.6(t_1 + t_2 + 0.5t_3)j \left(\sqrt{\frac{2S_D}{(t_1 + t_2 + 0.5t_3)^2 j} + 1} - 1 \right). \quad (5)$$

Остановочный путь транспортного средства S_S в зависимости от скорости V его движения определяется как

$$S_S = (t_1 + t_2 + 0.5t_3) \frac{V}{3.6} + \frac{V^2}{26j}. \quad (6)$$

Следующая группа формул предназначена для расчета удаления S_L транспортного средства от места наезда на пешехода. При известной из эксперимента или нормативной скорости движения пешехода V_P в опасной зоне, прошедшего путь S_P при наезде без торможения

$$S_L = \frac{V}{V_P} S_P, \quad (7)$$

а при наезде с торможением при дополнительно известной длине всего тормозного пути S , и длине тормозного пути после наезда S'

$$S_L = \frac{V}{V_P} S_P - \left(\sqrt{S} - \sqrt{S'} \right)^2. \quad (8)$$

Другие соотношения традиционной методики являются вариациями приведенных выше соотношений (4)–(8) для различных типовых ситуаций и с учетом уклона дороги. Кроме указанных соотношений традиционная методика позволяет вычислить критическую скорость заноса транспортного средства при движении по криволинейному участку дороги с заданным радиусом кривизны, а также работу опрокидывания автомобиля в гравитационном поле при известном геометрическом положении центра масс транспортного средства. Методикой также учитывается, что при скольжении автомобиля в поперечном направлении коэффициент сцепления его шин с дорожным покрытием составляет 80 % от коэффициента сцепления шин при скольжении в продольном направлении.

Затраты кинетической энергии транспортных средств на пластическую деформацию элементов их конструкций, дорожных ограждений и пр. традиционная методика не учитывает. Однако при этом, как правило, оговаривается, что истинные значения скоростей транспортных средств были выше расчетных. То есть, традиционная методика лишь частично использует закон сохранения энергии. Законы сохранения количества движения, момента количества движения и массы не используются, а как следствие — традиционной методикой не может быть в полной мере применен аппарат теоретической механики для реконструкции траекторий и скоростей столкнувшихся транспортных средств.

Таким образом, традиционная методика дает набор скалярных соотношений и не дает возможности анализировать поступательное и вращательное движение транспортных средств в 2-х мерном или 3-х мерном пространствах. В силу того, что не учитывается множество факторов, традиционную методику можно характеризовать как метод нижней или минимальной оценки параметров движения транспортных средств.

Ограниченность традиционной методики приводит, соответственно, и к ограниченному числу вопросов, на которые она может дать ответы. Перечень таких вопросов, охватывающий как вопросы определения скорости транспортных средств, времени прохождения ими различных участков пути, так и вопросы наличия технической возможности предотвращения ДТП у их водителей, приводится в специальной юридической литературе.

В большинстве случаев ДТП данной методики достаточно для исследования обстоятельств аварии, а непременным условием ее применения является известность длины следов торможения и координат точки столкновения (наезда).

Расширенная методика, основанная на динамике недеформируемого твердого тела, широко представлена на европейском и североамериканском рынках такими программными продуктами, как PC-Crash, CARAT-4, HVE и др. В силу сходности теоретической основы таких программ далее проанализируем только некоторые особенности применяемых методов расчета.

Транспортное средство в снаряженном состоянии представлено как твердое тело, имеющее габаритные размеры; массу, сосредоточенную в центре масс с известными координатами; моменты инерции относительно главных осей (осей симметрии) транспортного средства; подвеску в виде вязкоупругих элементов; тормозную систему в виде удельной силы торможения; шины в виде сил тяги, торможения и бокового увода; привод и коробку передач в виде крутящего момента двигателя, передаваемого на ведущие колеса; аэродинамические характеристики кузова для учета сил сопротивления воздуха. Также предусматриваются данные о загрузке транспортного средства грузом, массе и местах расположения водителя и пассажиров, действиях водителя во времени или пространстве (нажатие педалей акселератора, тормоза, поворот руля, переключение передач), задержке срабатывания тормозной системы транспортного средства, времени реакции водителя. Имеется возможность учета различных по трению и профилю участков пути.

Приведенные выше параметры позволяют провести численное интегрирование дифференциальных уравнений поступательного и вращательного движения транспортного средства в двухмерном или трехмерном пространстве [4, 5], что точно восстанавливает траекторию транспортного средства как до его столкновения с препятствием, так и после столкновения [6]. О модели самого столкновения будет сказано ниже.

Таким образом, с точки зрения механики расширенная методика полностью включает в себя все элементы традиционной методики и существенно ее уточняет, в том числе, за счет применения вычислительной техники, и является по сути экспертной системой. Использование компьютерных программ при этом обусловлено тем, что не только аналитическое решение систем уравнений движения транспортного средства с учетом множества параметров, в том числе зависящих от времени и (или) значений других параметров и начальных условий, представляет значительное затруднение, но сама аналитическая запись системы таких уравнений требует очень высокой квалификации исследователя.

Модель столкновения транспортного средства с другим транспортным



Рис. 1. Измерение длины и высоты кузова после удара

средством или препятствием в расширенной методике вводится либо через учет сил взаимодействия сталкивающихся тел, либо через коэффициент восстановления скорости после удара. В последнем случае либо рассматривается два крайних варианта решения при значениях коэффициента восстановления скорости равных 0 и 1, либо значение этого коэффициента определяется по иным косвенным данным как, например, совпадение расчетных и фактических траекторий движения до и после удара при наличии следов колес.

Величина силы P , действующей на транспортное средство при столкновении, вводится двумя путями. Как самое простое — полагается пропорциональной линейной деформации конструкции транспортного средства, а коэффициентом пропорциональности является жесткость конструкции в определенном направлении. Жесткость конструкции G определяется из результатов краш-тестов транспортных средств или, при отсутствии результатов испытаний, дается производителем. Под линейной деформацией δ понимается изменение габаритного размера транспортного средства в месте контакта на видах сверху или сбоку, как показано на Рис. 1, а жесткость, соответственно, вычисляется как значение силы отнесенное к единице длины. Таким образом, с учетом обозначений на Рис. 1

$$\delta = H - H_0, \quad (9)$$

где H_0 — высота недеформированного транспортного средства, или

$$\delta = L_0 - L, \quad (10)$$

где L_0 — длина недеформированного транспортного средства.

Тогда деформирующая сила и линейная деформация связаны соотношением

$$P = G\delta, \quad (11)$$



Рис. 2. Попутное столкновение двух грузовиков

а работа деформации A может быть вычислена как

$$A = \frac{1}{2}P\delta = \frac{1}{2}G\delta^2. \quad (12)$$

Из равенства кинетической энергии движущегося транспортного средства работе деформации при его столкновении до полной остановки можно получить выражение для энергетически эквивалентной скорости

$$V_{EES} = \sqrt{\frac{G\delta^2}{m}}, \quad (13)$$

являющейся в данной методике энергетической мерой деформации транспортного средства. Заметим при этом, что энергетически эквивалентная скорость не является аддитивной величиной.

По данным одной из крупнейших в Западной Европе международной автоэкспертной организации IbV подобный подход дает достаточно точные результаты при анализе столкновений транспортных средств. Ниже рассматривается один из многочисленных примеров [7], когда имелась возможность установить скорости столкнувшихся грузовых автомобилей иными достоверными методами и сравнить полученные результаты.

Тягач модели MAN, массой 11.86 т, стоял у светофора. Другой тягач модели VOLVO, массой 16.5 т, ударил его сзади. Указанные модели

грузовиков комплектуются регистрационными приборами, фиксирующими скорость. По спидометрической карте VOLVO было установлено, что в момент столкновения его скорость была 72 км/ч. По спидометрической карте тягача MAN было установлено, что в результате удара его скорость возросла от нуля до 35 км/ч.

В результате столкновения кабина VOLVO была деформирована на 1.2 м, как показано на Рис. 2 справа, а металлический кузов тягача MAN получил деформацию 0.2 м. При этом, как MAN был отброшен вперед в результате удара на 20 м, так и VOLVO продолжал двигаться по инерции вперед от точки столкновения на 5 м.

По данным производителей жесткость передней части VOLVO составляет 1650 кН/м, жесткость задней части кузова тягача MAN составляет 10000 кН/м. Отсюда энергетически эквивалентные скорости составили для VOLVO 43 км/ч, для MAN — 21 км/ч.

Предположим, что регистрационные приборы на тягачах отсутствуют. Тогда скорость VOLVO в момент столкновения V_0 могла бы быть найдена из энергетического равенства кинетической энергии VOLVO в момент столкновения суммарной работе деформации обеих конструкций и суммарной работе сил трения на их перемещении от точки столкновения.

При примерно одинаковых значениях коэффициента трения шин о мокрый асфальт и траву, равных 0.6, вычислим работу сил трения на пути перемещения обоих грузовиков с учетом выражения (3)

$$A_F = 11860 \cdot 9.81 \cdot 0.6 \cdot 20 + 16500 \cdot 9.81 \cdot 0.6 \cdot 5 = 1882000 \text{ нм.} \quad (14)$$

Суммарная работа деформации конструкций с учетом выражения (12) составляет

$$A_D = \frac{1650000 \cdot 0.2^2}{2} + \frac{10000000 \cdot 1.2^2}{2} = 1388000 \text{ нм.} \quad (15)$$

Тогда уравнение энергетического баланса выглядит как

$$\frac{16500 \cdot V_0^2}{2} = 1882000 + 1388000, \quad (16)$$

откуда $V_0 = 19.9 \text{ м/с} = 71.7 \text{ км/ч}$, что соответствует спидометрической карте VOLVO.

Заметим, что в сети Интернет имеется достаточное количество отчетов об авариях с участием грузовиков, оснащенных регистраторами скорости. В этом отношении такие отчеты являются идеальным материалом для апробации тех или иных методик.

Хорошее совпадение приведенного выше примера в немалой степени обусловлено тем, что имел место практически идеальный центральный

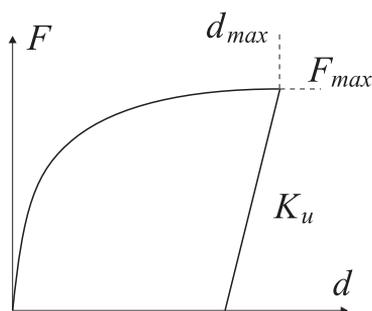


Рис. 3. Зависимость между узловой силой и относительным перемещением узла при нагружении и разгрузке

удар двух транспортных средств, а плоская форма задней части кузова тягача MAN и его высокая жесткость полностью имитирует фронтальный удар при краш-тестировании. В большинстве реальных ситуаций имеет место целый ряд отклонений от идеальных условий краш-тестов. При этом жесткость конструкции транспортных средств существенно зависит от места, направления и последовательности приложения деформирующих сил. Идеальным инструментом реконструкции обстоятельств автомобильных аварий может быть метод конечных элементов (МКЭ). В работе [8] отмечается, что МКЭ существует уже несколько десятков лет, а опыт последнего десятилетия показал возможность успешного моделирования больших пластических деформаций сложных конструкций в условиях динамического нагружения. Подобные расчеты в обязательном порядке проводятся конструкторами при разработке новых транспортных средств. Однако ввиду сложности использования МКЭ, длительного процесса подготовки исходных данных и самого расчета, судебными экспертами МКЭ в полном объеме не применяется и ближайшее десятилетие применяться не будет.

Заметим, что последнее утверждение расходится с мнением американских и российских ученых, имеющих успешный опыт применения МКЭ, о чем будет сказано ниже при обсуждении третьей методики реконструкции обстоятельств транспортных аварий.

Тем не менее, разработчиками расширенной методики предложен метод расчета сил взаимодействия транспортных средств при столкновениях, не требующий от конечного пользователя затрат времени на подготовку данных и большого времени расчета, и хорошо вписывающийся в экспертные системы.

Этот метод [8], названный методом динамической механической оболочки (МДМО, в оригинале авторов — Dynamic Mechanical Shell или Dy-MeSh), заключается в том, что оболочка (кузов) транспортного средства представляется в виде треугольной сетки с небольшим числом узлов. Контактная задача при проникновении узлов сетки в тело препятствия реша-

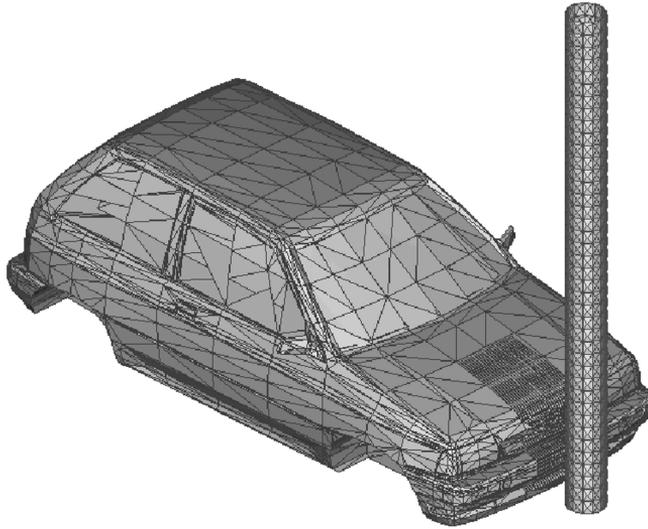


Рис. 4. Начальная позиция автомобиля перед столкновением с телеграфным столбом

ется упрощенно — узлу, проникшему в тело препятствия, в следующей итерации задается перемещение, переводящее его на границу препятствия по его последнему вектору перемещения. В ходе нагружения сила, действующая на каждый узел, представляется в виде полинома

$$F = k_0 + k_1\delta + k_2\delta^2 + k_3\delta^3 + \kappa\delta. \quad (17)$$

где δ — перемещение узла относительно центра масс конструкции.

Также учитывается разгрузка конструкции с модулем K_U , как показано на Рис. 3. Узловые силы переводятся в поверхностные нагрузки, являющиеся уже функциями координат и узловых сил, через функции формы.

Кривые, показанные на Рис. 3, строятся для каждого узла сетки как по экспериментальным данным, полученным из краш-тестов, так и расчетным, полученным из прочностных расчетов МКЭ. Учет сил трения между контактирующими поверхностями производится обычным для МКЭ способом.

Таким образом, введенные упрощения, при наличии базы данных различных моделей транспортных средств, позволяют обойтись без длительной процедур подготовки данных, а также снизить расчетное время решения задачи до нескольких минут за счет отсутствия процедур формирования и решения системы уравнений для сеточного аналога.

Рассмотрим пример анализа столкновения легкового автомобиля FORD с телеграфным столбом с использованием МДМО. Начальная позиция автомобиля показана на Рис. 4.

Сеточная модель наружной оболочки автомобиля состоит из 5020 узлов

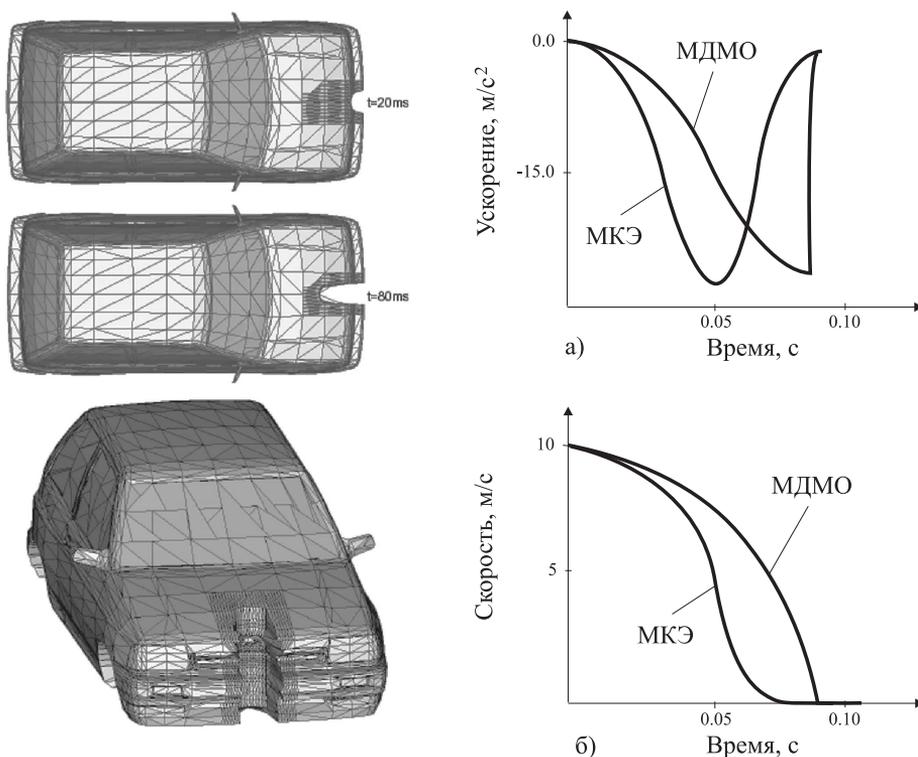


Рис. 5. Расчетная геометрия автомобиля в различные моменты времени, полученная методом МДМО (а), ускорения (б) и скорости (в) центра его масс, полученные МДМО и МКЭ

и 9403 треугольных элементов. Сетка в зоне контакта с телеграфным столбом сильно измельчена. Жесткий телеграфный столб представлен 1053 узлами и 2080 треугольными элементами. Скорость столкновения составляет 38 км/ч. На Рис. 5 представлена геометрия автомобиля в различные моменты времени столкновения (а), сопоставление расчетных ускорения (б) и скорости (в) центра масс автомобиля с аналогичными результатами, полученными МКЭ. Видно, что расчетное время столкновения, полученное МДМО, несколько выше, однако разность в пиковых значениях ускорения не превышает 10 %. Последнее исправляется увеличением коэффициента эффективной жесткости конструкции или введением внутренних элементов в подкапотном пространстве и организацией учета контакта различных частей оболочки автомобиля между собой.

Хотя расчетная форма кузова автомобиля не столь реалистична, как при расчетах МКЭ, МДМО дает результаты расчета ускорений и скоростей достаточно хорошо сопоставимые с полученными в краш-тестах [9], и может широко сочетаться с комплексной моделью транспортного средства как жесткого тела, описанной выше.



Рис. 6. Деформация автомобиля ВАЗ–21099

Таким образом, расширенная методика реконструкции обстоятельств транспортных аварий позволяет проводить полноценное трехмерное моделирование во времени обстоятельств транспортных аварий, включающее:

- движение транспортных средств до столкновения, обусловленное начальными скоростями и направлением движения транспортных средств, действиями их водителей и состоянием дорожного покрытия;
- собственно столкновение, в течение времени которого рассчитываются импульсы сил взаимодействия транспортных средств и их траектории под действием сил столкновения;
- движение транспортных средств после столкновения, обусловленное остаточными скоростями транспортных средств и, также действиями их водителей и состоянием дорожного покрытия.

Эффективность численной реализации расширенной методики позволяет в короткое время получить исчерпывающий набор возможных вариантов развития дорожно–транспортной обстановки, найти неизвестные параметры движения транспортных средств. Программное обеспечение, реализующее расширенную методику, позволяет использовать традиционную методику автотехнической экспертизы лишь как способ предварительной оценки.

Существенным недостатком описанной выше расширенной методики является как невозможность учета сложной геометрии полученных деформаций и некоторых технических особенностей ряда аварий, могущих иметь существенное юридическое значение, так и недостаток экспериментальных данных по жесткости конструкций транспортных средств. Так, например, на Рис. 6 показан результат столкновения в диагональном направлении задней части автомобиля ВАЗ–21099 с передней частью автомобиля ВАЗ–2110. Очевидно, что для расчета действовавших сил в этом случае можно применить только МКЭ.

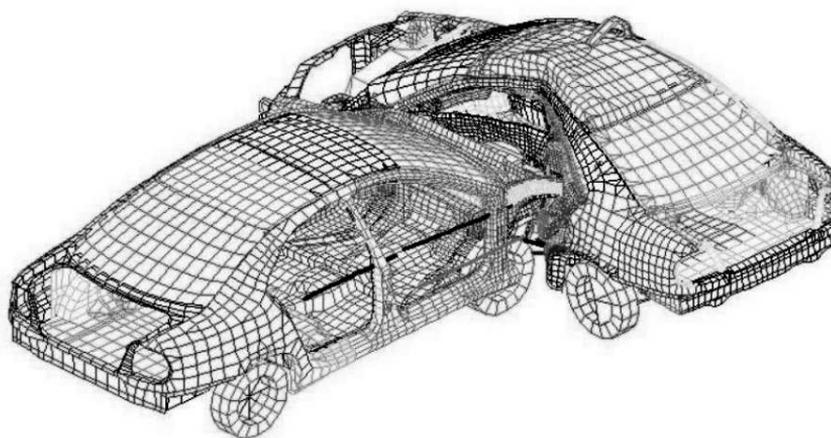


Рис. 7. Моделирование столкновения автомобилей методом конечных элементов

Таким образом, недостатки расширенной методики могут быть преодолены сочетанием с применением методики, основанной на динамике деформируемого твердого тела и науке о прочности, что по оценке автора требуется не более, чем в 5 % случаев реальных ДТП, и в большей степени при их инсценировке с целью, например, страхового мошенничества.

Методика, основанная на динамике деформируемого твердого тела и науке о прочности, широко применяется в исследованиях безопасности транспортных средств и дорожных препятствий, активной и пассивной безопасности пассажиров и водителя, а также при анализе краш-тестов и обстоятельств дорожно-транспортных аварий такими организациями в США, как Национальной администрацией скоростных дорог и дорожной безопасности министерства транспорта (U.S. Department of Transportation, National Highway and Traffic Safety Administration), Национальным центром анализа аварий при университете Джорджа Вашингтона (George Washington University National Crash Analysis Centre), Институтом страхования безопасности на скоростных дорогах (Insurance Institute for Highway Safety), а также в РФ Институтом механики Уфимского научного центра Российской академии наук.

Основным инструментом таких исследований является применение МКЭ для анализа динамических задач механики деформируемого твердого тела. При этом объектами анализа могут быть как целиком модели автомобилей, так и модели частей их конструкций, сталкивающихся друг с другом или с препятствиями, а также модели человеческих тел, препятствий и ограждений. Успехи современной вычислительной механики позволяют, например, исследовать такие задачи, как влияние процесса изготовления элементов конструкций с целью повышения точности моде-



Рис. 8. Результат встречного столкновения двух автомобилей УАЗ

лирования аварии [10], влияние штамповки на оценку стойкости транспортных средств к ударным нагрузкам [11], расчет столкновения машины с гибкой системой ограждения [12], создание и проверка численных моделей пешехода и ударяющего объекта [13] и многие другие.

На Рис. 7 показан пример моделирования бокового столкновения двух одинаковых автомобилей [14] с целью выяснения причин значительных деформаций поперечного лонжерона крыши ударяемого автомобиля. Отметим, что полученные расчетом результаты могут являться исходными данными по жесткости как передней, так и боковой части этой модели автомобиля для расчетов по описанной выше расширенной методике с использованием МДМО.

Необходимость применения МКЭ при реконструкции обстоятельств транспортных аварий может быть проиллюстрирована следующими примерами.

В результате встречного столкновения двух автомобилей УАЗ оба автомобиля получили значительные повреждения, как показано на Рис. 8. Для правильного решения вопроса о виновности того или иного водителя требовалось определить угол взаимной ориентации автомобилей при их первичном контакте на основании показанных фотографий, так как к моменту назначения экспертизы обе машины уже были отремонтированы. Как традиционная методика автотехнической экспертизы, так и расширенная методика здесь бессильны.

На левой фотографии Рис. 8 видно, что средняя часть бампера автомобиля, находящаяся между его буксировочными крюками, отогнута вниз и параллельна уровню земли. Последнее можно проверить проведя прямые линии через основания крюков, через центры фар, по низу и верху передней перегородки — все прямые будут параллельны друг другу. Бампер под буксировочными крюками крепится к двум продольным лонжеронам, являющимися частью несущей рамы автомобиля. Остается проверить при каких условиях нагружения передние концы лонжеронов синхронно изгибаются вниз.

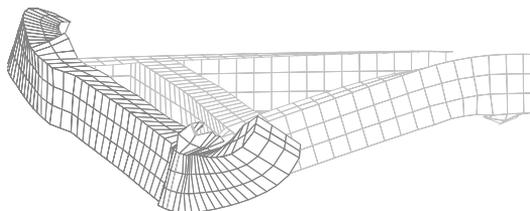


Рис. 9. Деформированные рама и бампер УАЗа

На Рис. 9 показаны модель и результат расчета деформации передней части рамы и бампера при приложении нагрузки только к левому концу рамы. Видно, что при этом правый конец рамы почти не изгибается вниз, а концы бампера выгибаются вверх и выворачиваются при деформации. После проведения ряда расчетов было установлено, что второй автомобиль коснулся данного при угле взаимной ориентации в плане не выше 5° и под наклоном к горизонтали около 10° сверху вниз при полном перекрытии, то есть лонжероном в лонжерон. Данные выводы были проверены и подтверждены полным расчетом передней части кузовов обоих автомобилей.

В результате удара автомобиля ВАЗ–2110 под прямым углом в бок автомобиля ВАЗ–2104 последний получил значительные деформации, показанные на Рис. 10 слева (на вставке — передняя левая дверь, сфотографированная отдельно). На момент осмотра передняя часть автомобиля ВАЗ–2110 была разобрана. Удалось установить только, что изгиб его передних продольных лонжеронов вправо составляет 340 мм. Требовалось расчетным путем установить скорость автомобиля ВАЗ–2110.

Результаты расчета деформации кузова автомобиля ВАЗ–2104 показаны на Рис. 10 справа, указатели показывают величину прогиба точек внутрь, а визуально видно очень хорошее совпадение расчетной и фактической форм кузова. Исходя из работы, затраченной на деформацию кузова ВАЗ–2104 и лонжеронов ВАЗ–2110, было установлено, что ВАЗ–2110 в момент столкновения имел скорость не менее 101 км/ч. Полученные результаты по жесткости кузова этой модели автомобиля также могут быть в дальнейшем использованы для применения МДМО.

Таким образом, применение МКЭ для реконструкции обстоятельств транспортных аварий несмотря на сложность его применения является наиболее точным и универсальным методом анализа ДТП [15, 16]. Можно полагать, что трудоемкость подготовки исходных данных для такого

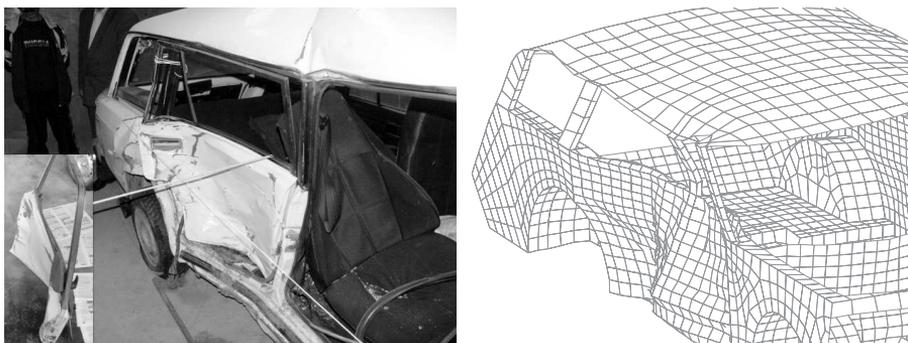


Рис. 10. Деформация автомобиля ВАЗ–2104 (слева) и результат расчета МКЭ (справа)

анализа со временем будет преодолена за счет разработки базы данных сеточных аналогов различных моделей автомобилей, а прогресс в развитии вычислительной техники позволит значительно сократить расчетное время.

Список литературы

- [1] Иларионов В. А. Экспертиза дорожно–транспортных происшествий. М.: Транспорт, 1989.
- [2] Применение дифференцированных значений времени реакции водителя в экспертной практике. ВНИИСЭ. М.: 1987
- [3] Применение в экспертной практике параметров торможения автотранспортных средств (Методические рекомендации для экспертов). РФЦСЭ. М.: 1995.
- [4] Ruhl R. L., Senalik C. A., Southcombe E. J. Numerical methods for evaluating ECM data in accident reconstruction and vehicle dynamics // SAE Paper No. 2003-01-3393, Society of Automotive Engineers, Warrendale. 2003.
- [5] Fittanto D. A., Ruhl R. A., Southcombe E. J., Burg H., Burg J. Overview of Carat-4, a multi-body simulation and collision modeling program // SAE Paper No. 2002-01-1566, Society of Automotive Engineers, Warrendale. 2002.
- [6] Day T. D., Siddall D. E. Three-dimensional reconstruction and simulation of motor vehicle accidents // SAE Paper No. 960890, Society of Automotive Engineers, Warrendale. 1996.

-
- [7] Christiaens D. Evolution of real accidents. Congress of IbB specialists // Technical report. Neumnster. 2002.
- [8] York A. R., Day T. D. The DyMeSh method for three-dimensional multi-vehicle collision simulation // SAE Paper No. 1999-01-0104, Society of Automotive Engineers, Warrendale. 1999.
- [9] Day T. D., York A. R. Validation of DyMeSh for vehicle vs barrier collision // SAE Paper No. 2000-01-0844, Society of Automotive Engineers, Warrendale. 2000.
- [10] Böttcher C. S., Frik S. (Adam Opel AG). Анализ влияния процесса изготовления с целью повышения точности моделирования аварии // The 4th European LS-DYNA Users Conference, Ulm (Germany). 2003.
- [11] Kim H. (KIA Motors), Hong S. (Korea Advanced Institute of Science and Technology). Влияние штамповки на оценку стойкости транспортных средств к ударным нагрузкам // The 4th European LS-DYNA Users Conference, Ulm (Germany). 2003.
- [12] Sennah K., Samaan M., Elmarakbi A. (University of Toronto). Пример использования LS-DYNA для расчета столкновения машины с гибкой системой ограждения // The 4th European LS-DYNA Users Conference, Ulm (Germany). 2003.
- [13] Frank T. (DaimlerChrysler AG), Kurz A. (LASSO GmbH), Pitzer M. (PENG GmbH), Söllner M. (Porsche AG). 22. Создание и проверка численных моделей пешехода и ударяющего объекта // The 4th European LS-DYNA Users Conference, Ulm (Germany). 2003.
- [14] Zaouk A., Bedewi A., Kan A., Marzougui D. Validation of a non-linear finite element vehicle model using multiple impact data // International ASME Winter Annual Congress and exposition, Atlanta GA. 1996.
- [15] Benson D. J., et. al. The application of DYNA3D in large scale crashworthiness calculations // Proceeding of International Computers in Engineering Conference. ASME. 1986. P. 311–317.
- [16] Bedewi N. E., Kan C. D., Summers S., Ragland C. Evaluation of car-to-car frontal offset impact finite element models using full scale crash data // Proc. of SAE International Congress and Exposition. Detroit, Michigan. 1995. SP-1072, 950650. P. 211–219.