Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
Московский автомобильно-дорожный
государственный технический университет (МАДИ)

На правах рукописи

ЛОГИНОВ Евгений Михайлович

РАЗРАБОТКА КОМПЛЕКСНОГО МЕТОДА РАСЧЕТНОЙ ОЦЕНКИ ПРОЧНОСТИ И НАДЕЖНОСТИ КОЛЕС АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Специальность 05.05.03 – Колесные и гусеничные машины

Диссертация
на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель:
Заслуженный деятель науки и техники РФ,
доктор технических наук, профессор
Демьянушко Ирина Вадимовна

Москва 2017

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение 4
1. СОСТОЯНИЕ ПРОБЛЕМЫ ИССЛЕДОВАНИЯ 13
1.1. Типы, форма и конструкция колес транспортных средств 13
1.2. Развитие экспериментальных методов исследования НДС колес 20
1.3. Развитие методов расчета тонкостенных конструкций колес 25
1.4. Методы расчета пространственных конфигураций колес 28
1.5. Характеристики колес - объектов исследования 33
1.5.1. Описание типового литого алюминиевого колеса как объекта исследований 34
1.5.2. Описание типового стального штампованного колеса как объекта исследований 36
1.6. Анализ необходимых видов расчета колес и принципы построения расчетных схем 37
1.7. Выводы по Главе 1 38
2. МЕТОДИКА СОЗДАНИЯ ТИПОВЫХ КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНЫХ МОДЕЛЕЙ АВТОМОБИЛЬНЫХ КОЛЕС 41
2.1. Общие представления. 41
2.2. Типы конечных элементов, используемых в расчетных схемах. 43
2.3. Обоснование выбора размера элемента 46
2.4. Критерии качества конечно-элементного массива для расчета конструкций на ударные нагрузки 47
2.5. Рекомендации по организации процесса создания КЭ-сетки для колес ТС 53
2.6. Особенности создания расчетных схем для контактных задач, возникающих при моделировании 64
2.7. Выводы по Главе 2 67
3. РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ УСТАЛОСТНОЙ ПРОЧНОСТИ КОЛЕС ТС 69
3.1 Условия и нагрузки при экспериментальной оценке усталостной прочности колес ТС 69
3.2. Методика расчетной оценки усталостной прочности литого алюминиевого колеса при нагружении по схеме испытаний «Изгиб с вращением» 74

3.3. Расчетная схема для анализа усталостной прочности стального колеса сборной конструкции 85
3.4. Усталостные испытания образцов штампованного колеса 88
3.5. Оценка усталостной прочности штампованного колеса 92
3.6. Выводы по Главе 3 97
4. РАСЧЕТНО - ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЧНОСТИ КОЛЕС АВТОМОБИЛЕЙ ПОД ДЕЙСТВИЕМ УДАРНЫХ НАГРУЗОК 99
4.1. Общие представления 99
4.1. Учет параметров виртуального испытательного стенда при расчетах в условиях испытаний 100
4.2. Сравнительный анализ результатов эксперимента и значений расчета МКЭ 106
4.4. Выводы по Главе 4 113
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ 117
Приложение 1 133

Введение

Колеса являются основным видом движителя для автомобилей и наземных транспортных средств (ТС). Комбинированные типы движителей применяются на автомобильном транспорте довольно редко: для автомобилей высокой проходимости (колесно-гусеничные), автомобилей-амфибий (колесный – для движения по дороге; водометный – для движения по воде) [63]. Особенности конструкции колес оказывают влияние на параметры таких эксплуатационных свойств ТС, как тягово-скоростные, безопасность, плавность хода и топливная экономичность. От их надежности в значительной степени зависит безопасность пассажиров и общая безопасность на дорогах. Разрушение колеса (имеется в виду сама конструкция колеса без шины, часто называемая диском) обычно приводит к дорожно-транспортным происшествиям (ДТП), связанным с опрокидыванием автомобиля, потерей управления. Известны случаи техногенных аварий, вызванных разрушением колес большегрузных автомобилей (карьерных самосвалов), колес автоцистерн, поездов цистерн, перевозящих опасные грузы. Не менее важной проблемой является обеспечение прочности и долговечности колес машин сельскохозяйственного назначения (тракторов, комбайнов). В связи с этим, к прочности колес ТС, определяющей такие свойства надежности как безотказность и долговечность [26], предъявляются особые требования. Условием допуска готового изделия к установке на ТС и к дальнейшей эксплуатации является успешное прохождение обязательных сертификационных испытаний, определяемых нормативными документами. Цель испытаний заключается в проверке способности колеса выдержать без разрушения и (или) появления видимых трещин нагрузки, возникающие как при длительной эксплуатации при движении ТС по дороге, так и при нештатных ситуациях - при ударе, который может быть связан с ударом в бордюр, парапетное дорожное ограждение, при столкновении со встречным ТС.

Автомобильные колеса проектируются как для первичного рынка и конкретных ТС (оригинальные конструкции, согласно определению ГОСТ Р 52390-2005), так и для розничной продажи (идентичные по ГОСТ Р 52390-2005), причем в этом случае одно и то же колесо может быть использовано для различных ТС с небольшими вариантами конструктивных особенностей. При проектировании колес проводится комплекс проектных расчетов, которые определяют характеристики сопротивления колеса различным эксплуатационным нагрузкам.

Нагрузки, действующие на колесо в эксплуатации, зависят от множества параметров (характеристик автомобиля, параметров движения, характеристик дороги и т.д.) и носят стохастический характер [6, 7, 10, 14]. При сертификационных испытаниях нагрузки, реализуемые в условиях стендов, являются осредненными типовыми по отношению к эксплуатационным. В связи с этим принято проводить комплекс проектных расчетов при условиях нагружения, соответствующих нормативным сертификационным испытаниям на усталость и на удар [27, 28, 82]. Этот подход позволяет использовать соответствующие расчеты также для сравнительного анализа конструкций, как при проектировании, так и при доводке изделий [44].

В настоящее время конструкции колес чрезвычайно многообразны. При их производстве применяются различные материалы и технологии. В целом все конструкции можно разделить на тонкостенные (к ним относятся стальные штампованные и кованые колеса из цветных сплавов) и объемные конструкции (литые, также из цветных, в основном, алюминиевых сплавов). Кроме того, существуют и сборные конструкции. Современные конструкции колес подробно рассмотрены в публикациях и диссертационных исследованиях отечественных и зарубежных авторов [3, 11, 13, 30, 45, 108].

Особенности конструкций колес определяли и до настоящего времени определяют различные подходы к расчету колеса на прочность при различных условиях нагружения. Для оценки прочности, усталости,

сопротивления удару колеса первоначально определяется его напряженно-деформированное состояние (НДС). До относительно недавнего времени при расчетах НДС колес использовались решения, основанные на теории тонкостенных оболочек в упругой области. Очевидно, что такой подход не дает возможность учесть все особенности конструкций колес и не позволяет адекватно оценить прочность колеса при различных условиях нагружения. Применение метода конечных элементов (МКЭ) для расчета НДС колес до недавнего времени ограничивалось теми же оболочечными моделями, причем расчеты проводились на предметно-ориентированных программах, в упругой области и только при статическом нагружении. Работы по экспериментальной оценке НДС колес ТС показали, что эти исследования важны для принципиального понимания работы конструкции, особенно при ударных нагрузках, что сделано в работе [60]. Однако для сравнения различных вариантов колеса при проектировании и доводке конструкции экспериментальный анализ является весьма трудоемким и затратным.

Интенсивное развитие компьютерной техники и необходимых в проектно-конструкторской деятельности IT-систем позволяет в настоящее время создавать математические модели изделий и моделировать происходящие с изделием процессы в течение его жизненного цикла. С помощью специальных универсальных инженерных программных комплексов, основанных на использовании МКЭ, стало возможным моделировать работу колеса ТС под действием всех возможных нагрузок, возникающих в процессе эксплуатации или испытаний. Вместе с тем, комплексный метод расчетной оценки, позволяющий создавать расчетные модели колес различного типа и определять НДС изделий под действием различных нагрузок, а также производить оценку прочности и долговечности колеса на этой основе, в настоящее время отсутствует. Обоснованно разработанные конечно-элементные модели (КЭ-модели) различных конструкций колес могут позволить предприятиям-разработчикам сократить затраты на промежуточные испытания конструкций с целью их дальнейшей

доводки и оптимизации. Отдельные работы по анализу НДС колес применялись в основном для решения какой-либо конкретной задачи, и при этом использовались либо аналитические, либо предметно-ориентированные программы МКЭ, специально созданные для этого частного случая [7, 8, 61]. Применение этих программ другими пользователями и для других целей естественно представляется затруднительным.

В настоящее время для решения широкого круга задач механики различных конструкций широко используются и непрерывно развиваются универсальные расчетные комплексы инженерного анализа, основанные на МКЭ, такие как ABAQUS, MSC.Software, ANSYS, отечественные – BASYS+ и др. Универсальные программные инструменты КЭ - анализа используются в большинстве организаций, как проектных, так и производственных, в том числе, на автомобильных предприятиях и колесных заводах. В связи с этим представляется актуальной разработка комплексного метода расчетной оценки НДС колес ТС различных конструкций и технологий изготовления, содержащего обоснованную последовательность методик расчетов, основанных на базе современных расчетных программных комплексов КЭ-анализа, формулировка адекватных рекомендаций по созданию КЭ-моделей колес различной конфигурации и по проведению расчетно–экспериментального анализа прочности и надежности (долговечности) колес ТС при разных видах нагружения.

Цель работы: разработка комплексного метода расчетной оценки НДС колес ТС под действием нагрузок, реализуемых при стендовых сертификационных испытаниях (циклическом усталостном и ударном нагружениях), на основе МКЭ с использованием современных универсальных программных комплексов инженерного анализа, а также сравнительного анализа прочности и долговечности колес различных конструкций, выполненных по наиболее широко применяющимся технологиям из разных материалов на основе результатов определения НДС. Методики, входящие в состав разработанного метода, должны дать

возможность пользователям адаптировать их под конкретные условия испытаний (например, менять угол расположения колеса относительно горизонтальной поверхности при испытаниях литых колес на удар, учитывать использование стендов различной конструкции и т.п.) и применять к различным конструкциям колес ТС.

В работе решались следующие **основные задачи**:

1) Разработка методики создания типовых КЭ-моделей для колес различной геометрической формы (в первую очередь - литых алюминиевых колес сложной геометрии, сборных колес);
2) Разработка методики расчетного исследования НДС различных конструкций колес под действием циклических нагрузок (усталостного нагружения) в условиях сертификационных испытаний с учетом упругопластического деформирования;
3) Разработка методики исследования НДС в колесе под действием ударных нагрузок, реализуемых на стенде, на котором проводятся сертификационные испытания;
4) Сопоставление результатов экспериментов, проведенных с объектами исследования, с данными расчета НДС их КЭ-моделей.
5) Разработка методик сравнительного анализа прочности и долговечности колес различных конструкций, выполненных по наиболее широко применяющимся технологиям и из разных материалов на основе результатов моделирования НДС.

Объект исследования: типовые конструкции современных колес ТС - литое колесо из высокопрочного алюминиево-кремниевого сплава для легковых автомобилей, и стальное сборное штампованное колесо на примере колеса, предназначенного для эксплуатации на машинах сельскохозяйственного назначения.

Предмет исследования: разработка комплексного метода расчетного анализа НДС различных типов колес ТС при различных типовых нагрузках,

возникающих при движении ТС, с использованием современного аппарата численного анализа на основе МКЭ и использования с этой целью современных программных комплексов; оценка результатов с использованием экспериментальных данных и исследование прочности и долговечности колес на этой основе с целью повышения их надежности, выносливости, безопасности, а также снижения затрат предприятий на проектирование и доводку конструкции.

Методы исследования. Применяются положения теории автомобиля, разделов механики деформируемого твердого тела (сопротивление материалов, строительная механика, теория конструкционной прочности, теория механических колебаний и удара). Основной расчетный инструмент: метод конечных элементов (МКЭ) с использованием лицензионного программного МКЭ-комплекса инженерного анализа MSC.Patran в совокупности с решателями MSC.Nastran и MSC.Fatigue, а также решателя LS-Dyna. Экспериментальная база: методы и результаты испытаний образцов из материалов колес для получения данных об их физико-механических свойствах, а также испытаний рассмотренных конструкций колес на усталость и ударную прочность на аккредитованных сертификационных стендах лаборатории МАДИ.

Достоверность полученных результатов. Достоверность полученных результатов обеспечена применением широко апробированного лицензионного программного комплекса МКЭ MSC.Patran с решателями MSC.Nastran и MSC.Fatigue, решателя LS-Dyna, специального аккредитованного испытательного оборудования при проведении экспериментов, тщательным контролем условий проведения испытаний и сопоставлением результатов экспериментальных исследований с данными проведенных расчетов.

Научная новизна:

1. Разработана методика создания адекватных, экспериментально апробированных КЭ-моделей конструкций автомобильных колес

сложной геометрической формы для расчета на ударные нагрузки. Приведены требования к качеству конечных элементов, разработан алгоритм создания сеток КЭ.

2. Разработана методика исследования НДС колес с учетом упругопластического деформирования и оценки на этой основе усталостной прочности и долговечности для литых алюминиевых и стальных, в том числе, сборных штампованных колес с учетом технологии изготовления.
3. Предложена и подтверждена целесообразность КЭ-моделирования поведения колес при условиях стендовых испытаний в сборе с основными элементами испытательного стенда. Сформулирован основной критерий включения элементов стенда в основу расчетной схемы.
4. Разработана методика численного моделирования НДС литого алюминиевого колеса с использованием аппарата МКЭ под действием ударных нагрузок.

Практическая значимость. Применение разработанного комплексного метода позволит предприятиям сократить затраты на промежуточные испытания конструкций с целью их дальнейшей доводки и оптимизации. На стадии проектирования обеспечивается более точная оценка долговечности и ударной прочности конструкции в течение жизненного цикла. Особенно важно, что рекомендации по составлению КЭ-моделей и расчетам МКЭ могут быть легко использованы при применении любых известных универсальных инженерных комплексов МКЭ (ANSYS, LS-DYNA, ABAQUS и др.).

Реализация результатов работы. Результаты диссертационного исследования были использованы для развития методик испытаний сертификационным предприятием ООО «ИЛКА-МАДИ», внедрены в ПАО «Кременчугский колесный завод» для расчетов на усталостную прочность и долговечность штампованных колес, а также в процессы анализа прочности литых колес на производственном предприятии ООО «ПРОМА колеса из

легких сплавов». Разработанные модели и методики активно используются в учебном процессе кафедры «Строительная механика» и кафедры «Автомобили» ФГБОУ ВО МАДИ и в работе «Центра компетенции MSC.Software – MADI».

Положения, выносимые на защиту:

1. Методика создания типовых конечно-элементных моделей колес ТС сложной геометрической формы;
2. Методика формулировки граничных условий и приложения нагрузки к КЭ-модели исследуемого объекта в различных условиях нагружения колеса;
3. Методика моделирования нагружающих элементов испытательных стендов (для испытаний по схеме "изгиб с вращением" и для испытаний на удар);
4. Методика расчетного анализа прочности колеса при ударном воздействии МКЭ с использованием разработанных моделей и ее экспериментальное обоснование;
5. Методика сравнительной оценки прочности и долговечности колес на основе расчетного анализа МКЭ;
6. Обоснование эффективности предложенного метода расчетной оценки прочности и надежности колес автотранспортных средств.

Апробация работы. Основные результаты исследований доложены и обсуждены на Международных конференциях молодых ученых МИКМУС-2011 и МИКМУС-2014 (Москва, ИМАШ РАН, декабрь 2011 и 2014 гг.), на ежегодных научных конференциях ФГБОУ ВО МАДИ (Москва, 2009-2017 гг.), «Международной научно-технической конференции ААИ «Автомобиле- и тракторостроение в России» (Москва, МГМУ (МАМИ), март 2012 г.) и на Международной конференции по теории механизмов и машин IFToMM-2014 (г. Тяньцзинь, КНР, 2014 г.). Работа по исследованию усталостной прочности штампованных колес докладывалась на 14-м Мировом конгрессе по теории механизмов и машин IFToMM (г. Тайпей, Тайвань, 2015 г.).

Публикации. Основные положения диссертации опубликованы в 11 печатных работах, в том числе 4 статьи в журналах из перечня, рекомендованного ВАК.

Структура и объем диссертации. Работа состоит из введения, четырех глав и заключения, списка использованной литературы (115 наименований) и 1 приложения. Текст изложен на 134 страницах машинописного текста, содержит 9 таблиц и 62 иллюстраций.

1. СОСТОЯНИЕ ПРОБЛЕМЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

1.1. Типы, форма и конструкция колес транспортных средств

Формы, конструкции, применяемые материалы, технологии изготовления колес автомобилей и других ТС чрезвычайно многообразны. Колеса ТС разделяются по назначению, типу конструкции и способам соединения (как элементов колеса между собой, так и колеса со ступицей) и т.д. В данной работе рассмотрены известные работы по классификации колес, соответствующей действующим нормативными требованиями, а также рассмотрены особенности конструкции, существенные для оценки прочности. В отечественной промышленности принято классифицировать автотракторные колеса по следующим группам, приведенным на рисунке 1.1 [3, 11, 46, 54, 55, 58, 62].

По эксплуатационному назначению ТС колеса разделяются на классы, в зависимости от типа ТС и его массы. Внедрено 7 классов, начиная от колес для погрузчиков и электрокаров (1 класс), заканчивая ведущими колесами для тракторов и сельскохозяйственных машин, с диаметром более 20”.

По типу применяемых шин предусматриваются отдельные конструкции для камерных, бескамерных шин, шин с регулируемым давлением, шин типа Runflat, арочных шин и пневмокатков.

По принадлежности к определенной категории ТС колеса разделяют на изделия для легковых, грузовых автомобилей, автобусов и прочих ТС. Данный вид классификации требует отдельного уточнения, т.к. не содержит полного перечня возможных единиц подвижного состава, и, при этом, по ряду признаков пересекается с классификацией по эксплуатационному назначению.

По эксплуатационному назначению колеса принято разделять на ведущие (те, на которые передаются мощность и крутящий момент двигателя), управляемые (колеса, обеспечивающие поворот автомобиля) и

комбинированные (ведущие и управляемые одновременно, например, на переднеприводных автомобилях).

Рисунок 1.1 - Общая классификация автотракторных колес

С точки зрения вопросов крепления шины, ее положения относительно колеса и других конструктивно-эксплуатационных параметров, выделяются следующие критерии классификации:

- число устанавливаемых колес на ступицу: одинарные и сдвоенные
- тип соединения колес со ступицей: дисковые и бездисковые
- способ закрепления бортов шин: зависимо и независимо от давления воздуха

Конструкция колеса классифицируется по типу обода (разъемный или неразъемный), конструкции диска (нераскатанный круглый, нераскатанный спицевый, раскатанный), способу соединения диска с ободом

(нерегулируемый и регулируемый с переменным вылетом обода и разъемным диском) и непосредственно месту их соединения (в средней части, в замочной части и в бортовой части). Разборные ободья могут содержать различное количество съемных элементов (от двух до пяти). В качестве съемного элемента может служить бортовое кольцо, которое закрепляется к ободу при помощи разрезного замочного кольца.

При этом, конструкция в ряде случаев частично регламентируется требованиями национальных стандартов. Например, для обода геометрия конструкции в РФ определяется рядом нормативных требований. Для стальных колес с неразборным типом обода основным документом является ГОСТ Р 53824-2010 [29]. Определенные решения для разборных ободьев дисковых колес определяются ГОСТ 10409-74 [22], а для колес большегрузных автомобилей строительно-дорожных и подъемно-транспортных машин - ГОСТ 26147-84 [25]. С конструктивной точки зрения ободья колес могут отличаться профилем, формой бортовой закраины, типом посадочной полки (хампа). Для колес легковых автомобилей на рисунках 1.2 и 1.3 приведена общая схема профиля обода и примеры исполнения посадочной полки.

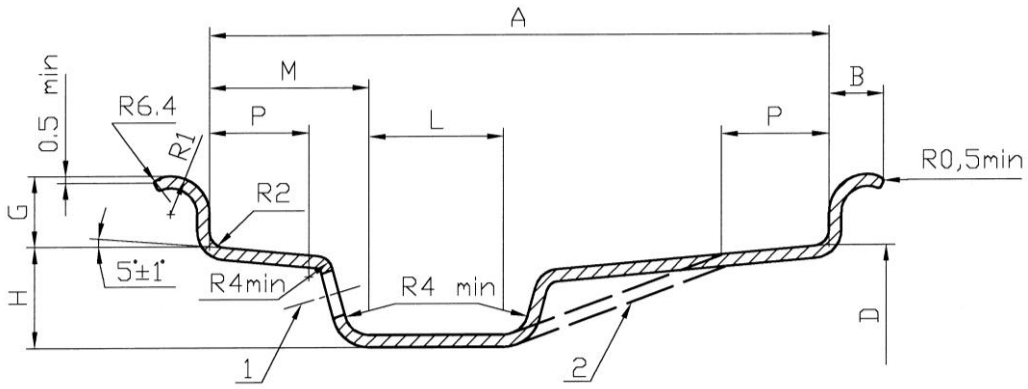
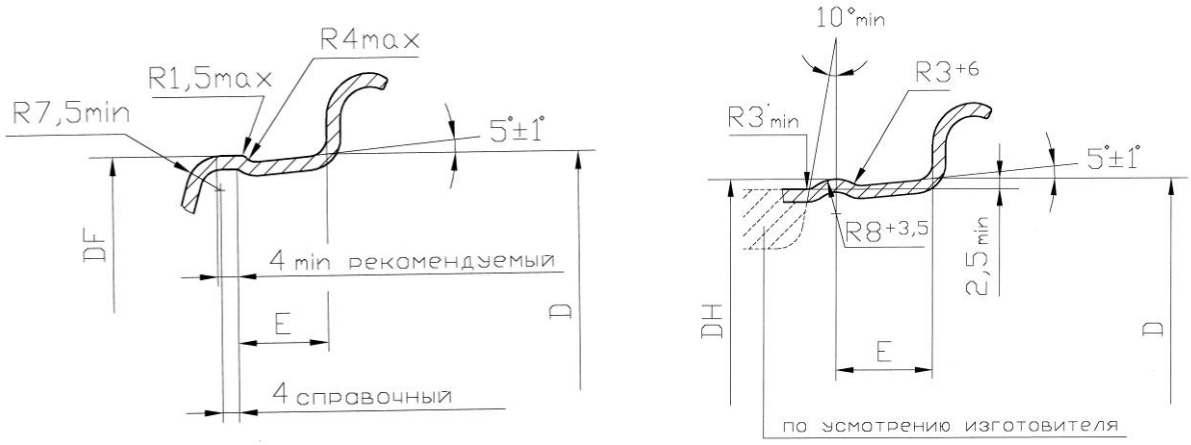


Рисунок 1.2 - Общая схема профиля обода неразборного глубокого обода с посадочными полками, расположенными под углом 5° к оси вращения колеса

A- ширина профиля обода; D- номинальный посадочный диаметр; B- ширина бортовой закраины; G- высота бортовой закраины; P- ширина посадочной полки; L- ширина монтажного ручья; H- глубина монтажного ручья; 1- ось вертикального отверстия в ободе; 2- не стандартизованная часть обода.



(а) (б)

Рисунок 1.3 - Посадочные 5-градусные полки обода с цилиндрическим выступом “FH” (хампом) (а) и кольцевым выступом “H” (б)

D - номинальный посадочный диаметр обода; E- расстояние от бортовой закраины до начала выступа; DF- диаметр выступа (хампа); DH- диаметр кольцевого выступа;

По применяемым материалам колеса разделяются на стальные колеса, и колеса из легких сплавов, которые часто называют «легкосплавными». В последние 10 лет стали появляться образцы колес из композитных материалов, однако пока они не получили столь широкого распространения. Основные конструктивные элементы стальных колес, обод и диск, изготавливаются с применением операций штамповки. Если колесо является неразборным, то диск с ободом соединяются сваркой. Заготовка обода, обычно из горячекатанного профиля для колес грузовых автомобилей и стального листа для колес легковых автомобилей, после формообразующих операций проходит подготовку стыка к сварке, непосредственно сварку, обработку стыка и калибровку [11]. Технологический процесс формообразования обода для колеса легкового автомобиля сложнее и более многоступенчатый ввиду более сложной формы его профиля. Технологические параметры выполнения данных операций являются отдельным вопросом, зависящим от профиля обода, его ширины, применяемого материала и др. В качестве материала изготовления используются углеродистые стали, такие как 15кп, 08ЮА, Сталь 20, 15пс,

15ЮА и др. При производстве диска может выполняться до 12 операций штамповки в зависимости от формы заготовки, конечной формы самого диска и класса колеса, для которого он изготавливается. Непосредственно до операций штамповки, из заготовки вырубается контур диска. По получении конечной формы, пробиваются необходимые отверстия, выполняется калибровка по наружному диаметру, чеканка поверхности диска, финишные работы с последующей мойкой перед соединением с ободом. При производстве бортовых колец процесс в целом схож с технологией производства ободьев.

Колеса, изготавливаемые из легких сплавов (для сокращения часто называемые «легкосплавными»), более разнообразны, как по материалам, так и по технологии производства. В современной автомобильной промышленности легкосплавные колеса стали атрибутом более оснащенных комплектаций автомобилей и почти неотъемлемой частью внешнего вида и эксплуатационных свойств [1, 58] автомобилей премиального сегмента.

В качестве материалов наиболее распространено использование силуминовых высокопрочных сплавов на основе алюминия с добавлением магния, марганца, титана и прочих компонентов. Такие колеса получаются методами литья и характеризуются меньшим, по сравнению со стальными колесами, весом. При этом, такие колеса обладают улучшенными демпфирующими свойствами и способствуют уменьшению радиального и осевого биений в 2...3 раза. Среди методов литья в практике наибольшее распространение получили методы литья под низким давлением и литья с газовым противодавлением. Отличие последнего заключается в том, что на сплав во время его заливки в пресс-форму и кристаллизации оказывает давление газовая среда, что позволяет обеспечить бóльшую плотность материала по всему объему отливки и оптимизировать его кристаллическую структуру. Вероятность появления брака в процессе литья минимизируется путем рентгеновского и других методов неразрушающего контроля. С учетом того, что литые колеса ценятся, в том числе, за их дизайн, они подвергаются

технологически более сложной процедуре окраски, зачастую с применением нескольких слоев краски с последующим нанесением лака.

Кованые колеса из дюралюминиевых сплавов обладают еще более легким весом, в сравнении с литыми колесами. Предел прочности материала кованого колеса может на 30...40% превышать предел прочности сплава, используемого для изготовления литого алюминиевого колеса. В качестве заготовки для получения поковок применяются слитки цилиндрической формы различного диаметра (в зависимости от диаметра конечной детали). Операции горячей объемной штамповки выполняются под высоким давлением и высокой температуре с применением шайб специальной формы для получения необходимого профиля. Центральное отверстие получается методом прошивки. В качестве термообработки часто применяется закалка с последующим старением. Финишная обработка выполняется станках с ЧПУ, после чего колеса поступают на окраску. На некоторых производствах применяется также технология холодного формования. Эти колеса обычно дороже литых и используются, в основном, на спортивных автомобилях.

Среди конструкций колес встречаются так называемые «гибридные» конструкции, когда к штампованному ободу приваривается алюминиевый литой диск. Такая технология упрощает производство колес с различным вылетом, но, при этом, имеет повышенный риск возникновения коррозии в зоне сварного шва между диском и ободом, а также ослабленную фронтальную бортовую закраину обода. Среди сборных типов легкосплавных колес встречаются также конструкции, где диск соединяется с ободом за счет болтовых соединений, равномерно распределенных по окружности обода.

Колеса из магниевых и титановых сплавов встречаются в производстве намного реже. Преимущественно, они проектируются для нужд автоспорта, обладая неоспоримым преимуществом меньшей массы. При этом такие типы конструкции обладают определенными недостатками (слабая коррозионная стойкость колес из магниевых сплавов и пониженная усталостная прочность

титановых колес). Высокая стоимость их производства, являющаяся причиной повышенной розничной цены, делает эти типы колес редко встречающимися на стандартных типах ТС.

Незначительно распространены конструкции колеса с тонкими стальными спицами, в основном для ретро-автомобилей. Взаимное расположение спиц может быть стандартное, с радиальным плетением и тройным плетением. Количество спиц может достигать нескольких сотен в зависимости от конструкции.

В последние годы создаются новые опытные образцы конструкций колес: как по геометрической конструкции, так и по применяемому материалу. Среди колес с нестандартной конструкцией в эксплуатации строительной и уборочной техники начинается постепенное внедрение технологии Michelin X Tweel: сборных колес с шиной без воздушной прослойки (пример конструкции приведен на рисунке 1.4). Особенностью данной конструкции является отсутствие нагрузки на колесо от давления воздуха в шине.

(а) (б) (в)

Рисунок 1.4 - Колеса Michelin X Tweel для погрузчиков (а), газонокосилок (б) и автомобилей (в)

Жесткость резинового слоя обеспечивается наличием 4х слоев высокопрочного стального брекера с большим запасом прочности в упругой области. Связь обода со стандартной стальной ступицей выполнена за счет применения большого количества высокопрочных полиуретановых спиц, выполняющих также функцию амортизации. На автомобилях в настоящее время данная конструкция применяется довольно редко ввиду отличий в

особенностях эксплуатации, в том числе скоростном режиме, требований к ресурсу и характере дорожного полотна.

1.2. Развитие экспериментальных методов исследования НДС колес

Первые работы, посвященные проблемам прочности автотракторных колес, начали появляться в 40х-50х гг. XX в. Среди зарубежных исследователей одними из первых были опубликованы труды Polzin M., [107] Fosberry R.A.C. [84] и Arldt H. [73-74]. Эти работы носили экспериментальный характер и касались, преимущественно, исследований обода колеса без разработки расчетных методов.

Marvin Polzin исследовал нагрузки, действующие на колесо [107]. Для этого покрытый лаком объект исследования был установлен на грузовике, который во время испытаний эксплуатировали в режимах прямолинейного движения, поворотах и экстренном торможении. После испытаний анализировали характер трещин в лаковом покрытии, которые позволили локализовать зоны потенциальных деформаций, и направление трещин, позволяющее оценить направление деформаций. С учетом чувствительности и механических свойств лака, автор смог примерно оценить порядок возникающих напряжений и определить места установки тензорезисторов для более детального исследования. По результатам тензометрии для таких зон колеса, как бортовая закраина (как для цельного, так и разборного обода), посадочная полка, отверстие под ниппель, дисковая часть, отверстия под крепежные болты, колодцы, была получена кривая изменения деформации за 1 оборот. Форма кривой была одинаковая для всех видов исследуемого движения колеса.

R.A.C. Fosberry исследовал влияние на НДС колеса статических нагрузок (давление воздуха в шине и вертикальная нагрузка от веса транспортного средства) и нагрузок, возникающих при ускорении автомобиля во время движения по криволинейной траектории и замедлений при торможении [84]. Напряженное состояние в колесе считалось

двухосным. По результатам проведенного эксперимента были построены эпюры распределения давления по сечению обода от давления воздуха в шине, а также эпюры изменения напряжений в исследуемых точках обода от внешней вертикальной нагрузки в течение полного оборота колеса. Исследовалось также влияние размера устанавливаемой шины на возникающие в ободе напряжения. Замеры напряжений от давления воздуха в шине показали увеличение напряжений при использовании шин, размер которых превышает габариты стандартной шины.

В 1959 г. публикуется работа Arldt H., [74] посвященная проблемам усталостной прочности ободьев стальных колес. Анализ основан на результатах экспериментов, учитывающих давление воздуха в шине и изменение НДС в точках внутренней бортовой закраины при прямолинейном движении. Выдвинута гипотеза о том, что напряжения в ободе максимальны на участках, где поперечное сечение в наибольшей степени отклоняется от цилиндрической формы, в особенности на внутренних радиусах посадочной полки и бортовой закраины. Рассматривается проблема наличия точечных мест концентрации напряжений на поверхности обода, связанной с используемой технологией его раскатки. Отдельно рассматривается влияние формы крепежного отверстия и толщины стального листа в данной зоне на концентрацию напряжений в ней и, как следствие, максимальные значения предельных нагрузок и момента затяжки болтов крепления.

Значительный опыт экспериментальных исследований вопросов прочности колес накоплен в немецком институте Fraunhofer Institut fuer Betriebsfestigkeit, в частности по результатам школы V. Grubisic [89-91], который предложил систему усталостных испытаний колес на беговом барабане в одной и двух плоскостях, известную в Европейских странах как Eurocycle. В работе [89] рассматриваются вопросы влияния технических характеристик ТС, конструкции шин, материалов и технологии изготовления на НДС колеса путем испытаний с приложением нагрузок, близких к эксплуатационным. Качение колеса рассматривается как циклическое

нагружение, при котором внутренние напряжения, возникшие при производстве изделия, а также напряжения, от монтажа шины и давления воздуха в шине, считаются средними напряжениями цикла. По мере нагрева шины в процессе испытаний/эксплуатации автор отмечает увеличение средних напряжений цикла на 15%. Автор приводит формулу расчета аппроксимирующего коэффициента увеличения вертикальной нагрузки при переезде препятствий (трещин, желобов, железнодорожные переезды). При этом отмечается, что такие параметры как вес ТС, конструктивные особенности его подвески и амортизирующие свойства незначительно влияют на величину динамической составляющей вертикальной нагрузки. Стоит отметить, что на современных автомобилях устанавливаются принципиально новые конструкции подвесок, которые способны снизить динамическую составляющую вертикальной нагрузки при наезде на препятствие, в сравнении со стандартными решениями типа McPherson, рессорных или рычажных конструкций [85, 86]. К таковым относятся в том числе, пневмоподвески последних поколений и инновационые системы контроля уровня кузова ABC и Magic Body Control (обе применяются на автомобилях Mercedes-Benz). Последняя, за счет сканирования пространства дорожного полотна перед движущимся автомобилем двумя стереокамерами, обеспечивает заблаговременную подготовку упругих элементов подвески к более плавному перемещению колеса относительно дорожного полотна, что, видимо, следует в дальнейшем учитывать в типовых циклах нагружения.

В исследовании боковых сил, действующих на колесо, д-р Грубишик отметил увеличение значения боковой силы при наезде колеса на наклонную впадину дорожного полотна. При этом в процентном отношении от статической вертикальной нагрузки она может достигать от 30% до 70% в зависимости от массы ТС, зависимость между параметрами обратно пропорциональная. Поскольку при движении в повороте амплитуда напряжений в исследуемых точках колеса увеличивается, то в рамках дальнейшего исследования был построен график, отражающий долю циклов

с движением в поворотах и учитывающий ее при анализе усталостной прочности колеса (схематично приводится на рисунке 1.5).

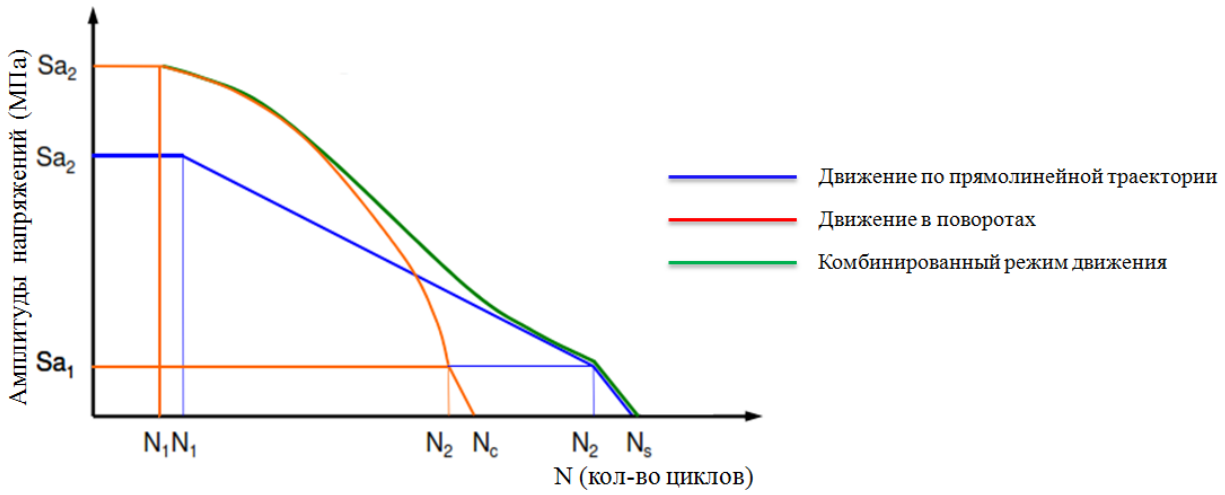


Рисунок 1.5 - Учет комбинированного режима движения при анализе усталостной прочности колеса

Подобный режим движения учитывается в созданной проф. Грубишиком методике анализа усталостной прочности колеса при усталостных испытаниях с нагружением в двух плоскостях (ZWARP, Zweiaxialer Raederpruefstand). Данная методика вошла в основу стандартов испытаний колес SAE J2562, AK-LH08 и EUWA ES 3.23, но при этом не была включена в общепринятые на территории Евросоюза, а также РФ, Правила №124 ЕЭК ООН, распространяющие свое действие на колеса, устанавливаемые на транспортных средствах категорий M_1, M_1G, N_1, N_1G, O_1 и O_2.

Детальные исследования нагрузок, действующих на колесо при качении по различным дорожным покрытиям проводились в ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ» и отражены наиболее полно в [10]. По результатам работы И.В. Балабиным были сформулированы 6 силовых факторов, действующих на колесо в процессе эксплуатации. Данная модель действующих на колесо нагрузок используется в расчетно-экспериментальной практике и в настоящее время. Для их формулировки были проведены исследования возмущающих воздействий различной природы, действующих на колесо со

стороны поверхности дороги, системы управления автомобиля и его массы, исследована динамическая система «Автомобиль-дорога». Среди полученных 6-ти силовых компонент были выделены 2 силы, оказывающие наибольше влияние на НДС колеса: радиальная и осевая. Экспериментальное исследование их величины и законов изменения осуществлялось с помощью специально разработанной в НАМИ динамометрической ступицы, которая устанавливалась на заднее сдвоенное колесо автомобиля ЗиЛ-130. Исследование проводилось при движении автомобиля с разной скоростью на различных типах дорожного покрытия.

Накопленный объем материала позволил во многом определить характер испытаний, по результатам которых колесо допускается к установке на транспортное средство. Воздействие радиальной циклической нагрузки на колесо проверяется за счет усталостных испытаний на вращающемся беговом барабане. Данный вид испытаний имитирует прямолинейное движение автомобиля по ровной дорожной поверхности. При движении автомобиля в повороте возникает перераспределение нагрузки между колесами и появление осевой составляющей силы. Проверка усталостной прочности под действием циклических нагрузок, возникающих во время движения в повороте, проверяется за счет испытаний колеса по схеме «изгиб с вращением» [27, 28]. Для колес из алюминиевых и магниевых сплавов в связи с их большей чувствительностью к удару проверяется способность выдерживать воздействие ударных нагрузок по схеме «испытания на удар». Проведенный анализ статистики ДТП показал, что средний угол поворота колеса при наезде на препятствие составляет примерно 27,6°. Поэтому, в рамках перечня стандартных сертификационных испытаний, проводятся испытания колес на косой удар под углом 30°, которые имитируют наезд автомобиля массой 1 000 кг на препятствие со скоростью 60 км/ч. В последнее время в практике отечественных испытаний также используются испытания на косой удар под углом 13°. Описания сертификационных испытаний отражены в соответствующих стандартах ГОСТ Р 50511-93 [27],

ГОСТ Р 52390-2005 [28], Техническом регламенте Таможенного союза «О безопасности колесных транспортных средств» [69] и Правилах № 124 ЕЭК ООН [47]. Подробно тема сертификационных испытаний освещается в работах [12, 20], и сами испытания становятся неотъемлемой частью процесса разработки колес [36, 37].

Экспериментальные исследования НДС автотракторных колес продолжаются и в настоящее время. Исследуются вопросы прочности колес в условиях различных отклонений от стандартов эксплуатации (например, НДС движущегося колеса с отсутствующим одним или несколькими крепежными болтами), в условиях наезда на препятствия, не включенные в рамки стандартных сертификационных испытаний и т.д. Современные исследования НДС колес проводятся, в том числе, в Fraunhofer Institut fuer Betriebsfestigkeit и исследовательских центрах автомобильных концернов. В США вопросами прочности колес продолжают заниматься исследователи Ford Motor Company и General Motors [76, 114].

1.3. Развитие методов расчета тонкостенных конструкций колес

Очевидно, что испытания колес проводятся уже на готовой или предсерийной конструкции. В то же время сама разработка и оптимизация колеса производится на основе расчетного анализа.

Первые работы по расчетному исследованию прочности колеса появляются в 40-е гг. XX века. Были получены соотношения для определения нагрузок, действующих на колесо со стороны шины. В частности, воздействие давления в шине на обод колеса рассматривалось в трудах отечественных ученых В.Л. Бидермана [2, 15] и Э.И. Григолюка [61]. По формуле В.Л. Бидермана [15] определяются усилия, действующие на закраину обода колеса от давления воздуха в шине (усилия, прижимающие борт покрышки к ободу). Нагрузка распределяется по закраине по закону косинуса. В расчетах она раскладывается на осевую P радиальную R_0 составляющие давления. Радиальное давление вызвано тем, что борт

покрышки огибает закраину колеса, и полное давление на закраину направлено под углом к оси шины. Его величина, в большинстве случаев, много меньше, чем осевая составляющая, поэтому в формуле не учитывается. Осевая составляющая давления определяется как:

$$P = p \times \pi \left(r_0^2 - \frac{d_0^2}{4} \right), \text{где} \qquad (1.1)$$

r_0 - радиус по самому широкому месту профиля шины; d_0 - посадочный диаметр обода колеса; p - давление воздуха в шине

Дальнейшее развитие расчетных методов исследования прочности тонкостенных конструкций находит отражение в методиках, основанных на теории тонких пластин и оболочек [6, 7, 10, 17, 61]. Колесо рассматривалось в виде сборной конструкции, состоящей из оболочек различной формы (цилиндрических, конических, сферических) и колец. В качестве колец рассматривались участки обода с шириной, много меньшей диаметрального размера (ручьи, хампы, полки, удовлетворяющие заданному критерию). Взаимодействие колец и оболочек между собой описывалось с применением метода начальных параметров или метода перемещений. В ряде работ связь между кольцами и оболочками выполнена за счет условий совместной работы [70]. Решение составляемых дифференциальных уравнений (в т. ч. для участков, представленных в виде цилиндрических оболочек), выполнялось с применением тригонометрических функций А.Н. Крылова. Далее с развитием данного метода стало возможным исследование напряженного состояния колеса под действием вертикальной нагрузки. Численные решения составленной системы оболочек получено в [10] методом численного интегрирования с разложением в ряды Фурье по окружной координате с последующим решением дифференциальных уравнений 8-го порядка и применением метода дискретной ортогонализации С.К. Годунова. Расчетная схема на примере стального колеса для грузового автомобиля, а также полученное распределение меридиональных напряжений по поверхности обода приведены на рисунке 1.6.

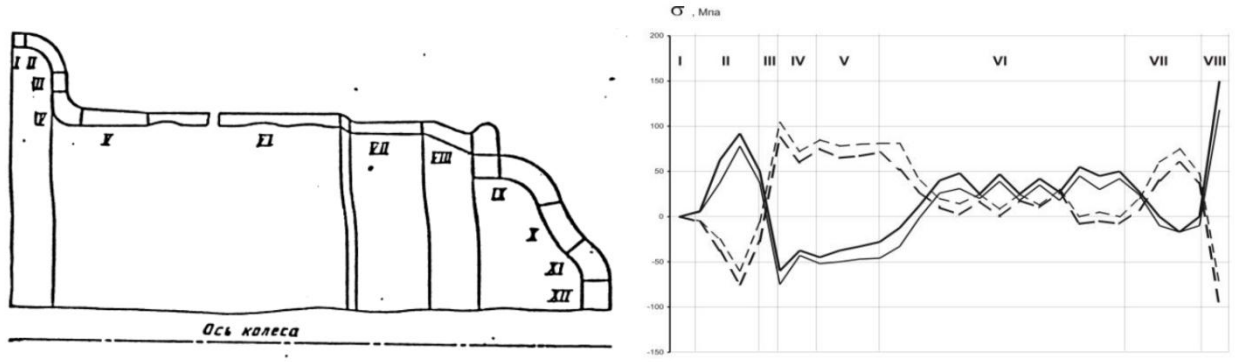


Рисунок 1.6 - Расчетная схема стального колеса и полученное распределение НДС в ободе (с применением теории тонких пластин и оболочек)

В расчете напряженного состояния диска колеса наличие отверстий учитывалось по схеме «размазывания», что давало в результатах определенную погрешность. Таким образом, схема расчета позволяет оценить примерные интегральные значения внутренних силовых факторов возникающих в определенных зонах, но не дает возможность учитывать факт концентрации напряжений в определенных зонах. При анализе прочности грузовых колес применение метода «размазывания» для учета конструктивных особенностей замковой части и мест крепления, а также наличия отверстий в диске приводило к значительным погрешностям (работы И.В. Демьянушко и Н.И. Батрака).

С появлением литых алюминиевых колес, колес из легких сплавов выяснилось, что для оценки их прочности важно определять НДС в местах концентрации напряжений, что требует решения объемной задачи. Для таких колес рассматриваемый метод расчета оказался не применимым [44].

В настоящее время ряд исследователей продолжает использование упругих оболочечных конструкций, а также развитие в аналитических методов определения НДС автомобильных колес. Известны современные работы И.В. Балабина [4, 5, 8, 9], Ю.И. Фомичева [9], И.С. Чабунина [4, 5, 8, 9, 70], Н.С. Карташова [51, 52], А.С. Груздева [8, 30] и др. Вместе с тем, необходимость более точного учета концентраторов напряжений и широкое применение в автомобилях литых колес сложной геометрической формы

делают необходимым развитие методов расчета пространственных конфигураций.

1.4. Методы расчета пространственных конфигураций колес

С конца 70-х гг. XX века для расчетов на прочность конструкций начали активно применять ЭВМ и расчетные программные комплексы, в основе которых лежит метод конечных элементов (МКЭ). Одним из значительных шагов в развитии МКЭ стал выход в 1971 г. коммерческой версии расчетного комплекса Nastran (NAsa STRuctural ANalysis), созданного для нужд аэрокосмической промышленности. Вновь публикующиеся работы предлагали совмещать существующие численные методы [87, 110] с МКЭ. Численные методы сопротивления материалов и теории механизмов предлагали использовать для определения нагрузок, действующих на колесо, составления расчетных схем, плана сил, анализа графиков зависимости значения и направления приложения нагрузки от времени.

С помощью упомянутых численных методов определялись усилия, передаваемые от крепежного болта на колесо, вычислялись нагрузки на обод от давления в шине, а также, значение и распределение реакций опоры, если расчет конструкции выполняется в условиях влияния эксплуатационных нагрузок. МКЭ использовался исключительно как вспомогательный инструмент для определения напряжений под действием статических нагрузок в тех точках конструкции, где невозможно было получить результаты инженерными методами.

В 1979 г. время на создание расчетной схемы для стального штампованного колеса составляло около 8 недель [87]. На рисунке 1.7 представлены образцы первых КЭ-массивов (КЭ-моделей) [87, 112].

В США исследованиями прочности автомобильных колес занимались P. Glance [87], R. Ridder [109], R. Landgraph [109], S. Thanjitham [109], H. Karandikar [97], и др. Известны работы Ford Motor Company, в т.ч. M. Riesner [111-112], R. DeVries [112], M. Zebrowski [111], R. Gavalier [111].

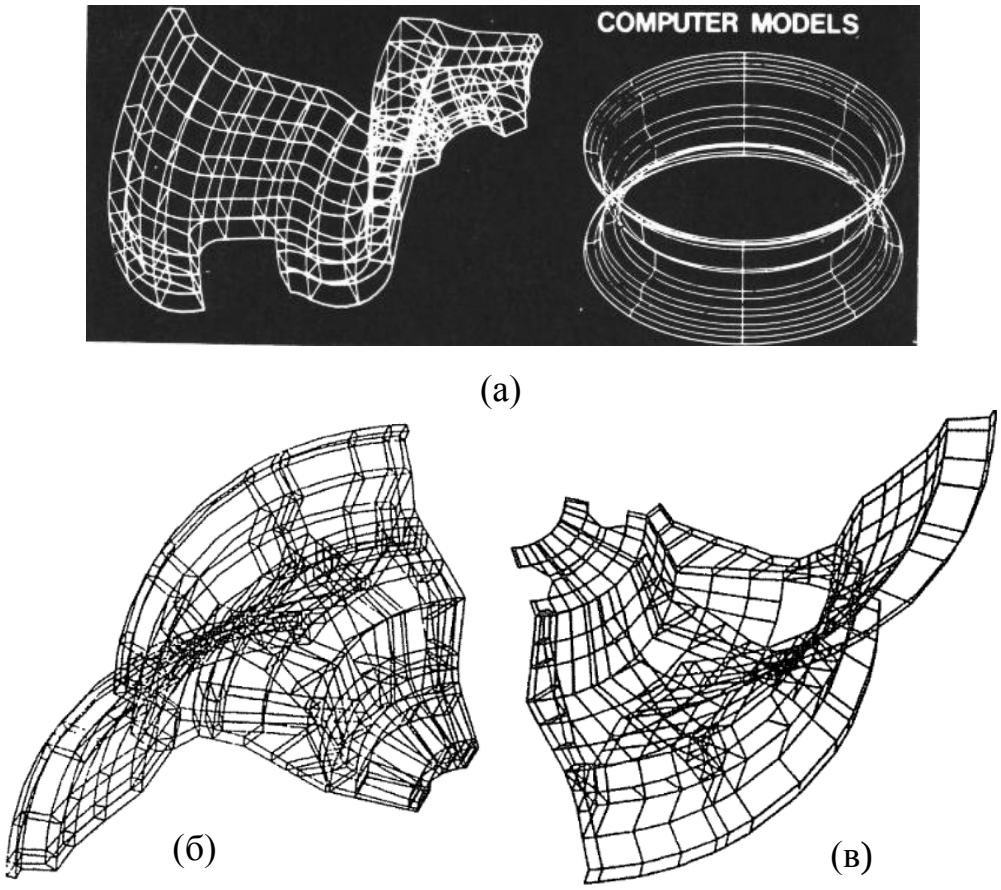
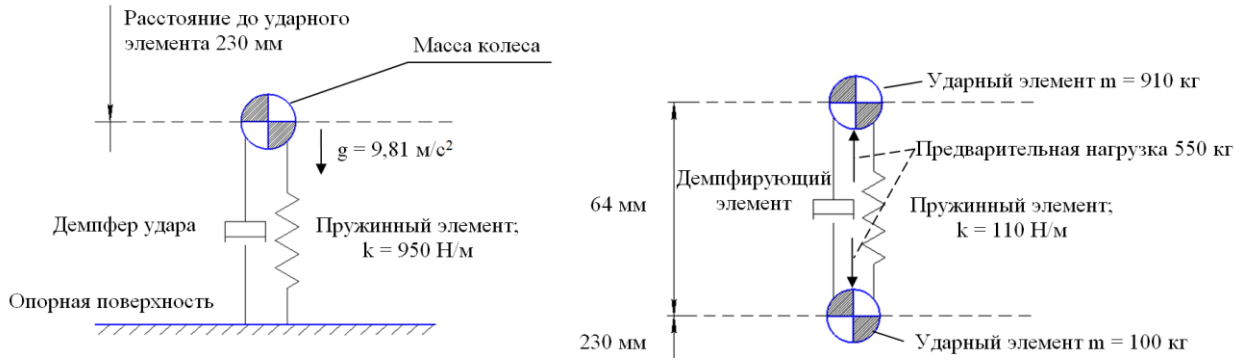


Рисунок 1.7 - Образцы первых КЭ-массивов для анализ НДС колес легковых автомобилей: твердотельные (а, б) и оболочечные (в)

Первые работы по использованию МКЭ для оценки сопротивления колес из алюминиевых сплавов ударному воздействию относятся к 1986 г [111]. Процесс оценки НДС колеса был разделен на 3 этапа: статический анализ (если конструкция симметрична, анализ выполнялся для минимально возможного фрагмента, симметричное отражение которого позволило бы восстановить колесо), динамический анализ и механика разрушений.

На этапе статического расчета выполнялась оценка жесткости конструкции, определялись жесткость колебательной системы, зоны максимальных напряжений. Этап динамического расчета представлял собой решение задачи теории механических колебаний [16, 66], в рамках которой составлялась расчетная схема колеса, установленного на испытательном стенде. Колесо и используемые при испытаниях грузы были представлены в виде материальных точек с концентрированной массой. Связь колеса с основанием стенда, как и связь между ударными элементами учитывалась с

помощью демпферов и пружин. Схема представлена на Рисунке 1.8. Указанные на схеме численные данные переведены в систему СИ.



(а) (б)

Рисунок 1.8 - Расчетная схема для системы «Колесо-опорная поверхность» (а) и системы «Ударные элементы» (б)

Оценка потенциально возможного разрушения на третьем этапе проводилась на основе критерия вязкого разрушения с вычислением полной работы пластической деформации колеса. Результаты расчетов значительно отличались от результатов эксперимента, расчет прогнозировал разрушение колеса, в то время как объект исследования успешно прошел испытания.

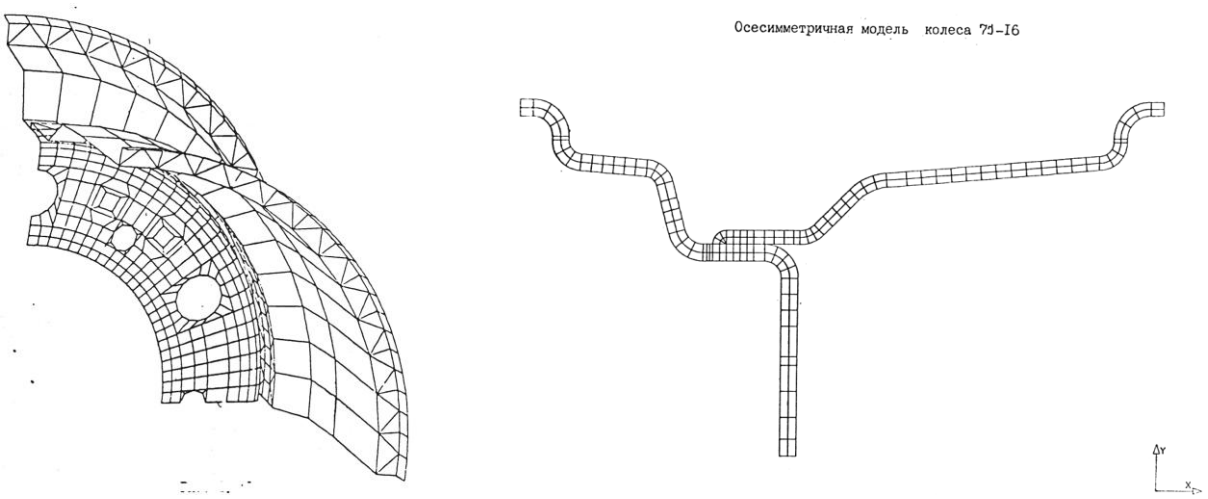
Вопросами оценки прочности колес занимались немецкие исследователи института Fraunhofer Institut fuer Betriebsfestigkeit, в частности V. Grubisic [83, 88-93], и G. Fischer [83, 88]. Работы по исследуемой теме также публиковались G. Himmler [95], H. Lowak (Metallwerke Otto Fucks) [93], A. Wimmer [115] и J. Petersen [115] (Audi NSU). При этом институт уделял особое внимание разработке методик лабораторных испытаний колес, чему посвящены работы [83, 88-93].

Был также разработан предметно ориентированный МКЭ - комплекс LBF.Wheelstrength для расчета усталостной прочности колес [113]. В работе в качестве действующих на колесо нагрузок использовались данные, полученные в результате многочисленных экспериментов с замером нагрузок в эксплуатационных режимах. Созданный в институте расчетный комплекс LBF.WheelStrength включает в себя КЭ модели автомобильных шин, данные

о нагрузках, действующих на колесо в процессе испытаний и общие физико-механические свойства материалов. Результаты измерений нагрузок, действующих на колесо при движении по дороге, использовались для проверки стандартов стендовых испытаний. Авторы отмечают важность проведения сертификационных усталостных испытаний, так как значительное влияние процесса производства колес и, как следствие, наличие зон, где точное определение НДС остается невозможным, вносит определенную погрешность в результаты расчетного исследования.

В отечественной практике МКЭ применительно к анализу НДС автотракторных колес активно развивается в МАДИ [31, 34], современное название Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ), коллективом под руководством проф. д.т.н. И.В. Демьянушко. В середине 1980-х гг. была опубликована работа [34], в которой рассматривается расчет НДС колеса от действия монтажных усилий от затяжки гаек крепления. Оболочечная КЭ-модель состояла из 2 частей, соединенных также оболочечными элементами (рисунок 1.9, а): модель наружного обода вместе с диском и модель внутреннего обода. Идентифицирована область высоких напряжений также в галтели перехода от диска к наружному ободу.

Развитие расчетных методов применено к определению НДС в утолщенных зонах колес, таких как замковая зона и околоступичная поверхность. Использовались изопараметрические 8ми-узловые гексагональные элементы. Образец КЭ-схемы приведен на рисунке 1.9, б.



(а) (б)

Рисунок 1.9 - образцы моделей МКЭ для колес легковых автомобилей ЗиЛ с применением оболочечных элементов (а) и 8ми-узловых гексагональных элементов (б)

В начале 1990-х гг. в МАДИ разрабатывается универсальный конечно-элементный комплекс BASYS+ с пре - и постпроцессором GNOM, который позволил внедрить применение объемных конечных элементов в решение задач расчета колес в статической постановке. Развитию расчетных методов исследования колес в МАДИ способствовало параллельное развитие экспериментальных исследований. На основе этих результатов были спроектированы и внедрены в производстве несколько моделей литых алюминиевых колес на производственном предприятии ЗАО «Криста». На основе практического опыта в проектировании и изготовлении колес были опубликованы работы [33, 36, 40, 45, 49, 78, 79].

В странах Азии проблемами прочности колес занимались японские исследователи I. Korchiro [96], H. Konishi [98], K. Hisakazu [96], M. Yoshiyasu [102] и др. В последнее время большое внимание тематике исследования уделяют ученые Китая [75], Индии и Тайваня.

Как было установлено, практически все существующие методы расчетного анализа колес ТС ограничиваются расчетом НДС при статическом нагружении. Практически отсутствуют исследования по построению рациональных (адекватных) КЭ моделей колес различной

конструкции и технологии изготовления. В диссертации В.В. Мироновой [60], выполненной в МАДИ, экспериментально методом тензометрии исследовалось НДС литого алюминиевого колеса при ударе, причем на основе этих исследований был рекомендован инженерный метод оценки динамической прочности при ударе на этапе проектирования с использованием коэффициента динамичности и статического расчета.

Таким образом, обзор исследований показал, что, несмотря на значительное количество опубликованных работ, в настоящий момент отсутствует комплексный метод расчетного анализа различных колес ТС с использованием современного аппарата объемного моделирования МКЭ, основанный на экспериментальных результатах и в то же время сохраняющий традиционный подход к последовательности проектирования и доводки конструкций. Метод должен с максимальной точностью учесть характер геометрического профиля исследуемых колес, учитывать технологию их изготовления и комплексно решать задачи анализа НДС колес в условиях ударного нагружения в динамической постановке и оценки усталостной циклической долговечности с учетом упругопластического деформирования на различных стадиях их жизненного цикла. Настоящее исследование посвящено разработке такого метода и для его реализации выбраны две основные типовые конструкции колес ТС.

1.5. Характеристики колес - объектов исследования

В качестве типовых объектов исследования выбрано одно неразборное литое алюминиевое колесо легкового автомобиля и одно стальное штампованное колесо сборной конструкции, которая применяется как для автомобилей, так и для ТС сельскохозяйственного назначения (рисунок 1.10). Несмотря на многообразие вариантов конструкции, приведенных в разделе 1.1, следует выделить главные особенности колеса, учет которых существенно влияет на расчетную схему и метод расчета:

- свойства материала

- количество сборочных элементов в составе конструкции (неразборное, 2 и более элементов)
- особенности технологии производства (сборки)
- особенности геометрического профиля

Выбранные объекты исследования характеризуют два наиболее распространенных класса и являются наиболее типичными и распространенными по конструкции, материалам и технологии изготовления. Они позволяют рассмотреть все наиболее часто встречающиеся варианты каждой из перечисленных особенностей, таким образом, делая предлагаемый комплексный метод универсальным. Описания выбранных объектов приведены ниже.

(а) (б)

Рисунок 1.10 - Объекты исследования: литое колесо 7Jx16 (а) и штампованное сборное колесо DW20-26 (б)

1.5.1. Описание типового литого алюминиевого колеса как объекта исследований

Для исследований литого алюминиевого колеса выбрано 10-ти спицевое колесо (рисунок 1.10, а), марка производителя «Crista Gefest», размерностью 7J x16”, которое представляет собой типичную современную конструкцию, характерную сложным дизайном и, в связи с этим, требующую трехмерного моделирования. Это колесо предназначено для различных современных автомобилей среднего класса, имеет 5 крепежных отверстий,

предполагает различные варианты значений диаметра центров крепежных отверстий PCD = 100,0...139,7 мм и вылета ET = 5...45 мм. Для расчетно-экспериментального анализа использована модификация колеса с вылетом PCD = 114,5 мм и ET = 35 мм. Максимально допустимая статическая нагрузка не должна превышать 700 кг. Изделие изготовлено методом литья с газовым противодавлением. В качестве материала отливки использован специальный высокопрочный алюминиево-кремниевый сплав АК9 «Криста», состав которого приведен в таблице 1.1. После отливки предусмотрена термообработка по Т4. Масса готового колеса составляет 10,0…10,4 кг в зависимости от исполнения.

Таблица - 1.1. Химический состав алюминиевого сплава АК9-Криста (%)

Алюминий	Кремний	Магний	Титан	Стронций	Железо	Медь	Марганец	Кальций	Цинк	Натрий	Никель
Основа	8,6 - 10,4	0,10 - 0,25	0,08-0,20	0,14-0,03	0,2	0,1	0,2	-	0,2	-	0,1

Таблица - 1.2. Физические и механические свойства сплава АК9 - Криста

Марка сплава	Физические и Механические свойства				
АК9 «Криста»	σ МПа	$\sigma_{0,2}$ МПА	δ %	E МПА	G МПА
После термообработки Т4	221	125	15,8	71 000	27 000

Для исследования физико-механических свойств материала литого колеса было вырезано по 3 образца из каждой зоны колеса согласно ГОСТ 50511-93 [27]: внешняя и внутренняя закраины, обод, спицы и ступица. Результаты исследований материала в части характеристик, устанавливаемых требованиями ГОСТ, приведены в Таблице 1.3.

Из образцов, вырезанных из каждой зоны, изготавливались микрошлифы для исследования микроструктуры сплава. По результатам исследования отмечается разница между кристаллической структурой ступичной части и зонами спицы и элементов обода. Свойства материала в ступице несколько ниже, чем в ободе колеса. При этом стоит отметить, что механические свойства образцов, вырезанных из колеса, изготовленного из сплава АК-9 «Криста» с применением технологии литья с газовым противодавлением обеспечивают бóльший запас прочности изделий.

Таблица - 1.3. Физико-механические свойства материала АК9 «Криста» в различных зонах колеса

Зона вырезки образцов	$\sigma_в$ *МПа*	$\sigma_{0,2}$ *МПа*	δ %	*НВ МПа*
Центральная часть (ступица)	184	132	14,3	520
Спица	187	135	17,3	520
Обод	223	149	16,6	550
Внешняя закраина	209	145	16,1	560
Внутренняя закраина	219	145	16,5	550

1.5.2. Описание типового стального штампованного колеса как объекта исследований

Для исследований стальных колес выбрано тракторное колесо большой размерности типа DW20-26 (рисунок 1.10, б), изготовления Кременчугского колесного завода. Отметим, что аналогичная конфигурация и конструкция колеса в других размерностях применяется и для легковых автомобилей. Характерной особенностью колеса является тонкостенность конструкции. Рассматриваемое колесо получено путем сборки обода и штампованного диска, которые соединяются между собой точечной сваркой. Сборка диска с ободом производится путем вставки под давлением с созданием натяга в районе колодца обода между ободом и диском. Фиксация положения диска

относительно обода выполнена с помощью полуавтоматической сварки. Обод изготовлен путем раскатки из стального листа (материал - углеродистая сталь 08ЮА) толщиной 5,7 мм с пределом текучести $\sigma_т$ = 255 МПа. Диск изготовлен путем штамповки из стального листа толщиной 13,0 мм. В качестве марки стали для диска согласно конструкторской документации допускается несколько вариантов, но для целей настоящего исследования расчетно-экспериментальный анализ проводился только для колес с применением одного типа материала диска.

Максимально допустимая вертикальная статическая нагрузка на колесо при максимальной скорости АТС 25 км/ч составляет 39,2 кН. В конструкции колеса предусмотрено восемь крепежных цилиндрических отверстий с диаметром центров крепежных отверстий (PCD) 275 мм и вылетом обода (ET) 61 мм. Масса изделия составляет 95 кг. На колесо устанавливается шина размером 620/75R26.

1.6. Анализ необходимых видов расчета колес и принципы построения расчетных схем

В соответствии с видами сертификационных испытаний, проводимых при проектировании изделий, при анализе возникших разрушений или появившихся в процессе эксплуатации дефектов основными видами расчета являются следующие:

- расчет колеса на статическую прочность (для всех типов колес);

- расчет на усталость при нагрузках по схеме усталостных стендовых испытаний на изгиб с вращением (для всех типов колес);

- на удар (для колес из легких сплавов) при ударной нагрузке, приложенной под углом 30° или 13°, в некоторых случаях при прямом ударе) по схеме соответствующих стендовых испытаний.

Во всех перечисленных случаях первым этапом расчета является определение НДС в колесе. Для определения НДС необходимо создание расчетной схемы, основу которой должна составлять модель колеса, которая

разрабатывается с использованием аппарата МКЭ. Разработка расчетной модели колеса МКЭ существенно зависит от конфигурации колеса и от вида расчета. Необходимым этапом является также формирование граничных условий, которые также зависят от вида расчета. В данной работе впервые показано, что для получения адекватной расчетной схемы необходимо учитывать элементы стенда, крепления колеса к стенду при испытаниях. Исследования показали также, что важным моментом расчетного анализа является правильная генерация сетки МКЭ при описании модели колеса, от которой зависит как точность анализа, так и время, и объемы расчетов.

1.7. Выводы по Главе 1

Анализ показывает, что существует большое разнообразие конструкций колес различных автотранспортных средств. Вопросы их прочности находят отражение в исследованиях и работах значительного количества отечественных и зарубежных ученых. С начала 40-х гг. XX века опубликовано значительное количество материалов по определению действующих нагрузок на колесо, потенциально опасных режимов эксплуатации, а также по расчетному исследованию НДС колес. Определены основные силы и изгибающие моменты, действующие на колесо в процессе эксплуатации, а также источники и условия их возникновения (масса автомобиля, режимы движения, крутящий момент, передаваемый от двигателя через трансмиссию, неровности дорожного полотна и т.д.).

По результатам накопленного материала созданы методики стандартных сертификационных стендовых испытаний, в рамках которых действующие на колесо нагрузки являются осредненными типовыми по отношению к эксплуатационным. Наличие стандартных испытаний позволяет не только экспериментальным путем определить способность колеса сохранять свои прочностные и эксплуатационные свойства под действием соответствующих циклических и ударных нагрузок, но и проводить достоверный сравнительный анализ прочности, ресурса,

долговечности колес разных модификаций, предназначенных для эксплуатации на исследуемом типе ТС. Однако проведение испытаний на стендах является все же окончательным этапом создания конструкции, требующим финансовых и временных затрат, в то же время разработка конструкции и доводка требуют наличия отработанных методов расчетного анализа конструкции в тех же условиях, что реализуются при стендовых испытаниях.

Исследования показали, что в настоящее время отсутствует современный комплексный метод расчетного анализа, основанный на современных подходах к моделированию состояния конструкций под действием различных нагрузок с использованием метода конечных элементов (МКЭ), который позволил бы охватить для большинства вариантов конструкций, технологических решений и типов колес ТС весь объем расчетов, необходимых для их проектирования и доводки. Этот метод должен учитывать различные условия эксплуатационного нагружения, которые усреднены в принятых методиках сертификационных испытаний.

Отсутствуют апробированные рекомендации по разработке и последовательности создания адекватных КЭ-моделей для расчета НДС колес различных видов на разные типы нагрузок. Отсутствуют рекомендации по методикам расчета колес на усталостную прочность с учетом технологических особенностей изготовления, с учетом упругопластического НДС. Отсутствуют методики расчета колеса на удар в системе нагружения на ударном стенде. Отсутствует сравнение расчетных результатов с соответствующими экспериментальными данными, полученными при тензометрическом анализе. Отмечено, что современные программные комплексы универсального инженерного анализа на базе МКЭ позволяют в принципе создать упомянутые методики, входящие в основу комплексного метода расчетного анализа колес ТС. Однако для этого необходимо разработать адекватные КЭ-модели колес различного типа, определить необходимые расчетные схемы нагружения колес в системе

стендовых испытаний с учетом конструкций стендов, провести анализ результатов и их верификацию на основе экспериментальных данных.

Настоящая работа в целом посвящена разработке такого комплексного метода расчетного анализа.

Обоснован выбор в качестве типовых объектов исследования 2-х типов колес различной формы, изготовленных из разных материалов: неразборного литого алюминиевого с наличием элементов сложной геометрической формы и сборного сварного штампованного. Наши многочисленные исследования различных колес различных конструкций показали, что принятый подход является универсальным.

2. МЕТОДИКА СОЗДАНИЯ ТИПОВЫХ КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНЫХ МОДЕЛЕЙ АВТОМОБИЛЬНЫХ КОЛЕС

2.1. Общие представления.

Разработка адекватной КЭ-расчетной схемы (модели) является одним из важнейших разделов методики расчета, применение МКЭ для описания геометрии и расчетного анализа состояния сложных пространственных конструкций в различных условиях нагружения сегодня уже не нуждается в обосновании. От качества КЭ-модели в значительной степени зависит весь результат анализа. При этом необходимо не только обеспечить качество расчетной схемы, но и минимальное время ее разработки. Актуальность проблемы подтверждается также стремлением разработчиков вычислительных комплексов МКЭ упростить и автоматизировать процесс создания расчетных схем, о чем свидетельствует выход нового комплекса MSC.Apex в 2015 году и постоянное усовершенствование комплекса Altair Hypermesh. Тем не менее, с появлением новых инструментов проблема создания адекватных расчетных схем сохраняется, в том числе за счет того, что описание четкого алгоритма действий с момента получения твердотельной геометрии до окончательного сохранения готовой расчетной схемы в настоящий момент отсутствует.

При создании КЭ-моделей и в дальнейшем расчете пользователи могут применять различные программные КЭ-комплексы. Созданная в рамках данного исследования методика выполнена с применением лицензионных комплекса программ MSC.Software [103-106] и решателя Ls Dyna [99, 100], установленных в МАДИ, однако, как показывает наш опыт, эти разработки с успехом могут быть использованы и в других известных универсальных программных комплексах (ANSYS, ABAQUS, FEMAP и др.).

В разработке КЭ-модели необходимо также учитывать, для какого вида расчета она создается: требования к КЭ-модели для расчета на статическую прочность, усталостную прочность и на удар отличаются. Для всех типов

конструкций и расчетов необходимо обеспечить оптимальную достоверность результатов при минимальных трудозатратах на создание самой модели. В расчетах на статическую прочность, усталостную прочность и на удар довольно существенна разница в количестве итераций расчета, что в свою очередь ведет к значительному изменению времени решения задачи. Анализ статической прочности колеса в упругопластической постановке возможно выполнить за 10...20 итераций. Анализ его усталостной прочности подразумевает наличие данных по НДС колеса при статическом нагружении в 10...40 различных вариантах угла приложения нагрузки относительно оси при вращении колеса в зависимости от особенностей конструкции, что позволяет получить цикл изменения НДС в точках за его полный оборот. В расчетах на удар количество шагов, на каждом из которых определяется скорость деформаций, деформации, напряжения в каждом из узлов модели, может достигать 2...3 тысяч. Таким образом, расчетные схемы, предназначенные для определения НДС колеса при ударе, особенно чувствительны к количеству узлов и элементов в модели, что влечет за собой использование элементов большего размера и другого типа, позволяющего выполнить подобную оптимизацию. Меняются также и критерии, определяющие в создаваемых расчетных схемах размер элемента.

Помимо этого, требования к качеству конечно-элементной сетки возрастают при расчете колеса на удар приобретают особенное значение по сравнению с расчетами, выполняемыми на статическую и усталостную прочность, в связи с тем, что в процессе приложения ударной нагрузки увеличивается вероятность уменьшения объема некоторых элементов до 0, что в последствии приведет к ошибке и прекращению расчета. В руководствах пользователя универсальных расчетных комплексов [105, 106], как правило, описываются рекомендации к качеству КЭ-сеток только для статических видов расчета, а вопрос критериев проверки моделей перед проведением расчета на удар остается открытым. Поэтому, в рамках данного исследования был проведен анализ критериев качества, необходимых и

достаточных для расчетных схем на ударные нагрузки и изложен в разделе 2.4.

Безусловно, на достоверность получаемых результатов влияет и тип выбранных элементов. Например, в работе [43] изложены общие рекомендации по использованию 8-ми и 20-ти узловых гексагональных элементов за счет их более оптимальной жесткости по отношению к 4-х или 10-тиузловым тетраэдральным элементам аналогичного размера. При этом использование гексагональных элементов в моделях для выполнения расчета статической и усталостной прочности не всегда оправдано в силу значительного увеличения времени их создания для колес сложной геометрической формы. Поэтому, в разделе 2.3 наряду с описанием основных используемых элементов, их физических свойств, а также критериев качества, к ним применимых в рамках создания расчетных схем на удар, изложены рекомендации по выбору типа элемента для создаваемой расчетной схемы, позволяющие получить оптимальное соотношение достоверности результата к трудозатратам на создание расчетной модели.

2.2. Типы конечных элементов, используемых в расчетных схемах.

В практике создания исследуемых в данной работе расчетных схем используются конечные элементы одномерного, оболочечного и объемного типа. Характеристики и топология элементов довольно подробно описаны в работах [48, 68, 105, 106]. В рамках данного раздела уделяется внимание возможности применения элементов того или иного типа к решению задач прочности колес ТС.

Как правило, элементы одномерного (балочного) типа используются для моделирования присоединенных элементов испытательного стенда, болтовых и прочих соединений деталей. В зависимости от назначения могут быть использованы как простые балочные элементы, которые характеризуются длиной, формой поперечного сечения, моментом инерции и свойствами материала, так и недеформируемые жесткие конструкции, задача

которых состоит исключительно в передаче усилия от одного узла к другому и сохранении единого расстояния между соединяемыми узлами на протяжении всего расчета. Жесткие одномерные элементы передают усилие от объемных или оболочечных элементов к одномерным.

Оболочечные модели используются для конструкций деталей испытательного стенда, что позволяет оптимизировать как размер самого элемента, так и их количество, необходимое для учета этих деталей. Например, для швеллерных опор стенда толщина швеллера много меньше его длины и высоты. Использование оболочечных элементов в модели швеллера позволяет в 5 раз увеличить размер элемента без потери качества результатов. Наиболее распространены трех и четырех-узловые элементы.

Оболочечные элементы используются также для создания расчетных схем стальных колес штампованной тонкостенной конструкции. Оболочечные схемы, как было описано выше, применялись для расчета колес в отечественной и зарубежной практике с 80-х гг. XX века и используются в работах [34, 109, 112]. Учет параметров толщины колеса обеспечивается за счет уточнения параметров толщины конечного элемента. Создание самих элементов выполняется на срединных поверхностях диска и обода.

Оболочечные массивы также создаются как промежуточные элементы, когда конечной целью является КЭ-массив из объемных элементов, которые получаются путем преобразования из оболочечных элементов.

Объемные элементы составляют основную долю в КЭ-модели. Из массива объемных элементов создается модель самих колес, а также некоторых деталей испытательного стенда, таких как ступица и ударные элементы. Наиболее часто в практике используются 4х-узловые тетраэдальные, 6ти-узловые призматические и 8ми-узловые гексагональные элементы. Указанное количество узлов соответствует так называемым элементам первого порядка, ребра которых не содержат промежуточных узлов. Точность расчет может быть повышена за счет использования элементов 2-го порядка аналогичной формы и соответствующего увеличения

времени расчета. В этом случае, количество узлов увеличивается до 10 для тетраэдральных, 15 для призматических и 20 для гексагональных элементов соответственно. Наибольшую точность результата при прочих равных условиях, безусловно, дает использование гексагональных элементов. Но отсутствие автоматизированного алгоритма дискретизации модели делает их использование затруднительным. Если конструкция имеет относительно простую геометрическую форму, и результирующий КЭ-массив с применением гексагональных элементов может быть получен оперативно, то гексагональные элементы могут рассматриваться в качестве основных составляющих для статического и усталостного видов расчета, что успешно реализовано для моделей стальных штампованных колес. Для колес сложной геометрической формы, например, литых алюминиевых колес, процесс создания КЭ-сетки с применением преимущественно гексагональных элементов значительно более трудоемкий, по сравнению с тем же при использовании тетраэдральных элементов меньшего размера. Поэтому, для обеспечения надлежащей достоверности результатов при оптимальных трудозатратах на создание модели, в расчетных схемах литых алюминиевых колес рекомендуется использовать тетраэдральные элементы, при необходимости 2-го порядка, меньшего размера. Такой подход к построению сетки МКЭ рекомендуется и для предварительного квазистатического анализа НДС колеса под действием ударных нагрузок, когда проводится расчет в статической постановке с дальнейшей оценкой поведения конструкции с применением среднего значения коэффициента динамичности, как предложено в [35, 38, 60] (см. далее Главу 4).

Для КЭ-массива литых алюминиевых колес, предназначенного для определения НДС колеса в расчетах на собственно ударное нагружение, в качестве основного элемента модели обязательно использование 8-ми узлового гексагонального элемента, что и было реализовано при расчете литого алюминиевого колеса. Рекомендация в данном случае основана на выявленном при работе существенно бóльшим временем решения задачи и

бóльшим риском чрезмерной деформации тетраэдральных элементов при расчете, что может привести к его остановке. В некоторых случаях использовать тетраэдральные элементы необходимо, но эти области в модели, как правило, сводятся к минимуму (как в количественных долях, так и в долях объема). Также активно используются при построении моделей 6-ти узловые призматические элементы. Но доля призматических элементов в общем количестве элементов модели не должна превышать 15%. Ряд расчетных комплексов, таких как Altair Hypermesh, поддерживают создание пирамидальные 5-ти узловых элементов (PYRA), в основании которых лежит четырехугольник. Поскольку значительное количество вычислительных комплексов, в том числе решателем Ls-Dyna, такой элемент не поддерживают, их желательно исключать из использования.

2.3. Обоснование выбора размера элемента

В зависимости от цели и типа расчета выбирается и размер конечного элемента. Проблемам выбора размера конечного элемента было посвящено достаточное количество исследований и работ отечественных и зарубежных ученых [50, 71, 81, 101] для различных видов нагружения. В частности, вопросы размера и типа элементов для задач с ударным взаимодействием тел рассматривались в George Washington University NCAC в работах по созданию расчетных моделей для анализа НДС при краш-тестах автомобилей [101]. При статическом расчете и в расчетах на усталость для обеспечения точности результатов следует использовать элементы малого размера. Характерный размер элементов для описания геометрии колес рассматриваемых конструкций составлял 3 мм и менее. Определяющими факторами в данных схемах являются наличие или отсутствие концентратора напряжений, вблизи которых размер КЭ-сетки, как правило, уменьшается, и особенности формы и профиля колеса. Важно максимально точно повторить контуры детали для надлежащей оценки ее прочности. В случае использования тетраэдральных элементов, желательно обеспечить хотя бы 2

элемента вдоль размера тех фасок и скруглений, которые остались после упрощения геометрии.

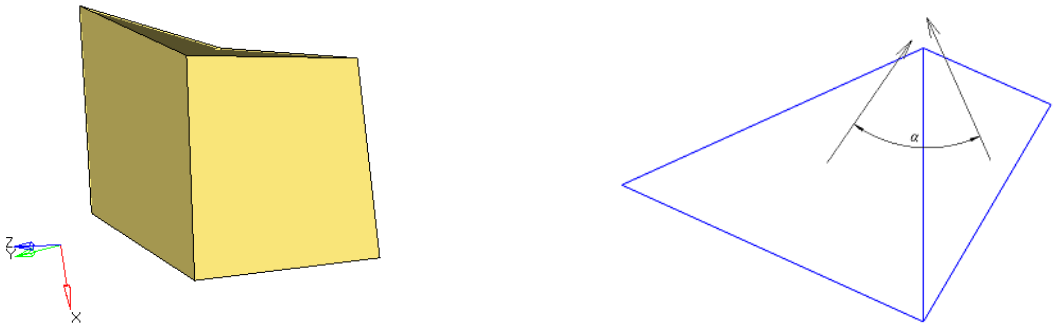
В расчетах на удар размер конечного элемента определяется на основании критерия Куранта частотой колебаний, возникающих конструкции во время удара и скоростью распространения звука в материале (алюминиевый сплав в случае рассматриваемого объекта). Размер выбирается, исходя из того, что сквозь элемент должно пройти не менее 10ти звуковых волн в секунду. Таким образом, обеспечивается прохождение звуковой волны сквозь элемент за выбранное время дискретизации данных. Иные требования могут диктоваться особенностями конструкции и степенью упрощения ее геометрической формы. Для КЭ-модели рассматриваемого литого колеса средний размер элемента составил 5 мм. В зоне ступицы размер варьировался от 5 до 3 мм, что связано с особенностью формы и пересечения образующих ее поверхностей.

2.4. Критерии качества конечно-элементного массива для расчета конструкций на ударные нагрузки

Вопрос качества КЭ-массива как обязательного условия получения достоверных результатов КЭ-расчета НДС колеса на удар исследовался при подготовке расчетной схемы литого алюминиевого колеса типа 7Jx16. Сами критерии проверки во многом совпадают с теми, которые используются в расчетах на статическую и циклическую нагрузки [105, 106]. Отличием являются допустимые значения этих критериев. Необходимость и достаточность, как самих критериев, так и их предельных значений, проверены эмпирическим путем на примере выполнения расчета на удар литого алюминиевого колеса, изложенного в Главе 4 данной работы.

Первым критерием для проверки является кривизна элемента (warpage angle). Искажение формы элемента характеризуется тем, что одна или более граней элемента отклоняются от плоскости. Пример искажения показан на рисунке 2.1, а. Оценка величины кривизны выполняется путем вычисления

угла между нормалями к треугольным поверхностям, которые образуются путем разделения грани элемента на 2 части (рисунок 2.1, б). Для расчетных схем на удар угол кривизны граней для каждого элемента не должен превышать 15°. Критерий актуален для всех элементов, содержащих 4х-угольные грани: гексагональных, призматических и четырехугольных оболочечных.



(а) (б)

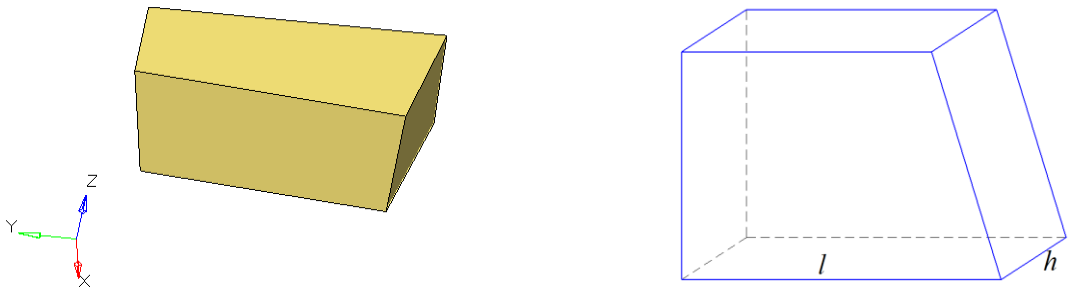
Рисунок 2.1 - Пример искажения по критерию «Кривизна» (а) и угол, его характеризующий (б)

Критерий «соотношение длин ребер» (aspect ratio) характеризует вытянутость элемента направлении самого длинного ребра и иллюстрирован на рисунке 2.2. Оценка его величины величины выполняется по формуле 2.1:

$$AR = \frac{l}{h} \quad (2.1)$$

где l - линейный размер наибольшего ребра;

h - линейный размер наименьшего ребра



(а) (б)

Рисунок 2.2 - Пример искажения по критерию «соотношение длин ребер» (а) и угол, его характеризующий (б)

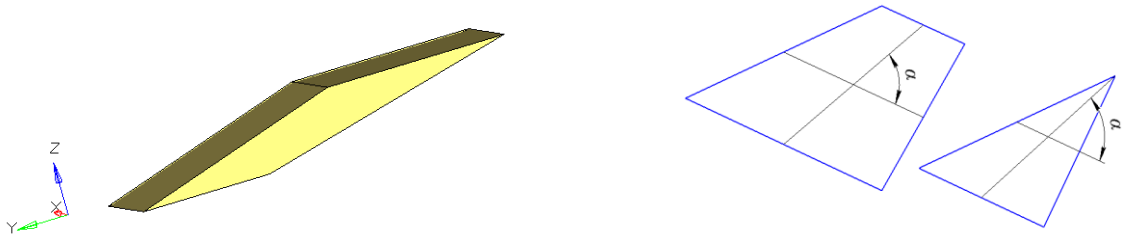
Оптимальное соотношение длин ребер не превышает, как правило, 2:1. При этом, считается, что предельно допустимым соотношением является 5:1. Рекомендуемое на основании нашего анализа следующее распределение таких элементов по всей КЭ-модели:

< 2:1 для 80% элементов;

< 3:1 для 95% элементов;

< 5:1 для всей модели

С точки зрения контроля риска появления элемента нулевого объема существен критерий «наклон элемента» (skew angle). Этот критерий характеризует, насколько сильно смежные грани наклонены друг к другу (рисунок 2.3, а). Для определения угла, подлежащего измерению, рассмотрим поперечное сечение элемента, ограниченное гранями, относительно которых выполняется измерение (рисунок 2.3, б). Для элементов с четырехугольником в основании или в сечении (четырехугольный оболочечный, объемный гексагональный, некоторые сечения объемного призматического элемента) измеряется угол между срединными линиями, соединяющими грани. В элементах с треугольным сечением (треугольный оболочечный, объемный тетраэдральный, некоторые сечения объемного призматического элемента) измеряется угол между медианой и срединной линией, соединяющей другие две стороны сечения.



(а) (б)

Рисунок 2.3 - Пример искажения по критерию «наклон элемента» (а) и угол, его характеризующий (б)

В качестве критерия качества используется угол, определяемый по формуле 2.2. Предельно допустимое значение для элементов в составе модели $\gamma<60°$.

$$\gamma = 90° - \alpha \quad (2.2)$$

где γ - критерий качества «наклон элемента»; α - измеряемый угол

Мерой отклонения созданного элемента (рисунок 2.4) в локальных координатах (x, y, z) от элемента идеальной формы в изопараметрической глобальной системе координат (u, v, w) является якобиан. Матрица вычисления якобиана может варьировать в зависимости от типа элемента, его формулировки [81, 99, 100, 103, 106]. Значение якобина для любого оболочечного и объемного элемента в модели должно превышать 0,5.

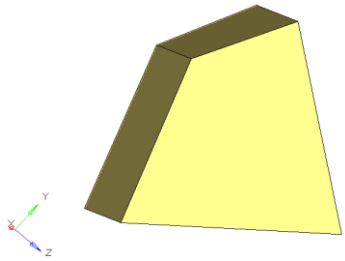


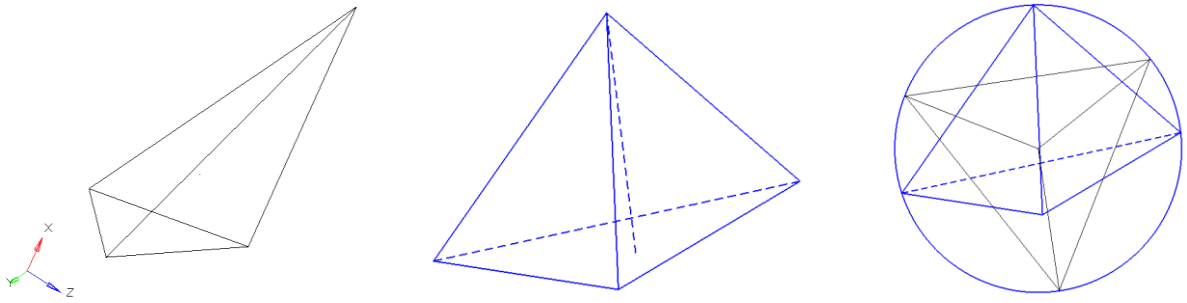
Рисунок 2.4 - Внешний вид элемента со значением якобиана < 0,5

К проверке качества тетраэдральных элементов также применимы отдельные 2 критерия: коэффициент сплющивания и коэффициент искажения объема. Коэффициент сплющивания (Tet collapse) характеризует степень приближения вершины тетраэдра к его основанию. Коэффициент искажения объема (Volume skew) показывает степень отклонения фактического объема элемента от идеального. Деформированный тетраэдральный элемент изображен на рисунке 2.5 (а).

Коэффициент сплющивания равен наименьшему из соотношений, вычисленных для всех четырех граней тетраэдра по формуле 2.3. Минимально допустимое значение составляет 0,5.

$$\text{Коэффициент сплющивания} = \frac{1{,}24h}{S} \quad (2.3)$$

где h - высота тетраэдра, S - площадь его основания



(а) (б) (в)

Рисунок 2.5 - Внешний вид искаженного тетраэдрального элемента (а), конструктивные элементы тетраэдра для расчета коэффициента сплющивания (б) и коэффициента искажения (в)

Для определения коэффициента искажения объема вокруг рассматриваемого элемента описывается сфера. В полученную сферу вписывается тетраэдр идеальной формы, объем которого приравнивается к идеальному. Значение коэффициента определяется по формуле 2.4 и должно быть меньше 0,6.

$$\text{Коэффициент искажения} = \frac{V_{\text{идеал}} - V_{\text{действ}}}{V_{\text{идеал}}} \qquad (2.4)$$

где $V_{\text{идеал}}$ - идеальный объем; $V_{\text{действ}}$ - объем рассматриваемого элемента

Показано, что итоговую оценку качества сетки целесообразно проводить в том числе по графикам плотности распределения значений критериев качества элементов (для КЭ-модели литого колеса 7Jx16 приведены на рисунке 2.6). Из приведенного примера видно, что созданная по разработанной методике расчетная конструкция для колеса типа 7Jx16 полностью удовлетворяет основным критериям для гексагональных и призматических элементов. 21% тетраэдральных элементов не удовлетворяет критериям «Коэффициент сплющивания» и «Коэффициент искажения объема». Тем не менее, в связи с тем, что количество тетраэдральных элементов в расчетной конструкции пренебрежительно мало, и они расположены в зонах, не оказывающих значительное влияние на результат в целом, принято решение данной погрешностью пренебречь.

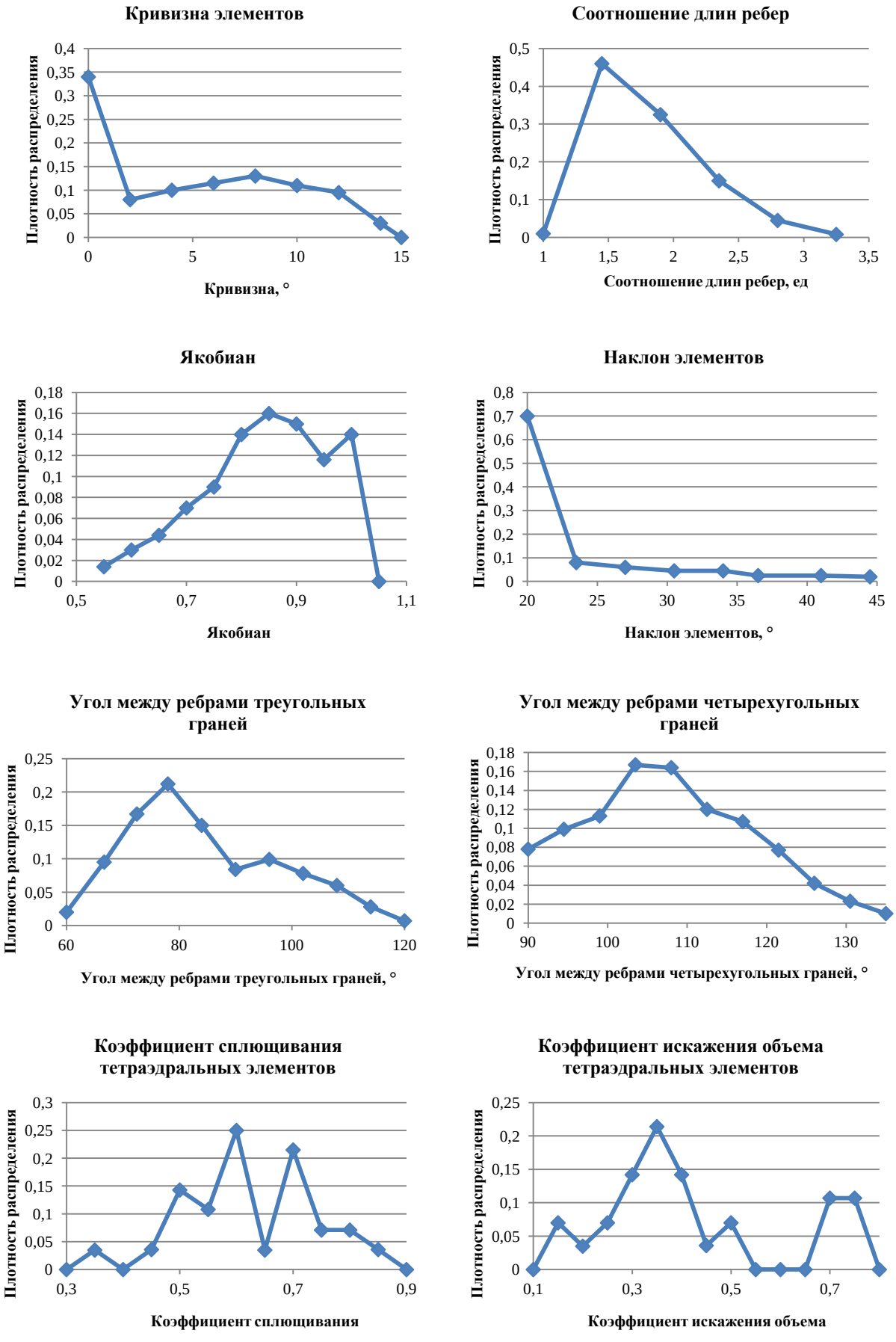


Рисунок 2.6 - Распределение конечных элементов модели колеса 7Jx16 для расчета на удар по значениям критериев качества

В заключение следует отметить, что проверку качества элементов целесообразно выполнять каждый раз после создания КЭ-сетки на любом участке создаваемой модели. В процессе создания значительного количества расчетных КЭ-моделей эмпирическим путем установлено, что сравнительно небольшие трудозатраты на выполнение контрольно-измерительных операций позволяют существенно снизить риск и потенциальную трудоемкость на исправление ошибок КЭ-сетки на завершающих стадиях создания модели.

2.5. Рекомендации по организации процесса создания КЭ-сетки для колес ТС

В настоящее время расчетные комплексы имеют возможность предоставить автоматический вариант получения КЭ-сетки только с использованием тетраэдральных элементов. Создание КЭ-модели колеса, состоящей, преимущественно (или исключительно), из 6ти-узловых призматических и 8ми-узловых гексагональных элементов, выполняется в полуавтоматическом или ручном режиме, в зависимости от сложности объекта моделирования. Геометрия моделей простой геометрической формы, к которым относятся штампованные колеса, позволяет создавать элементы, не придерживаясь строгого алгоритма и, при необходимости, возвращение на несколько шагов назад для изменения параметров сетки приводит к незначительным дополнительным трудозатратам. Геометрия же литого алюминиевого колеса обычно характеризуется множеством поверхностей различного порядка, имеющих довольно сложный профиль линий пересечения, и задача создания КЭ-массива с применением преимущественно 8ми-узловых гексагональных элементов приводит к большим трудозатратам. Исправление ошибок, особенно допущенных на начальном этапе генерации элементов, значительно увеличивает длительность создания модели. В связи с этим, предложена методика, упрощающая создание КЭ-сетки и

представляющая собой процесс, состоящий в общем виде из 4х последовательных этапов (рисунок 2.7).

Рисунок 2.7 – Схема процесса создания КЭ-модели для колеса сложной формы из 6ти-узловых призматических и 8ми-узловых гексагональных элементов на верхнем уровне

Первым важным шагом является подготовка геометрии исследуемого объекта. Выполняется проверка твердотельной модели на конгруэнтность, включая наличие общих вершин и границ у всех смежных поверхностей, целостность и наличие единого замкнутого контура модели, отсутствие физического перекрытия между смежными поверхностями. Примерами неконгруэнтной геометрии могут быть поверхности с общими границами, но с несовпадением по координатам граничных узлов.

Для конгруэнтной геометрии выполняется объединение («сшивание») всех поверхностей, линейными размерами которых можно пренебречь, что позволяет построить более качественный конечно-элементный массив на рассматриваемом участке. Примером является создание сетки в районе колодца у отверстия под ниппель (рисунок 2.8, а). Если расчетная схема колеса создается для оценки поведения конструкций под действием ударных нагрузок, то объединению подлежат все поверхности, изменение которых не приводит к существенному искажению геометрии.

Удалению подлежат все фаски и скругления, которые невозможно повторить с применением элементов выбранного размера без существенного их уменьшения. Для скруглений радиусом, соизмеримым с размерами элемента, рекомендуется исключить линии перехода от поверхностей к скруглению, и в качестве используемой геометрической границы создать срединную линию данного скругления. Применение данной тактики показано на рисунке 2.8, б, на примере колодца, выполненного со стороны

привалочной плоскости алюминиевого колеса типа 7Jx16. Так как в конструкциях литых алюминиевых колес использование подобных колодцах довольно распространено, то предложенная техника подходит для всех типов конструкций.

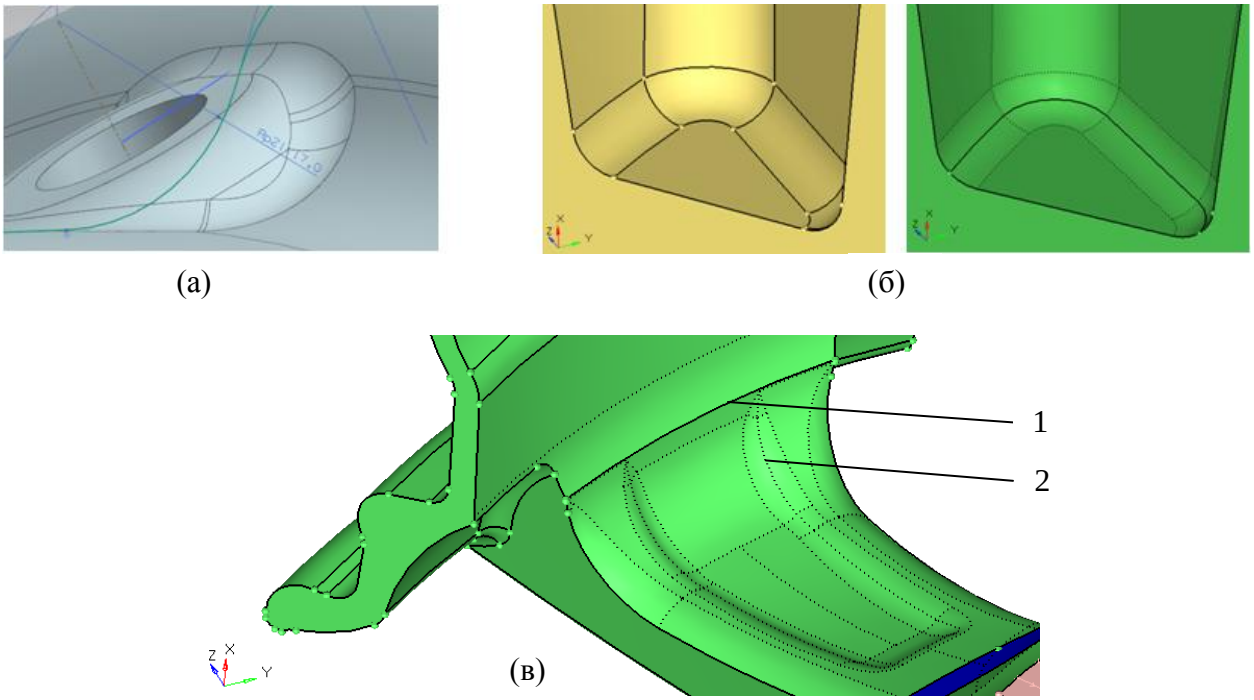


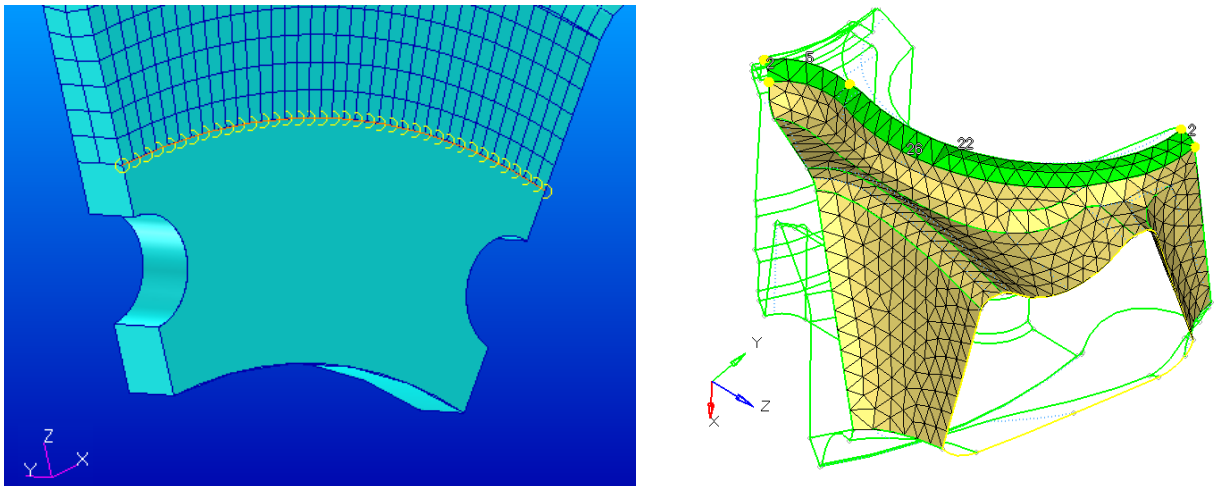
Рисунок 2.8 - Инструменты упрощения геометрии твердотельной модели: (а) - образец участков с мелкими поверхостями к объединению,(б) - преобразование границ скруглений, (в) - деактивация ребер: (1) – действующие (2) – деактивированные

С развитием вычислительных комплексов в последнее время стала активно внедряться функция деактивации ребер, т.е. исключения их из перечня геометрических границ, учитываемых при создании КЭ-сетки. В настоящий момент функция доступна в комплексах MSC.Apex и Altair Hypermesh и активно применялась при подготовке геометрии литого алюминиевого колеса с целью учета всех возможностей современных вычислительных комплексов в создаваемой методике. Применение деактивации ребер приводится на рисунке 2.8 (в) на примере подготовки поверхностей спицы с внутренней стороны колеса.

Под планированием (рисунок 2.7) понимается разработка последовательности действий по созданию КЭ-массива, и выбор адекватных

данной последовательности инструментов генерации элементов. На этой стадии рекомендуется выполнить сбор данных о тех результатах, которые необходимо проанализировать по завершении расчета (напряжения, перемещения, деформации, ускорения, их отдельные компоненты и т.д.).

В случае с телами простого профиля, к которым относятся стальные колеса сборной конструкции, этап планирования выражен в неявном виде и в большинстве случаев выполняется одновременно с созданием КЭ-сетки. Создание КЭ-модели с использованием оболочечных 2D-элементов или твердотельных тетраэдральных элементов может быть выполнено автоматически и здесь детально не рассматривается. В зависимости от применяемого расчетного комплекса отличие может заключаться только в инструментах управления размером тетраэдрального элемента в местах концентрации напряжений или геометрических изменений профиля. Так, например, для таких комплексов как MSC.Patran, Siemens FEMAP характерна возможность указания количества узлов вдоль кривой или желаемого размера элемента по поверхности (рисунок 2.9, а).



(а) (б)

Рисунок 2.9 - Тактика управления размером элементов на примере ограничения количества узлов вдоль кривой (а) и поэтапного создания оболочечной сетки перед ее преобразованием в твердотельную (б)

В то же время, комплекс Altair HyperMesh придерживается логики создания оболочечной треугольной КЭ сетки по поверхностям объекта

расчета. Во время создания КЭ-сетки по поверхностям, имеется возможность изменить количество узлов вдоль любой из кривых, ограничивающих обрабатываемую поверхность. По выполнении поверхностной КЭ-сетки, твердотельный массив создается в автоматическом режиме в соответствии с логикой наращивания массива от поверхностей внутрь тела.

Как уже указывалось выше, расчетные схемы для тел сравнительно простой геометрии (штампованные стальные колеса, в которых диск и обод имеют грани, взаимно проецируемые в одном и более направлении) создаются полуавтоматическим методом, который заключается в том, что объект расчета моделируется телом, полученным в результате выдавливания или поворота его сечения по определенной траектории. Для штампованного колеса обод получается путем поворота поперечного сечения относительно оси колеса. Диск из-за наличия в нем крепежных отверстий и, в большинстве случаев, вентиляционных отверстий, получается путем выдавливания оболочечного массива по нормали к поверхностям. Такая КЭ-модель для исследуемого тракторного колеса представлена на рисунке 2.10.

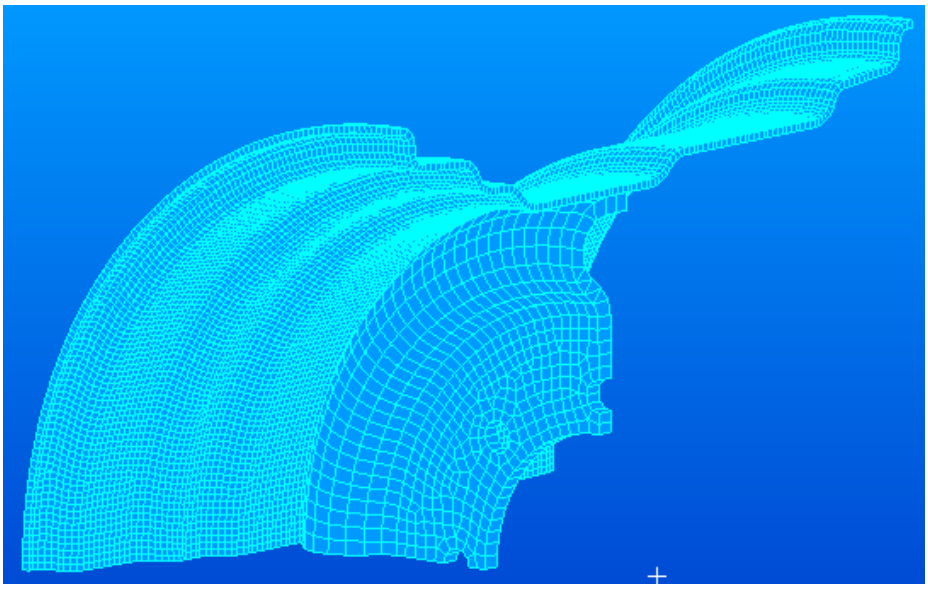
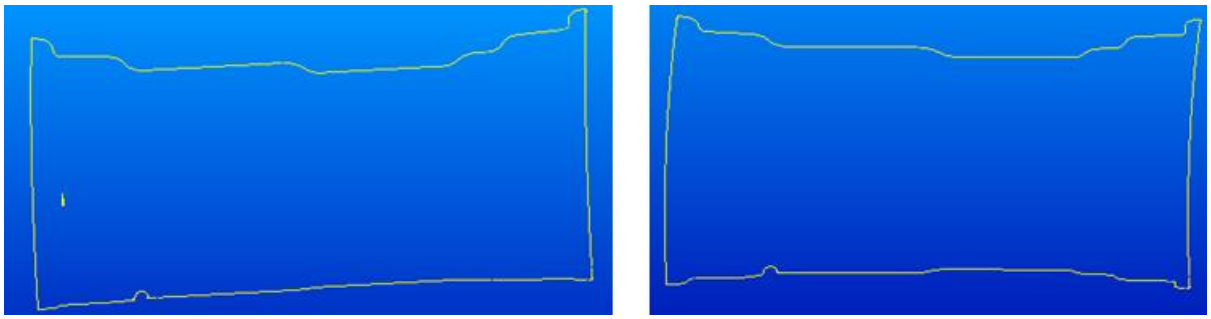


Рисунок 2.10 - Расчетная схема штампованного тракторного колеса с длиной дуги 90°

Помимо выдавливания оболочечной КЭ-сетки по траектории и ее поворота относительно оси, возможно применение техники построения

массива между двумя поверхностями. В этом случае количество, тип и взаимное расположение элементов друг относительно друга должны совпадать на каждой поверхности.

На промежуточных этапах целесообразно выполнять проверку внешних границ расчетной схемы и проводить операцию по объединению узлов с совпадающими координатами, что позволяет исключить наличие пустот или задвоений в конечно-элементной модели. Примеры подобных нарушений в целостности КЭ-массива приводятся на рисунках 2.11 и 2.12.



(а) (б)

Рисунок 2.11 - Проверка внешних границ конечно-элементного массива. Диагностика с наличием разрыва на ободе (а). Обод без разрыва (б)

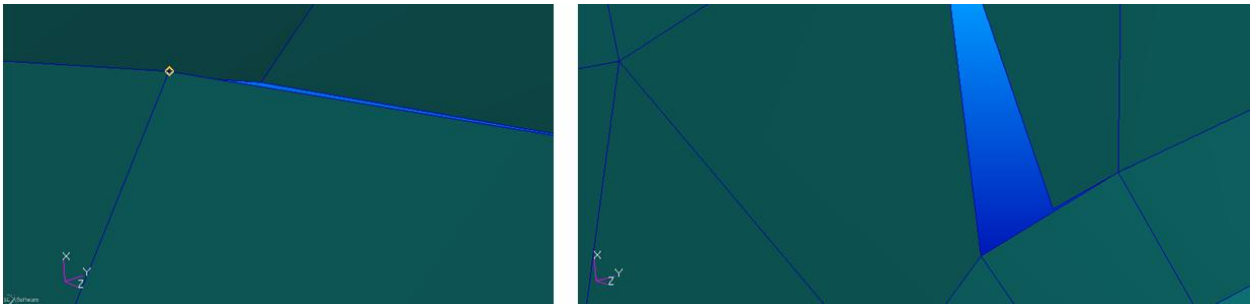


Рисунок 2.12 - Наличие пустот в конечно-элементном массиве

Литое алюминиевое колесо в большинстве случаев не является телом с взаимно проецируемыми гранями. Поэтому, для создания его КЭ-модели требуется первичное разделение объекта на области, удовлетворяющие данному условию. В тех областях, где подобное разделение невозможно или нецелесообразно, создание сетки возможно выполнять в ручном режиме. Выделение тел с взаимно проецируемыми гранями предварительно выполняется в рамках планирования создаваемой КЭ-сетки (рисунок 2.7).

При подготовке рабочей КЭ-модели эмпирическим путем установлено, что начало работ по созданию сетки целесообразно начинать на наиболее сложных участках, далее перемещаясь к телам, подлежащим полуавтоматической разбивке. Для большинства современных конструкций колес в качестве начального участка выбирается ступичная зона, концентрирующая одновременно поверхности слияния со спицей, декоративные фаски крепежных отверстий, поверхности центрального и крепежных отверстий и вентиляционные колодцы. На рисунке 2.13 представлены примеры выпускающихся в настоящее время конструкций литых алюминиевых колес современного дизайна. Их общей особенностью является существенное меньшее количество поверхностей, пересекающихся в зоне стыка спиц с ободом и, напротив, значительные вариации в количестве, типе и порядке поверхностей, образующих около ступичную зону в сочетании с техническими отверстиями и колодцами.

Рисунок 2.13 - Примеры колес сложной геометрической формы с наиболее современным и изысканным дизайном

Литое алюминиевое колесо 7Jx16” разделялось на три зоны (см. рисунок 2.14), которые, при необходимости, разбивались более детально: обод (включая стыковую часть обода со спицей), спица и ступица. Спица в целях оптимизации количества элементов и по критерию качества «Соотношение длин ребер» разбивалась на 6 отдельных зон, ступица - на 3 отдельных зоны.

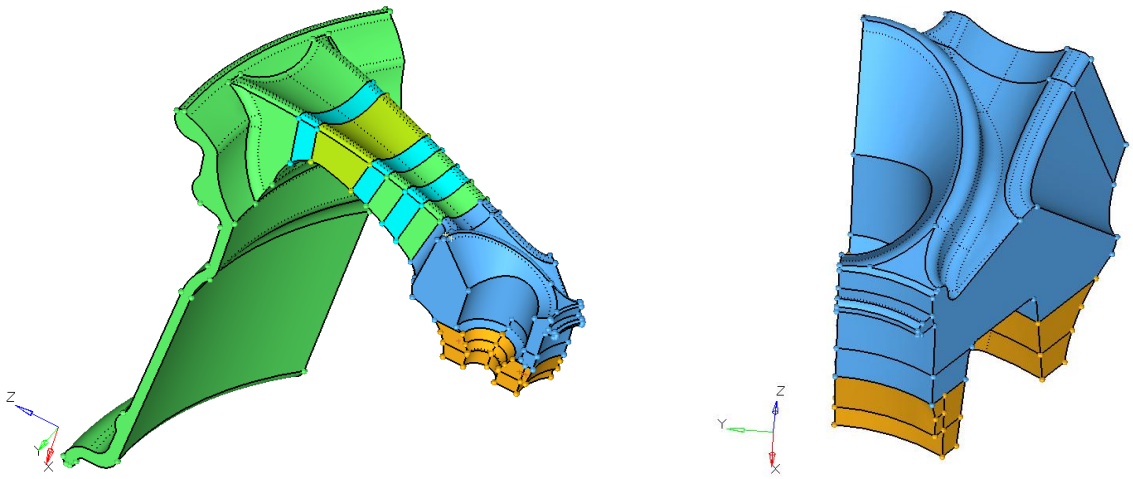


Рисунок 2.14 - Выделение тел с взаимно проецируемыми гранями и тел, более простых для генерации конечных элементов на примере литого колеса

В рассматриваемом объекте наиболее сложным с точки зрения геометрии участком является ступица, в особенности декоративно-усилительный элемент в виде овального выступа, расположенный вокруг болтовых отверстий, в сочетании с переходом к вогнутой поверхности спицы. Поэтому, создание конечно-элементного массива выполнялось по направлению от ступицы к ободу. Наличие двух колодцев цилиндрической и четырехугольной формы, выполненных с противоположных сторон, позволяют построить КЭ-сетку в сечении детали, параллельном привалочной плоскости в полуавтоматическом режиме, только, начиная от конической фаски, соприкасающейся с болтовым отверстием.

Ввиду геометрической сложности, конечно-элементный массив ступицы создавался в ручном режиме, начиная с ее фронтальной части от декоративной кромки вокруг болтового отверстия (см. рисунок 2.15). Выбор направления, как было отмечено, осуществлялся по принципу «от наиболее геометрически сложной поверхности к наиболее простой». Данный выбор направления обеспечивает проецирование создаваемых конечных элементов с пространственно сложной поверхности на плоскую поверхность (привалочную плоскость).

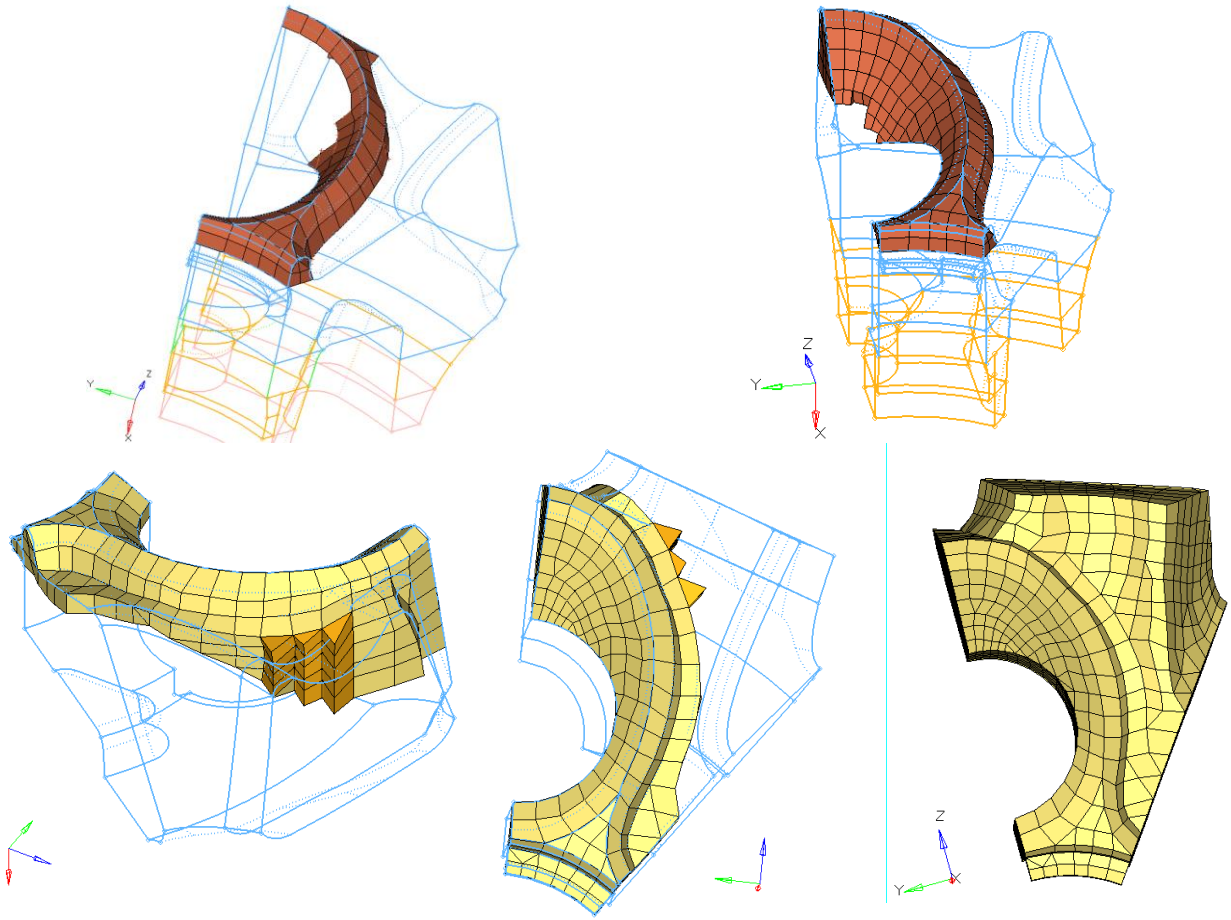


Рисунок 2.15 - Последовательность создания конечно-элементного массива фронтальной части ступицы

Для перехода от массива, образующего овальный выступ, к плоскости поперечного сечения спицы и поверхности ее боковой грани, использованы 6ти-узловые призматические элементы. По мере наращивания слоев конечных элементов по направлению вдоль оси колеса, выполнялось выравнивание слоев (первичная неравномерность была создана в связи с переменностью высоты овального выступа).

При создании КЭ-модели активно использовались тактические техники сгущения и укрупнения сетки. На рисунке 2.16 представлены техники, которые позволяют перейти от одного элемента в ряду к 2-м и 3-м, а также от 2-х элементов – к 3-м и 4-м. В большинстве случае трансформация выполняется с помощью элементов с треугольником в основании (треугольный, призматический), реже - с четырехугольным (гексагональным)

элементом. При этом, сгущение (укрупнение) происходит одновременно на двух взаимно противоположных поверхностях.

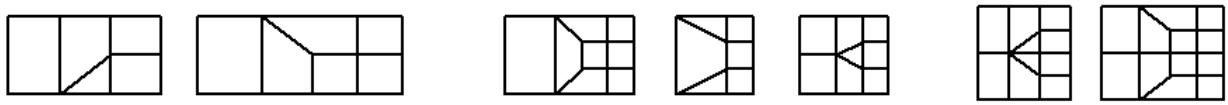


Рисунок 2.16 - Схема техники перехода: к 2м элементам в ряду (а), к 3м (б) и 4м (в), соответственно

Активное применение данных техник осуществлено в ступичной области в зоне овального выступа, а также в сечении спицы с целью оптимизации количества и качества элементов. При укрупнении спицы переход выполнялся одновременно в продольном и поперечном направлениях. Преобразование проводилось в рядах элементов с общим призматическим элементом, что позволило исключить его в построении новых сечений и уравнять количество элементов по взаимно противоположным сторонам спицы. Трансформационный ряд состоял из призматических элементов. Пересечение продольного и поперечного трансформационных рядов образовано с помощью тетраэдрального элемента (рисунок 2.17).

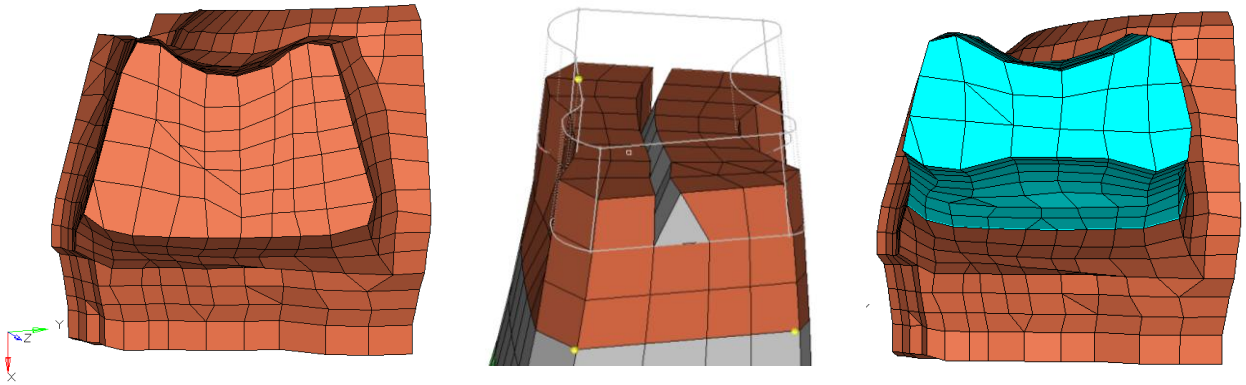


Рисунок 2.17 - Применение техник укрупнения для оптимизации поперечного сечения спицы

Стыковка спицы с ободом (рисунок 2.18) проводилась в ручном режиме, конечно-элементный массив самого обода строится полуавтоматически (путем вращения оболочечных элементов в сечении

обода относительно оси колеса). На участке стыка созданные полуавтоматическим методом элементы удалялись. Стыковка выполнялась сначала для фронтальной стороны спицы с использованием призматических элементов непосредственно в зоне соединения, далее - для всей спицы и затем утолщения в переходной части. Применение призматических элементов в основании утолщения позволило добавить новые ряды массива для стыка без искажения геометрии конструкции.

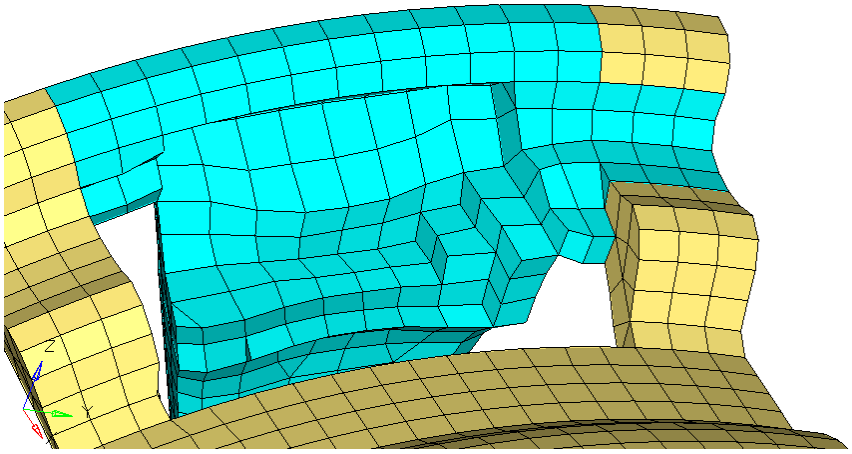


Рисунок 2.18 - Стыковка спицы и обода

По завершении стыка элементов по всему периметру дальнейшее наращивание элементов до поверхности обода является тривиальной задачей и подробно не описывается. Полученная КЭ схема (рисунок 2.19) состоит из 48 281 узлов и 38 480 элементов, разбивка с указанием количества элементов приведена в Таблице 2.1.

. Таблица – 2.1. Количественное распределение элементов

Тип элемента	Кол-во узлов в эл-те	Кол-во, шт	Доля, %
Гексагональный	8	28 980	75,3%
Призматический	6	9 220	24,0%
Тетраэдральный	4	280	0,7 %
ИТОГО	-	38 480	100 %

КЭ-модель данного колеса, созданная стандартными инструментами (доступными для автоматической и полуавтоматической генерации КЭ-

массива), по сравнению с разработанной на основе предложенной методики, состояла из 224 175 узлов (в 4,6 раз больше) и 483 910 элементов (в 12,6 раз больше), а при расчете в комплексе BASYS+ & GNOM окончательный вариант КЭ-модели этого же колеса (расчеты Н.И. Батрака) содержал 114 959 узлов и 204 471 элементов. Таким образом, применение разработанной методики позволяет создать расчетную схему, дающую адекватные результаты (как будет показано в Главе 4) расчета колес на сопротивление удару, и на порядок сократить время расчета поставленной задачи.

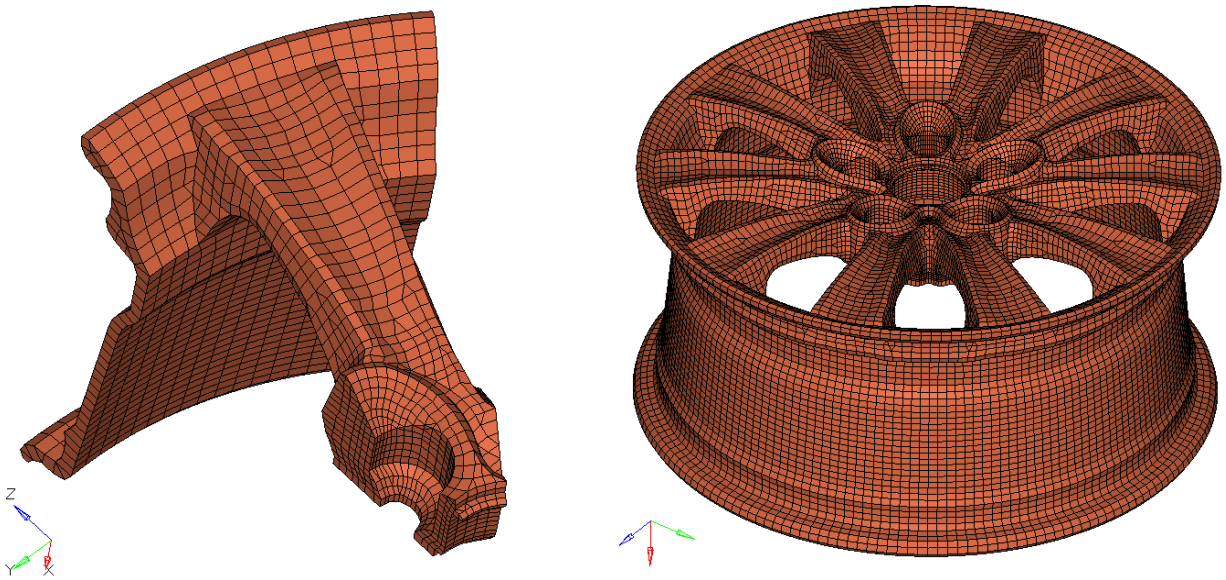


Рисунок 2.19 - КЭ-модель литого легкосплавного колеса для расчета на удар по схеме «Косой удар» под 30°

2.6. Особенности создания расчетных схем для контактных задач, возникающих при моделировании

Проблема контактного взаимодействия присутствует в большинстве используемых расчетных схем. Условия контакта учитываются в расчетных схемах при моделировании испытательных стендов и закрепления на них колес, а также при моделировании соединения между диском, ободом и сварным швом для колес сборной конструкции. При расчете сборных конструкций колес с болтовым соединением обода с диском также существен учет контакта. В практике решения задач прочности колес возможно использование нескольких видов контакта для отражения того или иного вида взаимодействия в расчетной схеме. Сами контактные тела при этом

можно создавать как деформируемые, так и абсолютно жесткие. В качестве контактных тел рекомендуется выбирать не элементы твердотельной геометрии, а конечно-элементный массив, образующий тело контакта. Выбор КЭ-массива можно ограничить только той областью, которая наиболее вероятно будет находиться в контакте с другими телами. Например, при создании расчетной схемы для анализа НДС литого колеса во время усталостных испытаний по схеме «изгиб с вращением», в качестве одного из контактных тел выбиралось не все колесо, а лишь околоступичная часть диска, что позволяло сократить время решения задачи.

Среди контактирующей пары одно тело считается главным (Master), а другое - второстепенным (Slave). Главным считается тело с более крупным размером элементов. Время расчета задачи можно сократить, если ограничить поиск контакта до одного направления от второстепенного тела к главному. Во время решения рассматриваемых в исследовании задач отмечено, что более качественное распознавание контакта обеспечивается при разнице в размерах элементов контактных тел более чем в 1,3 раза.

Для взаимодействующих контактных тел также учитывается наличие или отсутствие трения. При этом рекомендуется первые проверочные расчеты выполнять без учета трения. Проверочные расчеты имеют целью проверить работоспособность и адекватность расчетной схемы в целом. Отсутствие трения в предварительной модели способствует значительному сокращению времени решения задачи. При этом, трение можно учесть в окончательных расчетах, следующих за проверочным. В большинстве задач за основу выбрана билинейная модель трения Кулона [100, 103], учитывающая относительные перемещения в тангенциальном направлении:

$$\sigma_\tau \leq -\mu\sigma_n t, \text{ где} \qquad (2.5)$$

σ_τ - касательные напряжения трения, σ_n - нормальные напряжения, μ - коэффициент трения, t - тангенциальный вектор относительной скорости скольжения, $t = \frac{v_r}{|v_r|}$ ($v_{\text{г}}$ - относительная скорость скольжения)

Для надлежащего распознавания расчетным комплексом контакта между телами (рисунок 2.20) указываются дополнительные параметры [106]:

- Коэффициент смещения $BIAS$ (Bias Factor) - коэффициент, контролирующий зону распознавания контакта. Значение коэффициента находится в пределах [0;1). При значении «0» система распознает симметричную зону распознавания контакта в области контактных тел. С увеличением коэффициента внешняя зона распознавания уменьшается, а внутренняя – увеличивается. Правильная настройка коэффициента смещения способствует решению задачи за меньшее количество итераций.
- Расстояние предельного поиска (Distance Tolerance) - расстояние между поверхностями, в пределах которого проводится распознавание контакта. Исходя из значений данного расстояния и коэффициента смещения, вычисляется поле распознавания контакта

$$D_1 = (1 - BIAS) \cdot DT;$$
$$D_2 = (1 + BIAS) \cdot DT, \quad (2.6)$$

где DT = расстояние предельного поиска

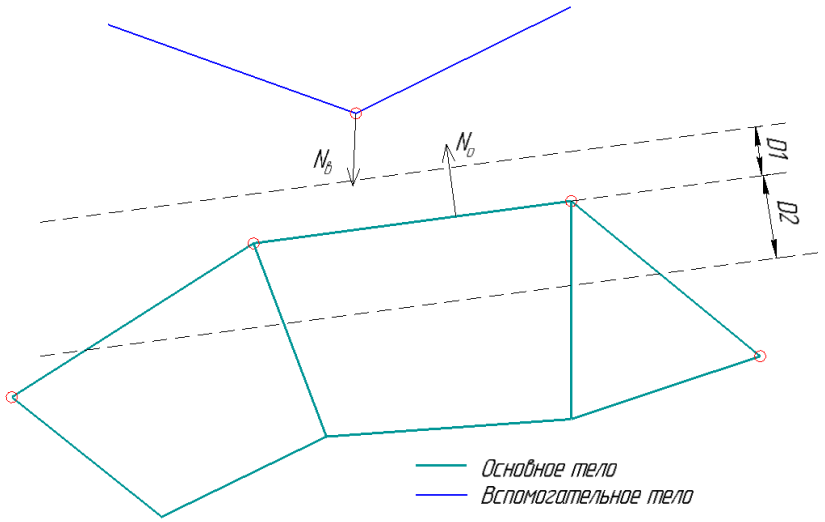


Рисунок 2.20 - Принципиальная схема распознавания контакта

Примером решения контактной задачи может служить моделирование нятяга между диском и ободом в колесе сборной конструкции типа DW20-26

(рисунок 2.21). КЭ-модель диска и обода создавалась по номинальным размерам. Для определения НДС колеса при двух различных вариантах натяга и случае наличия зазора постоянными были перечисленные выше величины. Вариация значений натяга (зазора) осуществлялась путем изменения параметра, определяющего его величину (Interference Closure).

Для моделирования сварного шва, а также некоторых элементов испытательных стендов используется так называемый «клеевой контакт», в котором к контактным поверхностям шва, обода и диска прикладывается ограничение относительного перемещения в нормальном и тангенциальном направлениях.

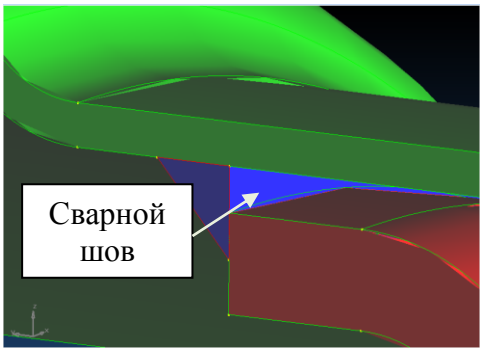


Рисунок 2.21 - Зазор между диском и ободом (в масштабе)

2.7. Выводы по Главе 2

При создании КЭ-расчетной схемы колеса, предназначенной для исследования НДС при ударе, сформулированы критерии качества КЭ-массива, оказывающие влияние на работоспособность результирующей модели и даны рекомендации по составлению моделей. Разработана и рекомендована упорядоченная методика планирования дискретизации КЭ-массива, позволяющая сократить трудозатраты на создание расчетной схемы.

Вопросы создания трехмерных твердотельных моделей в данной главе не рассматривались, т.к. они являются частью отдельного исследования, проведенного на кафедре «Строительная механика» МАДИ, и были описаны в публикациях [36, 39, 40, 42].

Существенным в данной методике является стратегический и процессный подходы к планированию КЭ-массива и приведенные

тактические приемы и рекомендации по созданию максимально качественной сетки. Вопросы планирования решения позволяют сократить трудозатраты на разработку расчетной схемы, в то время как тактические приемы создания сетки обеспечивают ее соответствие необходимым критериям качества в сочетании с максимально возможным повторением контуров исходной детали.

Определено, что использование гексагональных элементов в создании расчетной схемы для колес сложной геометрической формы оправдано только при необходимости выполнить расчет на сопротивление колеса ударным нагрузкам. Значительно меньшее количество элементов в модели (в сравнении с аналогичным полуавтоматическим решением) позволит существенно сократить время решения задачи и обеспечить бóльшую достоверность результатов в силу разницы в свойства самих 8-узловых элементов гексгональных в сравнении с 4-узловыми тетраэдральными.

Для анализа НДС колеса под действием нагрузок, возникающих во время усталостных испытаний по схеме «изгиб с вращением» процесс создания расчетной схемы можно упростить до полуавтоматической генерации массива, либо автоматического создания КЭ-сетки с использованием тетраэдральных элементов.

Приведенные материалы были получены на основе эмпирических выводов, полученных при создании ряда КЭ-расчетных схем. Достоверность материалов обоснована надежностью и достоверностью работы КЭ-моделей, созданных по данной методике.

Методика создана с учетом ранее полученного опыта разработки твердотельных моделей колес ТС [39, 42], т.е. с учетом особенностей выполнения стадии жизненного цикла колеса, предшествующей анализу его прочности и надежности. Методика учета нагружающих элементов испытательных стендов, а также результатов расчетов, подтверждающих адекватность и корректность созданных расчетных схем, приводятся в Главах 3 и 4.

3. РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ УСТАЛОСТНОЙ ПРОЧНОСТИ КОЛЕС ТС

3.1 Условия и нагрузки при экспериментальной оценке усталостной прочности колес ТС

Усталостная прочность колес ТС оценивается при стендовых испытаниях по схеме «изгиб с вращением», которые позволяют воспроизводить воздействие суммы моментов, возникающих от воздействия вертикальной и боковой сил во время поворота или при движении колеса по наклонной поверхности. Эти испытания являются основным видом проверки для определения долговечности колеса при циклическом нагружении [12, 20]. Еще существует проверка путем испытаний в условиях движения автомобиля по прямой на беговом барабане с шиной. Однако для большинства колес эти испытания являются менее информативными.

Для легковых колес требования к испытаниям регламентируются ГОСТ Р 52390-2005 [28]. Требования к усталостным испытаниям тракторных колес (транспортные средства категории Т) не содержатся в данном стандарте или иных параллельно действующих регламентах, таких как Технический регламент о безопасности колесных транспортных средств [69] и ГОСТ Р 50511-93 [27]. Поэтому, опыт настоящего исследования основан на положениях международного стандарта EUWA ES 3.12 [82]. При испытаниях определяется способность колеса выдерживать заданные нагрузки за период (число циклов) испытаний без образования трещины, наличие которое по окончании испытаний является отрицательным результатом их выполнения.

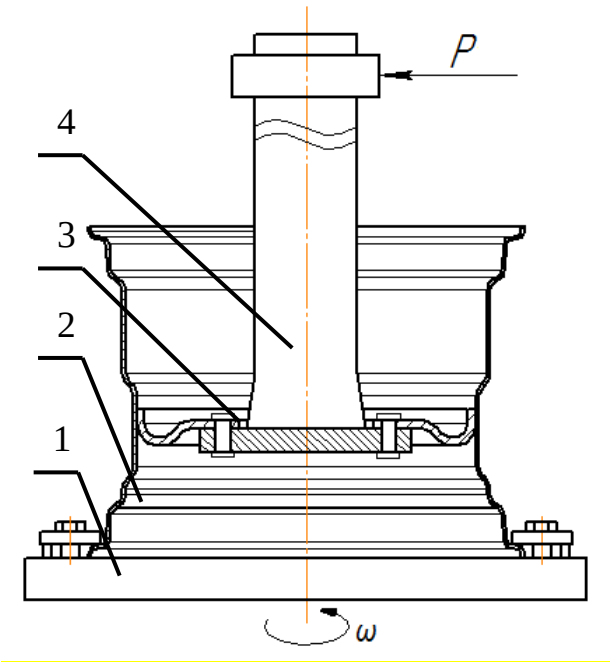
На рисунке 3.1 (а) показана трещина, обнаруженная при усталостных испытаниях стального тракторного колеса большой размерности типа DW20-26 (испытания проводились в ПАО «Кременчугский колесный завод», Украина). Появление трещин усталости в зоне сварного шва в соединении диска с ободом на ободе колеса были отмечены при испытаниях на изгиб с вращением практически во всех колесах аналогичной сборной конструкции,

в том числе, и колесах для легковых автомобилей. На рисунке 3.1 (б) показана трещина усталости, обнаруженная при доводочных усталостных испытаниях во внутренней галтели при доводочных испытаниях также исследуемого в настоящей работе литого алюминиевого колеса 7Jx16.

(а) (б)

Рисунок 3.1 - Усталостные трещины в конструкциях колес, выявленные при усталостных испытаниях

Принципиальная схема стенда для испытания колес по схеме «изгиб с вращением» приведена на рисунке 3.2 на примере стенда с вертикальной компоновкой колеса. При проведении испытаний колесо жестко закрепляется по ободу 2 на вращающемся столе стенда 1. Через отверстия 3 под крепежные болты к колесу жестко крепится консольный рычаг (штанга) 4, имитируя крепление колеса к ступице. Нагрузка (усилие Р) прикладывается к противоположному концу рычага. В процессе испытаний колесо вместе с рычагом вращается вокруг оси, за счет чего обеспечивается цикличность действия изгибающего момента. Таким образом, имитируется циклическое нагружение колеса при его качении по дороге. Положение и длина рычага обеспечивают требуемые условия нагружения колеса относительно соответствующих осей. Компоновки и конструкции стендов могут отличаться, однако условия нагружения при испытаниях на изгиб с вращением остаются соответствующими требованиям стандартов.



1 – Вращающийся стол

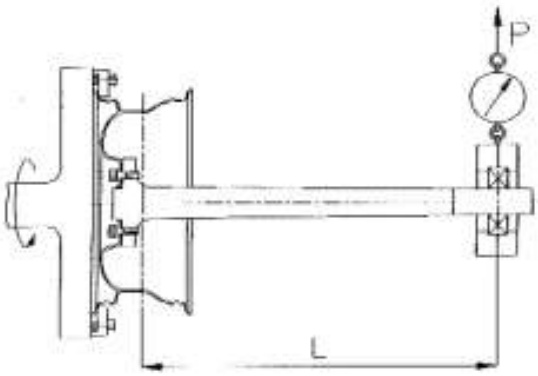
2 – Обод колеса

3 – Крепежные отверстия колеса

4 – Консольный рычаг (штанга)

Рисунок 3.2 - Схема и внешний вид стенда вертикальной компоновки для проведения испытаний по схеме «изгиб с вращением»

Так, в конструкции стенда с горизонтальной компоновкой (рисунок 3.3) отличаться могут системы установки колеса, источники приложения нагрузки (пружина, приложение груза), но сам принцип проведения испытаний и установки величины прикладываемой к штанге испытательного стенда нагрузки одинаков.



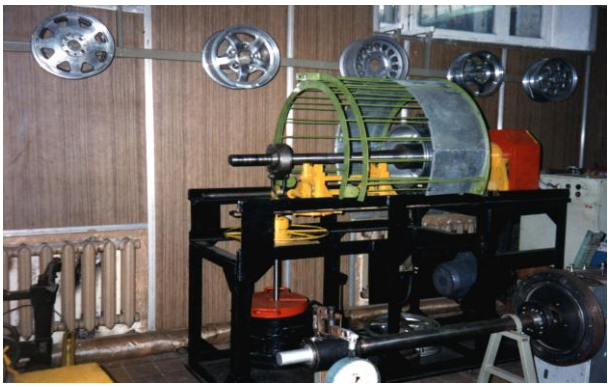


Рисунок 3.3 - Схема и внешний вид стенда МАДИ горизонтальной компоновки для проведения испытаний по схеме «изгиб с вращением»

Нагрузка, действующая на колеса в процессе испытаний, определяется в соответствии с методиками, изложенными в соответствующих стандартах.

При испытаниях литого алюминиевого колеса типа 7Jx16 использована методика Приложения Д ГОСТ Р 52390-2005 [28]. Нагрузки, определенные по данной методике, используются в проводимых расчетах МКЭ.

Сила, прикладываемая к свободному концу штанги испытательного стенда, определяется по формуле 3.1:

$$M_{bmax} = sF_v(\mu r_{ст} + d), \text{ где} \quad (3.1)$$

s - коэффициент перегрузки, принимаемый s = 2,0; F_v - максимальная вертикальная статическая нагрузка на колесо; F_v = 700 кг = 6 867 Н; $r_{ст}$ - статический радиус шины наибольшего размера, рекомендуемой к установке на данное колесо, мм (принималась шина для внедорожника размерностью 235/85 R16); d - вылет, мм (d = 35 мм для рассматриваемого объекта исследования); μ - коэффициент сцепления между шиной и дорогой, принимаемый μ = 0,9.

$$M_{bmax} = 2 \cdot 6\,867(0{,}9 \cdot 258{,}79 + 35) = 3\,679 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Статический радиус определен по соотношению 3.2:

$$r_{ст} = 0{,}5d + \Delta\lambda_{см}B, \text{ где} \quad (3.2)$$

d = 178 мм - посадочный диаметр обода; Δ = Н/В - отношение высоты профиля шины к его ширине; $\lambda_{см}$ - коэффициент смятия шины под нагрузкой, равный 0,8...0,85 для радиальных шин легковых автомобилей; В - ширина профиля шины

$$r_{ст} = 0{,}5 \cdot 178 + 0{,}85 \cdot 0{,}85 \cdot 235 = 258{,}79 \text{ мм}$$

Испытания проводятся при нагрузке, соответствующей 75% от максимального изгибающего момента, на базе 2 х 10^5 циклов нагружения, а также при нагрузке, равной 50% от максимальной, на базе 1,8 х 10^6 циклов. Согласно требованиям ГОСТ [28] обязательными являются оба вида испытаний.

При испытаниях колеса ТС сельскохозяйственного назначения, которые проводятся по стандарту EUWA 3.12 [82], усилие, прикладываемое к рычагу испытательного стенда, соответствует движению колеса по наклонному грунту:

$$M=(R\cdot\mu+d)\cdot F_v\cdot S, \quad (3.3)$$

где R [м] – статический радиус шины наибольшего диаметра, разрешенной для установки на колесо данного типа (определяется изготовителем сельскохозяйственном машины); μ - коэффициентом трения между шиной и почвой; d [м] – вылет обода; F_v [Н] - номинальная величина статической нагрузки на колесо, как правило, не превышающая половины максимальной вертикальной статистической нагрузки на соответствующую ось сельскохозяйственного транспортного средства (задается изготовителем транспортного средства или колеса); S = 1,43 - поправочный коэффициент ускорения испытаний;

Плечо рычага для создания момента представляет собой расстояние, измеренное параллельно оси колеса [23] и, соответственно, консольного рычага, от поверхности ступицы колеса до точки приложения нагрузки. Для реализации моментов M_1 и M_3 в основном используется рычаг с плечом в 1 м.

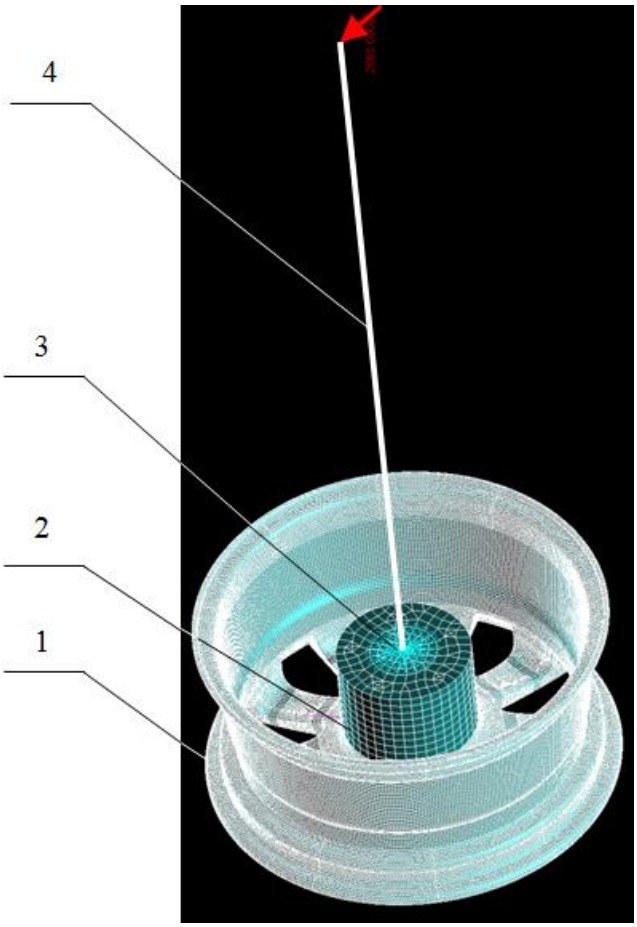
В соответствии с требованиями EUWA ES 3.12 для расчета нагрузок, действующих на объект исследования в процессе испытаний, использовались следующие параметры: вылет обода d = 0,061 м; момент затяжки болтов крепления 500...600 Нм; коэффициентом трения между шиной и почвой μ=0,25; статический радиус R = 0,716 м (для шины размера 620/75R26); статическая нагрузка на колесо F_v = 39,2 кН (4000кгс) для целей исследования была увеличена на 20% и составила F_v’ =1,2·39,2 = 47,04 кН (4795,11 кгс); частота циклического нагружения 93 об/мин.

Полный изгибающий момент, прикладываемый к колесу в ходе испытаний, составил М = 16,144 кН·м.(1645,67 кгс·м). Испытания проводятся на базе $2x10^5$ циклов.

3.2. Методика расчетной оценки усталостной прочности литого алюминиевого колеса при нагружении по схеме испытаний «Изгиб с вращением»

Основой методики расчета колес на усталостную прочность является определение НДС под действием циклического нагружения при вращении колеса. Определение НДС колеса выполняется МКЭ в квазистатической постановке, т.е. рассматривается НДС колеса при полном повороте его вокруг оси. При этом в каждом положении производится статический расчет, и определяется цикл изменения НДС. Очевидно, что для изделий, работающих в условиях многоцикловой усталости, к которым относятся все виды колес, устанавливаемых на ТС, эксплуатируемых на дорогах различных категорий, основное НДС при квазистатическом нагружении должно находиться в упругой области. Тем не менее, для анализа причин возникновения усталостных трещин на уже спроектированных колесах необходимо определение НДС с учетом упругопластического деформирования. Определение величины и характера напряжений, возникающих в области разрушения служит дополнительным источником информации при доводке конструкции. Поэтому, методика расчета, предложенная в данной работе, включает в себя рекомендации по определению усталостной прочности при возможном наличии в элементах конструкции напряжений, превышающих предел текучести материала.

Расчеты и сравнение результатов с экспериментальными данными показали, что для адекватного описания НДС в колесе при его испытаниях на стенде необходимо включать в КЭ-модель расчетной схемы нагружения элементы конструкции стенда (рисунок 3.4) (виртуальный стенд), которые существенно влияют на нагруженность колеса при стендовых испытаниях.



1 – КЭ-модель колеса;

2 – КЭ-модель ступицы;

3 – КЭ-модель соединения штанги стенда со ступицей (типа «паук»);

4 – КЭ-модель штанги

Рисунок 3.4 - КЭ-модель литого колеса 7Jx16” в сборе с элементами испытательного стенда при виртуальных испытаниях литого колеса на «изгиб с вращением»

В расчетной схеме колесо (1) соединено со ступицей (2) с вращающейся штангой испытательного стенда (4). Соединение ступицы со штангой выполнено с помощью расчетной схемы «паук» (3): на поверхности ступицы все узлы внутри и на окружности с диаметром, равным диаметру штанги стенда, соединяются жесткими балочными элементами с концом штанги. Штанга должна быть размещена на удалении 2...3 мм от ступицы для корректной работы конструкции. Похожим образом выполняется имитация болтового соединения колеса на ТС (рисунок 3.5). Для этого все узлы, расположенные на конической поверхности болтового отверстия соединяются жесткими балочными элементами с центральным узлом, принадлежащим направляющей этой поверхности и равноудаленным от линий ее пересечения с прилежащими поверхностями. На поверхности ступицы, прилегающей к диску, выбираются все узлы внутри и на

окружности с диаметром, равным диаметру болта, и соединяются с центральным узлом, размещенным на удалении 2...3 мм от ступицы. Связь между созданными центральными узлами выполнена с помощью балочных элементов с указанием свойств материала, соответствующих материалу болта. Усилие прикладывается к обоим узлам и оказывает сжимающее воздействие на связующие нежесткие элементы.

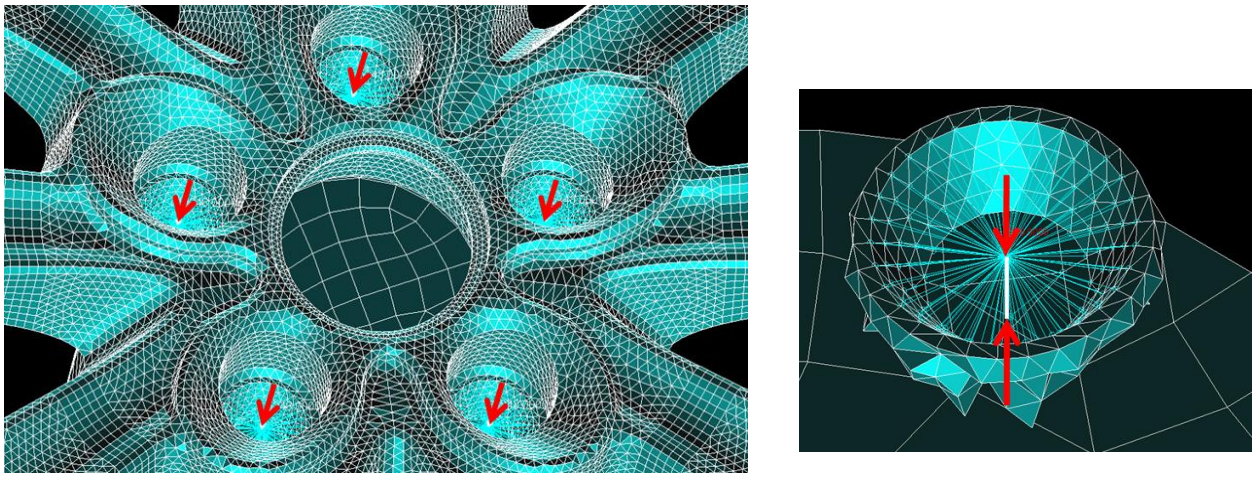


Рисунок 3.5 - Особенности расчетной схемы для учета работы болтового соединения литого колеса со ступицей

Для проверки необходимости включения в КЭ-модель расчетной схемы элементов конструкции стенда, контактирующих с колесом, рассматривалось два возможных способа учета влияния ступицы испытательного стенда на НДС самого колеса. На рисунке 3.6 (а) представлены результаты расчета, по схеме, когда ступица испытательного стенда заменяется конструкцией «паук», соединенной с балочными элементами штанги, а на рисунке 3.6 (б) по результатам расчета по схеме, где ступица стенда выполнена как цилиндрическая бобышка, состоящая из гексагональных и призматических элементов. В анализе сравнивались эквивалентные напряжения – интенсивность напряжений $\sigma_{экв} = \sigma_i$ по Р. Мизесу [53, 59], при рассматриваемых условиях нагружения и закрепления.

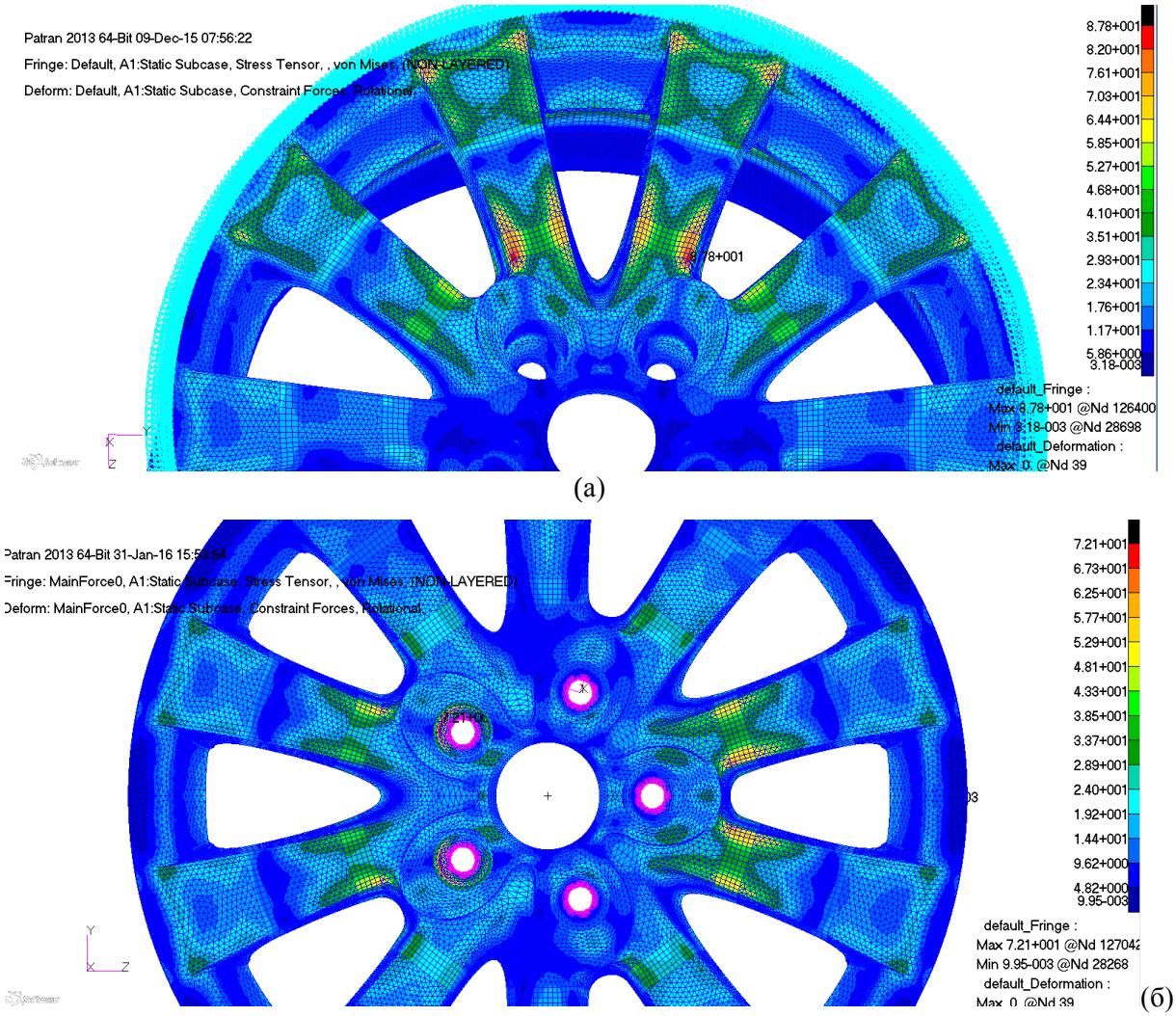
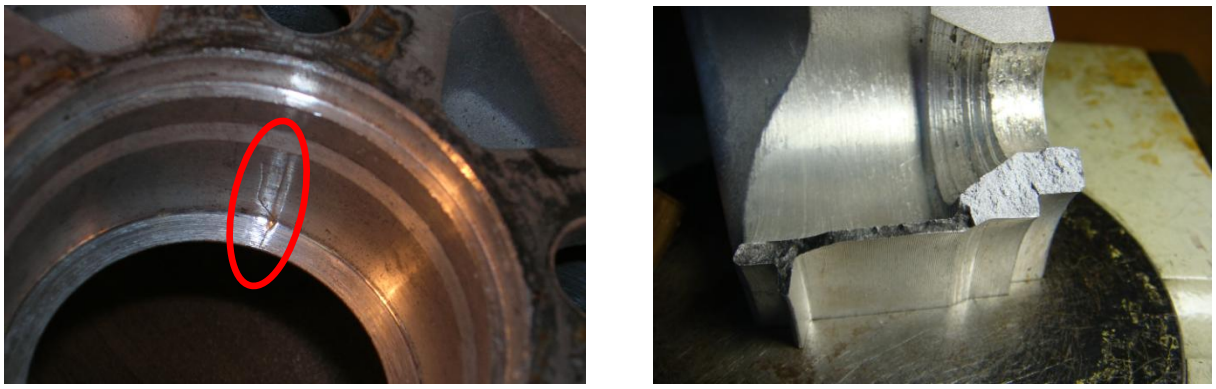


Рисунок 3.6 - Распределение эквивалентных напряжений по поверхности колеса 7Jx16 при выборе расчетной схемы с использованием жестких балочных элементов вместо ступицы (а) и моделировании контактной системы колеса с бобышкой ступицы (б)

На рисунке 3.6 (а) максимальные эквивалентные напряжения возникают в области декоративных галтелей спиц, расположенных по линии действия силы, приложенной к свободному концу штанги испытательного стенда. Напряжения на конических поверхностях крепежных отверстий при этом не велики. Вместе с тем, по схеме на рисунке 3.6 (б), зона возникновения максимальных эквивалентных напряжений смещается к коническим поверхностям крепежных отверстий и максимальна на поверхности отверстия. Данный результат отражает бóльшую достоверность при его сопоставлении с испытаниями первоначального варианта колеса с минимальным расстоянием между крепежными отверстиями PCD = 100,0

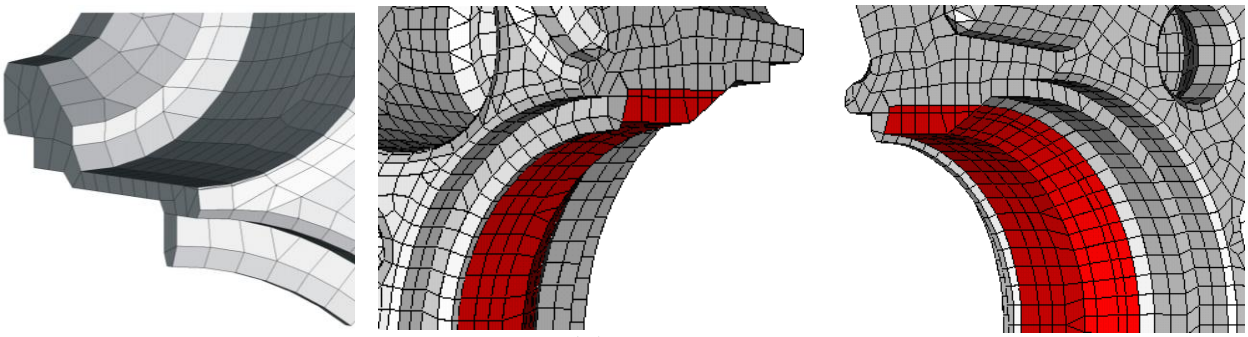
мм. В ходе испытаний в лаборатории МАДИ была обнаружена усталостная трещина (рисунок 3.7, а) между крепежным и центральным отверстиями, где толщина материала при PCD = 100,0 мм минимальна. Внешний вид трещины приведен на рисунке 3.7 до вскрытия (а) и после (б).



(а) (б)

Рисунок 3.7 - Усталостная трещина на колесе с диаметром центров крепежных отверстий PCD = 100,0 мм до вскрытия (а) и после вскрытия (б)

Окончательный вариант модели конструкции колеса был получен в результате доводки на предприятии–изготовителе по данным расчетов, проведенных в МАДИ, первоначально на комплексе BASYS+. Геометрия колеса в процессе доводки изменялась путем усиления в зоне концентрации напряжений, где в первом варианте конструкции при испытаниях были обнаружены усталостные трещины (изменения показаны на рисунке 3.8). Автор выполнял пересчет НДС и далее долговечности измененной конструкции по предложенной методике.



(а) (б) (в)

Рисунок 3.8 - Уменьшение диаметра центрального отверстия для увеличения усталостной прочности колеса. Исходная конструкция (а). Внешний вид утолщения (б, в)

После изменения диаметра центрального отверстия для колеса с PCD = 100,0 мм колесо успешно прошло сертификационные испытания на изгиб с вращением. Материалы испытаний были нами использованы для верификации КЭ-модели колеса и разработки методики расчетной оценки усталостной прочности литого колеса сложной конфигурации.

При оценке усталостной прочности колеса по данным расчета НДС использовались два подхода: 1) автоматизированный расчет с использованием МКЭ и решателя MSC.Fatigue [104] в комплексе MSC.Software, который рекомендуется как современный универсальный инструмент решения различных задач усталостной прочности, 2) обычный инженерный расчет на усталость при циклическом нагружении с использованием данных по усталости материала колеса. Ниже описаны результаты, полученные при этих двух подходах, для случая приложения изгибающего момента, составляющего 75% от максимального, с оценкой усталостной прочности на базе 2×10^5 циклов.

1) При оценке усталостной прочности и долговечности колес с помощью MSC.Fatigue используются данные по изменению вектора и скалярной составляющей нагрузки за полный оборот колеса; кривая усталости σ-N (S-N в расчетном комплексе, напряжения - число циклов), если по результатам статического расчета НДС материал колеса работает в упругой области или кривая ε-N (деформации – число циклов), если в колесе по результатам статического расчета возникают пластические деформации, а также вероятностные характеристики материала. Расчет НДС проводится для нескольких положений колеса при вращении относительно нагрузки.

При использовании программного комплекса MSC.Fatigue для исследования усталостной прочности колес по схеме нагружения «Изгиб с вращением» изменяется только вектор приложения силы к штанге (что позволяет воспроизвести изменение НДС колеса при его вращении в повороте), таким образом может быть применена специальная надстройка “Wheels” модуля MSC.Fatigue [104]. Отметим, что при использовании

комплекса MSC.Fatigue, задается также параметр вероятности неразрушения, который учитывает статистическую обработку [21, 65] результатов усталостных испытаний стандартных образцов из материала колеса, если таковые имеются у исследователя.

Как уже указывалось ранее, для имитации циклического нагружения НДС в колесе определяется статическим расчетом с постоянным шагом поворота нагрузки. Шаг поворота определяется, исходя из расположения потенциально опасных зон конструкции, в том числе, любых изменений геометрической формы. Как правило, линия действия нагрузки проходит через оси симметрии всех спиц, пустот и отверстий исследуемого объекта. В рассматриваемом литом алюминиевом колесе расчет был проведен в 20-ти положениях с шагом изменения угла приложения нагрузки 18°. Графически шаги приложения нагрузки показаны на рисунке 3.9.

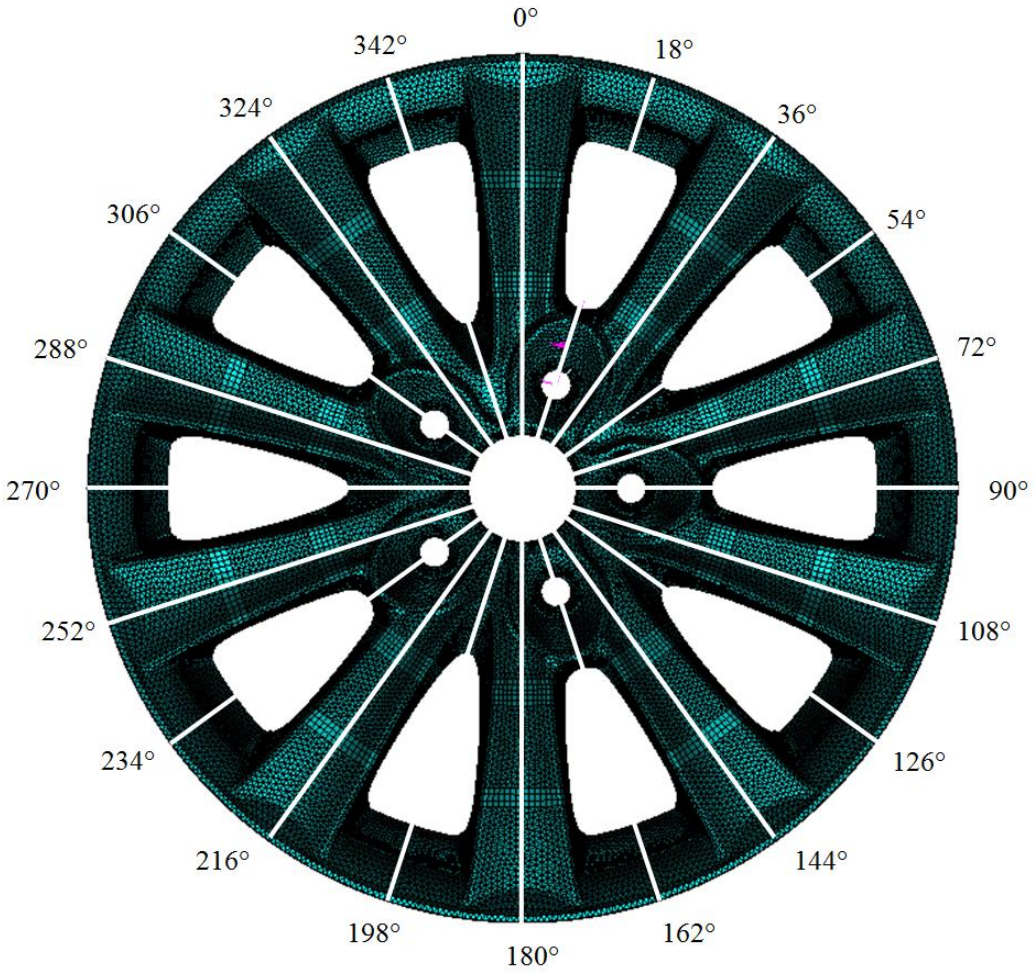


Рисунок 3.9 - Шаги приложения нагрузки, действующей от штанги испытательного стенда на колесо 7Jx16

В расчетном комплексе схема нагружения представлена в виде единого решения, с сохранением всех 20 шагов приложения нагрузки в едином файле, что делает доступным для усталостного расчета все 20 случаев. Расчет выполнялся с применением решателя Sol400 [103]. После определения НДС дальнейший анализ выполняется в MSC.Fatigue согласно процессу, представленному в общем виде на рисунке 3.10.

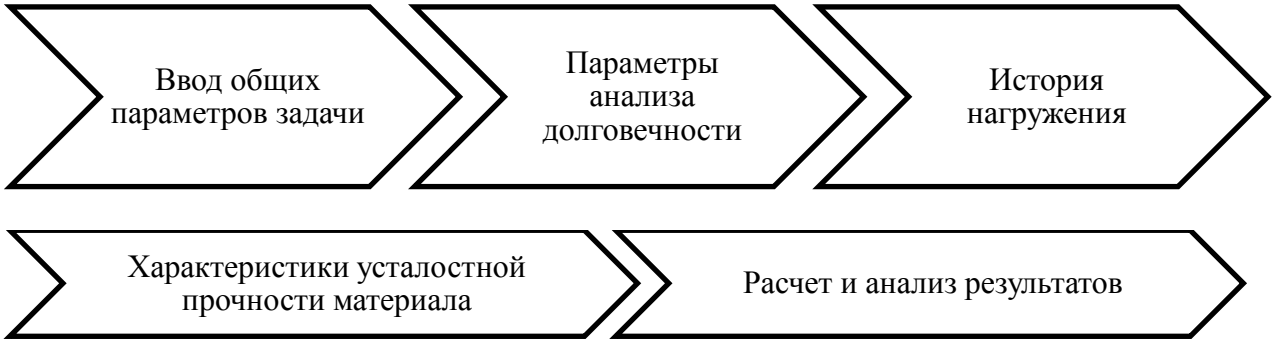


Рисунок 3.10 - Общий вид процесса расчета усталостной прочности колеса

Расчет долговечности проводится для узлов КЭ-модели, а не элементов. Это связано с тем, что расчет долговечности по элементам, в случае применения объемной трехмерной сетки основан на результатах, полученных в центрах тяжести элементов. Поскольку зарождение усталостной трещины происходит, как правило, на поверхности детали, то данный вариант для объемной сетки дает погрешность, которая устраняется сменой методики на расчет долговечности в узлах.

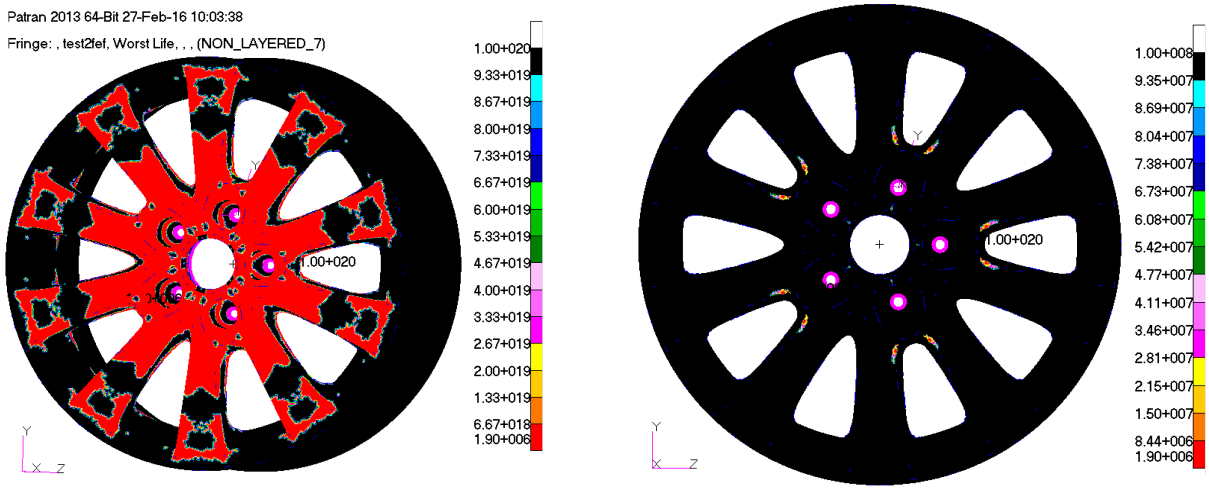
В параметрах анализа долговечности уточняется упомянутая выше вероятность неразрушения и критерий учета средних напряжений цикла. В работах, посвященных усталостной прочности материалов и конструкций, выделено несколько таких критериев: К.Р. Содерберга, Дж. Гудмана, Г. Гербера [19, 104]. Среди них в настоящее время в расчетных методах оценки долговечности используются критерии Г. Гербера и Дж. Гудмана, последний из которых считается более строгим. Это связано с тем, что на графике геометрическое место точек, характеризующих все возможные соотношения средних напряжений цикла к амплитуде напряжений, при которых материал

не разрушается, ограничено прямой линией. Для критерия Г. Гербера ограничение подчиняется параболическому закону. Учитывая то, что критерий Дж. Гудмана (формула 3.4) получил наибольшее практическое применение в расчетах [19, 104], он также используется и в рамках создаваемого метода расчетной оценки усталостной прочности колес.

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_v} + \frac{\sigma_m}{\sigma_в} = 1 \qquad (3.4)$$

где σ_a - амплитуда напряжений при вращении колеса; σ_v - предел выносливости; σ_m - среднее напряжение цикла; $\sigma_в$ - предел прочности материала.

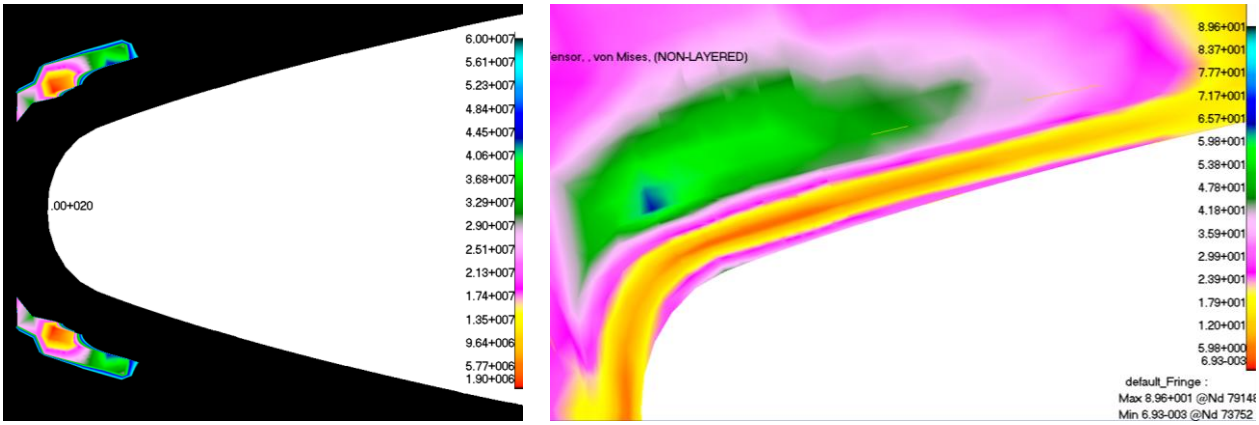
При расчете долговечности литого колеса с применением решателя MSC.Fatigue получены значения количества циклов (оборотов колеса) до предполагаемого разрушения в каждом узле (рисунок 3.11). На рисунке 3.11 (а) используется масштаб от минимальной долговечности до максимальной, что не дает возможности определить зоны минимальной долговечности, поэтому для детального анализа масштаб рекомендуется ограничить (рисунок 3.11, б). По результатам выполненного расчета зона с наименьшей долговечностью отчетливо просматривается в тонких галтелях спицы на внешней стороне колеса непосредственно напротив крепежных отверстий.



(а) (б)

Рисунок 3.11 - Количество циклов до предполагаемого разрушения: полная шкала (а) и ограниченный масштаб (б)

Минимальная долговечность 1,9 х 10^6 циклов получена только для 1 узла в составе данной галтели (рисунок 3.12). Поскольку при удалении от данного узла наблюдается резкое увеличение количества циклов до разрушения до 1,35 х 10^7 циклов, эквивалентные напряжения (интенсивность напряжений $\sigma_{экв} = \sigma_i$ по Мизесу) резко снижаются примерно на 30 МПа (более 30%), и при этом концентраторы напряжений отсутствуют, узлы с подобным расположением исключены из учета. Экстремум объясняется возможной искаженностью одного из элементов, содержащих исследуемый узел. С учетом исключения 10 проблемных узлов (1 узел на спицу), расчетная долговечность колеса составляет более 10^7 циклов.



(а) (б)

Рисунок 3.12 - Изолинии выносливости (а) и распределение эквивалентных напряжений в положении 342° в наиболее опасной зоне колеса

2) Анализ усталостной прочности колеса в исследуемых точках с определялся также помощью эмпирической формулы С. Мэнсона [18]. В связи с тем, что НДС в рассматриваемой конструкции колеса находится в упругой области, в расчете используется только второе слагаемое формулы [18] - зависимость между упругой деформацией и количеством циклов до разрушения (формула 3.5):

$$\Delta\varepsilon = \left(\ln\frac{1}{1-\psi}\right)^{0,6} N^{-0,6} + \frac{3,5(\sigma_в - \sigma_m)}{E} N^{-0,12} \qquad (3.5)$$

где $\Delta\varepsilon$ - размах деформаций, зарегистрированных в исследуемой точке; ψ - относительное сужение поперечного сечения; E - модуль упругости

материала; $\sigma_в$ - временное сопротивление разрушению, принятое для исследуемых точек в размере 184 МПа как экспериментально определенная величина для ступичной области; σ_m - среднее напряжение цикла в точке; N - количество циклов до разрушения.

Как правило, при оценке долговечности конструкций по формуле С. Мэнсона в условиях сложного напряженного состояния, за величину $\Delta\varepsilon$ принимается разница между максимальным и минимальным значением интенсивности деформаций ε_i в исследуемых точках [19], т.е. критерий максимальной интенсивности деформаций ε_i, определяемых по формуле 3.6. В рамках данного исследования расчет выполнен также по критерию максимальных деформаций, согласно которому размах деформаций $\Delta\varepsilon$ определяется как разница между максимальным и минимальным значением главной деформации ε_1 в исследуемых точках.

$$\varepsilon_i = \frac{\sqrt{2}}{3}\sqrt{(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)^2 + (\varepsilon_2 - \varepsilon_3)^2 + (\varepsilon_3 - \varepsilon_1)^2} \qquad (3.6)$$

где ε_1, ε_2, ε_3 - главные деформации

На рисунке 3.13 показано распределение главных деформаций и интенсивности деформаций в исследуемых точках галтелей спиц. Было выбрано 2 таких узла, расположенных на соседних друг к другу спицах. Примерное значение долговечности согласно формуле Мэнсона по критерию максимальной интенсивности деформаций получено как $1{,}3 \times 10^9$ размахов деформаций до разрушения. При этом, поскольку за 1 полный оборот колеса в исследуемых зонах наблюдается 2 цикла изменения НДС, то долговечность в данной точке в оборотах колеса составит примерно $6{,}2 \times 10^8$ циклов. Расчет долговечности по критерию максимальных деформаций ε_1 показывает значительно более консервативный результат $2{,}2 \times 10^8$ циклов. Тем не менее, в интерпретации результатов, принимая во внимание, что оценка долговечности по формуле Мэнсона носит приблизительный характер и по критерию максимальных деформаций ε_1 не учитывается присутствие сжимающих деформаций, совпадение в порядке искомой величины

позволяет судить о достаточной долговечности окончательного расчетного варианта конструкции колеса.

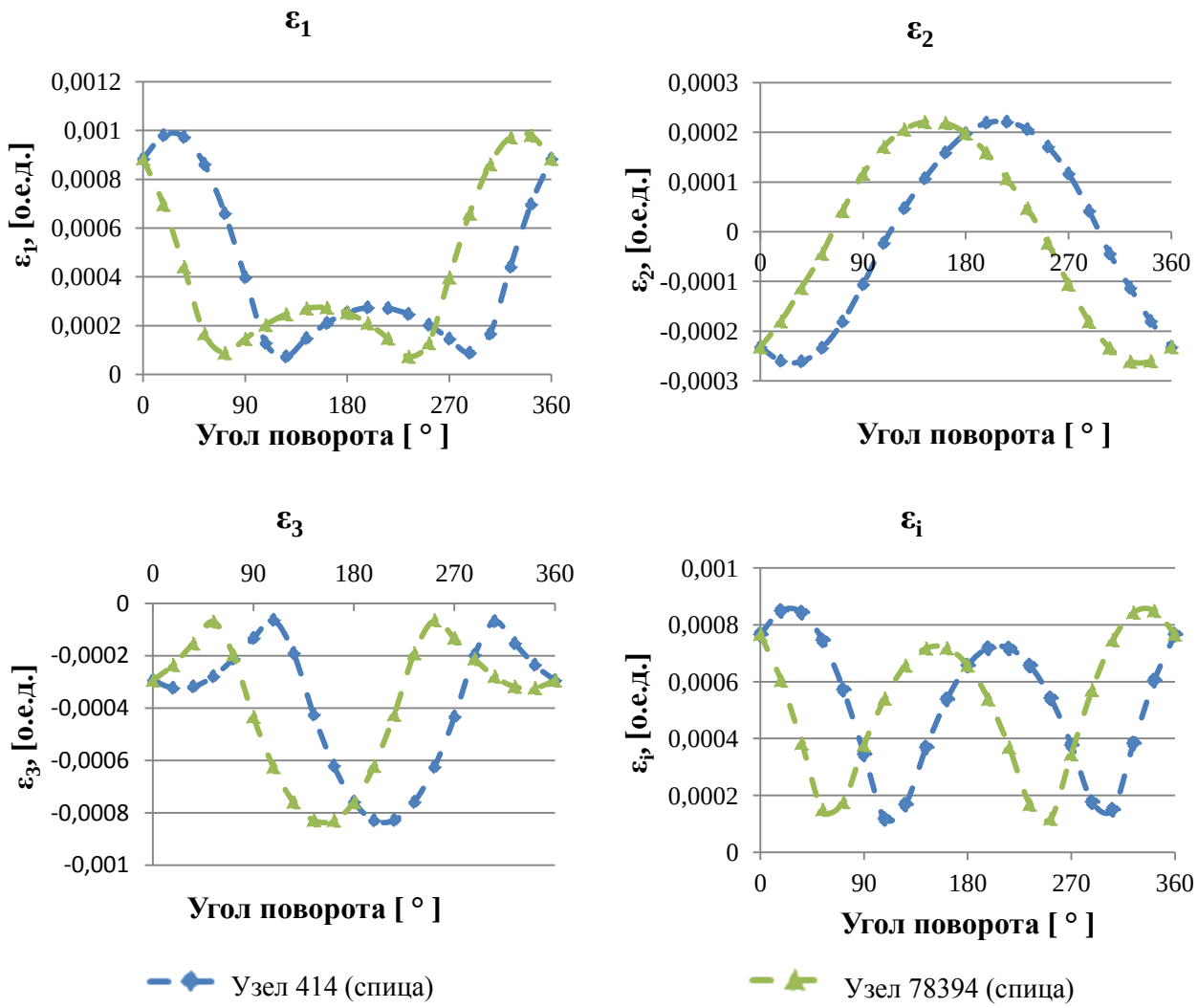


Рисунок 3.13 – Циклы распределения расчетных значений главных деформаций и интенсивности деформаций в исследуемых точках за полный оборот колеса

3.3. Расчетная схема для анализа усталостной прочности стального колеса сборной конструкции

В расчетных схемах анализа усталостной прочности колес сборной конструкции применяется такой же подход, как и для литых алюминиевых колес. В расчетную схему также включены элементы испытательного стенда, непосредственно контактирующие с колесом или передающие на колесо прилагаемую нагрузку. Закрепление колеса на столе стенда учитывается

путем ограничения всех степеней свободы для узлов, расположенных по поверхности внешней бортовой закраины (рисунок 3.14).

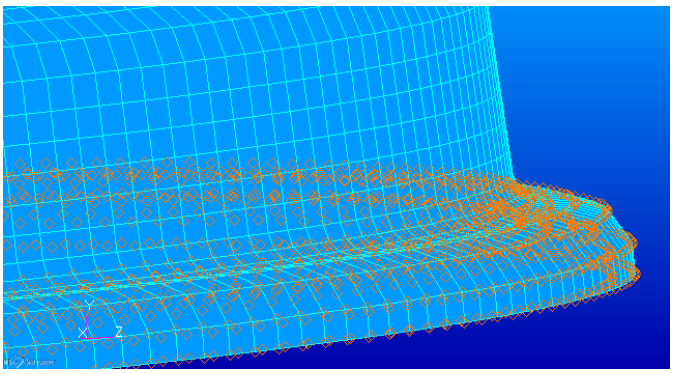


Рисунок 3.14 - Закрепление колеса по внешней бортовой закраине

Модель нагружающего вала с жестко закрепленным к нему фланцем имеет незначительное отличие в конструкции по сравнению с элементами стенда, описанного в разделе 3.2, в силу отличий в конструкциях самих стендов, но сам принцип в обеих схемах остается тот же: фланец находится контакте с привалочной плоскостью колеса, а усилие между деталями передается за счет соединения крепежными болтами. Соединение вала с фланцем (рисунок 3.15) аналогично соединению вала со ступицей стенда, описанному в разделе 3.2.

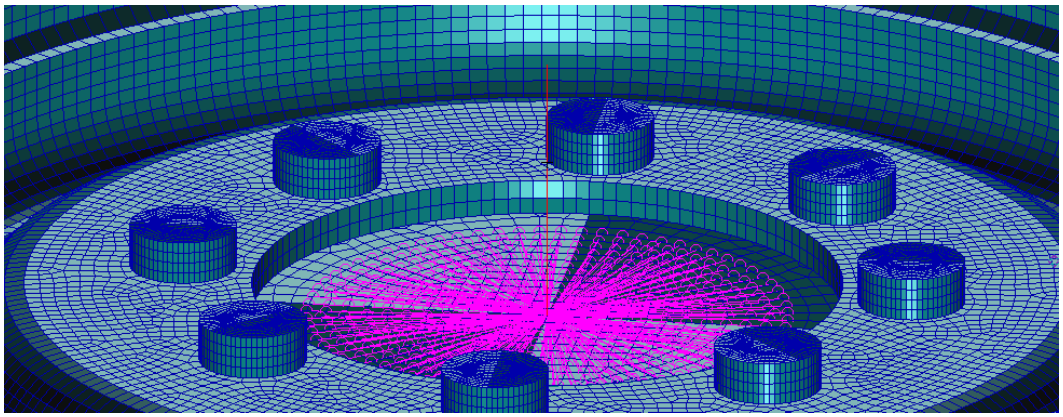


Рисунок 3.15 - Закрепление колеса по внешней бортовой закраине

В расчетной схеме, помимо контакта фланца с диском колеса, предусмотрен контакт диска колеса с ободом, внешней и внутренней головок болтов с фланцем и диском соответственно.

При расчете нагружение проводилось в два этапа. Первый этап включал в себя закрепление внешней бортовой закраины и затяжку болтов моментом 600 Нм. В расчетной схеме момент затяжки заменен эквивалентной ему сжимающей силой. Сила прикладывается к узлу, расположенному в центре поперечного сечения стержня болта, равноудаленного от обеих головок. Линия действия силы совпадает с направлением стяжки болта. На втором этапе добавляется нагружение силой штанги испытательного стенда. Расчет выполнялся в упруго-пластической постановке методом переменных параметров упругости с применением решателя MSC.Nastran SOL400 [103].

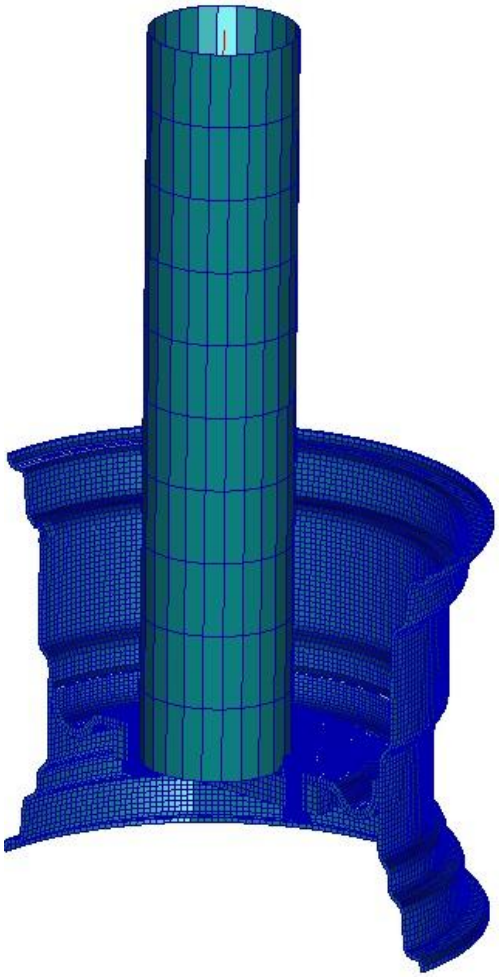


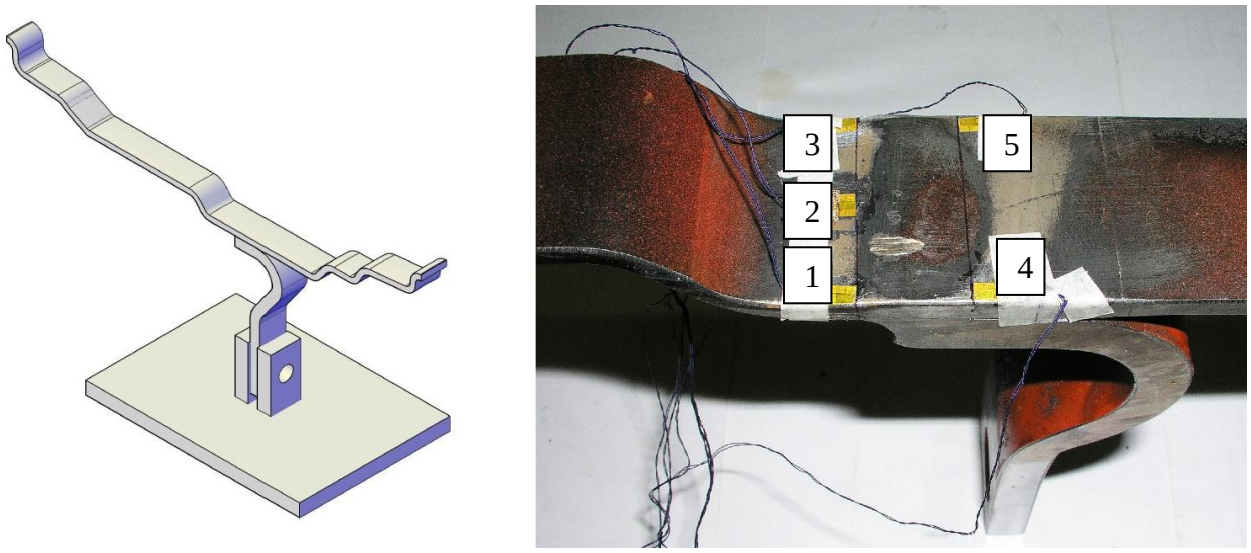
Рисунок 3.16 - Расчетная схема для анализа усталостной прочности колеса при виртуальных испытаниях по схеме «изгиб с вращением»

Окончательная расчетная схема представлена на рисунке 3.16 и состоит из 168 647 узлов и 117 872 элементов. Расчет выполняется за 10 итераций.

Нагрузка в полном объеме была приложена на последней итерации. Свойства материала колеса получены экспериментально по процедуре, описанной в разделе 3.4.

3.4. Усталостные испытания образцов штампованного колеса

Для большинства составных стальных колес основной зоной риска (возникновения усталостной трещины) является сварной стык обода с диском. Поэтому, определение усталостных характеристик материала выполнялось именно в зоне сварного стыка на специально изготовленных образцах-темплетах (рисунок 3.17), вырезанных из готового колеса. Темплеты ограничены двумя параллельными сечениями, проходящими на расстоянии 24 мм от центра (итоговая ширина 48 мм), перпендикулярно привалочной плоскости колеса [41].



(а) (б)

Рисунок 3.17 - Закрепленный темплет колеса (а) и схема размещения тензорезисторов (б)

Несмотря на то, что подобная конструкция испытуемых образцов не учитывает окружную составляющую напряжений, она позволяет учесть в кривой усталости особенности технологии сварки и соответствующие изменения свойств материала. Иными словами, учитывается особенность технологии изготовления колеса и ее влияние на рассеяние параметров

выносливости. Таким образом, корректируется наклон кривой усталости в сравнении с результатами испытаний стандартных образцов [32].

Данная методика отличается от традиционных методов усталостных испытаний и основана на возбуждении вынужденных колебаний темплета. Эксперимент выполнен на электродинамическом вибростенде, приведенном на рисунке 3.18. Образец 3 жестко соединен с подвижным столом возбудителя колебаний 1 с помощью держателя 2. Значения частоты, амплитуды возбуждения, и прочих параметров колебаний стола измерялись акселерометром 7, установленным на столе, и оптическим измерителем перемещений 5. Колебания обода фиксировались с помощью оптического измерителя 6.

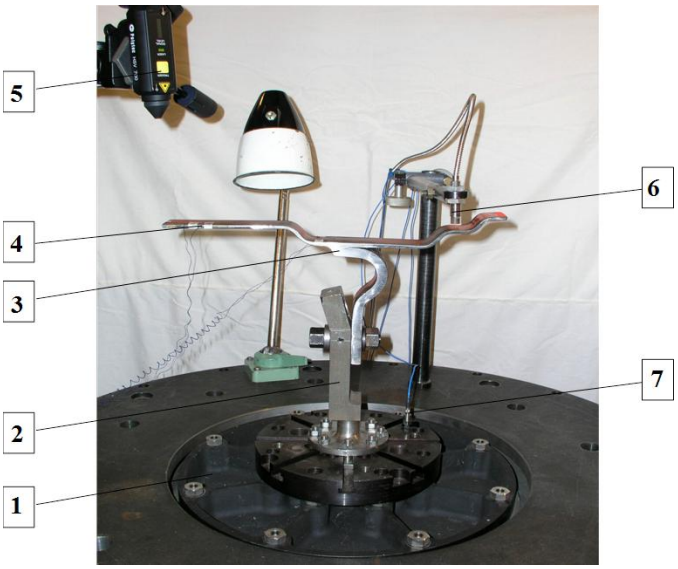


Рисунок 3.18 - Общий вид электродинамического вибрационного стенда в сборе с испытуемым образцом

Измерение деформаций осуществлялось с помощью тензорезисторов 4 с базой 3 мм. Выбор мест установки тензорезисторов основан на результатах предварительного расчета собственных частот колебаний образца с учетом в расчетной схеме его закрепления на вибростенде (рисунок 3.19). Результаты предварительного расчета определили зону возникновения максимальных напряжений в районе сварного шва, где и были в последствии установлены тензорезисторы (рисунок 3.17, б).

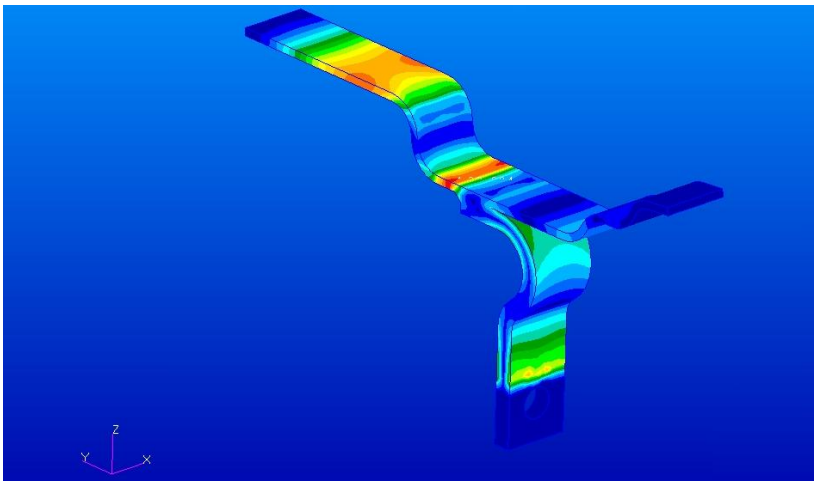


Рисунок 3.19 - Распределение напряжений при колебаниях темплета по первой форме

Калибровка возбуждаемых напряжений в образце проводилась с помощью тензометрирования, измерения толкающей силы с частотой колебаний, соответствующей наибольшим деформациям в месте соединения обода с диском, и размаха колебаний образца с помощью оптического измерителя перемещений. Перед проведением испытаний проводилась тарировка всех элементов измерительной схемы с помощью тестовых (с известными значениями амплитуд и напряжений) сигналов. Для достижения максимальных амплитуд колебаний и, соответственно, максимальных напряжений возбуждение колебаний образца осуществлялось на частоте, равной частоте его основного тона, которая предварительно определялась методом свободных колебаний и оказалась равной 690 Гц.

Испытания проводились по методу ступенчатого повышения нагрузки при различных значениях амплитуды возбуждения. В трудах отечественных ученых подобный метод используется в рамках метода Локати, предусматривающего ускоренную оценку усталостной прочности с использованием малого количества образцов [76]. Напряжения задавались по наибольшему показанию тензорезисторов 1 и 3 (рисунок 3.17, б) и контролировались по величине амплитуды колебаний конца образца, замеряемой с помощью оптического измерителя перемещений. Базовое количество циклов нагружения составляло $2x10^6$ циклов. Критерием начала

разрушения являлось падение рабочей частоты испытания более чем на 10 Гц. По регистрации падения рабочей частоты наличие трещин выявлялось методом «проникающей краски» [32].

По результатам испытаний построена кривая усталости (рисунок 3.20). На графике, построенном в логарифмических координатах, показан линейный характер снижения амплитуд напряжений с ростом числа циклов нагружения. Среднее значение предела выносливости образцов на ограниченной базе $2x10^6$ циклов составило σ_v =160 МПа. Минимальные и максимальные зафиксированные значения составили σ_v = 150 МПа и σ_v =180 МПа соответственно.

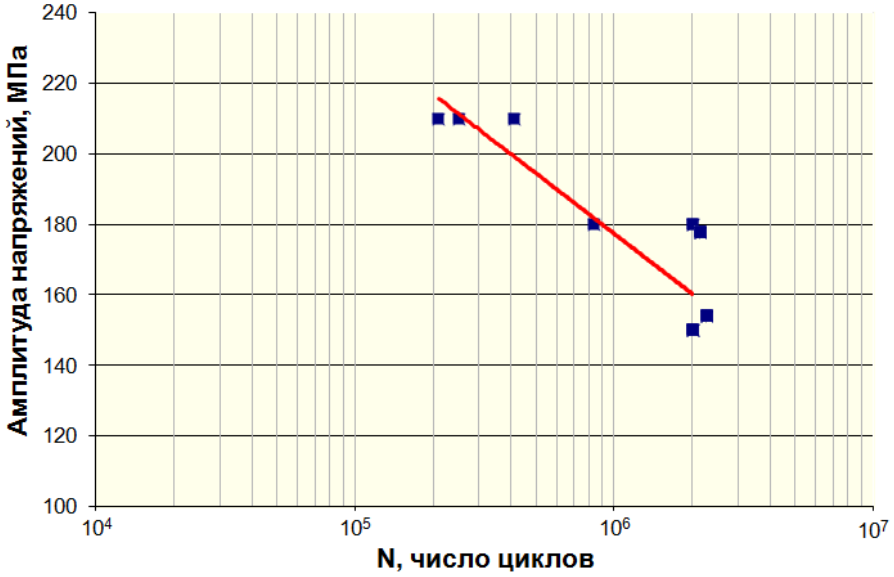


Рисунок 3.20 - Кривая усталости испытанных образцов-темплетов

Возникновение усталостной трещины [24] произошло в зоне сварного соединения обода с диском (рисунок 3.21), т.е. в зоне ранее идентифицированной по результатам предварительного расчета собственных частот колебаний образца. Трещина распространяется от катета шва вглубь ручья обода. При построении кривой усталости за число циклов до разрушения принималось число циклов до уменьшения частоты нагружения на 10%.

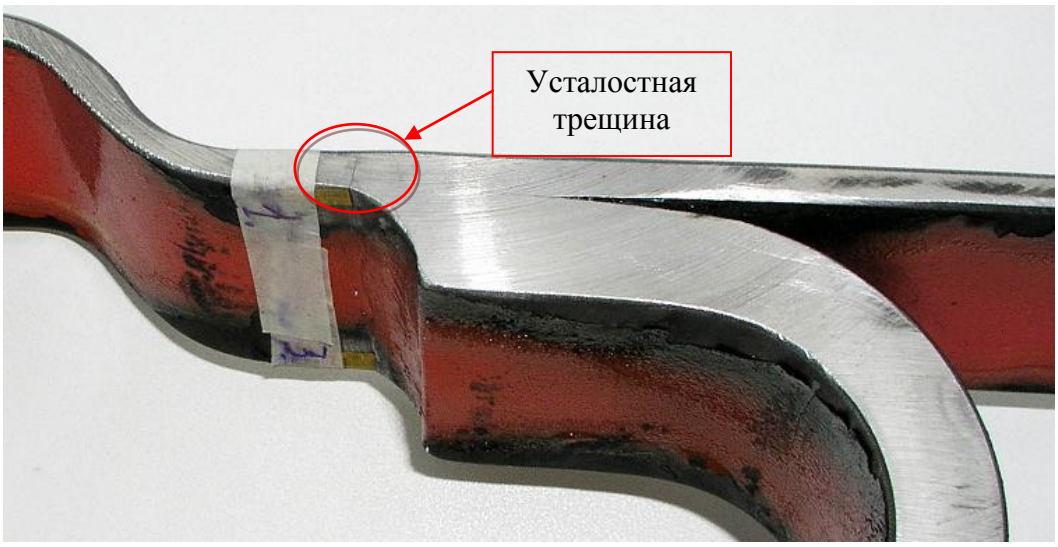


Рисунок 3.21 - Усталостная трещина в испытуемом образце

3.5. Оценка усталостной прочности штампованного колеса

Для сборной конструкции стального штампованного колеса в рамках оценки усталостной прочности важно обеспечить решение технологической задачи определения рациональной величины натяга при посадке обода колеса на ступицу, что позволяет учесть большинство используемых в настоящее время конструктивных решений для сборных колес. Для анализа НДС колеса при различных условиях технологической сборки диска с ободом необходимо рассматривать три возможных варианта ее выполнения:

1) идеальное соединение диска и обода, диаметры которых соответствуют номинальным размерам. Натяг или зазор в сборке отсутствуют;
2) конструкция собрана с зазором между диском и ободом;
3) конструкция собрана с натягом между диском и ободом, при этом рассматривается несколько значений натяга для определения оптимального значения.

В рамках исследования прочности колеса типа DW20-26 в первых двух вариантах расчет проводился в квазистатической постановке. Максимальные расчетные напряжения в колесе возникают в ручье обода в области сварного шва. В условиях плотного контакта диска и обода по 1-му варианту сборки, когда натяг или зазор в конструкции отсутствуют, максимальные

эквивалентные напряжения σ_i (интенсивность напряжений по Мизесу) в районе сварного шва составили $\sigma_a = \sigma_i$ = 73 МПа (рисунок 3.22), где σ_a – амплитуда интенсивности напряжений в рассматриваемом цикле нагружения, который при 1м сценарии сборки является симметричным.

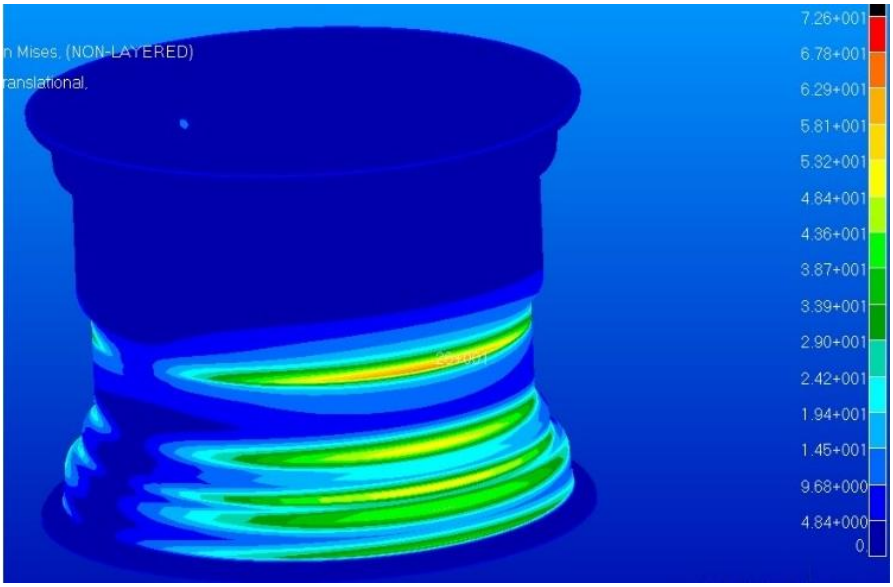


Рисунок 3.22 - Распределение напряжений по ободу в условиях плотного контакта без натяга и зазора

При нагружении по 2-му варианту в предположении отсутствия контакта усилие от диска к ободу передается только через поверхности сварного шва (рисунок 3.23). Максимальные значения интенсивности напряжений по Мизесу составили $\sigma_a = \sigma_i$ = 172 МПа.

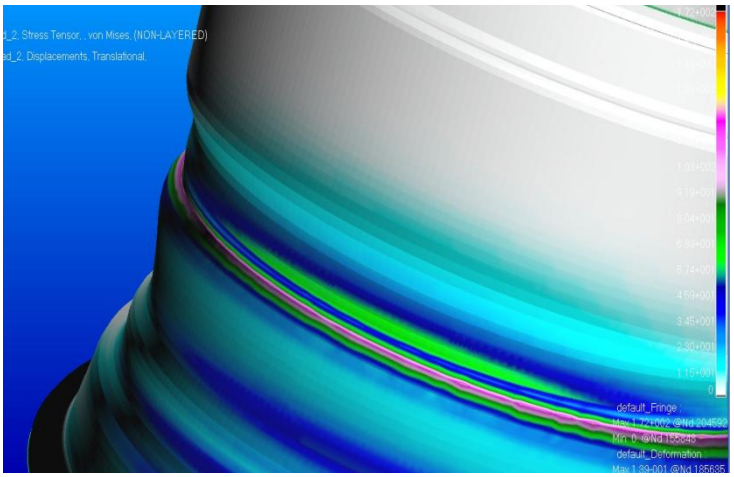
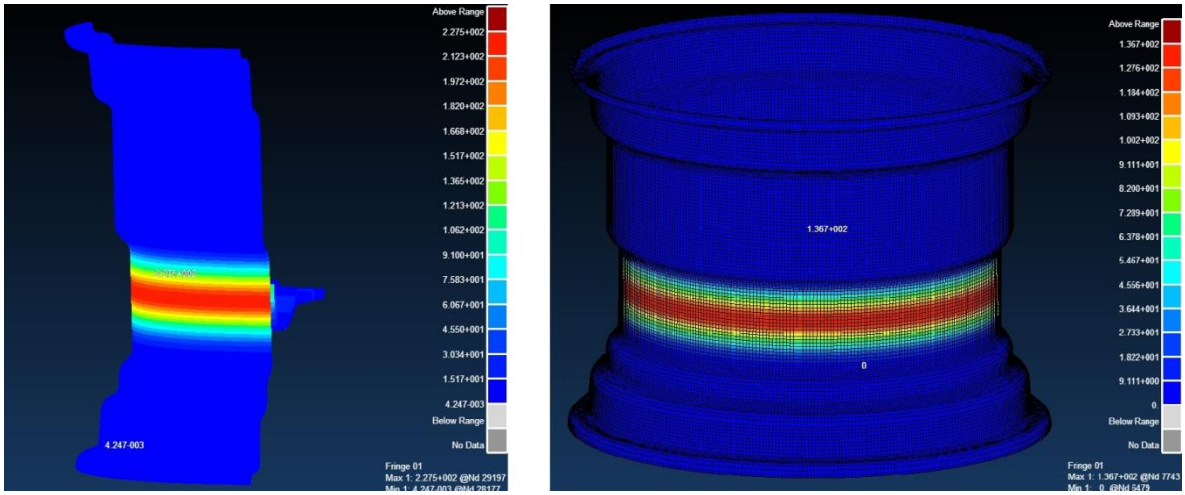


Рисунок 3.23 - Распределение интенсивности напряжений σ_i по поверхности обода в условиях отсутствия контакта

Хотя расчет проводился в упруго-пластической постановке, НДС в районе сварного шва согласно полученным значениям напряжений упругое. Таким образом, оценку НДС по 3-му варианту сборки возможно проводить отдельно - от циклического нагружения, для определения амплитуд напряжений σ_a, и от натяга для определения напряжений от натяга как среднего напряжения цикла нагружения σ_m.

Для расчета выбраны два варианта натяга по чертежам колеса: 0,4 мм (максимальная величина по конструкторской документации) и 0,25 мм в качестве промежуточной величины. При максимальном значении натяга в 0,4 мм в районе сварного шва возникают большие напряжения. Максимальные значения эквивалентных напряжений в условиях размазанного (распределенного по всей площади) контакта составляют $\sigma_m = \sigma_i = 228$ МПа (рисунок 3.24, а).



(а) (б)

Рисунок 3.24 - Распределение интенсивности напряжений по Мизесу по поверхности обода в условиях натяга 0,4 мм (а) и 0,25 мм (б)

Учитывая, что предел текучести стали 08ЮА, использованной для изготовления обода, $\sigma_т$ =255 МПа, при циклическом нагружении диска во время испытаний по схеме «изгиб с вращением» суммарное НДС в некоторых неблагоприятных случаях достигать значений, близких к пределу текучести. Для меньшего значения натяга 0,25 мм эквивалентные

напряжения в районе сварного шва снижаются до значения $\sigma_m = \sigma_i = 136$ МПа (рисунок 3.24, б).

Приложение основной нагрузки, регламентированной условиями испытаний, изменяется по симметричному циклу. При этом, поскольку в колесе присутствуют постоянные напряжения от натяга (зазора), то суммарное значение напряжений в данной зоне изменяется по ассиметричному циклу. Влияние асимметрии цикла на значение предела выносливости, учитывается с помощью критерия Дж. Гудмана (см. раздел 3.2).

Изменение предела выносливости с учетом асимметрии цикла приведено на рисунке 3.25. На основании результатов расчета МКЭ, полученной в результате испытаний образцов кривой выносливости и расчета предела выносливости с учетом присутствия в колесе натяга (зазора), в Таблице 3.1 приведены заключения об усталостной прочности исследуемого колеса [32].

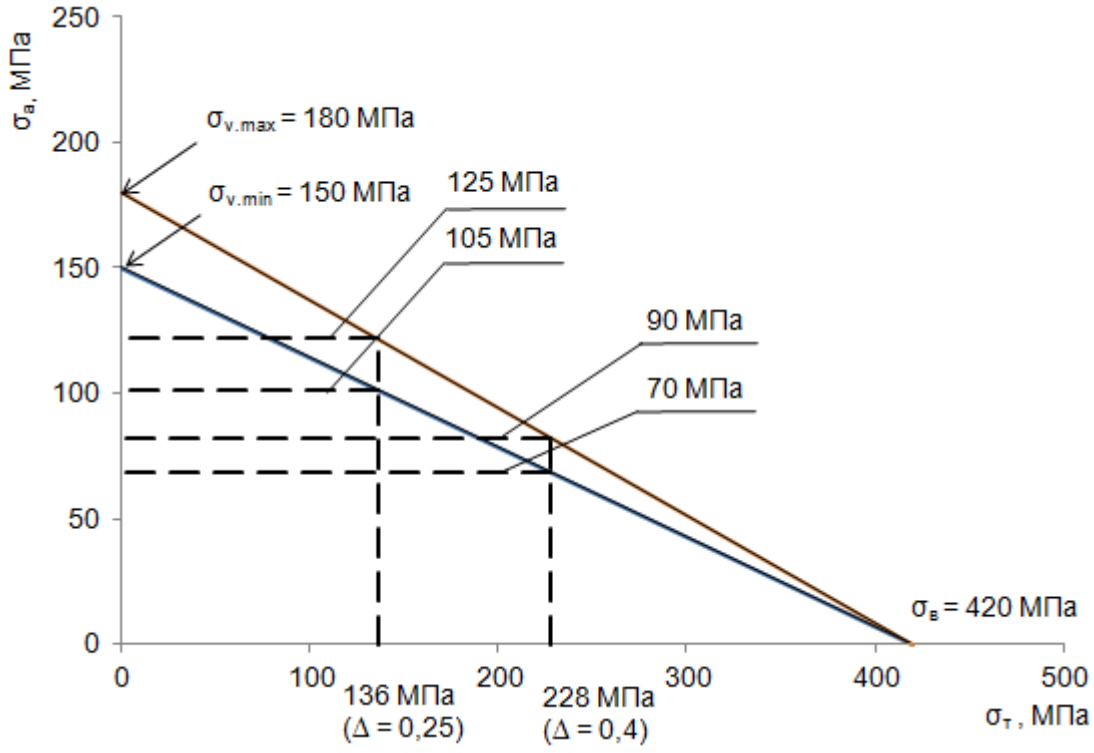


Рисунок 3.25 - Расчет пределов выносливости с учетом асимметрии цикла

Таблица - 3.1. Результаты сравнительного анализа усталостной прочности колеса

	Амплитуда напряжений σ_a, МПа	Среднее напряжение от натяга σ_m, МПа	Предел выносливости с учетом асим-метрии цикла σ_{av}, МПа	Результат
Зазор между диском и ободом, контакт по сварному шву	172	0	150-180	Возможное разрушение в области шва
Натяг между диском и ободом Δ=0,25	73	136	125-105	Запас по выносливости около 1,7
Натяг между диском и ободом Δ=0,4	73	228	70-90	Возможное разрушение в области шва

Отметим, что при полуавтоматической сварке и недостаточных запасах по выносливости, а также при отсутствии натяга или максимальном натяге, возникновение трещин усталости может происходить при более низком числе циклов.

Для более точной оценки значений долговечности рассмотренных вариантов необходимо учитывать свойства материала в сварном шве, изменение характеристик основного материала в процессе технологии изготовления. Однако, для учета процесса сварки в МКЭ расчете конструкции, помимо наличия данных о физико-механических свойствах сварного шва, требуются точные значения его геометрических размеров. При наличии этих данных процедура расчета не изменяется.

Для сравнительного анализа и, главное, определения возможных изменений в конструкции и технологии сборки расчетный анализ с использованием разработанной методики является эффективым. Исследования выбранного объекта показали, что для увеличения долговечности колес необходим, в том числе, строгий контроль

диаметральных размеров выпускаемых дисков и ободьев. В условиях промышленного производства колес предложено группировать пары диск-обод, что позволит обеспечить гарантированный минимальный натяг и отсутствие зазора, а внедрение технологии автоматической сварки позволит уменьшить рассеяние усталостных характеристик конструкции.

Приближенная оценка долговечности конструкции, выполненная по формуле С. Мэнсона (формула 3.5) для случая с натягом между диском и ободом 0,25 мм, показала, что количество циклов до разрушения в условиях рассматриваемого нагружения составляет $8{,}75 \times 10^6$ циклов, что близко к оценке МКЭ, полученной с помощью расчетного комплекса MSC.Fatigue.

3.6. Выводы по Главе 3

Для оценки усталостной прочности колес разработана методика расчета, основанная на определении НДС в колесе МКЭ при квазистатическом нагружении в условиях виртуального испытательного стенда, реализующего нагружение при нормативных испытаниях на изгиб с вращением и с использованием экспериментальных данных по выносливости материала.

Разработана методика учета вариантов сборки конструкции для выбора оптимальной технологии для колес сборной конструкции.

При проведении расчетного анализа усталостной прочности и долговечности колес ТС используются положения теории усталостной прочности [18, 19, 56, 66, 104]. Показано, что при оценке усталостной прочности колеса обосновано выбор в качестве исходных данных усталостной кривой σ-N (s-N в расчетных КЭ комплексах) материала и критерия Дж. Гудмана для учета асимметрии цикла нагружения при наличии статической составляющей напряжений в сборных колесах. Вывод справедлив для всех типов конструкций колес. Данное направление расчета также доступно для оценки долговечности в широко используемом модуле оценки усталостной прочности MSC.Fatigue.

Сформулирован единый общий подход к составлению КЭ - расчетных схем (моделей) колес, причем впервые показана необходимость учета контактирующих с колесом элементов испытательных стендов, влияющих на общую жесткость, и даны рекомендации по расчетным схемам для анализа усталостной прочности колес.

Применение вычислительного аппарата комплексов MSC.Nastran и MSC.Fatigue позволяет представить более подробную и точную картину по долговечности в каждой точке колеса. При проектном сравнительном анализе достаточно достоверный результат можно получить без привлечения MSC.Fatigue, основываясь на анализе долговечности лишь наиболее нагруженных зон, определяемых по результатам квазистатического расчета.

4. РАСЧЕТНО - ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЧНОСТИ КОЛЕС АВТОМОБИЛЕЙ ПОД ДЕЙСТВИЕМ УДАРНЫХ НАГРУЗОК

4.1. Общие представления

В соответствии с ГОСТ Р 52390-2005 [28] испытания на определение сопротивления колеса удару в двух вариантах, под углом 30° и 13° соответственно, являются обязательными для всех типов колес из алюминиевых сплавов. В данной работе рассмотрен вариант ударного нагружения колеса при его расположении под углом 30° к направлению удара. Выбранные для анализа испытания моделируют нагрузки, действующие на колесо при наезде автомобиля массой 1 т на неподвижное препятствие под углом 30°. Скорость автомобиля в момент имитируемого наезда составляет 60 км/ч. Данный режим испытаний был выбран на основе многолетнего опыта наблюдений, который показал, что среднее значение угла заноса при наезде на препятствие составляет 27,6°. Методика расчетного анализа НДС колес при ударном воздействии под углом 13° не будет отличаться от анализируемой, за исключением моделирования некоторых деталей виртуального испытательного стенда.

В структуре комплексного анализа прочности колеса расчет НДС под действием ударных нагрузок рекомендуется выполнять на завершающей стадии, когда по результатам предварительных статических расчетов и расчета на усталостную прочность уже выполнена основная доводка конструкции.

До настоящего времени динамический расчет колеса при ударе в условиях стенда не проводился. В недавнем исследовании, результаты которого приводятся в работах [35, 60], для оценки прочности колеса при ударе было предложено использовать коэффициент динамичности, полученный по экспериментальному тензометрическому анализу и

результатам выполненного совместно с автором настоящей работы статического расчета. Адекватность экспериментального единого коэффициента динамичности $К_д$, хотя его использование и является передовым решением на сегодняшнем этапе, всегда может вызывать сомнения при изменении геометрии или свойств материала колеса. Расчетный анализ рекомендуется проводить путем моделирования условий ударного нагружения колеса без шины на стандартном стенде для сертификационных испытаний на удар. Влияние шины на деформированное состояние колеса при ударе вообще говоря различно для колес различного типа, зависит от стенда, угла установки колеса и характеристик шины. Отмечено рядом исследователей, что при испытаниях колес с установкой под 30° влияние шины не значительно. Так как экспериментальные исследования НДС проводились при ударе без шины, то и расчетный анализ в настоящем исследовании проведен без учета шины.

Разработанная в данном исследовании методика расчета НДС колеса при ударном нагружении позволяет получать данные по НДС колеса любой конструкции при ударе и производить заключительную корректировку конструкции на расчетных моделях. Это позволяет также проверить обоснованность применения $К_д$ для приближенной инженерной оценки.

4.1. Учет параметров виртуального испытательного стенда при расчетах в условиях испытаний

В качестве объекта анализа рассмотрено ударное нагружение литого алюминиевого колеса 7Jx16”, расчетный анализ усталостной прочности которого приведен в Главе 3. Это колесо, как уже указывалось выше, принадлежит к типовым конструкциям и, кроме того, выбрано в связи с наибольшим количеством экспериментальных данных, полученных в [60]. Аналогичным образом могут быть проведены расчеты любой конструкции.

В соответствии с требованиями сертификационных испытаний [28], опорная площадка стенда установлена под углом 30° к горизонтальной

плоскости. Колесо закрепляется на опорной площадке пятью крепежными болтами с моментом затяжки 110 Н·м. Нагружающая система состоит из двух грузов, связанных между собой пружиной (одной, как в рассмотренном стенде, или несколькими) суммарной жесткостью 0,9...1,3 кН/мм с предварительным сжатием 6 мм. Масса основного груза 3 равна 910 кг, дополнительного 4 - 100 кг. Наличие пружин в системе нагружающих элементов позволяет имитировать работу подвески автомобиля. В использованном во время испытаний стенде нагрузка передается через дополнительно установленный подпятник с размерами ударной плоскости 125×375 мм.

В КЭ-расчетной схеме виртуальных испытаний на удар колесо находится в контакте с опорой стенда, расположенной под углом 30° к горизонтальной плоскости (схема опоры приведена на рисунке 4.1). Система цилиндров 2, в т.ч. сплошной опорный, непосредственно контактирующий с привалочной плоскостью колеса, выполнены из объемных элементов для надлежащего учета массы системы. Сварная конструкция опорных швеллеров стенда выполнена из оболочечных элементов. Неподвижность системы цилиндров относительно швеллеров обеспечена за счет «клеевого контакта» между деталями.

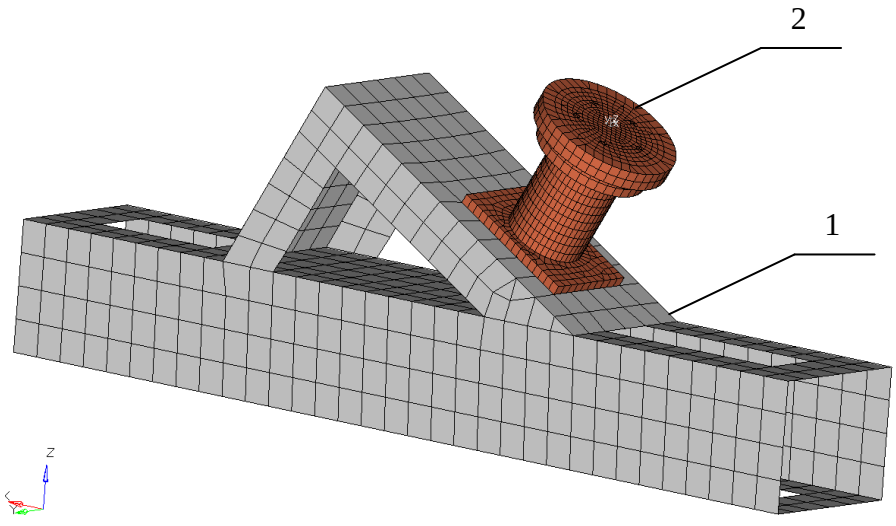
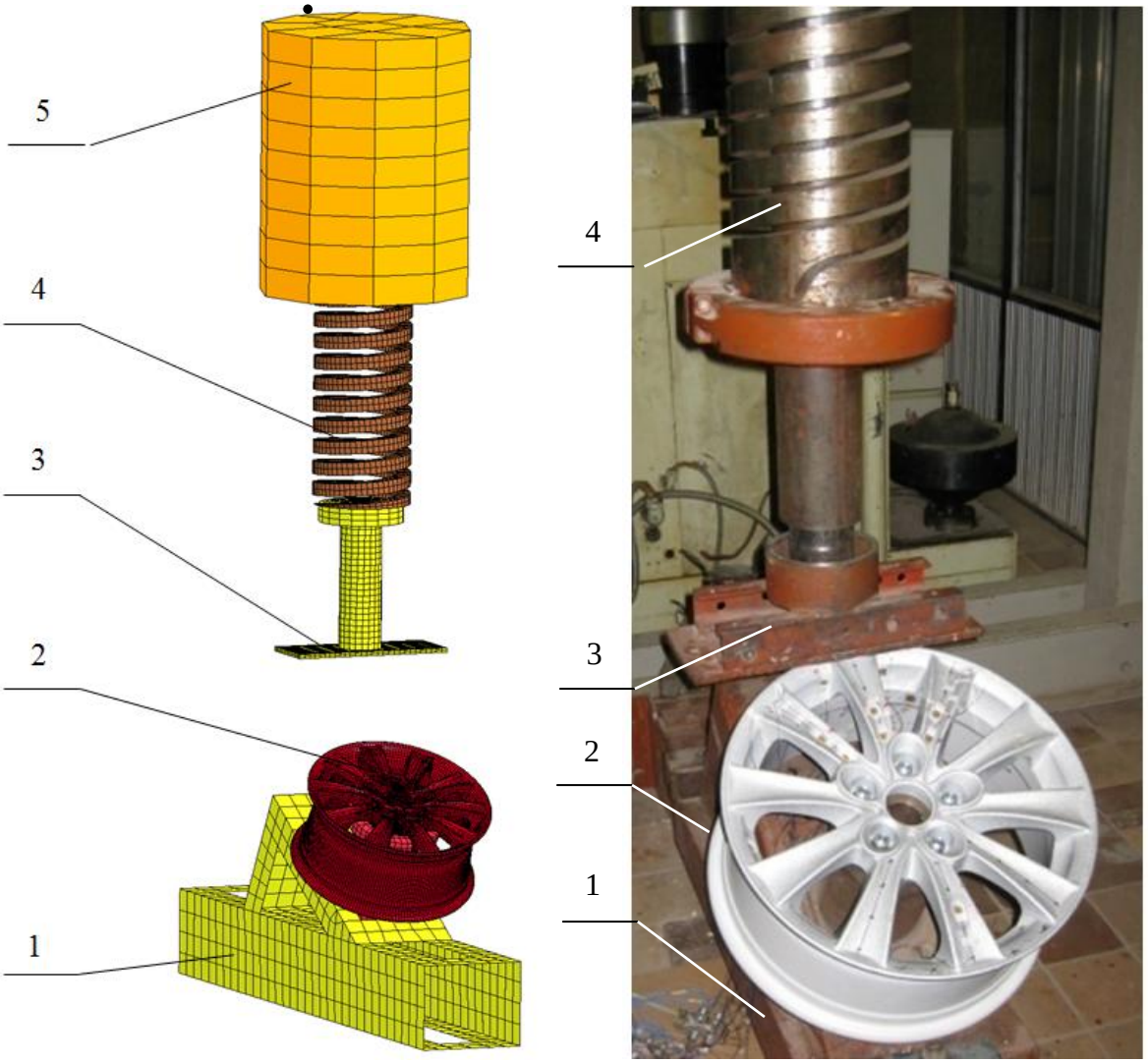


Рисунок 4.1 – КЭ-расчетная схема опоры испытательного стенда



(а) (б)

Рисунок 4.2 – а) Расчетная схема исследования НДС литого колеса 7Jx16” при ударе и вид испытательного стенда с установленным колесом и тензорезисторами: 1 - опорная площадка; 2 - колесо; 3 - ударный элемент; 4 - соединительная пружина; 5 - основной груз; б) фото стенда с установленным колесом с тензорезисторами

Полная КЭ-расчетная схема показана на рисунке 4.2, а. Согласно схеме испытаний (рисунок 4.2), ударный груз состоит из трех частей, выполненных с помощью 8-узловых гексагональных элементов: жесткого ударного элемента массой 100 кг (3), основной массы 910 кг (5) и соединительной пружины (4) жесткостью 1,3 кН/мм. Жесткость пружины в расчете используется максимально возможная согласно требованиям ГОСТ [28] к конструкции испытательного стенда.

Связь колеса с площадкой стенда обеспечивается за счет приложения эквивалентной силы, вычисленной согласно формуле 4.1, к системе жестких балочных элементов с двух сторон. Система выполнена в соответствии с методикой моделирования болтового соединения, изложенной в разделе 3.2. Тело болта выполнено в виде балочного элемента диаметром 14 мм.

$$F = \frac{M_3}{\frac{1}{2}\left(d\mu_р + \frac{t}{\pi}\right) + \frac{\mu_т(D^3 - D_0^3)}{3cos\alpha(D^2 - D_0^2)}} \quad (4.1)$$

где $M_з$ - момент затяжки; μ_ρ - коэффициент трения в резьбе; $\mu_т$ - коэффициент трения между коническими поверхностями колеса и головкой болта; d - средний диаметр резьбы крепежного болта; t - шаг резьбы; D - наружный диаметр конической поверхности; D_0 - внутренний диаметр конической поверхности; α - угол наклона образующей конической поверхности

Между опорной площадкой и привалочной плоскостью колеса, а также между колесом и системой ударных элементов во время контакта учитывается наличие трения. Значение коэффициента трения в режиме статического нагружения принято равным $\mu_{ст}$ = 0,2. При переходе нагружения в зону возникновения пластических деформаций, значение коэффициента трения от статического $\mu_{ст}$ до динамического $\mu_д$ изменяется по следующему закону [100]:

$$\mu = \mu_д + \left(\mu_{ст} - \mu_д\right)e^{-c|v|} \quad (4.2)$$

где $\mu_{ст}$ - статический коэффициент трения; $\mu_д$ - динамический коэффициент трения; c - постоянная затухания; ν - скорость узла второстепенного контактного тела относительно сегмента основного тела

Первоначально груз расположен на высоте 207 мм над верхней точкой колеса, что соответствует расчетам согласно приведенной в ГОСТ [28] формуле:

$$H = K_\rho F_v, \text{ где} \quad (4.3)$$

K_ρ - переходный коэффициент, равный 0,03 мм/Н для колес автомобилей категорий М1, О1, О2 и 0,04 мм/н для колес ТС других категорий; F_v - максимальная вертикальная статическая нагрузка на колесо, равная 690 кг для объекта исследования

Для расчета на удар с имитацией виртуального ударного стенда использовался лицензионный комплекс КЭ анализа нелинейной динамики LS-Dyna. В качестве диаграмм деформирования использованы действительные характеристики материалов как элементов стенда, так и собственно колеса [64]. В расчетной модели учитываются демпфирующие свойства материалов, поскольку потери энергии удара на внутреннее трение в материалах колеса и ударной системы влияют на процесс затухания и логарифмический декремент затухания как величину, его характеризующую.

При ударном нагружении под влиянием скорости деформации изменяются форма и ключевые точки диаграммы деформирования, в т.ч. динамический предел текучести. Зависимость свойств материала описывается несколькими видами моделей упрочнения, такими как модели Джонсона-Кука, Купера-Саймондса, Черилли-Армстронга, Стейнберга-Гуиана, и др. Анализу результатов, получаемых при использовании упомянутых моделей упрочнения, посвящено значительное количество работ отечественных и зарубежных авторов, в том числе [57, 80]. Выбор модели может зависеть от свойств материала (особенно, если между рассматриваемыми объектами они существенно различаются), и скорости деформаций. Рассматриваемые условия ударного нагружения колеса подразумевают значения скорости деформаций до 10^2 $с^{-1}$. При подобных значениях различие для большинства рассматриваемых моделей не значительно. Поэтому, для оптимального соотношения точности расчета и доступности данных выбрано условие упрочнения Купера-Саймондса [77]:

$$\frac{\sigma_{\text{т дин}}}{\sigma_{\text{т}}} = 1 + \left(\frac{\dot{\varepsilon}}{C}\right)^{\frac{1}{p}} \qquad (4.4)$$

где C, P - константы, определяемые экспериментальным путем; $\dot{\varepsilon}$ - скорость деформации; $\sigma_{т\ ст}$ - предел текучести при статическом нагружении

К каждому узлу расчетной схемы приложено поле ускорений свободного падения (9,81 м/с^2). Описание движения элементов модели выполнено в лагранжевой постановке. Решение системы уравнений динамики и уравнений состояния выполняется комплексом LS-Dyna с использованием метода явного интегрирования. В момент времени t = 0 скорости и ускорения узлов модели $\dot{x} = 0$ и $\ddot{x} = 0$. В момент времени t уравнение движения описывается формулой 4.5:

$$\mathbf{M} \cdot \ddot{\mathbf{x}}_\mathbf{t} + \mathbf{C} \cdot \dot{\mathbf{x}}_t + \mathbf{K} \cdot \mathbf{x}_t = \mathbf{F} \qquad (4.5)$$

где **M** - матрица масс; **C** - матрица вязкости; **К** - матрица жесткости; $\ddot{\mathbf{x}}_t, \dot{\mathbf{x}}_t, \mathbf{x}_t$ - матрицы ускорений, скоростей и перемещений соответственно в момент времени t.

Расчет выполнен для первых 2,0 с, где с шагом 10^{-3} реализован цикл вычислительных операций, описанный в [94, 100]. На каждом шаге методом центральных разностей определяются кинематические параметры узлов: ускорения, скорости и перемещения. Для определения перемещений на шаге n+1 используются скорости соответствующих узлов на половине шага n+1/2 и осредненное приращение по времени от приращений на шагах n и n+1. На основании полученных значений вычисляется скорость деформации (формула 4.6) [53]:

$$\dot{\varepsilon} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial \dot{x}_\imath}{\partial x_j} + \frac{\partial \dot{x}_j}{\partial x_i}\right) \qquad (4.6)$$

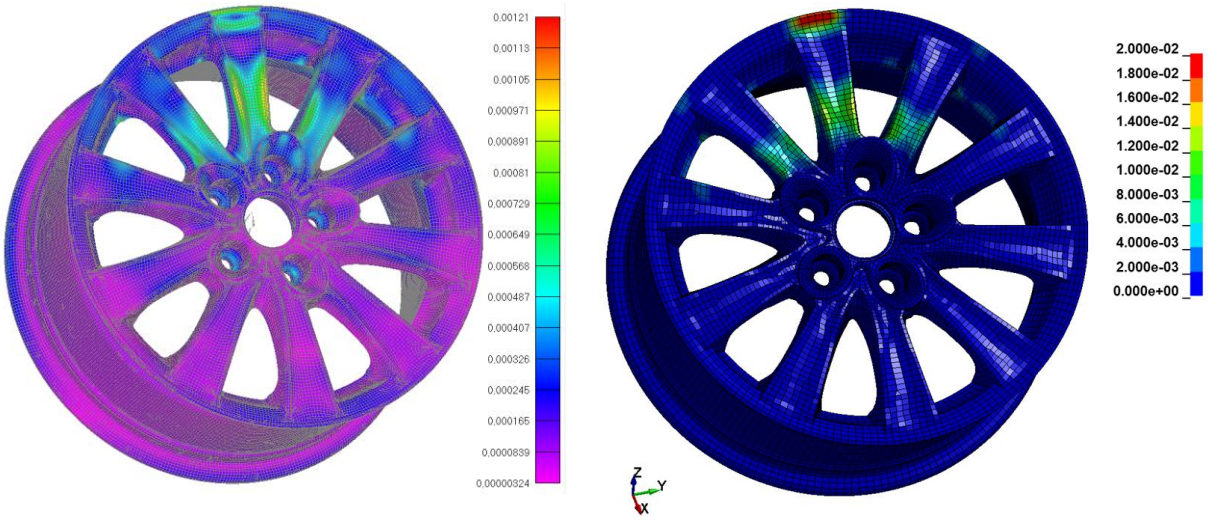
где $\dot{x}_\imath$, $\dot{x}_j$ - компоненты вектора скорости; x_i, x_j - компоненты вектора перемещений.

Компоненты НДС определяются на основе значений скорости деформации в каждом узле с учетом уравнений сохранения массы, энергии, уравнений состояния и других уравнений механики сплошных сред, теории механических колебаний и теории удара.

4.2. Сравнительный анализ результатов эксперимента и значений расчета МКЭ

Экспериментальное исследование НДС колеса под действием ударной нагрузки проводилось в МАДИ на стенде для сертификационных испытаний при ударе под 30°. В процессе исследований проводилось статическое (статическим приложением нагрузки ударника) и динамическое тензометрирование [60]. Автор принимал участие в анализе результатов испытаний [35]. Удар проводился в двух сечениях против спицы и между спицами по ободу колеса, при этом обработка результатов проведена для варианта нагружения «по спице».

Для анализа результатов расчета использованы максимальные значения деформаций, зафиксированные за время воспроизведения удара. На рисунке 4.3, б представлено распределение интенсивности деформаций в узлах КЭ-модели колеса на внешней стороне колеса при ударе по ободу колеса напротив спицы.



(а) (б)

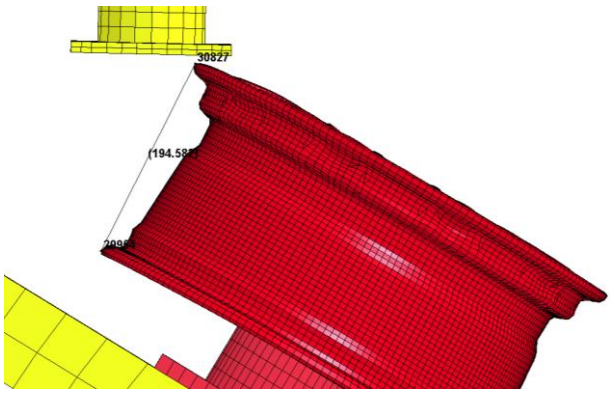
Рисунок 4.3 - Распределение интенсивности деформаций на внешней стороне колеса при расчете по схеме «Косой удар по спице» под углом 30°: статический (а) и динамический (б) расчеты

Области возникновения максимальных деформаций идентичны тем, которые были получены во время расчета на статическое нагружение

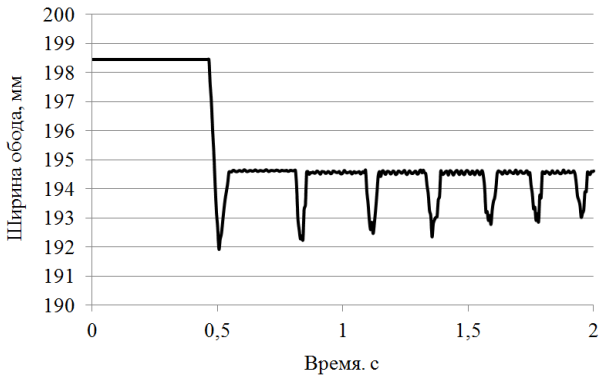
(рисунок 4.3, а) [35], и совпадают с зонами возникновения остаточных деформаций колеса, выявленными во время его осмотра после эксперимента.

Максимальное деформационное воздействие наблюдается в зоне непосредственного контакта бортовой закраины с ударным элементом. Остаточная пластическая деформация была зарегистрирована на колесе во время осмотра после проведения эксперимента. Ширина обода напротив спицы в зоне приложения нагрузки после эксперимента составила 193 мм (рисунок 4.4, а). Измерение выполнялось между крайними верхними точками обода. По результатам расчета ширина обода по измеряемым точкам составила 194,6 мм (рисунок 4.4, б и в).

(а)



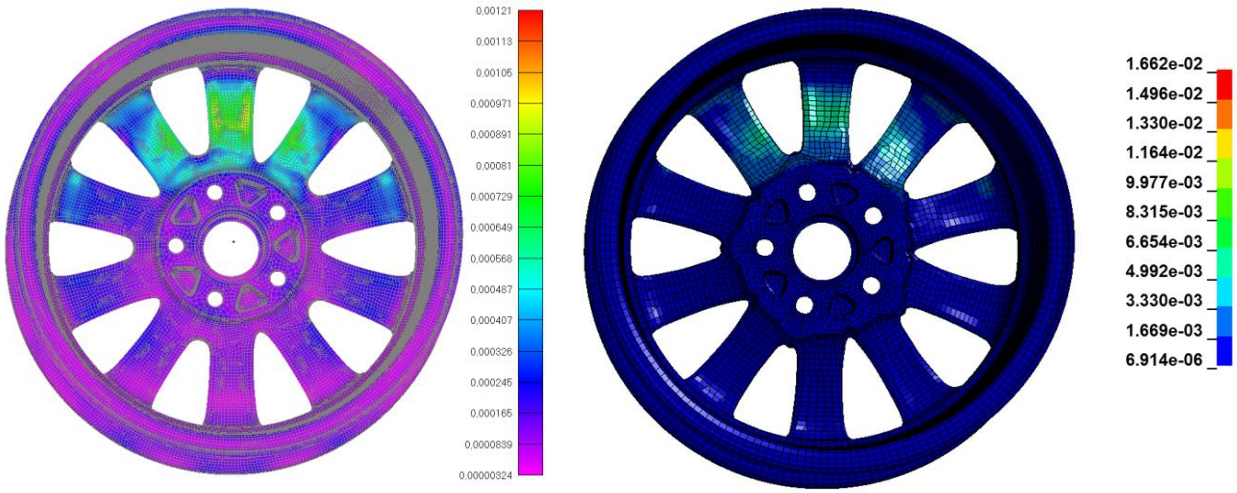
(б)



(в)

Рисунок 4.4 - Деформация обода колеса в зоне удара по итогам эксперимента (а) и в расчетной модели (б). Изменение ширины обода в течение первых 2,0 с

Помимо этого, наиболее нагруженной областью являются 3 спицы, ближайшие к ударному элементу, причем максимальную деформацию получает спица, расположенная напротив ударного груза. Деформации спицы в зоне, наиболее приближенной к ободу, незначительны по сравнению со значениями, зарегистрированными на ее противоположной части, ближайшей к ступице.



(а) (б)

Рисунок 4.5 - Распределение деформаций на внутренней стороне колеса при расчете по схеме «Косой удар по спице» под углом 30°

На внутренней стороне колеса максимальные деформации также распределены по трем спицам, ближайшим к ударному элементу (распределение приведено на рисунке 4.5). Деформации сжатия на внутренней стороне спиц в среднем примерно в полтора раза меньше деформаций растяжения на внешней стороне. Сравнение результатов расчета с данными эксперимента (таблица 4.1) показывают, что максимальное отклонение результатов расчета от данных эксперимента в среднем не превышают 11% для большинства точек измерения.

Таблица - 4.1. Сопоставление результатов эксперимента с расчетными значениями при ударе напротив спицы

Тензо-резистор №	Экспериментальное значение деформации при ударе, $\varepsilon_{экс}$, %	Расчетное значение деформации при ударе $\varepsilon_{расч}$, %	Погрешность, %
1	0,3786	0,4478	18%
3	0,3785	0,4274	13%
4	0,3784	0,4203	11%
5	0,3978	0,4232	6%
6	0,3500	0,3875	11%
13	0,1973	0,2167	10%
14	0,1847	0,2003	8%
16	0,3544	0,3848	9%

Если рассматривать полученные результаты в сравнении с результатами расчета в условиях нагружения в статической постановке [35, 38]), то отношение деформации при ударе к деформации при статическом нагружении $\varepsilon_{дин}$ / $\varepsilon_{ст}$ находится в пределах от 9,26 до 11,69, причем среднее значение составляет $\varepsilon_{дин}$ / $\varepsilon_{ст}$ = 10,94 при стандартном отклонении 0,82. Результаты сравнения приводятся в Таблице 4.2. Таким образом, результаты выполненного расчетного анализа подтверждают выводы, сформулированные в работе [60] о возможности использования среднего значения коэффициента динамичности для предварительной оценки сопротивления колеса удару для сравнительного вариантного анализа колес на этапе проектирования, что отражено в процессе [67] анализа прочности колес, приведенном в Приложении 1 к данной работе.

Таблица - 4.2. Сопоставление результатов расчета в условиях статического и ударного нагружений

Тензо-резистор №	Расчетное значение деформации при статическом нагружении, $\varepsilon_{ст}$, %	Расчетное значение деформации при ударе $\varepsilon_{дин}$, %	$\varepsilon_{дин} / \varepsilon_{ст}$
1	0,0383	0,4478	11,6919
3	0,0366	0,4274	11,6776
4	0,0382	0,4203	11,0026
5	0,0457	0,4232	9,2604
6	0,0369	0,3875	10,5014
13	0,0186	0,2167	11,6505
14	0,0181	0,2003	11,0663
16	0,0360	0,3848	10,6889
Усредненное значение $\varepsilon_{дин} / \varepsilon_{ст}$			**10,94**

Проведен анализ волновых процессов, возникающих при ударе, для чего построен график зависимости деформаций в местах установки тензорезистров от времени. Расчет выполнен для первых 2,0 с взаимодействия, что соответствует регистрации 7 пиков изменения НДС.

Полученные экспериментально [60] и нашим расчетом графики волновых процессов изменения деформаций в процессе удара представлены на рисунке 4.6, где сопоставлены значения деформации по трем датчикам (№ 5, 13 и 16), расположенным со стороны оси удара, по времени. Датчик № 5 размещен на спице, напротив которой приходится основное ударное воздействие, датчики № 13 и 16 - на ободе. Сравнение выполнено для всех определенных в работе [60] величин и сведено в таблицу 4.3.

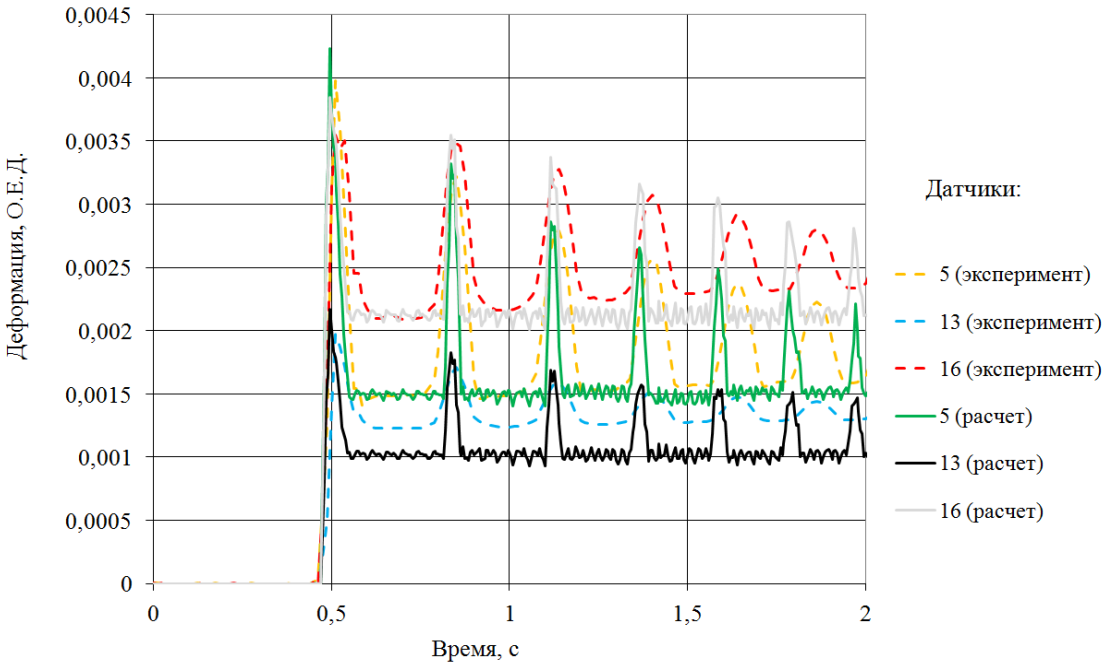


Рисунок 4.6 - Зависимость деформаций от времени при колеса по схеме «Косой удар по спице» под углом 30°

Таблица - 4.3. Сопоставление основных параметров колебательного процесса

Параметр	Расчетная величина	Экспериментальная величина	Погрешность, %
Период колебаний T, с	0,246	0,260	5,4%
Частота колебаний ν, рад$^{-1}$	25,559	24,127	5,9%
Логарифмический декремент затухания	≈ 0,27	≈ 0,31	≈ 13%

Уже созданную расчетную схему достаточно легко трансформировать для определения НДС колеса при ударе между спицами. Для получения результата (значения деформации приведены в таблице 4.4) выполняется поворот колеса вокруг своей оси на 18°. Среднее значение коэффициента динамичности при подобном нагружении составило $\varepsilon_{дин}$ / $\varepsilon_{ст}$ = 10,76 при стандартном отклонении 0,96.

Таблица - 4.4. Сопоставление результатов статического и динамического расчетов при нагружении между спицами

Тензо-резистор	Расчет статический $\varepsilon_{ст}$, %	Расчет при ударе $\varepsilon_{дин}$, %	$\varepsilon_{дин} / \varepsilon_{ст}$
1	0,0549	0,6071	11,06
3	0,0165	0,1827	11,07
4	0,0449	0,4386	9,77
5	0,0449	0,4078	9,08
6	0,0182	0,2231	12,26
13	0,0104	0,1167	11,22
14	0,0314	0,3376	10,75
16	0,0296	0,3217	10,87
Усредненное значение $\varepsilon_{дин} / \varepsilon_{ст}$			**10,76**

Проведенный анализ и сопоставление полученных результатов расчета с экспериментальными данными показали, что предложенная методика позволяет выполнить оценку несущей способности колеса при ударе

Расчеты показали, что наиболее точные результаты расчета можно получить путем моделирования в расчетной схеме всех наиболее важных элементов испытательного стенда. Испытательные стенды могут отличаться конструктивными и жесткостными параметрами, которые могут оказывать влияние на результат виртуальных и натурных испытаний. Для получения адекватных результатов стендовых испытаний колес на различных испытательных ударных стендах целесообразно дополнить ГОСТ 52390-2005 двумя дополнительными критериями.

К первому критерию относится расстояние между основным и дополнительным грузами. Согласно ГОСТ [28] регламентируется только суммарная жесткость пружин в кН/мм и предварительное сжатие в мм. Таким образом, поскольку расстояние между грузами не регламентировано,

то сила сжатия может варьировать от стенда к стенду, что может вносить погрешность при сравнении результатов испытаний одного и того же изделия на двух стендах разной конструкции.

Второй параметр включает в себя контроль устойчивости опоры колеса и равномерность уровня пола под испытательным стендом. Наличие или отсутствие опоры колеса также способно оказать существенное влияние на ход испытаний и, как следствие, разницу полученных результатов в сопоставлении с расчетными данными. Испытательный стенд в сборе с колесом можно в строго упрощенной форме рассматривать как колебательную систему из двух тел, где опора колеса в сборе с элементами основания стенда в т.ч. выполняют функцию демпфера колебаний во время ударного взаимодействия.

Наличие ровной опоры обеспечивает в расчетной схеме возможность ограничить все степени свободы на поверхности контакта опоры стенда с напольным покрытием здания. Таким образом, в полном объеме обеспечивается условие заделки в фактических условиях испытаний. В случае наличия неровностей, особенно по границе опоры стенда, ее основание в момент удара также совершает вертикальные перемещения относительно горизонтальной плоскости. Таким образом, возникают перемещения самого колеса, изменяется форма колебаний опоры стенда, и показания тензодатчиков с большой вероятностью будут отличаться от результатов испытаний с корректной постановкой стенда.

4.4. Выводы по Главе 4

Разработана методика анализа НДС литых алюминиевых колес при ударном нагружении, позволяющая получить достоверные значения напряжений и деформаций на завершающей стадии проектирования колес, что позволяет дать окончательную оценку несущей способности колеса до принятия решения об изготовлении, например до проектирования литейных форм, и выпуска первых образцов. Предложенная методика позволяет

оценить НДС колеса в условиях виртуальных стендовых испытаний на удар с различными углами расположения колеса относительно горизонтальной плоскости (осевой удар, удар под углом 13°, под углом 30° и др.) и при различном приложении ударной нагрузки по ободу колеса.

Результат расчета на сопротивление колеса ударному воздействию показывает полную корреляцию с данными соответствующего эксперимента. Средняя погрешность расчета составляет 11%. Показано, что в общей концепции, расчет на сопротивление удару необходимо выполнять, моделируя в расчетной схеме все основные контактирующие с колесом элементы ударного испытательного стенда, а также элементы, передающие нагрузку на колесо.

При оценке результатов расчета показана корреляция между результатами эксперимента и расчетными данными, как в динамической, так и квазистатической постановке.

По результатам анализа, проведенного при определении НДС колеса при действии ударных нагрузок в условиях сертификационных испытаний, рекомендуется внести дополнение в требования ГОСТ 52390-2005 [28], касающиеся дополнительных параметров стенда, которые, как показали исследования, могут влиять на результаты испытаний (уточнить расстояние между основным и дополнительным грузами, устойчивость опоры колеса, равномерность уровня пола под испытательным стендом), что одновременно позволит ввести в расчетную схему более подробную модель испытательного стенда и повысить точность результатов расчета.

Сравнение результатов наших расчетов с экспериментальными данными позволяет считать, что предложенная в работах МАДИ методика приближенной оценки динамической прочности колес при ударе с использованием коэффициента динамичности по данным КЭ статического расчета, обоснована при сравнительном анализе конструкций колес на этапе проектирования.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ

1. Разработан комплексный метод расчетного анализа НДС различных типов колес ТС при стандартных нормативных нагрузках с использованием современного аппарата численного анализа МКЭ и современных программных комплексов с оценкой результатов на основе экспериментальных данных, включающий последовательные методики создания расчетных схем и КЭ–моделей, методики расчета НДС и усталостной прочности при циклическом нагружении и методику расчета НДС при ударном нагружении колеса. Разработанный метод применим к анализу прочности различных типов колес ТС, т.к. позволяет учесть основные особенности конструкций: любую, в том числе, сложную геометрию и технологию для сборных конструкций колес.

2. Сформулирован единый общий подход к составлению КЭ - расчетных схем (моделей) колес, причем впервые показана необходимость учета контактирующих с колесом элементов испытательных стендов, влияющих на общую жесткость, а также элементов, непосредственно передающих нагрузку. Даны рекомендации по расчетным схемам для анализа усталостной прочности колес и оценки НДС колеса в условиях ударного нагружения.

3. При создании КЭ-расчетной схемы колеса, предназначенной для исследования НДС при ударе, сформулированы критерии качества КЭ-массива, оказывающие влияние на работоспособность результирующей модели и даны рекомендации по составлению моделей. Разработана и рекомендована упорядоченная методика планирования дискретизации КЭ массива, позволяющая сократить трудозатраты на создание расчетной схемы.

4. Для оценки усталостной прочности колес разработана методика расчета, основанная на определении НДС в колесе при квазистатическом нагружении в условиях испытательного стенда при нормативных испытаниях при изгибе с вращением и использовании экспериментальных данных по выносливости материала; разработана методика учета вариантов сборки

конструкции для выбора оптимальной технологии для колес сборной конструкции.

5. Показано, что при оценке усталостной прочности колеса обоснован выбор в качестве исходных данных усталостной кривой σ-N (s-N в расчетных КЭ комплексах) материала и критерия Дж. Гудмана для учета асимметрии цикла нагружения при наличии статической составляющей напряжений в сборных колесах. Вывод справедлив для всех типов конструкций колес.

6. Разработанная методика анализа НДС литых алюминиевых колес при ударе позволяет получить достоверные значения НДС на завершающей стадии проектирования колес, что позволяет также дать окончательную оценку несущей способности колеса до принятия решения об изготовлении, например до проектирования литейных форм, и выпуска первых образцов. Методика применима для моделирования виртуального эксперимента удара по колесу при установке с различными углами расположения колеса относительно горизонтальной плоскости (осевой удар, удар под углом 13°, под углом 30° и др.), отличия между расчетными схемами заключаются только в КЭ-моделях конструкций стендов при сохранении общей методики расчета.

7. По результатам анализа, проведенного при определении НДС колеса при действии ударных нагрузок в условиях сертификационных испытаний, дана рекомендация учесть в требованиях ГОСТ 52390-2005 дополнительные характеристики стенда, которые, как показали исследования, могут влиять на результаты испытаний (уточнить расстояние между основным и дополнительным грузами, устойчивость опоры колеса, равномерность уровня пола под испытательным стендом), что одновременно позволит ввести в расчетную схему более подробную модель испытательного стенда и повысить точность результатов расчета.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Автомобили. Теория эксплуатационных свойств : учебник для студентов высших учебных заведений, обучающихся по направлению подготовки бакалавров "Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов" (профили подготовки "Автомобили и автомобильное хозяйство" и "Автомобильный сервис") / [Иванов А.М. и др.] ; под ред. А.М. Иванова. – 2-е изд., стер. – Москва : Академия, 2014. – 170, [1] с. – (Высшее образование. Бакалавриат. Транспорт).
2. Автомобильные шины: (Конструкция, расчет, испытание, эксплуатация) / В.Л. Бидерман, Р.Л. Гуслицер, С.П. Захаров и др. ; под общ. ред. В.Л. Бидермана. – Москва : Госхимиздат, 1963. – 383 с.
3. Автотракторные колеса : справочник / И.В. Балабин, В.К. Вазингер, А.К. Васильев и др.; под общ. ред. И.В. Балабина. – Москва : Машиностроение, 1985. – 272 с.
4. Балабин И.В. Аналитический аспект силового взаимодействия колеса с бескамерной шиной грузового автомобиля / Балабин И.В., Чабунин И.С., Лямин М.С. // Автомобильная промышленность. – 2010. – № 9. – С. 36-38.
5. Балабин И.В. Аналитическое исследование прочностных свойств колес для бескамерных шин грузовых автомобилей / Балабин И.В., Чабунин И.С. // Журнал автомобильных инженеров : журнал ААИ / Ассоциация автомобильных инженеров России. – 2001-2002. – Вып. 9. – С. 132-140.
6. Балабин И.В. Исследование влияния сил, действующих на колесо автомобиля / Балабин И.В., Зорин В.В., Борисов Г.Г. // Автомобильная промышленность. – 1975. – № 2. – С. 13-15.
7. Балабин И.В. Исследование и расчет напряженного состояния ободьев колес грузовых автомобилей / Балабин И.В. // Автомобильная промышленность. – 1970. – № 2. – С. 17-20.
8. Балабин И.В. Напряженно-деформированное состояние диска колеса с учетом влияния изгибающего момента и осевой силы / Балабин И.В.,

Чабунин И.С., Груздев А.С. // Автомобильная промышленность. – 2007. – № 7. – С. 13-16.

9. Балабин И.В. Напряженно-деформированное состояние обода колеса для бескамерных шин грузовых автомобилей и автобусов и его зависимость от конструкции и установки диска / Балабин И.В., Чабунин И.С., Фомичев Ю.И. // Тез. докл. XXXIX Междунар. науч.-техн. конф. ААИ «Приоритеты развития отечественного автотракторостроения и подготовки инженерных и научных кадров». – Москва, 2002. – С. 5-6.
10. Балабин И.В. Формирование нагрузочных режимов и расчет напряженно-деформированного состояния элементов конструкции колес автомобилей общего назначения : дис. … д-ра техн. наук. – Москва, 1985. – 416 с.
11. Балабин, Игорь Венедиктович. Автомобильные и тракторные колеса и шины / И.В. Балабин, В.А. Путин, И.С. Чабунин ; под общ. ред. И.В. Балабина ; М-во образования и науки Российской Федерации, Московский гос. технический ун-т "МАМИ", Междунар. науч.-технический концерн производителей и потребителей колесной и шинной продукции. – Москва : МГТУ "МАМИ", 2012. – 919 с.
12. Батрак Н.И. Методические особенности испытаний на усталость легковых автомобильных колес / Батрак Н.И., Вахромеев А.М. // Вопросы строительной механики и надежности конструкций : сб. науч. трудов МАДИ. – Москва : МАДИ, 2008. – С. 28-35.
13. Белов, Александр Иванович. Создание и исследование стеклопластиковых ободов колес автомобилей высокой проходимости : 05.05.03 : дис. … канд. техн. наук / Александр Иванович Белов Моск. высш. техн. училище им. Н.Э. Баумана. – Москва, 1974. – 206 с.
14. Беляков, Геннадий Иванович. Исследование работы автомобильного колеса : дис. … канд. техн. наук : (05.05.03) / Геннадий Иванович Беляков ; Всесоюз. заоч. политехн. ин-т. – Москва, 1975. – 226 с.
15. Бидерман В.Л. Расчет формы профиля и напряжений в элементах пневматической шины, нагруженной внутренним давлением // Труды

Научно-исследовательского института шинной промышленности. Сб. 3: Методы расчета и испытания автомобильных шин. – Москва, 1957. – С. 16-51.

16. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний : учебник для вузов по спец. "Динамика и прочность машин" / В.Л. Бидерман ; НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика». – Ижевск, 2009. – 414 с.
17. Бидерман, Вадим Львович. Механика тонкостенных конструкций : Статика / В.Л. Бидерман. – Москва : Машиностроение, 1977. – 488 с. – (Библиотека расчетчика).
18. Биргер И.А. Расчет на прочность деталей машин : справочник / И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич. – 4-е изд., перераб. и доп. – Москва : Машиностроение, 1993. – 639 с.
19. Биргер И.А. Сопротивление материалов : [учеб. для инж.-техн. спец. вузов] / Биргер И.А., Мавлютов Р.Р. – Москва : Наука, 1986. – 560 с.
20. Вахромеев А.М. Отечественная практика сертификации автомобильных колес / А.М. Вахромеев // Журнал автомобильных инженеров : журнал ААИ / Ассоциация автомобильных инженеров России. – 2007. – Вып. 5. – С. 44-46.
21. Гмурман В.Е. Теория вероятностей и математическая статистика : учеб. пособие для студентов вузов / В.Е. Гмурман. – 9-е изд., стер. – Москва : Высш. шк., 2003. – 478, [1] с.
22. ГОСТ 10409-74. Колеса автомобильные с разборным ободом. Основные размеры. Общие технические требования = Automotive wheels with sectional rims.Basic dimensions. General technical requirements : межгосударственный стадарт : издание официальное : утвержден и введен в действие постановлением Государственного комитета стандартов Совета Министров СССР от 20.09.74 № 2202 : дата введения 1975-07-01 / разработан и внесен Министерством автомобильного и сельскохозяйственного машиностроения СССР. – Москва : ИПК изд-во стандартов, 2008. – 12 с.

23. ГОСТ 17697-72. Автомобили. Качение колеса. Термины и определения = Vehicles. Rolling wheel. Terms and definitions : государственный стандарт Союза ССР : издание официальное : введен в действие постановлением Государственного комитета стандартов Совета Министров СССР от 6 мая 1972 г. № 924 : дата введения 1973-07-01 / разработан Центральным ордена Трудового Красного знамени научно-исследовательским автомоторным и автомобильным институтом (НАМИ). – Москва : Госстандарт, 1977. – 24 с.
24. ГОСТ 23207-78. Сопротивление усталости. Основные термины, определения и обозначения = Fatigue strength. Terms, definitions and symbols : государственный стандарт Союза ССР : издание официальное : введен в действие постановлением Государственного комитета стандартов Совета Министров СССР от 7 июля 1978 г. № 1839 : дата введения 01.01.1979. – Москва : Госстандарт, 1978. – 49 с.
25. ГОСТ 26147-84. Ободья колес для большегрузных автомобилей, строительно-дорожных и подъемно-транспортных машин. Технические условия = Wheelrims for heavy-duty vehicles, road-building machines and industrial lift trucks. Specifications : государственный стандарт Союза ССР : издание официальное : утвержден и введен в действие постановлением Государственного комитета СССР по стандартам от 31 марта 1984 г. № 1171: дата введения 2005-01-01 / разработан Министерством автомобильной промышленности. – Москва : Изд-во стандартов, 1984. – 12 с.
26. ГОСТ 27.002-2015. Надежность в технике. Термины и определения = Dependability in technics. Terms and definitions : межгосударственный стандарт : издание официальное : введен в действие приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 21 июня 2016 г. N 654-ст в качестве национального стандарта Российской Федерации с 1 марта 2017 г. : дата введения 2017-03-01 / разработан Обществом с ограниченной ответственностью "Институт надежности машин и технологий" (ООО "ИНМиТ"). – Москва : Стандартинформ, 2016. – 23 с.

27. ГОСТ Р 50511-93. Колеса из легких сплавов для пневматических шин. Общие технические условия = Light alloy wheels for pneumatic tyres. Specifications : государственный стандарт Российской Федрации : издание официальное : утвержден и введен в действие постановлением Госстандарта России от 01.03.93 № 59 : дата введения 1994-01-01 / разработан и внесен Техническим комитетом ТК 56 "Дорожный транспорт". – Москва : Госстандарт, 1993. – 23 с.
28. ГОСТ Р 52390-2005. Транспортные средства. Колеса дисковые. Технические требования и методы испытаний = Road vehicles. Disc wheels. Technical requirements and tests methods : национальный стандарт Российской Федерации : издание официальное : утвержден и введен в действие приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 7 ноября 2005 года № 280-ст : дата введения 2007-01-01 / разработан Всероссийским научно-исследовательским институтом стандартизации и сертификации в машиностроении (ВНИИНМАШ). – Москва : Госстандарт, 2007. – 30 с.
29. ГОСТ Р 53824-2010. Автомобильные транспортные средства. Колеса неразборные. Технические требования и методы испытаний = Vehicles. Not-folding wheels. Technical requirements and test methods : национальный стандарт Российской Федерации : издание официальное : утвержден и введен в действие приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 7 июля 2010 г. № 152-ст : дата введения 2010-09-15 / разработан Федеральным государственным унитарным предприятием «Центральный ордена Трудового Красного Знамени научно-исследовательский автомобильный и автомоторный институт «НАМИ» (ФГУП «НАМИ»). – Москва : Стандартинформ, 2011. – 28 с.
30. Груздев А.С. Аналитический метод расчета напряженно-деформированного состояния диска колеса грузового автомобиля : дис. ... канд. техн. наук :

05.05.03 / Груздев Александр Сергеевич ; [место защиты: Моск. гос. техн. ун-т (МАМИ)]. – Москва, 2010. – 208 с.

31. Демьянушко И. В. Моделирование процесса ударного нагружения колес автомобиля / Демьянушко И.В., Перекрестова В.В. // Методы и средства повышения надежности материалов и конструкций на автодорогах: сб. науч. трудов МАДИ. – Москва, 1996. – С. 28-37.
32. Демьянушко И.В. Влияние технологии сборки штампованных колес большой размерности на усталостную прочность / Демьянушко И.В., Логинов Е.М., Миронова В.В., Вахромеев А.М. // Машиностроение и инж. образование. – 2014. – № 4(41). – С. 33-42.
33. Демьянушко И.В. Информационные технологии и создание автомобильных конструкций / Демьянушко И.В., М.Н. Юдин // Автомобильная промышленность. – 2003. – № 9. – С. 3-5.
34. Демьянушко И.В. Исследование напряженно-деформированного состояния автомобильного колеса при прогнозировании его ресурса / Демьянушко И.В., Никитин С.В., Батрак Н.И. // Прочность и ресурс автомобильных и дорожных конструкций : сб. науч. трудов. – Москва : МАДИ, 1986. – С. 19-27.
35. Демьянушко И.В. Исследование напряженно-деформированного состояния литых автомобильных колес при ударных нагрузках / Демьянушко И.В., Миронова В.В., Логинов Е.М. // Машиностроение и инженерное образование / МГИУ. – 2012. – № 1(30). – С. 42-49.
36. Демьянушко И.В. Литые алюминиевые колеса для легковых автомобилей: проектирование, изготовление, контроль качества / Демьянушко И.В., Есеновский-Лашков Ю.К., Вахромеев А.М. // Автомобильная промышленность. – 2002. – № 9. – С.29-31.
37. Демьянушко И.В. Литые алюминиевые колеса для легковых автомобилей: проектирование, изготовление дизайн / И.В. Демьянушко, Ю.К. Есеновский, А.М. Вахромеев // Автомобильная промышленность. – 2002. – № 9. – С. 35-39.

38. Демьянушко И.В. Моделирование и напряженно-деформированное состояние литых автомобильных колес при ударных нагрузках / Демьянушко И.В., Миронова В.В., Логинов Е.М. // Тезисы докладов на XXIII Международной Инновационно-ориентированной конференции молодых ученых и студентов по проблемам машиноведения (МИКМУС - 2011). – Москва : ИМАШ РАН, 2011. – С 119.
39. Демьянушко И.В. Моделирование колес автотранспортных средств в системах автоматизированного проектирования / Демьянушко И.В., Логинов Е.М. // Материалы 65-ой Междунар. науч.-техн. конф. Ассоциации автомобильных инженеров (ААИ) «Приоритеты развития отечественного автотракторостроения и подготовки инженерных и научных кадров», Междунар. науч. симпозиума «Автотракторостроение – 2009». Москва, 2009. – Кн. 5. – С. 76-79.
40. Демьянушко И.В. От эскиза до металла / И.В. Демьянушко // Автомобильная промышленность. – 1997. – № 7. – С.9-10.
41. Демьянушко И.В. Оценка влияния условий сборки тракторных колес на их усталостную прочность / Демьянушко И.В., Миронова В.В., Логинов Е.М., Вахромеев А.М. // Грузовик. – 2015. – № 6. – С. 4-6.
42. Демьянушко И.В. Разработка механико-математических моделей для обеспечения автоматизированной поддержки жизненного цикла колес транспортных машин / Демьянушко И.В., Миронова В.В., Логинов Е.М. // Проблемы механики современных машин : материалы Четвертой Международной конференции / М-во образования и науки Российской Федерации, Федеральное агентство по образованию, Российская акад. наук, Науч. совет РАН по проблемам машиноведения и технологических процессов [и др.] ; [редкол.: В.С. Балбаров (отв. ред.) и др.]. – Улан-Удэ, 2009. – Т.1. – С. 125-129.
43. Демьянушко И.В. Расчет и экспериментальное исследование напряженно-деформированного состояния автомобильных колес на статическую

нагрузку / Демьянушко И.В., Логинов Е.М., Миронова В.В. – Москва : МАДИ, 2014. – 48 с.

44. Демьянушко И.В. Современное состояние методов расчетного анализа прочности и надежности колес автотранспортных средств / Демьянушко И.В., Миронова В.В., Логинов Е.М. // Известия МГТУ «МАМИ». – 2015. – Т 4. – № 2(24). – С. 59-67.
45. Демьянушко И.В. Технические требования и особенности конструкции автомобильных колес из легких сплавов / Демьянушко И.В., Немтинов М.Д. // Строительная механика и теория надёжности конструкций. – Москва : МАДИ, 2008. – С. 12-27.
46. Евзович, Виктор Евсеевич. Автомобильные шины, диски и ободья : пособие для студентов средних и высших технических учебных заведений / В.Е. Евзович, П.Г. Райбман ; ООО "Научно-технический центр "НИИШП". – Москва : Автополис Плюс, 2010. – 143 с.
47. ЕЭК ООН. Правила № 124. Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения колес для легковых автомобилей и их прицепов. (E/ECE/324, E/ECE/TRANS/505, Rev.2/Add.123) [Электронный ресурс] / разработаны Комитетом по внутреннему транспорту Европейской экономической комиссии ООН. – Режим доступа: http://www.unece.org/fileadmin/DAM/trans/main/wp29/wp29regs/old/r124r.pdf (дата обращения: 16.03.2017).
48. Зенкевич О.К. Метод конечных элементов в технике : пер. с англ. / О. Зенкевич ; под ред. Б.Е. Победри. – Москва : Мир, 1975. – 541 с.
49. Исследование литого алюминиевого колеса автомобиля на ударное воздействие / И.В. Демьянушко, Н.И. Батрак, А.М. Вахромеев, В.В. Миронова // Вопросы строительной механики и надежности конструкций : сб. науч. трудов МАДИ. – Москва, 2010. – С.5-19.
50. Каплун А.Б. ANSYS в руках инженера : практ. руководство / А.Б. Каплун, Е.М. Морозов, М.А. Олферьева. – Москва : УРСС, 2003. – 269 с.

51. Карташов Н.С. Экспериментально-теоретическое исследование напряженного состояния и долговечности колеса легкового автомобиля / Карташов Н.С., Фомичев Ю.И. // Колесные и гусеничные машины : межвуз. сб. науч. трудов. – Москва, 2004. – С.28-40.
52. Карташов, Николай Сергеевич. Прочность и долговечность дисков колес из перспективных материалов современных легковых автомобилей и мотоциклов : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03. – Москва, 2004. – 182 с.
53. Качанов, Лазарь Маркович. Основы теории пластичности / Л.М. Качанов. – Москва : Наука, 1969. – 420 с.
54. Кнороз В.И. Автомобильные колеса : [обзор] / Кнороз В.И. ; Науч.-исслед. автомоб. и автомоторный ин-т "НАМИ". – Москва : Науч.-исслед. ин-т информации автомоб. пром-сти, 1972. – 85 с.
55. Кнороз В.И. Шины и колеса / Кнороз В.И., Кленников Е.В. – Москва : Машиностроение, 1975. – 184 с.
56. Когаев В.П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность : справочник / В.П. Когаев, Н.А. Махутов, А.П. Гусенков. – Москва : Машиностроение, 1985. – 223 с. – (ОПМ. Основы проектирования машин).
57. Константинов А.Ю. Экспериментально-расчетное исследование поведения конструкционных материалов под действием динамических нагрузок : дис. ... канд. техн. наук : 01.02.06 / Константинов Александр Юрьевич ; [место защиты: Нижегор. гос. ун-т им. Н.И. Лобачевского]. – Нижний Новгород, 2007. – 144 с.
58. Литвинов А.С. Автомобиль. Теория эксплуатационных свойств / Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. – Москва : Машиностроение, 1989. – 237 с.
59. Лурье, Анатолий Исаакович. Теория упругости / А.И. Лурье. – Москва : Наука, 1970. – 939 с.: черт.
60. Миронова В.В. Исследования напряженно-деформированного состояния литых алюминиевых автомобильных колес при ударных нагрузках : дис. ...

канд. техн. наук : 01.02.06 / Миронова Виолетта Валерьевна ; [место защиты: Моск. гос. индустр. ун-т]. – Москва, 2012. – 132 с.

61. О напряженном состоянии дисковых колес грузовых автомобилей при неосесимметричном нагружении / Э. И. Григолюк, А. И. Фролов, И. В. Балабин [и др.] // Автомобильная промышленность. – 1982. – № 9. – С. 21-23.
62. Осепчугов В.В. Автомобиль: Анализ конструкций, элементы расчета : [учеб. для вузов по спец. "Автомобили и автомоб. хоз-во"] / В.В. Осепчугов, А К. Фрумкин. – Москва : Машиностроение, 1989. – 302,[2] с.
63. Основы конструкции автомобиля : учебник для вузов / [Иванов А.М. и др.]. – Москва : За рулем, 2007. – 335 с.
64. Пономарев С.Д. Расчеты на прочность в машиностроении. Т.2: Некоторые задачи прикладной теории упругости. Расчеты за пределами упругости. Расчеты на ползучесть / С.Д. Пономарев, В.Л. Бидерман, К.К. Лихарев [и др.]. – Москва : Машгиз, 1958. – 974 с.
65. Пугачев В.С. Теория вероятностей и математическая статистика : учеб. пособие для втузов / В.С. Пугачев. – Москва : Наука, 1979. – 496 с.
66. Расчеты на прочность в машиностроении. Т. 3: Инерционные нагрузки : Колебания и ударные нагрузки. Выносливость. Устойчивость / С.Д. Пономарев, В.Л. Бидерман, К.К. Лихарев и др. ; под ред. д-ра техн. наук проф. С.Д. Пономарева. – Москва : Машгиз, 1959. – 1118 с.
67. Репин В.В. Процессный подход к управлению. Моделирование бизнес-процессов / Владимир Репин, Виталий Елиферов. – Москва : Манн, Иванов и Фербер, 2013. – 543 с.
68. Рудаков К.Н. FEMAP 10.2.0: Геометрическое и конечно-элементное моделирование конструкций / К.Н. Рудаков. – Киев : НТУУ «КПИ», 2011. – 317 с.
69. Технический регламент Таможенного союза: ТР ТС 018/2011 «О безопасности колесных транспортных средств» : утвержден решением Комиссии Таможенного союза от 9 декабря 2011 г. № 877 / Федеральное

агентство по техническому регулированию и метрологии. – Москва : Стандартинформ, 2014. – 465 с.

70. Чабунин, Игорь Сергеевич. Напряженно-деформированное состояние и разработка инженерного метода расчета обода колеса для бескамерных шин грузовых автомобилей и автобусов : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03 / Игорь Сергеевич Чабунин. – Москва, 2003. – 250 с.
71. Шимановский А.О. Применение метода конечных элементов в решении задач прикладной механики / Шимановский А.О., Путято А.В. ; Белорус. гос. ун-т транспорта. – Гомель, 2008. – 61 с.
72. Школьник Л.М. Методика усталостных испытаний : справочник / Л.М. Школьник. – Москва : Металлургия, 1978. – 302 с.
73. Arldt H. Der Scheibendauerversuch - ein Prueftest fuer Kraftfahrzeugraeder // // Automobiltechn. Z. – 1960. – Vol. 62, № 10. – C. 255-261.
74. Arldt H. Festigkeitsprobleme an Felgen und Kraftfahrzeugraedern // Automobiltechn. Z. – 1959. – Vol. 61, № 4. – C.103-107.
75. Chang C. Finite element simulation of wheel impact test / Chang C. Yang S. // Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering. – 2008. – Vol. 28, № 2. – P. 167-170.
76. Cione F. Measurements of Residual Stresses in Aluminum Wheels Using the Techniques of XRD, Strain Gages and FEA Simulation – A Comparison / Cione, Francisco C.; Souza, Armando; Martinez, Luiz; Rossi, Jesualdo; Betini, Evandro Giuseppe; Rola, Fabio; Colosio, Marco A. // SAE International Journal of Materials & Manufacturing. – 2016. – Vol. 9, № 3. – P. 685-687.
77. Cowper, G. R. Strain hardening and strain rate effects in the impact loading of cantilever beams [Text] / G. R. Cowper, P. S. Symonds // Brown Univ., Div. of Appl. Mech. – 1952. - Report № 28. – 46 p.
78. Demiyanushko I. The Reliability of Assembly Steel Wheels With Using FEM Analysis / Demiyanushko I., Loginov E., Mironova V. // Proceedings of the 14th International Federation for the Promotion of Mechanism and Machine Science (IFToMM) World Congress. – Taipei (Taiwan), 2015. – V. 1. – P. 543-549.

79. Demiyanushko Irina V. State-of-the-Art and Trends of Development of Reliability of Machines and Mechanisms [Электронный ресурс] / Irina V. Demiyanushko // Technology Developments: the Role of Mechanism and Machine Science and IFToMM. Ser.: Mechanisms and Machine Science. – 2011. – Vol. 1. – P. 173-183. – Режим доступа: http://dx.doi.org/10.1007/978-94-007-1300-0_14 (дата обращения: 03.02.2017).
80. Dietenberger M. Development of a High Strain-Rate Dependent Vehicle Model / Dietenberger M., Buyuk M., Kan C.-D. // 4th German LS-DYNA Forum. – Bamberg (Germany), 2005. – P. B-III-1-10.
81. Erhardt T. Review of Solid Element Formulations in LS-DYNA. Properties, Limits, Advantages, Disadvantages [Электронный ресурс] // LS-DYNA Entwicklerforum, October 12th 2011, Stuttgart. – 36 p. – Режим доступа: https://www.dynamore.de/de/download/papers/forum11/entwicklerforum-2011/erhart.pdf (дата обращения: 04.02.2017).
82. EUWA ES 3.12. Test Requirements for Agricultural Wheels: technical-specifications [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.euwa.org/standards/technical-specifications (дата обращения: 04.02.2017).
83. Fischer G. Cast Aluminum Wheels for Trucks and Buses : Testing and Evaluation / Fischer G., Grubisic V. – Warrendale, Pa. : Society of Automotive Engineers, 1984. – 15 p. – (SAE Technical Paper series 841705).
84. Fosberry R.A.C. An Investigation of Stresses in Public Service Vehicle Type Wheels / Fosberry R.A.C. // The Institution of Mechanical Engineers, Automobile division Proceedings. – London, 1952. – Vol. 6, № 1. – P. 91-103.
85. Genta G. The Automotive Chassis. Vol. 1: Components Design / Prof. Dr. Giancarlo Genta, Prof. Dr. Lorenzo Morello. – [Without locations], Netherlands : Springer Science+Business Media, 2009. –627 p.
86. Genta G. The Automotive Chassis. Vol. 2: System Design / Prof. Dr. Giancarlo Genta, Prof. Dr. Lorenzo Morello. – [Without locations], Netherlands : Springer Science+Business Media, 2009. – 832 p.

87. Glance P. Automotive Road Wheel Analysis Tools / Pat Glance ; Autodynamics Corp. of America. – Warrendale, PA : Society of Automotive Engineers, 1979. – 16 p. – (SAE Technical Paper 19790201).
88. Grubisic V. Automotive Wheels, Method and Procedure for Optimal Design and Testing / Grubisic, V., Fischer, G. – Warrendale, Pa. : Society of Automotive Engineers, 1983. – 20 p. – (SAE Technical Paper series 830135).
89. Grubisic V. Bemessung und Prüfung von Fahrzeugrädern. Teil 1 / Grubisic V. // Automobiltechnische Zeitschrift. – 1973. – № 1. – S. 9-18.
90. Grubisic V. Bemessung und Prüfung von Fahrzeugrädern. Teil 2 / Grubisic V. // Automobiltechnische Zeitschrift. – 1973. – № 7. – S. 252-258.
91. Grubisic V. Bemessungsverfahren für Radsterne und Felgen / Grubisic V., Pavlovsky R. // Automobiltechnische Zeitschrift. – 1973. – № 9. – S. 324-330.
92. Grubisic V. Criteria and Methodology for Lightweight Design of Vehicle Components Subjected to Random Loads / Grubisic V. – Warrendale, Pa. : Society of Automotive Engineers, 1985. – 20 p. – (SAE Technical Paper series 850367).
93. Grubisic V. Possibility to Determine Aluminum Wheels Fatigue Life by Local Strain Concept / Grubisic V., Lowak H. – Warrendale, Pa. : Society of Automotive Engineers, 1988. – 15 p. – (SAE Technical Paper series 880696).
94. Hiermaier S. Structures under crash and impact - Continuum Mechanics, Discretization and Experimental Characterization. – 1st ed. / Stefan Hiermaier. – New York : Springer Science + Business Media LLC, 2008. – XII, 410 p.
95. Himmler G. Scheibenradpruefung auf der Dauerfestigkeitspruefmaschine / Himmler G. // Automobiltechn. Z. – 1973. – Vol. 32, № 2. – S. 53-59.
96. Ishihara Korchiro. Research of fatigue strength of wheels / Ishihara Korchiro, Kawashima Hisakazu // Transaction Japan Society of Mechanical Engineers. – 1989. – № 513. – C.1254-1258.
97. Karandikar H. Fatigue Life Prediction for Wheels by Simulation of the Rotating Bending Test / Karandikar H., Fuchs W. – Warrendale, Pa. : Society of Automotive Engineers, 1990. – 15 p. – (SAE Technical Paper series 900147).

98. Konishi Haruyuki. Evaluation of impact resistance of aluminum wheels / Konishi Haruyuki [and others] // Kome Steel Report. – 1997. – № 2. – P. 25-28.
99. LS-DYNA Keyword User's Manual. Volume 1. Version 971 / compiled by John O. Hallquist ; Livermore Software Technology Corporation. – [Livermore, California], 2007. – 2206 p.
100. LS-DYNA theoretical manual / compiled by John O. Hallquist ; Livermore Software Technology Corporation. – [Livermore, California], 1998. – 498 p.
101. Mohan P. LSTC/NCAC Dummy Model Development / P. Mohan, C-K. Park, D. Marzougui, C-D. Kan, S. Guha, C. Maurath, D. Bhalsod // 11th International LS-DYNA User Conference. – Dearborn (Michigan), 2010. – P. 7-53 -7-64.
102. Morita Yoshiyasu. Finite element stress analysis of automotive wheels / Morita Yoshiyasu [and others] // SumitomoMetals. – 1987. – № 3. – С. 245-263.
103. MSC Nastran 2012 Quick Reference Guide : DOC10004 [Электронный ресурс] // MSC Software : [сайт]. – Режим доступа: https://simcompanion.mscsoftware.com/infocenter/index?page=content&id=DOC10004&cat=MSC_NASTRAN_DOCUMENTATION_2012&actp=LIST (дата обращения: 15.03.2017).
104. MSC.Fatigue User's Guide : DOC9240 [Электронный ресурс] // MSC Software : [сайт]. – Режим доступа: https://simcompanion.mscsoftware.com/infocenter/index?page=content&id=DOC9240&actp=LIST_POPULAR (дата обращения: 04.02.2017).
105. Patran 2012 Reference Manual Part 3: Finite Element Modeling : DOC10133 [Электронный ресурс] // MSC Software : [сайт]. – Режим доступа: https://simcompanion.mscsoftware.com/infocenter/index?page=content&id=DOC10133&actp=LIST (дата обращения 04.02.2017).
106. Patran 2012 User's Guide : DOC10145 [Электронный ресурс] // MSC Software : [сайт]. – Режим доступа: https://simcompanion.mscsoftware.com/infocenter/index?page=content&id=DOC10145&cat=PA (дата обращения: 04.02.2017).

107. Polzin M. Magnesium alloy truck wheels evaluated analytically / Polzin M. – Warrendale, Pa. : Society of Automotive Engineers, 1952. – 20 p. – (SAE Technical Paper series 520056).
108. Reimpell J. The automotive chassis: engineering principles: chassis and vehicle overall, wheel suspensions and types of drive, axle kinematics and elastokinematics, steering, springing, tyres, construction and calculations advice. – 2nd ed. / Jörnsen Reimpell, Helmut Stoll, Jürgen W. Betzler ; translated from the German by AGET Limited. – Oxford : Butterworth Heinemann, 2001. – X, 444 p.
109. Ridder R. Reliability analysis of an automotive wheel assembly / Ridder R., Landgraph R., Thanjitham S. – Warrendale, Pa. : Society of Automotive Engineers, 1993. – 13 p. – (SAE Technical Paper series 930406).
110. Ridha R.A. Finite element stress analysis of automotive wheels / R.A. Ridha ; Society of Automotive Engineers. – Warrendale, Pa. : Society of Automotive Engineers, 1976. – 8 p. – (SAE Technical Paper 760085).
111. Riesner M. Computer simulation of wheel impact test / Riesner M., Zebrowski M., Gavalier R. – Warrendale, Pa. : Society of Automotive Engineers, 1986. – 8 p. – (SAE Technical Paper series 860829).
112. Riesner M. Finite element analysis and structural optimization of vehicle wheels / Riesner M., DeVries R. – Warrendale, Pa. : Society of Automotive Engineers, 1983. – 20 p. – (SAE Technical Paper series 830133).
113. Rupp A. Simulation of the experimental proof out of wheels and hubs. SAE Technical Paper 2002-01-1202 : [Conference Paper] / Rupp A., Heinrietz A., Ehl O. – Florence : ATA, 2001. – 9 p. – (International Conference of ATA “The role of experimentation in the automotive product development process” / Associazione Tecnica dell'Automobile, Nr. 01A1086).
114. Tirelli M. Evaluation of Aluminum Wheels with Focus on Specification Materials and Manufacturing / Tirelli M., Colosio M., and Santos J. – Warrendale, Pa. : Society of Automotive Engineers, 2011. – 8 p. – (SAE Technical Paper series 2011-36-0267).

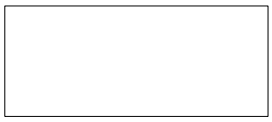
115. Wimmer A. Road Stress Resistance and Lightweight Construction of Automobile Road Wheels / Wimmer A., Petersen J. – Warrendale, Pa. : Society of Automotive Engineers, 1979. – 9 p. – (SAE Technical Paper series 790713).

Приложение 1

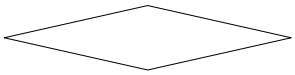
Процесс расчетного исследования прочности автотракторных колес. Схемы выполнены в международной методологии моделирования Basic Flowchart («Процесс»).

Условные обозначения:

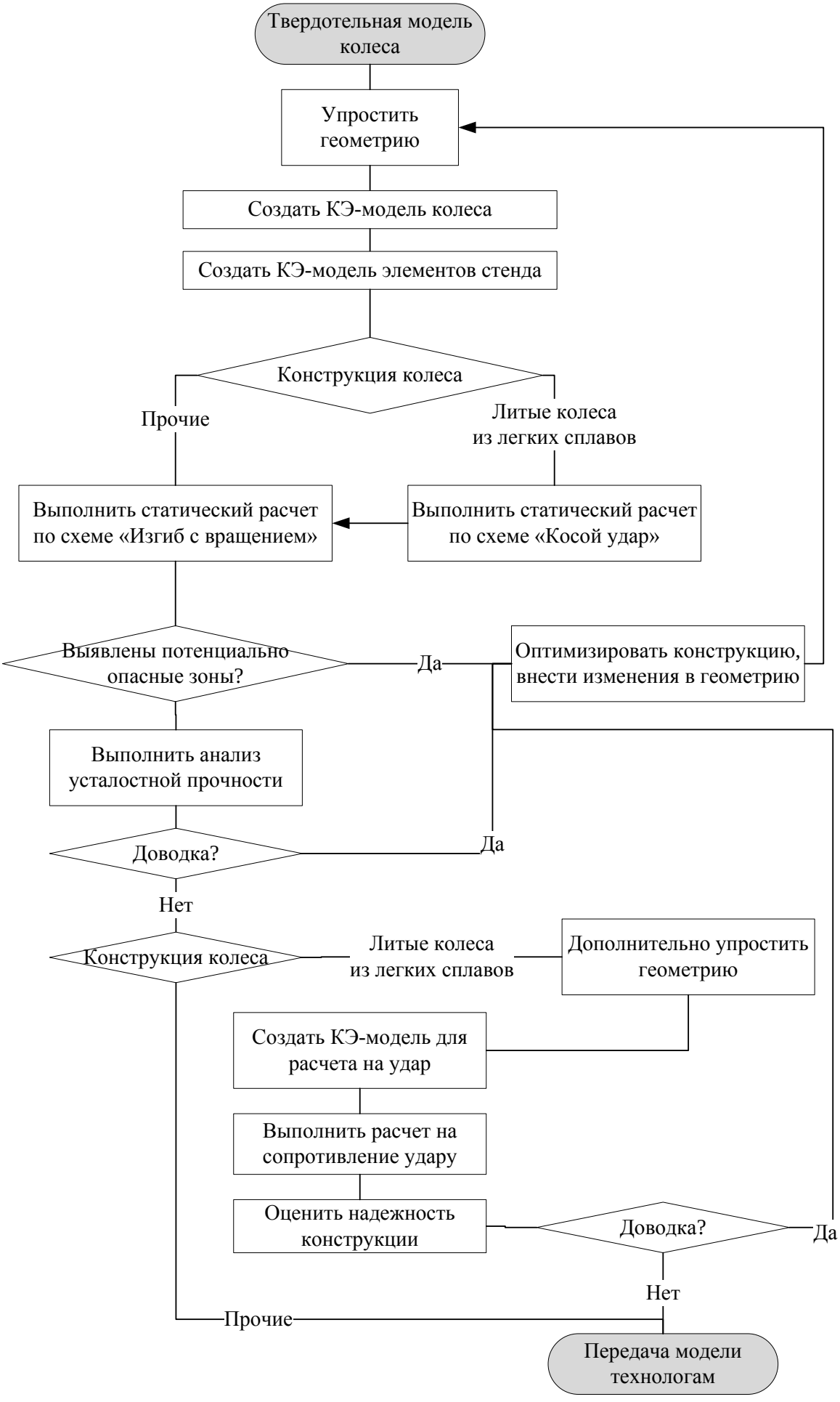
Начало / конец процесса



Действие



Условие / решение


Твердотельная модель колеса
Упростить геометрию
Создать КЭ-модель колеса
Создать КЭ-модель элементов стенда
Конструкция колеса
Прочие
Литые колеса из легких сплавов
Выполнить статический расчет по схеме «Изгиб с вращением»
Выполнить статический расчет по схеме «Косой удар»
Выявлены потенциально опасные зоны?
Да
Оптимизировать конструкцию, внести изменения в геометрию
Выполнить анализ усталостной прочности
Доводка?
Да
Нет
Конструкция колеса
Литые колеса из легких сплавов
Дополнительно упростить геометрию
Создать КЭ-модель для расчета на удар
Выполнить расчет на сопротивление удару
Оценить надежность конструкции
Доводка?
Да
Нет
Прочие
Передача модели технологам

ИСПЫТАТЕЛЬНАЯ ЛАБОРАТОРИЯ КОЛЕС АВТОМОБИЛЕЙ
Общества с ограниченной ответственностью "ИЛКА-МАДИ"

125829, Москва, Ленинградский проспект, 64
Телефон (499) 155-04-80
e-mail: ilka92@mail.ru

Аттестат аккредитации
Рег.№ RA.RU.21MT30

30.03.2017

АКТ ВНЕДРЕНИЯ

результатов научного исследования

Настоящим подтверждаю использование результатов диссертационного исследования «Разработка комплексного метода расчетной оценки прочности и надежности колес автотранспортных средств», выполненного Логиновым Е.М. в деятельности ООО «ИЛКА-МАДИ». Работа представляет практическую ценность при исследовании причин возникновения дефектов в колесах по результатам испытаний, в частности методика оценки усталостной прочности колес при изгибе с вращением и оценка прочности колеса при ударе.

Директор,
Кандидат технических наук, доцент А.М.Вахромеев

Публичное акционерное общество «Кременчугский колесный завод», УКРАИНА, 39611, Кременчуг-11 Полтавской области, проезд Ярославский, 8, счет 26002019407877, АКБ «Индустриалбанк», г. Запорожье, Украина МФО 313849 для регионального отделения АКБ «Индустриалбанк», в г. Кременчуг, Банк- корреспондент: ОАО «Банк ВТБ», Россия, г. Москва, БИК 044525187, ИНН 7702070139, корсчет 30101810700000000187

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)», 125319, г. Москва, Ленинградский проспект, д. 64, ИНН 7714029600, КПП 771401001, УФК по г. Москве (МАДИ), л/сч. 20736X72540, Отделение 1 Московского ГТУ Банка России, г. Москва 705 р/сч. 40501810600002000079, БИК 044583001, ОКАТО МАДИ 45277553000, КБК 00000000000000000130.

АКТ №1

приемки-сдачи работ по договору № 81/пр (570813)
«Разработка методики расчетно-экспериментальной оценки долговечности тракторного колеса DW20Ax26 методом конечных элементов (МКЭ) на MSC NASTRAN» от 15 мая 2013 г.

«_19_»_июня 2013 г.

Мы, нижеподписавшиеся, представитель Исполнителя Проректор по научной работе МАДИ Иванов А.М., в дальнейшем **ИСПОЛНИТЕЛЬ**, с одной стороны, и представитель **ЗАКАЗЧИКА**– Председатель Правления -генеральный директор ПАО «КрКЗ» Машкевич С.Ф с другой стороны, составили настоящий акт о том, что согласно договору № 81/пр(570813) от «15 » мая 2013 г. Исполнителем выполнено с начала работ на «19» июня 2013 года 23,5% от общей стоимости работ по договору, что составляет 200000 руб 00 коп (200 тысяч рублей 00 копеек), НДС не облагается.
Ранее опроцентовано _____00-00_____руб.

Следует к получению по настоящему акту 200 000 руб. 00 коп.(двести тысяч руб.00 коп.), _____
/сумма прописью/

От Исполнителя АКТ подписал:
:

Проректор МАДИ по научной работе

От Заказчика АКТ подписал

Председатель Правления -генеральный директор ПАО «КрКЗ»
Машкевич С.Ф

МП

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования

«МОСКОВСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ (МАДИ)»

«Центр компетенции по инженерным расчетам с использованием компьютерных технологий MSC Software (MSC Software engineering analysis technology Competence Center)»

Россия, 125319, Москва, Ленинградский просп., 64. Тел. (499) 151-6412 - ректор,
факс (499) 151-8965. Интернет: http://www.madi.ru. E-mail: info@madi.ru

03.04.2017 № 04-17/61-17

Акт внедрения

результатов диссертационной работы на соискание
ученой степени кандидата технических наук Логинова Е.М.
в работе «Центра компетенции MSC.Software-MADI»

Настоящим подтверждается внедрение результатов диссертационного исследования Логинова Е.М. по теме «Разработка комплексного метода расчетной оценки прочности и надежности колес автотранспортных средств» в работу «Центра компетенции MSC.Software-MADI».

Методика создания конечно-элементных моделей колес применяется в обучении сотрудников центра методам работы с пре- и постпроцессором MSC.Patran и создания расчетных моделей конструкций. Выводы и результаты, полученные при разработке комплексного метода, учитываются при рассмотрении отдельных задач центра и консультировании студентов, обучающихся в ФГБОУ ВО «Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)» по направлению 08.04.01 «Строительство». Программа «Строительная механика».

Проректор (направление по научной работе)
ФГБОУ ВО «МАДИ (ГТУ)»

С. В. Жанказиев

Заместитель руководителя «Центр компетенции MSC.Software-MADI»

С.К. Карцов

Генеральный директор
ООО «Эм-Эс-Си Софтвэр РУС»

Т.И. Озолинг

Руководитель технического отдела
ООО «Эм-Эс-Си Софтвэр РУС»

Э.Ю. Князев

ООО «Эм-Эс-Си Софтвэр РУС»
123022, г. Москва, 2-я Звенигородская ул., д.13, стр. 43, офис 521
Банковские реквизиты: Банк АО "ЮниКредит Банк" – 119034, Москва, Пречистенская наб., 9
Р/с 40702810400011302825 К/с 30101810300000000545
ИНН/КПП 7703595139/770301001 – БИК 044525545, ОГРН 1067746659518

MSC Software

Общество с ограниченной ответственностью
«ПРОМА колеса из легких сплавов» (ООО «ПРОМА К»)

PROMA Light alloy wheels

111394 Россия Москва ул. Новотетерки д.1
Http://www.proma-wheels.ru

тел./факс.: (495)368-90-09
E-mail: proma@proma-wheels.ru

Исх. № 07/1
от 30 марта 2017г.

АКТ

о внедрении результатов диссертационной работы
на соискание научной степени кандидата технических наук Логинова Е.М.

Настоящим актом подтверждается внедрение в процессы проектирования на предприятии ООО «ПРОМА колеса из легких сплавов» комплексного метода расчетной оценки прочности литых колес из алюминиево-кремниевых сплавов. Результаты работы используются при создании конечно-элементных моделей колес, формировании расчетной схемы, выполнении расчетов на усталостную прочность по схеме «изгиб с вращением» и сопротивление удару. Предложенная система позволяет повысить эффективность расчетной оценки конструкций, при необходимости определить перечень корректирующих мероприятий для обеспечения надлежащего запаса прочности до производства литейной оснастки и используется при проектировании нового модельного ряда.

Директор ООО «ПРОМА К» Сисюкин А.И.