

ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ЛИТЫХ АВТОМОБИЛЬНЫХ КОЛЕС ПРИ УДАРНЫХ НАГРУЗКАХ

И.В. Демьянушко, В.В. Миронова, Е.М. Логинов

Проведены экспериментальные исследования автомобильных колес при статическом и динамическом нагружении с применением тензометрии для определения их напряженно-деформированного состояния в условиях сертификационных испытаний. Результаты были сопоставлены с расчетными, полученными методом конечных элементов, что позволило разработать принципы построения адекватных конечно-элементных моделей. Исследования показали возможность сокращения доводки колес при их проектировании путем введения полученного приближенного значения динамического коэффициента для оценки поведения конструкции в условиях ударного нагружения.

Ключевые слова: ударные нагрузки, литые колесные диски, тензометрия, метод конечных элементов.

Введение

В конструкциях легковых, а в последнее время и грузовых автомобилей, а также автобусов применяются как литые, так и кованные колеса из алюминиевых сплавов. Поведение таких колес при динамической нагрузке, определяющее безопасность движения автомобиля, в настоящее время недостаточно изучено. Ударные воздействия возникают при различных дорожных ситуациях (наезд автомобиля на препятствие, занос, столкновение с другим автомобилем и др.). Статистические исследования характерных аварий показывают, что средний угол при наезде колеса на препятствие составляет $27,6^\circ$, поэтому ударное нагружение алюминиевых литых колес (под углом 30°) является обязательным при сертификационных испытаниях автомобильных колес в ряде стран (ГОСТ Р 50511–93). Стандартным испытанием на косоу удар имитируется наезд автомобиля массой 1000 кг, движущегося со скоростью 60 км/ч, колесом на неподвижное препятствие под углом 30° .

В связи со сложностью дизайна современных, особенно литых, колес необходимо

определение пространственного напряженно-деформированного состояния (НДС) конструкций колес. На стадии проектирования, особенно при использовании современных программ CAD/CAE, перед утверждением окончательного дизайна колеса проводят множество вариантов расчетов [1]. Для расчета конструкций колес при динамическом ударном воздействии с применением метода конечных элементов (МКЭ) [2, 3] требуются значительные вычислительные мощности, особенно при необходимости варьирования конфигурации колеса в процессе проектировочного анализа. В связи с этим представляет интерес проведение расчетно-экспериментальных исследований НДС литого алюминиевого колеса как при статическом, так и при ударном нагружении для того, чтобы определить адекватность моделей, созданных с помощью МКЭ, и возможность использования коэффициента динамичности [4] для оценки поведения колеса при ударе без проведения трудоемких динамических расчетов, ограничиваясь лишь данными статического расчета.

Постановка задачи

Цель проведенного расчетно-экспериментального исследования – определение уровня динамической нагруженности автомобильного колеса в режиме, моделирующем удар под углом 30° . В качестве исследуемого объекта было выбрано литое алюминиевое колесо широко используемого типа 7J×16 (ширина обода 7 дюймов, посадочный диаметр 16 дюймов), предназначенное для установки на легковые автомобили с максимальной статической нагрузкой на колесо 6900 Н.

Конструкция колеса предусматривает пять крепежных отверстий с диаметром центров крепежных отверстий (PCD), равным 114,5 мм, и вылетом обода (ЕТ), равным 35 мм. Колесо имеет 10 вогнутых радиальных спиц – от бортовой закраины обода до центральной части колеса, где их объединяет розетка из пяти литых колодцев овальной формы из высокопрочного алюминиево-кремниевое сплава АК9. Сплав АК9 имеет достаточно высокие механические характеристики [3]: предел прочности $\sigma_b = 221$ МПа, условный предел текучести $\sigma_{0,2} = 125$ МПа, относительное удлинение при разрыве $\delta = 15,8\%$, модуль продольной упругости $E = 71$ ГПа, модуль сдвига $G = 27$ ГПа.

Испытательный стенд и методика испытаний

Исследования колес проводили с применением метода тензометрии при статической и ударной нагрузках. Статические и ударные испытания осуществляли на ударном испытательном стенде МАДИ (рис. 1). Колесо 1 устанавливали на опоре 2 стенда под углом 30° к горизонтальной поверхности и жестко закрепляли по опорной площадке штатными болтами с моментом затяжки 110 Н·м. Нагрузку создавали подрессоренными грузами 3 и 4 общей массой 1000 кг. Нагрузку прикладывали к внешней бортовой закраине обода колеса (с шиной или без шины) через подпятник 5, размер рабочей поверхности которого 125×375 мм. Подпятник перекрывает закраину обода на 25 мм. С целью приложения нагрузки по спице или между спицами колесо поворачивали относительно оси его закрепления.

Подрессоренный груз при статических испытаниях медленно опускался на закраину обода колеса, а при ударных испытаниях – падал на закраину обода колеса с высоты $H = K_p F_v = 207$ мм, где $K_p = 0,3$ мм/кг – переходной коэффициент для легковых автомобилей согласно условиям стендовых испытаний по ГОСТ Р 50511–93; F_v – максимальная вертикальная статическая нагрузка на колесо.

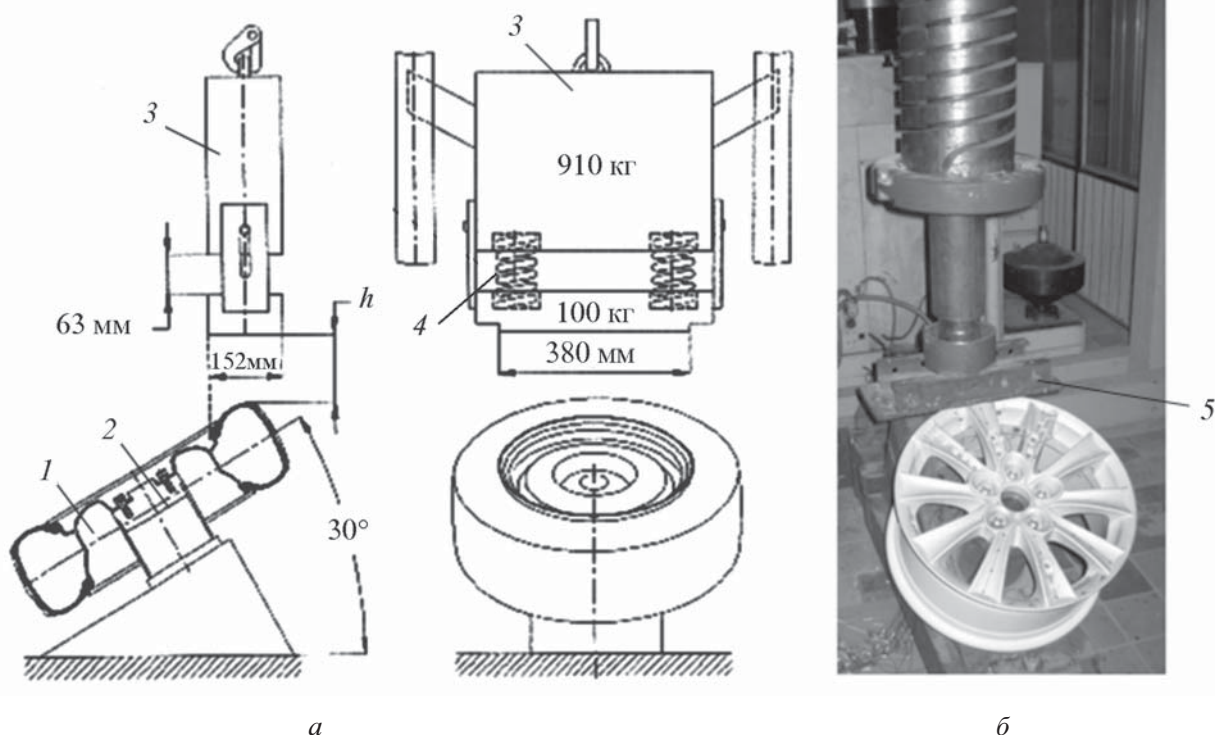


Рис. 1. Схема испытательного стенда на косой удар, разработанного в МАДИ (а), и фотография стенда (б)

При нагружении колес для измерения и регистрации в цифровом виде получаемых деформаций использовали тензометрическую 16-канальную аппаратуру LTR фирмы L-Card (Россия) и персональный компьютер со встроенным программным обеспечением.

Тензорезисторы типа КФ5П1-3-100-12 (измерительная база 3 мм, сопротивление 100 Ом, коэффициент тензочувствительности 2,14) в количестве 16 шт. наклеивали на плоские площадки дисков колес вблизи мест с наибольшими ожидаемыми деформациями, выявленными на основе данных предварительного статического расчета (табл. 1). Схема установки тензорезисторов приведена на рис. 2. Оси координат изображены аналогично осям координат на расчетной конечно-элементной (КЭ) модели, ось x является осью колеса.

Нагружение колеса проводили в критических точках окружности бортовых закраин обода. Исследовали четыре варианта испытаний колеса в зависимости от наличия шины и места приложения нагрузки (табл. 2). На рис. 3 показаны колеса с различными вариантами приложения нагрузки, соответствующими вариантам испытаний, приведенным в табл. 2.

Таблица 2

Варианты испытаний колеса

Вариант испытаний	Колесо	Место приложения нагрузки
1	Без	По спице
2	шины	Между спицами
3	С шиной	Между спицами
4		По спице

Таблица 1

Расположение тензорезисторов на диске колеса

Номера тензорезисторов согласно рис. 2	Расположение тензорезисторов	Расстояние от обода колеса до тензорезистора, мм
1, 2, 3	Снаружи на спице	75
4, 5, 6, 15	Снаружи на спице	130
7, 8, 9, 10	Внутри на спице	20 (расстояние от внутренней поверхности обода колеса)
11, 12	Внутри на ободу колеса	$b = 20$
13, 14, 16	Внутри на ободу колеса	$a = 55$

Примечание. Регистрация деформаций при ударе проводилась с частотой опроса тензометрических каналов 7680 Гц.

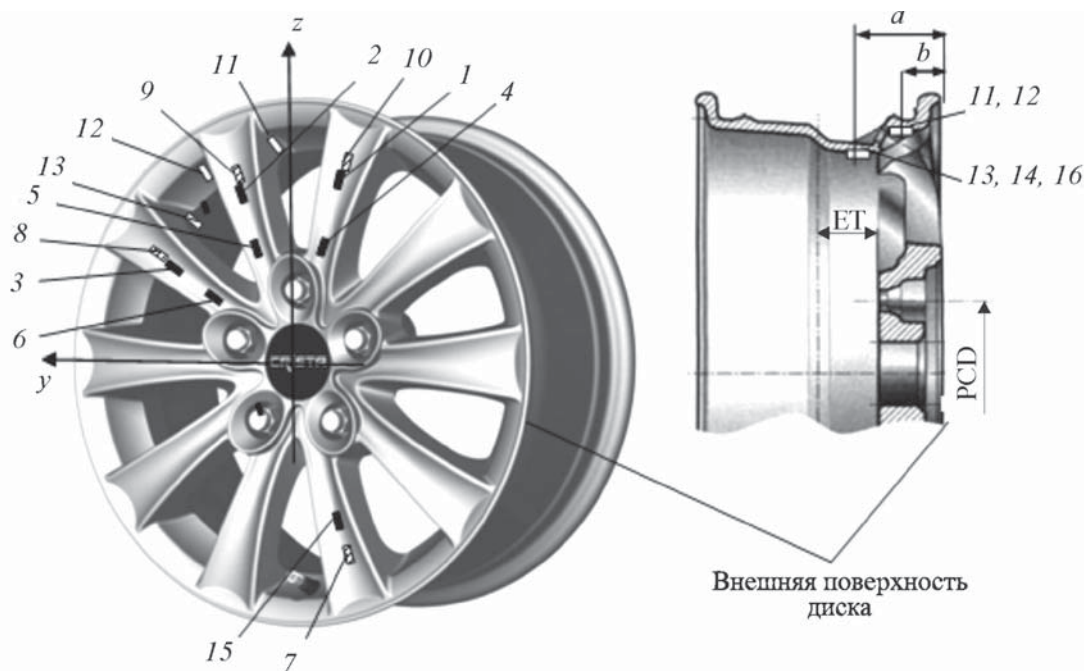


Рис. 2. Схема установки тензорезисторов 1 – 16 на диске колеса

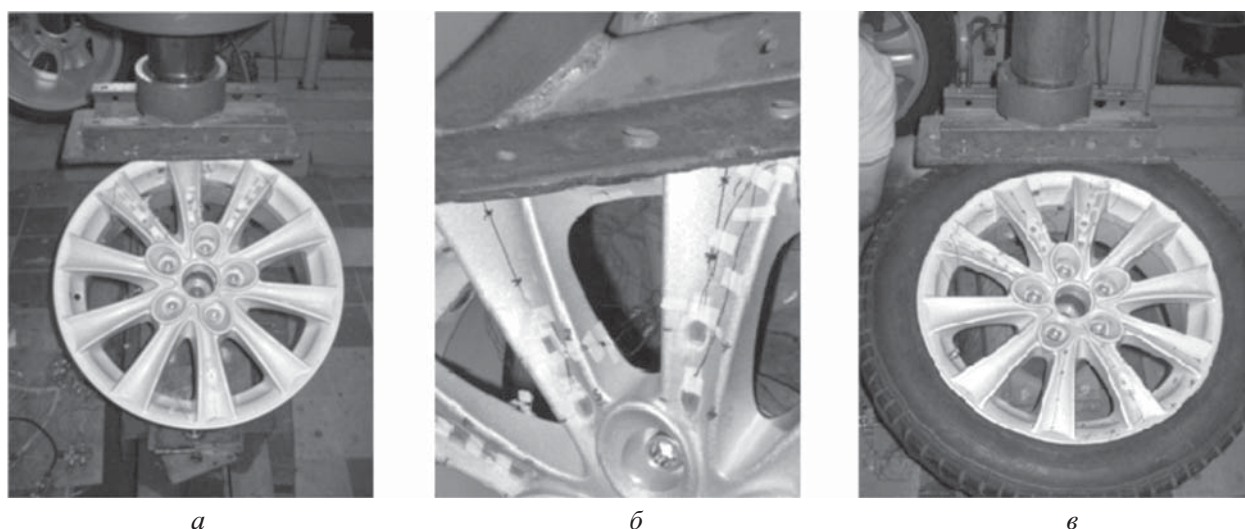


Рис. 3. Варианты нагружения колеса:
а – в – варианты 1 – 3 согласно табл. 2

Результаты статических испытаний

Цикл статического нагружения от первоначального момента приложения нагрузки до ее снятия регистрировался во времени, что позволило выявить качество и точность функционирования всей измерительной аппаратуры.

На рис. 4 представлена зависимость деформации от времени нагружения в местах расположения тензорезисторов при статическом нагружении по варианту 2 (см. табл. 2). Установлено, что при данной нагрузке отсутствуют остаточные пластические деформации.

Деформации в направлении установки тензорезисторов для различных вариантов нагружения приведены в табл. 3. Сравнительный анализ полученных результатов показал, что при ста-

тическом нагружении деформации диска колеса с шиной и без шины практически совпадают (разброс значений при нагружении по спице для колеса с шиной и без шины не превышает 5 %, при нагружении между спицами – не превышает 7 %).

Таблица 3

Деформации $\varepsilon \cdot 10^5$ при нагрузке 10 кН

Номер тензорезистора согласно рис. 2	Вариант испытания колеса согласно табл. 2			
	1	2	3	4
1	37,6	52,7	49,2	37,3
2	57,2	48,7	46,4	54,8
3	34,7	15,8	15,5	33,4
4	36,8	40,2	37,5	35,9
5	39,8	38,5	35,4	39,7
6	28,7	17,3	15,3	30,8
7	-9,6	-7,3	-5,3	-7,2
8	6,3	20,5	18,4	1,0
9	-46,0	-25,0	-19,0	-43,9
10	4,2	-24,0	-23,0	3,0
11	7,0	14,5	12,7	4,8
12	1,6	2,2	1,9	1,7
13	14,8	9,6	9,6	15,1
14	15,3	24,8	22,6	15,3
15	0,0	-1,7	-1,6	-0,7
16	31,2	26,0	25,2	28,7

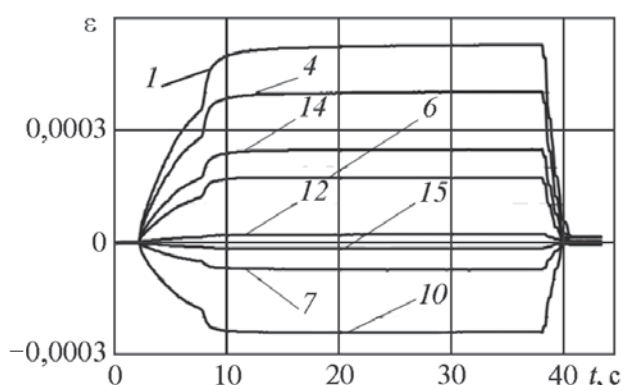


Рис. 4. Зависимость деформации ε при статическом нагружении (вариант 2) от времени нагружения t :
1, 4, 6, 7, 10, 12, 14, 15 – тензорезисторы, расположенные на диске согласно рис. 2

Результаты ударных испытаний колеса

Наибольшие измеренные деформации при ударе по спице приведены в табл. 4, из которой видно, что максимальные деформации в колесе при ударе возникают в области середины спицы с лицевой стороны диска колеса. Максимальное абсолютное перемещение точки, принадлежащей ободу колеса, составляло 16 мм.

Полученные для каждой из тензоточек коэффициенты динамичности осредняли для колеса в целом, в результате получили $K_{д.э} \approx 11$.

Моделирование колеса при статическом нагружении

Конечно-элементная модель колеса создавалась на базе программного комплекса МКЭ Nastran. В силу симметрии объекта исследования сначала была создана модель 1/10 части колеса [5]. Для выявления некачественных с точки зрения геометрии конечных элементов и предупреждения возможных ошибок при дальнейшей работе провели жесткое закрепление привалочной плоскости колеса и нагружение произвольного узла пробной нагрузкой произвольного значения.

При пробном нагружении выявляли элементы, которые могут серьезно повлиять на результат расчета, например элементы с объемом, близким к нулю, искаженные элементы с особо малыми (или большими) значениями углов между гранями или ребрами. После выявления подобных элементов их формы корректировали путем ручного изменения координат соответствующих узлов.

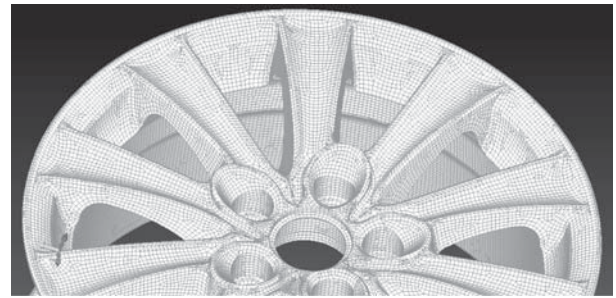


Рис. 5. КЭ-модель колеса

По окончании тестирования модели пробная нагрузка и закрепление были удалены. Путем зеркального отображения КЭ-модели 1/10 части колеса была получена полная КЭ-модель колеса (рис. 5).

Полученная КЭ-модель включала в себя 224 175 узлов и 483 910 элементов, средний размер которых составляет 3 мм. В модели использовали трехмерные элементы различных типов, причем преобладали 8-узловые гексагональные элементы (табл. 5).

В соответствии с условиями испытаний КЭ-модель колеса жестко закреплялась по фланцу. Отверстия под крепежные болты нагружали давлением, возникающим от момента затяжки болтов 110 Н·м, внешнюю закраину обода колеса, расположенного под углом 30° к горизонтальной поверхности, – статической нагрузкой в 10 кН, которая распределялась равномерно в 17 узлах в зоне контакта ударника (подпятника) с внешней закраиной обода колеса (588,2 Н в каждом узле). Нагружение проводили так же, как и в эксперименте: в двух зонах – по спице (вариант 1) и между спицами (вариант 2) (см. табл. 2).

Таблица 4

Сравнение деформаций при статическом и ударном нагружении колеса по спице (вариант 1)

Номер тензорезистора согласно рис. 2	Деформация		Коэффициент динамичности (эксперимент) $K_{д.э} = \varepsilon_{уд.э} / \varepsilon_{ст.э}$
	при статическом нагружении (эксперимент) $\varepsilon_{ст.э} \cdot 10^5$	при ударном нагружении (эксперимент) $\varepsilon_{уд.э} \cdot 10^5$	
1	37,6	378,6	10,07
3	34,7	378,5	10,91
4	36,8	378,4	10,28
5	39,8	397,8	9,99
6	28,7	350,0	12,20
13	14,8	197,3	13,33
14	15,3	184,7	12,07
16	31,2	354,4	11,36

Примечание. Осредненный коэффициент $K_{д.э} = 11,28 \approx 11$.

Таблица 5

Количественное распределение элементов в модели

Тип конечного элемента	Количество узлов в модели	Количество элементов в модели	Количество типовых элементов в модели по отношению к общему количеству элементов, %
Тетраэдральный	4	354 950	73,4
Призматический	6	21 040	4,3
Гексагональный	8	107 920	22,3
Итого	—	483 910	100

При нагружении по спице вследствие несимметричности нагрузки относительно оси симметрии объекта исследования проводили расчет модели целого колеса [6], а при нагружении между спицами вследствие симметричности нагрузки относительно конструкции – расчет модели половины колеса. Прикладываемая к внешней закраине обода колеса нагрузка была уменьшена вдвое и распределялась по девяти узлам (555,5 Н в каждом узле). Перемещения узлов, находящихся в плоскости симметрии, были ограничены в направлении, перпендикулярном к этой плоскости. По результатам расчета МКЭ были получены деформации колеса без шины при статическом нагружении.

На рис. 6 показаны деформации ε_z в колесе в направлении оси z при моделировании испытаний на удар при статическом нагружении по спице и между спицами.

Квазидинамические деформации при ударе были определены умножением расчетных деформаций при статическом нагружении на полученный экспериментально осредненный коэффициент динамичности $K_{д.э.} \approx 11$ (табл. 6).

Анализ полученных результатов расчета и эксперимента

В соответствии с ГОСТ Р 50511–93 определение и оценка деформированного состояния колеса, по которому всегда можно рассчитать его напряженно-деформированное состояние, являются необходимыми. Однако это выходит за рамки данной работы. Характер деформации внешней закраины обода колеса и спиц, а также максимальный уровень осевых перемещений при расчете практически совпадают с экспериментальными результатами. При статическом нагружении по спице (см. табл. 6) расчетные данные отличаются от экспериментальных не более чем на 20 %. Сопоставление результатов расчета и эксперимента при нагружении между спицами показало, что отклонение расчетных деформаций от экспериментальных также находится в пределах 20 %.

Таким образом, можно считать, что результаты расчета статического нагружения колеса с помощью программного комплекса МКЭ Nas-tran показали удовлетворительную сходимость с результатами эксперимента.

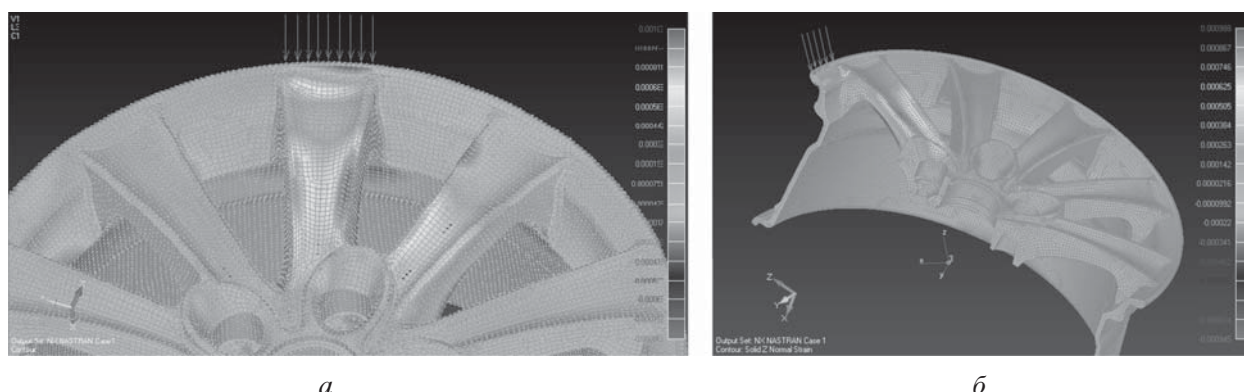


Рис. 6. Деформации ε_z в колесе при статическом нагружении по спице (а) и между спицами (б)

Таблица 6

Сравнение результатов расчета и эксперимента с учетом осредненного коэффициента динамичности при нагружении колеса по спице

Номер тензорезистора согласно рис. 2	Деформация					
	при статистическом нагружении			при ударном нагружении		
	экспериментальная $\epsilon_{ст.э} \cdot 10^5$	расчетная $\epsilon_{ст.р} \cdot 10^5$	погрешность, %	экспериментальная $\epsilon_{уд.э} \cdot 10^5$	расчетная с учетом $K_{дэ}$ $\epsilon_{уд.р} \cdot 10^5$	погрешность ($\epsilon_{уд.р} / \epsilon_{уд.э}$) $\cdot 100$, %
1	37,6	38,3	1,86	378,6	421,3	11,27
3	34,7	36,6	5,47	378,5	402,6	6,36
4	36,8	38,2	3,8	378,4	420,2	11,04
5	39,8	45,7	14,82	397,8	502,7	24,12
6	32,7	36,9	12,84	350,0	405,9	15,9
13	14,8	18,6	20,43	197,3	204,6	3,69
14	15,3	18,1	15,47	184,7	199,1	7,8
16	31,2	36,0	13,33	354,4	396,0	11,7

Заключение

Проведенное исследование показало, что при проектировании колес имеется возможность сокращения процесса доводки и затрат при оценке поведения конструкции в процессе удара с использованием приближенного динамического коэффициента и статического расчета. Были разработаны принципы построения адекватных КЭ-моделей и методика верификации модели. Сокращение процесса доводки появляется на стадии оптимизации конструкции, на которой необходимо провести КЭ-расчет нескольких десятков возможных вариантов конструкций. При использовании предложенной методики требующий значительных временных затрат динамический расчет может проводиться только для окончательных вариантов конструкции.

Список литературы

1. Демьянушко И.В., Юдин М.Н. Информационные технологии и создание автомобильных конструкций // Автомобильная промышленность. 2003. № 9. С. 3–5.
2. Демьянушко И.В., Есеновский Ю.К., Вахромеев А.М. Литые алюминиевые колеса для легковых автомобилей: проектирование, изготовление, дизайн // Автомобильная промышленность. 2002. № 9. С. 35–39.
3. Демьянушко И.В. Колеса из легких сплавов – от эскиза до металла // Автомобильная промышленность. 1999. № 7. С. 9–10.
4. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний. – М.: Высшая школа, 1980. – 408 с.
5. Демьянушко И.В., Миронова В.В., Логинов Е.М. Моделирование статического нагружения литого алюминиевого колесного диска с использованием МКЭ // Труды конгресса по интеллектуальным системам и информационным технологиям IS&IT11. Т.1. – М.: Физматлит, 2011. С. 475–480.
6. Рудаков К.Н. UGS Femap 9.3. Геометрическое и конечно-элементное моделирование конструкций – Киев: КПИ, 2011. – 317 с.

Материал поступил в редакцию 12.11.2011

**ДЕМЬЯНУШКО
Ирина Вадимовна**

E-mail: demj-ir@mail.ru
Тел.: +7(499) 155-03-03

Профессор, доктор технических наук, заведующая кафедрой строительной механики Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). Сфера научных интересов – прочность, динамика, надежность машин и конструкций. Автор 145 научных публикаций, шести патентов, пяти методических пособий.

**МИРОНОВА
Виолетта Валерьевна**

E-mail: violettmir@gmail.com
Тел.: +7(499) 155-08-48

Старший преподаватель кафедры строительной механики Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). Сфера научных интересов – прочность, динамика, надежность машин и конструкций. Автор восьми научных публикаций.

**ЛОГИНОВ
Евгений Михайлович**

E-mail: logevgeny@yandex.ru
Тел.: +7(499) 155-08-48

Аспирант кафедры строительной механики Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). Сфера научных интересов – прочность, динамика, надежность машин и конструкций. Автор четырех научных публикаций.