

УДК 621.833

А.В. Кузнецова, ассистент

Донецкий национальный технический университет,
ул. Артема, 58, г. Донецк, Украина, 83001
opt@mech.dgtu.donetsk.ua

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ КОНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ С ДВОЯКОВЫПУКЛО-ВОГНУТЫМИ ЗУБЬЯМИ

В статье приведены основы методики прогнозирования долговечности конических зубчатых передач с двояковыпукло-вогнутыми зубьями. Методика основывается на трех математических моделях: модели зацепления изношенных зубьев, модели износа зубьев и модели синтеза изношенного профиля Система моделей учитывает взаимовлияние нагрузочно-кинематических параметров зацепления и формы профилей зубьев. Результаты прогнозирования долговечности подтверждены экспериментально.

Ключевые слова: двояковыпукло-вогнутые зубья, прогнозирование, износ, долговечность.

Конические зубчатые передачи с двояковыпукло-вогнутыми зубьями (ДВВ-зубьями) в последнее время стали все чаще применяться в редукторах приводов горных машин. Трехмерная модель такой зубчатой передачи, реализованная с помощью системы автоматизированного трехмерного проектирования, представлена на рисунке 1.



Рисунок 1 – Исследуемая коническая передача с ДВВ-зубьями

Опыт эксплуатации приводов горных машин показал, что конические колеса с ДВВ-зубьями имеют более высокую работоспособность по сравнению с другими типами конических передач, что обусловлено такими преимуществами конических колес с ДВВ-зубьями, как высокая нагрузочная способность, большая плавность зацепления и значительное снижение шума.

Анализ литературных данных показал, что оценка работоспособности зубчатых передач по исходным параметрам зацепления эвольвентных профилей зубьев является не надежной, так как не учитывает тот факт, что из-за неравномерного износа форма профиля зуба становится отличной от исходной, в результате чего меняются нагрузочно-кинематические параметры

зацепления, что, в свою очередь, оказывает влияние на интенсивность износа, а, следовательно, и на форму профилей зубьев. Соответственно, результаты исследования износостойкости зубчатых передач с ДВВ-зубьями с учетом непрерывного взаимовлияния нагрузочно-кинематических параметров зацепления на форму профилей зубьев и формы профилей зубьев на нагрузочно-кинематические параметры зацепления позволяют разработать более надежные методики расчета их долговечности, что является актуальной задачей. Однако если расчету зубьев цилиндрических эвольвентных передач на износ уделяется большое внимание [1], то оценка износа конических передач с ДВВ-зубьями в настоящее время вообще не производится.

Проблемой износа зубьев зубчатых передач занимались многие исследователи. На основе анализа большого количества изношенных зубчатых колес приводов горных машин Молдавским Л.А. установлен факт тесной взаимосвязи между различными видами повреждений зубьев. На основе анализа этого статистического материала было доказано, что искажение профиля зуба в результате износа приводит к уменьшению приведенных радиусов кривизны, повышению контактных напряжений и, как следствие, к ускоренному развитию выкрашивания, а также появлению заедания рабочих поверхностей и др.. Мыга Дж.Р. экспериментально доказал, что искажение профилей закаленных зубьев в результате их износа существенно влияет на динамические нагрузки в зацеплении. А. Вилк, Дж. Н. Куанг и А.Д. Лин ввели в динамическую модель профили изношенных колес, используя упрощенную модель профилей изношенных зубьев и считая передаточное отношение постоянным. Ю.Войнаровски и Онищенко В.П. провели аналитические и экспериментальные исследования влияния деформации и износа зубьев на динамику зубчатых колес. Результаты экспериментов показали, что изменение профиля зубьев во время износа следует учитывать при расчетах на долговечность зубчатых передач [1].

Целью данной статьи является прогнозирование долговечности конических передач с двояковыпукло-вогнутыми зубьями.

В данной работе исследование износа зубьев проводилось на базе анализа зацепления зубчатой передачи угольного комбайна РКУ10 производства ЗАО «Горловский машиностроитель» (г. Горловка, Донецкая обл., Украина). Параметры исследуемой передачи представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Основные параметры исследуемой зубчатой передачи

Параметр	шестерня	колесо
Средний нормальный модуль	13 мм	
Внешний окружной модуль	15,465 мм	
Числа зубьев	13	24
Передаточное число	1,846	
Коэффициенты смещения исходного контура	0,55	0,95
Межосевой угол	90°	
Средняя арифметическая шероховатость	6,3 мкм	
Ширина зубчатого венца	70 мм	
Угловая скорость ведущего вала	27,69 рад/сек	
Вращающий момент на ведущем валу	10420 Н·м	
Удельная нагрузка по длине зуба	1867 Н/мм	
Материал и термическая обработка	сталь 20Х2Н4А цементация, закалка 57+63HRC ₂	
Предел текучести материала зубчатых колес	1080 МПа	

Работа по сбору информации об износе зубьев в эксплуатационных условиях проводилась следующим образом:

- редукторы приводов угольных комбайнов после отработки определенными нормами эксплуатации срока, либо в случае выхода машины из строя, поступали для капитального ремонта в сборочный цех ЗАО «Горловский машиностроитель»;
- после проведения разборки редуктора производилось изготовление слепков впадины зуба.

Для получения слепков на подготовленную поверхность впадины зуба заливался мелкодисперсный гипсовый раствор. После затвердевания раствора производился съем слепка. В обязательном порядке слепок маркировался специальным шифром с целью его последующей идентификации. Для надежности измерений изготавливались слепки двух–трех впадин между зубьями.

В настоящее время есть ряд методов измерения размеров поверхностей трехмерных объектов, но они часто требуют сложного и дорогостоящего оборудования. В отличие от цилиндрических колес [1], конические колеса с круговыми ДВВ–зубьями имеют сложную пространственную форму, поэтому возникает множество сложностей при выполнении дальнейшей обработки общеизвестными методами. Однако есть и более простые системы для сбора трехмерных данных. Так, в данной работе были определены координаты изношенной поверхности зуба методом лазерного сканирования [2], предложенным учеными института робототехники и управления технологическими процессами технического университета Брауншвейга (Германия) Симоном Вилькенбахом и др.

Для обеспечения представительности и достоверности экспериментальных исследований изготавливались слепки трех впадин между зубьями шестерни и трех впадин между зубьями колеса. Такое количество слепков превышает минимальное рекомендуемое значение (2 шт.) и является достаточным исходя из общепринятого допущения, что впадины между зубьями идентичны друг другу.

Количество исследуемых приводов, слепки впадин между зубьями шестерен и зубчатых колес которых изготавливались, определено в количестве 15 шт. Это значение определено количеством угольных комбайнов РКУ10 поступивших для капитального ремонта в сборочный цех ЗАО «Горловский машиностроитель» в течение четырех лет.

Пример трехмерного графика распределения износа по длине и высоте зуба двояковыпуклой шестерни и двояковогнутого колеса, полученного экспериментальным путем, представлен на рисунке 2.

Для изучения взаимовлияния нагрузочно–кинематических параметров контакта и действительной формы профилей зубьев на основе теоретических исследований был разработан взаимно увязанный комплекс моделей и соответствующее программное обеспечение.

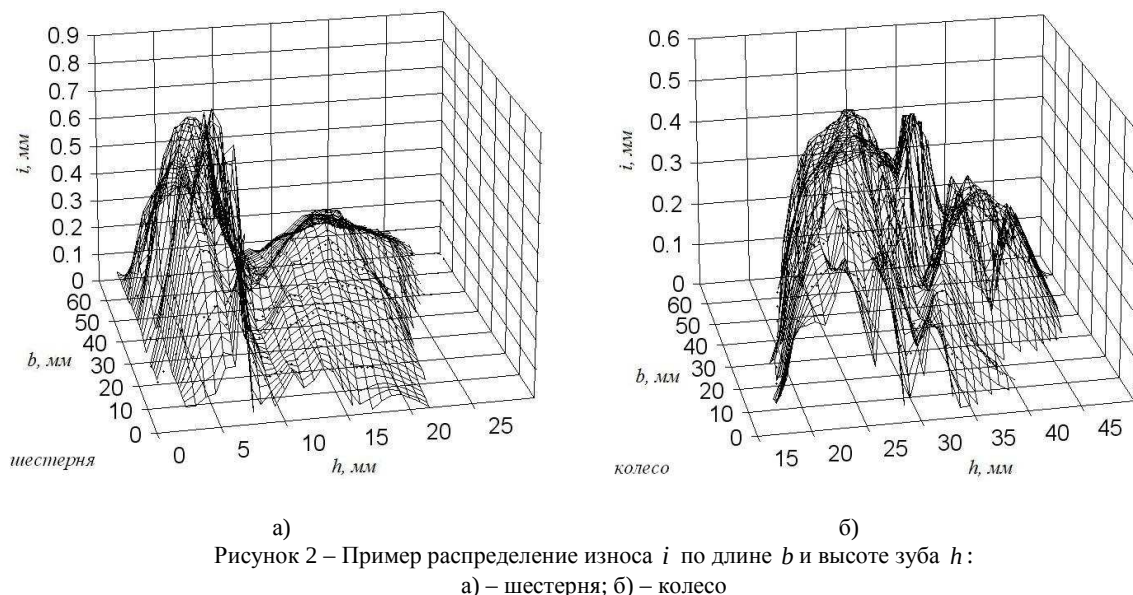
Комплекс включает в себя:

- методы математического описания теоретического профиля ~~зуба~~ и профиля изношенного зуба;
- модель зацепления изношенных зубьев;
- модель износа зубьев в контактной точке;

- модель синтеза изношенного профиля.

При разработке указанного комплекса моделей принят ряд допущений:

- суммарный износ в контакте двух контактирующих зубьев пропорционален удельной мощности, затрачиваемой на преодоление сил трения,
- все зубья одного колеса изнашиваются одинаково;
- суммарный износ соприкасающихся тел в контактной точке распределяется между зубьями шестерни и колеса прямо пропорционален пути скольжения точки контакта по этим телам и обратно пропорционален твердости контактной поверхности.



Модель прогнозирования параметров контакта предназначена для проведения численных экспериментов по прогнозированию качественных характеристик зацепления зубчатых передач с ДВВ–зубьями. По введенной исходной форме профилей зубьев модель позволяет установить форму профилей зубьев по истечении заданного периода времени, оценить степень изменения передаточного числа, контактных напряжений, скорости скольжения и других параметров качества передачи. Путем варьирования входными параметрами можно спроектировать зубчатую передачу с наиболее оптимальными показателями.

Общая блок–схема модели прогнозирования формы профилей зубьев представлена на рисунке 3.

Основное назначение блоков модели сводится к следующему.

Блок ввода исходных данных. В качестве исходных данных для реализации методики прогнозирования долговечности конических передач с ДВВ–зубьями принимаются следующие параметры:

- геометрические параметры зубчатого зацепления;
- технологический параметр поверхности зубьев – шероховатость боковой поверхности зубьев;
- физико–механические параметры материала зубьев: твердость поверхности зубьев; модуль упругости и др.;
- параметр смазочного материала – вязкость масла;
- силовые и кинематические параметры зацепления.

В качестве параметров, влияющих на выбор оптимальных характеристик передачи приняты коэффициенты смещения исходного контура x_1, x_2 для шестерни и колеса; m_{nm} – нормальный модуль в среднем сечении зуба; $z_{ш}, z_k$ – количество зубьев, соответственно шестерни и колеса.

Блок подготовки исходных данных преобразует исходные данные в формат, соответствующий входным параметрам всех остальных блоков.

В блоке модели зацепления зубьев выполняется математическое описание профиля боковых поверхностей ДВВ–зубьев шестерни и колеса, формируется матрица координат точек профиля боковой поверхности зубьев шестерни и колеса, выполняется построение аппроксимирующей кривой рабочей поверхности зубьев. Определяется положение контактной точки в неподвижной и подвижных (связанных с осью симметрии зуба) системах координат, мгновенное передаточное число, скорости перемещения контактной точки по профилям зубьев, а также скорость скольжения, нормальная сила и контактные напряжения с учетом фактической кривизны профилей, изгибной и контактной податливости зубьев и распределения нагрузки между парами зубьев.

Блок износа зуба в контактной точке определяет значение износа контактирующих поверхностей с учетом максимально возможного числа факторов. Производится распределения износа между зубьями шестерни и колеса.

Далее выполняется сравнение полученных значений износа в контактных точках профиля и критического значения износа, которое принимается равным 80% толщины цементационного слоя зубьев шестерни и колеса. В случае меньшего значения износа в контактных точках профиля по сравнению со значением критического износа выполняется корректировка и синтез (создание) нового профиля методом кусочной аппроксимации.

Блок синтеза изношенного профиля по величине износа в отдельных точках профиля формирует новый профиль, сглаживая профильные кривые только в зонах износа и сохраняя в зонах отсутствия контакта прежние координаты не затронутой износом части профиля.

Далее повторно (в цикле) используются блок модели зацепления зубьев и блок износа зубьев.

Если износ зубьев после n -ого цикла становится большим либо равным значению критического износа, то зубья колес считаются изношенными и работа программы прекращается.

Блок расчета долговечности переводит условные циклы изнашивания в долговечность передачи.

Интегральные результаты работы представляются в виде графиков функций качественных характеристик передачи. Основу моделирования кинетики изнашивания зубьев составляет итерационный процесс (рисунок 3), реализованный в компьютерной программе с использованием численных методов решения соответствующих систем алгебраических и дифференциальных уравнений.

Средний износ за один итерационный цикл принимается, как минимум, на порядок выше, чем погрешность вычислительного процесса моделирования зацепления зубьев. В тоже время, для обеспечения близкого к эксплуатационному характера изнашивания, средний износ за цикл принимается в пределах $1 \pm 2\%$ от максимального износа за период эксплуатации.

Для автоматизации расчетов согласно приведенной методике разработано и реализовано соответствующее программное обеспечение в среде Mathcad.

С целью учета разброса опытных данных сравнительная оценка характера изменения формы профиля производилась путем усреднения экспериментальных данных износа профилей зубьев следующим образом.

Исследуемые комбайны были разбиты на три группы (с малым, средним и большим износом) в зависимости степени эксплуатации. В каждую группу включалось 5 комбайнов таким образом, чтобы износ зуба зубчатого колеса в группе отличался от среднего износа группы на величину, не превышающую ошибку измерения износа.

Пример сравнения прогнозируемых и экспериментальных значений износа зубьев шестерни и колеса в среднем сечении зуба представлен на рисунке 4.

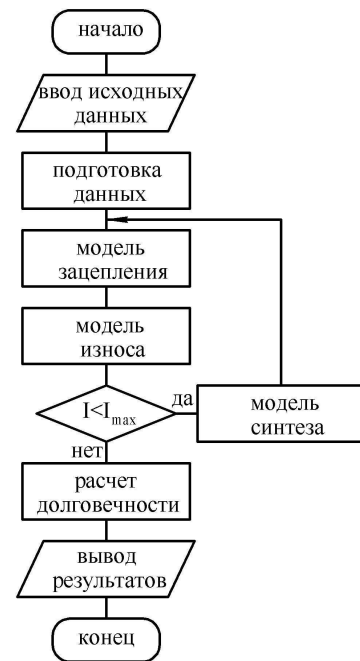


Рисунок 3 – Блок–схема моделирования кинетики прогнозирования параметров контакта ДВВ–зубьев конических зубчатых передач

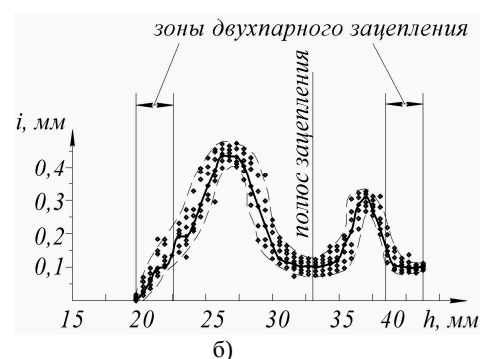
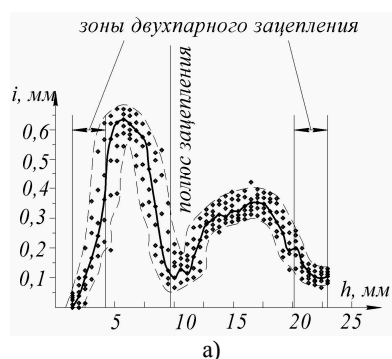


Рисунок 4 – Сравнение прогнозируемых и экспериментальных значений износа зубьев (для группы комбайнов со средним износом): а) – шестерня; б) – колесо.

Соответствие результатов численного эксперимента и опытных данных оценивалось на основе сравнения линейного износа зубьев. Оценка степени этого соответствия производилась по вероятности нахождения опытных данных в пределах ширины доверительного интервала, отсчитываемого от значений износа зуба по результатам моделирования. Кроме того, принималось во внимание соответствие.

Результаты определения доверительной вероятности представлены в таблице 2.

Таблица 2 – Результаты определения доверительной вероятности

Вариант испытаний	Среднее квадратическое отклонение (мм)	Относительная ширина доверительного интервала	Доверительная вероятность
Шестерня	0.08	1.75	0.75
Колесо	0.077	1.3	0.83

На основании значений доверительной вероятности, приведенных в табл. 2, можно утверждать с вероятностью более 75%, что значения износа зуба, полученные в результате физического эксперимента по изнашиванию зубьев зубчатой передачи находятся достаточно близко от значений, полученных в результате моделирования процесса изнашивания зубьев.

Следовательно, результаты прогнозирования износа зубьев с высокой степенью вероятности близки к результатам физического эксперимента.

Для определения максимальной по условиям эксплуатации долговечности L_h передачи с ДВВ зубьями необходимо оптимизировать значения коэффициентов смещения исходного контура x_1 , x_2 , модуля m_{nm} и количества зубьев $z_{ш}$, z_k .

Выводы.

1. Разработано математическое обеспечение для прогнозирования долговечности конических передач с ДВВ–зубьями с учетом искажения исходного эвольвентного профиля рабочей поверхности зубьев после каждого цикла изменения напряжений (контакта зубьев шестерни и колеса) и как следствие изменения значений геометрических, кинематических, силовых параметров и параметров контакта зубьев. Это обеспечение формализовано в виде интегральной математической модели, включающей в себя совокупность трех частных математических моделей: зацепления двояковыпукло–вогнутых зубьев конических передач; износа зубьев конических передач; синтеза изношенного профиля передач.

2. Результаты экспериментальных исследований, выполненных в производственных условиях, подтвердили достоверность и адекватность разработанных теоретических положений. С вероятностью более 75% значения объемного износа зуба, полученные в результате экспериментальных исследований, находятся достаточно близко от значений, полученных в результате моделирования, то есть находятся в пределах доверительного интервала.

3. На основании выполненных теоретических исследований разработана методика прогнозирования долговечности конических передач с ДВВ зубьями.

Библиографический список использованной литературы

1. Онищенко В. Прогнозирование долговечности тяжело нагруженных зубчатых передач на основе моделирования износа зубьев / В. Онищенко // МЕХАНИКА. — Gliwice (Polska), 1999. — З. 131.
2. Кузнецова А.В. Измерение износа зубьев конических передач с круговыми двояковыпукло–вогнутыми зубьями методом лазерного сканирования / А.В. Кузнецова / Вісник Східноукраїнського національного університету ім. Володимира Даля. — Луганськ, 2011. — № 11 (165), ч. 2. — С. 77–85.

Поступила редакцию 22.03.2013 г.

Кузнецова А.В. Прогнозування довговічності конічних передач з двоопукло–ввігнутими зубцями

У статті розроблено методику прогнозування довговічності конічних передач з двоопукло–ввігнутими зубцями. Методика ґрунтується на трьох математичних моделях: моделі зацеплення, моделі зносу зубів і моделі синтезу зношеного профілю. Система моделей враховує взаємовплив навантажувально–кінематичних параметрів зацеплення і форми профілів зубців. Результати розрахунку прогнозування довговічності підтверджені експериментально.

Ключові слова: двоопукло–ввігнуті зубці, прогнозування, знос, довговічність.

Kuznetsova A. V. Longevity forecasting of bevel gears with biconvex–concave teeth

A method of longevity forecasting of bevel gears with biconvex–concave teeth was developed. The technique is based on three mathematical models: the engagement model, the teeth wear model, the model of worn profile synthesis. The model system takes into account the interaction of load–kinematic parameters of gearing and form of teeth profiles. The results of longevity forecasting are confirmed experimentally.

Keywords: biconvex–concave teeth, forecasting, wear longevity.