

539,43
К63

Учреждение образования
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
УНИВЕРСИТЕТ ТРАНСПОРТА»

УДК 539.43; 620.16; 620.178.3

Комиссаров
Виктор Владимирович

**ОЦЕНКА ОБЪЕМНОЙ ПОВРЕЖДЕННОСТИ И СОПРОТИВЛЕНИЯ
КОНТАКТНОЙ УСТАЛОСТИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС
С УЧЕТОМ МАСШТАБНОГО ЭФФЕКТА**

Автореферат диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук
по специальности 01.02.06. – Динамика, прочность машин, приборов и
аппаратуры

Гомель, 2008

Работа выполнена в УО «Белорусский государственный университет транспорта»

Научный руководитель –

Сосновский Леонид Адамович
доктор технических наук, профессор,
Лауреат Государственной премии Украины,
Заслуженный деятель науки Республики
Беларусь, УО «Белорусский государственный
университет транспорта», профессор
кафедры «Строительная механика»

Официальные оппоненты:

Богданович Александр Вальдемарович
доктор технических наук, профессор,
Лидский технический колледж УО «Грод-
ненский государственный университет им.
Я. Купалы», заместитель директора по учеб-
но-методической и научной работе

Басинюк Владимир Леонидович
доктор технических наук, доцент,
ГНУ «Объединенный институт машино-
АН Беларуси, зав. лабораторией
ханических систем

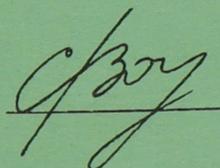
льский завод сельскохозяйст-
иностроения «Гомсельмаш»

в 15⁰⁰ часов на заседании Совета
«Белорусский государственный
у: 246653, Гомель, ул. Кирова, 34,
ого секретаря (0232) 95-39-61.

2-х экземплярах просим высы-
льно отправлять по факсу (0232)
о защите диссертаций.

библиотеке УО «Белорусский го-

08 г.



С.А. Воробьев

539.43
К63

ВВЕДЕНИЕ

Зубчатые колеса являются высоконагруженными силовыми системами и относятся к компонентам ответственного назначения, имеющим общетехническое применение. Их долговечность обычно определяет безопасность и надежность всего изделия в условиях эксплуатации. Как известно, работоспособность зубчатых передач ограничивается либо изгибной, либо контактной прочностью. При этом их надежность чаще лимитируется сопротивлением контактной усталости, возникающей при нормальных режимах эксплуатации редукторов, тогда как выход из строя по критериям изгибной усталости практически всегда обусловлен перегрузками, возникающими в нештатных ситуациях. Так, например, при обслуживании и ремонте коробок передач номенклатуры ПО «Гомсельмаш» из общего количества вышедших из строя зубчатых колес ~50% отбраковывают по критерию контактной усталости, а от механической усталости – только 10 %. Однако, если применительно к механической усталости меры поврежденности и теории масштабного эффекта разработаны, апробированы и нашли широкое признание, то для контактной усталости данные вопросы остаются малоисследованными. Решение этих вопросов является многоплановой проблемой, требующей постановки и анализа большого комплекса сложных задач. Данная работа направлена на решение одной из таких задач и посвящена разработке методов оценки поврежденности и сопротивления контактной усталости зубчатых зацеплений, изготовленных из высокопрочных сталей (18ХГТ и 20ХН3А), с учетом масштабного эффекта.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Связь работы с крупными научными программами и темами. Работа выполнена в рамках следующих научно-технических программ и тем: 1) «Разработать и исследовать комплекс средств и методов оценки и обеспечения заданного эксплуатационного ресурса зубчатых передач по критериям изгибной и контактной усталости» (тема № 3329, № ГР 200444008, 2004-2005 гг.) по заданию 1.4 ГППИ «Создание новых компонентов машин и оборудования для машиностроительного комплекса Республики Беларусь»; 2) «Разработать технологию изготовления, термообработки и методики испытаний литых зубчатых колес взамен колес, изготавливаемых из стальных поковок» (тема № 4184, № ГР 20063122, 2006-2010 гг.) по заданию 1.32 ГКПНИ «Механика»; 3) «Исследование напряженного состояния и расчет опасных объемов применительно к модели зубчатого зацепления» (№ 4840, № ГР 20071195, 2007 г.) – грант аспирантам Министерства образования Республики Беларусь; 4) план госстандартизации Республики Беларусь (тема 1.2.258-1.001.06).

Цель и задачи исследования. Цель диссертационной работы состоит в том, чтобы разработать методику оценки объемной поврежденности и сопротивления контактной усталости зубчатых колес с учетом масштабного эффекта, применительно к номенклатуре зубчатых колес ПО «Гомсельмаш» и ПО «МАЗ».

Для достижения поставленной цели в работе были решены следующие основные задачи:

1) разработаны методики расчета:

- интенсивности напряжений в произвольной точке, принадлежащей области контакта;
- объемной меры поврежденности (опасного объема) по интен-

сивности напряжений;

2) выполнено усовершенствование методики испытаний моделей зубчатого зацепления, в результате которого обеспечивается возможность исследования влияния размеров на сопротивление контактной усталости;

3) экспериментально установлены основные закономерности масштабного эффекта при контактной усталости;

4) разработана процедура перехода от результатов испытания лабораторных моделей зубчатых зацеплений к оценке работоспособности зубчатых колес по критерию контактной усталости;

5) предложен и реализован (применительно к главной передаче ведущего моста автомобилей семейства МАЗ-5440) комплексный подход для оценки надежности ответственных зубчатых передач, включающий а) метод стендовых и натурных испытаний; б) метод расчетной оценки долговечности; в) метод ускоренных лабораторных испытаний малоразмерных моделей зубчатого зацепления;

б) разработан и утвержден государственный стандарт СТБ 1758-2007 и стандарт ПО «ГОМСЕЛЬМАШ» СТП 315-625-2007.

Объектом исследования являются модели зубчатого зацепления и натурные зубчатые колеса.

Предмет исследования – характеристики поврежденности, напряженно-го состояния и контактной усталости зубчатых колес и их моделей.

Для решения поставленных в диссертационной работе задач применен ряд современных методов теоретических и экспериментальных исследований, в том числе оригинальные методы износоусталостных испытаний, методы теории упругости, методы статистического анализа и методы конфокальной микроскопии.

Числовые результаты получены с помощью разработанного автором комплекса компьютерных программ (в поле пакета Mathematica), позволяющих исследовать интенсивность напряжений в произвольной точке, принадлежащей области контакта, и производить расчет и визуализацию формируемых опасных объемов.

Положения, выносимые на защиту:

1. Методика расчета и визуализации объемной меры поврежденности (опасного объема), основанная на определении интенсивности напряжений в произвольной точке, принадлежащей области контакта, и критерий ограничения опасного объема (включена в государственный стандарт СТБ 1758-2007).

2. Усовершенствованная методика испытаний моделей зубчатого зацепления различных типоразмеров, позволяющая исследовать влияние масштабного эффекта на сопротивление контактной усталости (патент РБ № 9247 и полож. решение по заявке № а 20040884).

3. Основные закономерности масштабного эффекта при контактной усталости, из которых следует, что при постоянной контактной нагрузке долговечность тем больше, чем больше диаметр испытуемого элемента и, соответственно, меньше опасный объем (объемная мера поврежденности).

4. Процедура перехода от результатов ускоренных испытаний лабораторных моделей зубчатых зацеплений к оценке работоспособности натуральных зубчатых колес по критерию контактной усталости (включена в стандарт предприятия СТП 315-625-2007).

5. Комплексный подход для оценки надежности ответственных зубчатых передач, включающий а) метод стендовых и натурных испытаний; б) метод

расчетной оценки долговечности; в) метод ускоренных лабораторных испытаний малоразмерных моделей зубчатого зацепления.

Личный вклад соискателя. Все основные результаты, выносимые на защиту, получены автором лично. Научный руководитель Л. А. Сосновский принимал участие в выборе направлений исследования и анализе полученных результатов. В работе используется оригинальная модель зубчатого зацепления, предложенная в диссертации В. А. Жмайликом. Расчет напряженного состояния в области контакта выполнен совместно с С. С. Щербаковым. Другим соавторам принадлежат результаты, не вошедшие в работу.

Апробация результатов диссертации. Основные положения и результаты исследований доложены и получили одобрение на следующих международных и республиканских научных конференциях: I Международной научно-технической конференции (НТК) «Динаміка, міцність і надійність сільськогосподарських машин» (г. Тернополь, 4-7 октября 2004 г., Украина); II Международной НТК «Современные методы проектирования машин» (г. Минск, 8-12 ноября 2004 г.); The World Tribology Congress III (Washington, 12-16 September 2005 г.); Международной НТК «Динамика, прочность и ресурс машин и конструкций» (г. Киев, 1-4 ноября 2005 г., Украина); V Международном симпозиуме по трибофатике (г. Иркутск, 3-7 октября 2005 г.); Международной конференции по теории механизмов и механике машин, посвященной 100-летию академика И.И. Артоболевского (г. Краснодар, 9-16 октября 2006 г.); Международной научно-технической конференции «Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии в машиностроении» (г. Минск, 12-16 марта 2007 г., БНТУ, МСФ); III Белорусском конгрессе по теоретической и прикладной механике «Механика-2007» (16-18 октября, Минск 2007, ОИМ НАН Б); IV Международной научно-практической конференции «Проблемы безопасности на транспорте» (1-2 октября 2007 г., Гомель, БелГУТ).

Опубликованность результатов диссертации. По теме диссертации опубликовано 18 научных работ, в том числе: 6 статей в научно-технических журналах, включенных в перечень ВАК (2 без соавторов) (1,94 а. л.), 4 доклада в сборниках трудов международных конференций, симпозиумов и конгрессов (1 без соавторов), 3 тезиса докладов на отечественных и международных конференциях (1 без соавторов), 1 патент, 1 положительное решение предварительной экспертизы, 1 государственный стандарт, 1 стандарт предприятия, 1 учебное пособие.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, общей характеристики работы, пяти глав, заключения, списка использованных источников, приложений. Полный объем диссертации составляет 121 страницу машинописного текста, в том числе 68 рисунков на 39 с., 16 таблиц на 4 с., список использованных источников из 150 наименований на 11 с., список публикаций соискателя из 18 наименований на 3 с.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ

ИССЛЕДОВАНИЯ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ И АНАЛИЗ МАСШТАБНОГО ЭФФЕКТА ПРИ КОНТАКТНОЙ УСТАЛОСТИ: ПРОБЛЕМЫ И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ

Оценка надежности и долговечности зубчатых зацеплений, а также решение вопросов по их контактной прочности изложены в работах ряда ученых: Э. Л. Айрапетова, В. Б. Альгина, В. Е. Антонюка, В. Л. Басинюка, А. Е. Беляева,

О. В. Берестнева, В. Л. Бидермана, И. А. Болотовского, К. Вебера, Л. А. Галина, Г. Герца, А. М. Гомана, А. Н. Грубина, К. Джонсона, А. Н. Динника, Г. А. Журавлева, Р. М. Игнатищева, А. А. Ильюшина, М. М. Кане, Б. С. Ковальского, М. В. Коровчинского, В. Н. Кудрявцева, А. И. Лурье, А. И. Петрусевича, С. Д. Пономарева, Д. Н. Решетова, М. М. Саверина, В. В. Соколовского, Ю. Л. Солитермана, В. Е. Старжинского, В. Н. Сызранцева, С. П. Тимошенко, Г. К. Трубина, И. С. Цитовича, Л. Д. Часовникова, Г. И. Шевелевой, И. Я. Штаермана и др. Однако решения задачи по расчету всех компонент напряжения в произвольной точке полупространства в случае эллиптической площадки контакта, по имеющимся сведениям, до сих пор не получено.

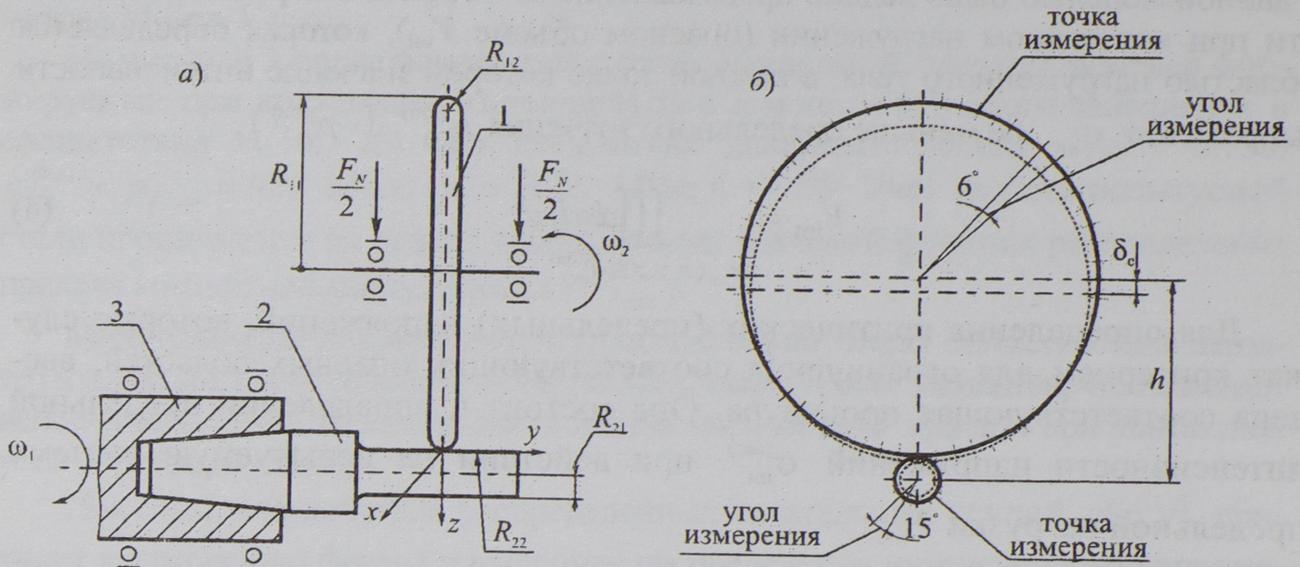
Долговечность и сопротивление усталости деталей, работающих при циклических напряжениях изгиба, растяжения-сжатия, кручения и т. п., оказываются тем ниже, чем больше размеры детали (так называемый масштабный эффект). Широко известны работы в этой области Н. Н. Афанасьева, В. В. Болотина, В. Вейбула, С. Д. Волкова, В. П. Когаева, Р. В. Кугуэля, Т. Куна, Д. Мура, И. А. Одингга, В. Г. Пантелеева, С. В. Серенсена, Л. А. Сосновского, В. Т. Трощенко, Р. Б. Хейвуда, Б. Б. Чечулина и др. Поскольку в основе явлений контактной усталости лежат те же процессы, что и при других видах усталости, естественно ожидать, что увеличение абсолютных размеров детали снизит ее сопротивление контактной усталости. Однако, анализируя имеющиеся результаты экспериментальных исследований по изучению масштабного эффекта при контактной усталости (работы В. И. Бондаря, А. С. Иванова, А. А. Комаровского, Б. И. Костецкого, Б. А. Морозова, З. П. Павлова, И. М. Сахонько, Г. К. Трубина, и др.), прийти к определенному мнению по данному вопросу нельзя. Одни исследователи утверждают, что масштабный эффект при контактной усталости претерпевает инверсию, т. е. с увеличением диаметра контактирующих деталей (образцов) их долговечность возрастает. Другие, наоборот, утверждают, что с ростом размерного фактора значения пределов контактной (как и изгибной) выносливостей снижаются.

В связи с этим поставлена задача разработки методики оценки объемной поврежденности (на основе определения интенсивности напряжений в произвольной точке области контакта) и сопротивления контактной усталости зубчатых колес с учетом масштабного эффекта.

ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ И ОЦЕНКА ОБЪЕМНОЙ ПОВРЕЖДЕННОСТИ МОДЕЛИ ЗУБЧАТОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Исследование напряженно-деформированного состояния выполнено применительно к модели зубчатого зацепления (см. рисунок 1). Здесь цилиндрический образец-модель 2 играет роль зуба зубчатого колеса. К поверхности образца 2 контактной нагрузкой F_N прижат контробразец – ролик 1. Ролик 1 играет роль зуба второго зубчатого колеса, передающего контактную нагрузку F_N на образец-модель 2. Образец 2, закрепленный в шпинделе 3, вращается с угловой скоростью ω_1 . Контробразец 1 вращается с угловой скоростью ω_2 , его ось вращения параллельна оси вращения образца 2. Путем регулирования соотношения скоростей ω_1 и ω_2 можно получить требуемый коэффициент проскальзывания, имитируя скольжение в зубчатой передаче. Контактная нагрузка F_N обеспечивает одновременное возбуждение как контактных, так и из-

гибных напряжений в соответствующих зонах, а расстояние между этими зонами выбирают соответствующим расстоянию между полюсом зацепления и основанием зуба.



1 – контробразец, 2 – образец, 3 – шпиндель испытательной установки
Рисунок 1 – Схема испытаний модели зубчатого зацепления (а) и измерений (б)

Напряженное состояние описывается суперпозицией напряжений, вызванных нормальной $\sigma_{ij}^{(n)}$ ($i, j = x, y, z$) и касательной $\sigma_{ij}^{(\tau)}$ к поверхности контакта нагрузками

$$\sigma_{ij} = \sigma_{ij}^{(n)} + \sigma_{ij}^{(\tau)}. \quad (1)$$

При решении задачи в различных областях контакта (на поверхности полупространства и под поверхностью) применяются различные соотношения для расчета напряжений.

Объединенное напряженное состояние представляется суперпозицией на множестве $L = \{M_{uvw}(x_u, y_v, z_w) / -ta \leq x_u, y_v \leq ta, -ta \leq z_w \leq 0\}$ рассчитанных напряжений $\sigma_{ij}^{(s)}$, $\sigma_{ij}^{(V)}$, $\sigma_{ij}^{(\tau)}$. Таким образом, формулу (1) можно представить в следующем виде:

$$\sigma_{ij} = \sigma_{ij}^{(n)} + \sigma_{ij}^{(\tau)} = \left[\sigma_{ij}^{(s)} \vee_z \sigma_{ij}^{(V)} \right] + \sigma_{ij}^{(\tau)} = \int \int_{S(\xi, \eta)} \sigma_{ij}^{(s)}(x, y) \vee_z p(\xi, \eta) B_{ij}(\xi - x, \eta - y, z) d\xi d\eta + \int \int_{S(\xi, \eta)} q(\xi, \eta) C_{ij}(\xi - x, \eta - y, z) d\xi d\eta, \quad (2)$$

где $\sigma_{ij}^{(s)}$ – напряжения на поверхности полупространства; $\sigma_{ij}^{(V)}$ – напряжения в любой точке полупространства под поверхностью ($z < 0$); $\sigma_{ij}^{(\tau)}$ – напряжения вызванные действием силы трения.

При известном тензоре напряжений σ_{ij} производится расчет интенсивности напряжений в произвольной точке, принадлежащей области контакта

$$\sigma_{int} = \sqrt{\frac{1}{2} \left[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 \right]}. \quad (3)$$

Для теоретического анализа масштабного эффекта при контактной усталости была использована модель твердого тела с опасным объемом. По аналогии с данной моделью было введено представление об объемной мере поврежденности при контактном нагружении (опасном объеме V_{int}), которая определяется областью нагруженного тела, в каждой точке которой значение интенсивности напряжения σ_{int} не меньше предельного значения $\sigma_{int}^{(lim)}$ ($\sim P_f^{(lim)}$),

$$V_{int} = \iiint_{\sigma_{int}(x,y,z) \geq \sigma_{int}^{(lim)}} dx dy dz. \quad (4)$$

Для определения критических (предельных) напряжений, которые служат критерием для ограничения соответствующих опасных областей, введена соответствующая процедура. Она состоит в определении предельной интенсивности напряжений $\sigma_{int}^{(lim)}$ при действии на испытываемую систему предельной нагрузки F_{lim} :

$$\sigma_{int}^{(lim)} = \max_{dV} (\sigma_{int}(F_{lim}, dV)), \quad (5)$$

где dV – элементарный объем нагруженного тела.

В качестве примера реализации (1)-(3) на рисунке 2 представлено распределение интенсивности напряжений σ_{int}/p_0

для модели зубчатого зацепления (рисунк 1, а) имеющей следующие геометрические размеры:

$R_{11} = 50$ мм, $R_{12} = 3$ мм, $R_{21} = 5$ мм, $R_{12} = \infty$; модуль нормальной упругости $E_1 = E_2 = 2,01 \cdot 10^{11}$ Па; коэффициент Пуассона $\nu_1 = \nu_2 = 0,3$; соотношение полуосей эллипса контакта $b/a = 0,758$; коэффициент сопротивления качению $f_r = 0,09$.

Поскольку опасные объемы могут иметь произвольную и сложную форму, то их аналитическое определение по формуле (4)

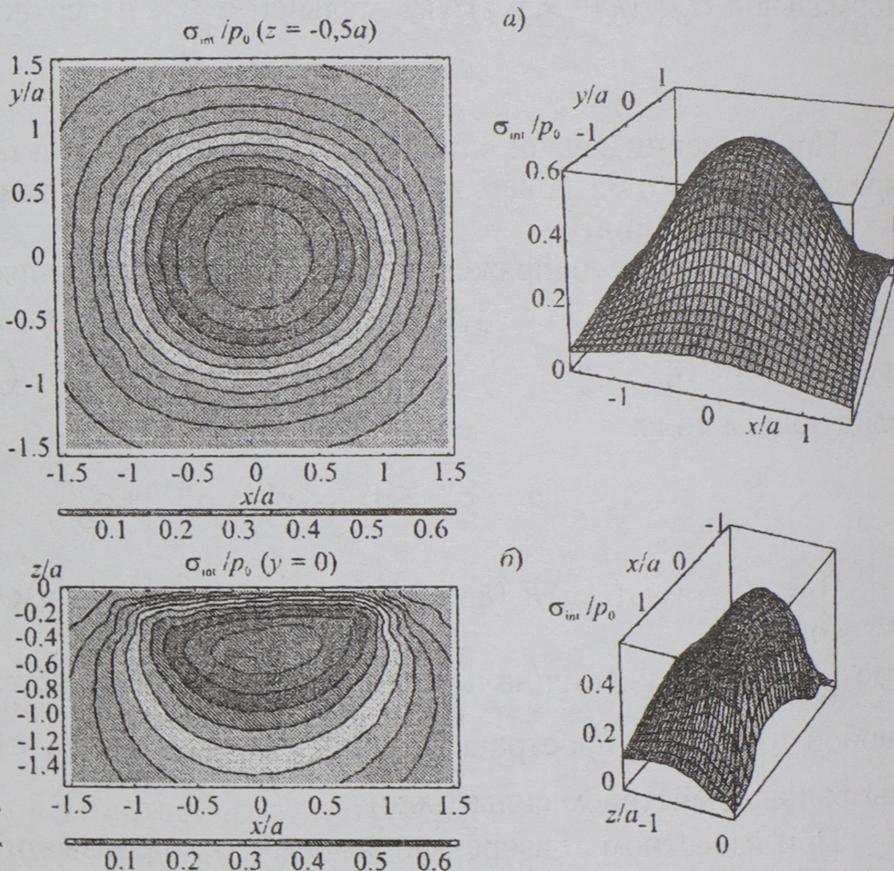


Рисунок 2 – Распределение интенсивности напряжений σ_{int}/p_0 в модели зубчатого зацепления при $b/a = 0,758$: (а) в плоскости XY ($z = -0,5a$); (б) в плоскости XZ ($y = 0$)

затруднено. Поэтому все расчеты были проведены с помощью программного комплекса, разработанного в среде Mathematica, с использованием численного метода Монте-Карло.

На рисунке 3 представлены результаты вычисления опасных объемов формируемых при контактом взаимодействии в модели зубчатого зацепления в соответствии с (4), (5) при следующих исходных данных: $b/a = 0,758$; $\sigma_{\text{int}}^{(\text{lim})} = p_{f \text{ min}} = 900$ МПа; $p_0 = 3000$ МПа; $f_r = 0,09$. Учет свойств испытуемой стали производится на основе использования значений функции распределения предела контактной выносливости ($p_{f \text{ min}}$).

Мера объемной поврежденности (опасный объем) имеет статистический характер и содержит в себе геометрические размеры испытуемых элементов, что позволяет использовать ее как параметр для описания масштабного эффекта при контактной усталости (формула (4)).

Показано, что действие распределенных касательных усилий $q(x, y)$ приводит к изменению формы и величины распределения интенсивности напряжений и опасных объемов, обусловленных действием нормальных усилий $p(x, y)$. Особенно заметна асимметрия относительно плоскости $x = 0$ (рисунок 2, б и 3, б).

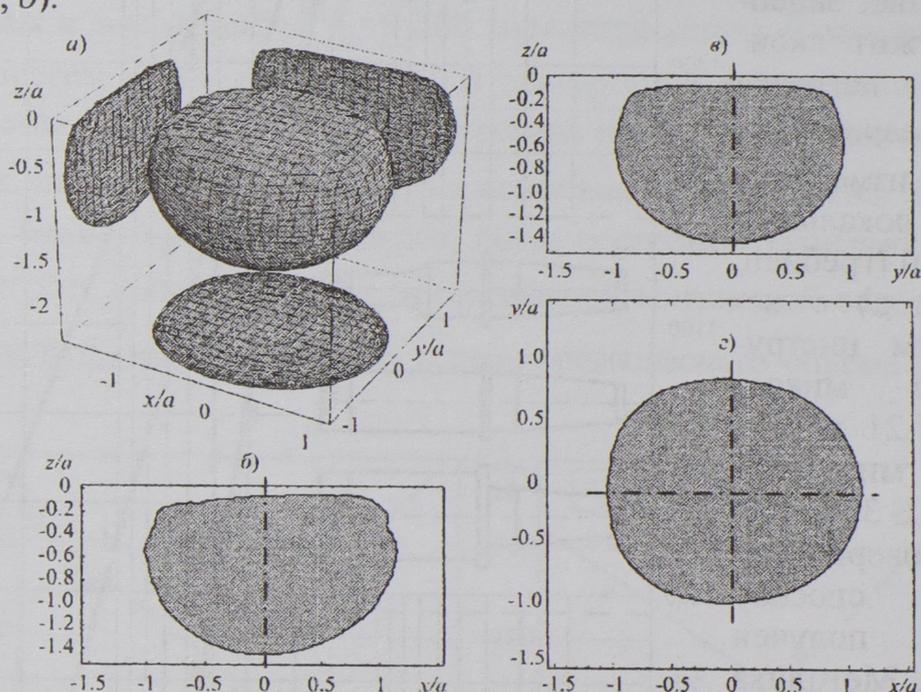


Рисунок 3 – Опасный объем по критерию интенсивности напряжений σ_{int} :
 б) сечение плоскостью $y = 0$; в) сечение плоскостью $x = 0$; г) сечение плоскостью $z = 0,5a$

Таким образом, в диссертации разработаны и реализованы методики анализа интенсивности напряжений в произвольной точке области контакта и расчета абсолютной меры поврежденности (опасного объема) по критерию интенсивности напряжений.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ СОПРОТИВЛЕНИЯ КОНТАКТНОЙ УСТАЛОСТИ С УЧЕТОМ МАСШТАБНОГО ЭФФЕКТА

Экспериментальные исследования закономерностей масштабного эффекта при контактной усталости были проведены по схеме, представленной на рисунке 1, а. Выполнено усовершенствование данного метода испытаний малоразмерных лабораторных моделей зубчатого зацепления [2, 7, 9, 10, 11], в частности: 1) разработаны образцы-модели применительно к испытательным машинам серии СИ для исследования масштабного эффекта при контактной усталости (рисунок 4). Они имеют следующую особенность: диаметр контробразца (ролика) $D = \text{const}$, а диаметр вала (модели зуба) $d = \text{var}$, что позволяет изменять две главные кривизны и получать соотношения размеров площадки контакта (a/b) в диапазоне 0,4 – 0,8, что вполне достаточно для практических целей; 2) испытания моделей производятся с

перерывами, как и при эксплуатации зубчатых передач, при этом параметром, характеризующим нагруженность зубчатых зацеплений, служит контактная нагрузка (F_N); 3) разработана методика измерения параметров локальных повреждений (гребней, вмятин и т.д.) с использованием инструментального микроскопа УИМ-21 и конфокального микроскопа LEXT OLS 3000 [4].

По усовершенствованному способу испытаний получен патент [14]. Методика представленных испытаний использована при разработке государственного стандарта СТБ 1758-2007 (введен в действие 01.10.07) [16].

С использованием усовершенствованной

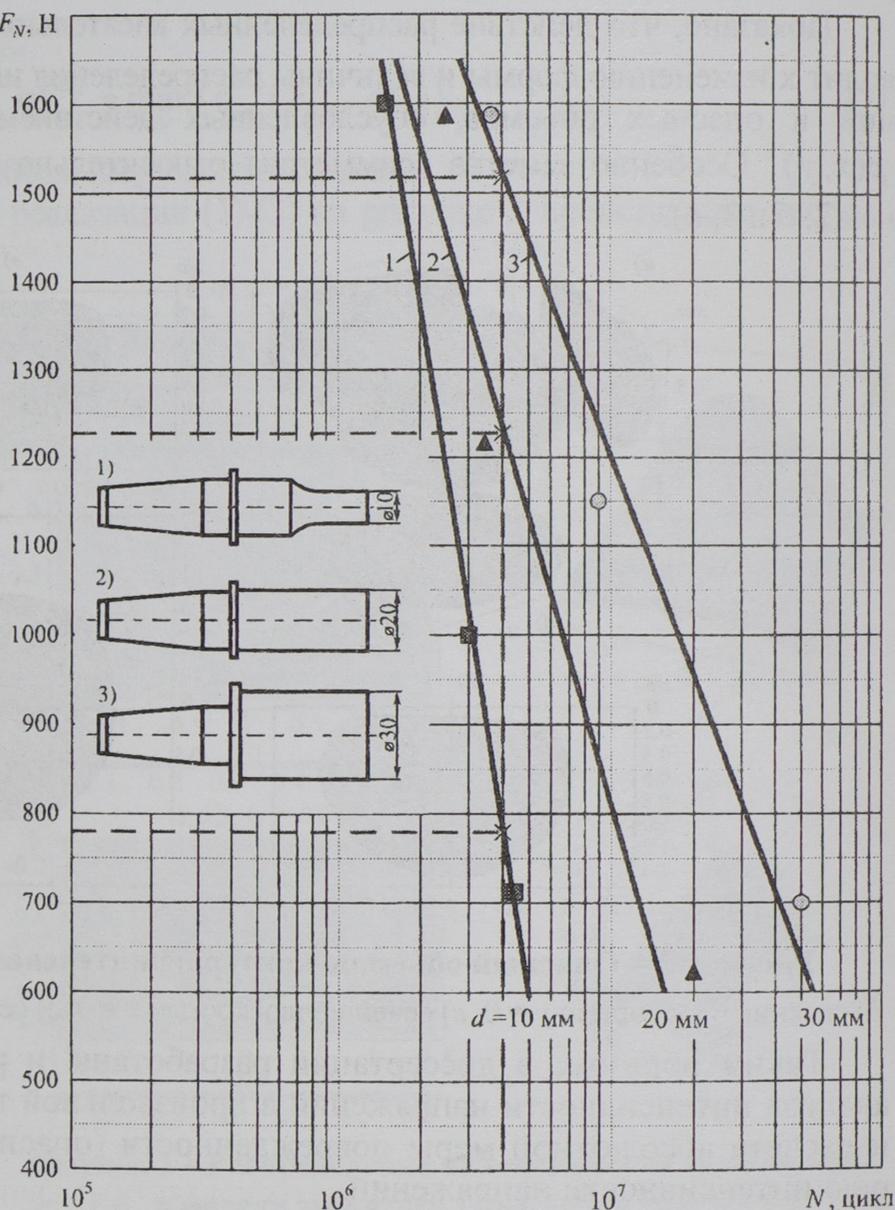


Рисунок 4 – Влияние абсолютных размеров на сопротивление контактной усталости

методики была проведена серия испытаний по изучению влияния абсолютных размеров образцов-моделей на сопротивление контактной усталости. Модели зубчатого зацепления диаметром 10, 20 и 30 мм были изготовлены из стали 18ХГТ по технологии производства зубчатых колес в ПО «Гомсельмаш». Рабочие поверхности контробразцов и образцов цементировали на глубину 1,0-1,5 мм с последующей закалкой до твердости 59 – 63 HRC и полировали ($R_a \leq 0,32$ мкм). Биение образцов в рабочей зоне – не более 10 мкм. Испытания проводили на машине для износоусталостных испытаний типа СИ-03М, при постоянной линейной скорости в контакте $v_{\text{окр}} = 1,57$ м/с. При испытаниях в зоне контакта образца и контробразца обеспечивается степень проскальзывания, равная 3 %, что соответствует скольжению в реальных зубчатых передачах. В ходе испытаний в зону контакта капельным способом подавали смазочный материал (редукторное масло марки ТАД-17 И) со скоростью 2-4 капле в минуту. Испытания проводили с перерывами, соответствующими реальным условиям эксплуатации конкретного зубчатого зацепления. В диссертации показано, что однозначный и общепринятый критерий предельного состояния при контактной усталости отсутствует. В работе в качестве параметра, характеризующего наступления предельного состояния, принято предельное сближение осей образца и контробразца $\delta_c = 100$ мкм (определяемое остаточной деформацией, износом и перемещениями). В диссертации используются также два других параметра: dB_c – предельный уровень шума; Δw_c – критическая плотность ямок выкрашивания. Результаты испытаний представлены на рисунке 4. Задавшись базой $N_B = 4 \cdot 10^6$ циклов, были построены зависимости предельных контактных напряжений p_f и предельной контактной нагрузки F_{lim} от диаметра испытуемых моделей (d) и величины опасного объема (V_{int}) (рисунок 5).

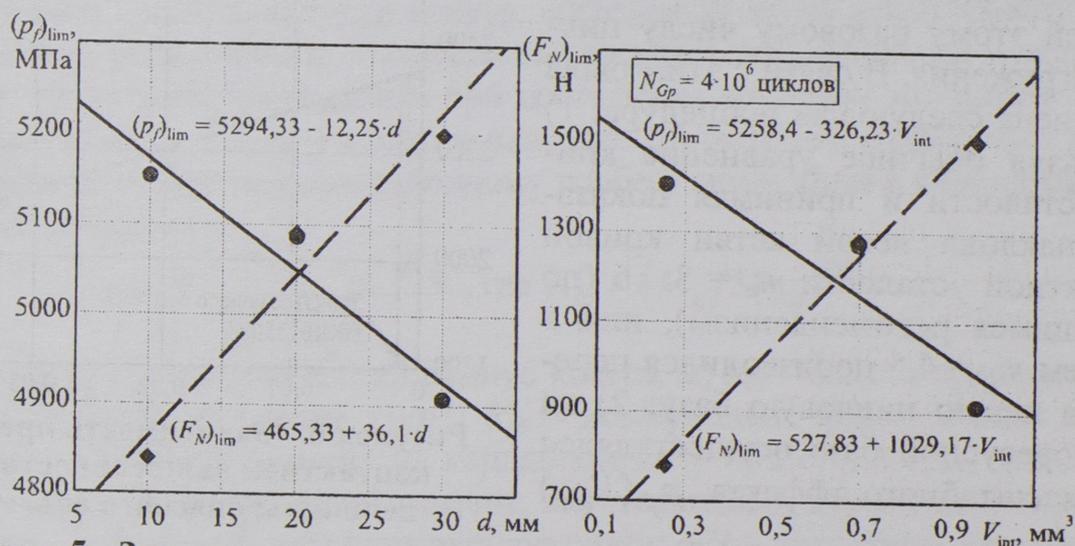


Рисунок 5 – Зависимость предельных контактных напряжений и предельной контактной нагрузки от диаметра образца (а) и величины опасного объема (б)

Изучение рисунка 5 показывает, что:

1) если производить анализ по предельной контактной нагрузке, то с увеличением диаметра испытуемой модели и объемной меры поврежденности (опасного объема) (V_{int}) происходит ее возрастание;

2) если производить анализ по пределу контактной усталости, то с увеличением диаметра испытуемой модели и объемной меры поврежденности (опасного объема) (V_{int}) напротив, происходит его снижение.

Таким образом, формулируется следующая основная закономерность масштабного эффекта при трении качения: при постоянной контактной нагрузке долговечность тем больше, чем больше диаметр испытуемого элемента и, соответственно, меньше опасный объем (объемная мера поврежденности).

Результаты проведенных исследований применены при расчетной оценке сопротивления контактной усталости зубьев натуральных зубчатых колес. В качестве объекта исследования были выбраны 2 зубчатых колеса коробки передач ПКК 0135000 кормоуборочного комбайна «ПОЛЕСЬЕ-3000» производства ПО «Гомсельмаш». Исходные данные для расчетов даны в таблице 1.

Таблица 1 – Исходные данные для расчета зубчатых колес

Зубчатое колесо	Крутящий момент M_k , Н·м	Делительные диаметры d_1 / d_2 , мм	Радиус эвольвенты профиля зуба в полюсе зацепления		Ширина венца B , мм
			ρ_1 , мм	ρ_2 , мм	
ПКК 0135684	290	92 / 112	15,73	19,15	20
ПКК 0135661	450	108 / 128	18,47	21,89	40

Для оценки предела контактной выносливости натурального зубчатого колеса нужно перейти на высокоресурсную базу, регламентируемую для зубчатых передач и равную $1,2 \cdot 10^8$ циклов. В стандартах ISO принимается, что кривая контактной выносливости p_f , МПа имеет перелом в точке, соответствующей этому базовому числу циклов нагружения. В связи с этим была выполнена следующая процедура: 1) используя обычное уравнение кривой усталости и принимая показатель наклона левой ветви кривой контактной усталости $m_p = 3 \dots 6$ (по имеющимся рекомендациям), или в среднем $m_p = 4,5$ производился переход на новую цикловую базу; 2) на высокоресурсной базе осуществлялся учет масштабного эффекта $p_f(V_{int})$ (рисунок 6).

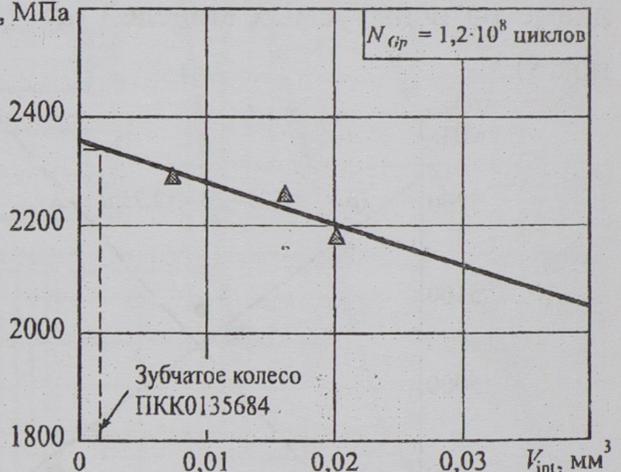


Рисунок 6 – Зависимость предела контактной выносливости от величины опасного объема

Результаты проведенных расчетов по указанной процедуре представлены в таблице 2, из которой видно, что для зубчатого колеса ПКК 0135684

значение коэффициента запаса по контактной выносливости n_p на 25 % ниже, чем для ПКК 0135661. Полученный результат позволит сделать заключение, что и эксплуатационная долговечность зубчатого колеса ПКК 0135684 может быть ниже ПКК 0135661. Данные выводы подтверждаются практикой эксплуатации коробки передач ПКК 0135000.

Таблица 2 – Результаты расчета зубчатых колес

Зубчатое колесо	Опасный объем V_{int} , мм ³	Максимальное контактное напряжение p_0 , МПа	Предел контактной выносливости p_f , МПа	Коэффициент запаса n_p
ПКК 0135684	0,00201	1171,4	2340,8	2
ПКК 0135661	0,00208	888,6	2340,3	2,63

На основании результатов проведенных исследований разработан и внедрен на ПО «Гомсельмаш» стандарт предприятия СТП 315-625-2007 «Методика оценки сопротивления изгибной и контактной усталости зубчатых колес по результатам ускоренных испытаний малоразмерных моделей».

КОМПЛЕКСНЫЙ ПОДХОД К ОЦЕНКЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ КОНТАКТНОЙ УСТАЛОСТИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Для оценки надежности и долговечности, а также сопротивления контактной и изгибной усталости шестерен главной пары ведущего моста автомобилей семейства МАЗ-5440 был предложен и реализован комплексный подход. Он включает рациональное использование трех методов: 1) стендовых и натурных испытаний; 2) расчетной оценки долговечности зубчатых зацеплений; 3) ускоренных испытаний малоразмерных моделей зубчатого зацепления.

1 Метод стендовых и натурных испытаний. В ПО «МАЗ» для определения долговечности шестерен главной пары ведущего моста автомобилей семейства МАЗ-5440 были проведены испытания на стенде С-315. Конструкция стенда представляет собой замкнутый контур, образуемый двумя испытываемыми мостами, главным редуктором и боковыми редукторами, соединенными между собой валами. Испытания проводились при постоянном крутящем моменте и частоте вращения входного вала. Расчетное значение соответствия одного часа испытаний моста на стенде эксплуатационному пробегу автомобиля в километрах определяется по формуле

$$L = \frac{0,377 \cdot r_k \cdot n_{ст} \cdot K_\Phi}{U_0}, \text{ где } K_\Phi = \left(\frac{M_c}{M_{эқв}} \right)^{mH}. \quad (6)$$

Здесь r_k – кинематический радиус колеса, м; $n_{ст}$ – частота вращения входного вала моста на стенде, мин⁻¹; K_Φ – коэффициент форсирования испытаний; M_c – крутящий момент на карданном валу при стендовых испытаниях; $M_{эқв}$ – постоянный крутящий момент, эквивалентный переменным крутящим моментам в реальных условиях эксплуатации; mH – показатель наклона левой ветви кривой контактной усталости; U_0 – передаточное число моста.

С целью определения эквивалентного крутящего момента были проведены натурные испытания, в процессе которых нагрузочный режим записывался по маршрутам движения в соответствии с рекомендациями, изложенными в программе-методике исследования эксплуатационной нагруженности ведущих мостов ГНТП И 05808729.84–02. Согласно данной методике запись нагрузочных режимов трансмиссии выполнялась при движении по Минской кольцевой автомобильной дороге (испытательный этап № 1; протяженность 29,8 км).

В результате проведенного испытания было установлено, что при наработке 970 часов работоспособность шестерен главной пары сохранилась. Тогда согласно (6), эквивалентный пробег моста в эксплуатации составляет не менее 750 тыс. км. Если учесть, что при стендовых испытаниях происходит снижение выносливости зубчатых колес от действия постоянной нагрузки, то долговечность следует увеличить на 30 % и можно ожидать, что эксплуатационный пробег составит более 1 млн. км. Полученные данные подтверждают, что главная передача обеспечивает требуемую эксплуатационную надежность.

2 Расчетный метод. В Объединенном институте машиностроения НАН Беларуси была разработана методика расчетного прогнозирования нагруженности, долговечности и надежности зубчатых передач. В данной методике по отношению к зубчатым колесам выполняются два вида проверочного расчета: на выносливость и на прочность. В каждом из этих расчетов рассматриваются два вида напряженного состояния зубьев: контактная напряженность и напряженность при изгибе. При этом в данной методике за основу приняты значения пределов контактной и изгибной выносливости, установленные при стендовых испытаниях колес с заданными конкретными размерами, термообработкой и шероховатостью поверхностей зубьев.

Основные результаты проведенного по данной методике расчета нагруженности и долговечности шестерен главной пары ведущего моста автомобилей семейства МАЗ-5440 на основании результатов эксплуатационных испытаний автомобиля представлены в таблице 3.

Таблица 3 – Результаты расчетного прогнозирования нагруженности и долговечности передачи при эксплуатационных испытаниях

Прогнозируемые параметры	Шестерня	Колесо
Максимальное изгибное напряжение, МПа	925	982
Максимальное контактное напряжение, МПа	1865	1865
Минимальный ресурс по изгибу, км	3 421 000	2 508 000
Минимальный ресурс по контакту, км	8 494 000	11 477 000
95%-ный ресурс по изгибу, км	11 600 000	8 503 000
95%-ный ресурс по контакту, км	15 009 000	19 657 000

Результаты расчета для режимов стендовых испытаний представлены в таблице 4. Расчетная долговечность по контактной выносливости зубьев шестерни в пересчете на километры пробега будет ~ 7 000 тыс. км.

Таким образом, различие долговечности, определенной по результатам стендовых и натурных испытаний, составляет примерно 20%.

Выполненный по разработанной методике расчет показал, что при условии соблюдения технологических процессов изготовления и термообработки зубча-

тых колес разнесенная главная колесная передача обеспечивает требуемую надежность ведущего моста при заданной нагрузке всего автопоезда.

Таблица 4 – Результаты расчетного прогнозирования долговечности передачи при стендовых испытаниях

Характеристики	Шестерня	Колесо
Расчетное напряжение изгиба σ_F , МПа	342	359
Расчетное контактное напряжение P_H , МПа	13,54 ($p_0 = 1010$)	
Ориентировочная долговечность T , час	1000	
Число циклов нагружения зубьев N_E	$30,42 \cdot 10^6$	$24,13 \cdot 10^6$
Предел ограниченной изгибной выносливости σ_{FPO} , МПа	480	
Предел ограниченной контактной выносливости P_{HPO} , МПа	17,86 ($p_f = 1160$)	
Базовое число циклов по изгибной выносливости N_{FO}	$4 \cdot 10^6$	
Базовое число циклов по контактной выносливости N_{HO}	$1,2 \cdot 10^8$	
Предел контактной выносливости, соответствующий числу циклов нагружения зубьев шестерни P_{HP} , МПа	28,22 ($p_f = 1460$)	
Расчетная долговечность по контактной выносливости зубьев шестерни T_p , час	9054	

3 Метод ускоренных испытаний мало размерных моделей. По разработанной методике была проведена серия испытаний моделей зубчатого зацепления диаметром 10 мм из стали 20ХНЗА, изготовленной по технологии ПО «МАЗ», на механическую и контактную усталость. Испытания проводили на машине СИ-03М при частоте 50 Гц. Смазка – редукторное масло ТИ5-2. Критерий предельного состояния – величина сближения осей вала и ролика $\delta_c = 100$ мкм. Результаты проведенных испытаний, перехода на базу $1,2 \cdot 10^8$ циклов и результаты стендовых испытаний, полученные И. С. Цитовичем с сотрудниками, представлены в таблице 5.

Особенность анализа сопротивления контактной усталости модели и натуре состоит в том, что модельные испытания проводят с использованием метода форсирования по контактной нагрузке, что приводит к достижению предельного состояния модели зубчатого зацепления до базы испытаний $2 \cdot 10^7$ циклов.

В данных условиях испытаний на поверхностях контакта были обнаружены остаточные поверхностные повреждения в виде гребней и вмятин. В диссертационной работе проведен статистический анализ данных измерений радиальных остаточных деформаций. Установлено, что чем больше величина контактной нагрузки, тем больше и величина рассеяния радиальных остаточных деформаций. Эта закономерность наблюдается, как для образцов-моделей, так и для роликов.

Учет масштабного эффекта при расчетной оценке сопротивления контактной выносливости главной пары Э5440-2402017/060 ведущего моста автомобилей семейства МАЗ-5440 выполнили, применяя установленную зависимость $p_f(V_{int})$ для стали 18ХГТ (близкой по свойствам со сталью 20ХНЗА) (рисунок 6).

Таблица 5 – Значения параметров функции распределения пределов изгибной и контактной усталости

Характеристика свойств	Изгибная усталость	Контактная усталость
Результаты испытаний моделей зубчатого зацепления ($N_B = 2 \cdot 10^7$ циклов)		
Среднее значение пределов выносливости, МПа	$\bar{\sigma}_{-1} = 855$	$\bar{p}_f = 5140$
Среднее квадратическое отклонение, МПа	$S_{\bar{\sigma}_{-1}} = 70,554$	$S_{\bar{p}_f} = 61,236$
Коэффициент вариации, –	$v_{\sigma_{-1}} = 0,083$	$v_{p_f} = 0,012$
Результаты перехода на базу $N_B = 1,2 \cdot 10^8$ циклов		
Среднее значение пределов выносливости, МПа	$\bar{\sigma}_{-1} = 455$	$\bar{p}_f = 2972$
Среднее квадратическое отклонение, МПа	$S_{\bar{\sigma}_{-1}} = 37,75$	$S_{\bar{p}_f} = 326,92$
Коэффициент вариации, –	$v_{\sigma_{-1}} = 0,083$	$v_{p_f} = 0,09$
Результаты стендовых испытаний (И. С. Цитович с сотр.)		
Среднее значение пределов выносливости, МПа	$\sigma_{F \text{ lim}} = 444$	$\sigma_{H \text{ lim}} = 1293$
Среднее квадратическое отклонение, МПа	$S_{\sigma_F} = 33,774$	$S_{\sigma_H} = 142,23$
Коэффициент вариации, –	$v_{\sigma_F} = 0,076$	$v_{\sigma_H} = 0,11$

Исходные данные для расчетов даны в таблице 6.

Таблица 6 – Исходные данные для расчета зубчатого зацепления

Зубчатое зацепление	Крутящий момент M_k , Н·м	Расчетная окружная сила F_N , Н	Делительный диаметр d_1 / d_2 , мм	Радиус эвольвенты профиля зуба в полюсе зацепления	Ширина венца B , мм
				ρ_1 / ρ_2 , мм	
Э5440-2402017/060	3200	33399,3	156 / 300	26,68 / 51,3	50

Результаты проведенных расчетов представлены в таблице 7.

Таблица 7 – Результаты расчета зубчатого зацепления

Зубчатое зацепление	V_{int} , мм ³	p_0 , МПа	p_f , МПа	n_p	σ_H , МПа	n_{σ_H}
Э5440-2402017/060	0,0844634	1200,7	1706,7	1,42	1100,3	1,69

Таким образом, для натурального зубчатого колеса проведена оценка предела контактной выносливости и коэффициента запаса на базе, регламентированной для зубчатых колес. Разница между средним значением предела контактной выносливости для стали 20ХН3А, установленного по результатам стендовых испытаний колес с заданными конкретными размерами ($p_f = 1293$ МПа) и полученным по результатам расчета для зубчатого зацепления Э5440-2402017/060 ($p_f = 1706,7$ МПа), составляет 30 %. Полученная разница обусловлена тем, что не учтены некоторые особенности реального за-

цепления, в частности влияние числа зубьев, повышение интенсивности нагрузки в реальной зубчатой передаче, шероховатость, неточность изготовления, динамичность нагрузки.

Комплексный подход приемлем для анализа конструкций, которые имеют ответственное назначение и широкое применение. Применительно же к компонентам общемашиностроительного назначения достаточным может оказаться применение ускоренного метода.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ НАУЧНЫХ РЕЗУЛЬТАТОВ ДИССЕРТАЦИИ

Разработанные методики испытаний моделей зубчатых зацеплений и оценки меры объемной повреждаемости использованы при разработке двух стандартов. Государственный стандарт Беларуси СТБ 1758-2007 «Трибофатика. Метод совмещенных испытаний на изгибную и контактную усталость материалов зубчатых колес», регламентирует процедуры и методики определения показателей сопротивления контактной усталости материалов для зубчатых колес. Стандарт предприятия СТП 315-625-2007 «Методика оценки сопротивления изгибной и контактной усталости зубчатых колес по результатам ускоренных испытаний малоразмерных моделей» устанавливает методику оценки сопротивления изгибной и контактной усталости зубчатых колес по результатам ускоренных испытаний малоразмерных моделей.

В лаборатории износоусталостных испытаний ЛИИ ПО «Гомсельмаш» внедрена усовершенствованная методика ускоренных испытаний малоразмерных моделей зубчатых колес на контактную усталость и процедура перехода от результатов испытания лабораторных моделей зубчатых зацеплений к оценке предела выносливости натуральных зубчатых колес.

Полученные результаты используются в учебном процессе для студентов механического и строительного факультетов БелГУТа в рамках дисциплины «Основы трибофатики».

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Основные научные результаты диссертации

1 Введено представление о мере поврежденности при контактном нагружении, которая определяется объемом материала с критическим уровнем интенсивности напряжений в нем. Мера объемной поврежденности имеет статистический характер и содержит в себе геометрические размеры испытываемых элементов, что позволяет использовать ее как параметр для описания масштабного эффекта при контактной усталости [1].

2 Разработана методика расчета объемной меры поврежденности, включающая:

– расчет интенсивности напряжений в произвольной точке, принадлежащей области контакта;

– критерий ограничения опасного объема [5, 6].

3 Выполнено усовершенствование оригинального метода испытаний малоразмерных лабораторных моделей зубчатого зацепления, в частности:

– разработаны образцы-модели применительно к испытательным машинам серии СИ для исследования масштабного эффекта при контактной усталости.

Они имеют следующую особенность: диаметр контробразца (ролика) $D = const$, а диаметр образца-модели зуба $d = var$, что позволяет изменять две главные кривизны и получать соотношения размеров площадки контакта (a/b) в диапазоне 0,4 – 0,8, что вполне достаточно для практических целей;

– испытания моделей производятся с перерывами, как и при эксплуатации зубчатых передач, при этом параметром, характеризующим нагруженность зубчатых зацеплений, служит контактная нагрузка (F_N);

– разработана методика измерения параметров локальных повреждений (гребней, вмятин и т.д.) с использованием инструментального и конфокального микроскопов [2, 7, 9, 10, 11].

4 Проведен комплекс экспериментальных исследований, в результате которых:

- применительно к условиям данного эксперимента установлена следующая закономерность проявления масштабного эффекта при трении качения: при постоянной контактной нагрузке долговечность тем выше, чем больше диаметр испытываемого элемента и, соответственно, меньше опасный объем;

- получены численные значения параметров, используемых в расчетных моделях для определения предельных контактных напряжений.

5 Применительно к высокопрочным сталям для зубчатых колес номенклатуры ПО «Гомсельмаш» и ПО «МАЗ» разработана процедура перехода от результатов испытания лабораторных моделей зубчатых зацеплений к оценке предела выносливости зубчатых колес по критерию контактной усталости, включающая:

- определение характеристик сопротивления контактной усталости по результатам ускоренных испытаний лабораторных моделей и параметров поврежденности (опасных объемов);

- алгоритм перехода от результатов ускоренных испытаний на требуемую высокоресурсную базу;

- учет масштабного эффекта;

- определение предела выносливости натурального зубчатого колеса.

Рекомендации по практическому использованию результатов

Выполненные теоретические и экспериментальные исследования нашли практическое применение в ПО «Гомсельмаш» и ПО «МАЗ».

Совершенствование методик определения характеристик сопротивления контактной усталости, расчета и прогнозирования долговечности зубчатых зацеплений ведет к сокращению сроков испытаний и снижению их стоимости. Согласно калькуляций, утвержденных в установленном порядке, себестоимость стендовых и модельных испытаний различается на 20 млн. бел. руб., что позволяет уменьшить затраты на проведение испытаний в 4,5 раза.

В дальнейшем предусматривается уточнение ограничений по применимости разработанных методик на основании обширных экспериментальных исследований и установление статистической погрешности.

СПИСОК ПУБЛИКАЦИЙ СОИСКАТЕЛЯ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

Статьи в научных журналах:

1 Сосновский, Л. А. Повреждаемость при механической и контактной усталости / Л. А. Сосновский, В. В. Комиссаров // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. – 2005. – Т.71. – № 1. – С.47-55.

2 Махутов, Н. А. Метод совмещенных усталостных испытаний моделей зубчатых зацеплений / Н. А. Махутов, В. А. Жмайлик, С. А. Тюрин, В. В. Комиссаров // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. – 2005. – Т.71. – № 1. – С. 55–57.

3 Жмайлик, В. А. Обеспечение работоспособности зубчатых колес по критериям усталости / В. А. Жмайлик, С. А. Тюрин, В. В. Комиссаров // Междунар. науч.-техн. сб. / ИПП НАН У им. Г. С. Писаренко. – Киев, 2005. – Вып. 25: Надежность и долговечность машин и сооружений. – С. 38–46.

4 Комиссаров, В. В. Некоторые особенности повреждений материала вследствие контактной усталости / В. В. Комиссаров // Материалы. Технологии. Инструменты. – 2007. – Т.11. – № 4. – С. 32–37.

5 Жмайлик, В. А. Расчет напряженного состояния модели зубчатого зацепления в области контакта / В. А. Жмайлик, С. С. Щербаков, В. В. Комиссаров // Вестник БелГУТа: Наука и транспорт. – 2006. – № 1-2. – С. 36–43.

6 Комиссаров, В. В. Расчет параметров площадки контакта модели зубчатого зацепления / В. В. Комиссаров // Вестник БелГУТа: Наука и транспорт. – 2006. – № 1-2. – С. 43–47.

Материалы международных конференций, симпозиумов:

7 Жмайлик, В. А. Опыт обеспечения работоспособности зубчатых колес / В. А. Жмайлик, С. А. Тюрин, В. В. Комиссаров // Динаміка, міцність і надійність сільськогосподарських машин: матеріали І міжнарод. науч.-техн. конф., Тернополь, 4–7 октября 2004 г., Украина / Тернопольский гос. техн. ун-т им. Ивана Пулюя; редкол.: В. Т. Трощенко (отв. ред.) [и др.]. – Тернополь, 2004. – С. 337–342.

8 Комиссаров, В. В. Некоторые закономерности контактной усталости материалов / В. В. Комиссаров // Республиканский межведомственный сб. науч. тр.: в 7 т. / М-во образования Респ. Беларусь. Белорус. нац. техн. ун-т; редкол.: П. А. Витязь (отв. ред.) [и др.] – Минск: УП “Технопринт”, 2004. – Вып. 2: Современные методы проектирования машин. – Т.4. – С. 62–67.

9 Жмайлик, В. А. Управление качеством и надежностью зубчатых колес по критерию сопротивления усталости / В. А. Жмайлик, В. В. Комиссаров // Тр. 5-го Международного симпозиума по трибофатике (ISTF 2005), Иркутск (Россия), 3–7 октября 2005 г.: в 3 т. / Иркутский гос. ун-т путей сообщения; редкол.: А. П. Хоменко (отв. ред.) [и др.]. – Иркутск : ИрГУПС, 2005. – Т. 3. – С. 115–127.

10 Sosnovskiy, L. A. Contact and Bending Fatigue of Toothed Gearings / L. A. Sosnovskiy, V. A. Zhmailik, S. S. Shcharbakou, V. V. Komissarov // Proceedings of the World Tribology Congress III, Washington, 12-16 September 2005. – Washington, 2005. – 2 p.

Тезисы докладов:

11 Тюрин, С. А. Новый метод испытаний зубчатых колес на моделях / С. А. Тюрин, В. В. Комиссаров // Динамика, прочность и ресурс машин и конструкций: тезисы докл. Междунар. науч.-техн. конф.: в 2 т. / Ин-т проблем прочности им. Г. С. Писаренко; редкол.: В. Т. Трощенко (отв. ред.) [и др.]. – Киев, 2005. – Т.2. – С.347-348.

12 Жмайлик, В. А. Обеспечение эксплуатационной надежности ведущего моста автомобилей семейства МАЗ-5440 / В. А. Жмайлик, А. М. Захарик, Ал. М. Захарик, А. М. Гоман, Ю. Л. Солитерман, В. В. Комиссаров, Л. А. Сосновский // Сборник докладов Международной конференции по теории механизмов и механике машин, посвященной 100-летию академика И.И. Артоболевского, Краснодар, 9-16 окт. 2006 г. – Краснодар, 2006. – С. 212–213.

13 Комиссаров, В. В. О систематизации критериев надежности зубчатых передач / В. В. Комиссаров // Проблемы безопасности на трансп.: тезисы докл. IV Междунар. науч.-практ. конф., Гомель, 1-2 октября 2007 г. / М-во образования Респ. Беларусь, М-во трансп. и коммуникаций Респ. Беларусь, Бел. ж. д., Белорус. гос. ун-т трансп.; редкол.: В. И. Сенько (отв. ред.) [и др.]. – Гомель, 2007. – С. 71–72.

Патенты:

14 Способ испытаний материалов зубчатых колес на контактную и изгибную усталость: пат. 9247 С2 Респ. Беларусь, МПК (2006): G 01 N 3/00 В. А. Жмайлик, В. А. Андрияшин, Л. А. Сосновский, Ан. М. Захарик, Ал. М. Захарик, В. В. Комиссаров, С. С. Щербаков; заявитель ПО «Гомсельмаш» и ОИМ НАН Б – № а 20040781; заявл. 19.08.04; опубл. 28.02.06 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2007. – № 2. – С. 137 – 138.

15 Узел трения для испытаний материалов зубчатых колес на контактную и изгибную усталость: В. А. Жмайлик, Л. А. Сосновский, С. А. Тюрин, В. В. Комиссаров; заявитель ПО «Гомсельмаш» и ООО «НПО ТРИБОФАТИКА» – № а 20040884; заявл. 20.10.04; опубл. 28.02.06 – положительное решение предварительной экспертизы.

Стандарты, разработанные с участием соискателя:

16 Трибофатика. Метод совмещенных испытаний на изгибную и контактную усталость материалов зубчатых колес: СТБ 1758-2007. Введ. 01.10.07. – Минск: Межгос. совет по стандартизации, метрологии и сертификации: Белорус. гос. ин-т стандартизации и сертификации, 2007. – 45 с.

17 Методика оценки сопротивления изгибной и контактной усталости зубчатых колес по результатам ускоренных испытаний малоразмерных моделей: СТП 315-625-2007. Введ. 20.12.07 г. – Гомель: ПО «ГОМСЕЛЬМАШ», 2007. – 20 с.

Учебное пособие:

18 Сосновский, Л. А. Основы трибофатики: пособие к лекционному курсу: в 2 ч. / Л. А. Сосновский, В. В. Комиссаров. – Гомель: БелГУТ, 2005. – Ч. 1. – 164 с.

РЕЗЮМЭ

Камісараў Віктар Уладзіміравіч

**АЦЭНКА АБ'ЁМНАЙ ПАШКОДЖАННАСЦІ І СУПРАЦІЎЛЕННЯ
КАНТАКТНАЙ СТОМЛЕНАСЦІ ЗУБЧАСТЫХ КОЛАЎ
З УЛІКАМ МАШТАБНАГА ЭФЕКТА**

Ключавыя словы: аб'ёмная пашкоджаннасць, мадэль зубчастай зачэпкі, кантактная стомленнасць, гранічны стан, даўгавечнасць.

Аб'ект даследавання: мадэлі зубчастай зачэпкі і натурныя зубчатыя колы.

Прадмет даследавання: характарыстыкі пашкоджаннасці, напружанага стану і кантактнай стомленнасці зубчастых колаў і іх мадэляў.

Мэта работы: распрацаваць методыку ацэнкі аб'ёмнай пашкоджаннасці і супраціўлення кантактнай стомленнасці зубчастых зачэпкаў з улікам маштабнага эфекта.

Уведзена прадстаўленне аб меры пашкоджаннасці пры кантактным нагружэнні, якая вызначаецца аб'ёмам матэрыяла з крытычным узроўнем інтэнсіўнасці напружанняў у ім.

Распрацавана методыка разліку аб'ёмнай меры пашкоджаннасці па крытэрыю інтэнсіўнасці напружанняў.

Выканана ўдасканалванне арыгінальнага метаду выпрабаванняў мала-размерных лабараторных мадэляў зубчастай зачэпкі.

Пацверджана здагадка аб інверсіі маштабнага эфекта пры кантактнай стомленнасці.

Распрацавана працэдура пераходу ад вынікаў выпрабаванняў лабараторных мадэляў зубчастых зачэпак да ацэнкі мяжы вынослівасці зубчастых колаў па крытэрыю кантактнай стомленнасці.

Распрацаваны і зацверджаны ў усталяваным парадку дзяржаўны стандарт і стандарт прадпрыемства.

РЕЗЮМЕ

Комиссаров Виктор Владимирович

**ОЦЕНКА ОБЪЕМНОЙ ПОВРЕЖДЕННОСТИ И СОПРОТИВЛЕНИЯ
КОНТАКТНОЙ УСТАЛОСТИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС
С УЧЕТОМ МАСШТАБНОГО ЭФФЕКТА**

Ключевые слова: объемная поврежденность, модель зубчатого зацепления, контактная усталость, предельное состояние, долговечность.

Объект исследования: модели зубчатого зацепления и натурные зубчатые колеса.

Предмет исследования: характеристики поврежденности, напряженного состояния и контактной усталости зубчатых колес и их моделей.

Цель работы: разработать методику оценки объемной поврежденности и

сопротивления контактной усталости с учетом масштабного эффекта.

Введено представление о мере поврежденности при контактном нагружении, которая определяется объемом материала с критическим уровнем интенсивности напряжений в нем.

Разработана методика расчета объемной меры поврежденности по критерию интенсивности напряжений.

Выполнено усовершенствование оригинального метода испытаний мало-размерных лабораторных моделей зубчатого зацепления.

Подтверждено предположение об инверсии масштабного эффекта при контактной усталости.

Разработана процедура перехода от результатов испытаний лабораторных моделей зубчатых зацеплений к оценке предела выносливости зубчатых колес по критерию контактной усталости.

Разработаны и утверждены в установленном порядке государственный стандарт и стандарт предприятия.

SUMMARY

Komissarov Victor Vladimirovich

ESTIMATION VOLUMETRIC FAULTY AND RESISTANCE OF ROLLING FATIGUE OF TOOTHED GEARING IN VIEW OF SIZE EFFECT

Keywords: volumetric faulty, model of toothed gearing, rolling fatigue, limiting state, durability.

Object of researches: models of toothed gearing and natural gear.

Subject of researches: characteristics faulty, the stressed state and rolling fatigue of gear and their models.

The purpose of work: developing a technique of an estimation volumetric faulty and resistance of rolling fatigue in view of size effect.

Representation about a measure faulty is entered at contact loading, which is defined by volume of a material with a critical level of intensity of stress in it.

The design procedure of a volumetric measure faulty of intensity of stress is developed.

Improvement of an original test method of the low-sized laboratory models of toothed gearing is executed.

The assumption of inversion of size effect is confirmed at rolling fatigue.

Procedure of transition from results of test of laboratory models of toothed gearing to an estimation of a fatigue limit of cogwheels by criterion of rolling fatigue is developed.

The state standard and the local standard is developed and approved in established order.

Научное издание

КОМИССАРОВ Виктор Владимирович

**ОЦЕНКА ОБЪЕМНОЙ ПОВРЕЖДЕННОСТИ И СОПРОТИВЛЕНИЯ
КОНТАКТНОЙ УСТАЛОСТИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС
С УЧЕТОМ МАСШТАБНОГО ЭФФЕКТА**

01.02.06 – Динамика, прочность машин, приборов и аппаратура

Автореферат диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Подписано в печать 18.08.2008 г. Формат 60x84 ¹/₁₆.
Бумага офсетная. Гарнитура Times. Печать на ризографе.
Усл. печ. л. 1,34. Тираж 100 экз. Заказ № 2356

Типография УО «БелГУТ», 246022, г. Гомель, ул. Кирова, 34.
ЛП № 02330/0148780 от 30.04.2004 г.