

УДК 621.833.62-192

В. А. ЖМАЙЛИК, кандидат технических наук, ПО «ГОМСЕЛЬМАШ», г. Гомель; А. М. ЗАХАРИК, Ал. М. ЗАХАРИК, РУП «МАЗ», г. Минск; А. М. ГОМАН, кандидат технических наук, Ю. Л. СОЛИТЕРМАН, кандидат технических наук, ГНУ «Объединенный институт машиностроения НАНБ», г. Минск; В. В. КОМИССАРОВ, младший научный сотрудник, Л. А. СОСНОВСКИЙ, доктор технических наук, профессор, Белорусский государственный университет транспорта, г. Гомель

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ МЕТОД ОЦЕНКИ ПРОЧНОСТНОЙ НАДЕЖНОСТИ ШЕСТЕРЕН ГЛАВНОЙ ПАРЫ ВЕДУЩЕГО МОСТА МАЗ-5440

Изложены результаты теоретических и экспериментальных исследований по прогнозированию надежности и долговечности зубчатых зацеплений, а также определению сопротивления материалов зубчатых колес контактной и изгибной усталости. Показано, что решение данной задачи возможно при комплексном использовании трех различных методов: 1) стендовых и натуральных испытаний, 2) расчетно-экспериментальной оценки долговечности зубчатых зацеплений, 3) ускоренных испытаний малоразмерных моделей зубчатого зацепления. Разработка и апробация предложенных методов была выполнена применительно к шестерням главной пары ведущего моста МАЗ-5440.

В рамках Государственной программы прикладных исследований (ГППИ) «Создание новых компонентов машин и оборудования для машиностроительного комплекса Республики Беларусь» в 2004–2005 гг. был выполнен комплекс теоретических и экспериментальных исследований, главной задачей которых являлось прогнозирование надежности и долговечности зубчатых зацеплений, а также определение сопротивления материалов зубчатых колес контактной и изгибной усталости. Решение поставленной задачи возможно с использованием методов: стендовых и натуральных испытаний;

расчетно-экспериментальной оценки долговечности зубчатых зацеплений; ускоренных испытаний малоразмерных моделей зубчатого зацепления. Разработка и апробация предложенных методов была выполнена применительно к шестерням главной пары ведущего моста МАЗ-5440.

Данная статья посвящена описанию результатов выполненных исследований.

1 Метод стендовых и натуральных испытаний. Испытания шестерен главной пары ведущего моста МАЗ-5440 с триботехнической обработкой зубьев были проведены на стенде С-315. Кинематическая схема стенда приведена на рисунке 1.

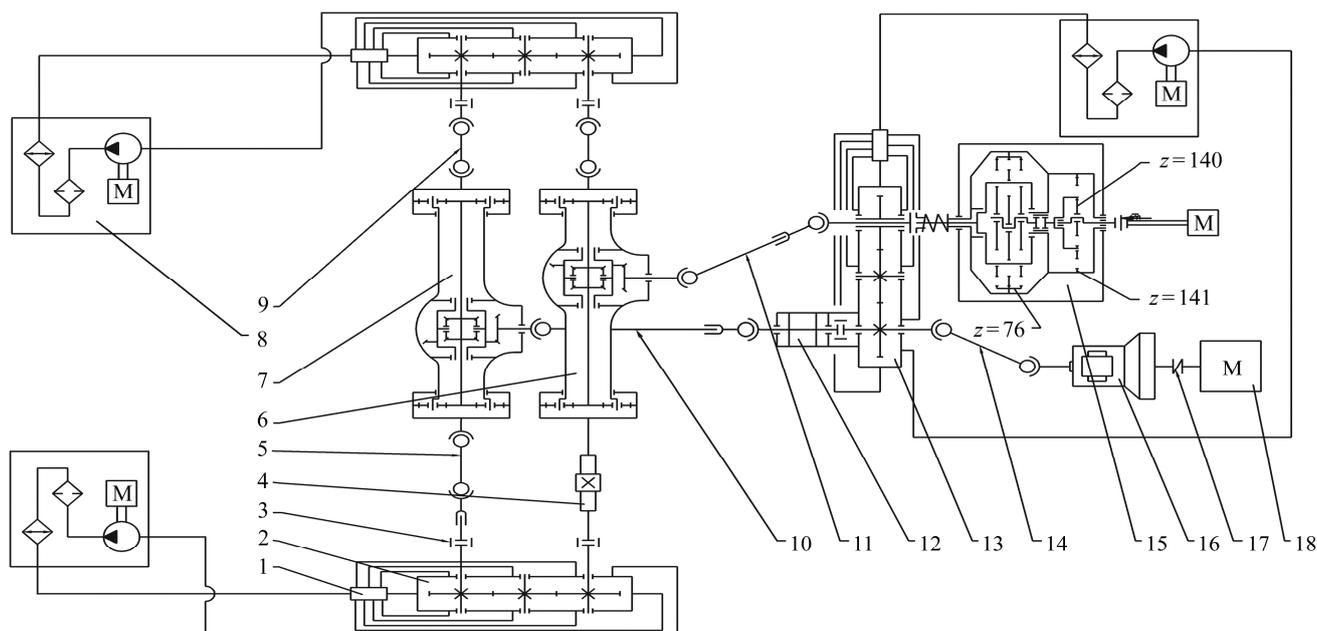


Рисунок 1 – Кинематическая схема стенда С-315:

- 1 – коробка распределительная; 2 – редуктор боковой; 3 – муфта зубчатая; 4, 12 – датчик крутящего момента; 6 – мост ведущий (испытываемый); 7 – мост ведущий (технологический); 8 – установка охлаждения масла; 9, 10, 11, 14 – вал карданный; 13 – редуктор главный; 15 – нагружатель; 16 – коробка передач ЯМЗ-238; 17 – муфта втулочно-пальцевая; 18 – электродвигатель

Конструкция стенда представляет собой замкнутый контур, образуемый двумя испытываемыми мостами, главным редуктором и боковыми редукторами, соединенными между собой валами. Привод стенда осуществляется от электродвигателя и коробки передач. Нагружение замкнутого контура производится специальным нагружателем планетарного типа с передаточным числом $U_0 = 10000$. Нагружатель позволяет изменить нагрузку в замкнутом контуре в процессе работы стенда.

Испытания проводились при нагружении постоянным крутящим моментом. Величина входного крутящего момента на карданном валу составляет 3200 Н·м. Частота вращения входного вала моста 507 мин⁻¹. Передача моста считается разрушившейся и снимается с испытаний как вышедшая из строя при поломке зубьев любой из ее шестерен либо при усталостном выкрашивании зубьев одной или более шестерен, приводящем к ясно различимому стуку (предельной вибрации) при работе.

В результате проведенного испытания было установлено, что при наработке 970 часов работоспособность шестерен главной пары сохранилась.

Испытания мостов на стенде, как было отмечено, проводятся при постоянном крутящем моменте, поэтому для учета различия в нагруженности мостов в эксплуатации и на стенде определяется степень форсирования испытаний. С этой целью определяется величина постоянного крутящего момента, эквивалентного переменным крутящим моментам в реальных условиях эксплуатации:

$$M_{\text{экв}} = \sqrt[m]{\frac{\sum M_{\text{кpi}}^m P_i}{\sum P_i}}, \quad (1)$$

где P_i – разрядная частота; $M_{\text{кpi}}$ – среднее значение крутящего момента в разряде, Н·м; m – показатель наклона левой ветви кривой контактной усталости ($m = 3$ [1]).

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 программно-методике исследования эксплуатационной нагруженности ведущих мостов ГНТП И 05808729.84–02. Согласно данной методике запись нагрузочных режимов трансмиссии выполнялась при движении по «Минскому кольцу» (испытательный этап № 1; протяженность 29,8 км).

Согласно проведенному расчету значение эквивалентного крутящего момента на карданном валу составило $M_{\text{экв}} = 1086,9$ Н·м.

Коэффициент форсирования испытаний определяется по формуле

$$K_{\text{ф}} = \left(\frac{M_{\text{с}}}{M_{\text{экв}}} \right)^m, \quad (2)$$

где $M_{\text{с}}$ – крутящий момент на ведущем валу при стендовых испытаниях.

В результате получаем, что коэффициент форсирования испытаний

$$K_{\text{ф}} = \left(\frac{3200}{1086,9} \right)^3 = 25,52.$$

Расчетное значение соответствия одного часа испытаний моста на стенде эксплуатационному пробегу автомобиля в километрах определяется по формуле

$$L = \frac{0,377 r_{\text{к}} n_{\text{ст}} K_{\text{ф}}}{U_0}, \quad (3)$$

где $r_{\text{к}}$ – кинематический радиус колеса; $n_{\text{ст}}$ – частота вращения входного вала моста на стенде, мин⁻¹; $K_{\text{ф}}$ – коэффициент форсирования испытаний; U_0 – передаточное число моста.

$$L = \frac{0,377 \cdot 0,547 \cdot 507 \cdot 25,52}{3,45} = 773,4 \text{ км}.$$

Таким образом, с учетом наработки моста на стенде 970 часов эквивалентный пробег моста в эксплуатации составляет не менее 750 тыс. км.

2 Расчетный метод. Согласно разработанной в ОИМ НАНБ методике расчетного прогнозирования надежности зубчатых колес трансмиссий [1], 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 активных поверхностей и напряженность при изгибе.

Общая последовательность расчета зубчатых колес состоит из трех этапов.

На первом этапе определяется расчетное контактное Π_{H} (изгибное σ_{F}) и предельное контактное Π_{HPO} (изгибное σ_{FPO}) напряжения при базовом числе циклов. Затем производят сопоставление этих величин. Если $\Pi_{\text{H}} \geq 0,9 \Pi_{\text{HPO}}$ ($\sigma_{\text{F}} \geq 0,9 \sigma_{\text{FPO}}$), то выполняются второй и третий этапы, а если $\Pi_{\text{H}} < 0,9 \Pi_{\text{HPO}}$ ($\sigma_{\text{F}} < 0,9 \sigma_{\text{FPO}}$), то расчет заканчивается первым этапом (между величиной Π_{H} и контактным напряжением σ_{H} по Герцу существует зависимость $\sigma_{\text{H}} = 275 \sqrt{\Pi_{\text{H}}}$).

На втором этапе определяется требуемый ресурс контактной $R_{1\text{H}}$ (изгибной $R_{1\text{F}}$) выносливости зубчатого колеса, т. е. ресурс, который расходуется за 1 ч работы машины или за 1 км пробега. Затем находят общий ресурс контактной $R_{\text{H lim}}$ (изгибной $R_{\text{F lim}}$) выносливости, которым располагает зубчатое колесо.

На третьем этапе определяется число часов работы H_{H} (H_{F}) или пробег L_{H} (L_{F}) машины до

появления прогрессирующего выкрашивания активных поверхностей зубьев.

Расчет долговечности конической передачи заднего моста по разработанной в ОИМ НАНБ методике прогнозирования надежности был про-

веден по представленным РУП “МАЗ” результатам эксплуатационных испытаний автомобиля на асфальтовых дорогах. Основные результаты проведенного расчета представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Результаты расчетного прогнозирования долговечности конической передачи

Прогнозируемые параметры	Шестерня	Колесо
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

Анализ полученных данных показывает, что минимальный ресурс, который может обеспечить зубчатое зацепление по критерию изгибной усталости, составляет $\approx 2\,500$ тыс. км, а по критерию контактной усталости – $\approx 8\,500$ тыс. км.

Таким образом, эксплуатационная долговечность, полученная при стендовых испытаниях, в 2,5 раза меньше минимально ресурса по критерию изгибной усталости, полученного по результатам расчета. Это связано с тем, что стендовые испытания были завершены при наработке 970 часов (≈ 40 суток), при этом работоспособность шестерен главной пары сохранилась.

Результаты расчета долговечности конической передачи заднего моста в условиях стендовых испытаний представлены в таблице 2.

Расчетная долговечность в условиях стендовых испытаний определяется по формуле

$$T_p = T \left(\frac{P_{HP}}{P_H} \right)^{mH}, \quad (4)$$

где P_{HP} – предел длительной контактной выносливости (допускаемое напряжение); mH – показатель наклона левой ветви кривой контактной усталости ($mH = 3$ [1]).

Таблица 2 – Результаты расчета конической передачи заднего моста в условиях стендовых испытаний

Характеристики	Обозначение	Шестерня	Колесо
Расчетное напряжение изгиба, МПа	σ_F	342	359
Расчетное контактное напряжение, МПа	P_H	13,54	
Ориентировочная долговечность, ч	T	1000	
Число циклов нагружения зубьев	N_E	$30,42 \cdot 10^6$	$24,13 \cdot 10^6$
Предел ограниченной изгибной выносливости, МПа	σ_{FPO}	480	
Предел ограниченной контактной выносливости, МПа	P_{HPO}	17,86	
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 длительной контактной выносливости, соответствующий числу циклов нагружения зубьев шестерни,

$$P_{HP} = P_{HPO} K_{HL} = P_{HPO} \sqrt[mH]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}}; \quad (5)$$

$$P_{HP} = 17,86 \sqrt[3]{\frac{1,2 \cdot 10^8}{30,42 \cdot 10^6}} = 28,22 \text{ МПа.}$$

Тогда расчетная долговечность по контактной выносливости зубьев шестерни в условиях стендовых испытаний

$$T_p = 1000 \left(\frac{28,22}{13,54} \right)^3 \approx 9054 \text{ ч,}$$

что в перерасчете на километры пробега будет примерно 7 000 тыс. км.

Как видно, различие долговечности, определенной по результатам стендовых и натурных испытаний, составляет примерно 20 %.

3 Метод ускоренных испытаний малоразмерных моделей. Модель зубчатого зацепления и метод совмещенных испытаний зубчатых зацеплений на контактную и изгибную усталость описаны в работах [2–4] и стандартизованы (СТБ 1758-2007) [16]. Государственный стандарт СТБ 1758-2007 устанавливает методы контрольных и исследовательских совмещенных испытаний материалов зубчатых колес на изгибную и контактную усталость. Главная особенность дан-

ного подхода состоит в том, что для экспериментального определения сопротивления как изгибной, так и контактной усталости используется единая модель зубчатого зацепления. СТБ 1758-2007 предусматривает схему испытаний модели зубчатого зацепления, приведенную на рисунке 2.

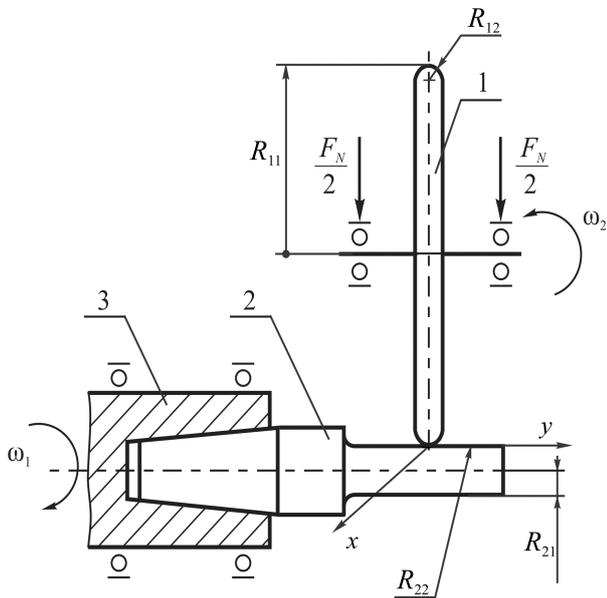


Рисунок 2 – Испытательная схема для модели зубчатых зацеплений:

1 – контролбразец; 2 – образец; 3 – шпиндель испытательной установки

Цилиндрический образец-модель 2 играет роль зуба зубчатого колеса. К поверхности образца 2 контактной нагрузкой F_N прижат контролбразец – 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 . Контролбразец 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 изгибных напряжений в соответствующих зонах, а расстояние между этими зонами выбирают соответствующим расстоянию между полюсом зацепления и основанием зуба.

С использованием данных государственного стандарта СТБ 1758-2007 были проведены испытания серии образцов из стали 20ХН3А на механическую и контактную усталость. Испытания проводили на машине СИ-03М при частоте 50 Гц [5]. Смазка – редукторное масло ТИ5-2.

Для построения кривой механической усталости и определения предела выносливости σ_{-1} было испытано 11 образцов, из них пять – до базового числа циклов без достижения предельного состояния. Для построения кривой контактной усталости и определения предела контактной выносливости p_f было испытано 14 образцов, из них пять – до базового числа циклов без достижения предельного состояния.

Для ускоренной экспериментальной оценки значений параметров функции распределения предела выносливости σ_{-1} и предела контактной выносливости p_f исследуемой стали испытания осуществляли по методу «вверх – вниз» [16]. Сводка полученных результатов приведена в таблице 3.

Таблица 3 – Значения параметров функции распределения пределов изгибной и контактной усталости

Характеристика свойств	Изгибная усталость	Контактная усталость
Среднее значение пределов выносливости, МПа	$\bar{\sigma}_{-1} = -855$	$\bar{p}_f = 5140$
Среднее квадратическое отклонение, МПа	$S_{\sigma_{-1}} = 70,554$	$S_{\bar{p}_f} = 61,236$
Коэффициент вариации	$v_{\sigma_{-1}} = 0,083$	$v_{p_f} = 0,012$

При переходе от характеристик сопротивления усталости моделей зубчатых зацеплений (σ_{-1}) к оценке предела выносливости натуре (детали) ($\sigma_{-1д}$) возникает необходимость учета влияния таких важных факторов, как уровень концентрации напряжений, размеры испытуемых объектов, шероховатость поверхности и др. Учитывая это, оценку предела выносливости натурной детали выполняю по эмпирическому соотношению [7]

$$\bar{\sigma}_{-1д} = \frac{\bar{\sigma}_{-1}}{K_0}, \text{ где } K_0 = \left(\frac{K_\sigma}{K_D} + \frac{1}{K_F} - 1 \right) \frac{1}{K_v K_A}. \quad (6)$$

Здесь σ_{-1} – предел выносливости при изгибе с вращением полированных образцов металла диаметром $d = 10$ мм; $\sigma_{-1д}$ – предел выносливости натуре; $K_0 \geq 1$ – коэффициент снижения предела выносливости; K_σ – эффективный коэффициент концентрации напряжений; K_D, K_F, K_A, K_v – коэффициенты влияния соответственно абсолютных размеров поперечного сечения; шероховатости поверхности; анизотропии свойств; поверхностного упрочнения.

Значения рассматриваемых коэффициентов определяли по справочным данным, приведенным в [7–9]. Тогда

$$K_0 = \left(\frac{1,95}{0,9} + \frac{1}{0,97} - 1 \right) \frac{1}{1,2 \cdot 0,9} = 1,88,$$

$$a) \bar{\sigma}_{-1д} = \frac{855}{1,88} = 454,8 \text{ МПа.} \quad (7)$$

Принимая коэффициент вариации предела выносливости материала зубчатого колеса $v_\sigma = 0,083$ (такой же, как и у предела выносливости модели), можно построить эмпирическую функцию его распределения (рисунок 3). Сравнивая средние значения $\bar{\sigma}_{-1д}$ и $\bar{\sigma}_{F \text{ lim}}$, устанавливаем, что они различаются примерно на 3 %, что вполне приемлемо для практических целей. Таким образом, практически имеем равенство $\bar{\sigma}_{-1д} = \bar{\sigma}_{F \text{ lim}}$.

Так как коэффициенты, входящие в формулу для определения K_0 , имеют рассеяние своих значений, то и определяемый по формуле (7) предел выносливости $\sigma_{-1д}$ обнаруживает рассеяние. Область возможного рассеяния его функции распределения изображена на рисунке 3 штриховыми линиями.

Переход от σ_{-1} к $\sigma_{-F \text{ lim}}$ можно выполнить также, используя один из статистических критериев подобия усталостного разрушения. Примем, например, для анализа критерий Серенсена-Когаева. Согласно [9], предел выносливости детали

$$\bar{\sigma}_{-1д}^* = \frac{\sigma_{-1ст}}{\alpha_\sigma} \left[\varepsilon_\infty + (1 - \varepsilon_\infty) \left(\left(\frac{\bar{G}}{L} \right)_{ст} \left(\frac{L}{\bar{G}} \right) \right)^{-B} \right] \quad (8)$$

где $\sigma_{-1ст}$ – предел выносливости гладкого лабораторного образца диаметром 10 мм при изгибе с вращением (855 МПа); α_σ – теоретический коэффициент концентрации напряжений (= 2); ε_∞ – коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения, определяемый отношением предела выносливости гладкого круглого бруса бесконечно большого диаметра при изгибе с вращением к среднему значению предела выносливости гладкого лабораторного образца диаметром 10 мм при изгибе с вращением (для легированных сталей $\approx 0,8$); B – параметр, определяемый по формуле $B = 1 / (1 + m)$, где m – параметр распределения ($m = 6 \dots 10$); L/\bar{G} – критерий подобия; $(L/\bar{G})_{ст}$ – критерий подобия стандартного образца.

Согласно [9] $\frac{L}{\bar{G}} = \frac{2t}{2,3/\rho + 2/h}$, тогда предел выносливости

$$\bar{\sigma}_{-1д}^* = \frac{855}{2} \left[0,7 + (1 - 0,7) \left(\frac{1}{157,1} \cdot 90,74 \right)^{-0,0901} \right] = 432 \text{ МПа.} \quad (9)$$

Сравнивая средние значения $\bar{\sigma}_{-1д}^*$ и $\bar{\sigma}_{F \text{ lim}}$, устанавливаем, что они различаются примерно на 3 %, что вполне приемлемо для практических целей. Принимая коэффициент вариации предела выносливости $v_\sigma = 0,083$, построим его функцию распределения (см. рисунок 3).

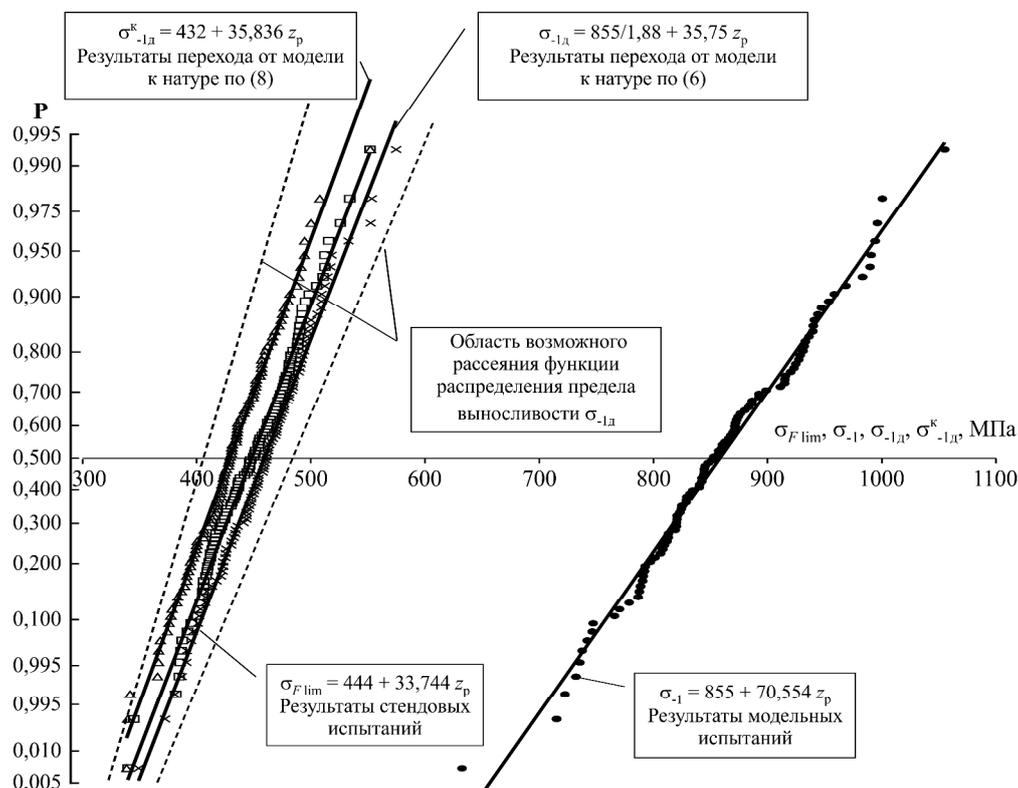


Рисунок 3 – Эмпирические функции распределения пределов выносливости стали 20ХН3А, полученные по различным методикам

Видно, что значения предела выносливости, полученные по эмпирической зависимости (7) и критерию статистической теории подобия усталостного разрушения (9), вполне согласуются (как по величине медианных пределов выносливости, так и по рассеянию значений) с данными стендовых испытаний для стали 20ХН3А [1].

Особенность анализа сопротивления контактной усталости модели и натуре состоит в том, что по результатам модельных испытаний определен ограниченный предел контактной выносливости ($N_{Gp} = 1,25 \cdot 10^7$ циклов). Для оценки предела контактной выносливости натурального зубчатого колеса нужно перейти на базу испытаний, равную $1,2 \cdot 10^8$ циклов, которая регламентируется для зубчатых

передач [1, 14]. На основании последних экспериментов в стандартах ISO принимается, что кривая контактной выносливости имеет перелом в точке, соответствующей базовому числу $N_b = 1,2 \cdot 10^8$ циклов нагружения [1, 14], причем при увеличении эквивалентного числа циклов нагружения до $N_{b10} = 10^{10}$ величина предельного напряжения уменьшается на $\sim 15\%$. Учитывая это в первом приближении, такой переход можно выполнить, принимая показатель наклона левой ветви кривой контактной усталости $m_p = 3 \dots 6$ [1] или в среднем $m_p = 4,5$. Результаты модельных испытаний и проведенной экстраполяции на базу $N_b = 1,2 \cdot 10^8$ циклов представлены на рисунке 4.

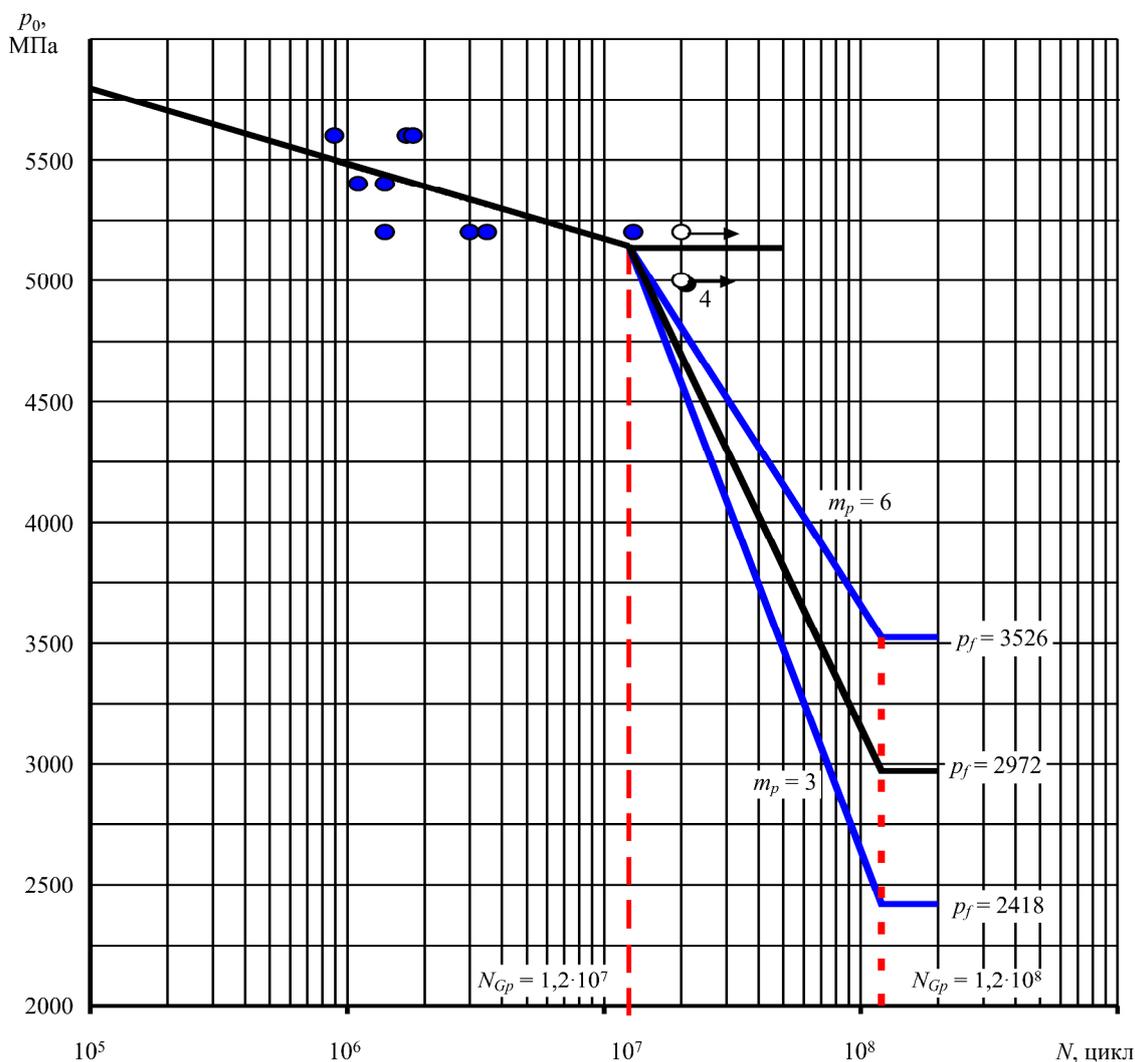


Рисунок 4 – Результаты модельных испытаний на контактную усталость и экстраполяции на базу $N_b = 1,2 \cdot 10^8$ циклов

Для оценки предела контактной выносливости натурального зубчатого колеса необходимо учесть влияние масштабного эффекта.

Теоретический анализ масштабного эффекта при контактной усталости был проведен с использованием модели твердого тела с опасным объемом [15]. Согласно данной модели, если деформи-

руемое твердое тело характеризуется таким напряженным состоянием, что возможно его усталостное разрушение, то оно состоит из двух областей: объемов с безопасным и опасным состоянием. Аналогично примем, что при контактном деформировании опасным объемом V_{int} называется область нагруженного тела, в каждой точке которой

значение интенсивности напряжения σ_{int} не меньше предельного значения $\sigma_{\text{int}}^{(\text{lim})} (\sim p_f^{(\text{lim})})$.

$$V_{\text{int}} = \iiint_{\sigma_{\text{int}}(x,y,z) \geq \sigma_{\text{int}}^{\text{lim}}} dx dy dz. \quad (10)$$

Опасный объем есть абсолютная мера поврежденности; она имеет статистический характер и содержит в себе геометрические размеры испытуемых элементов, что позволяет использовать ее как параметр для описания масштабного эффекта при контактной усталости.

С целью выяснения основной закономерности масштабного эффекта при контактной усталости были проведены специальные экспериментальные исследования по методике СТБ-1758 [16]. При испытаниях диаметр контрообразца (ролика) $D = \text{const}$ (100 мм), а диаметр образцов-моделей $d = \text{var}$, что позволяет изменять две главные кривизны и получать соотношения размеров площадки контакта (a/b) в диапазоне 0,4–0,8. Образцы с рабочим диаметром 10, 20 и 30 мм были изготовлены из стали 18ХГТ (близкой по свойствам со сталью 20ХН3А) по технологии изготовления зубчатых колес в ПО «Гомсельмаш». Рабочие поверхности контрообразцов 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 [5] при постоянной линейной скорости в контакте $v_{\text{окр}} = 1,57$ м/с. Погрешность поддержания частоты вращения вала в установившемся режиме – в пределах $\pm 3\%$ измеряемого значения [5]. При испытаниях в зоне контакта образца и контрообразца обеспечивается степень проскальзывания, равная 3%. В ходе испытаний в зону контакта капельным способом подавали смазочный материал (масло марки ТАД-17 И) со скоростью 2–4 капли в минуту. Испытания проводили с перерывами, соответствующими реальным условиям эксплуатации конкретного зубчатого зацепления, до достижения предельного состояния (предельное сближение осей образца и контрообразца $\delta_{\text{lim}} = 100$ мкм).

Основные результаты испытаний представлены на рисунке 5.

По результатам расчета и данным рисунка 5 можно сформулировать следующую основную закономерность масштабного эффекта при трении качения: при постоянной контактной нагрузке долговечность тем больше, чем больше диаметр испытуемого элемента и, соответственно, меньше опасный объем.

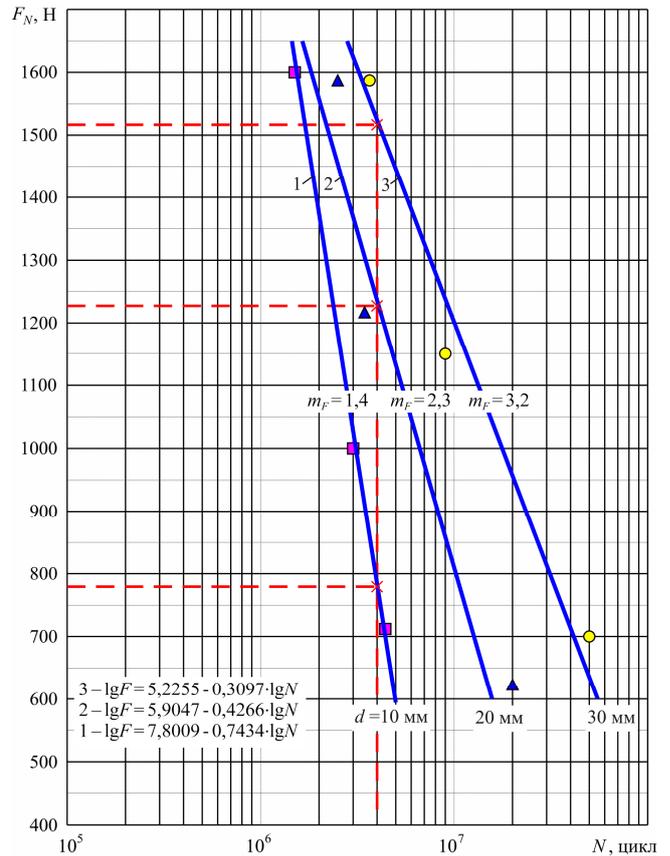


Рисунок 5 – Влияние абсолютных размеров на сопротивление контактной усталости

Используя полученные результаты и перейдя на базу $N_B = 1,2 \cdot 10^8$ циклов, была построена зависимость предела контактной выносливости p_f от величины опасного объема (V_{int}) (рисунок 6).

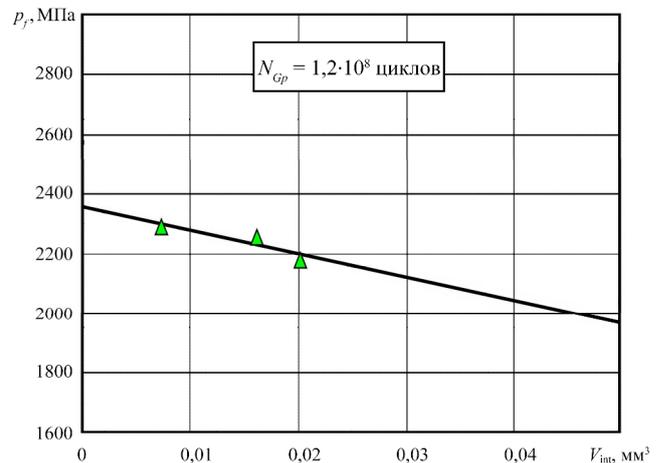


Рисунок 6 – Зависимость предела контактной выносливости от величины опасного объема

Применяя установленную зависимость, можно выполнить расчетную оценку сопротивления контактной выносливости натурального зубчатого зацепления. Исходные данные для расчетов даны в таблице 4.

Результаты проведенных расчетов представлены в таблице 5.

Таблица 4 – 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

Таблица 5 – 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		1100,3	1,69

Таким образом, для натурального зубчатого колеса произведена оценка предела контактной выносливости и коэффициента запаса на базе, регламентированной для зубчатых колес. Разница между средним значением предела контактной выносливости для стали 20ХНЗА, установленного по результатам стендовых испытаний колес с заданными конкретными размерами [1] ($p_f = 1293$ МПа) и полученным по результатам расчета для зубчатого зацепления Э5440-2402017/060 ($p_f = 1706,7$ МПа) составляет 30 %. Это, в первую очередь, обусловлено тем, что мы произвели оценку предела контактной выносливости конкретной зубчатой передачи, имеющей типоразмеры, отличные от зубчатых колес, для которых проведены стендовые испытания. При этом следует заметить, что полученное решение не является вполне точным, так как не учтено число зубьев и некоторые особенности реального зацепления (повышение интенсивности нагрузки в реальной зубчатой передаче, шероховатость, неточность изготовления, динамичность нагрузки). Однако по порядку величины произведенная оценка является достоверной.

На основании изложенных материалов можно сделать следующие заключения:

1 Метод стендовых и натуральных испытаний позволяет достаточно корректно установить характеристики сопротивления деформации и разрушению шестерен главной пары ведущего моста МАЗ-5440, а также произвести прогнозирование их надежности и долговечности. Метод дает возможность оценки характеристик ведущего моста в целом, в том числе по критериям функционирования. Однако трудоемкость и стоимость таких испытаний весьма велики, а также длительны по времени. Метод дает ограниченные результаты, пригодные лишь применительно, например, к исследованному узлу с деталями заданных типоразмеров. При переходе к другим типоразмерам испытываемых объектов все исследования приходится заново повторять.

2 Расчетный метод позволяет с достаточной для инженерных целей точностью произвести оценку выносливости зубчатых колес (по сроку службы, допускаемому и эквивалентному напряжению), а также проверку их прочности. Такой метод базируется на результатах натуральных и стендовых испытаний, которые, как было отмечено выше, пригодны лишь применительно к исследованному узлу с деталями заданных типоразмеров. Дальнейшим усовершенствованием разработанной методики может являться ее уточнение при определении допускаемых контактных и изгибных напряжений по контактной выносливости рабочих поверхностей и изгибной выносливости зубьев с учетом качества изготовления конических колес в соответствии с рекомендациями стандартов ISO, позволяющих учитывать влияние на контактную и изгибную выносливость зубьев напряжений, не превышающих пределов контактной и изгибной выносливости.

3 Перспективным представляется метод ускоренных испытаний малоразмерных моделей зубчатого зацепления в соответствии с государственным стандартом СТБ 1758-2007 «Трибофатика. Метод совмещенных испытаний на изгибную и контактную усталость материалов зубчатых колес». С помощью данного метода получают результаты, удовлетворительно коррелирующие с результатами соответствующих стендовых испытаний. К основным достоинствам метода можно отнести: а) минимальную продолжительность испытаний по сравнению со стендовыми и натурными испытаниями; б) минимальную стоимость испытаний; в) приемлемую для практики погрешность. Следует указать, что данный метод требует дополнительного экспериментального подтверждения и апробации применительно к ряду зубчатых зацеплений иных типоразмеров.

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»,

который устанавливает методику оценки сопротивления изгибной и контактной усталости зубчатых колес по результатам ускоренных испытаний малоразмерных моделей. С использованием данной методики исследовалась коробка передач ПМК 0135000 кормоуборочного комбайна «Полесье-3000» производства ПО «Гомсельмаш». Результаты исследований хорошо согласуются с практикой эксплуатации рассматриваемой коробки.

4 По нашему мнению, для анализа уникальных конструкций, которые имеют широкое применение и ответственное назначение, наиболее обоснованным является комплексный подход, который включает рациональное использование всех трех методов, что и представлено в данной статье. Применительно же к изделиям массового производства достаточным может оказаться применение ускоренного метода.

Список литературы

- 1 **Цитович, И. С.** Трансмиссии автомобилей / И. С. Цитович, И. В. Каноник, В. А. Вавуло. – Минск : Наука и техника, 1979. – 256 с.
- 2 **Тюрин, С. А.** Новый метод испытаний зубчатых колес на моделях / С. А. Тюрин, В. В. Комиссаров // Динамика, прочность и ресурс машин и конструкций : тез. докл. Междунар. науч.-техн. конф. – Киев, 2005. – Т. 2. – С. 347–348.
- 3 **Жмайлик, В. А.** Опыт обеспечения работоспособности зубчатых колес / В. А. Жмайлик, С. А. Тюрин, В. В. Комиссаров // Динаміка, міцність і надійність сільськогосподарських машин : тр. I Міжнарод. науч.-техн. конф., 4–7 октября 2004 г., Тернополь, Украина) / отв. ред. В. Т. Трошенко. – Тернополь : Терноп. гос. техн. ун-т им. Ивана Пулюя, 2004. – С. 337–342.
- 4 Метод совмещенных усталостных испытаний моделей зубчатых зацеплений / Н. А. Махутов [и др.] // Заводская лаборатория. – 2005. – Т. 71. – № 1. – С. 55–57.
- 5 Трибофатика. Машины для износоусталостных испытаний. Общие технические требования : ГОСТ 30755-2001. – Введ. 01.07.02. – Минск : Межгос. совет по стандартизации, метрологии и сертификации; Беларус. гос. ин-т стандартизации и сертификации, 2002. – 8 с.
- 6 Трибофатика. Методы износоусталостных испытаний. Испытания на контактно-механическую усталость : ГОСТ 30754-2001. – Введ. 01.07.02. – Минск : Межгос. совет по стандартизации, метрологии и сертификации; Беларус. гос. ин-т стандартизации и сертификации, 2002. – 32 с.
- 7 **Когаев, В. П.** Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность : справ. / В. П. Когаев, Н. А. Махутов, А. П. Гусенков. – М. : Машиностроение, 1985. – 224 с.
- 8 **Трошенко, В. Т.** Сопротивление усталости металлов и сплавов : справ. / В. Т. Трошенко, Л. А. Сосновский. – Киев : Наукова думка, 1987. – Т. 1. – 514 с.
- 9 **Когаев, В. П.** Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени / В. П. Когаев. – М. : Машиностроение, 1977. – 232 с.
- 10 **Трибофатика-96/97** : ежегодник / под общ. ред. Л. А. Сосновского // Вып. 1: Качество материалов и силовых систем / под ред. А. В. Богдановича ; авт.: В. А. Жмайлик, В. Н. Подобедов, Л. А. Сосновский. – Гомель – Минск : НПО «ТРИБОФАТИКА» – НП ООО «ТАМРАСАТ», 1998. – 164 с.
- 11 **Орлов, А. В.** Испытания конструкционных материалов на контактную усталость / А. В. Орлов, О. Н. Черемский, В. М. Нестеров. – М. : Машиностроение, 1980. – 110 с.
- 12 **Кораблев, А. И.** Повышение несущей способности и долговечности зубчатых передач / А. И. Кораблев, Д. Н. Решетов; под ред. Д. Н. Решетова. – М. : Машиностроение, 1968. – 288 с.
- 13 **Трубин, Г. К.** Контактная усталость материалов для зубчатых колес / Г. К. Трубин. – М. : Гос. науч.-техн. изд-во машиностроит. лит., 1962. – 404 с.
- 14 Р 50-54-30-87 Расчеты и испытания на прочность. Методы испытаний на контактную усталость. – М. : Госстандарт СССР, ВНИИМАШ, 1988. – 122 с.
- 15 **Сосновский, Л. А.** Статистическая механика усталостного разрушения / Л. А. Сосновский. – Минск : Наука и техника, 1987. – 288 с.
- 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; Беларус. гос. ин-т стандартизации и сертификации, 2007. – 45 с.
- 17 СТП 315-625-2007. Методика оценки сопротивления изгибной и контактной усталости зубчатых колес по результатам ускоренных испытаний малоразмерных моделей (Стандарт предприятия). Введ. 20.12.2007. – Гомель: ПО «Гомсельмаш», 2007. – 20 с.

Получено 25.09.2007

V. A. Zhmailik, A. M. Zaharik, Al. M. Zaharik, A. M. Goman, J. L. Soliterman, V. V. Komissarov, L. A. Sosnovskiy. Settlement-experimental method of estimation of reliability on strength pinion of the main pair driving axle MAZ-5440

Results of theoretical both experimental researches on reliability and longevity prediction of toothings, and also to definition of a strength of materials of cog-wheels of contact and bending fatigue observed. It is shown, that the decision of the given problem probably at complex use of three various methods: method of bench and natural tests; settlement-experimental estimation of durability of toothings; accelerated test low-sized models of toothings. Development and approbation of the offered methods have been executed with reference to pinion the main pair driving axle MAZ-5440.