

УДК 629.33.001.02

А. Р. К и р с а н о в, С. К. Х а л и з о в,  
С. А. К у р д ю к, Е. О. И в а н о в,  
В. А. О в ч и н н и к о в

## **ОПТИМИЗАЦИЯ ПРОЧНОСТИ КАРКАСА САЛОНА АВТОМОБИЛЯ ПРИ ФРОНТАЛЬНОМ УДАРЕ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПРОГРАММНОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ ЛИНЕЙНОЙ СТАТИКИ**

*Предложена методика оптимизации силового каркаса салона легкового автомобиля с использованием полноразмерной конечно-элементной модели автомобиля, требующая однократного моделирования полномасштабного удара и расчета силовых потоков, нагружающих салон автомобиля в процессе удара. Разработана расчетная схема, позволяющая свести нелинейную динамическую задачу расчета удара к линейной статической задаче. Оптимизация структуры салона проведена с использованием рассчитанных силовых потоков методами линейной статики.*

Ужесточение требований по безопасности к современному автомобилю и необходимость решения задач большой размерности при расчете удара привели к стремительному развитию специальных программных средств и использованию высокопроизводительной вычислительной техники. Наиболее сложной из таких задач является задача обеспечения безопасности кузова при фронтальном столкновении на скорости 56–64 км/ч.

Как правило, в настоящее время расчет фронтального удара автомобиля проводится с использованием специализированных программных комплексов (LS-DYNA, PAM-CRASH) на подробных конечно-элементных моделях (на АО АВТОВАЗ в настоящее время для анализа фронтального удара применяются модели автомобилей размером 400 000–1 000 000 элементов). Оптимизация силовой структуры автомобиля требует многократного повторения расчета удара. С одной стороны, это приводит к необходимости сильного упрощения модели до нескольких десятков тысяч элементов [1], что ухудшает качество расчета удара. С другой стороны, при оптимизации конструкции кузова нужно учитывать такие критерии, как шум, вибрации, жесткость, что требует включения в алгоритм оптимизации решения соответствующих задач линейной статики [1–3]. Все это связано со значительными вычислительными затратами и приводит к необходимости применения компьютеров высокой производительности [4].

В настоящее время разработаны программные средства и методы решения задачи фронтального удара [1, 5].

Отметим следующие основные недостатки развиваемого в настоящее время подхода к оптимизации силовой структуры кузова:

— использование в процессе оптимизации нескольких разных моделей автомобиля;

— грубое упрощение модели кузова, применяемой для расчета удара;

— использование разнородных средств анализа, вследствие чего усложняется алгоритм решения задачи и увеличиваются вычислительные затраты.

В реальном процессе проектирования первый из отмеченных недостатков является наиболее существенным, поскольку трудоемкости создания упрощенной и полноразмерной моделей отличаются незначительно и составляют от 0,8 до 1,1 человеко-лет.

Задачу оптимизации силовой структуры кузова можно рассматривать как две независимые задачи: проектирование элементов передка, деформирующихся при ударе, и проектирование салона автомобиля. Для оценки деталей передка и деталей салона используются разные критерии. Конструкция первых должна быть выполнена таким образом, чтобы при заданных величинах деформаций поглощать максимальное количество энергии. Конструкция вторых в идеале должна обеспечивать отсутствие пластических деформаций и сохранение исходной геометрии салона при заданных величинах нагрузок.

Целью настоящей работы является разработка методики оптимизации силового каркаса салона автомобиля, основанной на использовании единой полноразмерной конечно-элементной модели автомобиля. Основная идея подхода – однократное моделирование полномасштабного удара, расчет силовых потоков, нагружающих салон автомобиля в процессе удара, и оптимизация структуры салона с использованием рассчитанных силовых потоков методами линейной статики. При этом корректность решения задачи определяется следующими основными факторами:

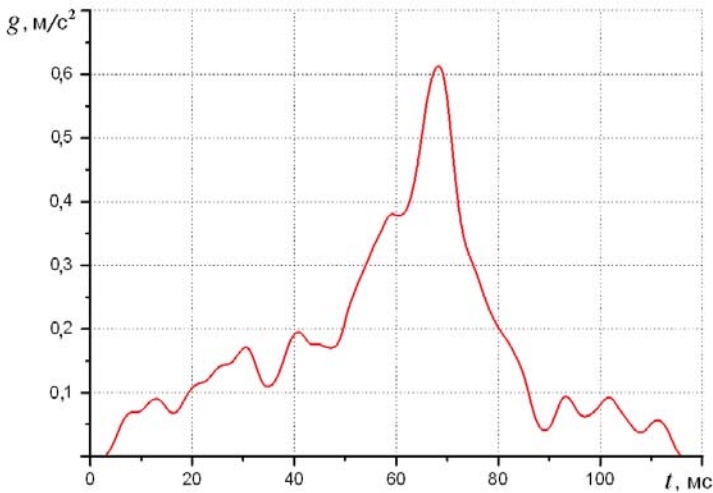
1) определением моментов времени, характеризующихся максимальными нагрузками;

2) корректным определением величины расчетных нагрузок;

3) разработкой адекватной расчетной схемы.

Рассмотрим более подробно каждый из этих факторов.

**Определение моментов времени, характеризующихся максимальными нагрузками.** Для определения моментов времени, характеризующихся экстремальными нагрузками на салон, удобно использовать зависимость от времени ускорения автомобиля на левом пороге

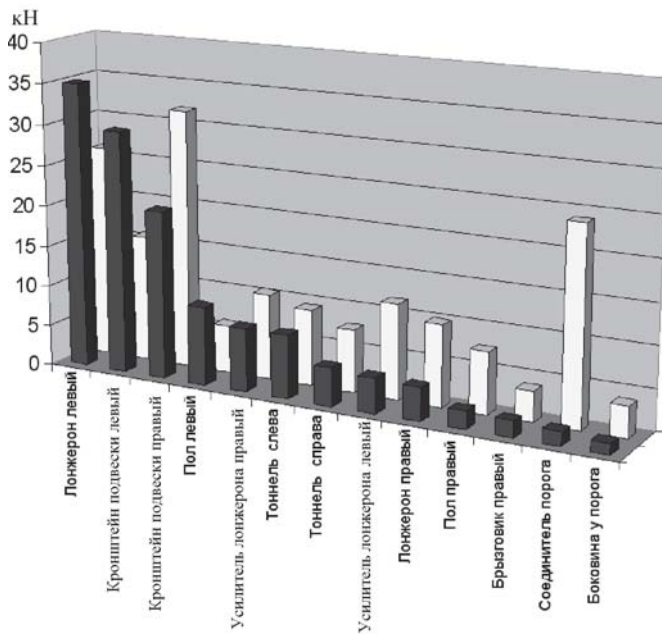


**Рис. 1.** Расчетный график зависимости ускорения автомобиля на левом пороге от времени при фронтальном ударе (начальный момент времени  $t = 0$  соответствует началу удара)

в области центральной стойки. На рис. 1 приведен типичный график расчетного ускорения, на котором можно отметить несколько пиков, например, на 30-й, 40-й и 70-й миллисекунде удара. При этом пик на 70-й миллисекунде более чем в три раза превышает по абсолютной величине первые два пика. Однако это не значит, что в момент времени  $t = 70$  мс на салон действует наибольшее по величине усилие, так как в процессе удара масса движущихся частей автомобиля уменьшается. В рассматриваемом случае усилие, действующее на салон автомобиля на 30-й миллисекунде, составило 148,7 кН, а на 70-й миллисекунде — 186,7 кН. Таким образом, разница в оценках величин нагрузок на 30-й и 70-й миллисекундах составляет не 300 %, а только 20 %. Кроме того, эти моменты времени характеризуются разным соотношением нагрузок на основные элементы.

Таким образом, при оптимизации следует учитывать, по возможности, все моменты времени, характеризующиеся пиковыми значениями ускорений. В рассматриваемом примере в качестве расчетных величин целесообразно выбрать нагрузки, соответствующие моментам времени  $t = 12, 30, 40, 58, 70$  мс.

**Определение величин расчетных нагрузок.** Для определения величин расчетных нагрузок, действующих в сечениях деталей каркаса передка, требуется специальная расчетная модель автомобиля. В этой модели описываются сечения всех деталей, попадающих в поперечный разрез автомобиля в месте, близком к щитку передка. На рис. 2 изображено поддетальное распределение усилий в деталях передка, попадающих в выбранное сечение, для двух временных срезов. В общем случае

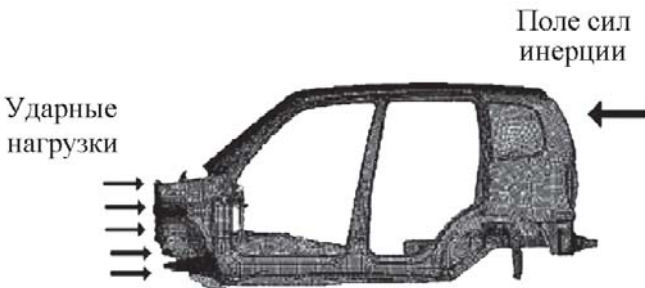


**Рис. 2.** Распределение нагрузок в сечениях передка для 30-й (■) и 70-й (□) миллисекунд удара

в ходе анализа должны быть сохранены значения максимальных нагрузок во всех сечениях для всех выбранных моментов времени.

Из рис. 2 видно, что для более поздней стадии удара характерен существенный рост нагрузок на правую часть автомобиля.

**Разработка расчетной схемы.** Расчетная схема для анализа прочности салона включает в себя подробную модель каркаса кузова. В передней части конструкции к кузову приложены ударные нагрузки, определенные ранее при расчете удара. Поскольку для правильного воспроизведения нагружения кузовов обычным способом закреплять нельзя, ударные нагрузки уравниваются полем специально подобранных объемных сил инерции, моделирующих замедление автомобиля при ударе (рис. 3). Рассчитывается распределение инерционных



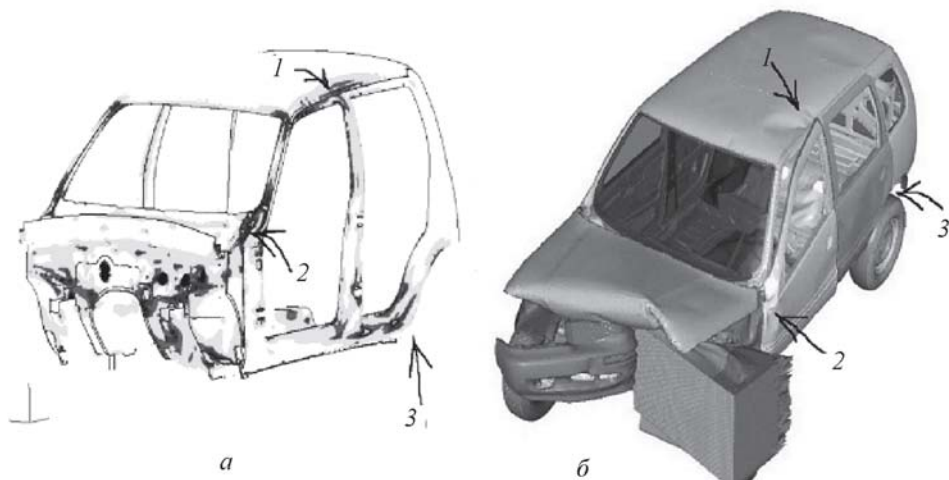
**Рис. 3.** Расчетная модель для линейного статического анализа салона автомобиля

сил, уравнивающих ударные нагрузки, приложенные к салону автомобиля.

Использование этой методики предполагает, что в расчетной модели должны присутствовать все инерционные элементы, существенно воздействующие на кузов автомобиля при ударе, — сиденья с манекенами, бензобак, система выхлопа и т. д. Один из возможных подходов в реализации этой методики заключается в том, что к кузову автомобиля прикладывается поле объемных сил, пропорциональных ускорению автомобиля на левом пороге в области центральной стойки, а нагрузки на передок воспроизводятся с помощью набора пружин соответствующей жесткости. Соотношение жесткостей пружин может быть определено в результате несложного оптимизационного расчета.

Рассмотрим пример реального расчета с использованием предлагаемой методики. Для расчетов использовалась модель прототипа автомобиля ВАЗ, состоящая из приблизительно 400 000 элементов. Для этой модели был выполнен расчет фронтального удара в деформируемый барьер, приводящего к существенно несимметричному приложению нагрузок. После этого полученные расчетные нагрузки были использованы для оптимизации каркаса салона автомобиля средствами конечно-элементного пакета MSC NASTRAN.

На рис. 4 представлено распределение напряжений в элементах каркаса салона автомобиля, полученное с использованием описанной выше расчетной схемы, и результаты расчета удара автомобиля (одной из завершающих стадий — при  $t \approx 70$  мс); здесь цифрами 1–3 отмечены характерные зоны концентрации напряжений, которые являются ис-



**Рис. 4. Результаты статического расчета напряжений, вызванных действием нагрузок при ударе (а), и расчета фронтального удара (б):**  
1 — крыша в области соединения со средней стойкой; 2 — зона петель передней двери; 3 — область между порогом и аркой заднего колеса

точником локальной потери устойчивости элементов салона при ударе. Видно, что результаты статического расчета напряженного состояния сопоставимы с результатами, полученными при расчете удара. Таким образом, правомерной является постановка задачи, при которой целью статического расчета каркаса салона является снижение величины напряжений, вызывающих локальную потерю устойчивости.

Анализ чувствительности максимальных напряжений к толщине деталей силового каркаса позволил определить наиболее важные детали (с точки зрения нагруженности при фронтальном ударе) — это боковина, панель крыши, тоннель пола, щиток передка и соединитель порога пола. Далее в таблице приведены номера коэффициентов чувствительности основных деталей каркаса в порядке уменьшения влияния на напряженное состояние кузова (чем больше номер, тем влияние меньше).

Название деталей	Номер коэффициента чувствительности детали	
	На 30-й миллисекунде	На 70-й миллисекунде
Боковина	1	1
Панель крыши	2	3
Тоннель пола	3	6
Щиток передка	4	7
Соединитель порога пола	5	10
Панель пола, передняя левая	6	—
Панель пола, передняя правая	7	—
Лонжерон пола передний	8	—
Соединитель лонжерона с полом	9	—
Накладка боковины нижняя	10	9
Панель передка боковая	—	2
Накладка ветровой стойки	—	4
Усилитель ветровой стойки	—	5
Усилитель центральной стойки	—	8

Анализ этих результатов показывает, что:

— на 30-й миллисекунде прочность салона определяется в основном прочностью боковины, крыши и деталей основания кузова — тоннеля, панелей и лонжерона пола, щитка передка, соединителя порога;

— на 70-й миллисекунде определяющее значение для прочности салона, кроме боковины и панели крыши, имеют детали, находящиеся выше основания кузова.

Характерно, что в обоих расчетных случаях (для 30-й и 70-й миллисекунд удара) определяющей является прочность боковины и панели крыши. По величине коэффициентов чувствительности они занимают первое и второе место в таблице для 30-й миллисекунды удара, первое и



третье место для 70-й миллисекунды удара. Однако нельзя утверждать, что эти результаты являются универсальными; они характеризуют, по-видимому, недостаточную прочность боковины и крыши именно для данного конкретного кузова.

Эффективным средством поиска места расположения и формы дополнительных усиливающих деталей могут стать методы параметрической оптимизации.

На рис. 5 представлены результаты оптимизационного расчета толщины боковины для момента времени  $t = 30$  мс. Из результатов анализа становятся очевидны основные направления изменения конструкции автомобиля; в данном случае необходима разработка двух дополнительных усилителей ветровой стойки, расположенных в местах, для которых рекомендуемая толщина материала превышает 5 мм.

Таким образом, основные преимущества предлагаемой методики по сравнению с общепринятым в настоящее время подходом состоят в следующем:

- используется единая полноразмерная модель автомобиля как для расчетов удара, так и для прочностного расчета, что практически в два раза сокращает трудоемкость подготовки задачи к решению (в реальной ситуации на 7–9 человеко-месяцев работы высококвалифицированного специалиста);

- исключается расчет удара из оптимизационного цикла, что позволяет применить для оптимизации конструкции средства решения задач линейной статики и обеспечить решение задачи за несколько десятков часов вычислительного времени компьютера на базе процессора Pentium IV.

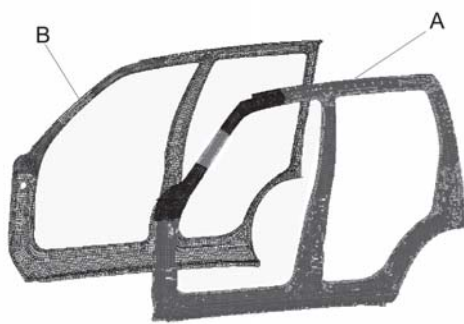


Рис. 5. Результаты параметрической оптимизации толщин элементов боковины

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Craig K. J. Multidisciplinary Design Optimization of Automotive Crashworthiness and NVH Using LS-OPT // Proc. of 7<sup>th</sup> International LS-DYNA Users Conference (May 19–21, Dearborn). – Michigan, 2002.
2. Schramm U. Multi-disciplinary optimization for NHV and Crashworthiness // Proc. of the First MIT Conference on Computational Fluid and Solid Mechanics (Boston, June 12–15, 2001) / Ed. K.J. Bathe. – Oxford: Elsevier Science Ltd., 2001. – P. 721–724.
3. Sobieszczanski-Sobieski J., Kodiyalam S., Yang R. -J. Optimization of car body under constraints of noise, vibration, and harshness (NVH), and crash // AIAA Paper 2000–1521. – 2000.

4. Yang R. -J., Gu L., Tho C. H., Sobieszczanski - Sobieski J. Multidisciplinary design optimization of a full vehicle with high performance computing // AIAA Paper 2001-1273. – 2001.
5. Stander N., Craig K. J. LS-OPT User's Manual Version 2. – Livermore Software Technology Corporation (Livermore, CA), 2001.

Статья поступила в редакцию 29.09.2004

Андрей Родионович Кирсанов родился в 1973 г., окончил в 1996 г. Самарский государственный авиационный университет. Инженер-конструктор научно-технического центра “ОАО Автоваз”. Автор четырех научных работ в области пассивной безопасности автомобиля.

A.R. Kirsanov (b. 1973) graduated from the Samara State Aviation University in 1996. Engineer-designer of “OAO Avtovaz” scientific and technical center. Author of 4 publications in the field of car passive security.

Сергей Константинович Хализов родился в 1971 г., окончил в 1994 г. Нижегородский государственный университет. Начальник бюро “Динамика и прочность автомобиля” научно-технического центра “ОАО Автоваз”. Автор двух научных работ в области динамики и прочности автомобиля.

S.K. Khalizov (b. 1971) graduated from the Nizhny Novgorod State University in 1994. Head of “Car Dynamics and Strength” bureau of “OAO Avtovaz” scientific and technical center. Author of 2 publications in the field of car dynamics and strength.



Сергей Александрович Курдюк родился в 1962 г., окончил в 1985 г. МВТУ им. Н.Э.Баумана. Канд. техн. наук, начальник отдела математического моделирования научно-технического центра “ОАО Автоваз”. Автор 16 научных работ в области динамики и прочности автомобиля.

S.A. Kurdyuk (b. 1962) graduated from the Bauman Moscow Higher Technical School in 1985. Ph. D. (Eng.), head of department for mathematical simulation of “OAO Avtovaz” scientific and technical center. Author of 16 publications in the field of car dynamics and strength.

Егор Олегович Иванов родился в 1971 г., окончил в 1994 г. Тольяттинский политехнический институт. Начальник КБ расчетов пассивной безопасности научно-технического центра “ОАО Автоваз”. Автор семи научных работ в области пассивной безопасности автомобиля.

Ye.O. Ivanov (b. 1971) graduated from the Togliatti Polytechnic Institute in 1994. Head of design bureau on passive security calculations of “OAO Avtovaz” scientific and technical center. Author of 7 publications in the field of car passive security.



Валерий Александрович Овчинников родился в 1977 г., окончил в 2001 г. МГТУ им. Н.Э.Баумана. Аспирант кафедры “Системы автоматизированного проектирования” МГТУ им. Н.Э.Баумана. Ведущий инженер проектно-исследовательского бюро ООО “Фесто-РФ”. Специализируется в области методов оптимизации, математического моделирования, разработки специализированных приложений САПР.

V.A. Ovchinnikov (b. 1977) graduated from the Bauman Moscow State Technical University in 2001. Post-graduate of “Computer-aided Design Systems” department of the Bauman Moscow State Technical University. Leading engineer of the design and study bureau of “Festo-RF” restricted liability company. Specializes in the field of methods of optimization mathematical simulation and development of ad hoc applications of CAD systems.