

**ПРОГНОЗИРОВАНИЕ
УСТАЛОСТНОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ
АЛЮМИНИЕВЫХ КОЛЕСНЫХ ДИСКОВ
НА ЭТАПЕ ИХ ПРОЕКТИРОВАНИЯ**

**Wheel
Fatigue
2025**

Описание

Предлагаемый в статье подход к расчёту усталостной долговечности колесных дисков адаптирует ZWARP технологию под отечественные алюминиевые сплавы и правила проведения усталостных испытаний лабораторных образцов, принятые ранее в Советском Союзе.

Ключевые слова: ZWARP, алюминиевые колесные диски, усталостная прочность, долговечность.

Abstract

The proposed below method is the adaptation of the ZWARP technology for Russian aluminum alloys and rules of the specimens fatigue testing, previously used in the Soviet Union and described in Russian's standards (GOSTs).

Keywords: ZWARP, fatigue analysis, fatigue of aluminum alloys, wheel rims analysis.

Acknowledge

My science supervisor often repeated: "Start reading the review on your article from the last page, on the first one will be written: 'who you are as a researcher', and only on the last one – why!"

We are appropriation everyone who spent their spare time to read our long and boring article, especially those who wrote the reviews, even in a very rude form.

We took into account our mistakes, there were a lot.

Thanks!

Подготовил				WHEEL RIM FATIGUE ANALYSIS	2 / 70
Проверил					
Утвердил					лист

Содержание

1. Параметры шины и диска	5
2. Немного теории	7
2.1 Горизонтальные силы.....	8
3. Построение амплитудного спектра нагружения колеса.....	10
4. Конечно-элементная модель колёсного диска	14
4.1 Особенности нагружения и анализа	15
4.2 Постоянные и переменные нагрузки.....	15
4.3 Закрепление модели	19
5. Конечно-элементный анализ диска	20
6. Обработка результатов анализа	22
7. Построение амплитудного спектра напряжений.....	24
8. Усталостные свойства алюминиевого сплава	27
9. Вычисление накопленных повреждений и оценка долговечности	28
10. Подтверждение правильности методики	31
11. Выводы.....	32
12. Испытания по технологии ZWARP.....	33
12.1 Испытательный стенд типа В.....	38
Список литературы	44
13. ПРИЛОЖЕНИЕ	45
13.1 Обработка результатов анализа.....	45
13.2 Оценка влияния конструктивных факторов	49
13.3 Локальный RFS	56
13.4 Вычисления накопленных повреждений при случайном нагружении	58
13.5 Вычисление структурного параметра G	65
13.6 Изготовление лабораторных образцов	70

Подготовил				WHEEL RIM FATIGUE ANALYSIS	3 / 70
Проверил					
Утвердил					лист

Введение



– Вишь ты, – сказал один другому, –
Вон какое колесо! Что ты думаешь,
доедет то колесо, если б случилось
в Москву или не доедет?
– Доедет, – отвечал другой. –
А в Казань-то, я думаю, не доедет?
– В Казань не доедет, –
отвечал другой.

Н.В. Гоголь, 1835 г.

Одним из критериев для принятия обоснованного решения о начале серийного производства колёсных дисков новой конструкции является их усталостная долговечность – параметр, который определяет гарантируемый пробег, заявляемый производителем. Когда проблема недостаточной долговечности выявляется уже в процессе эксплуатации проданных дисков, то что-то поменять в их конструкции или в технологии серийного производства будет одновременно и сложно, и дорого.

Оценка долговечности требует проведения усталостных испытаний, а необходимость таких испытаний наглядно показало исследование “Супертест литых дисков, продающихся в России”.

Из двенадцати моделей, испытанных в период с 2017 по 2019 годы, больше половины не прошли тест на усталость. Фотографии полученных разрушений можно найти в интернете, так же, как и подробный отчёт.

Технология ускоренных испытаний на усталость колёсных дисков легкового и коммерческого транспорта, разработанная институтом Фраунгофера (Fraunhofer LBF) в конце 80-х годов и получившая название ZWARP (Zweiachiale Radprüfmaschine), до сих пор остаётся наиболее совершенной.

Подготовил				WHEEL RIM FATIGUE ANALYSIS	4 / 70
Проверил					
Утвердил					лист

Особенность этой технологии заключается в том, что для подтверждения гарантированного срока службы применяется испытательный стенд, который нагружает колесо одновременно в двух ортогональных плоскостях: вертикальной и горизонтальной, что позволяет наиболее реалистично воспроизводить процесс случайного нагружения колеса при эксплуатации автомобиля.

Чтобы колесный диск смог выдержать ZWARP-тест, он должен быть спроектирован на действие спектра случайных нагрузок, которые будут воспроизводиться при испытаниях. Для этого выполняют конечно-элементный анализ диска, вычисляют в критичных с усталостной точки зрения местах амплитудные спектры напряжений, и по величине накопленных повреждений делается заключение о достаточной или недостаточной усталостной прочности. Программа, которую для этого рекомендует институт Fraunhofer LBF, называется 'WheelStrength'.

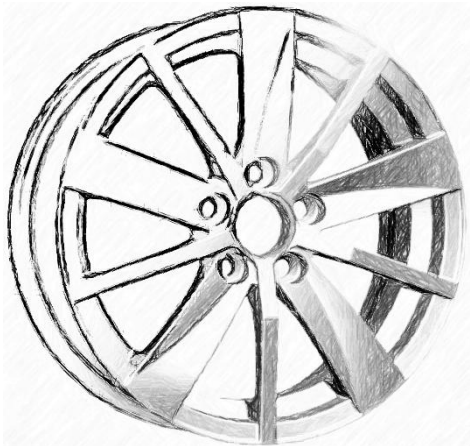
Представленный ниже метод является адаптацией алгоритмов этой программы под отечественные алюминиевые сплавы и правила проведения усталостных испытаний лабораторных образцов, принятые ранее в Советском Союзе и описанные в российских ГОСТах

1. Параметры шины и диска

Для демонстрации разработанной методики были выбраны диск и шина, основные характеристики которых представлены ниже.

Эскиз диска (концепция)

Диск		6J - 15H2
Материал		AlSi7Mg
Номинальная нагрузка	кг	500
Шина		195/55 R15
Жёсткость шины	кН/мм	0.25
Давление в шине	кПа	240



Оценка запаса усталостной прочности алюминиевого колёсного диска для долговечности 300 000км проводилась в соответствии с представленной на рис. 1 диаграммой.

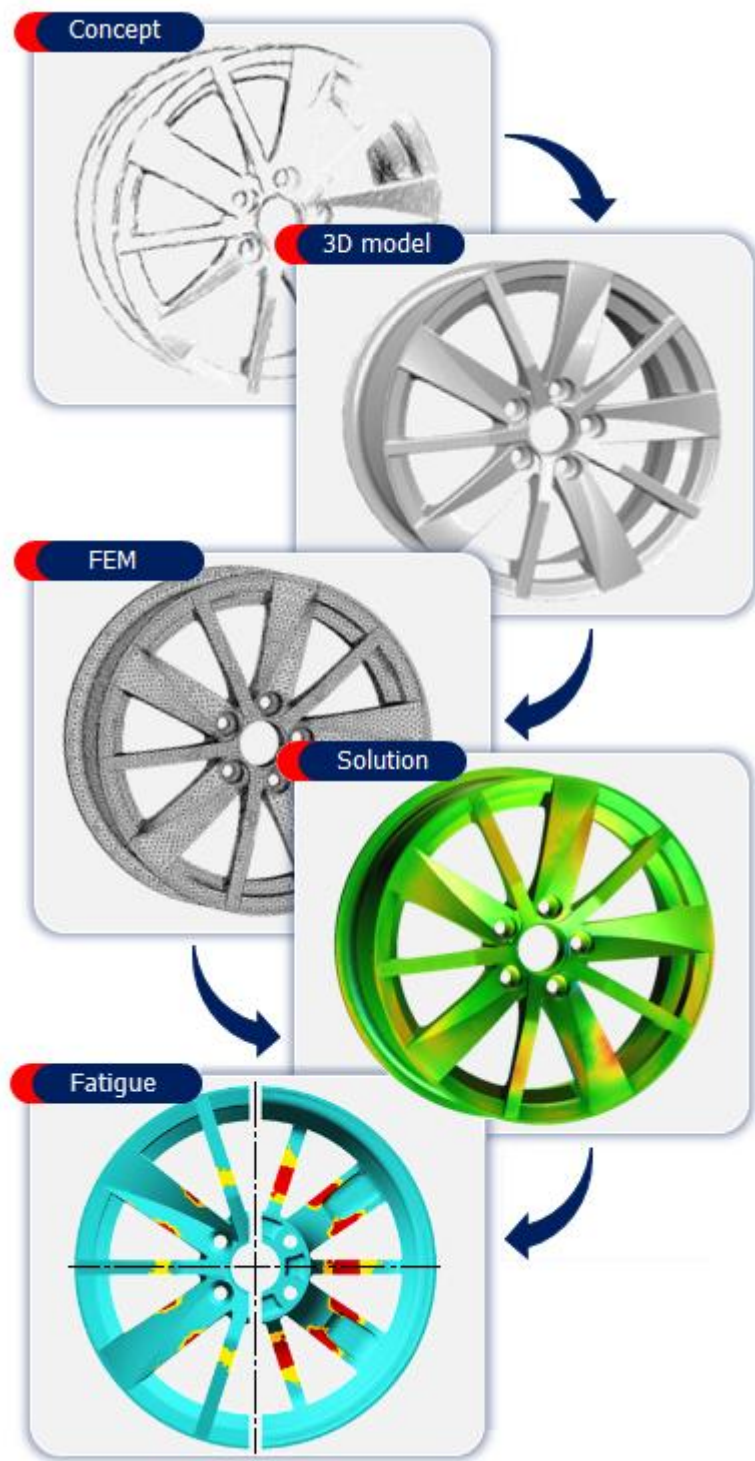


Рис. 1. Последовательность определения долговечности колесного диска

Расчёт начинается с создания на основе предложенной концепции 3D модели диска.

Созданная модель разбивается на конечные элементы, закрепляется и нагружается.

Особенности создания и последующего анализа модели описаны в разделах 5 и 6.

На этом этапе могут использоваться любые коммерческие программные продукты такие, например, как ANSYS или MSC.Patran/Nastran.

Следующий этап включает построение амплитудных спектров напряжений для критичных мест диска, выбор кривой усталости материала, её корректировку с учётом конструктивных различий между лабораторными образцами и диском, учёт наличия статического смещения, особенностей случайного нагружения, и т.д.

Завершающий этап – вычисление накопленного повреждения и запасов усталостной прочности.

Задачи, решаемые на двух последних этапах, разнообразны и поэтому использовать какой-то один программный инструмент не получается.

(см. отчёт)

2. Немного теории

Если провести вертикальную плоскость через ось вращения колеса и принять за ноль положение центра тяжести пятна контакта шины с дорогой, то при вращении колеса, в момент прохождения любого сечения через этот условный ноль, нагрузка в нём будет максимальной, а затем станет меньше или исчезает полностью.

Таким образом, только из-за самого факта качения любая точка на колесе будет подвержена циклическому нагружению, которое принято называть статическим (static loadcase – не логично, но связано с тем, что нагрузка действует с постоянной амплитудой, определяемой только весом автомобиля и строго в вертикальной плоскости).

К статической нагрузке будут добавляться дополнительные случайные силы, возникающие из-за маневрирования автомобиля или несовершенства дорожного покрытия. Для удобства их разделяют на вертикальные и горизонтальные, хотя часто это одна сила, действующая в пятне контакта, которая имеет проекции на вертикальную и горизонтальную плоскости колеса. Эти силы не принято привязывать к осям автомобиля. Вертикальные действуют в вертикальном направлении, горизонтальные – горизонтально в направлении оси вращения колеса, независимо от того, как в данный момент колесо расположено по отношению к продольным или поперечным осям автомобиля.

Максимальные силы, действующие на колесо в вертикальном направлении, чаще всего вызываются неровностями или повреждениями дорожного полотна, а максимальные горизонтальные, наоборот, появляются на хорошей дороге, позволяющей автомобилю проходить повороты на большой скорости.

На примере гоночной трассы, где гарантированно нет повреждений дорожного покрытия, а скорость автомобиля максимально возможная на каждом из участков этой трассы, попробуем теоретически оценить количество кругов, которое необходимо проехать до появления видимых повреждений на колёсном диске. Для этого ещё больше упростим задачу и будем считать кузов автомобиля абсолютно жёстким, а его массу равной полной массе автомобиля

Подготовил				WHEEL RIM FATIGUE ANALYSIS	7 / 70
Проверил					
Утвердил					лист

2.1 Горизонтальные силы

Если пренебречь факторами, носящими случайный характер, например, боковым ветром или плохим сцеплением шины с дорогой из-за мокрого асфальта, то оценить величину горизонтальной нагрузки, которая суммарно будет восприниматься двумя передними или двумя задними колёсами при прохождении поворотов, можно, вычислив центробежное ускорение, возникающее из-за движения по дуге, и умножив полученное значение на массу автомобиля, приходящуюся на передние или задние колеса.

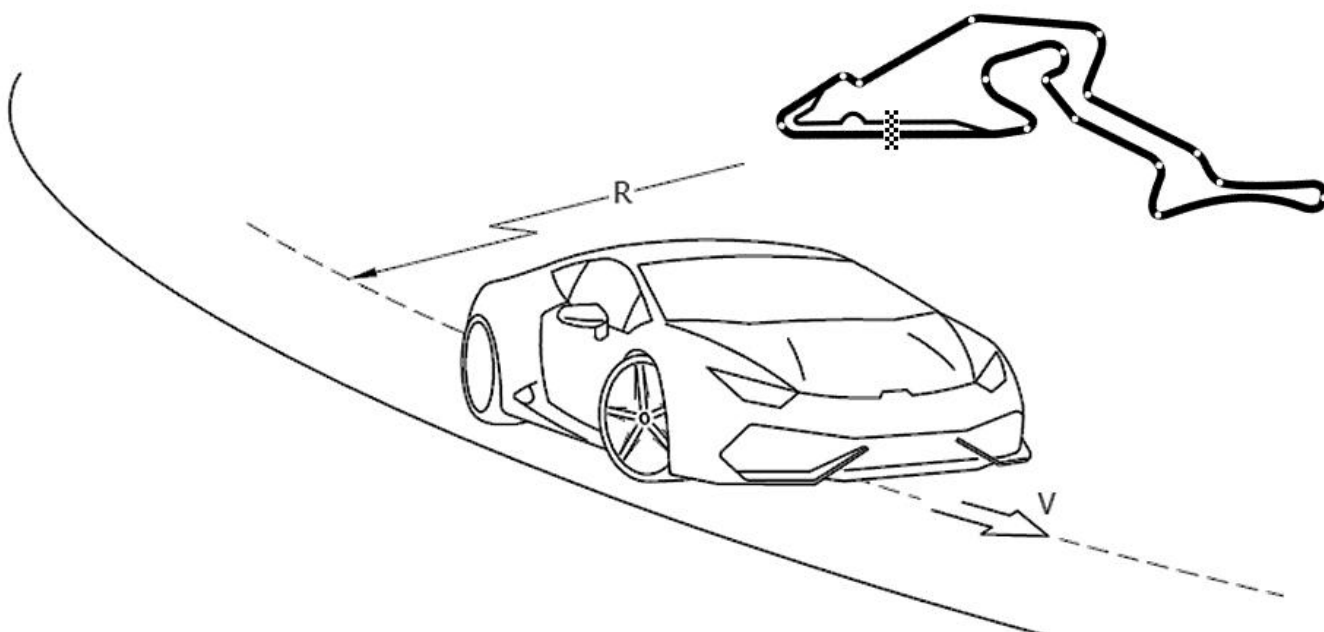


Рис. 2. Прохождение поворота

Для двух передних колёс суммарная сила будет равна:

$$F_H = m_{\text{fwd}} \cdot \frac{V^2}{R}$$

где V - скорость вхождения в поворот, R - радиус поворота, m_{fwd} - масса автомобиля, приходящаяся на передние колёса.

Горизонтальная сила F_H не распределяется поровну между колёсами. Максимум нагрузки приходится на колесо, движущееся по внешней траектории (см. рис. 2). Увеличенная горизонтальная нагрузка связана с догружающей это колесо дополнительно вертикальной силой, вызванной опрокидывающим автомобиль моментом.

Подготовил				WHEEL RIM FATIGUE ANALYSIS	8 / 70
Проверил					
Утвердил					лист

Величина вертикальной нагрузки F_v определяет максимум горизонтальной, которая может теоретически возникнуть при прохождении поворота.

Для обычного колеса F_H не превышает $0.8F_v$, и объясняется это коэффициентом трения шины по сухому асфальту равным $0.5...0.75$. Современные шины гоночных автомобилей способны превысить этот показатель и достигают уже 0.95 .

2.2 Вертикальная нагрузка

(см. отчёт)

При замене водителя компьютерной программой, которая управляет автомобилем так, что каждый поворот будет преодолеваться на предельно допустимой скорости, можно оценить величину максимальных вертикальных и горизонтальных сил, а также продолжительность их действия. Это позволит сначала построить временную зависимость нагружения колёс, а потом пересчитать её в циклограмму усталостного нагружения, заменив время на количество повторений.

(см. отчёт)

Анализ формул, использованных при построении циклограммы нагружения колеса, показывает, что определяющими параметрами являются габариты автомобиля, точнее, размеры двух его баз (колёсной и ширины колеи), положение центра тяжести и полная масса.

Таким образом, полученная циклограмма является характерной не только для конкретного испытанного автомобиля, а сразу для типа транспортных средств (vehicle platform), и будет универсальной для любой шины и диска, установленных на такой автомобиль.

(см. отчёт)

В институте Fraunhofer LBF, на основе обработки большого количества экспериментальных данных по разным типам транспортных средств, были созданы эмпирические библиотеки с вариантами нагрузок, позволяющих получить значения максимальных вертикальных и боковых сил в зависимости от статической нагрузки на колесо, и предложены зависимости для построения наиболее вероятных амплитудных спектров нагружения.

Подготовил				WHEEL RIM FATIGUE ANALYSIS	9 / 70
Проверил					
Утвердил					лист

3. Построение амплитудного спектра нагружения колеса

Для того чтобы автомобиль преодолел требуемое расстояние, его колёса должны совершить определённое количество оборотов. Каждый оборот колеса будет являться циклом усталостного нагружения. Общее количество таких циклов, которое принято обозначать N_t , будет складываться из двух составляющих: прямолинейного движения автомобиля по дорогам с разной скоростью и маневрировании на малых скоростях, например, при парковке. Второй компонент не будет продолжительным по времени, а значит и по количеству циклов, однако величина нагрузки на колёса при этом может достигать максимальных значений.

Институт Fraunhofer LBF для определения N_t предлагает следующую зависимость, в которой первый параметр определяется геометрией шины, а второй - статистически:

$$N_t = \frac{L_D}{2\pi R_{dyn}} \cdot z \cdot 10^3 + K_m \cdot L_D \cdot z \quad (1)$$

где:

L_D – требуемая дистанция, км;

R_{dyn} – динамический радиус шины, м;

z – количество циклов усталостного нагружения за один оборот колеса (см. приложение);

K_m – статистический коэффициент, учитывающий маневрирование на малых скоростях.

Формула (1) достаточно точно вычисляет общее количество циклов усталостного нагружения колеса, основываясь на типе автомобиля и требуемой дистанции пробега. Полученное N_t необходимо разделить на дискретные участки, соответствующие продолжительности действия различных расчётных случаев, и для каждого вычислить наиболее вероятное значение амплитуды нагружения. Чтобы решение этой задачи стало возможным, в случайном процессе нагружения колеса выделяют пять нагружающих спектров, которые являются характерными при нормальной эксплуатации автомобиля.

1. Straight Driving – движение по прямой, но с учётом кратковременного отклонения автомобиля от прямолинейного движения (перестроение между полосами, обгон, уклонение от препятствий на дороге). В этот спектр также включают случаи нагружения, связанные с возникновением вертикальной перегрузки, например, из-за резкого торможения или наезда на препятствие, которое не приводит к мгновенному разрушению колеса или локальным пластическим деформациям.

Подготовил				WHEEL RIM FATIGUE ANALYSIS	10 / 70
Проверил					
Утвердил					лист

2. Cornering – продолжительное движение по дуговой траектории, характеризующееся появлением боковой силы, сопоставимой по величине с вертикальной, например, при динамичном прохождении поворотов.
3. Parking/Shunting – маневрирование на парковке.
4. Narrow Bend Driving – поворот/разворот в ограниченном пространстве.

В отдельный спектр, а точнее случай нагружения, выделяют Static – прямолинейное движение гружённого автомобиля по ровной дороге с постоянной скоростью. Этот спектр действует на колесо постоянно, из-за самого факта движения автомобиля. Все остальные спектры имеют разное время действия, и наиболее вероятная продолжительность каждого была определена статистически [1].

Для каждого из спектров была получена доля от N_t – общего количества циклов нагружения. Максимальную продолжительность, примерно 96% от N_t , имеет Straight Driving (см. Таблицу 1).

В каждом спектре выделяют случаи возможной “перегрузки” или т.н. ‘Special Events’. Это случаи эксплуатационного нагружения, которые не приводят к локальным пластическим деформациям колёсного диска, но возникающие напряжения максимально близко приближаются к пределу текучести материала (пример ‘Special Events’: прохождение поворота на предельной скорости, при которой происходит отрыв от дороги всех колёс с одной стороны автомобиля, но переворота не происходит). Такие случаи не являются строго усталостными, однако в процессе эксплуатации могут возникать от 100 до 1000 раз, и поэтому должны учитываться.

Продолжительность ‘Special Events’ принято обозначать N_e , а их примерное количество в каждом спектре будет определяться процентным соотношением, но уже не к N_t , а к N – продолжительности действия каждого спектра нагружения (см. Таблицу 1).

К основным характеристикам спектра, кроме продолжительности, относят также максимально возможное значение нагрузки и закон распределения или функцию формы, т.е. каждый спектр по-разному нагружает колесо, а получаемый в результате отклик в виде амплитудного спектра изменения напряжений в диске будет иметь свой характерный вид.

Функции формы спектров были определены статистически. Используемый для этого подход в упрощённом виде показан на рисунке ниже.

Подготовил				WHEEL RIM FATIGUE ANALYSIS	11 / 70
Проверил					
Утвердил					лист

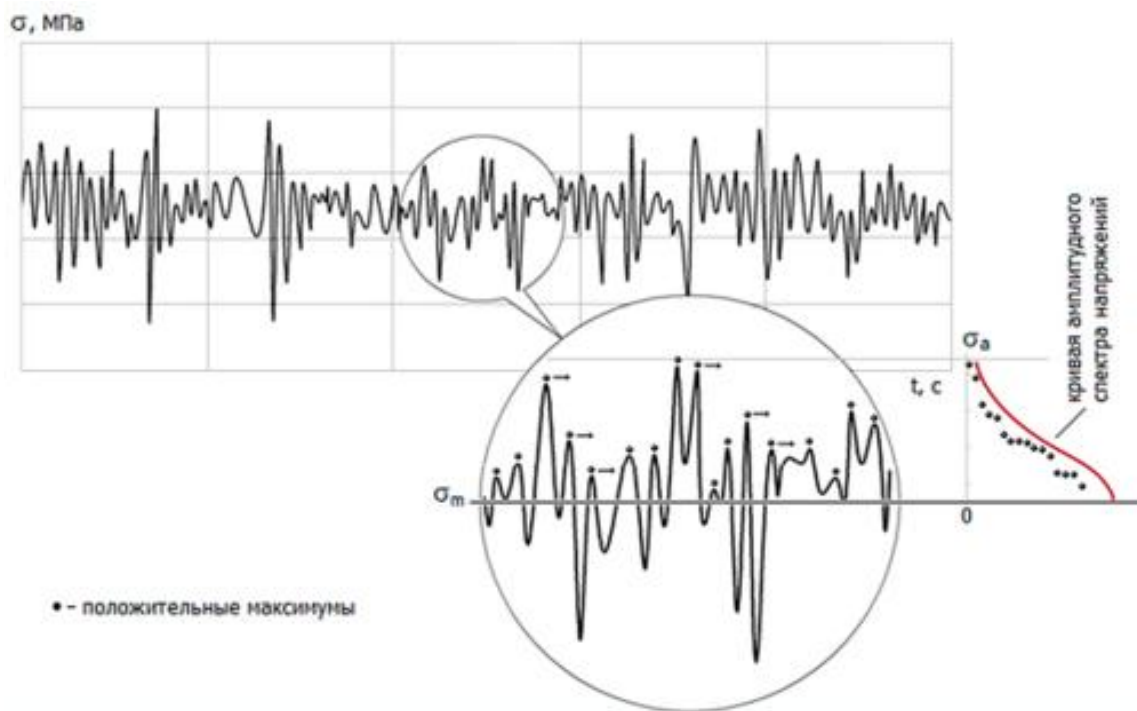


Рис. 3. Случайный процесс изменения напряжений в элементе колёсного диска

Когда основные характеристики всех пяти спектров, применительно к конкретному типу автомобиля, известны или посчитаны, их комбинируют чтобы получить ожидаемый случайный процесс нагружения колеса при реальной эксплуатации, т.н. 'Design Spectrum'.

Таблица 1

Коэффициенты для построения спектра нагружения колёс легковых и коммерческих автомобилей (полуприцепов)

№	Спектр нагружения	Нагрузка		Параметры спектра			Распределение
		$F_z = F_v$	$F_y = F_h$	N	N_β	N_e	
1	Straight Driving	$F_{z,s}$	$\pm F_{y,s}$	$0.9595 N_t$	$0.47975 N_t$	$0.5 \cdot 10^{-6} N$	линейное
2	Cornering	$F_{z,c}$	$F_{y,c}$	$0.03498 N_t$	$0.01749 N_t$	$12.5 \cdot 10^{-6} N$	нормальное
3	Parking/Shunting	$F_{z,p}$	$\pm F_{y,p}$	$0.00052 N_t$	$0.00026 N_t$	$0.125 N$	нормальное
4	Narrow Bend Driving	$F_{z,n}$	$F_{y,n}$	$0.005 N_t$	$0.0025 N_t$	$12.5 \cdot 10^{-6} N$	нормальное

N_e – предполагаемое количество циклов с максимальной амплитудой.

N_β – количество циклов нагружения с амплитудой напряжений σ_{a_stat} .

Принцип получения 'Design Spectrum' показан на рис. 4.

Подготовил				WHEEL RIM FATIGUE ANALYSIS	12 / 70
Проверил					
Утвердил					лист

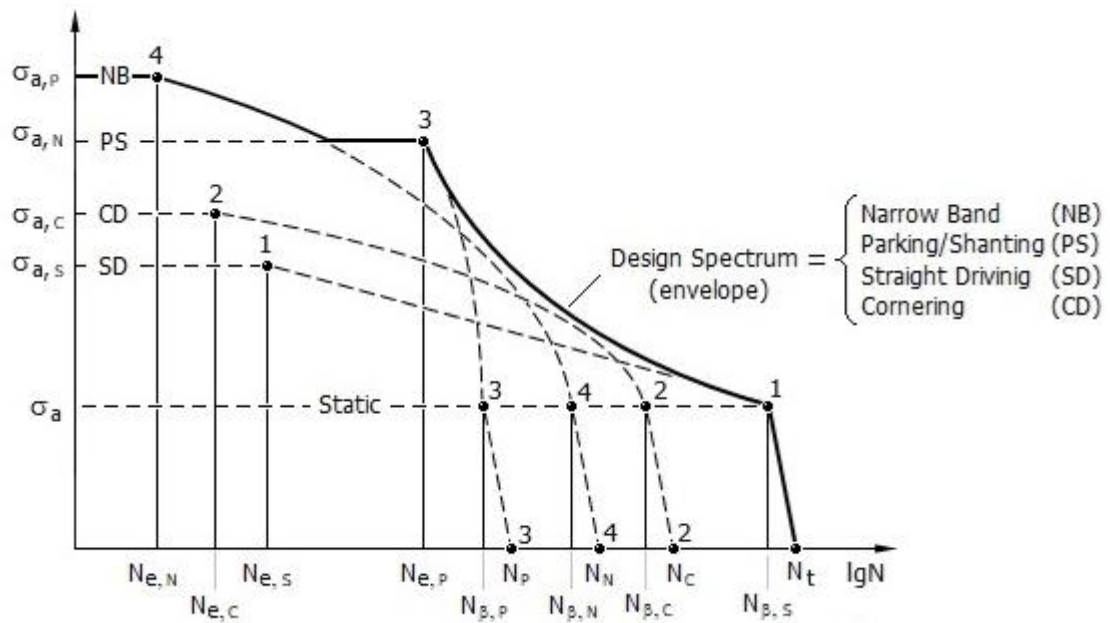


Рис. 4. Построение амплитудного спектра нагружения

(см. отчёт)

Для диска 6J-15H2 с шиной 195/55 R15 два последних расчётных случая из Таблицы 1 были исключены (т.к. автомобиль легковой), и вычислены параметры упрощённого спектра нагружения. Результаты представлены в таблице ниже.

Таблица 2

Спектр нагружения колёсного диска с шиной 195/55 R15, $L_D = 300\,000$ км

№	Спектр нагружения	Расчётная нагрузка		Параметры спектра		
		F_V , кН	F_H , кН	N	N_β	N_e
1	Static	4.9	—	—	—	—
2	Straight Driving*	15.4	-0.27 +0.4	15,8137,490	79,068,746	80
3	Cornering	7.7	5.97	6,325,500	3,162,750	80

Таблица 2 будет основой для проведения конечно-элементного анализа, построения амплитудных спектров напряжений и расчёта усталостной долговечности.

(см. отчёт)

* – расчётные нагрузки взяты из рекомендованных институтом Fraunhofer LBF для европейских дорог, для российских таких данных нет, и поэтому рекомендуют увеличивать их на 15 ...20%, так же желательно увеличить параметр N_e .

Подготовил				WHEEL RIM FATIGUE ANALYSIS	13 / 70
Проверил					
Утвердил					лист

4. Конечно-элементная модель колёсного диска

Особенности создания конечно-элементных моделей шины и колёсного диска подробно рассмотрены в методическом пособии 2015 года для студентов Миланского политехнического института [4].

Здесь стоит уточнить, на этапе проектирования геометрия колёсного диска может меняться многократно, а это значит, что и расчётов потребуется проводить много, и выполнять их придется быстро. Поэтому 3D CAD модель можно разбивать на конечные элементы автоматически при помощи TetMesh (Tetraeder elements shape), и не так детально, как предлагают в пособии [4] (см. рис. 5).

При разбиении необходимо обратить внимание на количество узлов в местах приложения переменных нагрузок (см. раздел 4.2), желательно, чтобы их количество на внешнем и внутреннем фланце было одинаковым и чётным.

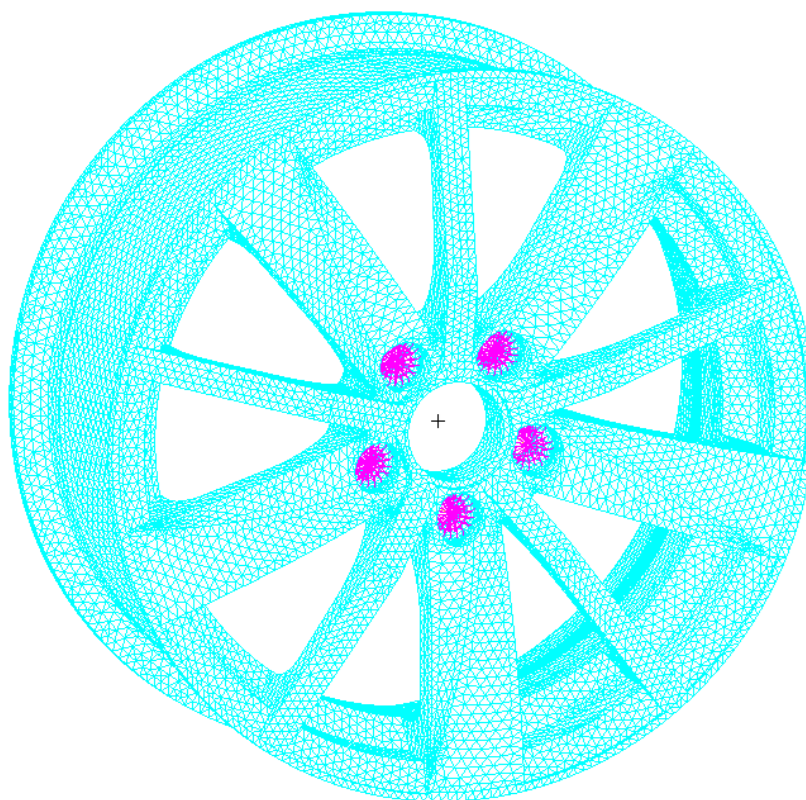


Рис. 5. Конечно-элементная модель диска

Подготовил				WHEEL RIM FATIGUE ANALYSIS	14 / 70
Проверил					
Утвердил					лист

4.1 Особенности нагружения и анализа

Существуют два подхода к оценке напряжённо-деформированного состояния колёсного диска.

Первый подход основан на совместном конечно-элементном расчёте диска с установленной на нём шиной. Такой подход требует много времени из-за необходимости выполнения нелинейного анализа, но позволяет корректно передавать нагрузку от дороги через шину на диск, не имея экспериментальных данных о жёсткости шины. Это особенно актуально для правильной передачи боковой нагрузки.

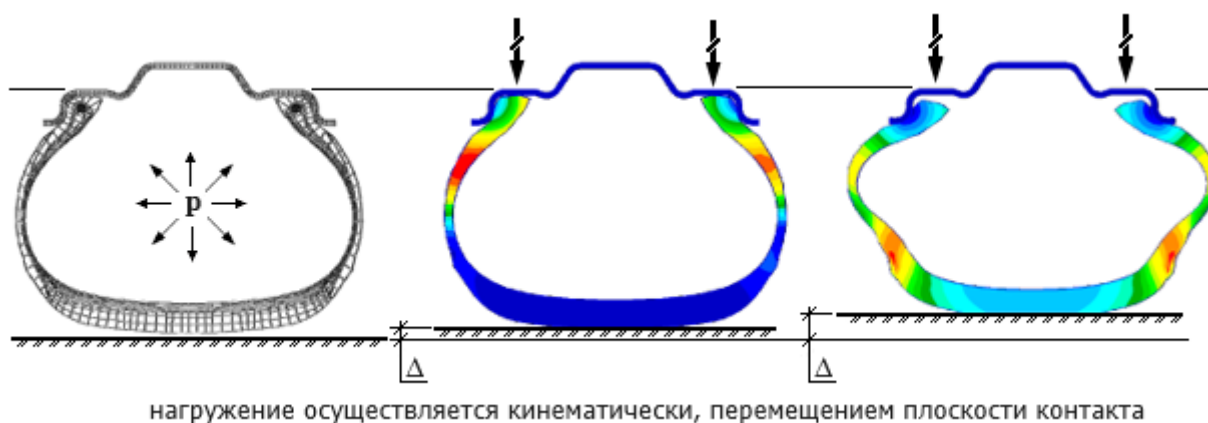


Рис. 6. Нагружение диска через модель шины

Второй подход упрощённый – шину заменяют реакциями и расчёт выполняется при помощи простого линейного анализа. Алгоритмы такой замены можно найти, например, в [4].

Проектировочный расчёт будем выполнять упрощённо (simplified fatigue analysis).

4.2 Постоянные и переменные нагрузки

К постоянным относят нагрузки не меняющиеся при вращении колеса: давление в шине и усилие затяжки крепёжных болтов.

Действуя на внешнюю поверхность обода, давление создаёт в диске постоянные сжимающие напряжения. Их моделирование производится приложением соответствующего давления к свободным поверхностям элементов, моделирующих обод диска.

Подготовил				WHEEL RIM FATIGUE ANALYSIS	15 / 70
Проверил					
Утвердил					лист

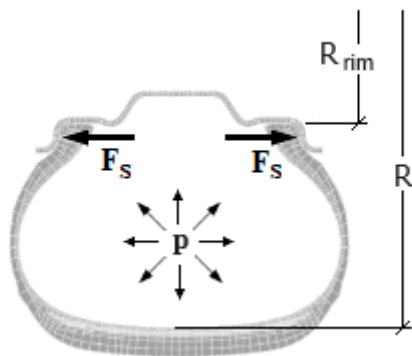


Рис. 7. Перерезывающие силы

Одновременно давление в шине создаёт горизонтальную нагрузку на фланцы (см. рис. 7), точнее нагрузку, которую можно привести к горизонтальной с помощью уравнения (2):

$$F_s = \frac{1}{2} p \cdot \pi \cdot (R^2 - R_{rim}^2) \quad (2)$$

В качестве R допустимо использовать динамический радиус колеса. Для шины 195/55 R15 и давления воздуха в ней 240кПа

$$F_s = 15900\text{Н}.$$

Эту силу корректнее прикладывать к модели также в виде давления по внутренней поверхности фланца, но если узлов по периметру фланца будет достаточно много, например 180, то нагрузку можно приложить как сосредоточенную силу в каждом узле. Это не скажется на точности, и в дальнейшем облегчит контроль правильности приложения переменных нагрузок.

(см. отчёт)

Переменными являются нагрузки, вызванные взаимодействием шины и дороги при движении автомобиля, их делят на вертикальные и горизонтальные (см. раздел 2).

Реакция от вертикального воздействия F_v синусоидально распределяется на две стороны диска по поверхностям контакта (т.н. 'Bead Seats') и зависит от вертикальной жёсткости шины и давления воздуха в ней. Математическое описание функций распределения можно найти в [4].

Реакция от горизонтального воздействия F_h распределяется по двум фланцам диска неравномерно, и сильно зависит от давления в шине (в зависимости от давления может полностью менять форму распределения).

(см. отчёт)

Подготовил				WHEEL RIM FATIGUE ANALYSIS	16 / 70
Проверил					
Утвердил					лист

Как уже было сказано раньше, неизвестная заранее реакция шины на силу F_H является основной причиной, из-за которой приходится использовать модель шины и нелинейный анализ. Но есть закономерность, которая позволяет иногда упростить расчёт: чем выше давление в шине, тем ближе к линейной зависимости распределения реакций по фланцу на горизонтальную силу.

Согласно требованиям, во время 'ZWARP' испытаний колесо надувают до максимальных значений. Это делают чтобы уменьшить вертикальную и боковую деформацию шины, а как следствие, уменьшить её нагрев и износ. Поэтому в дальнейших расчётах будем использовать именно линейное распределение силы F_H и момента M_S (см. рис. 8).

Нагружение модели диска реакциями от силовых факторов F_V , F_H и M_S автоматизировано из-за большого количества вариантов (один из примеров показан на рис. 8).

(см. отчёт)

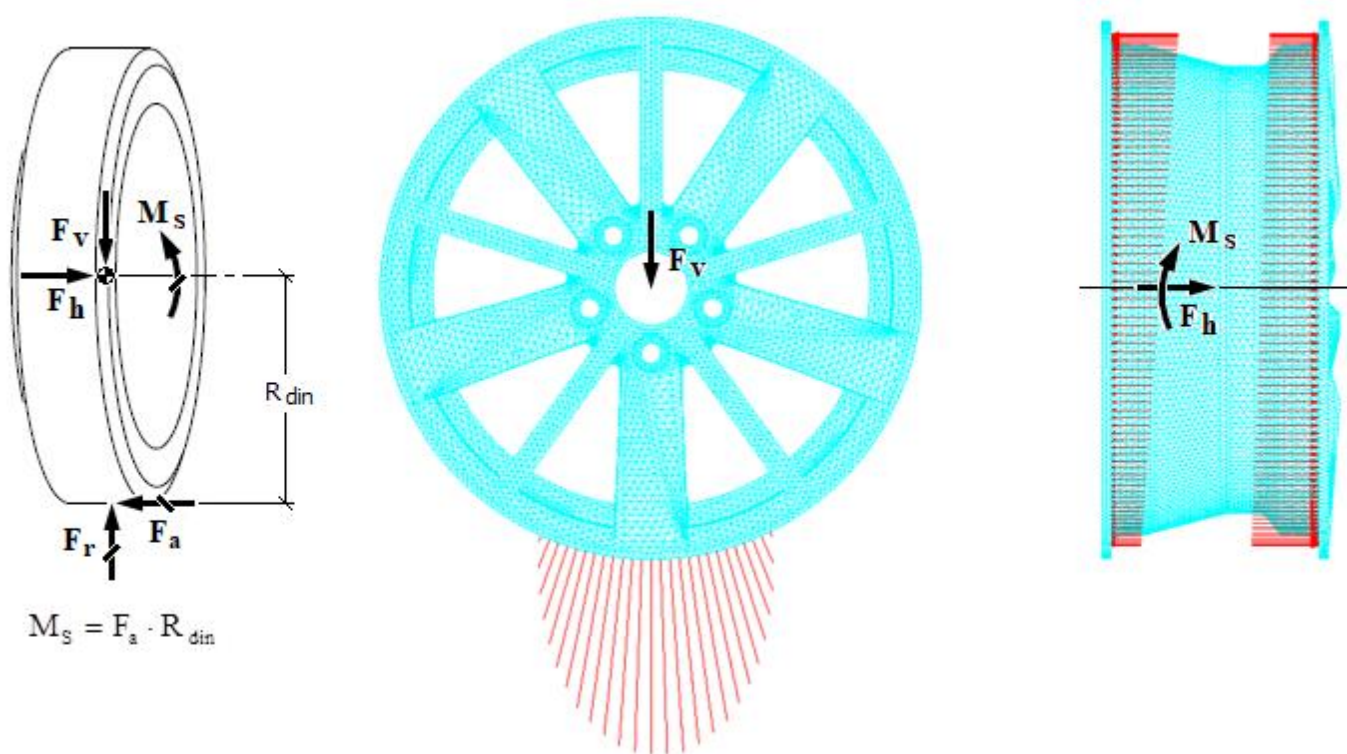


Рис. 8. Нагружение модели переменными нагрузками

Подготовил				WHEEL RIM FATIGUE ANALYSIS	17 / 70
Проверил					
Утвердил					лист

Итоговое, комбинированное нагружение колёсного диска, включающее реакции от внутреннего давления в шине, вертикальную силу, горизонтальную и момент показано на рис. 9 (внутреннее давление на поверхность диска скрыто). Таблица на этом рисунке показывает точность смоделированного расчётного случая 'Cornering' (см. Таблицу 2). Получившийся момент M_s также проверяется рядом дополнительных вычислений, ошибка менее 3%.

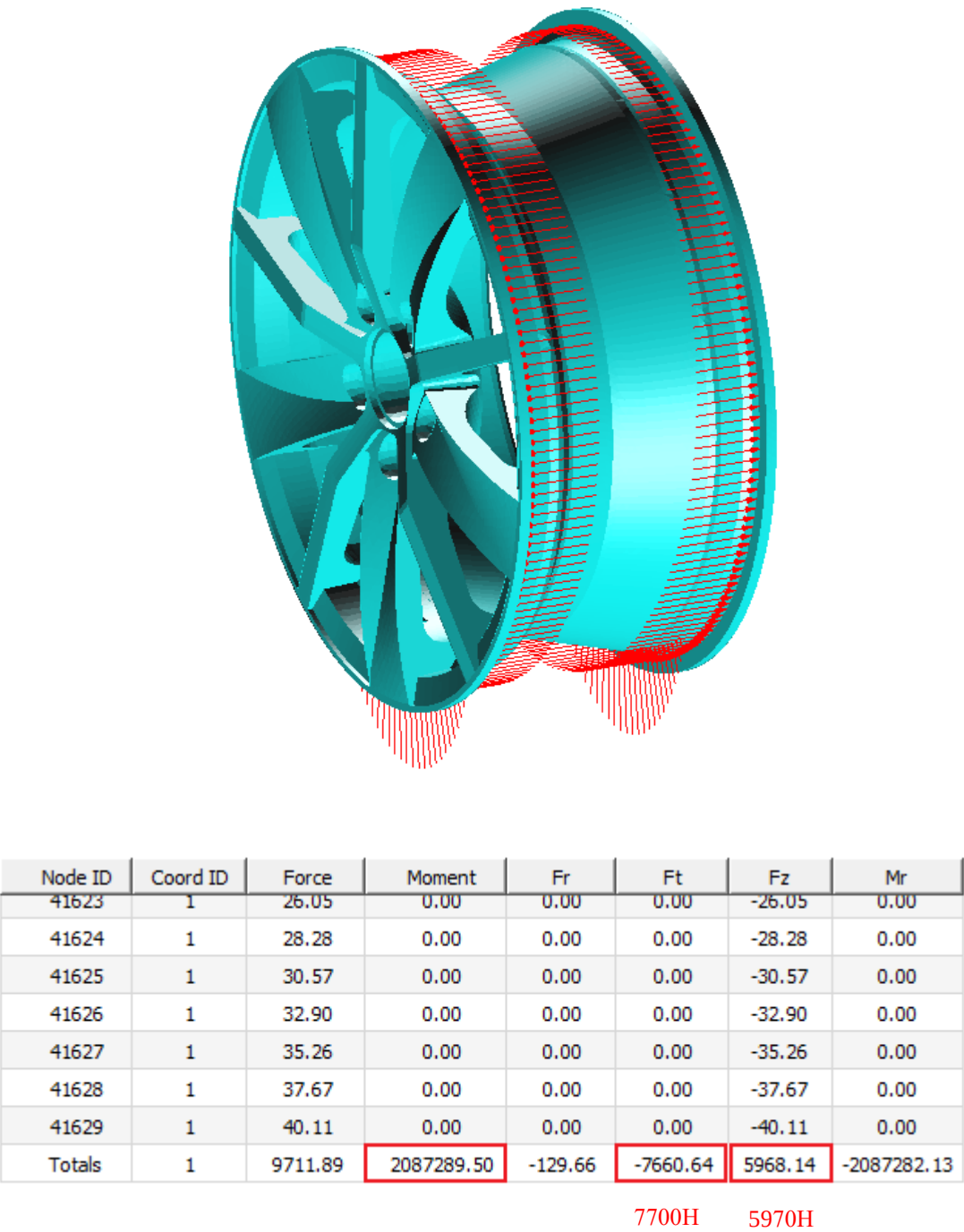


Рис. 9. Комбинированное нагружение диска

4.3 Закрепление модели

Модель закрепляется наложением граничных условий на элементы, моделирующие крепёжные болты и ступицу диска.

Узлам, расположенным по периметру ступицы, ограничивается перемещение вдоль оси вращения колеса.

Болты моделируются элементами типа 'Bar' диаметром 14мм. Перемещение несвязанных узлов 'Bar' элементов запрещено в трёх плоскостях. Дополнительно, можно смоделировать предварительное напряжение в болтах, исходя из усилия затяжки 100Н/м.

Равномерное распределение нагрузки между болтом и диском моделируется при помощи MPC (см. рис. 5).

Подготовил				WHEEL RIM FATIGUE ANALYSIS	19 / 70
Проверил					
Утвердил					лист

5. Конечно-элементный анализ диска

Вычисление напряжений производилось с шагом 2 градуса по углу поворота, т.е. было получено 180 решений за один оборот колеса для каждого случая нагружения с целью исключить пропуск пиковых значений. Одно из решений показано на рис. 10 (расчётный случай Cornering, угол 0^0).

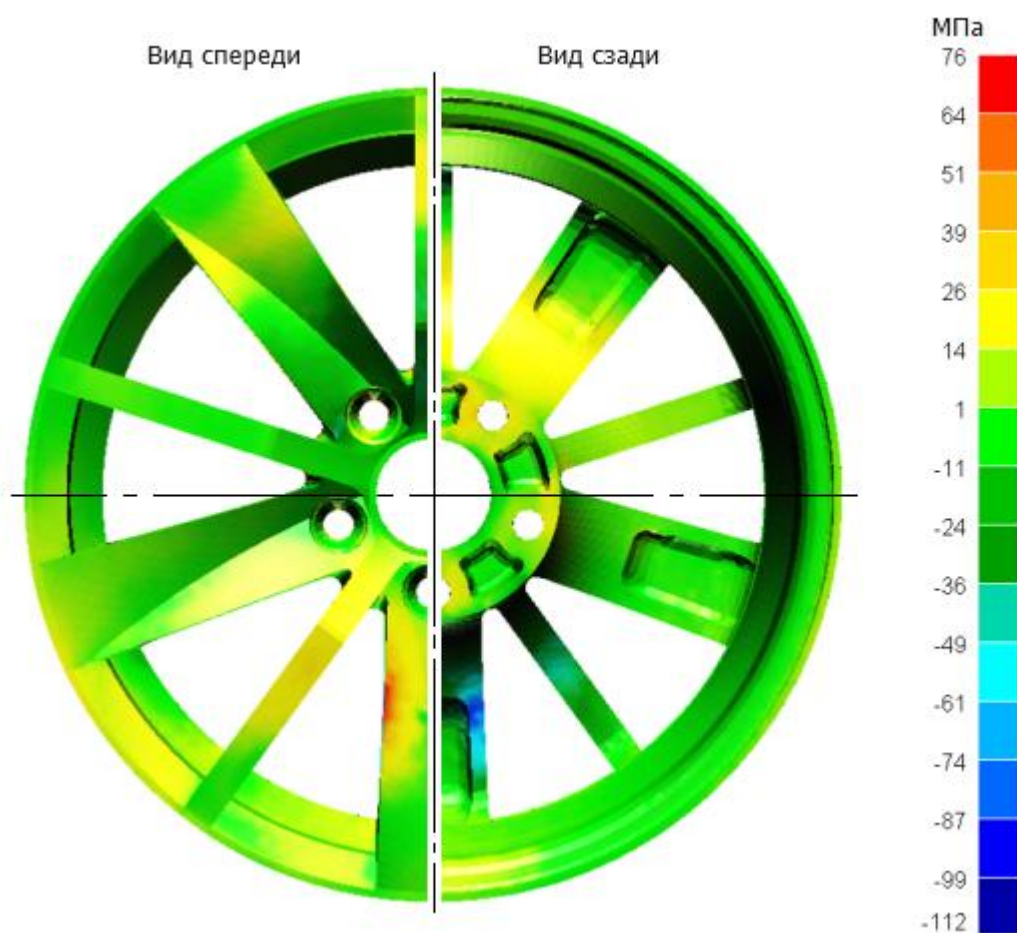


Рис. 10. Расчётный случай Cornering, изолинии напряжений

Анимация 180 решений в виде изменения изолиний максимальных напряжений при вращении колеса показывает опасные с усталостной точки зрения места конструкции (т.е. места возможного зарождения усталостной трещины раньше заявленной долговечности), хотя такой подход не всегда оказывается наглядным.

Для быстрого выявления опасных мест осуществляется переход к изолиниям амплитуд максимальных напряжений и их сравнение с параметром RFS.

Подготовил				WHEEL RIM FATIGUE ANALYSIS	20 / 70
Проверил					
Утвердил					лист

RFS (Required Fatigue Strength) – это уровень амплитуды действующих в конструкции напряжений σ_a , который за требуемое количество циклов нагружения n приведет к накоплению заданного повреждения D (например, 0.5) или к разрушению конструкции (см. EUWA E S 3.29 или приложение).

Таким образом, RFS является параметром, который объединяет закладываемую долговечность колёсного диска, особенности случайного нагружения и усталостные свойства материала, из которого диск планируется изготавливать. С его помощью можно разделить диск на условно безопасные области и те, которые могут потребовать дополнительных проверок (см. рис. 11).

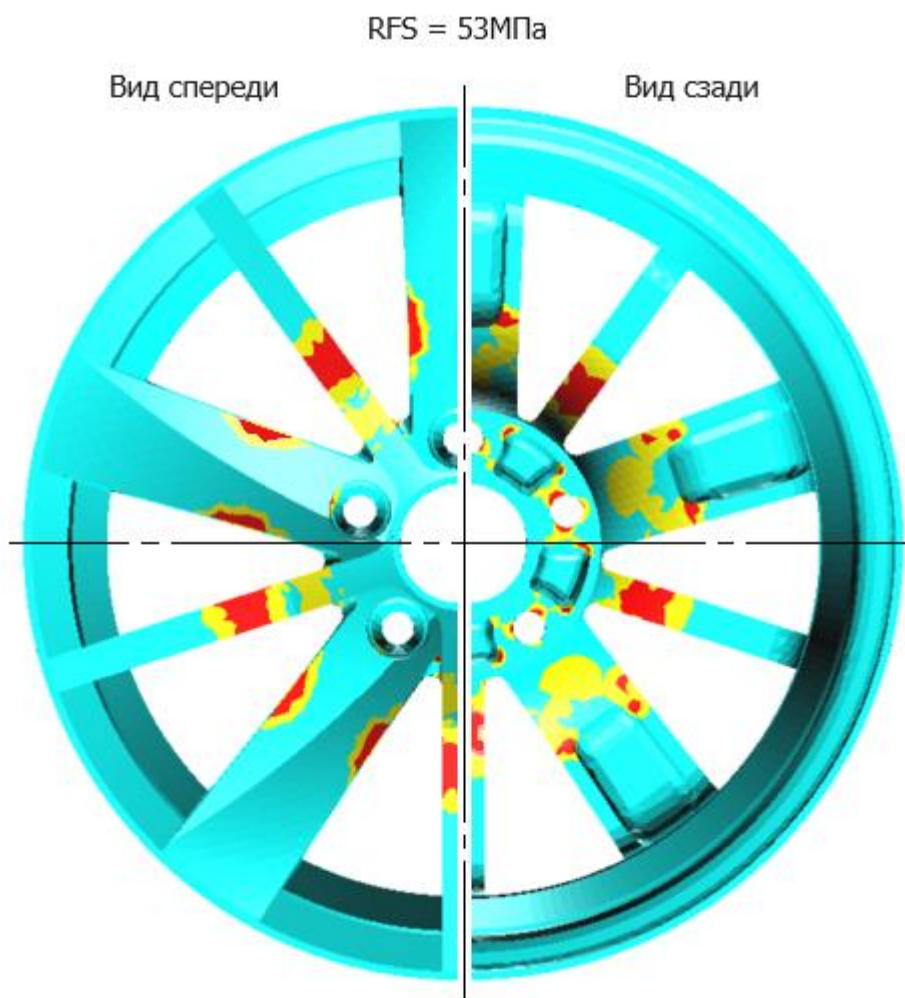


Рис. 11. Изолинии амплитуд максимальных главных напряжений выше RFS

Если максимальные значения амплитуд напряжений для всех случаев нагружения (Cornering, Straight Driving, ...) получаются меньше RFS выбранного материала, то дальнейшее вычисление ресурса не требуется. Спроектированный диск соответствует заявленной долговечности, но при этом его масса будет завышенной, а не оптимальной.

Подготовил				WHEEL RIM FATIGUE ANALYSIS	21 / 70
Проверил					
Утвердил					лист

Наличие амплитуд, превышающих RFS, не означает сразу, что диск имеет недостаточную усталостную прочность, но места, показанные на рис. 11 красным цветом, требуют проверки.

Поскольку большинство трещин начинают зарождаться на поверхности детали и сформируются в плоскости, ориентированной перпендикулярно к направлению действия максимальных главных напряжений, то для предварительного анализа достаточно выбрать узлы, лежащие на кромках спиц или ступицы, с максимальной амплитудой действующих напряжений.

6. Обработка результатов анализа

Для дополнительного анализа были выбраны два узла, расположенные на кромке спицы с внутренней и внешней стороны диска (node 21829 - outside и 3167 - inside, см. рис. 12 и 13).

Узлы находятся в одном из наиболее вероятных мест зарождения усталостной трещины с простым проверочным расчётом в силу одноосности напряжённо-деформированного состояния (т.е. в этих местах имеется только одно ненулевое главное напряжение, которое всегда направлено вдоль кромки спицы).

На рисунках ниже изображены графики изменения максимальных напряжений при вращении колеса для трёх расчётных случаев и результаты статистической обработки, характеризующие процесс усталостного нагружения.

Следующий шаг – построение амплитудного спектра напряжений.

Подготовил				WHEEL RIM FATIGUE ANALYSIS	22 / 70
Проверил					
Утвердил					лист

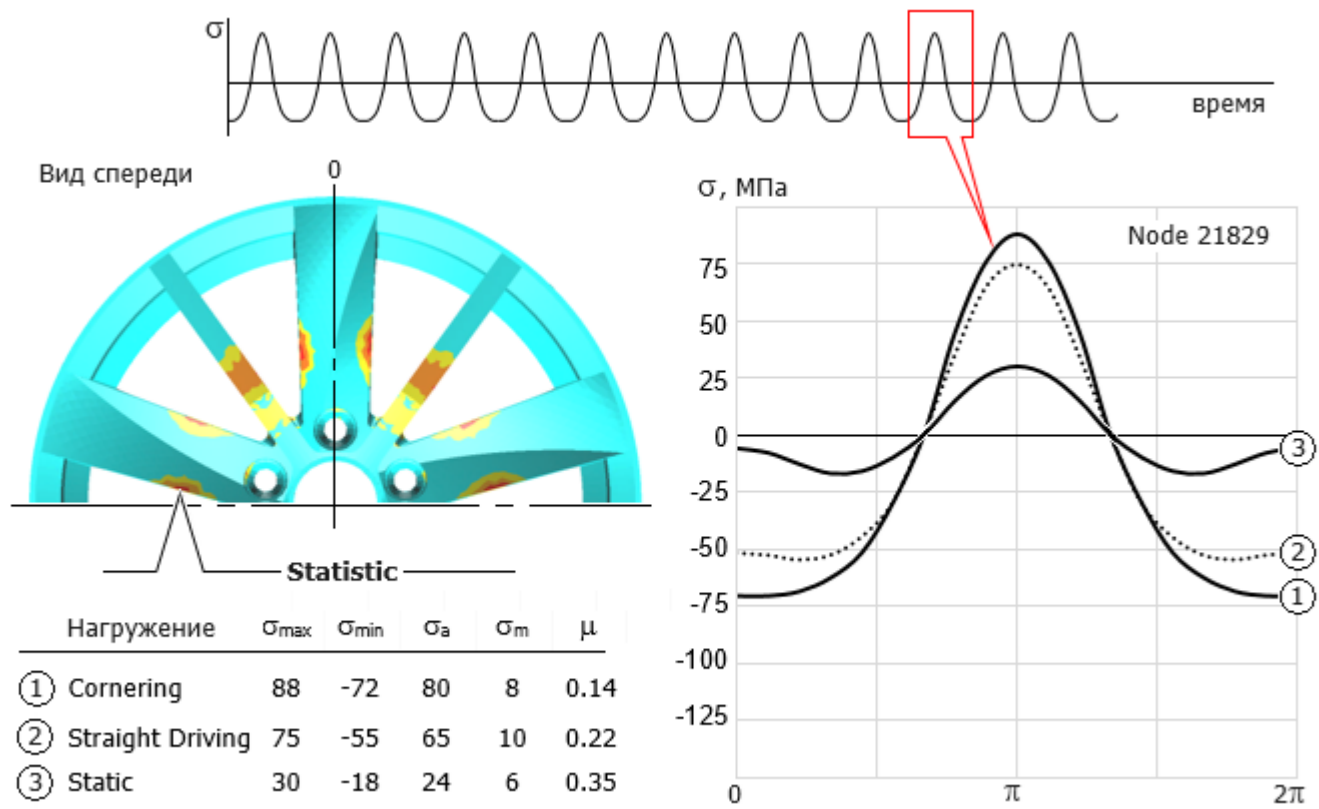


Рис. 12. Изменение максимальных напряжений в узле 21829

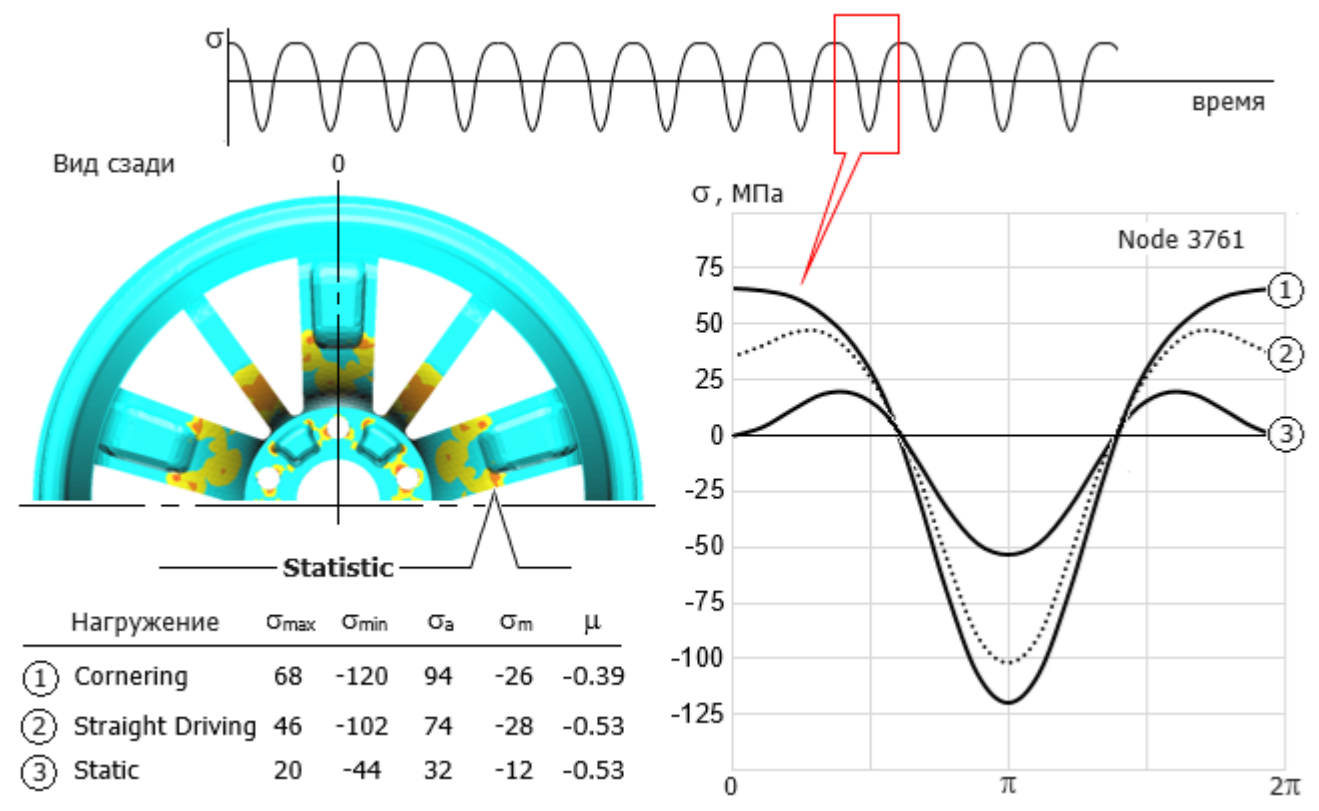


Рис. 13. Изменение максимальных напряжений в узле 3761

7. Построение амплитудного спектра напряжений

Амплитудный спектр строится на основе эмпирических коэффициентов (см. Таблицу 2) и максимальных значений амплитуд напряжений, вычисленных с помощью конечно-элементной модели (см. рис. 12 и 13).

Построенный для узла 21829 спектр изображен на рис. 14.

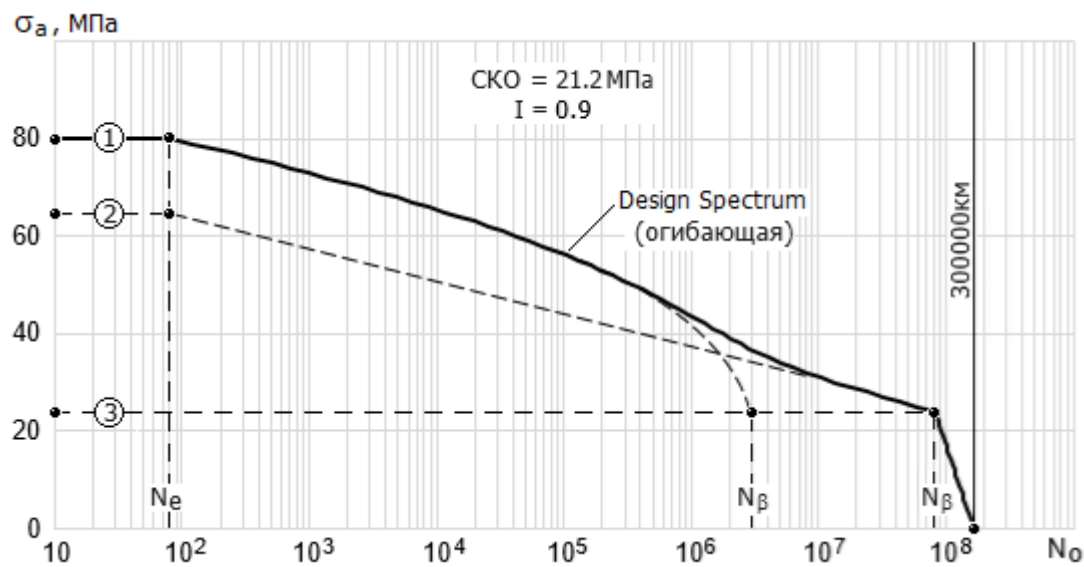


Рис. 14. Амплитудный спектр напряжений, узел 21829*

* – основываясь на 'Design Spectrum' можно вычислить CKO = 21.2МПа, а точное значение т.н. 'irregular factor' I нет. Считается, консервативно, что каждый построенный амплитудный спектр описывает узкополосный случайный процесс изменения напряжений в колёсном диске с коэффициентом I = 0.9. Знание коэффициента нерегулярности необходимо чтобы не ошибаться со скоростью накопления усталостных повреждений, которая разная у разных случайных процессов (см. приложение).

Из-за наличия асимметрии в процессе нагружения (т.е. $\mu \neq 0$, см. рис. 12), построенный 'Design Spectrum' необходимо скорректировать (т.е. учесть 'the mean stress effect').

В настоящее время для учёта асимметрии нагружения при расчётах конструкций из алюминиевых сплавов наиболее предпочтительным является выражение*:

$$\sigma_{\text{экв}} = (1 + \psi_{\sigma} \cdot \mu) \cdot \sigma_a \quad (3)$$

где ψ_{σ} – коэффициент учитывающий влияние ненулевого σ_m на долговечность. Этот коэффициент не является постоянным для всего спектра, он максимален, когда амплитуда напряжений σ_a близка к пределу пропорциональности материала, и минимален, когда уровень напряжений близок к σ_{-1} , т.е. является функцией: уровень действующих напряжений vs. усталостные свойства материала.

Анализ большого количества экспериментальных данных, проведенных в КБ им. Макеева (г. Миасс), показал, что для алюминиевых сплавов в заданных интервалах долговечности коэффициент ψ_{σ} можно считать постоянным и не зависящим от структуры процесса нагружения (что особенно актуально при случайном нагружении).

В диапазоне долговечностей $\lg N_0 \leq 5.5$ коэффициент остаётся величиной мало изменяемой и равной 0.269, в диапазоне $\lg N_0 \geq 6$ ψ_{σ} также постоянен и равен 0.141, а в диапазоне $5.5 \leq \lg N_0 \leq 6$ его можно принять равным 0.205.

Наибольшей точности при использовании уравнения (3) удаётся добиться, если рассчитывается долговечность алюминиевых конструкций по моменту появления трещины в диапазоне от 10^5 до 10^7 циклов, при меньшей долговечности точность снижается и предпочтительным становится использование альтернативных методов учёта: SWT, Gerber criterion, ...

Колёсный диск планируют изготавливать из сплава AlSi7Mg, механические свойства которого представлены в разделе 8. Используя данные Таблицы 3 и уравнение (3), 'Design Spectrum', показанный на рис. 14, был перестроен, чтобы учесть наличие σ_m . На рис. 15 новый спектр показан сплошной линией.

* - оригинальное уравнение отличается, это его адаптация для работы с амплитудными спектрами, где $\mu = \sqrt{2} \cdot \sigma_m / \sigma_a$

Подготовил				WHEEL RIM FATIGUE ANALYSIS	25 / 70
Проверил					
Утвердил					лист

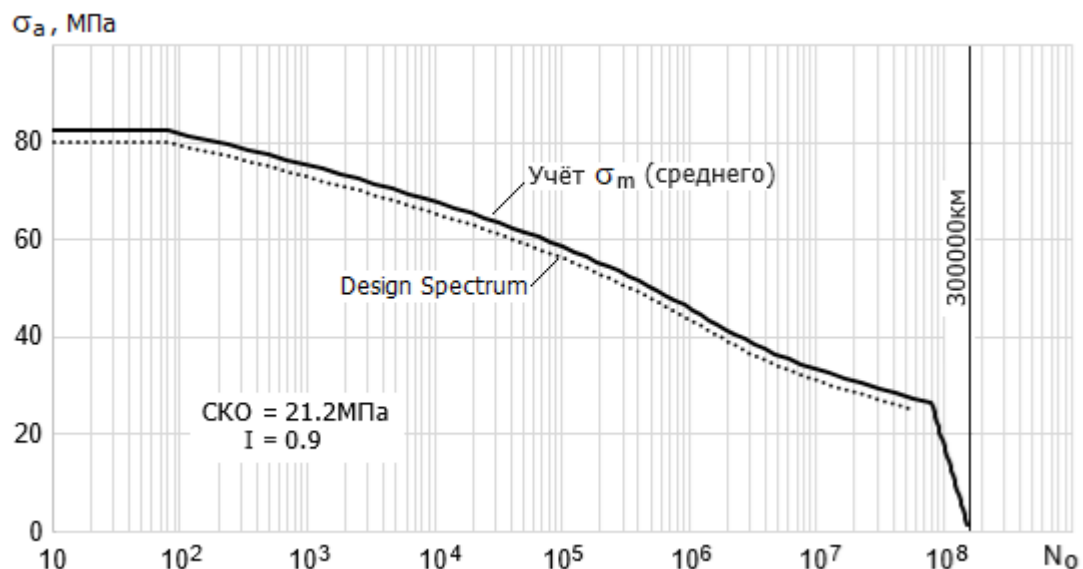


Рис. 15. Учет наличия среднего

Построенный амплитудный спектр напряжений для заявленной долговечности 300,000км генерирует такое же накопленное усталостное повреждение в узле 21829, что и реальный случайный процесс нагружения автомобиля в течение такого же срока его эксплуатации.

Аналогично был получен амплитудный спектр для узла 3761 (см. рис. 16). Отличие заключается в отрицательных значениях коэффициента μ , из-за чего значения эквивалентных амплитуд не увеличились, а наоборот, существенно уменьшились.

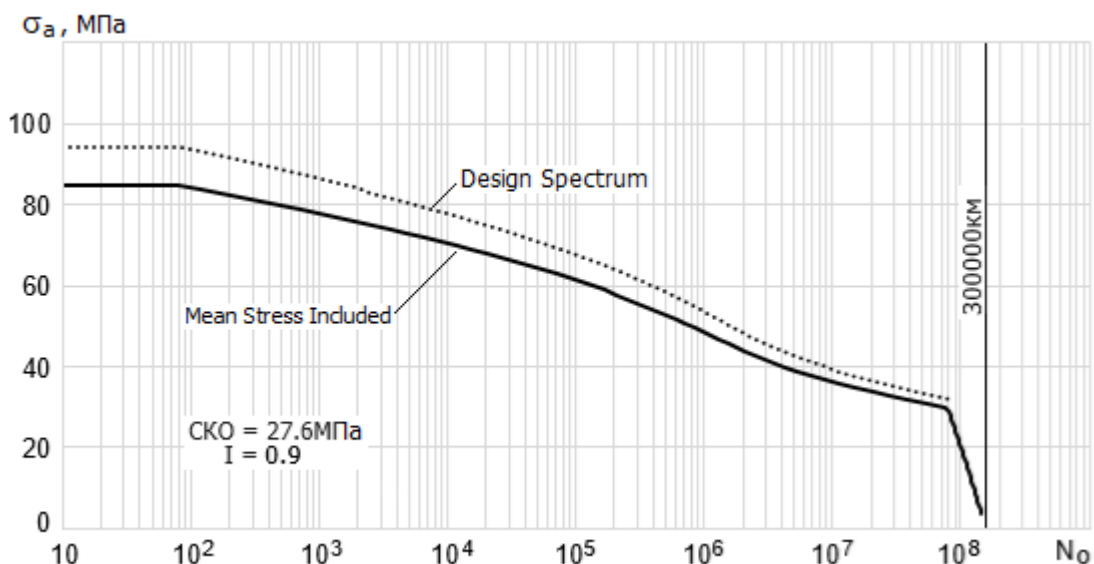


Рис. 16. Спектр усталостного нагружения в узле 3761

Подготовил				WHEEL RIM FATIGUE ANALYSIS	26 / 70
Проверил					лист
Утвердил					

8. Усталостные свойства алюминиевого сплава

Механические свойства алюминиевого сплава, использованного для изготовления образцов, и особенности проведения усталостных испытаний представлены в Таблице 3.

Таблица 3

Свойства алюминиевого сплава AlSi7Mg

№	Параметр		Значение
1	Предел прочности, МПа	σ_B	250
2	Предел пропорциональности, МПа	σ_T	220
3	Предел неограниченной выносливости, МПа	σ_{-1}	27
4	Исходная заготовка		отливка
5	Направление вырезки	L	долевое
6	Способ нагружения		растяжение-сжатие
7	Количество испытанных образцов		20

Обобщённая диаграмма усталости лабораторных образцов, полученная после статистической обработки результатов испытаний, представлена на рис. 17.

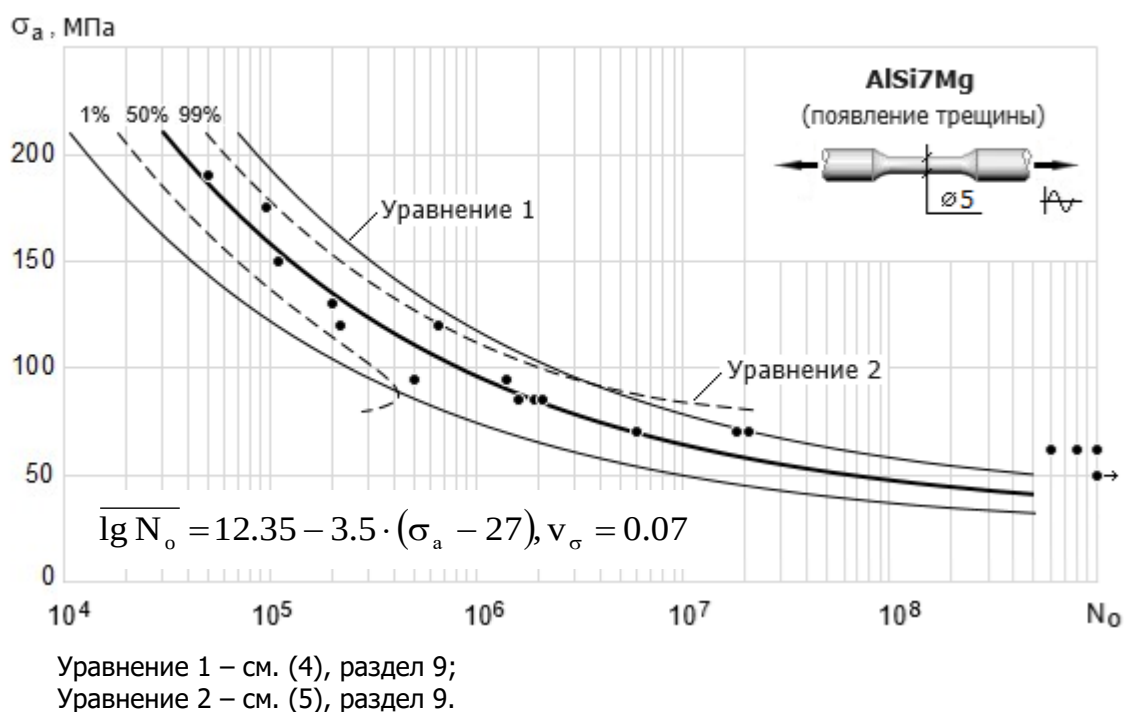


Рис. 17. Обобщённая диаграмма усталости сплава AlSi7Mg

Подготовил				WHEEL RIM FATIGUE ANALYSIS	27 / 70
Проверил					
Утвердил					лист

9. Вычисление накопленных повреждений и оценка долговечности

Вычисление накопленного повреждения осуществим с использованием обобщённой диаграммы усталости материала AlSi7Mg (см. раздел 8) для заданной структуры случайного процесса (см. раздел 7) и требуемой вероятности неразрушения колёсного диска (90%). Будут использованы два уравнения (4) и (5).

Первое уравнение математически описывает результаты усталостных испытаний, используя закон нормального распределения логарифмов долговечности:

$$\lg N_i = A_h - B \cdot \lg \left[\frac{G_0 - G_h}{G_0 - G_i} (\sigma_i - \sigma_{-1}) \right] \pm tq \cdot \frac{1}{Q_i} \cdot s_{\lg N_i}; \quad (4)$$

$$Q_i = \left(\frac{G_0 - G_h}{G_0 - G_i} \right)^{\frac{B}{2}}$$

где: tq – квантиль распределения Стьюдента, определяемый через требуемую вероятность и число имеющихся экспериментальных данных;

$s_{\lg N_i}$ – СКО долговечности на уровне σ_i (величина непостоянная, зависит от базовой долговечности).

Второе описывает те же результаты, но предполагает нормальное распределение пределов ограниченной выносливости v_σ :

$$\lg N_i = A_h - B \cdot \lg \left[\frac{G_0 - G_h}{G_0 - G_i} \left(\frac{Q_i}{Q_i \pm tq \cdot v_\sigma} \sigma_i - \sigma_{-1} \right) \right], \quad (5)$$

$$v_\sigma = \frac{s_\sigma}{\sigma_{mh}} = \text{const},$$

где: s_σ – СКО предела ограниченной выносливости;

σ_{mh} – математическое ожидание предела ограниченной выносливости при гармоническом нагружении.

Подробно о применяемом подходе см. [5].

Коротко, зависимости (4) и (5) хорошо описывают данные экспериментальных исследований образцов, изготовленных из лёгких сплавов (алюминий, магний, ...), но каждая в своём диапазоне долговечностей (см. рис. 17, кривые 1 и 2).

Подготовил				WHEEL RIM FATIGUE ANALYSIS	28 / 70
Проверил					лист
Утвердил					

Если обозначить количество циклов до разрушения, полученное по формуле (4) – $\lg N_i^{(4)}$, а по формуле (5) – $\lg N_i^{(5)}$, то при расчёте ресурса за действительное значение разрушающего числа циклов на заданном режиме нагружения необходимо принимать:

$$\lg N_i = \begin{cases} \max(\lg N_i^{(4)}, \lg N_i^{(5)}) & \text{при } P_s < 0.5 \\ \min(\lg N_i^{(4)}, \lg N_i^{(5)}) & \text{при } P_s > 0.5 \end{cases}$$

где P_s – заданная вероятность разрушения.

Для двух амплитудных спектров нагружения, основываясь на линейной гипотезе, вычислялись усталостные повреждения, накопленные колёсным диском за 300,000км пробега по формуле Пальмгрена-Майнера:

$$D_{\text{spect}} = \sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_i} < 1 \quad (6)$$

где: n_i – количество оборотов колеса на i -ом режиме нагружения;

N_i – число циклов до разрушения при заданном уровне напряжений;

k – количество случаев нагружения.

Достижение единицы в процессе вычисления D_{spect} является критерием, указывающим на возможное разрушение конструкции, а значит, не допускается. На этапе эскизного проектирования диска это требование ужесточают, и для наиболее нагруженных сечений рекомендуют укладываться в диапазон 0.7...0.8, из-за того, что в анализе не учитывается большое количество факторов, существенно влияющих на долговечность.

Максимальное повреждение, накопленное диском, составило 0.68 (см. рис. 19), что соответствует 450,000 км пробега до возможного появления усталостной трещины на внутренней стороне спицы с вероятностью 10% (узел 3167).

Расчёт с вероятностью больше 10% потребует более подробную конечно-элементную модель и более корректное приложения всех нагрузок, используя поверхностные силы (см. [4]). Также необходимо учесть конструктивные различия между лабораторными образцами, с помощью которых была построена кривая усталости, и опасными сечениями колёсного диска (см. приложение).

Выполнение таких расчётов имеет смысл уже при подготовке к изготовлению опытной партии.

Подготовил				WHEEL RIM FATIGUE ANALYSIS	29 / 70
Проверил					
Утвердил					лист

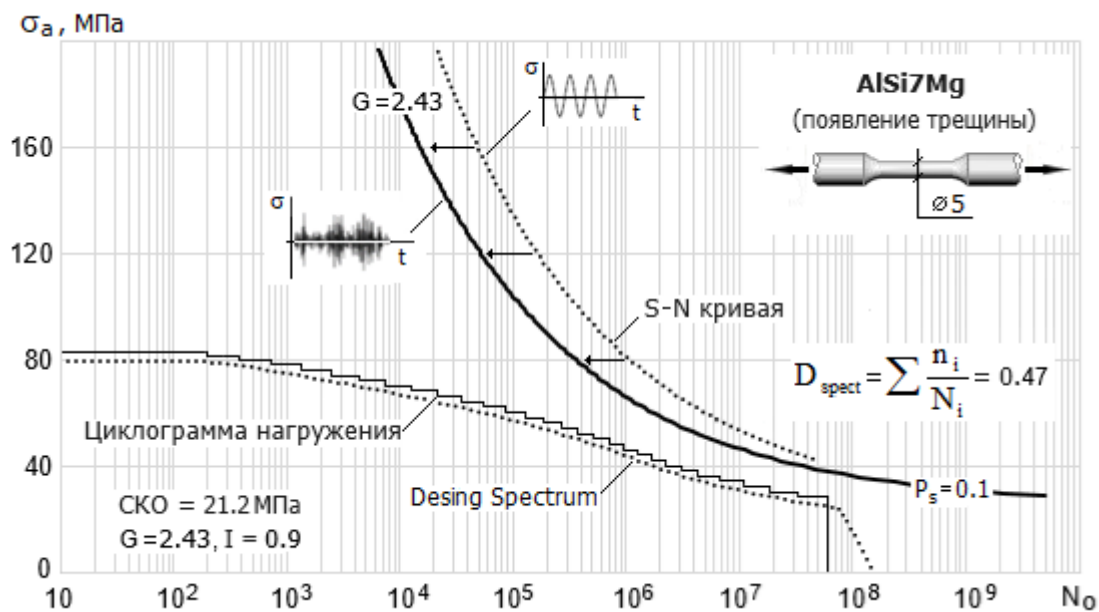


Рис. 18. Вычисление накопленного повреждения для узла 21829

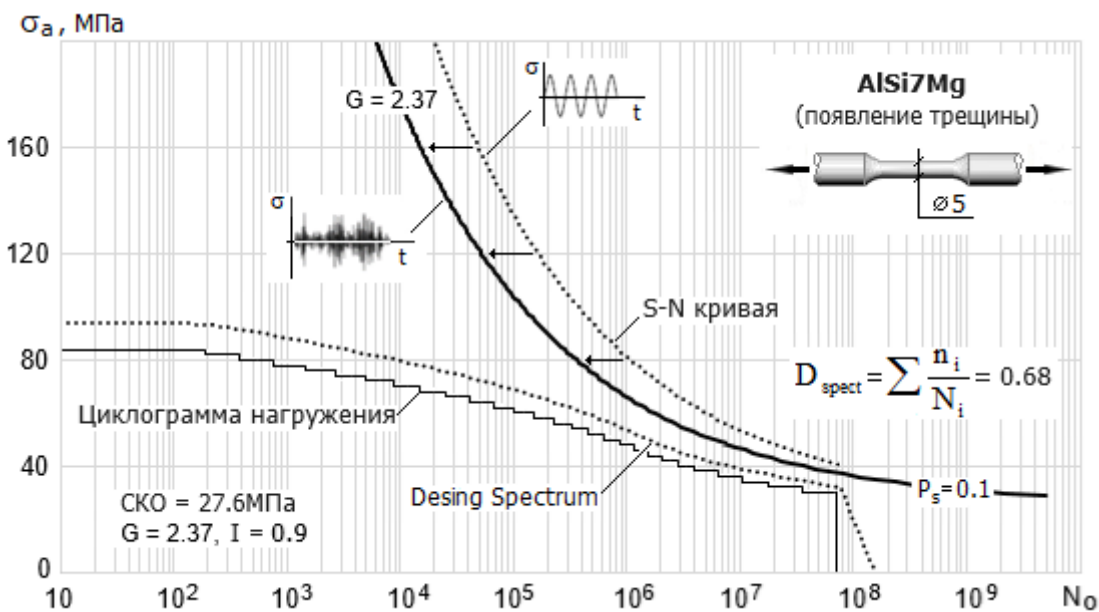


Рис. 19. Вычисление накопленного повреждения для узла 3167

Вычисление структурного параметра G см. приложение, раздел 13.5.

10. Подтверждение правильности методики

На рис. 20 изображены амплитудные спектры напряжений для двух мест колёсного диска, полученные после статистической обработки результатов натурных испытания автомобиля [2].

Точками показаны результаты испытаний круглых лабораторных образцов диаметром 5мм, которые изготавливались из сплава AlSi7Mg. Нагружение образцов: растяжение - сжатие, за разрушение принимался момент образования усталостной трещины длиной 0.7мм.

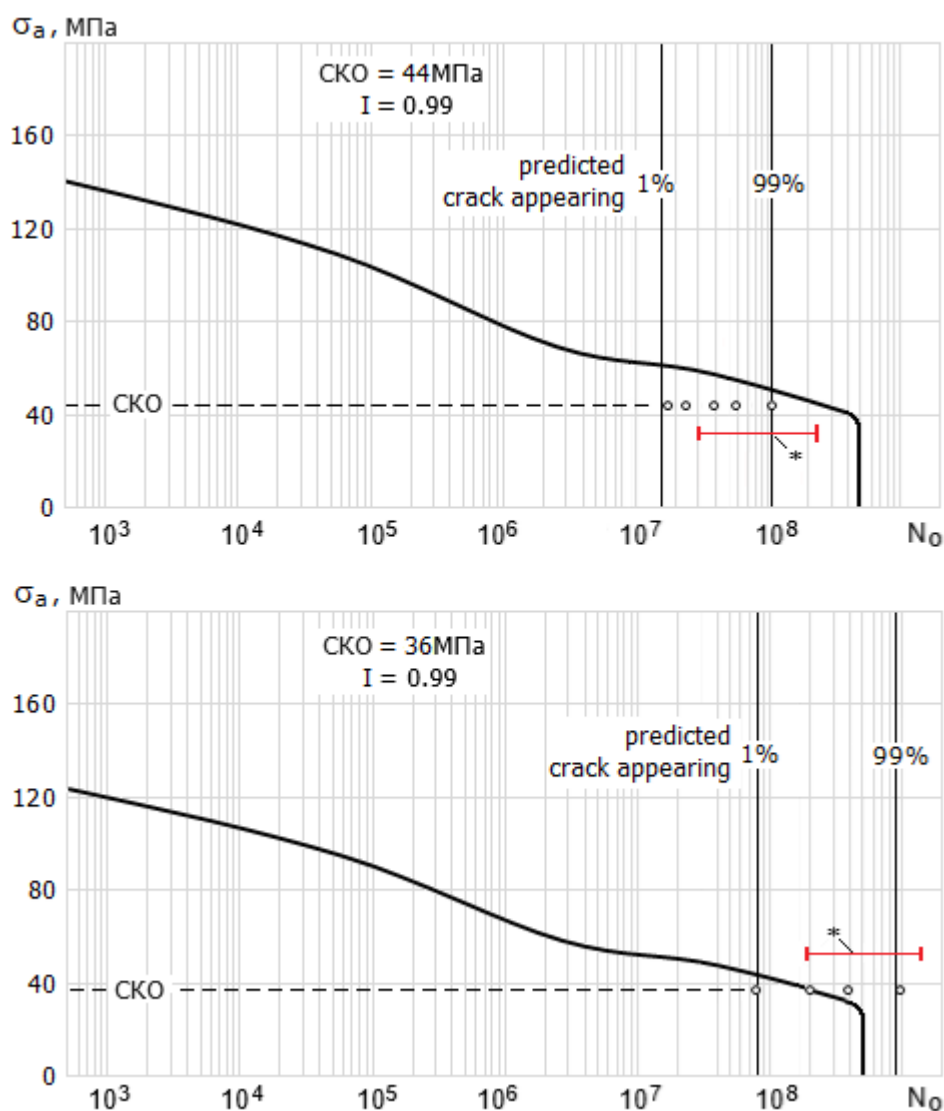


Рис. 20. Амплитудные спектры напряжений и результаты испытаний образцов

* – прогноз появления усталостной трещины, сделанный по амплитудному спектру на основе S-N кривой для гармонического нагружения, всегда будет более оптимистичным, а значит вычисленный ущерб может быть значительно недооценён

Подготовил				WHEEL RIM FATIGUE ANALYSIS	31 / 70
Проверил					
Утвердил					лист

Программа испытаний была составлена так, что после 10^7 циклов нагружения гарантированно выдерживались все определённые амплитудным спектром параметры такие, как СКО, величина и количество пиковых нагрузок, структура случайного процесса и т.д. (т.е. если образец разрушался после 10^7 циклов, то это означает, что разрушение произошло от действия требуемого случайного процесса нагружения).

Вертикальные линии на рисунках показывают полученные при помощи разработанной методики границы расчётной долговечности для двух вероятностей разрушения (10 и 90%).

11. Выводы

Хорошее совпадение результатов испытаний образцов с результатами, полученными при помощи разработанной методики (см. раздел 10), не позволяет, тем не менее, полностью доверять вычисленной долговечности колёсного диска. Полученный ресурс может быть как правильным, так и далёким от правильного.

Результаты экспериментальных исследований на большом количестве деталей с простой геометрией, напряжённо-деформированное состояние которых было точно известно в любой момент времени, показали, что обратное решение уравнения Пальмгрена-Майнера (5) при известном количестве циклов до разрушения всегда отклоняется от единицы, как в большую, так и в меньшую сторону.

Это объясняется тем, что уравнение (5) – сильное упрощение реальности, и закономерности накопления усталостных повреждений гораздо сложнее, чем простое линейное суммирование относительных долговечностей.

Кроме этого, при нерегулярном нагружении, когда амплитуды или средние значения напряжений в детали изменяются по времени случайно или по заданной программе, большое количество факторов может быть не учтено или учтено некорректно.

Как пример — выводы в статье [1], посвящённой испытаниям колёсных дисков.

Однако целью данной работы было показать способ, с помощью которого можно быстро выявить явные ошибки в конструкции проектируемого алюминиевого диска и исправить их до его изготовления в металле.

Подготовил				WHEEL RIM FATIGUE ANALYSIS	32 / 70
Проверил					
Утвердил					лист

12. Испытания по технологии ZWARP

Подтвердить вычисленную долговечность можно только усталостными испытаниями. Самым правильным вариантом при их проведении будет полное воспроизведение реального спектра нагружения колеса, однако время, которое на это потребуется, будет измеряться месяцами непрерывной работы испытательного оборудования, а дорожные испытания на ресурс в составе автомобиля займут ещё больше времени.

Технология ZWARP позволяет имитировать случайное нагружение колеса в процессе эксплуатации, используя несколько десятков уникальных случаев гармонического нагружения разной продолжительности.

Для сокращения времени проведения испытаний реальный спектр нагружения (Design Spectrum) заменяют тестовым (Test Spectrum), эквивалентным реальному по структуре и повреждаемости. Поясним, что это означает.

Процесс случайного нагружения колеса при эксплуатации автомобиля происходит во времени. Если взять за единицу измерения времени час, день и т.д., то за условную единицу будет возникать определённое количество пиков нагрузки разной амплитуды и знака, количество и вероятность появления которых описывает Design Spectrum.

Эквивалентный процесс должен генерировать точно такое же количество пиков нагружения заданной амплитуды с заданным знаком производной, что и реальный процесс, но за меньший промежуток времени.

Существует несколько способов, позволяющих это сделать (см. рис. 21).

1. Увеличить частоту процесса нагружения по сравнению с реальной;
2. Пропорционально увеличить амплитуды нагружения во всём спектре;
3. Исключить нагрузки, не вносящие усталостных повреждений (низкие нагрузки);
4. Сохранить максимальный уровень эксплуатационной нагрузки и увеличить уровень всех остальных нагрузок (увеличить 'плотность спектрального распределения').

Подготовил				WHEEL RIM FATIGUE ANALYSIS	33 / 70
Проверил					
Утвердил					лист

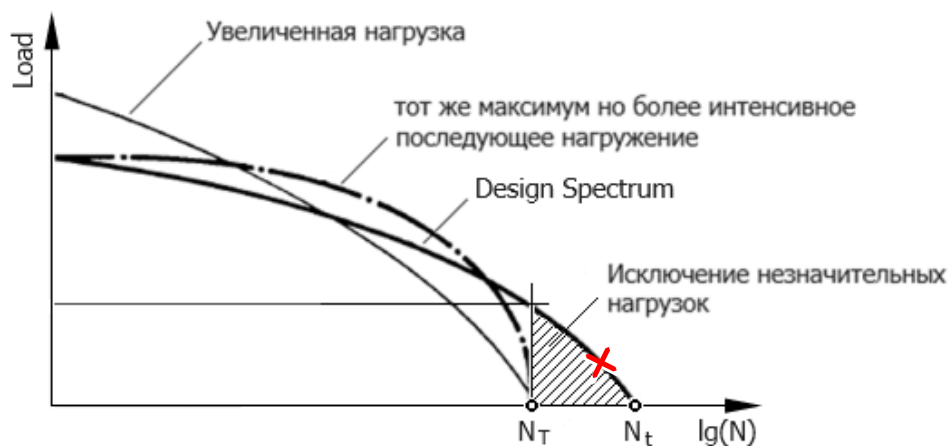


Рис. 21. Построение 'тестового' спектра

Способы могут применяться как по отдельности, так и комбинироваться, учитывая преимущества и недостатки каждого.

Технология ZWARP использует минимум два из них: увеличивает плотность спектрального распределения, сохраняя максимальный уровень нагрузки, и исключает нагрузки, не вносящие усталостных повреждений.

Задача разделения напряжений, а следовательно, и нагрузок на повреждающие и не повреждающие для алюминиевых сплавов не имеет точного решения. Некоторые возможные варианты описаны в ГОСТах в виде процентных отношений к пределу прочности или пропорциональности материала и не гарантируют получение точного или достаточно точного результата.

Наиболее правильным будет использование предела неограниченной выносливости, полученного после статистической обработки результатов усталостных испытаний лабораторных образцов при гармоническом нагружении. Если таких данных нет, то это подразумевает проведение дополнительных усталостных испытаний.

Для образцов из сплава AlSi7Mg испытания проводились, и поэтому можно принять σ_{-1} равным 27МПа (с вероятностью неразрушения, близкой к 90%, см. рис. 17).

Заявленная долговечность 300,000км пробега требует больше 10^8 оборотов колеса, что равносильно количеству циклов нагружения при усталостных испытаниях в диапазоне от $2 \cdot 10^6$ до $7 \cdot 10^6$. Более точно минимальное необходимое количество циклов нагружения (N_T) на двухосном испытательном стенде ZWARP можно вычислить, основываясь на данных Таблицы 4.

Подготовил				WHEEL RIM FATIGUE ANALYSIS	34 / 70
Проверил					лист
Утвердил					

Таблица 4

Требования к испытаниям стальных и алюминиевых колёсных дисков

Материал	Протяжённость тестового маршрута ZWARP, L_T	
	Легковой транспорт	Коммерческие автомобили
Стальной диск	8000 км	16000 км
Алюминиевый диск	10000 ...14000 км	20000...25000 км

Усталостные испытания колёс на стенде проводятся относительно быстро (менее одной недели), что не позволяет учесть длительное влияние коррозии. Чтобы и этот фактор был учтён, необходимо дополнительно увеличить количество циклов нагружения минимум в два раза.

В полученных границах ($\sigma_a^{\max}$, σ_{-1} и N_T) нужно подобрать форму спектра (например, последовательно приближаясь к форме 'белого шума'), который будет генерировать примерно такое же повреждение и будет иметь такую же структуру, что и реальный спектр, но будет короче в 25 ...30 раз (см. рис. 22).

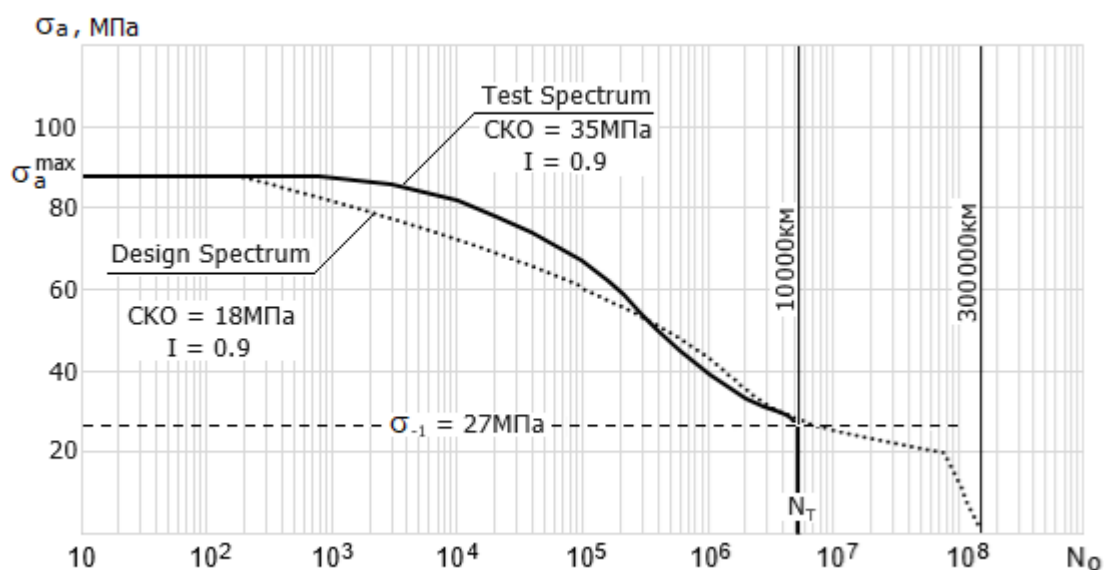


Рис. 22. Испытательный спектр напряжений

Чтобы построенный 'Test Spectrum' можно было воспроизвести на испытательном стенде, необходимо его разбить на несколько нагрузочных случаев или ступеней (см. рис. 23). Можно воспользоваться линейным методом разбиения, который описан в ГОСТ 25.507-85.

Подготовил				WHEEL RIM FATIGUE ANALYSIS	35 / 70
Проверил					
Утвердил					лист

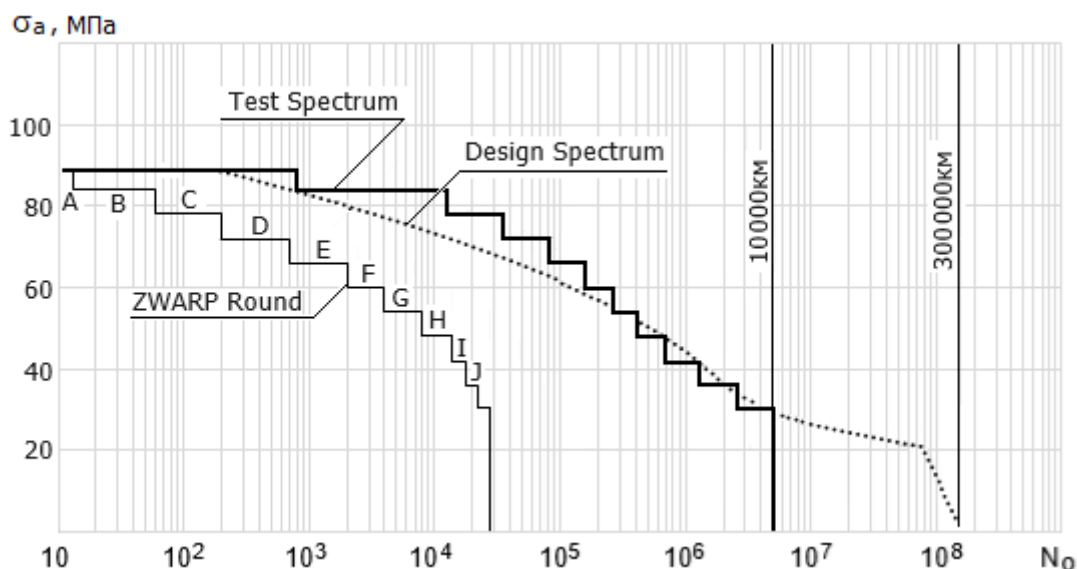


Рис. 23. Получение 'ZWARP Round'

Полученные случаи нагружения не могут следовать один за другим по уменьшению или по возрастанию амплитуды, а должны чередоваться случайно. Поэтому 'Test Spectrum' дополнительно делят на т.н. 'ZWARP Rounds' или, в соответствии с ГОСТ – блоки нагружения, которые будут многократно повторяться при испытаниях.

Из-за физических ограничений стремятся, чтобы один или несколько блоков укладывались в 8-часовую смену работы испытательного оборудования, а для этого необходимо уменьшить продолжительность каждой ступени или случая нагружения в 200 ...250 раз. При этом стараются сделать все случаи нагружения примерно одинаковой продолжительности, и если какой-то из них оказывается достаточно длительным, то его дополнительно разделяют на несколько частей и случайным образом вставляют в программу испытаний.

Необходимо сразу отметить, что есть и другая крайность, т.н. 'Special Events' – случаи нагружения с количеством повторений всего несколько сотен раз за весь процесс испытаний, а значит, они не могут присутствовать в каждом 'ZWARP Rounds'.

'Special Events' выделяют в отдельный блок нагружения и вставляют в программу испытаний с определённой периодичностью, например, один блок 'Special Events' после восьми 'ZWARP Rounds'.

Фрагмент программы испытаний представлен в Таблице 5 ниже.

Подготовил				WHEEL RIM FATIGUE ANALYSIS	36 / 70
Проверил					
Утвердил					лист

Таблица 5

Фрагмент программы испытаний 'ZWARP Round'

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
LC	HD	HM	HJ	HG	HB	HT	HE	HR	HG	HM
n, об	311	330	304	317	283	113	320	341	317	330
V, км/ч	90	90	90	90	90	90	90	90	90	90

n – количество оборотов колеса/барабана

V – имитируемая скорость автомобиля

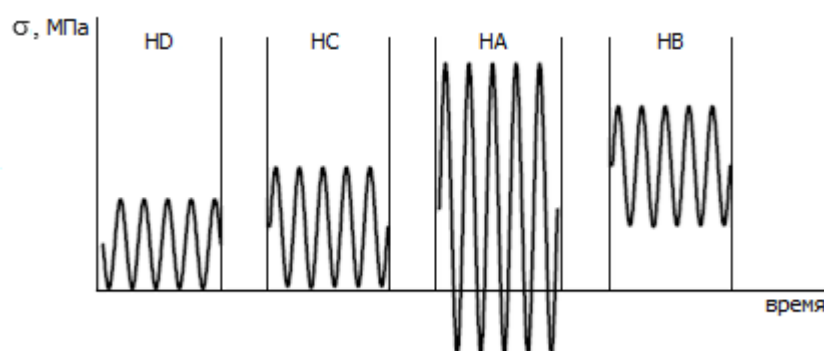


Рис. 24. Циклограмма испытаний

Проконтролировать точность воспроизведения тестовым спектром реального можно, вычислив параметр:

$$L_i = \left(\frac{D_{\text{test}}}{D_{\text{spec}}} \right)^{\frac{1}{k}}$$

где:

D_{spec} – вычисленное повреждение от реального спектра нагружения (Design Spectrum);

D_{test} – накопленное за один 'ZWARP Round' повреждение умноженное на количество выполненных повторов;

k – показатель угла наклона кривой усталости материала (если нет данных, можно использовать $k = 6$ [6]).

Если колесо без видимых повреждений (т.е. без появления технической трещины заданной величины) выдержит более 200 блоков, то это может являться критерием для прекращения испытаний, а критерием удовлетворительного воспроизведения реального нагружения будет являться значение L_i в диапазоне 0.95 ...1.05.

Подготовил				WHEEL RIM FATIGUE ANALYSIS	37 / 70
Проверил					
Утвердил					лист

Отметим, попадание в этот диапазон во всех критичных точках испытываемого диска считается искусством, но даже такой результат не даёт полной гарантии надёжности.

Основная причина - разброс усталостных свойств, которое невозможно оценить, испытав только одно колесо. Несмотря на то, что отдельно оговаривается требование к стабильности технологического процесса производства, необходимо провести не менее трёх испытаний, и дополнительно, использовать коэффициент риска, который учитывает возможное завышение ожидаемого срока службы. Значение R_f (риск-фактор), который следует использовать в зависимости от полученного разброса усталостной долговечности и количества проведённых испытаний, можно найти в [6].

12.1 Испытательный стенд типа В

За время существования технологии ZWARP было предложено несколько типов стендов, различающихся кинематикой и количеством используемых приводов. Их совершенствовали для упрощения воспроизведения реального или спрогнозированного спектра нагружения. Наибольшее распространение получили стенды типа В.

Нагружение колеса на испытательном стенде осуществляется парой ортогональных сил: вертикальной F_v и горизонтальной F_H . Комбинация этих сил должна создавать в диске напряжения, соответствующие случаю нагружения или ступени на циклограмме.

Изображенная на рис. 23 циклограмма нагружения была построена теоретически, но, безусловно, является математически правильной, и на её основе можно вычислить значения F_v и F_H каждой ступени. Однако на практике поступают проще.

Для получения необходимой пары сил используется не математика, а статистика, что, субъективно, кажется более правильным.

Первая ступень нагружения (А) соответствует т.н. случаю возможной "перегрузки" в спектре 'Cornering', поэтому силы известны ($F_v = 7.7\text{кН}$, $F_H = 5.97\text{кН}$, см. Таблицу 2).

Следующий шаг – переход к ступени (В).

Подготовил				WHEEL RIM FATIGUE ANALYSIS	38 / 70
Проверил					лист
Утвердил					

При отсутствии собственной статистики лучше воспользоваться рекомендованными для конкретного типа автомобиля (vehicle platform) уникальными соотношениями F_V и F_H (Unique Base Load Pairs), которые были получены институтом Фраунгофера в результате статистической обработки большого объёма экспериментальных данных натурных испытаний автомобилей разных типов.

Примеры подобных комбинаций для легкового автомобиля представлены в Таблице 6, где дана и рекомендуемая длительность действия каждой пары при проведении усталостных испытаний [8].

Таблица 6
Рекомендуемые случаи нагружения для высокоскоростных испытаний

Случай нагружения	F_V , кН	F_H , кН	Количество оборотов колеса	Количество повторений
HA	9.0	3.75	262	1
HB	6.0	3.25	283	4
HC	13.0	2.50	136	1
HD	7.0	2.25	311	19
HE	9.0	2.25	320	11
...				

Также [8] содержит рекомендуемый 'ZWARP round', который необходимо просто 'подстроить' под конкретное колесо (т.е. отмасштабировать величины всех F_V и F_H в соответствии с номинальной нагрузкой на диск).

На рис. 25 показан построенный для одного из критичных сечений колёсного диска спектр 'ZWARP round', амплитуды которого были вычислены, исходя из рекомендованных соотношений F_V и F_H .

Чтобы его построить, из таблиц [8] последовательно выбирались пары сил, и повторялся конечно-элементный анализ диска с новыми нагрузками.

После получения графиков изменения максимальных напряжений в сечении, для каждой пары сил вычислялась амплитуда σ_a и среднее σ_m . Эквивалентная амплитуда отражалась в циклограмме (см. рис. 25).

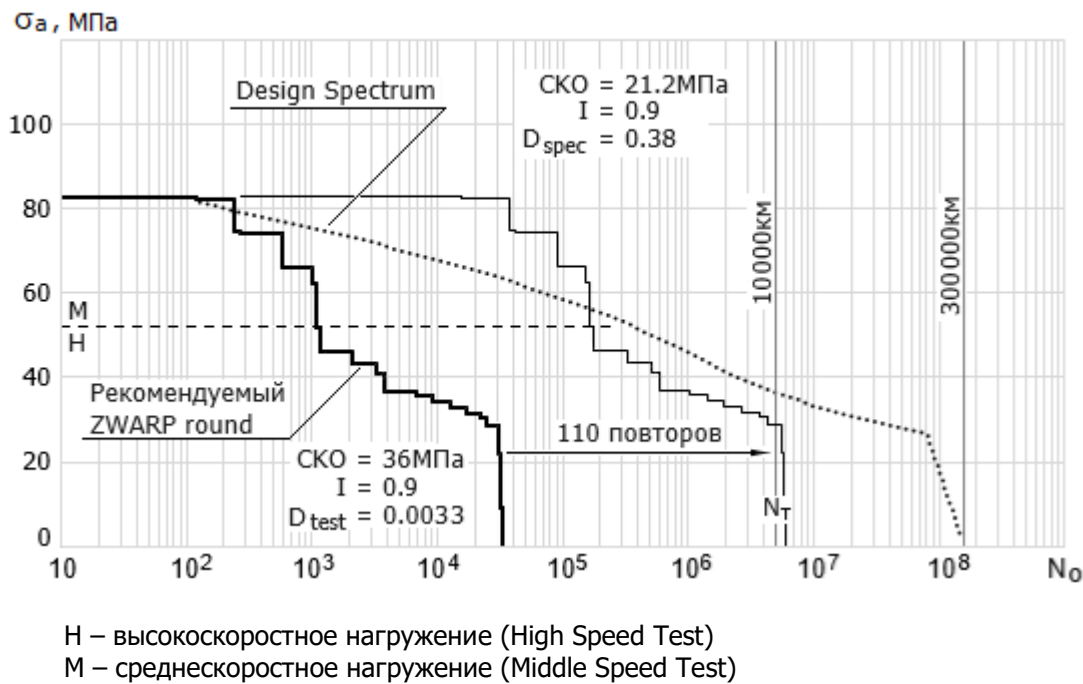


Рис. 25. Рекомендованный 'ZWARP Round'

(см. отчёт)

Проведённый усталостный анализ показал, что накопленное повреждение за один 'ZWARP round' составит $D_{test} = 0.0033$. Накопленное повреждение от 'Design Spectrum' $D_{spec} = 0.38$, т.е. необходимо не менее 110 повторов, чтобы добиться требуемого повреждения в выбранном сечении диска, и при этом достигнуть минимально необходимого количества циклов нагружения N_T (в идеале оба события должны происходить одновременно).

(см. отчёт)

Выбранные (или вычисленные) вертикальные и горизонтальные нагрузки использовать непосредственно для проведения усталостных испытаний нельзя, потребуется их корректировка.

Причина связана с разницей в нагружении колеса во время движения автомобиля по дороге и на испытательном стенде (см. рис. 26).

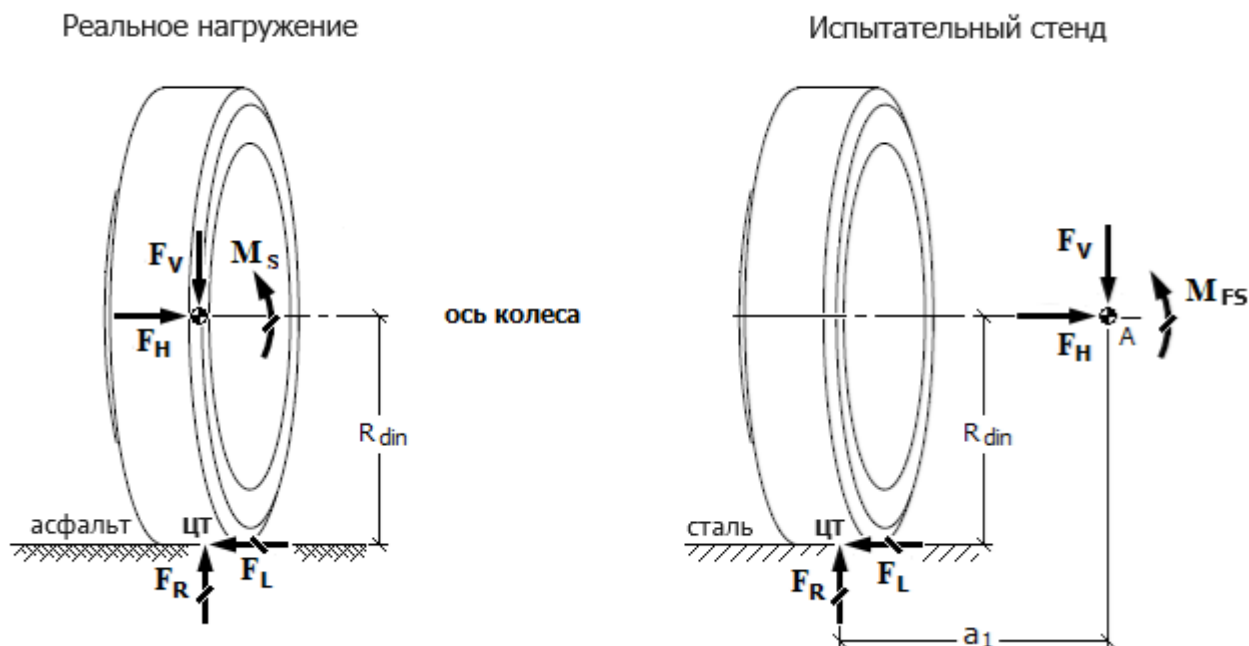


Рис. 26. Силы и реакции в колесе

В процессе реального нагружения (см. левый фрагмент рис. 26), интегральные реакции шины (т.е. просуммированные по площади пятна контакта) F_R и F_L приложены в центре тяжести пятна контакта и равны:

$$F_L = F_H, \quad F_R = F_V.$$

Опрокидывающий момент колеса M_S (overturning moment) равен:

$$M_S = F_L \cdot R_{\text{dyn}}.$$

При нагружении колеса на испытательном стенде (см. правый фрагмент рис. 26) создаваемые гидроцилиндрами усилия F_V и F_H считаются приложенными в точке А - геометрической точке приложения сил и моментов на стенде. Это значит, что они действуют на плече a_1 , и опрокидывающий момент будет равен:

$$M_{FS} = F_L \cdot R_{\text{dyn}} + F_R \cdot a_1.$$

Причем, реакция от вертикальной нагрузки по-прежнему равна:

$$F_R = F_V;$$

а реакция от горизонтальной нагрузки будет отличаться ($F_L \neq F_H$), т.к. максимальное значение F_L не может превысить величины:

$$F_L = \lambda \cdot F_R; \quad (7)$$

где λ – коэффициент трения скольжения.

Подготовил				WHEEL RIM FATIGUE ANALYSIS	41 / 70
Проверил					ЛИСТ
Утвердил					

Коэффициент трения шины по стальному барабану значительно ниже, чем коэффициент трения шины по сухому асфальту, поэтому при попытке задать с помощью гидроцилиндра максимальное значение F_H , прижимающей силы F_V может оказаться недостаточно, чтобы получить необходимую реакцию F_L . Колесо просто начнёт скользить внутри барабана и не позволит получить $F_L = 5.97\text{kN}$ при $F_R = 7.7\text{kN}$.

Чтобы появилась возможность добиться требуемой боковой реакции, беговой барабан (Drum) оснащают внутри как минимум одним фланцем (Curb).

Колесо сначала прижимают к вращающемуся барабану требуемой вертикальной силой F_V , после чего постепенно прижимают боковой поверхностью к фланцу с силой F_H (см. рис. 27).

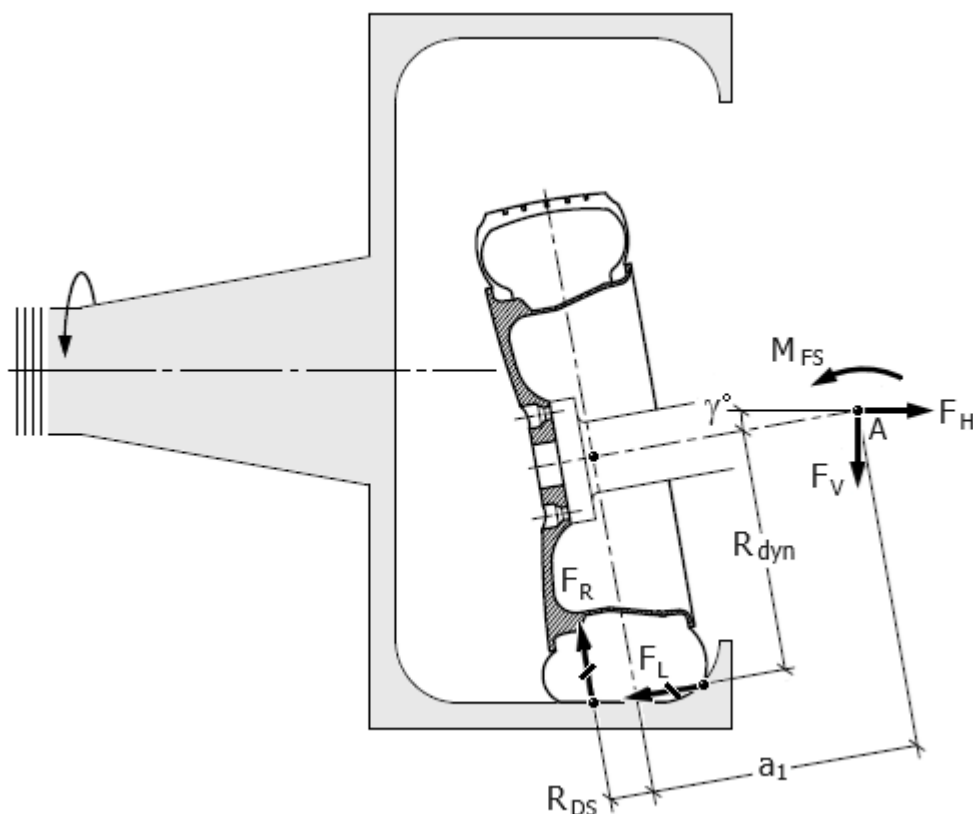


Рис. 27. Упрощённая кинематическая схема стенда типа В

Проблема, которая при этом возникает – не всегда получается воспроизвести требуемый опрокидывающий момент M_{FS} . Причиной этого является то, что такой способ нагружения шины не соответствует реальному.

Подготовил				WHEEL RIM FATIGUE ANALYSIS	42 / 70
Проверил					
Утвердил					лист

Форма деформирования шины искажается из-за фланца, в результате чего положение центра тяжести пятна контакта сдвигается на расстояние R_{DS} , а точка приложения реакции F_L перемещается на фланец, где находит положение равновесия, но уже на плече, которое может отличаться от R_{dyn} . В итоге опрокидывающий момент получается несоответствующим M_{FS} .

Решением проблемы является дополнительный гидроцилиндр на стенде, который регулирует положение колеса внутри барабана по углу развала γ (camber angle, см. рис. 27). Этот угол должен компенсировать дополнительный момент, возникающий в шине. Он будет максимальным при максимальном значении F_H , уменьшаться с уменьшением горизонтальной силы и станет равным нулю при выполнении условия (7). Значение угла для каждой комбинации нагружения получают либо в результате предварительной фазы испытаний, либо с помощью нелинейного конечно-элементного анализа [3].

При экспериментальном получении на стенде угол γ дискретно изменяют от 0° до $\pm 15^\circ$ (знак зависит от положения фланца: внутри или снаружи барабана), контролируя изменение момента M_{FS} . Угол, при котором M_{FS} соответствует требуемому, фиксируют, и проверяют получившиеся реакции:

$$F_R = -F_H \cdot \sin(\gamma) - F_V \cdot \cos(\gamma);$$

$$F_L = -F_H \cdot \cos(\gamma) + F_V \cdot \sin(\gamma);$$

$$R_{DS} = \frac{M_{FS} + F_L \cdot R_{dyn}}{F_R} - a_1.$$

В случае несоответствия вычисленных значений требуемым, корректируют либо угол γ , либо усилия гидроцилиндров.

Во время проведения ZWARP испытаний параметры F_V , F_H и γ контролируются и записываются. Это позволяет при обработке результатов проверить точность и правильность воспроизведения реакций шины F_R и F_L на каждой ступени испытаний.

Остался не затронутым вопрос 'тензометрирования', т.е. насколько деформации колёсного диска в критичных местах коррелируют с прикладываемой на стенде нагрузкой. Здесь не получится сказать чего-то нового и не описанного многократно в статьях или учебниках.

(см. отчёт)

Подготовил				WHEEL RIM FATIGUE ANALYSIS	43 / 70
Проверил					
Утвердил					лист

Список литературы

1. Kriterien des Betriebsfestigkeitsnachweises für die Festlegung der Versuchslaufzeit bei der Substitution von Stahl - durch Aluminiumbauteile am Beispiel von Nutzfahrzeuggradern; C. M. Sonsino, M. Breitenberger, I. Krause, M. Wallmichrath; Fraunhofer-Institut für Betriebsfestigkeit und Systemzuverlässigkeit LBF, Darmstadt, Deutschland, 2022.
2. Fatigue and fatigue crack propagation in AlSi7Mg cast alloys under in-service loading conditions; S.E. Stanzl-Tschegg, H.R. Mayer, A. Beste and S. Kroll, 1995, International Journal of Fatigue.
3. A tyre-rim interaction digital twin for biaxial loading conditions; Simone Venturini, Elvio Bonisoli, Carlo Rosso, Mauro Velardocchia, January 2024, Mechanism and Machine Theory.
4. Numerical study of aluminum wheels subjected to biaxial fatigue test; Jaime Guinea, Id. 838039.
5. Гриненко Н.И., Шефер Л.А. Спектральный метод оценки усталостной долговечности при действии случайных нагрузок // Проблемы прочности. 1976. -№1. - с. 19-22.
6. Grubisic, V. (1994) 'Determination of load spectra for design and testing', Int. J. of Vehicle Design, Vol. 15, NOS. 112, pp. 8-26.
7. Меньшиков С.Я. Вероятностный метод расчёта характеристик сопротивления усталости элементов конструкций: Автореф. дис. канд. техн. наук – Челябинск, 1989. – 16с.
8. 2004-01-1578, Development of the SAE Biaxial Wheel Test Load File, Lynne D. Nurkala and Rick S. Wallace, General Motors Corporation.

Подготовил				WHEEL RIM FATIGUE ANALYSIS	44 / 70
Проверил					
Утвердил					ЛИСТ

13. ПРИЛОЖЕНИЕ

13.1 Обработка результатов анализа

При обработке результатов конечно-элементного анализа необходимо помнить, что эпюра(диаграмма) изменения напряжений в выбранном узле за полный оборот колеса должна быть симметрична относительно вертикальной плоскости, проходящей через ось вращения колеса и центр тяжести пятна контакта шины (см. рис. 28), если нет предпосылок для обратного, например, наличие локального концентратора, каким может являться, например, отверстие под ниппель (valve hole), вентиляционное отверстие, несимметричный дизайн спиц и т.д.

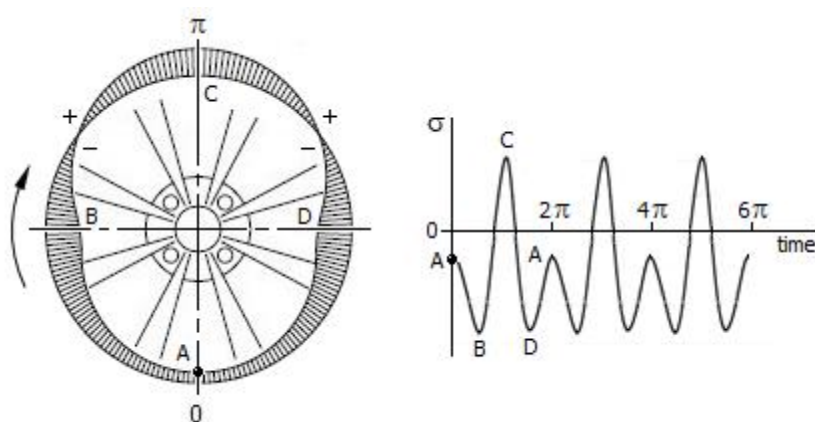


Рис. 28. Изменение главного напряжения в узле

Левый фрагмент рисунка выше показывает изменение главного напряжения в узле за один оборот колеса в цилиндрической системе координат и наглядно демонстрирует место действия напряжения, а правый фрагмент показывает тот же самый процесс, но в координатах: уровень напряжений vs. время. Получить при расчёте такое же симметричное, как на рис. 28 распределение не всегда возможно из-за ограниченного количества сделанных вычислений или недостаточной точности конечно-элементной модели. Например, 10 расчётов на один оборот, означает, что на сектор колеса в 36 градусов был получен всего один результат, а это может привести к искажению кривых, которое потребуется учитывать в дальнейших расчётах.

Рис. 28 также наглядно иллюстрирует особенность нагружения колеса (без учета ударных нагрузок, связанных, например, с наездом на препятствие), когда за один оборот происходит два цикла усталостного нагружения.

Рассмотрим подробно метод, позволяющий выделить эти циклы из общего процесса изменения напряжений.

Подготовил				WHEEL RIM FATIGUE ANALYSIS	45 / 70
Проверил					
Утвердил					лист

При проведении ZWARP испытаний напряжения в колёсном диске будут изменяться гармонически или полигармонически. Это позволяет отказаться от использования сложных методов схематизации случайных процессов, и остановиться на выделении всего одной или двух полных (замкнутых) петель гистерезиса. Наличие длительных временных реализаций изменения напряжений для этого не требуется. Алгоритм достаточно прост и показан на рис. 29.

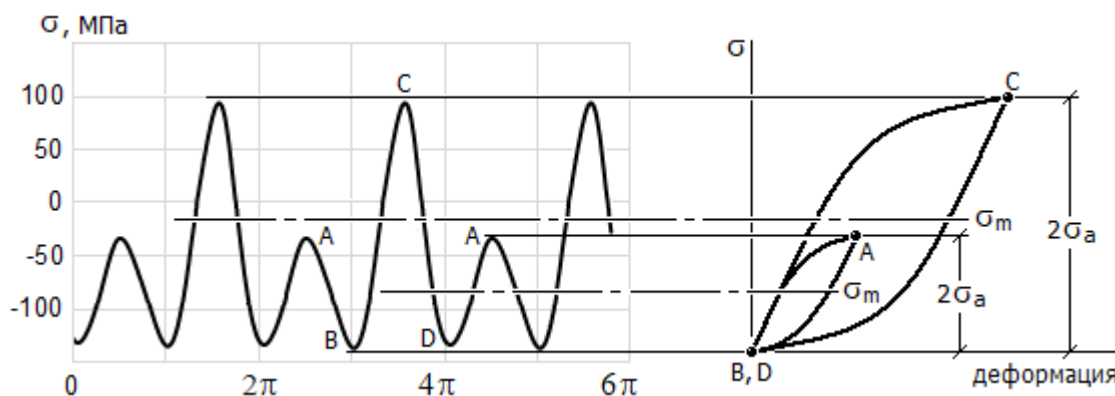


Рис. 29. Выделение петель гистерезиса

Полная петля гистерезиса считается одним законченным усталостным циклом нагружения, который может быть описан значениями размаха деформации и средним. От размаха можно легко перейти к амплитуде переменных напряжений σ_a , и от реального усталостного нагружения к его математическому описанию (см. рис. 30).

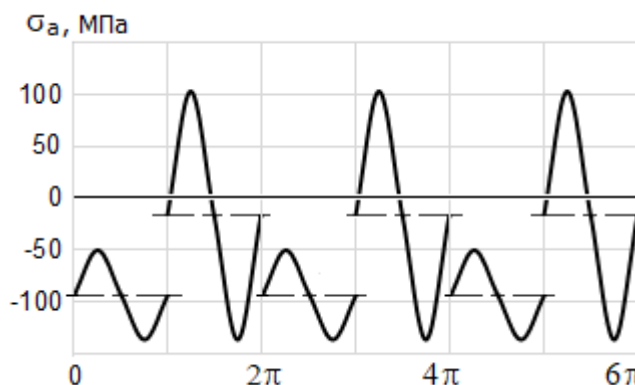


Рис. 30. Математическое описание усталостного нагружения

Для сокращения объёмов последующих вычислений можно сразу разделять полученные циклы на усталостные, т.е. вносящие усталостное повреждение в конструкцию диска, и циклы, не вносящие повреждений и составляющие инерционную часть процесса нагружения.

Подготовил				WHEEL RIM FATIGUE ANALYSIS	46 / 70
Проверил					
Утвердил					лист

Первый цикл (см. рис. 30), максимальные и минимальные значения которого лежат ниже нуля, может быть сразу отброшен даже без рассмотрения. Таким образом, за один оборот колеса будет совершаться только один цикл усталостного нагружения с амплитудой 120 МПа относительно среднего -20 МПа, и таких повторов, в соответствие с программой испытаний, будет 230 (см. рис. 31).

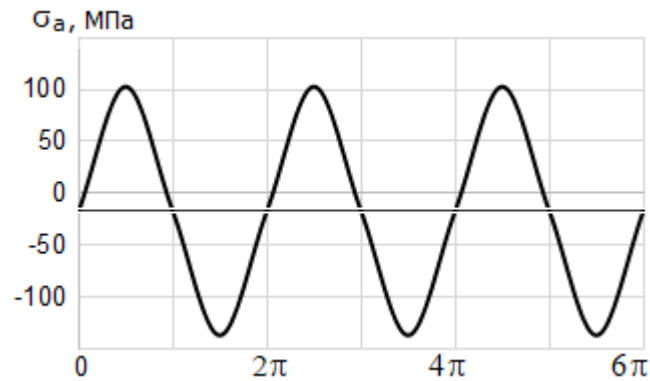


Рис. 31. Циклы усталостного нагружения

Параметр $z = 1$ – количество циклов усталостного нагружения за один оборот колеса.

Рассмотрим кратко ещё один характерный цикл нагружения колёсного диска. Это тот же расчётный случай, но узел в модели иной.

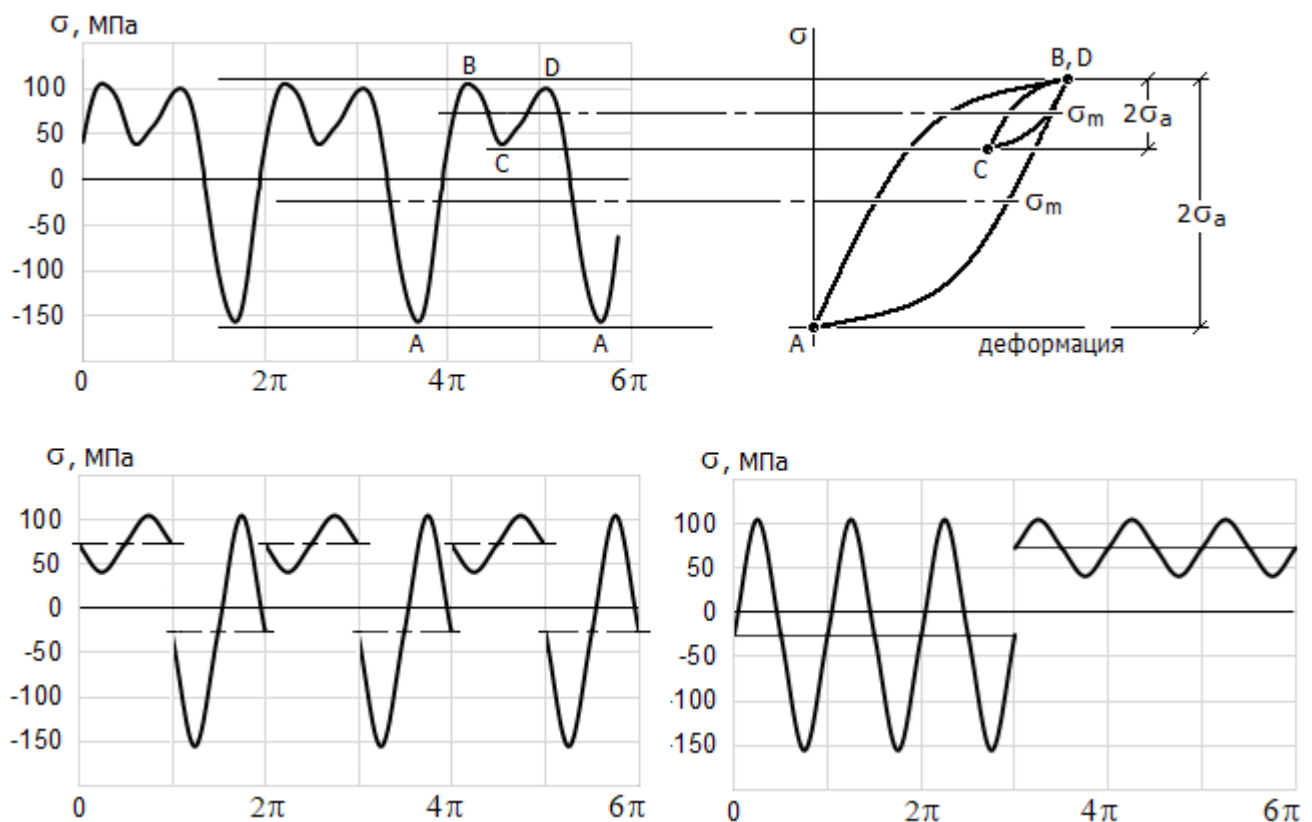


Рис. 32. Математическое описание усталостного нагружения

Подготовил				WHEEL RIM FATIGUE ANALYSIS	47 / 70
Проверил					
Утвердил					лист

В этом случае сразу отбросить первый цикл нагружения с небольшой амплитудой нельзя. Его необходимо включить в циклограмму или рассмотреть более детально.

Таким образом, за один оборот колеса будет совершаться два цикла усталостного нагружения, первый с амплитудой 30МПа относительно 70МПа, второй с амплитудой 130МПа относительно -25МПа. Каждый цикл повторяется 230 раз.

Параметр $z = 2^*$.

* – параметр z больше двух возможен. Часто при использовании программ обработки случайных процессов, таких как 'rainflow', может быть выявлено 3...6 циклов усталостного нагружения за один оборот, но также часто это неверно. Алгоритм не видит прерывание одного большого цикла и делит его два-три маленьких. Еще чаще он находит несуществующие циклы, что обычно связано с недостаточным количеством выполненных вычислений. Если z получилось больше 2 – необходимо проверить обработанную реализацию, наложив на неё полученные циклы.

Подготовил				WHEEL RIM FATIGUE ANALYSIS	48 / 70
Проверил					
Утвердил					лист

13.2 Оценка влияния конструктивных факторов

Предельное по усталости состояние материала (обычно это кривая усталости лабораторных образцов) при оценке ресурса и запасов прочности элемента конструкции должно быть приведено к предельному состоянию этого элемента, а это значит, что необходимо учесть такие факторы, как наличие концентраторов напряжений, масштаб и особенности нагружения.

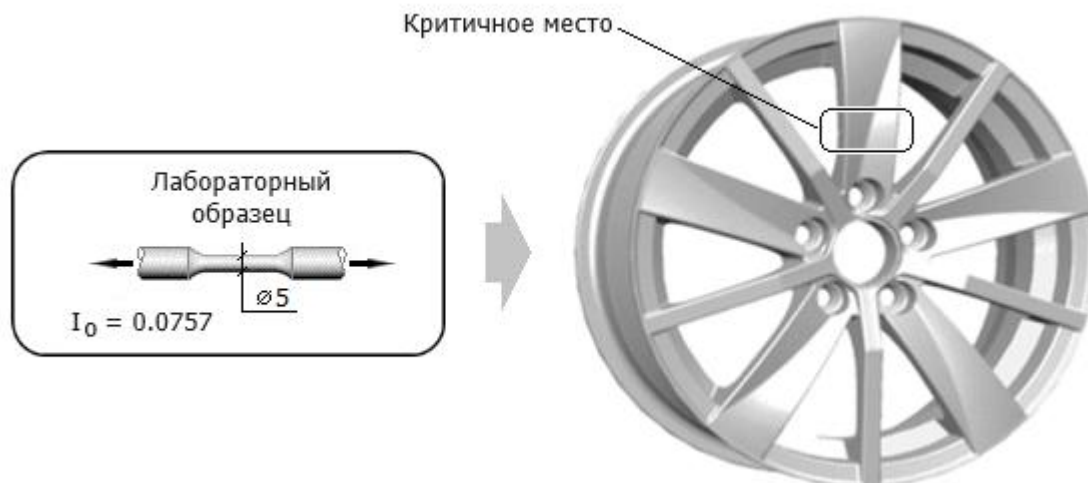


Рис. 33. Оценка влияния конструктивных факторов

Остановимся на методике учета конструктивных различий между деталями, разработанной С.Я. Меньшиковым [7]. Методика основана на получении коэффициента K_σ , который является комплексным и отражает влияние масштабного фактора, концентрации напряжений и вида нагружения в их совокупности на математическое ожидание пределов ограниченной выносливости детали:

$$K_\sigma = 1 + t_0 \cdot v_{\sigma,0} \left[\left(\frac{I_0}{I_d} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right]; \quad (8)$$

где:

I_0 – I-интеграл лабораторного образца, с помощью которого была получена кривая усталости материала;

$v_{\sigma,0}$ – коэффициент вариации пределов ограниченной выносливости образцов;

I_d – I-интеграл детали, для которой производится расчёт долговечности;

m и t_0 – параметры закона распределения случайных величин, при расчётах можно использовать следующие значения $m = 4$ и $t_0 = 3.56$.

Подготовил				WHEEL RIM FATIGUE ANALYSIS	49 / 70
Проверил					
Утвердил					лист

Чтобы учесть конструктивные различия, K_σ вводится в уравнение кривой усталости лабораторных образцов как дополнительный коэффициент:

$$\overline{\lg N_{0i}} = A_h - B \cdot \lg \left[\frac{1}{K_\sigma} \cdot \sigma_i - \sigma_{-1} \right];$$

также уточняется коэффициент вариации пределов ограниченной выносливости, который будет отражать уже рассеивание усталостных свойств детали, а не образцов:

$$v_{\sigma,d} = \frac{t_o \cdot v_{\sigma,o} + K_\sigma - 1}{t_o \cdot K_\sigma}. \quad (9)$$

Для получения этих коэффициентов необходимо вычислить значения двух интегралов: I_o и I_d (образца и рассматриваемого фрагмента колёсного диска).

I-интегралы простых образцов, которые обычно используют при проведении усталостных испытаний, имеют аналитическое решение, некоторые из которых приведены в Таблице 7.

Таблица 7

Формулы для определения I-интегралов простых образцов

Эскиз образца и способ нагружения		I - интеграл
Растяжение-сжатие		$I_o = b \cdot h \cdot (t_o \cdot v_\sigma)^4$
		$I_o = \frac{\pi \cdot d^2}{4} (t_o \cdot v_\sigma)^4$
Плоский изгиб		$I_o = \frac{b \cdot h}{5} (t_o \cdot v_\sigma)^5$
Изгиб с вращением		$I_o = \frac{\pi \cdot d^2}{60} (6 - t_o \cdot v_\sigma) (t_o \cdot v_\sigma)^4$

При вычислении интегральных зависимостей более сложных элементов используют численный метод решения. Рассмотрим его подробнее.

В качестве базовой будет взята кривая усталости круглых лабораторных образцов из сплава AlSi7Mg (см. раздел 8). Считается, что образцы были изготовлены по такой же технологии, что и колёсный диск, но ещё лучше если бы их вырезали непосредственно из спицы изготовленного диска.

Подготовил				WHEEL RIM FATIGUE ANALYSIS	50 / 70
Проверил					лист
Утвердил					

Опасные, с усталостной точки зрения, места в конструкции колёсного диска были получены в результате предварительного анализа (см. рис. 10 и раздел 6), и для дополнительного рассмотрения были выбраны два узла, лежащие на спице диска: Node 21829 и Node 3167.

Чтобы выполнить уточняющий расчёт и учесть конструктивные различия между лабораторным образцом и спицей диска, необходимо как можно более точно получить градиент распределения напряжений по сечениям, проходящим через выбранные узлы. Лучше всего для этого подходит программа 'Section Analysis' (SA).

Сечения строятся дополнительно: 3D модель разрезают плоскостью, проходящей через выбранный узел, ортогонально к плоскости действия максимальных главных напряжений. Полученное сечение разбивается на конечные элементы. Главным условием при разбиении является необходимость добиться примерно одинакового размера всех элементов. Современные алгоритмы позволяют это делать без особых проблем (при невозможности – дальнейший расчёт просто немного усложнится). На рис. 34 показано одно из двух построенных сечений.

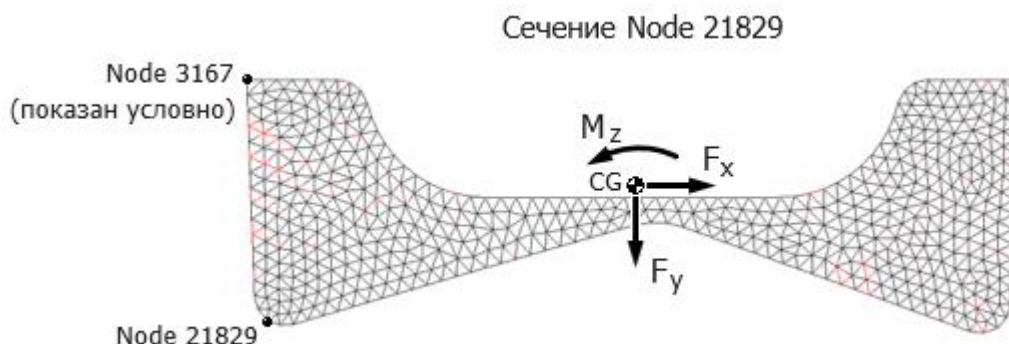


Рис. 34. Конечно-элементная модель и нагружение опасного сечения

Силы и моменты для нагружения сечения извлекают из результатов предварительного анализа (см. раздел 6). Это будут суммы реакций в узлах конечно-элементной модели, которые расположены рядом с рассматриваемым сечением, и приведенные к точке, соответствующей положению центра тяжести этого сечения (Grid Point Forces Balance).

В качестве расчётного случая лучше выбирать тот, при котором амплитуда напряжений в узле будет максимальна.

Изолинии вычисленных напряжений для двух сечений показаны на рисунке ниже.

Подготовил				WHEEL RIM FATIGUE ANALYSIS	51 / 70
Проверил					лист
Утвердил					

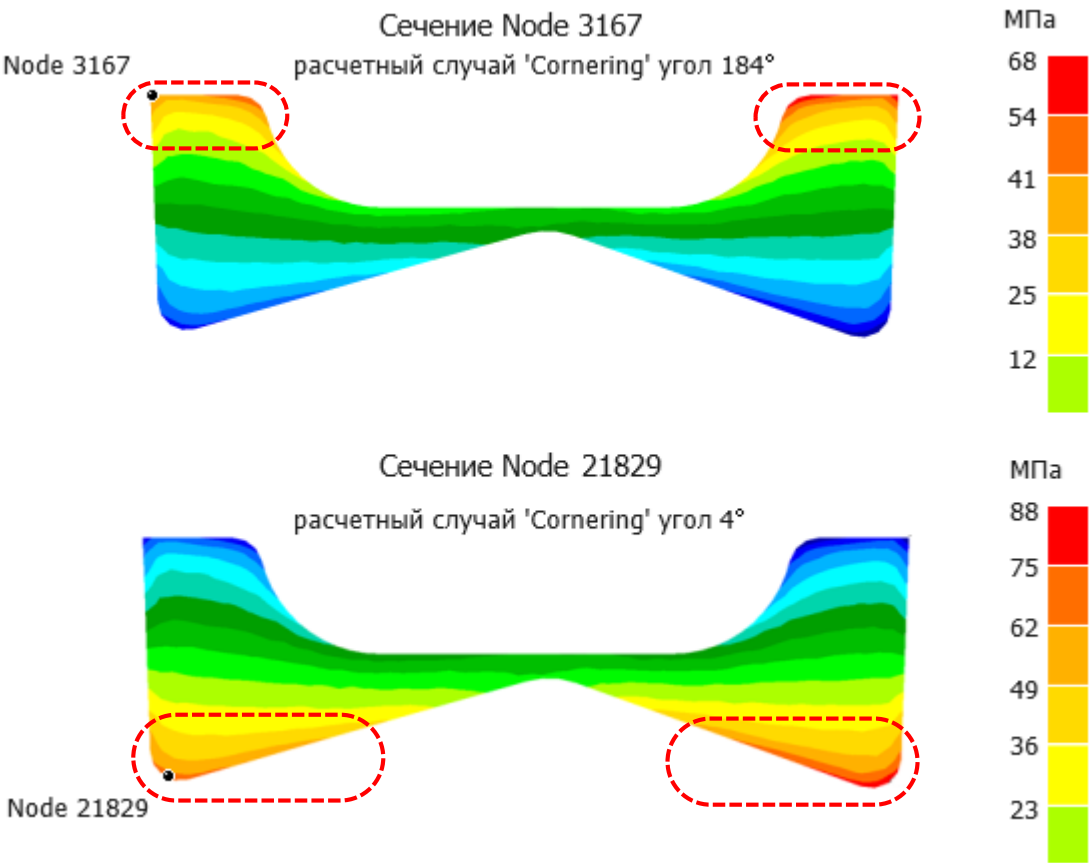
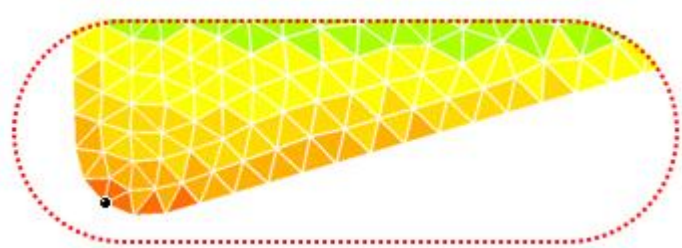


Рис. 35. Изолинии напряжений в опасных сечениях

Дальше нас будут интересовать только элементы, для которых выполняется условие $\sigma_i \geq \sigma_{-1}$ (области выделены рамками на рис. 35).



Нормальные напряжения в каждом элементе можно считать примерно постоянными (т.е. $\sigma_i = \text{const}$), так же как и площадь каждого элемента A_i (см. рис. 36)

Рис. 36. Напряжения в элементах

Решить интегральное уравнение для рассматриваемого фрагмента сечения (см. рис. 36), и получить значение I_d проще всего численно. Примем:

$$k_i = \frac{\sigma_i}{\sigma_{\max}}$$

где: $\sigma_{\max}$ – действующее в сечении максимальное напряжение;
 σ_i – напряжение в элементе.

Заменим интегрирование по всей площади сечения на сумму дискретных площадей A_i и получим:

$$I_d = \sum_{i=1}^n (k_i - 1 + t_0 \cdot v_{\sigma,0})^4 \cdot A_i \quad (10)$$

где n – количество элементов для которых выполняется условие: $k_i \geq 1 - t_0 \cdot v_{\sigma,0}$

Зависимость (10) позволяет достаточно просто, с точки зрения математических вычислений, определять значение I -интеграла для элемента конструкции любой геометрии. Особых сложностей с подготовкой исходных данных для таких вычислений не возникает, но аккуратность требуется.

На основе вычисленных программой (SA) нормальных напряжений в выбранных элементах, получают коэффициенты уравнения (10), после чего производится суммирование.

Для сечения Node 3167 результаты показаны в Таблице 8.

Таблица 8

Результаты анализа критического сечения Node 3176

№	Элемент	σ_i , МПа	k_i	A_i , мм ²	$(k_i - 1 + t_0 \cdot v_{\sigma,0})^4 \cdot A_i$
1	913	68.2	1.000	0.444	0.001712
2	914	67.6	0.991	0.444	0.001482
3	915	67.1	0.984	0.444	0.001308
4	916	66.0	0.967	0.444	0.000968
5	917	65.0	0.953	0.444	0.000741
6	918	64.3	0.942	0.444	0.000594
7	919	63.5	0.931	0.444	0.000463
8	920	62.6	0.918	0.444	0.000345
9	921	62.4	0.914	0.444	0.000314
10	922	61.2	0.897	0.444	0.000202
...					
47	959	51	0.753	0.444	6.6E-12
I_d					0.009585

Получив значение I_d по формулам (8) и (9), можно вычислить коэффициенты K_σ и $v_{\sigma,d}$:

$$K_\sigma = 1 + 3.56 \cdot 0.07 \cdot \left[\left(\frac{0.0757}{0.00959} \right)^{\frac{1}{4}} - 1 \right] = 1.17,$$

$$v_{\sigma,d} = \frac{3.56 \cdot 0.070 + 1.17 - 1}{3.56 \cdot 1.17} = 0.10$$

Изложенная выше теория несложная, легко поддаётся алгоритмизации, поэтому для сечения Node 21829 в Таблице 9 сразу даны вычисленные значения.

Таблица 9

Параметры кривых усталости

№	Сечение	K_σ	$v_{\sigma,d}$	Уравнение S-N кривой
1	Лабораторный образец	1.00	0.07	$\overline{\lg N_o} = 12.35 - 3.5 \cdot \lg(\sigma_i - 27)$
2	Node 21829	1.12	0.093	$\overline{\lg N_o} = 12.52 - 3.5 \cdot \lg(\sigma_i - 30)$
3	Node 3167	1.17	0.10	$\overline{\lg N_o} = 12.59 - 3.5 \cdot \lg(\sigma_i - 32)$

Полученные коэффициенты позволяют учесть различия между образцами, с помощью которых была получена кривая усталости материала, и рассчитываемым элементом конструкции диска. На рисунке ниже показано изменение положения кривых усталости детали относительно базовой.

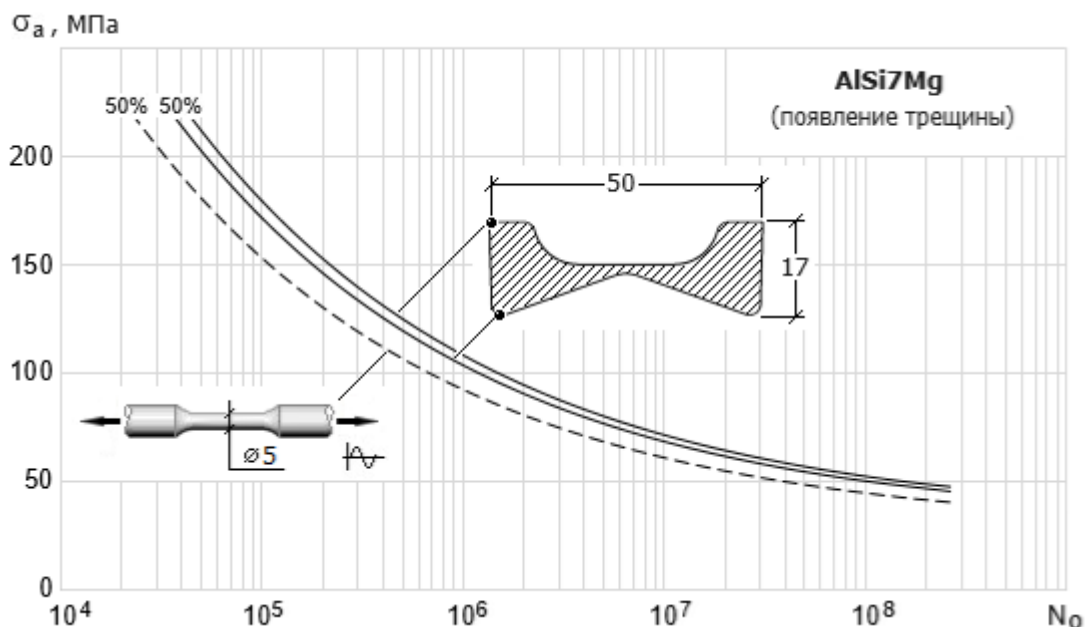


Рис. 37. Кривые усталости*

* – кривые на рисунке соответствуют гармоническому изменению напряжений.

Подготовил				WHEEL RIM FATIGUE ANALYSIS	54 / 70
Проверил					
Утвердил					лист

p.s.

Не учтена разница в качестве обработки поверхности образца и спицы колёсного диска (т.н. C_{surf}). Здесь необходимо отметить, что для дальнейшей корректировки необходима информация не столько о качестве обработки, сколько о наличии или отсутствие защитного, или декоративного покрытия на диске.

Если никакого покрытия нет – коррозия быстро может нивелировать любое качество обработки, и наоборот, наличие защитного покрытия может как улучшить усталостные характеристики (исключив, например, коррозию), так и ухудшить, создав на поверхности дополнительные концентраторы.

Подготовил				WHEEL RIM FATIGUE ANALYSIS	55 / 70
Проверил					
Утвердил					лист

13.3 Локальный RFS

Классический способ вычисления локального RFS показан на рис. 38. Его вычисление возможно только методом последовательных приближений.

Первоначально для заданного амплитудного спектра нагрузки ('Design Spectrum') вычисляется накопленное повреждение D_{spect} . После чего S-N кривая материала смещается от первоначального положения вверх, если $D_{\text{spect}} > 0.5$, или вниз, если меньше. D_{spect} пересчитывается. Положение кривой усталости, при котором $D_{\text{spect}} = D_T$ фиксируется.

D_T – 'target level', уровень накопленных повреждений, при котором деталь должна разрушиться. Теоретически, это должно происходить при $D_T = 1.0$, но на практике это не так. Существует много влияющих на это факторов, из-за чего значение D_T занижают, например, до 0.5.

N_k – требуемая долговечность которой необходимо задаться, например – 5 000 000 циклов*.

$$RFS = \sigma_a(N_k), \text{ если } D_{\text{spect}} = \sum_{i=1} \frac{n_i}{N_i} = 0.5.$$

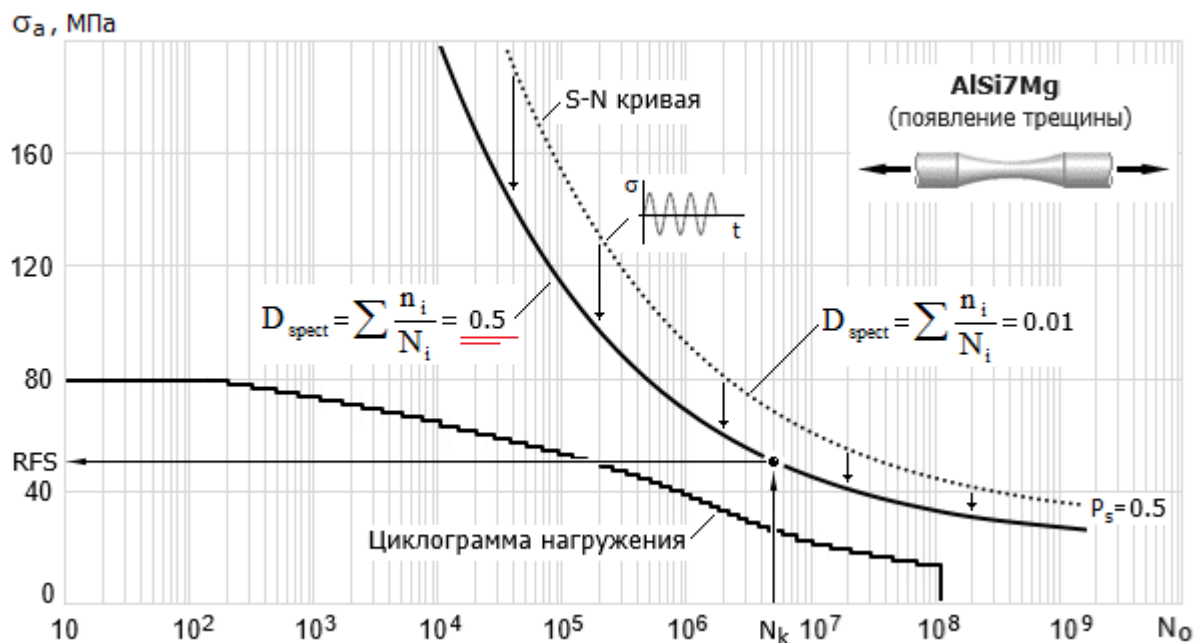


Рис. 38. Вычисление локального RFS

* – если используется двухпараметрическое уравнение записи кривой усталости (bi-parametric Wöhler curve), то N_k соответствует точке перегиба кривой.

Подготовил				WHEEL RIM FATIGUE ANALYSIS	56 / 70
Проверил					
Утвердил					ЛИСТ

RFS определяет минимально допустимый уровень усталостной прочности материала. При производстве колесных дисков он может использоваться для дополнительного контроля качества, а в процессе их проектирования – для выявления опасных с усталостной точки зрения мест.

Подготовил				WHEEL RIM FATIGUE ANALYSIS	57 / 70
Проверил					
Утвердил					лист

13.4 Вычисления накопленных повреждений при случайном нагружении

При расчёте усталостной долговечности случайный характер динамических нагрузок, действующих на конструкцию автомобиля, должен быть учтен.

(см. отчёт)

На рис. 39 показаны вертикальные силы, измеренные на ступице переднего колеса автомобиля при его движении по автомагистрали и гравийной дороге с одинаковой скоростью. Наглядно видно разницу в структуре двух случайных процессов (первый – практически узкополосный, второй – широкополосный).

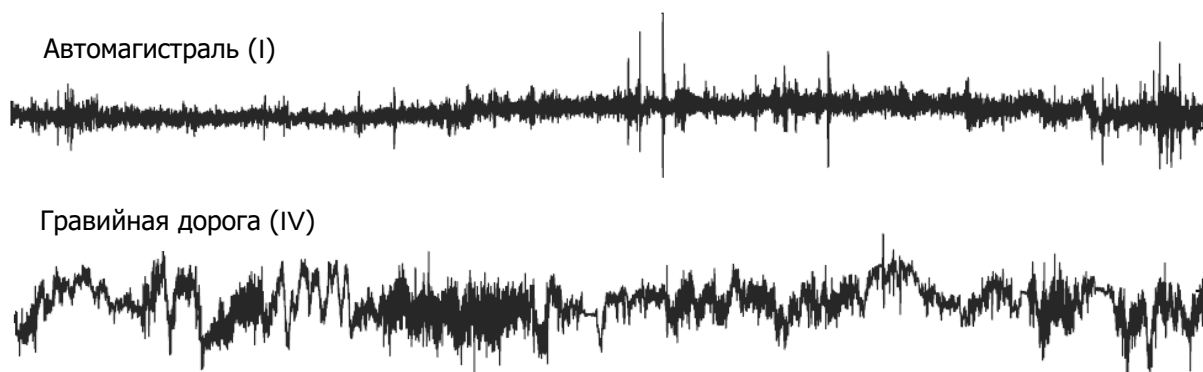


Рис. 39. Случайный процесс нагружения автомобильного колеса

Больше 95% времени автомобиль будет нагружаться подобными случайными процессами разной интенсивности, и чередоваться между собой они также будут случайным образом.

Если обработать временные реализации статистически, то можно от реальной истории нагружения перейти к амплитудному спектру, описывающему вероятный случайный процесс изменения нагрузок(напряжений), характерный для определённого режима эксплуатации автомобиля.

При расчете усталостной долговечности использовать амплитудные спектры гораздо удобнее. Их можно легко масштабировать и объединять, моделируя условия эксплуатации автомобиля с учетом особенностей его использования в различных регионах страны.

В качестве примера на рис. 40 показаны спектры нагружения поворотной цапфы переднего моста самосвала 'Урал-5557' при его движении по дорогам разных категорий (от I до IV).

Подготовил				WHEEL RIM FATIGUE ANALYSIS	58 / 70
Проверил					
Утвердил					лист

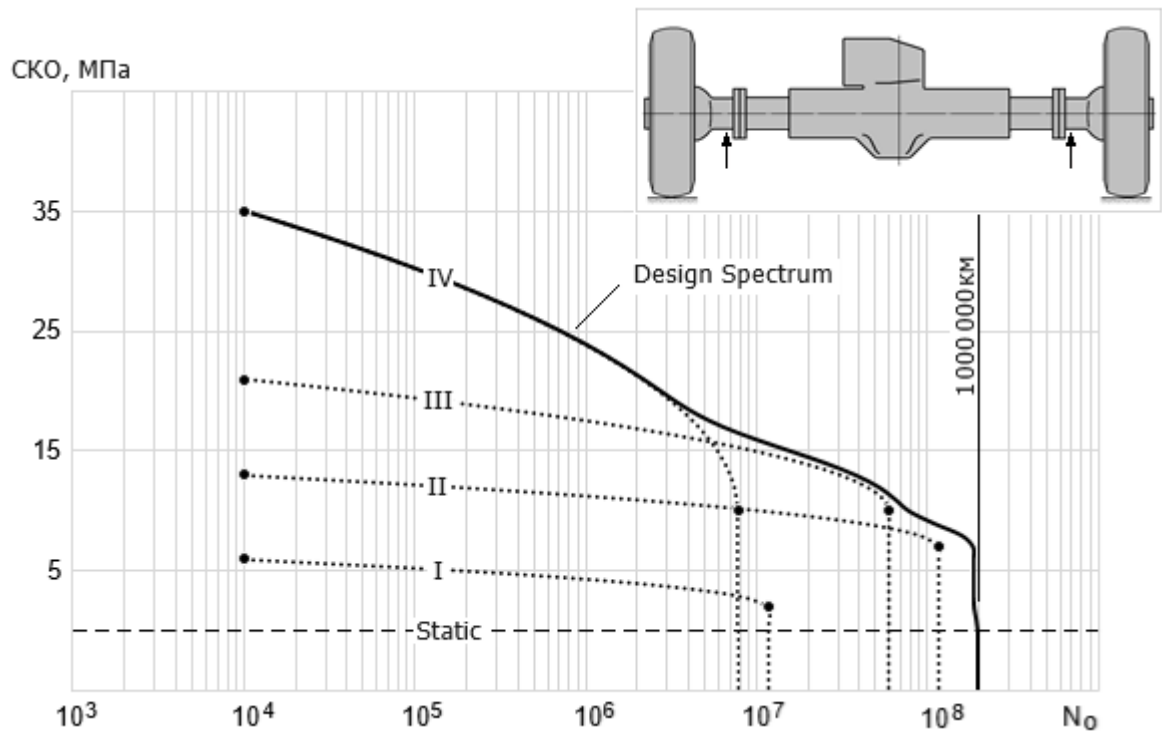


Рис. 40. Спектры нагружения поворотной цапфы грузового автомобиля

Длина каждого спектра задавалась согласно Таблице 10.

Таблица 10

Распределение пробега автомобиля по видам дорог

Категория дороги	I	II	III	IV
Относительный пробег грузового автомобиля	6%	60%	30%	4%

Изменяя длину спектров (т.е. относительный пробег автомобиля по дорогам разных категорий), можно наглядно и быстро моделировать различные условия его эксплуатации в течение гарантированного срока службы.

Всё выглядит довольно просто, но только в теории.

Ниже будут рассмотрены проблемы, которые возникают, и возможные пути их решения, применительно к расчёту алюминиевых колесных дисков.

(см. отчёт)

При построении амплитудного спектра нагружения колеса (т.н. 'Design Spectrum', см. раздел 3) используются всего три типа спектров разной формы и длины (см. рис. 4):

- с постоянной амплитудой;
- линейный;
- с нормальным (Гауссовским) распределением.

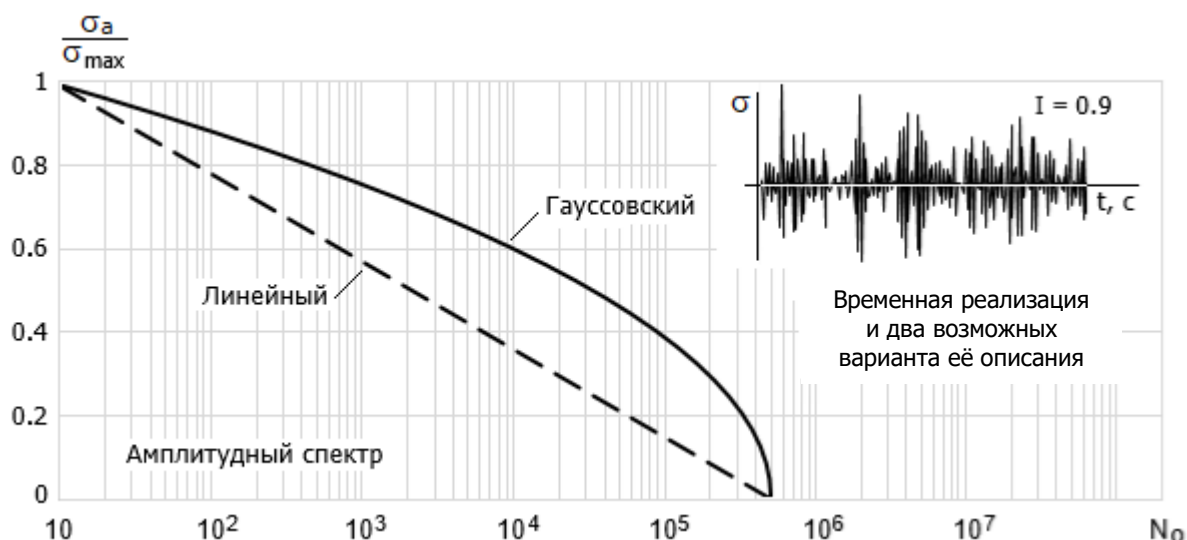


Рис. 41. Амплитудные спектры нагружения

Скорость накопления усталостных повреждений у спектров не одинакова и зависит от внутренней структуры случайного процесса, который они описывают. При равной интенсивности нагружения минимальная скорость накопления будет у спектра, описывающего гармонический процесс изменения напряжений*. Максимальная – у спектра, описывающего действие узкополосного случайного процесса с нормальным (Гауссовским) распределением амплитуд напряжений (см. рис. 41).

Пока спектры не объединены в один, остается возможность сопоставить каждый из них с реальным случайным процессом и не ошибиться при вычислении долговечности (см. рис. 40 и 41).

После объединения в комбинированный спектр (т.н. 'Design Spectrum'), получается циклограмма простого блочного нагружения конструкции. Она будет точно повторять амплитудный состав случайного процесса (по пиковым нагрузкам, по СКО, по количеству циклов...), но полностью потеряет т.н. 'историю' нагружения (см. рис. 42).

* – сравниваются центрированные случайные процессы с одинаковыми СКО, частотой и структурой

Подготовил				WHEEL RIM FATIGUE ANALYSIS	60 / 70
Проверил					
Утвердил					лист

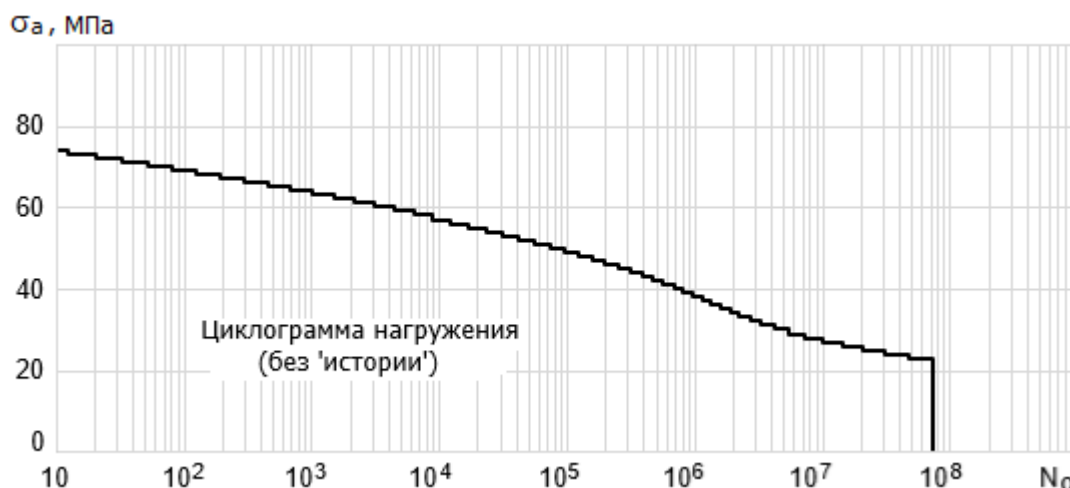


Рис. 42. Циклограмма усталостного нагружения опасного сечения колесного диска

Восстановить из циклограммы временную реализацию можно, но почти наверняка это будет одна из возможных реализаций, статистически полностью соответствующая амплитудному спектру и несоответствующая реальному характеру действующих нагрузок. Поэтому, если имеется только циклограмма нагружения и нет понимания какой именно случайный процесс она описывает (узкополосный, широкополосный, полигармонический...), то при вычислении усталостной долговечности конструкции точно можно получить лишь два предельных значения – максимальную и минимальную долговечность для заданной вероятности неразрушения. Результаты будут отличаться в три-четыре раза, но часто этого бывает достаточно, чтобы сделать обоснованное заключение о её надёжности.

Оценить максимальную разницу в долговечности конструкции при её нагружении разными случайными процессами одной интенсивности можно после проведения усталостных испытаний лабораторных образцов при гармоническом и узкополосном гауссовском случайном нагружении.

На современных испытательных стендах два таких способа нагружения образцов реализуются просто и больше не требуют разработки специальных программ, управляющих процессом нагружения.

Результаты таких испытаний, проведенные на полированных лабораторных образцах из алюминиевого сплава АМгб, показаны на рис. 43 точками. На выбранных уровнях нагружения представлены сразу средние значения долговечности.

Подготовил				WHEEL RIM FATIGUE ANALYSIS	61 / 70
Проверил					
Утвердил					лист

Поскольку один из процессов нагружения случайный, то понятие амплитуды для него почти не имеет смысла и поэтому требует объяснений. На рисунке треугольниками показаны значения математического ожидания СКО напряжений, увеличенные на $\sqrt{2}$, после чего становится возможным их сравнения с гармоническими амплитудами.

Опишем результаты двух испытаний математически с помощью классического уравнения S-N кривой:

$$N = N_k \cdot \left[\frac{\sigma_a}{\sigma_k} \right]^{-k}$$

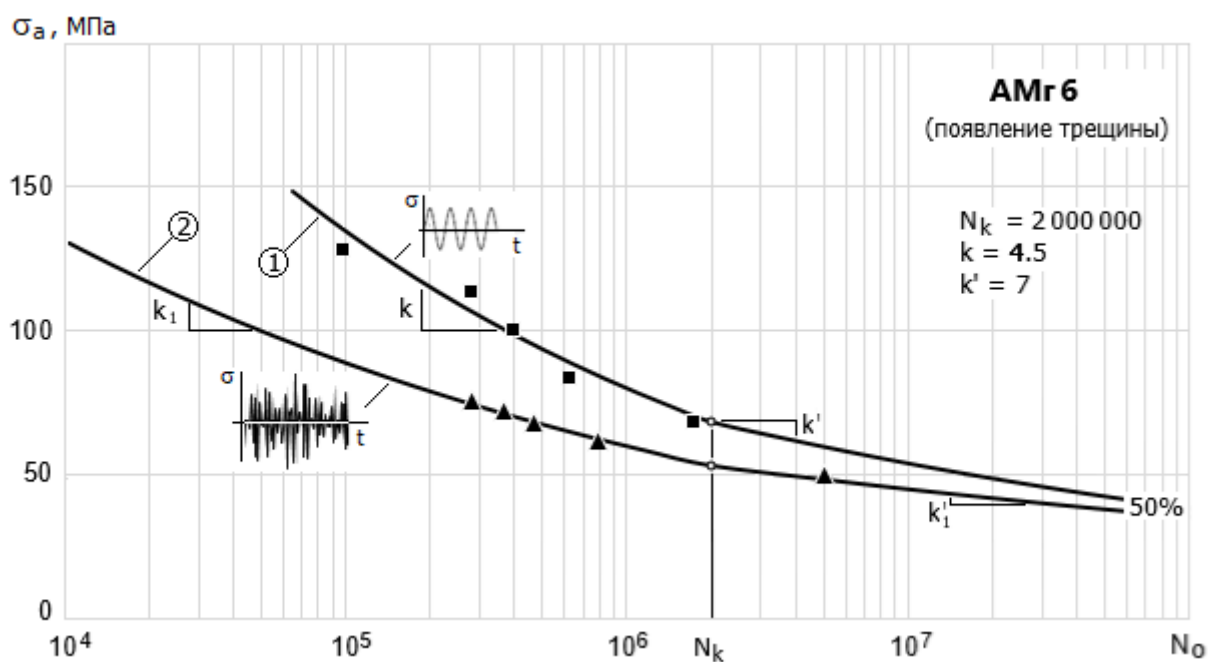
где:

σ_a – амплитуда напряжений;

N_k и σ_k – координаты точки 'перелома' кривой;

k и k' – показатели угла наклона до и после точки 'перелома'.

$$k' = 2 \cdot k - 2 \text{ (для алюминиевых сплавов)}$$



- – результаты испытаний при гармоническом нагружении образцов (среднее)
- ▲ – результаты испытаний при случайном нагружении (узкополосный случайный процесс с Гауссовским распределением амплитуд), $\sigma_a = 1.41 \cdot \text{СКО}$

Рис. 43. Кривые усталости лабораторных образцов

Подготовил				WHEEL RIM FATIGUE ANALYSIS	62 / 70
Проверил					
Утвердил					лист

Построенные кривые усталости 1 и 2 (см. рис. 43) показывают две границы предельного состояния алюминиевого сплава. Первая кривая соответствует минимальной скорости накопления усталостных повреждений, вторая – максимальной. Соответственно, расчёт долговечности по кривой 2 будет излишне консервативным, по кривой 1 – излишне оптимистичным. Для циклограммы нагружения колесного диска, изображенной на рис. 42, вычисленные значения долговечностей представлены в Таблице 11.

Чтобы результаты анализа стали точнее и лучше коррелировались с экспериментальными данными, нужно знать или вычислить реальное положение S-N кривой между двумя границами (т.е. необходимо точное соответствие между действующим случайным процессом см. рис. 42 и положением S-N кривой на рис. 43).

Традиционный подход предлагает ряд рекомендаций для определения этого положения.

Обязательным является наличие кривой усталости 1 с параметрами: k , k' , N_k , σ_k , полученными при гармоническом нагружении образцов. Эти параметры необходимо пересчитать под характеристики реально действующего процесса нагружения, и для этого предлагается ориентироваться не на внутреннюю структуру случайного процесса, а на тип рассматриваемой конструкции. Например, если необходимо провести анализ усталости силовых элементов легкового автомобиля, деталей его двигателя или несущих элементов железнодорожных вагонов и т.д.

Предполагается, что основные характеристики эксплуатационных нагрузок у однотипных конструкций будут близки, а значит, и усталостные разрушения должны происходить от действия схожих случайных процессов изменения напряжений.

Особенности случайного нагружения учитываются при помощи показателя угла наклона кривой усталости k_1 (см. рис. 43), который получают как экспериментально, так и на основе анализа имеющихся данных.

При расчёте усталостной долговечности алюминиевых колесных дисков наиболее часто рекомендуемое значение $k_1 = 6$, соответственно:

$$k_1' = 2 \cdot k_1 - 2 = 10.$$

Параметр N_k не пересчитывается (см. рис. 43).

Подготовил				WHEEL RIM FATIGUE ANALYSIS	63 / 70
Проверил					
Утвердил					лист

Параметр σ_k для сталей равен σ_{-1} материала и поэтому также не пересчитывается*. Для легких сплавов (алюминий, магний, ...) такого равенства нет. Значение σ_k всегда намного больше σ_{-1} .

Чтобы его вычислить по результатам усталостных испытаний, сначала строится левая часть S-N кривой, которую затем продлевают до заданного N_k . Точка пересечения двух прямых и будет значением σ_k .

У любого случайного процесса σ_k будет меньше, чем у гармонического, и консервативно его можно вычислить через отношение показателей угла наклона двух S-N кривых:

$$\sigma_{k_1} = \sigma_k \cdot \frac{k-1}{k_1-1},$$

но лучше решив совместно систему из двух уравнений:

(см. отчёт)

В итоге получаем следующие параметры рекомендованной S-N кривой:

$$N_k = 2\,000\,000 \text{ циклов};$$

$$k_1 = 6;$$

$$k_1' = 10;$$

$$\sigma_{k1} = 52.5 \text{ МПа};$$

а значение $D_{\text{spect}} = 0.147$ (см. Таблицу 11).

Таблица 11

Накопленные повреждения для вероятности неразрушения 50%

	по кривой 1	по кривой 2	по рекомендованной
$D_{\text{spect}} = \sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_i}$	0.036	0.135	0.147

Заключение:

Результаты в Таблице 11 показывают, что если следовать рекомендациям, то при анализе усталостной долговечности колесных дисков предлагается, консервативно, считать действующий случайный процесс изменения напряжений близким к узкополосному (т.е. $I = 0.95 \dots 0.99$).

* – чтобы не ошибиться, требуется знать для какой вероятности P и для какого N_k был получен σ_{-1} . Если $P = 50\%$ и N_k меньше 5 000 000 циклов, то σ_{-1} лучше уменьшить.

Подготовил				WHEEL RIM FATIGUE ANALYSIS	64 / 70
Проверил					
Утвердил					лист

13.5 Вычисление структурного параметра G

При проведении обычных стендовых испытаний колес (не ZWARP), например, при радиальном тесте с боковым углом увода, процесс изменения напряжений в колесном диске будет стационарным, т.е. с постоянными характеристиками гармонического или полигармонического процессов в течении всего времени испытаний.

Два таких процесса показаны на рис. 44 – гармонический (кривая 1) и полигармонический (кривая 2).

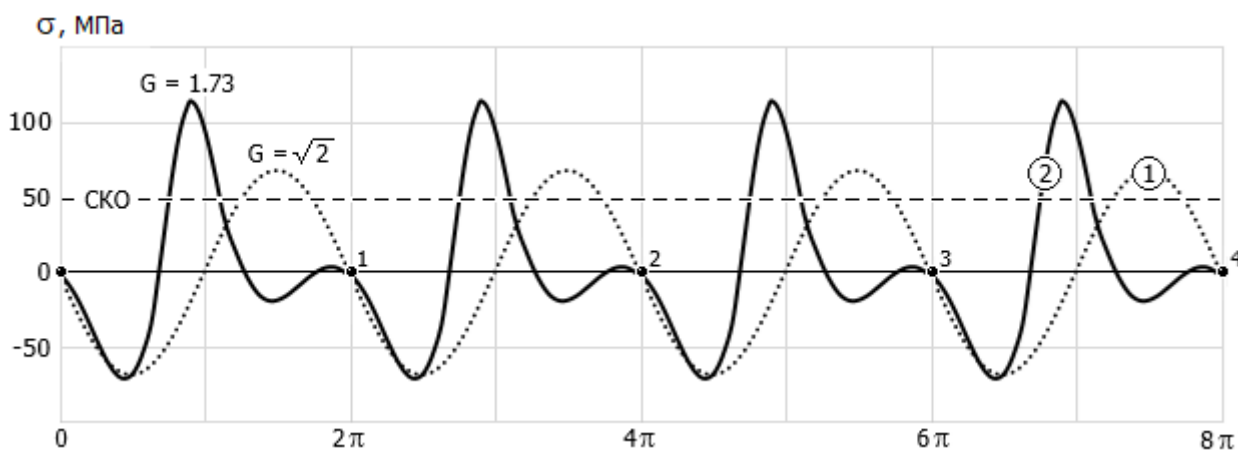


Рис. 44. Сравнение процессов нагружения

Оба изображенных процесса центрированы относительно нуля, имеют одинаковые СКО, частоту и 'irregular factor' I , равный 1.0. При этом наглядно видно – несмотря на математическую эквивалентность, полигармонический процесс должен генерировать большее усталостное повреждение в материале за один оборот колеса (см. модель Форсайта, описывающую раннее развитие трещины).

Для оценки относительной скорости накопления повреждений используется структурный параметр G – интегральная характеристика повреждающей части процесса нагружения. При случайном изменении амплитуд напряжений он определяет положения кривой усталости ниже S-N кривой гармонического нагружения, которую принимают в качестве базовой (см. рис. 47).

Подготовил				WHEEL RIM FATIGUE ANALYSIS	65 / 70
Проверил					
Утвердил					лист

Для вычисления параметра G алгоритмы программы используют упрощенную формулу:

$$G = \frac{\sigma_{\max}}{CKO} \cdot \frac{RMS_{\max}}{RMS_{(+)}} \cdot \frac{n_{\max}}{n_{(+)}} \quad (11)$$

где:

- $n_{(+)}$ – число положительных максимумов;
- $n_{\max}$ – число повреждающих максимумов, т.е. с амплитудой выше σ_{-1} алюминиевого сплава для выбранной вероятности (привязка к свойствам материала).
- $\sigma_{\max}$ – абсолютный максимум процесса нагружения;
- CKO – среднеквадратичное отклонение процесса;
- $RMS_{(+)}$ – среднеквадратичное значение положительных пиков;
- $RMS_{\max}$ – среднеквадратичное значение повреждающих пиков;

В случае полигармонического процесса изменения напряжений решать систему интегральных уравнений (11) не требуется. Если процесс нагружения описывается всего двумя гармониками с одинаковым количеством циклов, то часто это упрощает систему уравнений до:

$$G = \frac{1}{2} \cdot \frac{\sigma_a^{\max}}{CKO} \cdot \frac{RMS_{\max}}{RMS_{(+)}} ,$$

а стационарность нагружения позволяет вычислить структурный параметр по данным только одного полного оборота колеса. Пример вычисления представлен в Таблице 12 и основан на обработке полигармонического процесса, изображенного на рис. 45.

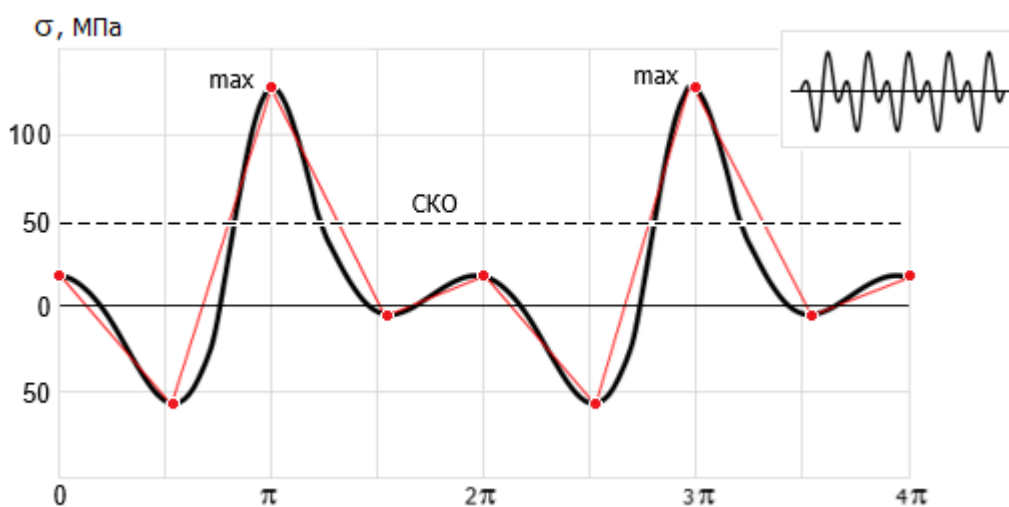


Рис. 45. Полигармонический процесс изменения напряжений

Подготовил				WHEEL RIM FATIGUE ANALYSIS	66 / 70
Проверил					
Утвердил					лист

Таблица 12

Вычисление параметра структуры случайного процесса

Обозначение	Величина	Ед. изм.	Комментарии
$\sigma_a^{\max}$	112.2	МПа	Максимальная амплитуда процесса нагружения
СКО	47.6	МПа	
σ_m	15.7	МПа	Статическое смещение процесса
$n_{(+)}$	2	циклов	Относительное число положительных максимумов
$n_{\max}$	1	циклов	Относительное число повреждающих максимумов
$RMS_{(+)}$	91.3	МПа	
$RMS_{\max}$	128	МПа	
G	1.65		Структурный параметр процесса

Задача усложняется если обрабатывается амплитудный спектр изменения напряжений, описывающий нестационарный случайный процесс нагружения колеса. Такой спектр не обладает всеми свойствами реальных случайных процессов, нагружающих колесо при эксплуатации, а поэтому не всегда содержит полную информацию, необходимую для вычисления параметра G.

Если заранее известно, что амплитудный спектр описывает узкополосный центрированный (относительно нуля) случайный процесс изменения напряжений или, что асимметрия у процесса небольшая, например, μ меньше 0.2 по абсолютному значению, то алгоритмы программы вычислят G достаточно корректно.

При наличии значительной асимметрии только две переменные в уравнении (11) будут правильными: $n_{(+)}$ и $n_{\max}$, а оставшиеся потребуют уточнения.

Программа не распознает, процесс какой именно широкополосности и насколько ассиметричный она обрабатывает, из-за чего итоговый результат требует обязательной проверки расчетчиком и корректировки при необходимости.

Часто лучше работать не с уже скомбинированным 'Design Spectrum', а рассматривать составляющие его спектры по отдельности. Вероятность ошибиться в таком случае будет намного меньше.

Подготовил				WHEEL RIM FATIGUE ANALYSIS	67 / 70
Проверил					
Утвердил					лист

Рассмотрим вычисление структурного параметра G на примере амплитудного спектра, показанного на рис. 14 (узел 21829). Асимметрия этого спектра будет достигать 0.22 (см. рис. 12).

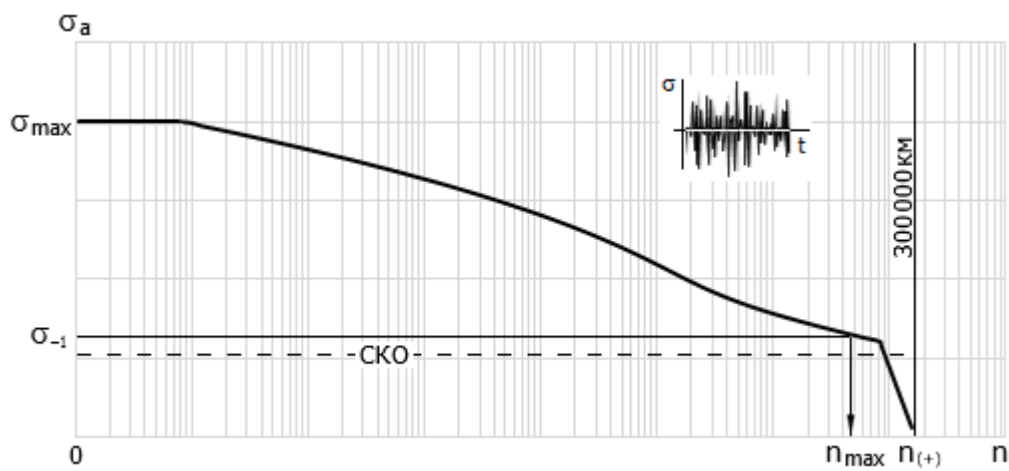


Рис. 46. Амплитудный спектр напряжений

Таблица 13

Вычисление параметра структуры случайного процесса

Обозначение	Величина	Ед. изм.	Комментарии
$\sigma_{\max}$	88	МПа	см. рис. 12 ($\sigma_{\max}$)
СКО	21.2	МПа	см. рис. 14
$n_{\max}$	82 360 000	циклов	см. раздел 8 (σ_{-1})
$n_{(+)}$	155 480 000	циклов	см. амплитудный спектр (300 000км)
$RMS_{(+)}$	22.8	МПа	обработка амплитудного спектра
$RMS_{\max}$	25.2	МПа	обработка амплитудного спектра
G	2.43	–	

Изменение положения S-N кривых, в зависимости от вида нагружения образцов, показано на рис. 47.

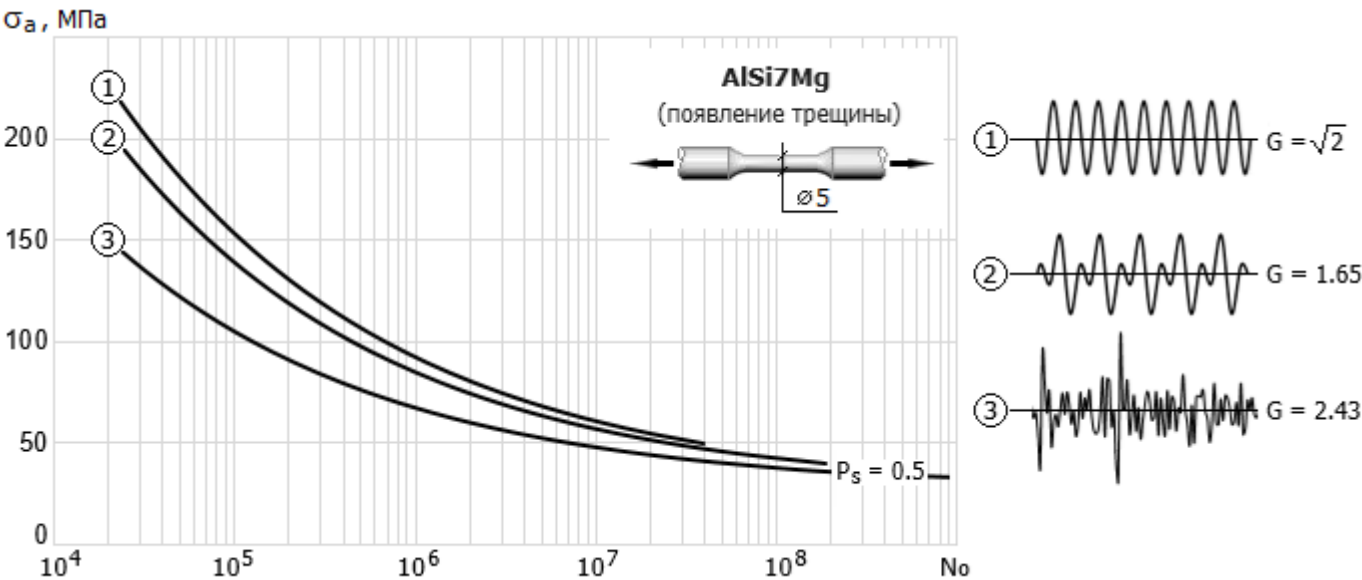


Рис. 47. Положение кривой усталости в зависимости от параметра G

Кривая 1 – базовая кривая усталости, построенная по результатам гармонического нагружения лабораторных образцов (см. рис. 17). Еще две кривые, это пересчет базовой для различных значений G (см. таблицы 12 и 13) .

Методика пересчёта (подробнее см. [5]) показывает хорошее совпадение с результатами испытаний образцов, изготовленных из легких сплавов (алюминий, магний, ...), при значении I близком к 1.0 (т.е. при действие полигармонических и узкополосных случайных процессов нагружения).

13.6 Изготовление лабораторных образцов

На рисунке ниже показана одна из форм лабораторных образцов для усталостных испытаний и способ их изготовления из колесного диска.



Рис. 48. Изготовление образцов