

**Усовершенствованная модель сварного (заклепочного)
соединения в кузовах легковых автомобилей
для оптимизационных расчетов при ударных нагрузках**

© Ван Чжэньюй, В.Н. Зузов

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, 105005, Российская Федерация

Проведен анализ существующих конечно-элементных моделей сварных и заклепочных соединений, применяемых в расчетах на ударное нагружение. Представлена разработанная усовершенствованная модель соединения на основе балочных элементов, учитывающая влияние скорости деформации на процесс разрушения. Определены и обоснованы параметры модели на основе комплекса экспериментальных данных, полученных при различных скоростях нагружения. Выполнено сравнение преимуществ и недостатков предложенной модели с существующими аналогами. Моделирование проводилось с помощью программного комплекса LS-DYNA. Установлено, что новая модель обеспечивает высокую точность прогнозирования разрушения (погрешность менее 5 %) при значительном сокращении вычислительных затрат. По результатам верификации модель рекомендована для применения в оптимизационных расчетах кузовных структур транспортных средств с целью повышения пассивной безопасности. Для обеспечения требуемой точности необходимо учитывать зависимость прочностных характеристик соединений от скорости деформации и использовать упрощенный критерий разрушения на основе сил и моментов.

Ключевые слова: конечно-элементная модель, сварное точечное соединение, заклепочное соединение, оптимизация, ударная нагрузка, автомобиль, LS-DYNA

Введение. В настоящее время основными способами соединения тонкостенных металлических деталей в единый кузов автомобиля являются контактная точечная сварка и самопроникающая заклепка. При столкновении разрушение указанных соединений (сварных точек или заклепок) под действием критических ударных нагрузок приводит к нарушению целостности силовой структуры кузова. Это, в свою очередь, снижает энергопоглощающую способность элементов конструкции и изменяет траекторию передачи ударного импульса, что непосредственно повышает риск получения травм водителем и пассажирами [1]. Чтобы избежать подобной ситуации и повысить пассивную безопасность автомобилей, необходимо учитывать разрушение сварных и заклепочных соединений в процессе разработки пассивной безопасности автомобилей при столкновении. Вследствие быстрого развития компьютерных технологий все чаще на стадии исследования пассивной безопасности автомобилей используется метод конечных элементов (МКЭ) для анализа напряженно-деформированного состояния кузовов и оптимизации конструкции. По сравнению с экспериментальными методами

применение МКЭ может эффективно экономить стоимость разработки и сократить цикл исследования, поэтому прогноз разрушения сварных и заклепочных соединений с помощью компьютерного моделирования становится одним из основных направлений исследований в области безопасности транспортных средств (ТС).

Существует ряд моделей сварных и заклепочных соединений для статического и динамического анализа, а также для анализа столкновений ТС. Самые простые подходы — использование общих узлов или элементов; прямое соединение узлов конечных элементов (КЭ) через жесткие или упругие балки. Недостатком данных подходов является необходимость строгого совпадения (соосности) узлов или элементов на соединяемых фланцах при их независимой генерации сетки КЭ [2]. Модели одного стержня, стержня со спицей, нескольких стержней можно использовать для ударных нагрузок, но требуется сложное переразбиение КЭ вблизи сварных точек [3]. В настоящее время при моделировании столкновений автомобилей наиболее распространенным подходом является соединение элемента сварки (заклепки) и фланцев с помощью контактов. В рассматриваемой модели сварные соединения (заклепки) представлены двумя типами элементов: балочными и объемными. Балочно-элементная модель отличается меньшими вычислительными затратами, что дает ей существенное преимущество при решении оптимизационных задач, в то время как объемно-элементная модель обеспечивает более высокую точность расчетов, а также более полное соответствие между экспериментальными и имитационными результатами при квазистатическом нагружении. Однако при ударных нагрузках наблюдается определенное расхождение между экспериментальными данными и результатами моделирования. Это обусловлено тем, что механизм разрушения сварных соединений зависят от скорости деформации: прочностные характеристики сварных соединений, как правило, повышаются с увеличением скорости нагружения.

В статье [4] автором предпринята попытка решения данной проблемы. На основе объемно-элементной модели точечной сварки анализируется влияние скорости деформации на поведение сварного соединения при ударных нагрузках. В этой модели для определения разрушения сварного соединения используются полиномиальная формула, основанная на критических нормальных и сдвиговых напряжениях, предложенная в работе [5]:

$$f = \left(\frac{\sigma_N(\dot{\epsilon})}{s_N(\dot{\epsilon})} \right)^{n_S} + \left(\frac{\sigma_B(\dot{\epsilon})}{s_B(\dot{\epsilon})} \right)^{n_B} + \left(\frac{\tau(\dot{\epsilon})}{s_S(\dot{\epsilon})} \right)^{n_N} \geq 1, \quad (1)$$

где σ_N — нормальное напряжение; $(\dot{\epsilon})$ — скорость деформации; s_N — максимальное нормальное напряжение; n_S — экспонента для нормального члена; σ_B — изгибающее напряжение; s_B — максимальное изгибающее напряжение; n_B — экспонента для изгибающего члена; τ — сдвиговое напряжение; s_S — максимальное сдвиговое напряжение; n_N — экспонента для сдвигового члена.

Для применения данного критерия необходимо установить и откалибровать шесть параметров, которые подвергаются итеративной калибровке на основе экспериментальных данных. В случае использования этого метода определения и настройки параметров требуются значительные затраты времени и трудовых ресурсов. Более того, рассматриваемый критерий не пригоден для балочно-элементной модели сварного соединения, что ограничивает его применение в оптимизационных расчетах.

В статье [6] также предложен метод решения данной проблемы, однако режимы повреждений, связанные с кручением и изгибом, были исключены из рассмотрения. Кроме того, автором [6] проведены испытания образцов с точечной сваркой всего для двух случаев: при скорости 1 мм/с и при скорости 2500 мм/с.

Между тем на самом деле отмечается существенная разница в характеристиках сварных соединений при разных условиях высокоскоростного удара. Поэтому необходимо разработать и усовершенствовать новую модель сварного и заклепочного соединения, которая подходит для оптимизационных расчетов, учитывает влияние скорости деформации и позволяет легче определять параметры разрушения.

Цель данной работы — усовершенствование и модификация упрощенной модели сварного точечного (или заклепочного) соединения в кузовах легковых автомобилей, применяемой для многовариантных расчетов ТС.

Модель должна удовлетворять следующим требованиям:

- 1) универсальность — модель может быть использована для квазистатических расчетов, динамических расчетов и ударных расчетов;
- 2) точность — погрешность от результатов эксперимента или моделирования с высокоточной моделью не должна превышает 5 %;
- 3) независимость сетки — модель КЭ-сварки (заклепки) должна обеспечивать, чтобы различия между результатами моделирования при разном расположении сварных точек (заклепок), разной ориентации сварных точек (заклепок) и разных размерах КЭ-деталей составляла не более 5 %;
- 4) простота — способность создавать большое количество сварных (заклепочных) соединений простым путем;
- 5) применимость для многовариантных (оптимизационных) расчетов — затраты времени должны быть минимальными.

Описание усовершенствованной модели сварки. Как упоминалось выше, рассматривается исследование, проводимое для разработки упрощенной модели сварного и заклепочного соединения. При этом особое внимание уделяется поведению сварного (заклепочного) соединения при разрушении от ударов. В исходной модели точечного сварного и заклепочного соединения в программном комплексе LS-DYNA используется материал MAT100 или его модификация MAT100DA [5, 6]. В представленном случае модель будет разработана на основе MAT100, который допускается к применению для балочно-элементной модели сварных соединений [7, 8]. Балочные элементы, основанные на формулировке балки Хьюза — Лю, могут быть размещены между двумя любыми деформируемыми поверхностями оболочки и связаны с ограничением контакта, при этом не требуется наличие соседних узлов в местах точечных сварок. Модель имеет упругопластическую, билинейную зависимость упрочнения материала, основанную на напряжениях по фон Мизесу. В данной модели для определения разрушения сварного (заклепочного) соединения применяется основанный на силах и моментах критерий разрушения (рис. 1), который приведен в следующем виде [9]:

$$f = \left(\frac{\max(N_{rr}, 0)}{N_{rrF}} \right)^2 + \left(\frac{N_{rs}}{N_{rsF}} \right)^2 + \left(\frac{N_{rt}}{N_{rtF}} \right)^2 + \left(\frac{M_{rr}}{M_{rrF}} \right)^2 + \left(\frac{M_{ss}}{M_{ssF}} \right)^2 + \left(\frac{M_{tt}}{M_{ttF}} \right)^2 \geq 1, \quad (2)$$

где N_{rr} — осевая сила; N_{rrF} — критическая осевая сила; N_{rs} , N_{rt} — поперечные силы; N_{rsF} , N_{rtF} — критические поперечные силы; M_{rr} — крутящий момент; M_{rrF} — критический крутящий момент; M_{ss} , M_{tt} — изгибающие моменты; M_{ssF} , M_{ttF} — критические изгибающие моменты.

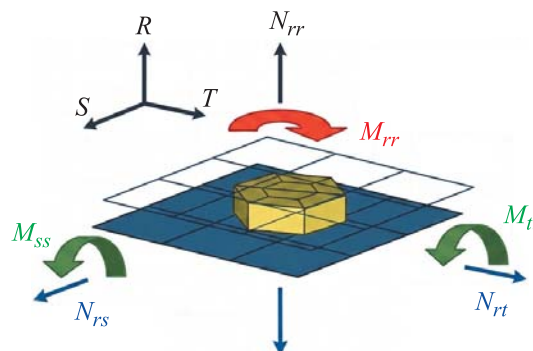


Рис. 1. Направления критериев разрушения

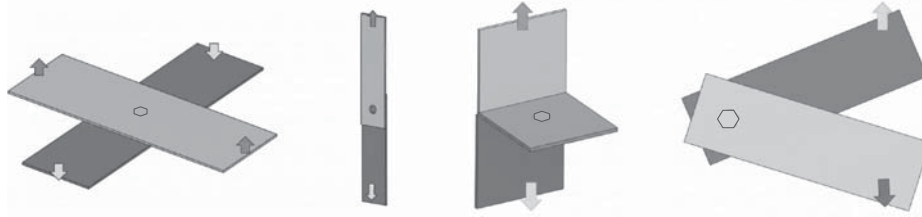


Рис. 2. Испытания на механические свойства сварного соединения для определения параметров разрушения

В отличие от параметров в уравнении (1), шесть параметров отказа сварного соединения в уравнении (2) имеют гораздо более четкий физический смысл и их легче определить без сложных итераций. Значение критической осевой силы разрушения сварного (заклепочного) соединения N_{rrF} определяется испытанием на поперечное растяжение, значение критических поперечных сил разрушения N_{rsF} , N_{rtF} — испытанием на сдвиг, значение критических изгибающих моментов разрушения M_{ssF} , M_{ttF} — испытанием на отслаивание. При этом начальное значение момента вычисляется как произведение показания датчика силы на плечо, а окончательное значение уточняется итерационной оптимизацией по экспериментальной кривой сила — перемещение. Значение критического крутящего момента разрушения M_{rrF} определяется испытанием на кручение (рис. 2).

В общем случае для точечных сварных соединений и заклепочных соединений справедливы следующие равенства:

$$N_{rsF} = N_{rtF}; \quad (3)$$

$$M_{ssF} = M_{ttF}. \quad (4)$$

При столкновении ТС крутящий момент M_{rr} на сварных (заклепочных) соединениях иногда очень мал, поэтому им можно пренебречь [10]. Таким образом, чтобы использовать критерий разрушения сварного (заклепочного) соединения на основе MAT100, требуется определить только три (или четыре) параметра. Также значительно упрощается процесс определения и калибровки параметров разрушения модели сварки (заклепки).

Для обеспечения высокой точности моделирования и в квазистатических, и в условиях высокоскоростных ударных воздействий механические свойства элементов сварных соединений рассматриваются как функция скорости деформации. Критические параметры разрушения также определяются экспериментально не только в квазистатических условиях, но и при разных скоростях нагружения. Поскольку предел текучести, предел прочности и другие механические характеристики

сварных соединений зависят от скорости деформации, такое усовершенствование должно повысить вычислительную точность модели сварного соединения при ударном нагружении.

Определение параметров усовершенствованной модели сварки. Для того чтобы определить параметры разрушения усовершенствованной модели сварного (заклепочного) соединения, используются экспериментальные данные, имеющиеся в опубликованной статье [11]. Как упоминалось выше, были подготовлены образцы для проведения испытаний трех типов: на отрыв, на сдвиг и на отслаивание (рис. 3).

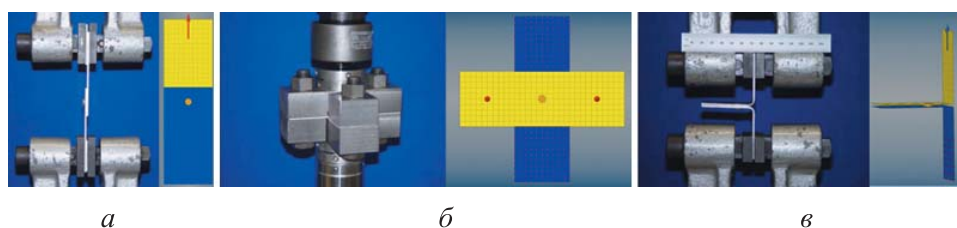


Рис. 3. Установки, образцы и их соответствующие модели для испытаний:

а — на сдвиг; *б* — на отрыв; *в* — на отслаивание

Образцы из алюминиевого сплава 5182-О толщиной 2 мм соединены заклепкой, имеющей диаметр головки 7,5 мм. Физические и механические свойства алюминия 5182-О приведены ниже:

Плотность, т/мм ³	$2,7 \cdot 10^{-9}$
Модуль Юнга, МПа	71000
Коэффициент Пуассона	0,33
Предел текучести, МПа	120

Экспериментальные данные в виде кривых зависимостей эффективного напряжения от эффективной пластической деформации данного материала представлены на рис. 4. Следует отметить, что при этом учитывается поведение самих образцов при разных скоростях деформации.

Каждый набор испытаний проводился при трех скоростях нагружения: 0,1 мм/с (квазистатическое нагружение), 4,47 м/с и 8,94 м/с. Значения скорости деформации в местах соединения образцов при разных скоростях нагружения определены путем предварительного расчета в программе LS-DYNA. Таким образом, получены зависимости пределов разрушения соединений от трех разных скоростей деформации (табл. 1). Пределы разрушения при других скоростях деформации получены путем интерполяции.

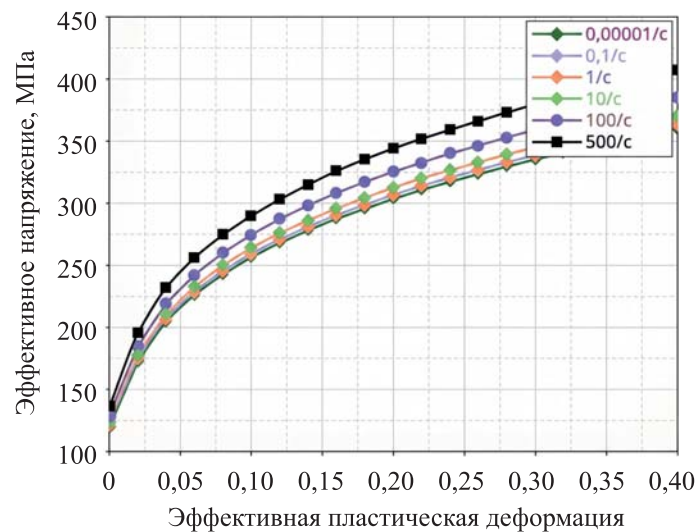


Рис. 4. Кривая зависимости эффективного напряжения от эффективной пластической деформации алюминия 5182-О при разных ее скоростях

Таблица 1

Зависимости пределов разрушения соединений от разных скоростей деформации

Скорость нагружения (средняя скорость деформации)	N_{rrF} , Н	N_{rsF} , Н	M_{ssF} , Н · мм
0,1 мм/с ($0,001 \text{ с}^{-1}$)	5100	7440	294 000
4,47 м/с (472 с^{-1})	5115	9855	36 600
8,94 м/с (775 с^{-1})	5330	11 010	36 900

Полученные результаты при сравнении хорошо согласуются с экспериментальными данными (рис. 5). Для проверки точности и достоверности новой модели были использованы экспериментальные данные и результаты моделирования, представленные в статье [4].

В данной статье рассматривается не простая сварка, а заклепочная, соединяющая стальные и алюминиевые пластины; структура заклепочных соединений представлена на рис. 6. Новая модель демонстрирует применимость не только к традиционной сварке, но и к соединениям, выполненным методом заклепочной сварки и аналогичным способам крепления.

Сравнительный анализ новой и старой моделей, а также экспериментальных данных был проведен при трех разных скоростях нагрузки v , равных 2 мм/мин, 1 м/с и 5 м/с, для трех разных типов испытаний: на отрыв, на сдвиг и на отслаивание. Полученные результаты представлены на рис. 7.

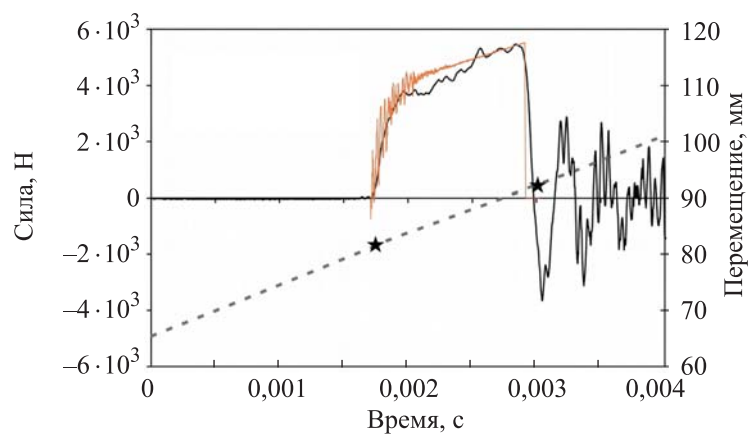


Рис. 5. График данных моделирования новой модели и экспериментальных данных:
— — сила; - - - — перемещение

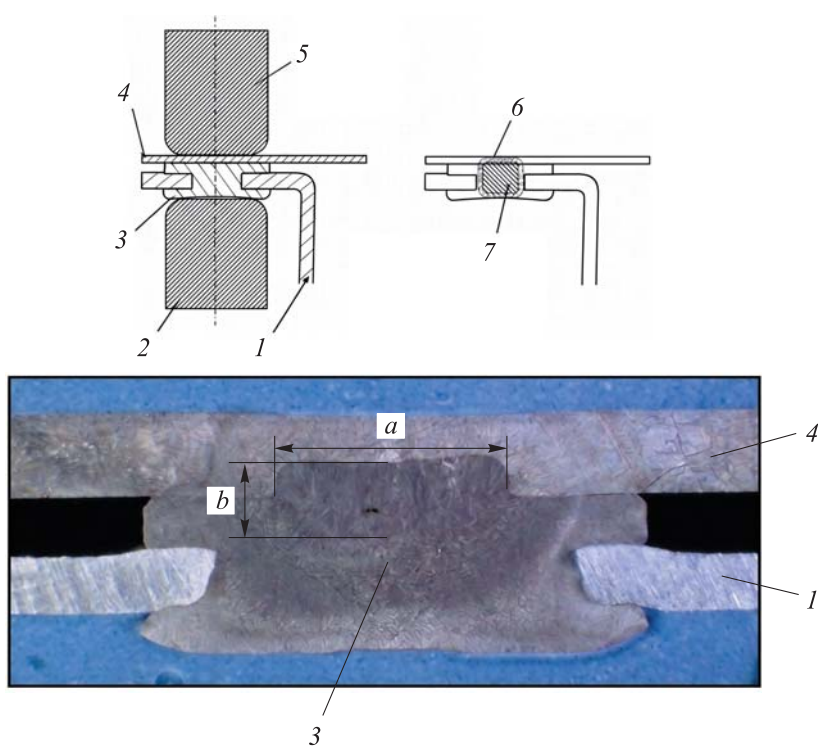


Рис. 6. Схема конструкции точек заклепочной сварки:
1 — алюминий; 2, 5 — электрод; 3 — стальная заклепка; 4 — сталь;
6 — зона термического влияния; 7 — зона проплавления

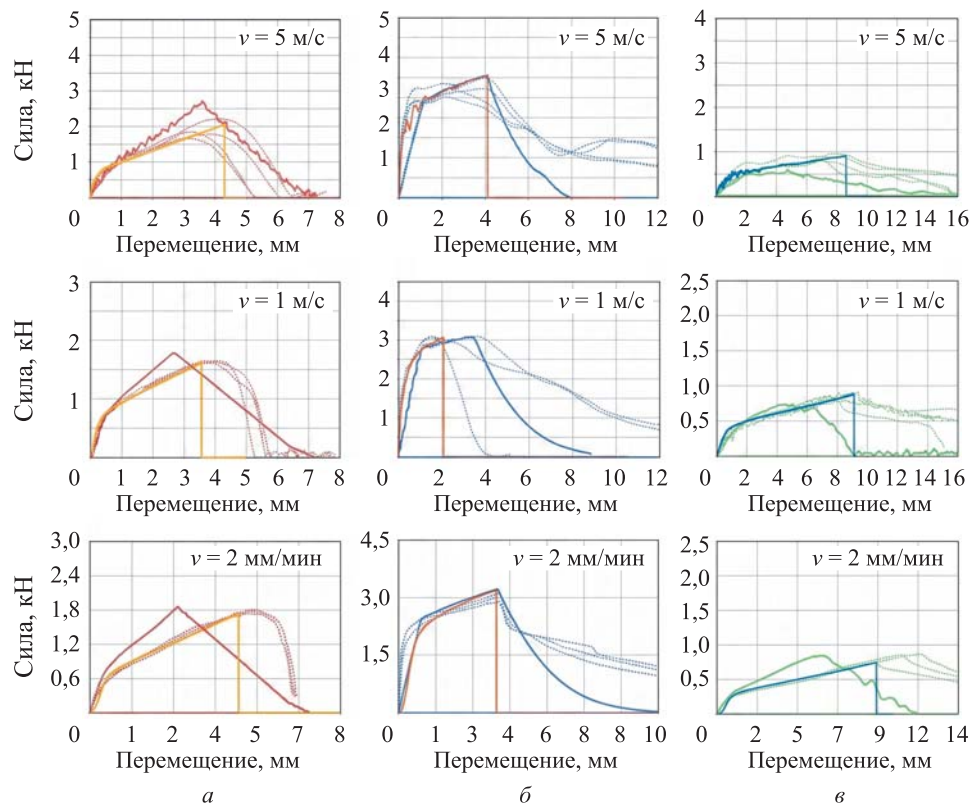


Рис. 7. Графики экспериментальных данных и результатов имитирования новой и старой моделей сварного соединения при испытаниях со скоростью v , равной 5 м/с, 1 м/с и 2 мм/мин, на отрыв (*а*), на сдвиг (*б*) и на отслаивание (*в*):

---, ---, --- — эксперименты; —, —, — — моделирование старым методом;
—, —, — — моделирование новым методом

Результаты моделирования показывают высокую степень согласованности с экспериментальными данными. В частности, при испытаниях на отрыв предложенная модель сварки характеризуется более точным воспроизведением экспериментальных результатов по сравнению с старой моделью, использованной в статье [4]. Следует отметить, что предложенная модель ориентирована в первую очередь на прогнозирование факта разрушения соединения, а не на расчет энергопоглощения. Именно потеря целостности соединения является критическим событием при моделировании аварийных процессов, поскольку она изменяет путь передачи нагрузки и может инициировать перераспределение усилий в несущих элементах кузова. Энергия, диссипатируемая непосредственно в зоне сварной точки, пренебрежимо мала по сравнению с энергией деформации окружающих крупногабаритных деталей. Поэтому в модели сварные соединения удаляются сразу после достижения критерия разрушения, что также обеспечивает высокую вычислительную эффективность, необходимую для оптимизационных расчетов.

Для задач, где требуется точный учет энергопоглощения в соединении, модель может быть дополнена подмоделью повреждения.

В приведенном выше сравнении для моделирования сварных соединений использовались объемные элементы типа 8hex, аналогичные примененным в статье [4]. В дальнейшем будет проведен анализ различий в точности между объемными и балочными элементами при моделировании среднеразмерной автомобильной модели. На основе проведенного анализа можно сравнить точность и время вычислений балочно-элементной модели сварных соединений и разных объемно-элементных моделей сварных соединений. Испытания проводились для разных размеров КЭ и разных моделей точечной сварки. Средняя погрешность расчета модели точечного сварного соединения с учетом разрушения, рассчитанная по времени отказа, и затраты машинного времени расчета приведены в табл. 2 и 3 соответственно.

Таблица 2

Средняя погрешность расчета модели сварного соединения, %

Размер КЭ, мм	Погрешность расчета, %, для модели сварного соединения с типом КЭ			
	16 hex	8 hex	1 hex	beam
1,25	0,57	1,25	2,31	15,5
2,5	1,25	1,31	3,05	11,9
5	3,14	3,27	4,18	5,47
10	4,18	5,58	6,98	5,89
15	7,62	8,91	9,18	9,06

Таблица 3

Машинное время расчета в LS-DYNA, с

Размер КЭ, мм	Машинное время расчета для модели сварного соединения с типом КЭ			
	16 hex	8 hex	1 hex	beam
2,5	299	205	117	96
5	149	113	94	78
10	47	35	18	14
15	20	19	11	8

Анализ показал, что модель точечных сварных (заклепочных) соединений на основе балочно-элементного подхода не подходит к применению в высокоточных моделях кузовов автомобилей при

ударных нагружениях. Данная модель часто приводит к локальным искажениям сетки, что существенно сказывается на результатах моделирования. Однако такая модель подходит для использования в моделях автомобилей средней точности, где размеры оболочечных элементов кузова превышают диаметр точечных сварок. В таких моделях точность сварных соединений, смоделированных с помощью балочных элементов, сопоставима с точностью, достигаемой при использовании объемных элементов, при этом время вычислений значительно меньше, чем при использовании объемных элементов.

Заключение. В целом, усовершенствованная модель, основанная на материале MAT100, является наиболее подходящей моделью точечных сварных соединений для расчета столкновений автомобилей и для оптимизационной задачи в настоящее время, так как полностью удовлетворяет всем предъявленным требованиям. По сравнению с методом, приведенным в работе [4], предложенный метод обладает рядом преимуществ, к которым относятся более высокая точность, что особенно заметно в испытаниях на отрыв и отслаивание со снижением средней погрешности на 8 %; меньшее количество параметров критерия отказа (3, 4 против 6), определяемых без утомительных итераций, а кроме того, более широкая теоретическая применимость как к балочно-элементным, так и к объемно-элементным моделям точечных сварных соединений.

В процессе оптимизации (итерационных вычислений) часто применяются модели средней точности, размер сетки которых составляет около 15 мм, что в 3 раза превышает диаметр обычных сварных точек. В таких условиях точность балочно-элементной модели сварки сопоставима с точностью объемно-элементной (погрешность не превышает 5 %), однако время, необходимое для вычислений, обычно составляет лишь половину от времени, затрачиваемого на объемно-элементную модель.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Kumagai K., Hayashi S., Ohno T. Rupture Modeling of Spot Welds under Dynamic Loading for Car Crash FE Analysis. *Transactions-society of Automotive Engineers of Japan*, 2007, vol. 38, no. 5, p. 9.
- [2] Вдовин Д.С. *Разработка методики проектирования несущих систем колесных машин, выполненных с использованием сварных точечных и клееварных соединений: дис... канд. техн. наук.* Москва, 2007.
- [3] Xu S., Deng X. An evaluation of simplified finite element models for spot-welded joints. *Finite Elements in Analysis and Design*, 2004, vol. 40, no. 9–10, pp. 1175–1194.
- [4] Zhang F., Xu H., Fang X. Failure behavior and crash modelling of resistance rivet spot welding (RRSW) for joining Al and steel in vehicle structure. *International Journal of Crashworthiness*, 2022, vol. 27, no. 1, pp. 243–260.

- [5] Seeger F. et al. An investigation on spot weld modelling for crash simulation with LS-DYNA. *4th LS-DYNA User Forum*. Bamberg, 2005, pp. 1–12.
- [6] Wood P.K.C. et al. A new strain rate dependent spot weld model for automotive crash applications. *Proc. 11th Int. LS-DYNA Users Conf.* Michigan, USA, 2010.
- [7] Manual K.U.S. *LS-DYNA keyword User's manual*. LSTC Co., Livermore, CA, 2007.
- [8] Hallquist J.O. *LS-DYNA keyword user's manual. Volume II: Material Models*. Livermore, California, USA, 2013, vol. 10.
- [9] Malcolm S., Nutwell E. Spotweld failure prediction using solid element assemblies. *6th European LS-DYNA users' conference*. Gothenburg, Sweden, 2007.
- [10] Zhu D. Finite element modeling method for welding structure base on spot weld failure. *Journal of Electronic Science and Technology*, 2017, vol. 30, no. 10, pp. 73–81.
- [11] Sun X., Khaleel M.A. Dynamic strength evaluations for self-piercing rivets and resistance spot welds joining similar and dissimilar metals. *International Journal of Impact Engineering*, 2007, vol. 34, no. 10, pp. 1668–1682.

Статья поступила в редакцию 15.11.2025

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Ван Ч., Зузов В.Н. Усовершенствованная модель сварного (заклепочного) соединения в кузовах легковых автомобилей для оптимизационных расчетов при ударных нагрузках. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2026, вып. 5.

EDN UOSWSE

Ван Чжэньюй — аспирант кафедры «Колесные машины» МГТУ им. Н.Э. Баумана.
e-mail: wandercn@mail.ru
ORCID: 0009-0002-8031-2479

Зузов Валерий Николаевич — д-р техн. наук, профессор кафедры «Колесные машины» МГТУ им. Н.Э. Баумана. e-mail: valeryzuz@yandex.ru
ORCID: 0000-0003-1512-9299

Improved Model of Welded (Riveted) Joints in Passenger Car Bodies for Optimization Calculations under Impact Loads

© Z. Wang, V.N. Zuzov

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, 105005, Russian Federation

An analysis of existing finite element models of welded and riveted joints used in impact load calculations has been conducted. An improved joint model based on beam elements, which accounts for the influence of strain rate on the failure process, is presented. The model parameters are defined and justified based on a set of experimental data obtained at various loading rates. The advantages and disadvantages of the proposed model are compared with existing analogues. Simulation was carried out using the LS-DYNA software package. It has been established that the new model provides high accuracy in predicting failure (error less than 5%) with a significant reduction in computational costs. Based on the verification results, the model is recommended for use in optimization calculations of vehicle body structures to improve passive safety. To achieve the required accuracy, it is necessary to account for the dependence of the joints' strength characteristics on the strain rate and to use a simplified failure criterion based on forces and moments.

Keywords: *finite element model, spot weld, riveted joint, optimization, impact loading, automobile, LS-DYNA*

REFERENCES

- [1] Kumagai K., Hayashi S., Ohno T. Rupture modeling of spot welds under dynamic loading for car crash FE analysis. *Transactions-society of Automotive Engineers of Japan*, 2007, vol. 38, no. 5, p. 9.
- [2] Vdovin D.S. *Razrabotka metodiki proektirovaniya nesuschikh sistem kolesnykh mashin, vypolnennykh s ispolzovaniem svarnykh tochechnykh i kleesvarnykh soedineniy: Dis. ... Cand. Sc. in Engineering* [Development of a design methodology for load-bearing systems of wheeled vehicles using spot-welded and adhesive-welded joints]. Moscow, 2007.
- [3] Xu S., Deng X. An evaluation of simplified finite element models for spot-welded joints. *Finite elements in analysis and design*, 2004, vol. 40, no. 9–10, pp. 1175–1194.
- [4] Zhang F., Xu H., Fang X. Failure behavior and crash modelling of resistance rivet spot welding (RRSW) for joining Al and steel in vehicle structure. *International Journal of Crashworthiness*, 2022, vol. 27, no. 1, pp. 243–260.
- [5] Seeger F. et al. An investigation on spot weld modelling for crash simulation with LS-DYNA. *4th LS-DYNA User Forum*. Bamberg, 2005, pp. 1–12.
- [6] Wood P.K.C. et al. A new strain rate dependent spot weld model for automotive crash applications. *Proc. 11th Int. LS-DYNA Users Conf.* Michigan, USA, 2010.
- [7] Manual K.U.S. *LS-DYNA keyword User's manual*. LSTC Co., Livermore, CA, 2007.
- [8] Hallquist J. O. *LS-DYNA keyword user's manual. Volume II: Material Models*. Livermore, California, USA, 2013, vol. 10.
- [9] Malcolm S., Nutwell E. Spotweld failure prediction using solid element assemblies. *6th European LS-DYNA users' conference*. Gothenburg, Sweden, 2007.

- [10] Zhu D. Finite element modeling method for welding structure base on spot weld failure. *Journal of Electronic Science and Technology*, 2017, vol. 30, no. 10, pp. 73–81.
- [11] Sun X., Khaleel M.A. Dynamic strength evaluations for self-piercing rivets and resistance spot welds joining similar and dissimilar metals. *International Journal of Impact Engineering*, 2007, vol. 34, no. 10, pp. 1668–1682.

Wang Zhengyu, Postgraduate student, Department of Wheeled Vehicles, Bauman Moscow State Technical University. e-mail: wanderen@mail.ru
ORCID: 0009-0002-8031-2479

Zuzov V.N., Dr. Sc. (Engineering), Professor, Department of Wheeled Vehicles, Bauman Moscow State Technical University. e-mail: valeryzuz@yandex.ru
ORCID: 0000-0003-1512-9299