

ВЛИЯНИЕ ТЕХНОЛОГИИ СБОРКИ ШТАМПОВАННЫХ КОЛЕС БОЛЬШОЙ РАЗМЕРНОСТИ НА УСТАЛОСТНУЮ ПРОЧНОСТЬ

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

Исследование посвящено проблеме влияния технологии сборки штампованных колес большой размерности, используемых на тракторах, комбайнах, дорожно-строительных машинах и другой технике, на их усталостную прочность и долговечность. Особенностью этих колес является их сборная конструкция, в которой раскатной обод сваркой соединяется со штампованным диском. Анализ напряженно-деформированного состояния (НДС) колеса выполняется методом конечных элементов (МКЭ). Расчет проводится при нагрузках, соответствующих стендовым испытаниям колес на усталость при изгибе с вращением в квазистатической постановке. Расчетные напряжения используются для сравнительной оценки усталостной прочности конструкции в зависимости от вариантов технологической сборки колеса. Характеристики усталостной прочности материала колес определяются путем испытаний образцов-темплетов, вырезанных из колеса, на электродинамическом вибраторе. Приведенная методика позволяет проводить сравнительный анализ конструктивно-технологических вариантов изготовления колес для решения проблемы повышения усталостной долговечности колес.

Ключевые слова: штампованные колеса, усталостная прочность, метод конечных элементов, изгиб с вращением, технология

Введение

Опыт эксплуатации автомобильных и тракторных колес показывает, что усталостная прочность определяет их ресурс и зависит от применяемых материалов, нагрузок и технологии производства [1, 2]. Для оценки надежности колес в условиях работы при знакопеременных нагрузках оценка усталостной прочности колеса выполняется обычно в соответствии с нормативными требованиями методом испытаний на изгиб с вращением [3–4].

С помощью конечно-элементных расчетных комплексов возможно создание расчетной конечно-элементной модели (КЭ-модели), позволяющий имитировать процесс испытания колеса при изгибе с вращением [2]. Расчет обычно проводится при проектировании и доводке конструкции, если в колесе при испытаниях выявляются дефекты. В известных

работах расчет выполняется для самой конструкции колеса без имитации присоединенных элементов стенда. Такая «изолированная» КЭ-модель колеса не позволяет правильно оценить распределение усилий, передаваемых от стенда к колесу, что приводит к появлению погрешностей. При оценке усталостной прочности обычно используются усталостные характеристики материала колеса без учета технологии выполнения натяга и сварки обода колеса с диском.

В статье приведена методика расчетного конечно-элементного анализа, которая позволяет более точно оценить напряженно-деформированное состояние (НДС) в колесе при стендовых усталостных испытаниях, учесть влияние сварного шва на усталостную прочность материала и провести сравнительный анализ влияния конструктивно-

технологических параметров сборки колеса на его усталостную прочность и долговечность. Применение методики позволяет существенно ускорить процесс доводки конструкции и уменьшить затраты, связанные с испытанием промежуточных вариантов конструкций колес.

Постановка задачи

Для исследования выбрано типовое тракторное колесо большой размерности диаметром 26" (рис. 1). Особенностью колеса является сборная конструкция, состоящая из раскатного обода и штампованного диска, соединенных между собой сваркой. Материал обода колеса – сталь типа 08ЮА с пределом текучести $\sigma_T = 255$ МПа, марка стали для диска может несколько отличаться, однако для методики расчета НДС это не является существенным.

В процессе сборки колеса штампованный диск с усилием вставляется в обод, обычно выполняемый методом раскатки, в результате чего между ободом и диском возникает натяг. Положение обода относительно диска фиксируется с помощью сварного шва.

При производстве колес большой размерности процесс сборки обычно выполняется в полуавтоматическом режиме, и рассеяние параметров соединения довольно значительное. В связи с этим при эксплуатации и усталостных испытаниях отдельных экземпляров этих колес в ободьях часто обнаруживаются усталостные трещины в области сварного шва, что не допускается в соответствии с нормативными требованиями к испытаниям сельскохозяйственных колес EUWA ES 3.12 [3].

Стендовые испытания на усталостную прочность при изгибе с вращением воспроизводят воздействие суммы моментов, которые возникают под действием вертикальной нагрузки и боковой силы, возникающей во время поворота или при движении колеса по наклонной поверхности [3, 4]. Схема приложения нагрузки приведена на рис. 2.

Цикличность действия изгибающего момента создается в результате вращения колеса. При проведении испытаний колесо по ободу 2 закрепляется на вращающемся столе станда 1. Через штатные крепежные отверстия 3 к колесу жестко крепится консольный рычаг (скалка) 4, тем самым моделируется крепление колеса к ступице. Нагрузка (усилие P) прикладывается к другому концу рычага. В процессе испытаний колесо вместе с рычагом вращается вокруг



Рис. 1. Место возникновения усталостной трещины в колесе

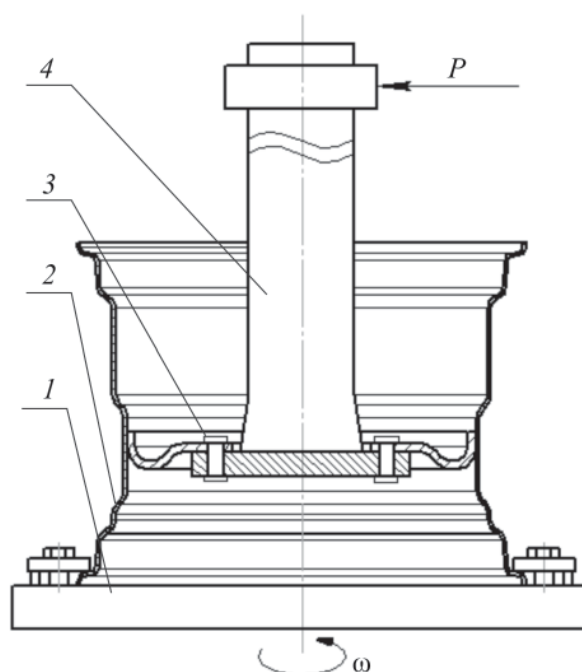


Рис. 2. Схема и внешний вид стенда для проведения испытаний на изгиб с вращением:
1 – вращающийся стол; 2 – обод колеса;
3 – крепежные отверстия колеса; 4 – консольный рычаг

оси. Таким образом, имитируется циклическое нагружение колеса при его качении по дороге. Положение и длина рычага обеспечивают требуемые условия нагружения колеса относительно соответствующих осей.

Моделирование и расчет

Расчет НДС в колесе проводился методом конечных элементов [5]. Такой подход к анализу усталостной прочности с использованием данных КЭ-расчета НДС и экспериментальных исследований усталостной прочности материала является традиционным [6]. Для анализа НДС колеса МКЭ, использовались программные инструменты MSC.Software [7, 8]. При рассмотрении различных вариантов расчетных схем было установлено, что для имитации нагружения колеса на стенде на изгиб с вращением и адекватной оценке жесткости конструкции при испытаниях необходимо включать в КЭ-модель не только само колесо, но и нагружающие элементы стенда.

При вращении колеса на стенде с приложением поперечного усилия к рычагу в точках колеса напряжения меняются по симметричному циклу, однако усилия натяга при сборке создают дополнительные постоянные напряжения, таким образом, суммарные напряжения в точках колеса меняются по асимметричному циклу.

Квазистатический расчет НДС колеса при нагружении по схеме, приведенной на рис. 2, при различных вариантах сборки позволяет определить амплитуды напряжений симметричного цикла σ_a в его опасных точках. Расчет НДС в колесе от натяга при сборке диска с ободом позволяет определить статическую составляющую σ_m цикла нагружения в зависимости от величины натяга. Полученные характеристики цикла напряжений далее сравниваются с данными усталостных испытаний образцов (темплетов), вырезанных из колеса и включающих сварной шов с учетом усталостных характеристик исходного материала колеса. Анализ позволяет приближенно оценить характеристики выносливости и усталостной долговечности колес, выявить возможные причины возникновения усталостных трещин в районе сварного шва, что позволяет дать рекомендации по усовершенствованию технологии изготовления колес.

Создание КЭ-модели колеса в сборе с нагружающими элементами испытательного стенда не является тривиальной задачей и состоит из нескольких этапов. В силу осесимметричности конструкции первоначальная КЭ-модель создается для 1/8 части сборки. Для построения модели используются объемные шестиузловые призматические и восьмиузловые гексагональ-

ные конечные элементы (элементы первого порядка). Целая модель получена в результате симметричного отражения полученной КЭ-сетки. От адекватности модели существенно зависит получение правильного решения. Поэтому целесообразно выполнить проверку качества построенной сетки по всем критериям, предусмотренным комплексом MSC.Patran. Проверка качества сетки выполняется по критериям целостности модели (диагностика наличия пустот, повторяющихся узлов или элементов и т.д.) и степени искаженности геометрии конечных элементов (кривизна, соотношение длин ребер, наклон, коробление и т.д.). Ниже в описании КЭ-модели обозначения элементов и функций приняты как в комплексе MSC.Software: Patran – Nastran [7, 8].

На рисунке 3 показан промежуточный результат построения КЭ-модели для сектора длиной дуги 90° непосредственно после симметричного отражения элементов относительно оси симметрии. Дискосвая часть и обод создаются отдельно и не имеют общих узлов. Допускается совпадение координат только незначительного количества узлов.

В целях лучшего распознавания контакта в месте стыка диска с ободом сетка диска делается крупнее, чем сетка обода. По этой же причине размер элемента КЭ-сетки крепежных болтов в 1,3 раза меньше, чем размер элементов на ступице.

Рычаг длиной 1 м моделируется 10 балочными элементами. Его конец, совпадающий с центральным узлом ступицы, соединяется с другими узлами, расположенными на контактирующей с диском поверхности. Связка выполняется жесткими элементами (типа RBE2) [7, 8] и включает в себя узлы, расположенные внутри и по длине окружности, диаметр которой равен фактическому диаметру рычага (рис. 4).

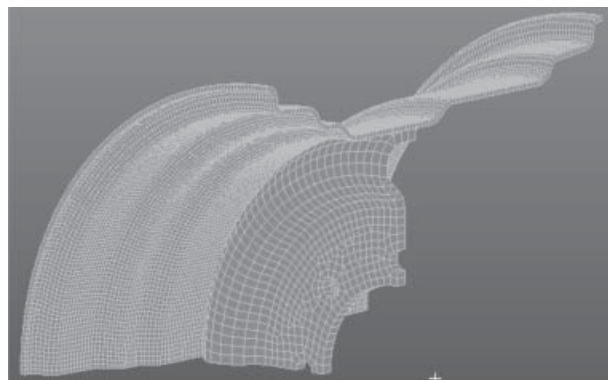


Рис. 3. КЭ-модель сектора колеса с длиной дуги 90°

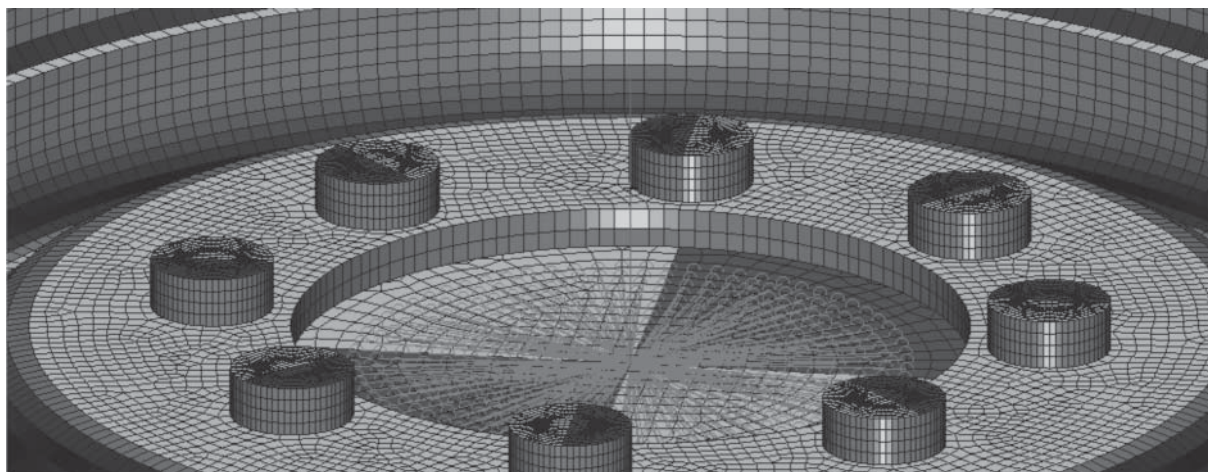


Рис. 4. КЭ-модель ступицы и рычага

КЭ-модель колеса в сборе с испытательным стендом, состоящая из 168647 узлов и 117872 элементов, показана на рис. 5.

При моделировании нагрузки учитывается последовательность приложения сил. Первый шаг – закрепление внешней бортовой закраины и приложение момента затяжки болтов. Далее добавляется сила, приложенная к концу рычага испытательного стенда.

Приложенная сила в рассматриваемом расчете составила 16,14 кН.

Телами контакта в модели являются диск, обод, верхняя и нижняя головки болтов, всего – 18 тел контакта.

Узлы, находящиеся в непосредственной близости к кромке перехода от головки болта к стержню, исключаются из контакта в связи с тем, что в реальной конструкции между диском и болтом присутствует шайба. Таким образом, контакт фактически имеет место на незначительном удалении от отверстия, являющегося концентратором напряжений.

Затяжка болтовых соединений моделируется приложением силы, равной 78,45 кН, с помощью функции 3D Bolt Preload [7]. Воздействие этой силы эквивалентно моменту затяжки болтов в 600 Н·м.

Расчет выполнялся в упруго-пластической постановке, при этом применялся решатель комплекса Nastran: Sol 400 [8]. В настройках контактной задачи решателя выбирается кулоновская билинейная модель трения.

Контактирующие пары задаются исходя из условия, что тело с более крупными элементами будет считаться главным, а тело с менее крупными – второстепенным. Время расче-

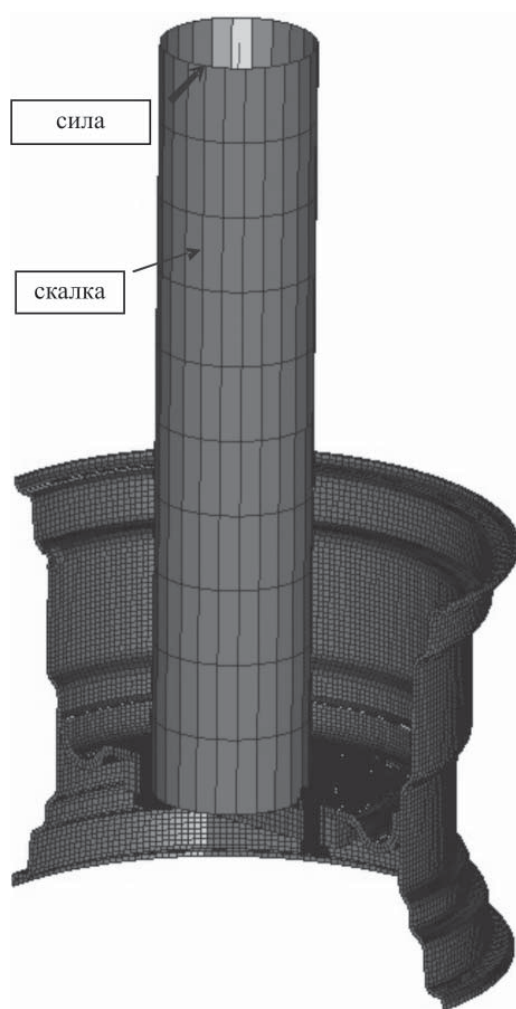


Рис. 5. КЭ-модель колеса в сборе с испытательным стендом

та задачи можно сократить, если ограничить поиск контакта до одного направления от второстепенного тела к главному.

Анализ результатов расчета

Для анализа НДС колеса при различных условиях технологической сборки диска с ободом рассмотрено три возможных варианта ее выполнения:

1) диаметральные размеры диска и обода выполнены по номинальным размерам; натяг и зазор в конструкции отсутствуют;

2) конструкция собрана с зазором между диском и ободом;

3) конструкция собрана с натягом между диском и ободом; выбраны два варианта натяга по чертежам колеса: 0,4 мм – максимальный натяг и 0,25 мм – промежуточный.

В первых двух вариантах расчет проводился для нагрузок в условиях стенда «изгиб с вращением» в квазистатической постановке. Полученные в результате испытания напряжения рассматривались как амплитудные значения при симметричном циклическом нагружении. Максимальные напряжения в колесе по данным расчета возникают в зоне болтового крепления (126 МПа) (рис. 6). Однако следует отметить, что болтовое крепление колеса к стенду (размеры болтов) при формировании расчетной модели выбирались нами условно, так что распределение напряжений в болтовом соединении не учитывалось при оценке его прочности. С учетом этих соображений наиболее нагруженной зоной колеса является обод в районе колодца (посадочная поверхность) в области сварного шва.

Последнее не исключает возможности появления значительных напряжений и при реальных размерах болтового соединения и, как следствие, появления трещин в этой зоне при испытаниях. Хотя это и не являлось целью исследований, очевидно, что для анализа дефектов в местах крепления может быть использован аналогичный подход.

В условиях плотного контакта диска и обода без натяга и зазора (первый вариант сборки), максимальные эквивалентные напряжения σ_i (интенсивность напряжений по Мизесу) в районе сварного шва при имитации нагрузок в условиях стенда «изгиб с вращением» составили (рис. 7) $\sigma_a = \sigma_i = 73$ МПа, где σ_a – амплитуда интенсивности напряжений в точке в симметричном цикле нагружения.

При нагружении по схеме стенда «изгиб с вращением» в предположении отсутствия контакта (второй вариант сборки) моделируется начальное отсутствие контакта между ободом

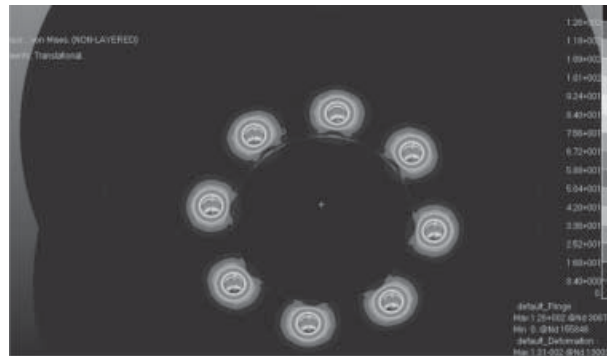


Рис. 6. Распределение напряжений в зоне крепления болтов

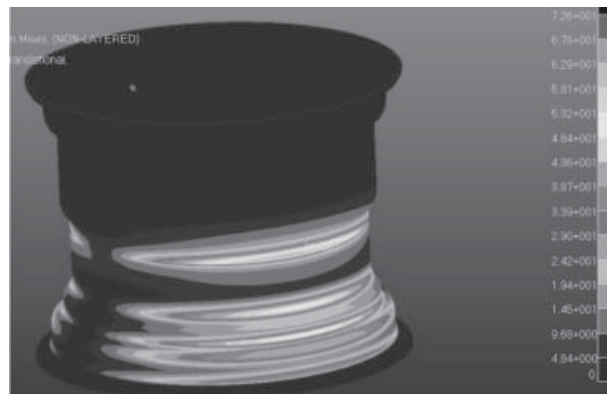


Рис. 7. Распределение напряжений по ободу в условиях плотного контакта без натяга и зазора

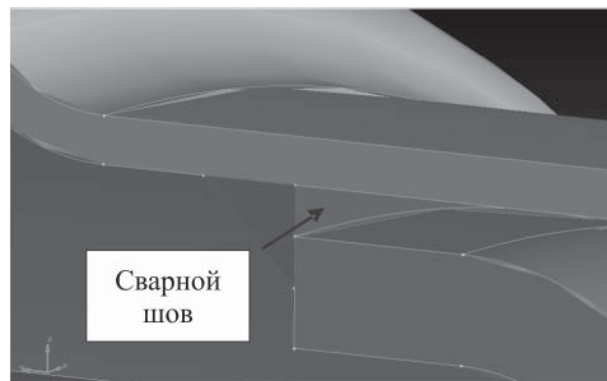


Рис. 8. Зазор между диском и ободом (в масштабе)

и диском по соприкасающимся поверхностям, кроме зоны сварки. Таким образом, усилие от диска к ободу передается только через поверхности сварного шва (рис. 8).

Этот расчет проводился с целью оценки максимальных напряжений в зоне сварного шва без учета натяга. На рисунке 9 показано распределение напряжений по поверхности обода. Максимальные значения интенсивности напряжений по Мизесу составили $\sigma_a = \sigma_i = 172$ МПа.

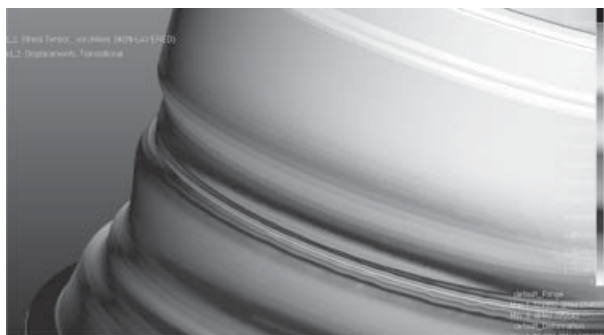


Рис. 9. Распределение интенсивности напряжений σ_i по поверхности обода в условиях отсутствия контакта

Хотя расчет проводился в упругопластической постановке, следует отметить, что в районе сварного шва при нагружении колеса по схеме «изгиб с вращением» напряженно-деформированное состояние упругое. Это даст возможность отдельного рассмотрения НДС от циклического нагружения для определения амплитуд напряжений σ_a и от натяга (третий вариант сборки) для определения статической составляющей цикла напряжений – среднего напряжения цикла нагружения σ_m .

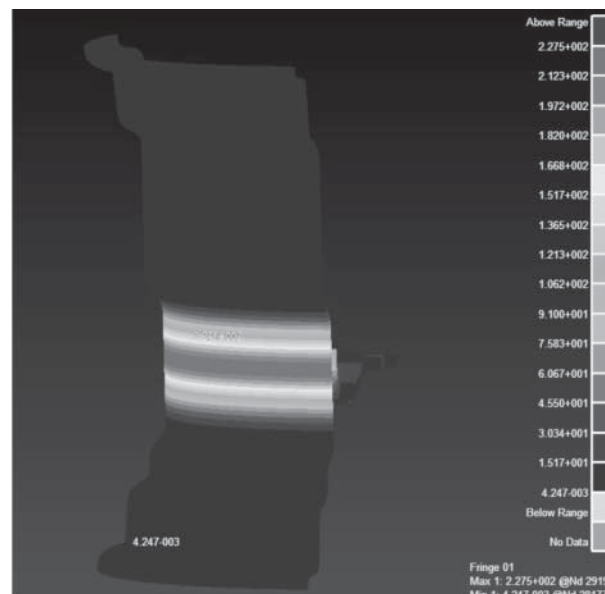
Расчет НДС колеса выполнялся при двух значениях натяга: 0,4 мм (максимальная величина по конструкторской документации) и 0,25 мм.

Анализ результатов показал, что при наибольшем натяге 0,4 мм при сборке колеса в районе сварного шва возникают большие напряжения. Причем максимальные эквивалентные напряжения в условиях размазанного (распределенного по всей площади) контакта составляют $\sigma_m = \sigma_i = 228$ МПа (рис. 10, а).

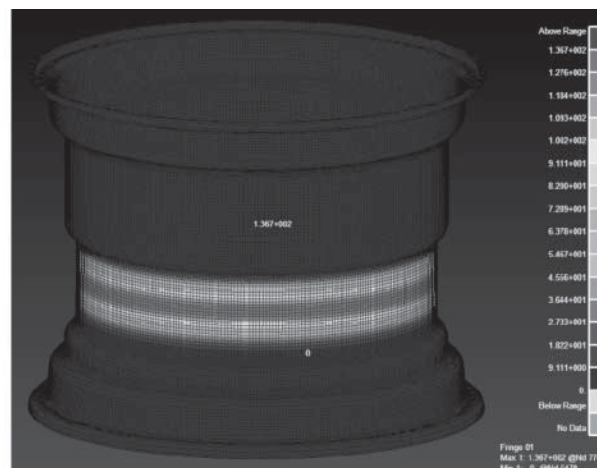
Если учесть, что для материала обода предел текучести $\sigma_T = 255$ МПа, то можно считать, что при циклическом нагружении диска в условиях «изгиба с вращением» статическая составляющая напряжений от натяга может в некоторых неблагоприятных случаях достигать значений, близких к пределу текучести. Расчет, проведенный для меньшего значения натяга 0,25 мм, показал, что напряжения в районе сварного шва снижаются до значения $\sigma_m = \sigma_i = 136$ МПа (рис. 10, б).

Усталостные испытания образцов-темплетов

В связи с тем, что основной проблемной зоной является место соединения дисковой части колеса с ободом, для определения усталостных характеристик материала в конструкции



а

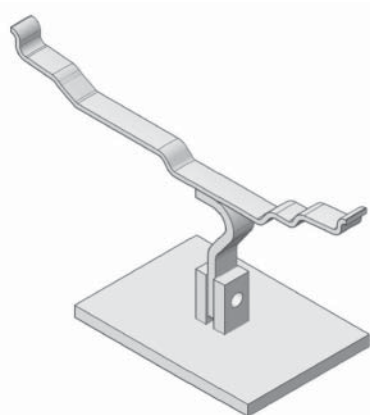


б

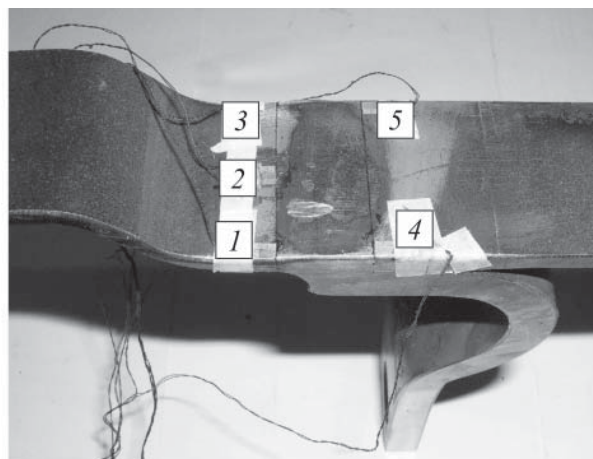
Рис. 10. Распределение напряжений по Мизесу по поверхности обода в условиях натяга 0,4 мм (а) и 0,25 мм (б)

с учетом технологии сварки были изготовлены образцы – полосы (темплеты), вырезанные из готового колеса двумя параллельными сечениями, проходящими вблизи центра, перпендикулярно плоскости колеса (рис. 11, а и б).

В отличие от стандартных методов испытаний на выносливость данная методика основана на возбуждении вынужденных колебаний темплета. Следует отметить, что при этих испытаниях не воспроизводится статическая составляющая нагрузки от натяга, что является следствием разрезки колеса, а также отсутствует окружающая составляющая напряжений. Однако влияние сварного шва и повреждения



а



б

Рис. 11. Эскиз закрепления и внешний вид образца-темплета колеса (а)
с установленными и пронумерованными тензорезисторами (б)

материала при сварке этими испытаниями выявляется – они позволяют оценить наклон кривой выносливости и влияние технологии на рассеяние характеристик выносливости, что необходимо для сравнительного анализа. Основное преимущество подобного способа заключается в возможности учета фактической технологии изготовления колеса [9]. Испытания проводились на электродинамическом вибраторе при консольном закреплении темплета. Общий вид установки показан на рис. 12. Темплет 3 жестко закреплялся на подвижном столе вибровозбудителя 1 с помощью специальной струбицы 2. Измерение параметров колебаний стола (частота и амплитуда возбуждения) выполнялось с помощью акселерометра 7, установленного на вибрирующем столе, и оптического измерителя перемещений 5. Колебания обода темплета измерялись с помощью оптического измерителя 6. Напряжения измерялись с помощью тензорезисторов 4 с базой 3 мм, установленных вблизи зоны стыка диска с ободом колеса (рис. 11, б).

Калибровка возбуждаемых напряжений в образце проводилась с помощью тензометрирования и 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 все элементы измерительной схемы тарировались с помощью тестовых (с известными значениями амплитуд и напряжений) сигналов. Для до-

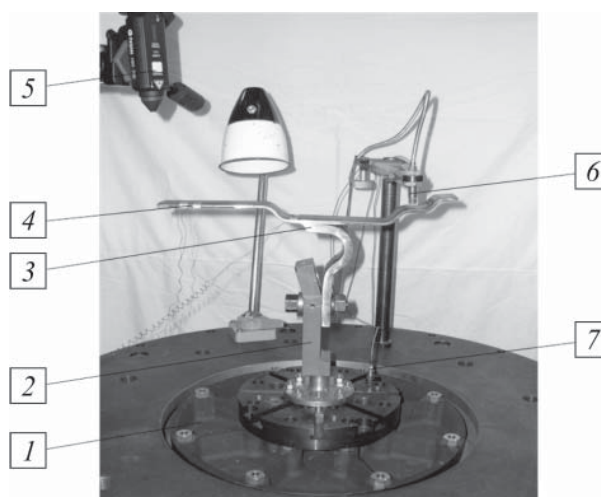


Рис. 12. Общий вид электродинамического вибрационного стенда в сборе с испытуемым образцом

стижения максимальных амплитуд колебаний и, соответственно, максимальных напряжений возбуждение колебаний темплета осуществлялось на частоте, равной частоте его основного тона, которая предварительно определялась методом свободных колебаний и оказалась равной 690 Гц.

Для анализа напряженного состояния темплета и выбора мест установки тензорезисторов был проведен расчет темплета МКЭ с использованием комплекса MSC.Nastran.

Анализ собственных частот колебаний темплета с имитацией его закрепления на вибростенде показал (рис. 13), что распределение напряжений при колебаниях совпадает с полученным при испытаниях, и максимальные

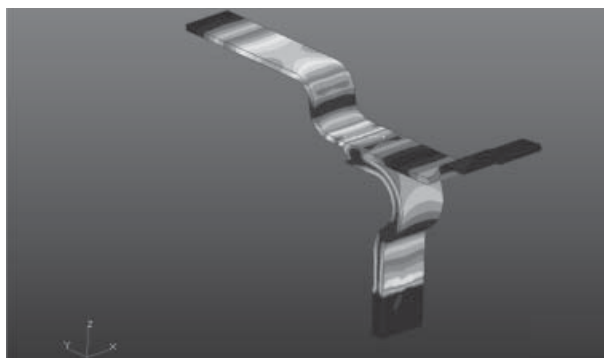


Рис. 13. Распределение напряжений при колебаниях темплета по первой форме (расчет МКЭ в комплексе MSC. Nastran)

напряжения выявляются в зоне образования трещины усталости в районе сварного шва, что позволило определить схему установки тензорезисторов (см. рис. 11, б).

Испытания на вибраторе семи темплетов проводились по методу ступенчатого повышения нагрузки при различных значениях амплитуды возбуждения. При испытаниях напряжения задавались по наибольшему показанию датчиков 1 и 3 (рис. 11, б) и контролировалось по величине амплитуды колебаний конца образца, замеряемой с помощью оптического измерителя перемещений. Базовое количество циклов нагружения составляло 2×10^6 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».

Результаты испытаний приведены на графике (рис. 14) в виде кривой усталости. Здесь отчетливо проявляется линейный характер снижения амплитуд напряжений с ростом числа циклов нагружения.

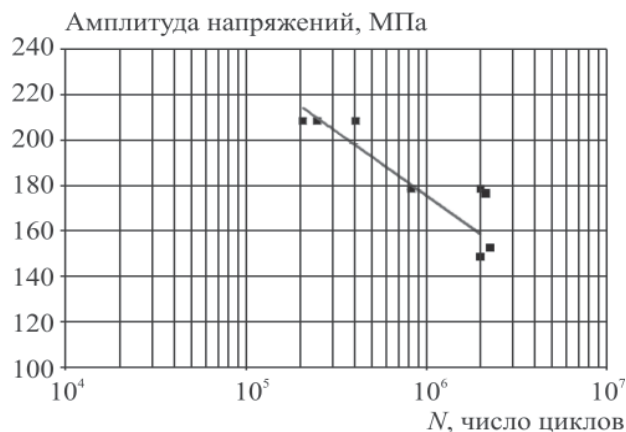


Рис. 14. Кривая усталости испытанных образцов-темплетов

Среднее значение предела выносливости образцов на ограниченной базе 2×10^6 циклов составило $\sigma_v = 160$ МПа при минимальном значении $\sigma_v = 150$ МПа и максимальном $\sigma_v = 180$ МПа.

Расположение усталостной трещины показано на рис. 15. Трещина распространяется от катета сварного шва вглубь ручья обода по телу материала диска. За число циклов до разрушения принималось число циклов до уменьшения частоты нагружения на 10%.

Оценка усталостной прочности колеса

При изгибе с вращением в условиях стенда в колесе, как уже указывалось выше, возникает циклическое гармоническое изменение напряжений, причем, если не учитывать натяг в процессе сборки диска колеса с ободом, изменение напряжений происходит по симметричному циклу.

При наличии сборочного натяга напряжения от натяга являются постоянными средними напряжениями цикла, а сам цикл нагружения при изгибе с вращением является несимметричным. Влияние асимметрии цикла на предел выносливости можно приближенно учесть с использованием схематизированной диаграммы предельных амплитуд.

Для оценки долговечности колеса предел прочности σ_v принимался по справочным данным для материала колеса равным 420 МПа. Предел выносливости брался с экспериментальной диаграммы рис. 14 на базе 10^6 циклов с учетом рассеяния и с учетом асимметрии цикла при различных величинах натяга (рис. 16).

Ниже в табл. 1 приведены результаты расчетной оценки выносливости колеса по данным расчета НДС с учетом данных испытаний образцов – темплетов для различных вариантов сборки колеса.

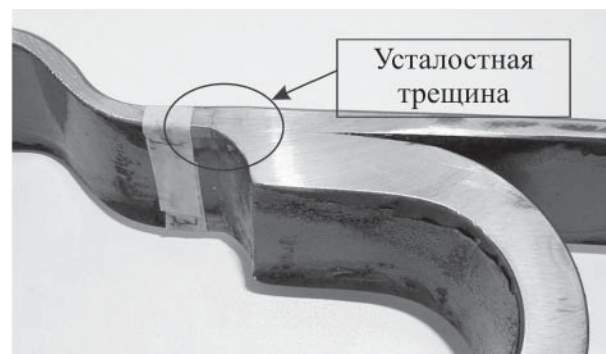


Рис. 15. Усталостная трещина в испытуемом образце

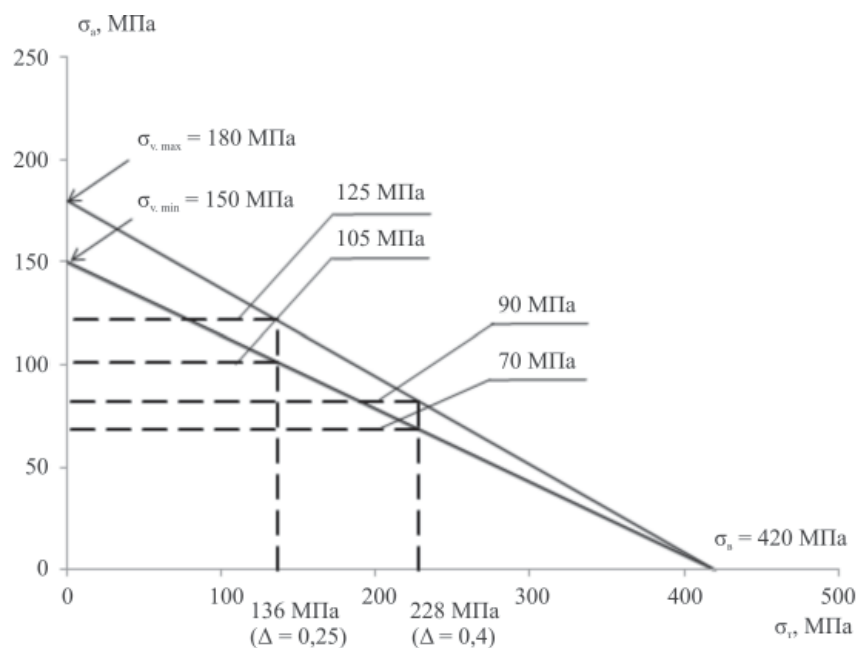


Рис. 16. Расчет пределов выносливости с учетом асимметрии цикла

Таблица 1

Результаты сравнительного анализа усталостной прочности колеса

	Амплитуда напряжений σ_a , МПа	Среднее напряжение от натяга σ_m , МПа	Предел выносливости с учетом асимметрии 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 $\Delta = 0,25$ мм	73	136	125–105	Запас по выносливости около 1,7
Натяг между диском и ободом $\Delta = 0,4$ мм	73	228	70–90	Возможное разрушение в области шва

Следует иметь в виду, что при полуавтоматической сварке и недостаточных запасах по выносливости (см. табл. 1), а также при отсутствии натяга или максимальном натяге, возникновение трещин усталости может происходить при более низком числе циклов.

Очевидно, что для более точной оценки значений долговечности рассмотренных вариантов необходимо учесть свойства материала в сварном шве, изменение характеристик основ-

ного материала в процессе технологии изготовления, иметь более точные характеристики усталостной прочности материала. Однако для сравнительного анализа и, главное, выявления направления изменений конструкции и технологии в процессе доводки колеса расчетный анализ с использованием разработанной модели является весьма полезным инструментом, позволяющим сократить объем доводочных работ и свести число испытаний колес к минимуму.

Заключение

Проведенное исследование показало возможность расчетно-экспериментальным путем с использованием разработанной модели МКЭ проводить анализ технологии сборки колес и сравнительную оценку их усталостной прочности и долговечности. Показаны основные подходы к построению таких моделей, позволяющих учесть все особенности нагружения колеса в системе стенда для испытаний на изгиб с вращением, особенности решения контактной задачи в контактирующих парах модели. Исследования конкретного колеса с технологией сборки обода и диска с натягом показали, что для увеличения долговечности колес необходим строгий контроль диаметральных размеров выпускаемых дисков и ободьев. С учетом объема выпуска колес возможно группировать пары диск – обод, чтобы обеспечить гарантированный минимальный натяг и отсутствие зазора. Кроме того, следует обеспечить технологию автоматической сварки для уменьшения рассеяния усталостных характеристик конструкции.

Список литературы

1. 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.
2. Демьянушко И.В. Информационные технологии и создание автомобильных конструкций / И.В. Демьянушко, М.Н. Юдин // Автомобильная промышленность. 2003. № 9. С. 3–5.
3. EUWA ES 3.12. Test requirements for agricultural wheels. 2004.
4. ГОСТ Р 52390-2005. Транспортные средства. Колеса дисковые.
5. Технические требования и методы испытаний. – М.: Госстандарт, 2007. – 30 с.
6. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике. – М.: Мир, 1975. – 544 с.
7. Irina V. Demiyanshko, 'State-of-the-Art and Trends of Development of Reliability of Machines and Mechanisms', *Mechanisms and Machine Science*, 2011, pp. 173-183. Режим доступа: http://dx.doi.org/10.1007/978-94-007-1300-0_14
8. MSC. Patran 2012 User's Guide. Режим доступа: www.msccsoftware.com
9. MSC.Nastran 2012 Quick Reference Guide. Режим доступа: www.msccsoftware.com
10. Батрак, Н.И., Вахромеев А.М. Методические особенности испытаний на усталость легковых автомобильных колес // Вопросы строительной механики и надежности конструкций: Сборник научных трудов МАДИ. – М.: МАДИ, 2010. С. 5–19.

Материал поступил в редакцию 01.07.14

ДЕМЬЯНУШКО Ирина Вадимовна

E-mail: demj-ir@mail.ru
Тел.: 8 (499) 155-08-48

Доктор технических наук, профессор, заведующая кафедрой строительной механики Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). Сфера научных интересов: прочность, динамика, надежность машин и конструкций. Автор 145 научных публикаций, 6 патентов.

ЛОГИНОВ Евгений Михайлович

E-mail: evgeny.m.loginov@gmail.com
Тел.: 8 (499) 155-08-48

Аспирант кафедры строительной механики Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). Сфера научных интересов: прочность, динамика, надежность машин и конструкций. Автор 6 публикаций.

ВАХРОМЕЕВ Александр Михайлович

E-mail: Ilka92@mail.ru
Тел.: 8 (499) 155-04-80

Доцент кафедры строительной механики Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). Сфера научных интересов: прочность, динамика, надежность машин и конструкций. Автор 44 публикаций, 5 патентов.

МИРОНОВА Виолетта Валерьевна

E-mail: violettmir@gmail.com
Тел.: 8 (499) 155-08-48

Доцент кафедры строительной механики Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). Сфера научных интересов: прочность, динамика, надежность машин и конструкций. Автор 9 публикаций.