

НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ СОПРОТИВЛЕНИЯ КОНТАКТНОЙ УСТАЛОСТИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЁС ТЯГОВЫХ ПЕРЕДАЧ ТЯГОВОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

Аннотация. В статье рассмотрены вопросы по выбору критерия предельного состояния при контактной усталости. Предлагается обобщенный (интегральный) критерий достижения предельного состояния при трении качения. Проведена экспериментальная апробация такого критерия путем построения кривой контактной усталости на базе 10^8 циклов. Вносится предложение по использованию такого подхода при оценке соответствия зубчатых зацеплений тяговых передачах локомотивов и моторвагонного подвижного состава.

Ключевые слова: контактная усталость, кривая усталости, критерий предельного состояния, сближение осей, зубчатое зацепление.

Komisarov V.V.

Belarusian State University of Transport

SOME FEATURES OF DETERMINING CONTACT FATIGUE RESISTANCE OF GEAR WHEELS OF TRACTION GEARS OF TRACTION ROLLING STOCK

Abstract. The article deals with the selection of the limit state criterion for contact fatigue. A generalized (integral) criterion for reaching the limit state in rolling friction is proposed. Experimental testing of such a criterion by constructing a contact fatigue curve on the basis of 10^8 cycles is carried out. A suggestion is made to use such an approach when evaluating the conformity of gearings of traction gears of locomotives and motor-car rolling stock

Keywords: contact fatigue, fatigue curve, limit state criterion, axis convergence, gear mesh.

Оценка работоспособности и долговечности зубчатых зацеплений производится, как правило, отдельно по критериям контактной и изгибной усталости [1, 2, 5]. Изгибную и контактную усталостную прочность зубьев зубчатых колес эвольвентных цилиндрических ведущих и ведомых прямозубых, косозубых и шевронных зубчатых колес, а также венцов составных зубчатых колес, применяемых в тяговых передачах локомотивов и моторвагонного подвижного состава определяют по ГОСТ 34510-2018 [3].

При этом на практике наиболее характерными видами повреждений, приводящих к выходу из строя зубчатых передач, являются: контактная усталость (~40%), изгибная усталость (~25%), излом зубьев (~15%), другие виды повреждений (~20%) [1]. Таким образом, на усталостные повреждения приходится около 2/3 всех отказов зубчатых колес.

В этой связи исследования контактной усталости были и остаются весьма актуальными. Анализ показал, что практическое значение таких

исследований во многом определяется выбором (и, следовательно, реализацией) обоснованного критерия предельного состояния поверхности металлов в условиях трения качения. Это означает, что для оценки долговечности и обеспечения надежности узлов, в которых реализуется контактное взаимодействие, требуется определение и принятие критерия предельного состояния, соответствующего условию достижения отказа изучаемой системы. Под такими критериями понимают комплекс признаков, характеризующих повреждение при контактной усталости.

Однако в рамках требований ГОСТ 34510-2018 при определении пределов выносливости за критерий разрушения принимается наличие только как минимум одного из перечисленных недостатков.

- усталостные трещины, возникающие у контура пятна контакта на контактной поверхности;

- несколько (более одной) ямок выкрашивания на контактной поверхности;

- единичное выкрашивание диаметром, превышающим 50 % малой полуоси пятна контакта.

В тоже время анализ работ по исследованию контактной усталости различных авторов показывает, что получить однозначный ответ на вопрос о выборе критерия для определения опасных форм контактных разрушений и повреждений применительно к конкретным условиям нагружения (испытания) не представляется возможным. Можно насчитать порядка 20 таких критериев. Это также осложняется тем, что как показали исследования, достижение определенного вида предельного состояния обусловлено уровнем контактной нагрузки. В этой связи в работе [2] принимались два критерия:

- 1) при значительных перегрузках за критерий контактной усталости поверхностей принималось наступление прогрессивного выкрашивания, проявляющееся в образовании крупных одиночных оспин и сопровождающееся усиленным шумом и вибрацией;

- 2) при малых перегрузках за критерий принималось образование много мелких оспин, поражающих большую часть зоны контакта, которое также сопровождается усилением шума.

На основании проведенного анализа можно сделать заключение, что однозначного и общепринятого критерия предельного состояния при контактной усталости нет. Обобщая формулировку работы [5], можно констатировать, что, несмотря на разнообразие известных критериев, их должно объединять общее функциональное свойство – определять такое предельное состояние материала в зоне контактного взаимодействия, при котором эксплуатация любого изделия должна быть прекращена.

Кроме того существующие методы испытания зубчатых колес обладают рядом недостатков. В частности, в результате усталостной испытаний определяют сопротивление либо только контактной, либо только изгибной

усталости, при этом для испытаний требуются разные стенды (и разные типоразмеры образцов).

Для одновременного экспериментального определения сопротивления изгибной и контактной усталости был предложен оригинальный метод совмещенных испытаний на моделях; для его реализации разработана специальная модель зубчатого зацепления (рис. 1). Метод позволяет получить кривые изгибной и контактной усталости в процессе испытаний модели зубчатого зацепления при действии только контактной нагрузки – как в натуральных условиях.

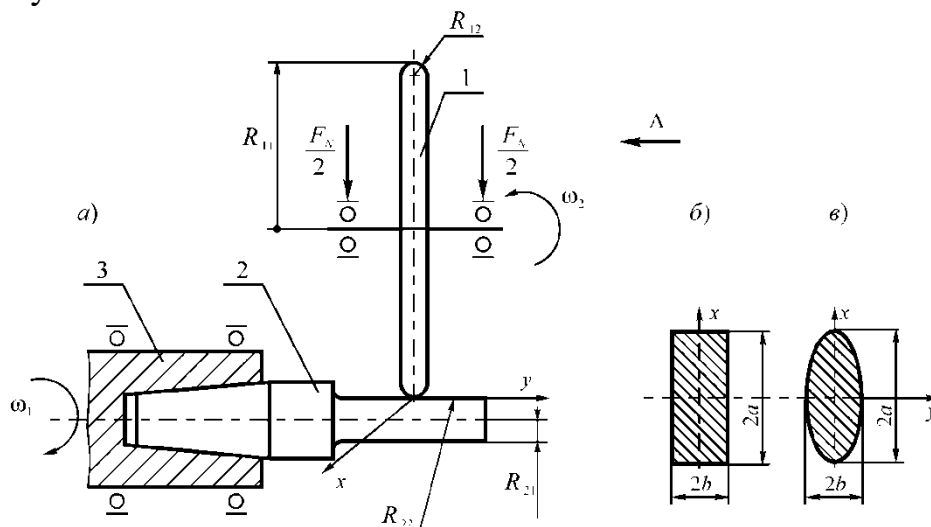


Рис.1. Схема модели зубчатого зацепления с обозначением радиусов кривизны (а) и основные типы реализуемой контактной площадки: полоска (б), эллипс (в):
1 – образец-модель зуба; 2 – контробразец; 3 – шпиндель испытательной машины

Особенность модели состоит в том, что цилиндрический образец 1, изготовленный из материала зубчатого колеса, представляет собой консоль, поверхность которой служит в качестве зоны контактного взаимодействия с роликом 2. С другой стороны формируется зона изгиба в виде галтели (радиусом r), соответствующей переходной кривой у основания зуба. Образец-модель 1, закрепленный в шпинделе 3, вращается с угловой скоростью ω_1 , а ролик 2 – с заданной скоростью ω_2 . Путем регулирования скоростей ω_1 и ω_2 можно получить требуемый коэффициент проскальзывания, имитируя скольжение в зубчатой передаче. Сила F_N , приложенная на плече L_i , обеспечивает одновременное возбуждение как контактных, так и изгибных напряжений в соответствующих зонах, а расстояние между этими зонами ($L_1, \dots, L_i, \dots$) можно варьировать, выбирая их значения соответственно расстоянию между полюсом зацепления и основанием зуба, как у натурального колеса. Величина изгибных и контактных напряжений в образце выбирается в соответствии с величиной напряжений при реальной эксплуатации.

Через контробразец 1 с радиусами R_{11} и R_{12} контактная нагрузка F_N передается на образец 2 с радиусами R_{21} и $R_{22} = \infty$. Если $R_{11} = \infty$, реализуется

площадка контакта в виде полоски с определяющими размерами $2a \times 2b$ (рис. 1, б). При конечных величинах R_{11} реализуется контактная площадка в виде эллипса с определяющими размерами $2a \times 2b$ (рис. 1, в), при этом $a > b$, т.е. a – это всегда большая, а b – это всегда малая полуось эллипса.

С целью обеспечения сопоставимости определяемых характеристик сопротивления контактной усталости при проведении лабораторных испытаний в широком интервале величин контактной нагрузки нами была принята и использована обобщенная характеристика механического состояния пары трения: параметр δ_c сближения осей образца и контробразца (рис.2).

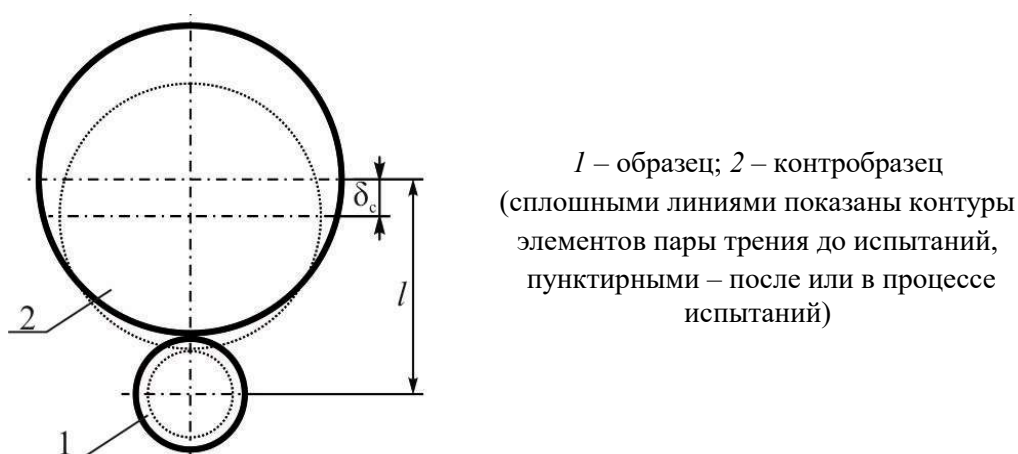


Рис. 2. Схема измерения параметра δ

Данный параметр интегрально учитывает основные признаки и механизмы повреждения: суммарный износ (в том числе путем выкрашивания и отслаивания) и пластическую деформацию.

Обоснование предельной величины параметра $\delta_c = \delta_{lim}$, которая соответствовала бы достижению парой трения критического состояния, можно сделать в первом приближении, учитывая некоторые результаты исследований. Так в работе [8] отмечено, что для прямозубых термоулучшенных колес недопустимому повреждению (повреждение ножек зуба и распространение выкрашивания на головку) соответствуют предельные значения циклической погрешности $f_{zvor} = 80 \div 110$ мкм. В данном случае изменение первоначальной геометрии профиля вследствие выкрашивания, пластических деформаций и изнашивания приводит к возникновению дополнительных динамических нагрузок, повышенного уровня шума и другим дефектам. Из работы [6] следует, что износ по профилю зубьев колес КМБ локомотива ЧМЭЗ всего на 0,1 мм приводит уменьшению радиуса кривизны в 3 раза и к возрастанию контактных напряжений в 1,7 раза, а для зубчатых колес мультипликатора компрессора «Demag» Vk-25 данные изменения наблюдаются уже при износе в 0,01 мм. Эти состояния в известном смысле следует считать критическими (т.е. предельными).

Так как появление выкрашивания сопровождается резким повышением уровней шума и вибрации [99, 8, 4,7], то были проведены исследования с фиксацией момента достижения предельного состояния по величине сближения осей и общего уровня шума и вибрации (рис. 3). Было установлено, что при величине сближения осей $\delta_c \approx 100$ мкм (диапазон на рис. 3,а) наблюдалось резкое усиление шума и вибрации в испытуемой зоне (диапазон на рис. 3,б).

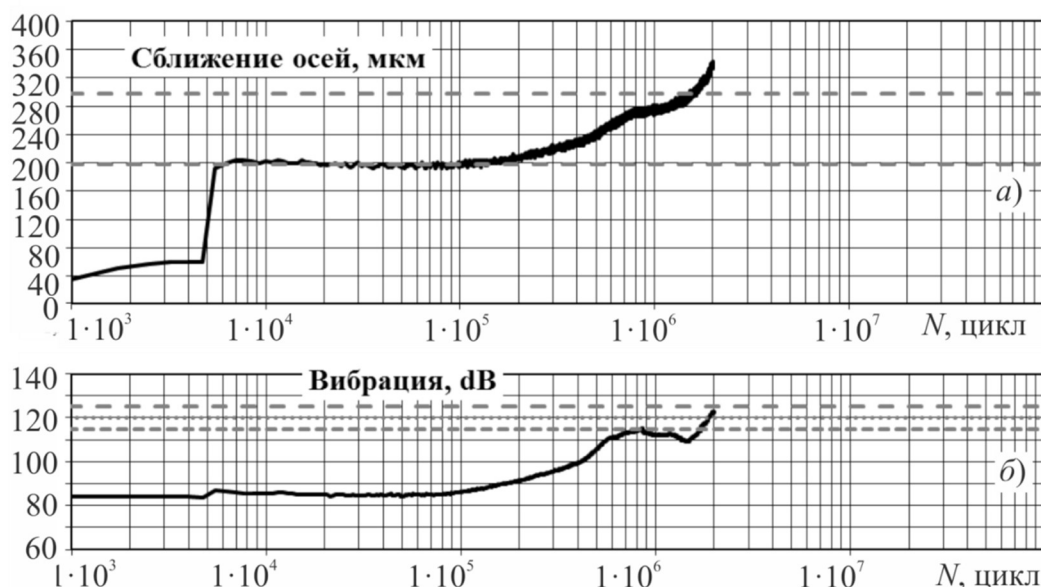


Рис.3. Регистрируемые сближение осей (а) и уровень вибрации (б) в процессе испытаний.

В работе [6] также подчеркнуто, что взаимосвязь между величинами относительной площади ямок выкрашивания и наибольшей глубиной ямок выкрашивания соответствует этим результатам испытаний.

Проведенные нами исследования дорожки катания подтвердили это утверждение (рис. 4). Можно видеть, что при достижении сближения осей 100 мкм образуются ямки выкрашивания различной величины, свидетельствующие об интенсивном повреждении поверхности.

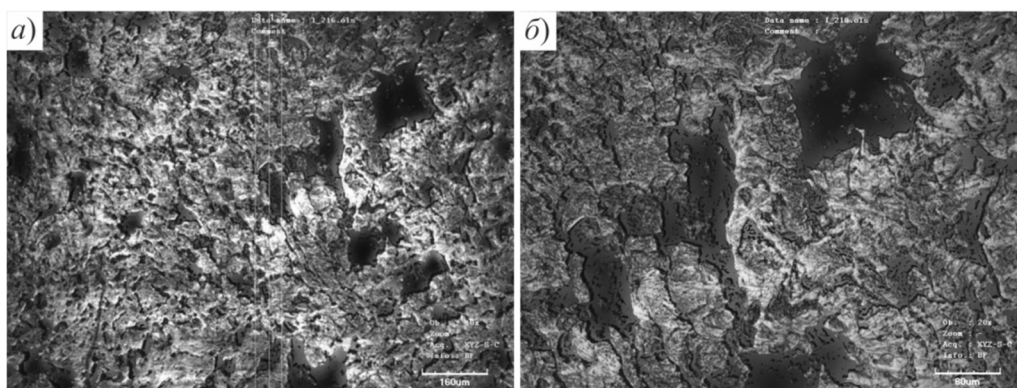


Рис. 4. Наблюдаемое повреждение поверхности при достижении $\delta_c = 100$ мкм:
а - увеличение $\times 200$; б - увеличение $\times 500$

При этом измерения глубины таких повреждений (рис.5) показывают, что она находится в диапазоне 15-30 мкм. По данным работы [8], такие повреждения являются выбраковочными значениями зубчатых колес автотракторных трансмиссий с модулем, равным 4 – 6.

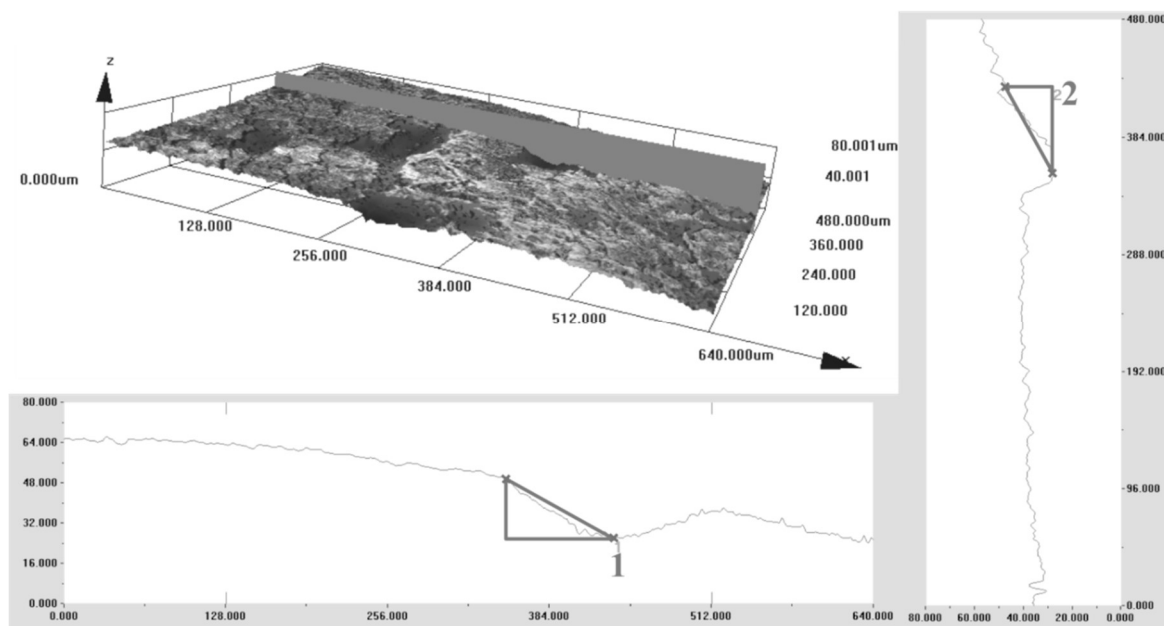


Рис. 5. Определение глубины ямки выкрашивания.

Таким образом, можно констатировать, что критерий предельного состояния при контактной усталости в виде достижения величины сближения осей, равной $\delta_{lim} = 100$ мкм, является приемлемым и обоснованным, поскольку он хорошо коррелирует и с величиной повреждения взаимодействующих поверхностей и с уровнем шума возникающем в исследуемом сопряжении.

Кроме того, попытка применить подход построения кривой усталости, строящейся обычно в координатах характеристическое напряжение – логарифм числа циклов, к контактной усталости, по данным работы [5], потерпела неудачу. Как утверждает автор данной работы «основная проблема состояла в том, что не было понятно, какие напряжения и процессы ответственны за возникновение и развитие контактно-усталостного повреждения (КУП)».

Однако, по нашему мнению, это связано с тем, что исследователями применялись различные критерии предельного состояния при испытаниях на различных уровнях контактных напряжений (см. например [2]).

В связи с установлением нового интегрального критерия было предложено произвести экспериментальное построение кривой контактной усталости: зависимости максимального контактного напряжения в центре площадки контакта от количества циклов по критерию достижения предельного состояния $\delta_c = \delta_{lim} = 100$ мкм.

На основании данного подхода нами произведены испытания серии образцов на контактную усталость. Испытуемые объекты были изготовлены по технологии, применяемой для эпициклических зубчатых колес бортовых редукторов самоходных сельскохозяйственных комбайнов производства ПО «ГОМСЕЛЬМАШ». Испытания проводили на машине СИ-03М (УИМ) при частоте 50 Гц. Испытания образцов проводили непрерывно до достижения предельного состояния или до базового числа циклов. База испытаний N_B при определении предела контактной выносливости p_f была 10^8 циклов. При испытаниях в зону контакта подавали капельным способом (3 капли в 2 мин) трансмиссионное масло ТМ-5-18, которое применяется для смазки бортовых редукторов самоходных сельскохозяйственных комбайнов. Степень проскальзывания в ходе испытаний составляла $\lambda = 3 \%$, что соответствует условиям работы зубчатых передач.

Заключение.

1. Показано, что принятые частные критерии предельного состояния могут быть практически использованы только в узком диапазоне условий нагружения, поскольку они принимают во внимание лишь отдельные (частные) признаки повреждения поверхности материала при качении.

2. В работе рассматривается обобщенный параметр оценки поврежденности пары трения при качении: δ_c – сближение осей образца и контробразца в заданных условиях работы. Этот параметр является действительно обобщенным (интегральным) поскольку принимает во внимание (учитывает) все основные механизмы повреждения: суммарный износ тела и контртела, величину упругопластических деформаций при трении, в том числе выкрашивания и др.

3. Предложен и практически апробирован обобщенный критерий достижения предельного состояния при контактной усталости в виде критической величины $\delta_c = \delta_{lim}$. В первом приближении дано (применительно к данным испытаниям) обоснование этой величины ($\delta_{lim} \sim 100$ мкм). В других условиях испытаний может быть принята и другая (обоснованная) величина δ_{lim} .

4. Проведение испытаний на контактную усталость по принятому критерию предельного состояния ($\delta_{lim} \sim 100$ мкм) применительно к зубчатому зацеплению, применяемому в тяговых передачах локомотивов и моторвагонного подвижного состава, при смазке соответствующим смазочным материалом, позволит экспериментально устанавливать основные характеристики сопротивления контактной усталости исследуемого сочетания материалов и обеспечить тем самым получение сопоставимых данных на различном оборудовании в различных испытательных лабораториях.

Список литературы

1. Берестнев, О.В. Нормирование надежности технических систем: Монография / О.В. Берестнев, Ю.Л. Солитерман, А.М. Гоман // Мн: УП «Технопринт», – 2004. – 266 с.
2. Ващенко, К. И. Контактная прочность чугуна с шаровидным графитом. / К.И. Ващенко // В кн.: Контактная прочность машиностроительных материалов. – М.: Наука, – 1964., – с. 181 – 188.
3. ГОСТ 34510-2018 Колеса зубчатые тяговых передач тягового подвижного состава. Методы определения изгибной и контактной усталостной прочности. – М.: АО "ВНИКТИ", – 2020. – 12 с.
4. Заблонский, К. И. Об установлении единого критерия контактной усталости рабочих поверхностей зубьев / К. И. Заблонский, Д. Л. Семёнов // Известия высш. учебн. заведений. Машиностроение. – 1966. – № 11. – С. 35–43.
5. Марков, Д.П. Трибология и ее применение на железнодорожном транспорте / Д.П. Марков // Труды ВНИИЖТ. – М. : Интекст, – 2007. – 408 с.
6. Машин, Ю.В. Предупреждение питтинга крупномодульных передач путем корректировки рабочих поверхностей зубьев в условиях эксплуатации: автореф. дис. канд. техн. наук: 05.02.02 / Ю.В. Машин; Бел. гос. ун-т. – Могилев, – 2008. – 24 с.
7. Семёнов, Д. Л. Влияние степени повреждения активных поверхностей зубьев выкрашиванием на параметры кривых контактной усталости / Д. Л. Семёнов // – Киев: – Техника, – 1990. – вып. 50.
8. Тескер, Е.И. Методология определения критериев предельных состояний высоконагруженных зубчатых передач трансмиссий и приводов / Е. И. Тескер [и др.] // Вестник машиностроения. – 2008. – №2. – с. 12–17.
9. Трубин, Г.К. Контактная усталость материалов для зубчатых колес / Г.К. Трубин.// М: «Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы», – 1962. – 404 с.