

# Оценка усталости колеса в стандартах России и США



**В. С. Коссов,**  
д. т. н., профессор,  
генеральный директор  
АО «Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава» (АО «ВНИКТИ»)



**М. Н. Овечников,**  
д. т. н., заведующий  
лабораторией прочностных расчетов  
АО «ВНИКТИ»



**Г. М. Волохов,**  
д. т. н., заведующий отделением динамики и прочности подвижного состава и инфраструктуры  
АО «ВНИКТИ»



**Э. С. Оганьян,**  
д. т. н.,  
главный научный сотрудник  
АО «ВНИКТИ»



**Д. А. Князев,**  
заведующий лабораторией колесных пар  
АО «ВНИКТИ»

В разных странах сложились те или иные подходы к оценке сопротивления усталости колеса железнодорожного подвижного состава. Вследствие влияния состояния колеса на безопасность перевозок любые изменения в проверенных временах оценки его годности к эксплуатации принимаются с осторожностью. Однако в последние десятилетия получили развитие новые подходы к определению запаса прочности колеса. В статье сопоставляются методики, принятые в стандартах РФ и США, обсуждаются выявленные различия.

Колесо — важный конструктивный элемент, обеспечивающий процесс движения, реализацию тяги и существенно влияющий на уровень безопасности. Колеса подвержены нестационарным повторяющимся нагрузкам и работают в условиях сложного напряженного состояния (НС) при непропорциональном нагружении. Задача оценки запаса усталости в таких условиях обретает свои особенности.

Разработаны различные подходы к решению этой проблемы. Наиболее простым и одним из самых эффективных остается метод, основанный на сведении сложного НС к простому выбором максимальных главных напряжений определяющим фактором разрушения. Такой подход получил теоретическое развитие, экспериментальную апробацию и нашел отражение во многих российских технических стандартах, в частности относящихся к работе железнодорожных ходовых колес.

Влияние других компонентов НС оставалось неучтенным фактором, выявление которого обещало улучшение соответствия теории и эксперимента, повышение качества проектирования. Появились подходы, в которых задействовались компоненты тензора напряжений (деформаций) и их комбинации. Одним из первых в 50-х годах XX века получил развитие метод Сайнса, выбранный в стандарте США для колес AAR S-669.

Два упомянутых подхода в стандартах РФ и США стали предметом сопоставления в настоящей работе. Сегодня проходят апробацию и другие подходы к решению этой проблемы. Однако опора на сложную теорию, попытки учета многих не рассматриваемых ранее факторов не стали гарантией существенного улучшения сопоставимости расчетных и экспериментальных данных. Поэтому целесо-

образность и своевременность перехода на новые методы остаются насущными вопросами. Предполагается, что настоящая работа активизирует их обсуждение.

## Сравнение оценок сопротивления усталости в ГОСТ 31373-2008 и AAR S-669

Задача такого сравнения была обозначена на XVII конгрессе по колесным парам [1]. Тогда при сопоставлении критериев сопротивления усталости в стандартах ГОСТ 31373-2008 (далее ГОСТ) [2] и AAR S-669 (далее Sines) [3] были отмечены различия в оценках по усталости, сделанных на основе критерия Сайнса и по методике ГОСТ. Для понимания причин были проведены исследования, в которых рассматривались различные интерпретации данных. Их результаты отражены в данной статье.

Сопоставление проводили по коэффициентам запаса сопротивления усталости на примере расчета цельнокатаного колеса диаметром 0,957 м. Для выяснения различий на нынешнем этапе ограничились одной, наиболее нагруженной зоной на внутренней стороне диска колеса (рис. 1, 2, на рисунках приведено распределение эквивалентных напряжений  $\sigma$ ). Рассматривали узлы вдоль кромки (с внутренней сто-

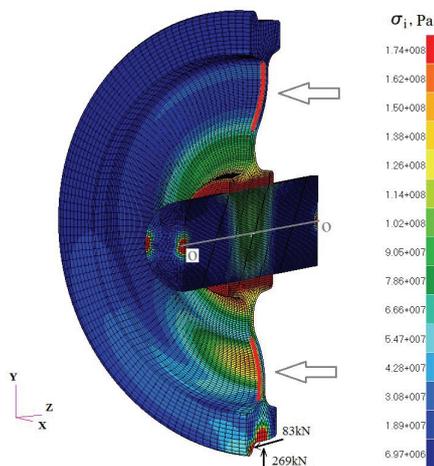


Рис. 1. Кромки сечения, по которым проводили сравнения коэффициентов запаса

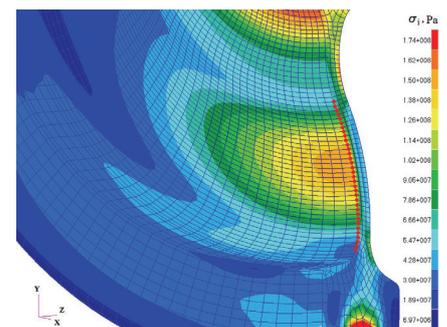


Рис. 2. Нижняя кромка сечения и контрольные узлы вдоль нее (выделены красным)

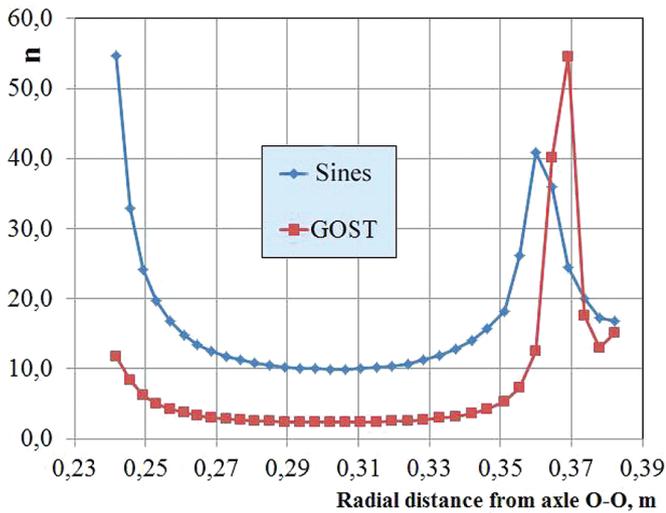


Рис. 3. Коэффициенты запаса  $n$  в зависимости от радиального расстояния  $R$  от оси  $O-O$  колеса

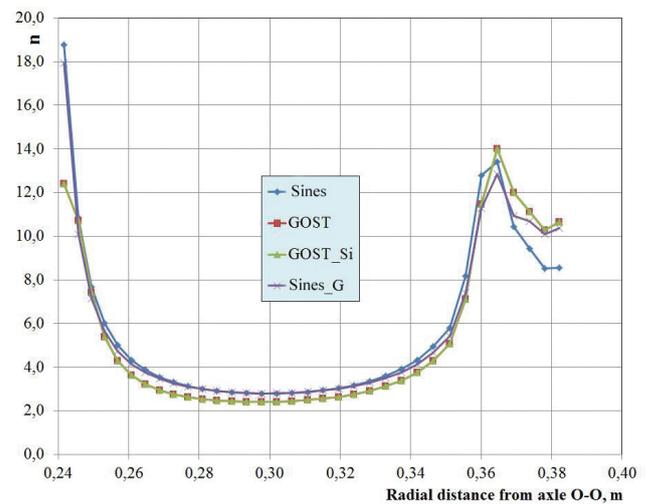


Рис. 4. Коэффициент запаса  $n$  в зависимости от радиального расстояния  $R$  от оси  $O-O$  колеса (конечный результат сближения распределений)

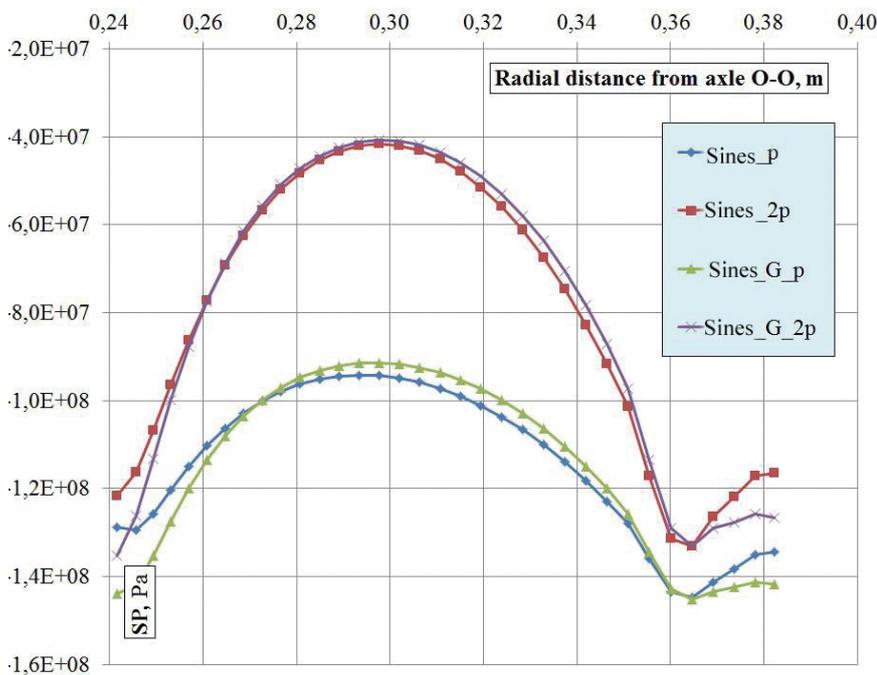


Рис. 5. Параметр Сайнса  $SP$  в зависимости от радиального расстояния  $R$  от оси  $O-O$  колеса, конечный результат сближения распределений

роны) сечения вертикальной плоскостью симметрии. Контрольные узлы выделены красными точками. На рис. 2 нижняя, более напряженная зона показана укрупненно. Обозначенные на рис. 1 вертикальная и боковая силы (соответственно, 269 и 83 кН) относятся к полному колесу.

На выделенных кромках сравнивали коэффициенты запаса сопротивления усталости  $n$  и параметры Сайнса. Для методики ГОСТ был разработан некоторый аналог параметра Сайнса. Вследствие ограниченного объема материала опускаем подробности сравнения и приводим данные по сопоставлению коэффициентов запаса (рис. 3).

Отмечается почти пятикратное расхождение распределений (рис. 3). Для выяснения столь существенного различия были рассмотрены вариации, позволяющие выяснить влияние разных факторов. Руководствуясь определенными предпосылками, факторы варьировали с таким расчетом, чтобы по возможности сблизить распределения  $n(R)$ . Конечные результаты показаны на рис. 4, 5. Кроме сопоставления по коэффициентам запаса  $n$  приведены графики, отражающие сопоставление по параметру Сайнса  $SP$ .

Не следует соотносить данные на рис. 4, 5 по цвету, который выбирается автоматически в пределах одной диаграммы.

Распределения на рис. 4, 5 позволяют говорить об удовлетворительном соответствии результатов как по коэффициентам запаса, так и по параметру Сайнса (он определен только для Sines, Sines\_G). Дополнительные варианты GOST\_Si, Sines\_G появились как «переходные» и важны лишь для проведения исследования. Параметр Сайнса рассчитывается для двух уровней нагрузки ( $p$  и  $2p$ ), поэтому на рис. 5 две группы близких линий.

Отметим основные факторы, позволившие сблизить распределения, а значит, представляющие собой возможные причины изначального расхождения оценок.

Переходу от рис. 3 к рис. 4 послужили следующие факторы:

- при определении параметров критерия Сайнса в стандарте AAR S-669 под амплитудой, как выяснилось, понимается величина, которая в ГОСТ рассматривается как размах: удвоенная амплитуда; двукратное снижение значения соответствующего параметра заметно сближает распределения;

- если поменять в формуле параметра Сайнса касательные октаэдрические напряжения на эквивалентные и выбрать соответствующие ГОСТу параметры  $A$  и  $a$ , то расхождения уменьшаются;

- подстановка эквивалентных по Мизесу напряжений в алгоритмы AAR и ГОСТ и выбор в качестве среднего напряжения суммы нормальных напряжений приводят к достаточно сближенным результатам (рис. 4).

Обобщение изложенного подтверждает качественную эквивалентность методов оценки годности колеса к эксплуатации в ГОСТ и AAR [4, 5].



Рис. 6. Повреждение, начинающееся на ободу колеса



Рис. 7. Повреждение, начинающееся в зоне ступицы колеса

### Части колеса, на которых оценивается запас по усталости

Обычно сопротивление усталости оценивается не во всем колесе, а в его дисковой части, обод и ступицу колеса не включают в анализ. Этому есть ряд объяснений:

- конструктивные вариации колес, как правило, различаются диском, формы и размеры обода и ступицы относительно стабильны;
- в нынешних условиях эксплуатации образующиеся на поверхности катания колеса микротрещины обычно нивелируются износом и не получают развития до опасных размеров;
- способы оценки сопротивления усталости в условиях контактного взаимодействия колеса с рельсом, сопровождающегося сложным НС, непропорциональным нагружением, износом, «третьим телом» в контакте, продолжают активно развиваться, но пока не используются в нормативной документации.

Между тем отмечаются случаи опасных разрушений колеса, начинающихся развиваться на ободу или ступице (рис. 6, 7).

Подобные повреждения могут участиться в новых условиях с увеличением скорости движения, осевых нагрузок, с применением новых материалов, новых систем тяговых приводов. К примеру, известен случай, когда на колесной паре локомотива с асинхронным приводом, односторонним редуктором и составным бандажным колесом отмечались трещины

в бандаже. После расчетов собственных частот и форм колебаний была выявлена случайная близость частот крутильных колебаний с участием зубчатого колеса электропривода и изгибных (седловидной формы) колебаний ходовых колес, что может ускорить зарождение и развитие усталостных трещин. Ситуация требует дальнейшего изучения [6, 7].

Изложенное свидетельствует об актуальности доработки существующих нормативных алгоритмов расчета сопротивления усталости и необходимости включения новых данных в оценку обода и ступицы колеса.

### Экспериментальные основы оценки запаса усталости колеса

Отметим, что различаются и подходы к формированию экспериментальной основы методов оценки сопротивления усталости. В ОСТ 32.83–97 [8] и ГОСТ 31373–2008 за основу принимается предел выносливости колеса, определенный методом кругового изгиба — своего рода широко признанный экспериментальный эквивалент эксплуатационного нагружения. В AAR S-669 экспериментально определяются коэффициенты параметра Сайнса  $A$  и  $a$  с последующей подконтрольной эксплуатацией партии колес. Целесообразность использования того и другого подхода получила подтверждение многолетней практикой.

Подводя итог, еще раз отметим, что оба стандарта опираются на алгоритмы оценки сопротивления усталости, проверенные временем, опытом применения. Но несмотря на разумный и обоснованный консерватизм при разработке и обновлении стандартов переход к новым методам оценки ресурса неизбежен. И заблаговременная подготовка сделает его более рациональным, менее рискованным. Для реализации этого процесса необходимо сформировать соответствующую базу знаний. В нее целесообразно включить оценки ресурса колес разных конструкций, проведенные на основе получивших признание современных методов. Необходимо отмечать проблемы, возникающие при использовании того или другого метода. Работы в этом направлении ведутся.

Существенная проблема в реализации методов оценки контактно-усталостного взаимодействия — множество влияющих на результаты параметров, не представленных в привычном наборе данных о материале. На предварительных этапах для оценки этих параметров используют эмпирические зависимости, которые необходимо уточнять.

В ряде случаев при использовании указанных методов можно получить существенно различающиеся оценки. Их адаптация к нормативной документации требует дальнейшей проработки. Этим отчасти и объясняется неспешность обновлений в рассматриваемой части современных стандартов. ■

### Литература

1. Oganyan E. S., Ovechnikov M. N., Volokhov G. M. et al. Approbation of US AAR S-660 and S-669 standards criteria for rolling stock wheel durability research // Proceed. 17-th Int. Wheelset Congress. New Technologies Increasing Operational Lifecycle of Wheelsets. Part 2. Kiev, 2013. P. 161–172.
2. ГОСТ 31373–2008. Колесные пары локомотивов и моторвагонного подвижного состава. Расчеты и испытания на прочность. — М.: Стандартинформ, 2009. — 15 с.
3. Standard S-669. Analytic evaluation of locomotive wheel designs / AAR Manual of Standards and Recommended Practices Wheels and Axles. Adopted: 2011.
4. Оганьян Э. С., Овечников М. Н., Волохов Г. М. и др. Апробация требований американских стандартов AARS-660 и S-669 для оценки годности ходовых колес подвижного состава // Железнодорож. трансп. Украины. 2014. № 2 (105). С. 38–44.
5. Коссов В. С., Оганьян Э. С., Волохов Г. М. Апробация критериев стандартов США AAR S-660 и AAR S-669 программными расчетными средствами ОАО «ВНИКТИ» // Сб. тез. II науч.-техн. семинара «Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ». Брянск, 2014. С. 25–26.
6. Коссов В. С., Оганьян Э. С., Волохов Г. М. Исследование частотных характеристик колесных пар локомотивов с использованием современных расчетных комплексов // Сб. докл. межд. науч.-техн. конф. «Локомотивы. XXI век», посв. 110-летию со дня рождения д. т. н., проф. Е. Я. Гаккеля. — СПб.: ПГУПС, 2013. С. 8–12.
7. Коссов В. С., Оганьян Э. С., Овечников М. Н. и др. Вопросы исследования свободных колебаний колесных пар локомотивов на конечно-элементных моделях // Вестн. ВНИКТИ. Вып. 95. Коломна, 2013. С. 13–20.
8. ОСТ 32.83–97. Колеса с дисковыми центрами тягового подвижного состава. Расчеты и испытания на прочность. Методические указания. — М.: Стандартинформ, 1998. — 64 с.