

УДК 629.3.027:620.178.324

Александр Михайлович Вахромеев, канд. техн. наук, доц.,
МАДИ, Россия, 125319, Москва, Ленинградский пр., 64, wheeltest@bk.ru

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРЕДЕЛА ВЫНОСЛИВОСТИ АВТОМОБИЛЬНОГО КОЛЕСА ПРИ ИЗГИБЕ С ВРАЩЕНИЕМ

Аннотация. Для повышения качества колес при прогнозировании усталостной долговечности использовались некоторые новые критерии усталости при сложном напряженном состоянии. Амплитуда эквивалентных напряжений рассчитывается на основе метода номинальных напряжений с учетом влияния среднего напряжения. Результаты испытаний и расчета соответствуют друг другу по месту образования усталостной трещины и продолжительности ее распространения.

Ключевые слова: транспортное средство, автомобильное колесо, усталость материала, метод конечных элементов, коэффициент асимметрии цикла.

Alexander M. Vakhromeyev, Ph. D., associate professor,
MADI, 64, Leningradsky Prosp., Moscow, 125319, Russia, wheeltest@bk.ru

DETERMINATION OF THE FATIGUE LIMIT OF AUTOMOBILE WHEELS

Abstract. To improve the quality of wheels, a new method for evaluating the fatigue life of wheels is proposed in this paper. The equivalent stress amplitude was calculated based on the nominal stress method by considering the effects of mean load. The fatigue life of aluminum wheels was predicted by using the equivalent stress amplitude and aluminum alloy wheel S-N curve. The results from the aluminum wheel rotary fatigue bench test showed that the baseline wheel failed the test and its crack initiation was around the hub bolt hole area that agreed with the simulation.

Key words: vehicle, car wheel, fatigue, finite elements method, stress ratio.

Введение

Дисковые колеса являются высоконагруженными элементами конструкции дорожных транспортных средств. Прочность колес автотранспортных (АТС) средств во многом определяет их безопасность. В связи с этим автомобильные колеса подвергаются обязательным сертификационным испытаниям при различных видах нагрузок, и их установка на транспортное средство требует обязательного получения сертификата соответствия. Источником разрушения всегда являются трещины, возникающие в колесе автомобиля и быстро развивающиеся при перегрузках. Трещины могут возникать из-за накопления усталостных повреждений и при воздействии ударных нагрузок. Таким образом, разрушение колеса происходит либо при исчерпании ресурса, либо при воздействии перегрузки. Поведение колеса при разных видах нагружения зависит от конструкции, материала и технологии изготовления колеса. После изготовления колеса подвергаются стендовым испытаниям по программам и при условиях нагружения, соответствующим нормативным требованиям, то и расчетный анализ обычно проводится при так называемых стендовых условиях нагружения. Эти условия содержатся в различных нормативных документах [1–3] и др.

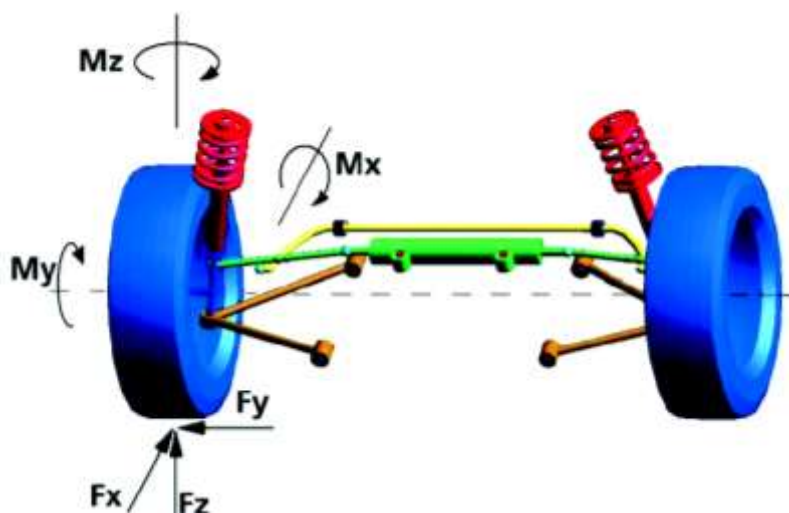


Рис. 1. Силы, действующие на автомобильное колесо

Поэтому выбору их параметров и испытаниям придается особое значение. Необходимость учета сложной конструкции и многомерных стохастических нагрузок (рис. 1) во время эксплуатации затрудняет оптимальный выбор параметров и обуславливает особые требования к экономичной испытательной процедуре.

Напряжения в дисковых колесах

Напряжения в сечениях колеса складываются из напряжений, возникающих в процессе изготовления, от статической нагрузки от автомобиля и динамических напряжений.

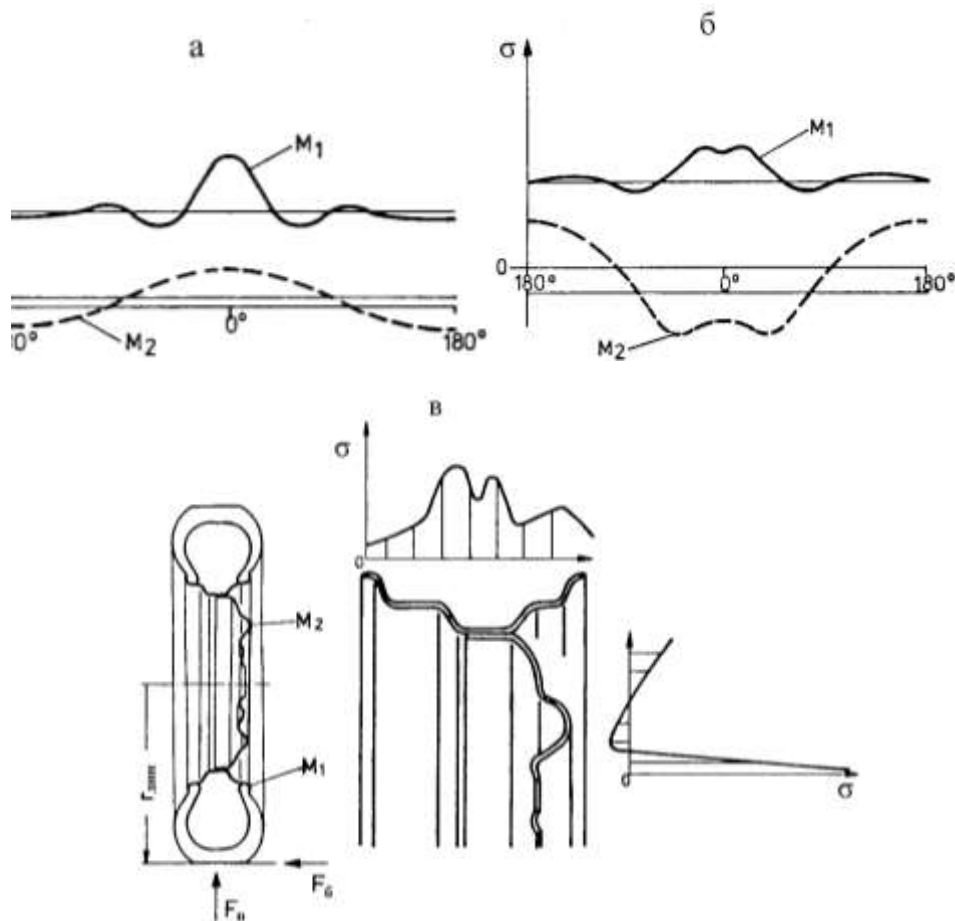


Рис. 2. Характерное изменение напряжений в дисковых колесах легковых автомобилей при медленном качении колеса с радиальной шиной: а) напряжения во время поворота колеса на ободе в точке M_1 ; б) напряжения во время поворота колеса на диске в точке M_2 ; в) распределение статических напряжений на диске, вызываемых предварительной затяжкой элементов крепления колеса к ступице автомобиля, и напряжения на ободе колеса от внутреннего давления воздуха и шине

Собственные напряжения у стальных колес вызываются холодной штамповкой, усадкой и сваркой. В легкосплавных колесах возникают напряжения из-за температурных колебаний во время процесса охлаждения. Напряжения, возникающие в процессе изготовления, могут обладать повышающими или понижающими прочностные свойства. Статические нагрузки действуют в ободе колеса при монтаже и демонтаже шины. При закреплении колеса на фланце ступицы в диске колеса и в отверстиях под болты также возникают статические нагрузки. Во время движения автомобиля на статические нагрузки накладываются динамические нагрузки, которые обусловлены профилем дорожного полотна, типом шины, конструкцией дискового колеса, ходовой частью автомобиля и манерой вождения. У катящегося колеса согласно рис. 2 в соответствующих точках конструкции господствуют другие, различные по величине и по направлению градиенты напряжений, зависящие от времени.

Основные нагрузки в колесах легковых автомобилей вызываются вертикальной силой F_v и боковой F_6 на опорной поверхности колеса [4, 5]. Окружные силы вследствие ускорений или торможений нужно принимать во внимание только для колес со спицами (спицевые колеса применяются, например, в мотоциклах или лимузинах). Связь между сроком службы колеса, т.е. перенесенным числом циклов нагружений N до образования трещины, и уровнем нагрузки описывается кривой выносливости. Она изображается в двойных логарифмических координатах «амплитуда напряжений – число циклов нагружения» прямой линией с характерным постоянным наклоном. Изменением в допустимых пределах прочностных свойств материала и изготовления эта линия окружается полосой рассеивания. Для обода диска, сварочного шва и различных материалов эта линия имеет различный наклон. Кроме переменных должны также восприниматься ударные нагрузки (они возникают, например, при наезде

на камень или соприкосновении с препятствием при заносе автомобиля) без возникновения трещины на ободке или без утечки воздуха. При этом кинетическая энергия должна преобразовываться в работу упругой или пластической деформации без ущерба для несущей способности колеса. Поэтому перед колесами, особенно из легких металлов, ставят более высокие требования.

Методика испытаний

Указанные функциональные связи напряжения – место – время и совокупность нагрузок способствуют пониманию процессов, происходящих в дисковых колесах. Однако, при проведении лабораторных испытаний требуется интегрированное упрощение нагрузок, для того, чтобы создать эквивалентные условия для испытаний. Это имеет особо важное значение при проведении испытаний качества первых образцов или колес специального назначения. При этом достаточно сосредоточить испытания на отдельных критических точках колеса, чтобы в этих местах подтвердить достаточный срок службы.

Рекомендуется для определения эквивалентной нагрузки использовать названные ранее основные нагрузки: вертикальную нагрузку на колесо F_v и боковую силу F_{δ} , действующую в контакте колеса с дорогой. Вертикальная нагрузка на колесо F_v на вылете колеса e и боковая сила F_{δ} , на динамическом радиусе качения, образуют изгибающие моменты. Их сумма и изменение во времени дают по уравнению 1 результирующий вращающийся изгибающий момент как несложную эквивалентную нагрузку:

$$M_{B\max} = n (F_v e + F_{\delta} r_{\text{дин}}) = n F_v (e + \mu r_{\text{дин}}). \quad (1)$$

Здесь n – коэффициент нагрузки при движении автомобиля по кривой и μ – коэффициент трения между шиной и дорожным полотном. Согласно [5, 6] для испытания легкосплавных колес легковых автомобилей

для расчета максимального изгибающего момента принимается

$n = 2$ и $\mu = 0,9$.

Для описания метода испытаний дисковое колесо представляется в виде передаточной системы, входной величиной которой является испытательная нагрузка, а в качестве реакции системы на ее выходе измеряются упругие деформации и соответствующее им число циклов нагружения. Эта реакция на испытательную нагрузку дает важную информацию об изменении прочностных свойств колеса во времени. Основная идея методики испытаний состоит в том, что значение вращающегося изгибающего момента во время всего периода испытаний, от их начала и до разрушения образца, не должно изменяться. В качестве реакции на действие вращающегося изгибающего момента подсчитывается число циклов нагружения до образования трещины или полного разрушения колеса. Вращающийся изгибающий момент, полученный по уравнению 1, может быть получен с помощью испытательных устройств, показанных на рис. 3.

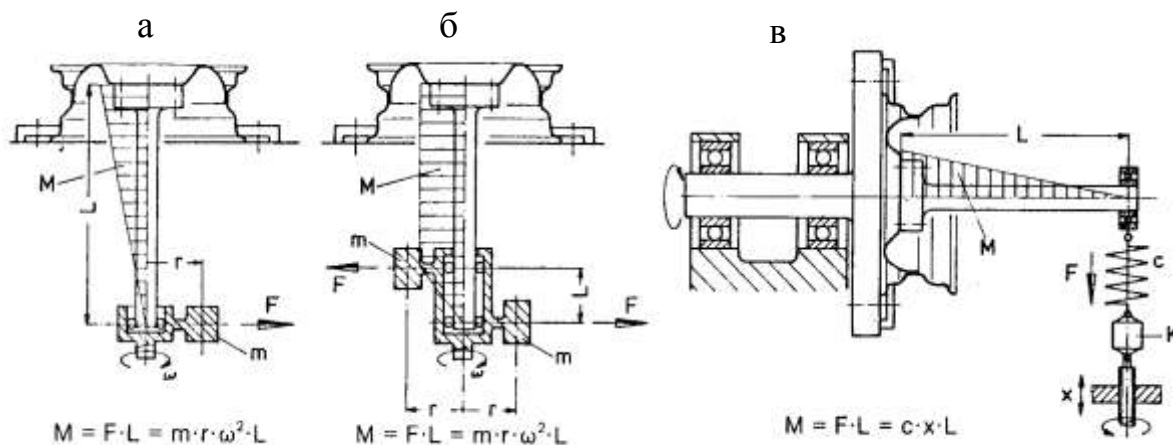


Рис. 3. Принципы образования вращающегося изгибающего момента:

- а) неподвижное колесо с вращающейся неуравновешенной массой (эксцентриситет – угловая скорость – центробежная сила, которая на плече рычага-вала образует момент M); б) приложение сил такое же, как и в способе а, только парой сил с плечом, образующих постоянный по длине рычага-вала момент M ;
- в) воздействие неподвижного изгибающего момента, на вращающееся колесо, приложение силы на плече через пружину с жесткостью C и со свободным ходом (измерение силы осуществляется динамометром K)

Их общими признаками являются постоянный вращающийся изгибающий момент, способ крепления и зажима колес, устройство нагружения, система измерения и контроля вращающегося изгибающего момента, амплитуды колебаний, числа циклов нагружений и частоты вращения.

Стенды для испытания колес по методу вращающегося изгибающего момента

Далее будут описаны функции и принципы работы испытательных стендов, схемы которых показаны на рис. 3. На рис. 4 показан в разрезе корпус стенда и его функционально важные элементы. Для испытания дисковое колесо закрепляется за внутреннюю закраину на столе стенда с автоматическим центрированием на опоре зажимным кольцом с прижимной скобой.

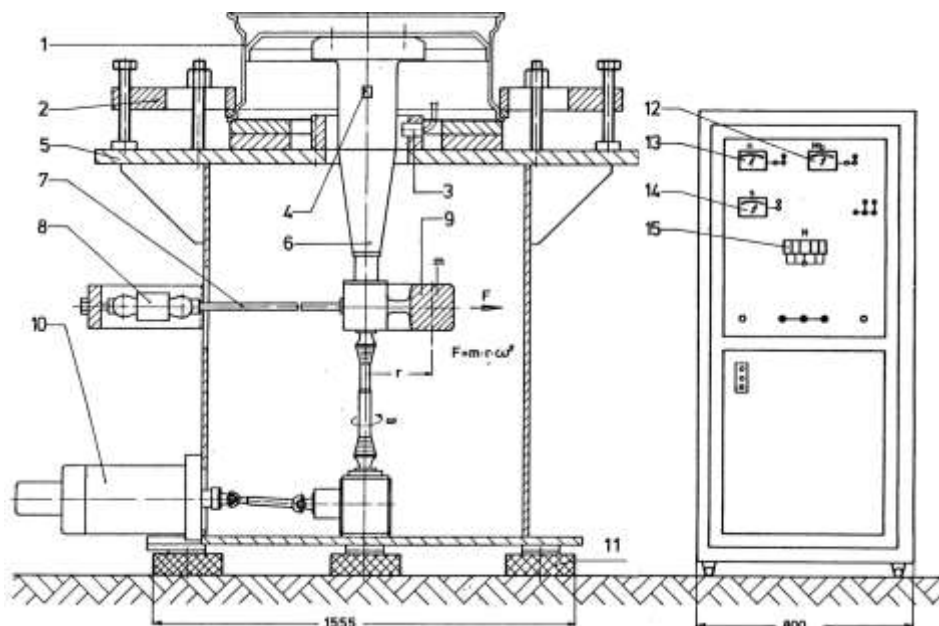


Рис. 4. Принципиальная схема стенда для испытаний колес легковых автомобилей по методу вращающегося изгибающего момента по схеме 3а (1 – испытуемое колесо, 2 – зажимное приспособление, 3 – датчик амплитуды колебаний, 4 – тензометрический датчик, 5 – стол стенда, 6 – вал-рычаг, 7 – тяговый трос, 8 – контрольное устройство, 9 – неуравновешенная масса, 10 – электродвигатель, 11 – опора стенда, 12 – указатель изгибающего момента, 13 – указатель частоты вращения, 14 – указатель амплитуды колебаний, 15 – счетчик числа циклов)

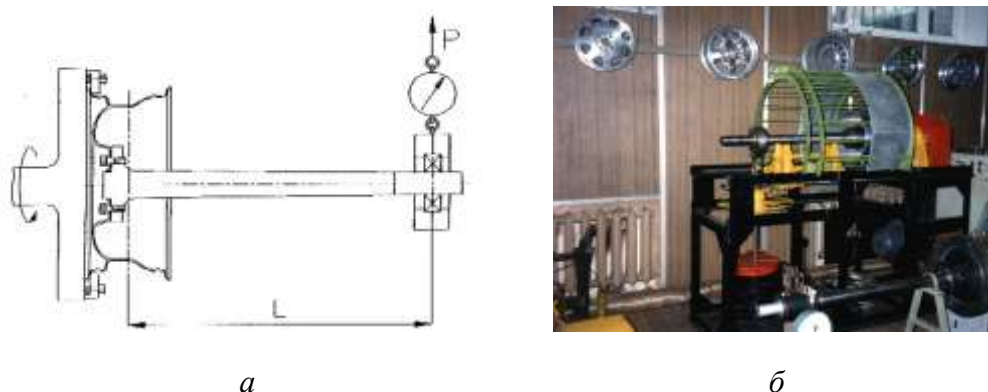


Рис. 5. Принципиальная схема и общий вид стенда для испытаний колес легковых автомобилей по методу вращающегося изгибающего момента по схеме Зв

На рисунке 5 показан испытательный стенд, в основе которого находится схема, представленная на рис. 3в, как он применяется для испытания материала и опытах с переменным изгибом. Здесь вращающийся изгибающий момент создается не центробежными силами от вращающихся неуравновешенных масс, а приложением испытательной нагрузки на постоянное плечо рычага-вала, соединенного с вращающимся колесом. Приложение силы может производиться силами пружин (рис. 5а) или массовым нагружением (рис. 5б). При обоих способах нагружения, однако, необходимо центрирование колеса и рычага-вала с минимальным радиальным биением. Эксцентриситеты рычага-вала в месте приложения нагрузки при массовом нагружении вызывают силы массового ускорения, а при нагружении пружинами – периодические дополнительные силы, которые перераспределяют постоянную поверочную нагрузку.

Напряженно-деформированное состояние

Независимо от выбранной для реализации схемы, целью таких испытаний является проверка дисковой части колеса для гарантии того, что колесо выдержит определенный срок эксплуатации и не разрушится при появлении усталости материала. Поэтому важно оценить значение схемы закрепления колеса на планшайбе испытательного стенда на распределение напряжений в местах возможных усталостных разрушений.

Квазистатический расчет проводился методом конечных элементов на комплексах «БАЗИС+» [6] и ANSYS. Объемная модель половины колеса (рис. 6) достаточно подробно реализована в области диска, где возникает очаг усталостного разрушения.

Конечно-элементная модель литого колеса состояла из объемных элементов различной формы. Модели колес, изготовленных из листового материала, состояли из конечных элементов тонкой оболочки. Закрепление конечно-элементных моделей колес производилось на привалочной поверхности диска вокруг крепежных отверстий в зонах контакта фланца колеса со ступицей. Нагружение конечно-элементных моделей производилось сосредоточенными или распределенными силами по контуру крепежных отверстий на диске. Расчет напряженно-деформированного состояния проводится методом конечных элементов, результатами расчета являются перемещения узлов конечно-элементной модели и напряжения в центре тяжести каждого элемента, которые приводятся к узлам путем осреднения напряжений по соседним конечным элементам. Для удобства анализа напряженно-деформированного состояния колеса результаты представляют в виде деформированного состояния конструкции и изолиний напряжений. Таким образом, при расчете напряженно-деформированного состояния (НДС) элементов колеса в каждой расчетной точке (узле элемента) становятся известными тензор напряжений и тензор деформаций. Отметим, что вид НДС зависит от вида используемых в расчете конечных элементов. Кроме компонент НДС обычно вычисляется эквивалентное напряжение как интенсивность напряжений по одной из гипотез прочности.

При расчетном моделировании колеса в условиях испытаний на изгиб с вращением описанная выше модель колеса дополняется моделью нагружающего вала с собственным фланцем. Этот фланец соединяется с фланцем колеса и нагружается усилиями от затяжки резьбовых элементов

крепления колеса к ступице. Закрепление модели колеса в сборе с нагружающим валом проводится за внутреннюю или внешнюю закраину обода.

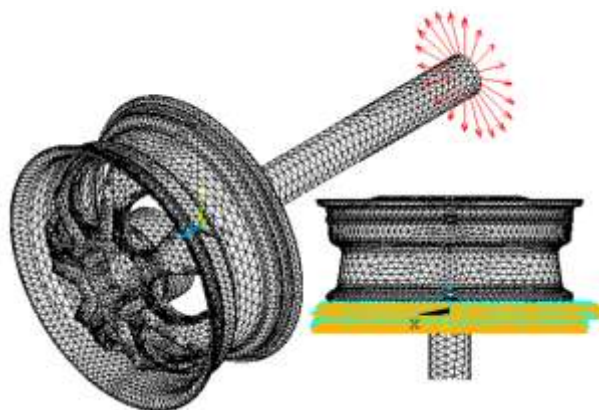


Рис. 6. Расчетная схема для моделирования в условиях испытаний на изгиб с вращением

Основной нагрузкой является изгибающий момент от действия сосредоточенной силы на конце нагружающего вала (рис. 3а, б). Прикладывая нагружающую силу под разными углами в поперечной, по отношению к валу, плоскости, можно получить нагружение колеса при его вращении на испытательном стенде. В результате расчета напряженно-деформированного состояния для каждой точки колеса строится цикл изменения напряжений за один оборот вала в сборе с колесом. Анализ напряженного состояния колес в критических зонах – на привалочной плоскости стальных колес, спицах алюминиевых колес – показывает, что для разных типов следует применять наиболее критичные схемы закрепления

- спицевых стальных колес – за внешнюю закраину (рис. 3в),
- традиционных дисковых колес – за внутреннюю закраину,
- спицевых алюминиевых колес – в зависимости от жесткости дисковой части колеса.

Во всех критических зонах колеса действует плоское напряженное состояние, все компоненты которого меняются по симметричному циклу за исключением зоны ступицы, где напряжения от крепежных деталей во

времени не меняются. Таким образом, зоны перехода от ступицы к спицам и от спиц к ободу колеса находятся в условиях симметричного цикла изменения напряжений при испытаниях на изгиб с вращением, а зона ступицы – в условиях асимметричного нагружения.

Расчет эквивалентных напряжений

Расчетные комплексы, используемые для моделирования напряженного состояния деталей машин, включают в себя расчет эквивалентных напряжений по критерию потенциальной энергии формоизменения или по критерию Мизеса (рис. 7.)

$$\sigma_{\text{эквIV}} = \sqrt{0,5 \cdot [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2]} \leq [\sigma]; \quad (2)$$

$$\sigma_{\text{эквIV}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]. \quad (3)$$

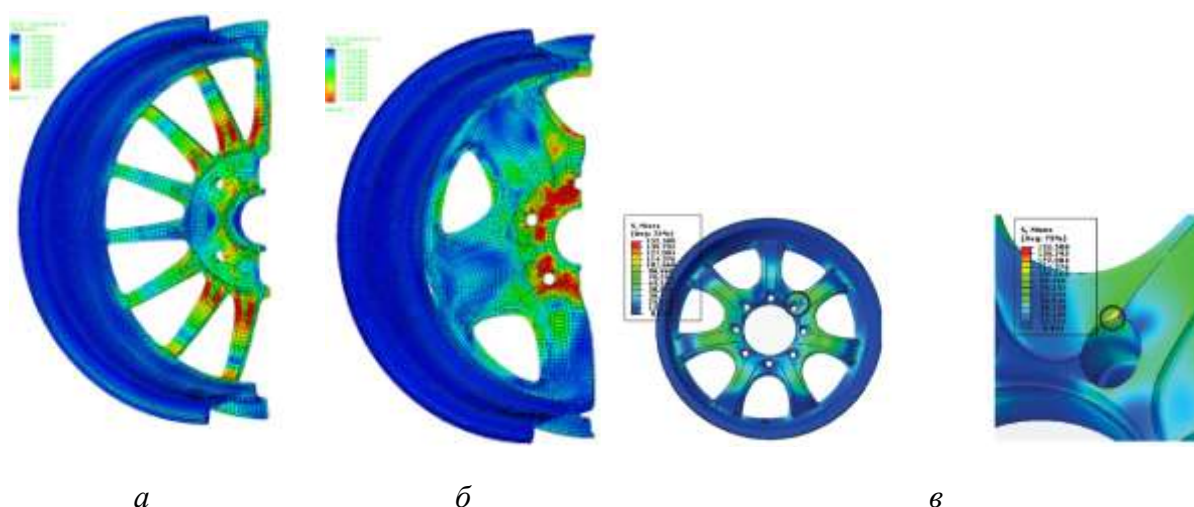


Рис. 7. Результаты расчета эквивалентных напряжений в легкосплавных колесах, проведенного в комплексе Базис+ (а и б) и ANSYS (в)

Однако, результаты испытаний материалов колес – алюминиевых сплавов АК9, АВ, А356 показывают, что этот критерий применительно к испытаниям на усталость при симметричном цикле нагружения дает значительную погрешность (рис. 8).

Данные испытаний на многоцикловую усталость алюминиевых сплавов в условиях линейного напряженного состояния и асимметричного

цикла нагружения наиболее точно описываются уравнением степенного вида:

$$(\sigma/\sigma_{-1})^n + (\sigma_m/\sigma_B)^n = 1, \quad (4)$$

включающего исходные механические характеристики материала в показателе степени:

$$n = \lambda^2 (1 + \lambda (\lambda - 1) \sigma_m/\sigma_B), \quad (5)$$

где $\lambda = (\sigma_{-1} + \sigma_{0,2})/\sigma_B$.

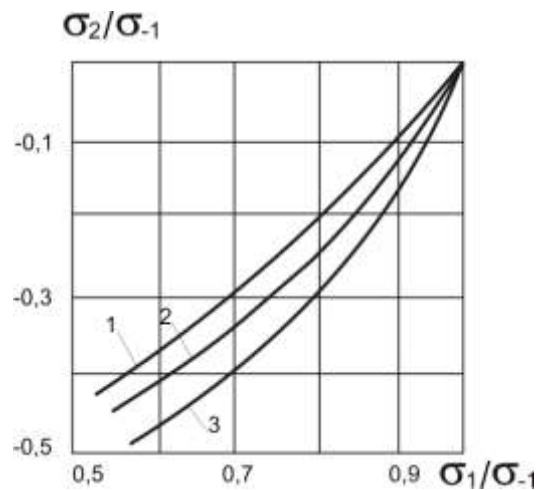


Рис. 8. Результаты испытаний на усталость алюминиевых сплавов АК9 и АВ при симметричном двухосном нагружении [8] (1 – критерий Лебедева, 2 – критерий [8], 3 – критерий Мизеса, ● – сплав АК9, ▲ – А356, ■ – сплав АВ)

Обобщая уравнение (1) на случай сложного напряженного состояния, можно записать

$$(\sigma_{va}/\sigma_{-1})^n + (\sigma_{vm}/\sigma_B)^n = 1,$$

где σ_{va} – эквивалентная амплитуда напряжений, σ_{vm} – эквивалентное среднее напряжение.

Результаты испытаний на усталость при изгибе с кручением при соотношениях $\sigma/\tau = 0; 0,65; 2; \infty$ показывают, что в условиях совместного воздействия изгиба с кручением результаты испытаний достаточно хорошо описываются зависимостью для симметричного нагружения:

$$\sigma_{\text{экр}} = \frac{1}{\sqrt{3}-1} \left(\frac{\sigma_{-1}}{\tau_{-1}} - 1 \right) \sigma_{ia} + \frac{1}{\sqrt{3}-1} \left(\sqrt{3} - \frac{\sigma_{-1}}{\tau_{-1}} \right) \sigma_{1a}, \quad (6),$$

полученного из критерия усталостного разрушения при сложном напряженном состоянии примем

$$\sigma_e = \lambda_0 \sigma_{ia} + \lambda_1 \sigma_{1a} = \sigma_{-1}, \quad (7)$$

где σ_{ia} – интенсивность амплитудных напряжений, σ_{1a} – наибольшее главное переменное напряжение. Применяя условие (7) для испытания на переменный изгиб или растяжение-сжатие, получим

$$\lambda_0 \sigma_{-1} + \lambda_1 \sigma_{-1} = \sigma_{-1}; \lambda_0 + \lambda_1 = 1.$$

Для испытаний на переменное кручение

$$\lambda_0 \sqrt{3} \tau_{-1} + \lambda_1 \tau_{-1} = \sigma_{-1}; \lambda_0 \sqrt{3} + \lambda_1 = \sigma_{-1} / \tau_{-1}.$$

Наличие статических составляющих нормальных и касательных напряжений, соотношение которых идентично соотношению амплитудных составляющих этих напряжений, снижает сопротивление усталости пропорционально величине среднего нормального напряжения, в то время как среднее касательное напряжение не оказывает существенного влияния на выносливость исследуемых алюминиевых сплавов как при кручении, так и при изгибе. В работах [8–11] установлено, что среднее касательное напряжение практически не влияет на предел выносливости при изгибе, тогда как среднее растягивающее напряжение снижает этот предел при действии переменного касательного напряжения, а среднее сжимающее напряжение повышает его [7]. Таким образом, среднее касательное напряжение не влияет на сопротивление усталости при изгибе с кручением гладких образцов исследуемых материалов.

Полученные экспериментальные результаты были сопоставлены с некоторыми наиболее точными критериями эквивалентности, которые можно использовать для практических расчетов запасов прочности в условиях переменного симметричного нагружения и сложного напряженного состояния [7].

Таким образом, рассмотренный критерий усталостной прочности при сложном напряженном состоянии и асимметричном нагружении

удовлетворительно описывает поведение исследованных сплавов при различных комбинациях статических и переменных составляющих тензора напряжений и может быть использован для прогнозирования выносливости материалов в условиях напряженного состояния, исходя из его механических характеристик. Прогнозирование усталостной долговечности с использованием эквивалентных напряжений, рассчитанных по уравнению (6), позволило существенно приблизить результаты стендовых испытаний колес из сплава АВ к расчетным показателям долговечности колеса.

Список литературы

1. ГОСТ Р 52390-2005. Транспортные средства. Колеса дисковые. Технические требования и методы испытаний. М.: Госстандарт, 2007. 30 с.
2. ГОСТ Р 50511-93. Колеса из легких сплавов для пневматических шин. Общие технические условия. М.: Госстандарт, 1993.
3. ЕК 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).
4. Динамика системы дорога – шина – автомобиль – водитель/ под ред. А.А. Хачатурова. М.: Машиностроение, 1976. 535 с.
5. Раймпель И. Шасси автомобиля: Амортизаторы, шины и колеса. М.: Машиностроение, 1986. 320 с.
6. Вахромеев А.М., Батрак Н.И. Методические особенности сертификационных испытаний на усталость колес легковых автомобилей // Журнал автомобильных инженеров. 2007. № 4 (45).
7. Форрест П. Усталость металлов. М.: Машиностроение, 1968. 354 с.
8. Вахромеев А.М. Экспериментальное исследование выносливости алюминиевых сплавов при двухосном нагружении // Вестник МАДИ. 2010. № 4. С. 22–26.

9. Troost A. El-Magd E. Allgemeine Formulierung der Schwingfestigkeitsamplitude in Haigh'scher Darstellung //Materialprüfung, 1975. Bd. 5, 1. S. 47–49.
10. McDiarmid D. Fatigue behaviour under outof-phase bending and torsion // Aeronautical Journal. 1981. No. 842. P. 118–122.
11. Шканов И.Н., Брауде Н.З., Муратаев Ф.И. Модель оптимизации исходных механических свойств по критериям статической и усталостной прочности при сложном напряженном состоянии // Известия ВУЗов, Авиационная техника. 1982. № 1. С. 107–112.

References

1. GOST R 52390-2005. Transportnie sredstva. Kolesa diskovie Tekhnicheskie trebovaniya metodi ispitaniy, Moscow, Gosstandart, 2007, 30 p.
2. GOST R 50511-93. Kolesa iz legkih splavov dlia pnevmaticheskikh shin Obschie technicheskie uslovia, Moscow, Gosstandart, 1993.
3. EK OON. Pravila124. Edinoobraznie predpisaniya, kasaushiesya utvergdenia koles dliay legkovih avtomobiley i ih pricepov (E/ECE/324, E/ECE/TRANS/505, Rev.2/Add.123).
4. *Dinamika sistemy doroga – shina – avtomobil' – voditel'* (Dynamics of the road – rail – car – driver), ed. A.A. Khachaturov, Moscow, Mechanical Engineering, 1976, 535 p.
5. Rajmpel' I. *Shassi avtomobilya: Amortizatory, shiny i kolesa* (Car chassis: shock Absorbers, tires and wheels). Moscow, Mashinostroenie, 1986, 320 p.
6. Vahromeev A.M., Batrak N.I. *Zhurnal avtomobil'nyh inzhenerov*, 2007, no. 4 (45).
7. Forrest P. *Ustalost' metallov* (Fatigue of metals), Moscow, Mashinostroenie, 1968, 354 p.
8. Vahromeev A.M. *Vestnik MADI*, 2010, no. 4, pp. 22–26.

9. Troost A., El-Magd E. Allgemeine Formulierung der Schwingfestigkeitsamplitude in Haigh'scher Darstellung, Materialprüfung, 1975, Bd. 5, 1, pp. 47–49.
10. McDiarmid D. *Aeronautical Journal*, 1981, no. 842, pp. 118–122.
11. Shkanov I.N., Braude N.Z., Murataev F.I. *Izvestiya VUZov, Aviacionnaya tekhnika*, 1982, no. 1, pp. 107–112.