

А.В. Кузнецова, А.Н. Гнисько, Т.В. Терещенко

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ РЕСУРСА КОНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ С ДВОЯКОВЫПУКЛО-ВОГНУТЫМИ ЗУБЬЯМ

Разработана методика прогнозирования ресурса конических зубчатых передач с двояковыпукло-вогнутыми зубьями путем выбора рациональных параметров зацепления на основании моделирования изнашивания зубьев. Методика основывается на двух математических моделях: модели зацепления зубьев и имитационной численной модели изнашивания зубьев. Система моделей учитывает влияние формы профилей зубьев на кинематические (скорости качения и скорости скольжения) и нагрузочные (нормальная сила в зацеплении и контактные напряжения) параметры зацепления. Результаты прогнозирования ресурса подтверждены экспериментально.

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

Введение. В современных серийных конструкциях приводов горных и транспортных машин используются конические передачи с двояковыпукло-вогнутыми (ДВВ) зубьями, которые имеют ресурс в пределах одного-двух межремонтных сроков, то есть выходят из строя через 8...16 месяцев эксплуатации. По статистическим данным в среднем за год в Украине происходит свыше 250 тыс. отказов приводов, вследствие чего простой технологического оборудования составляют более 1 млн. часов, а соответствующие ремонтные затраты – свыше 7,5 млрд. гривен.

Одним из перспективных путей повышения ресурса конических передач с ДВВ зубьями является выбор рациональных параметров зацепления (коэффициентов смещения, модуля, количества зубьев шестерни и колеса и ширины зубчатого венца) на стадии проектирования передачи на основании моделирования изнашивания рабочих поверхностей зубьев.

Анализ последних исследований и литературы. Проблемой износа зубьев зубчатых передач занимались многие исследователи. На основе анализа большого количества изношенных зубчатых колес приводов горных машин Молдавским Л.А. [1] 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. [2] 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 [3] ввели в динамическую модель профили изношенных колес, используя упрощенную модель профилей изношенных зубьев и считая передаточное отношение постоянным. Ю.Войнаровски и Онищенко В.П. [4] провели аналитические и эксперимен-

тальные 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.

Целью данной статьи является прогнозирование ресурса конических передач с двояковыпукло-вогнутыми зубьями на основании моделирования изнашивания рабочих поверхностей зубьев.

В данной работе исследование износа зубьев проводилось на базе анализа зацепления зубчатой передачи угольного комбайна РКУ10. Параметры исследуемой передачи представлены в табл. 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	
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, конические колеса с 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 [5], 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 рис.1.

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 и профиля изношенного зуба, модель зацепления изно-

шенных зубьев и модель износа зубьев в контактной точке.

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 пропорционально пути скольжения точки контакта по этим телам и обратно пропорционально твердости контактной поверхности.

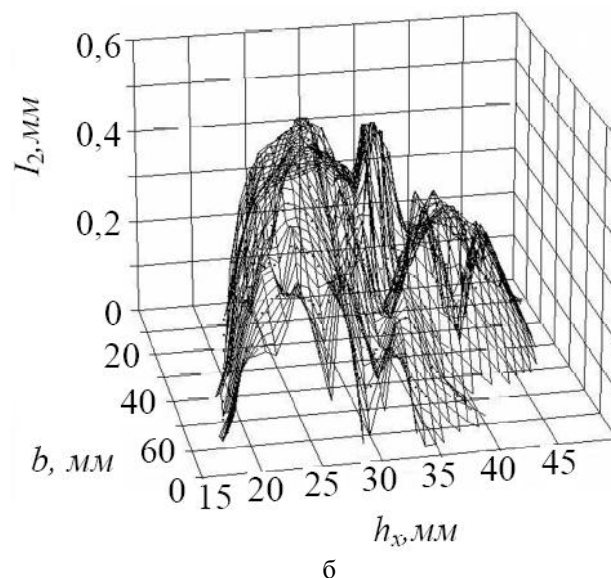
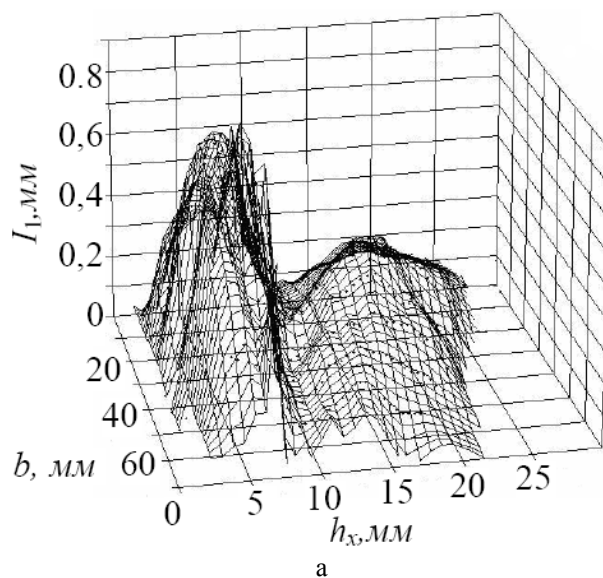


Рис. 1 – Пример распределение износа I по длине b и высоте зуба h_x : а – шестерня; б – колесо.

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 рис. 2.

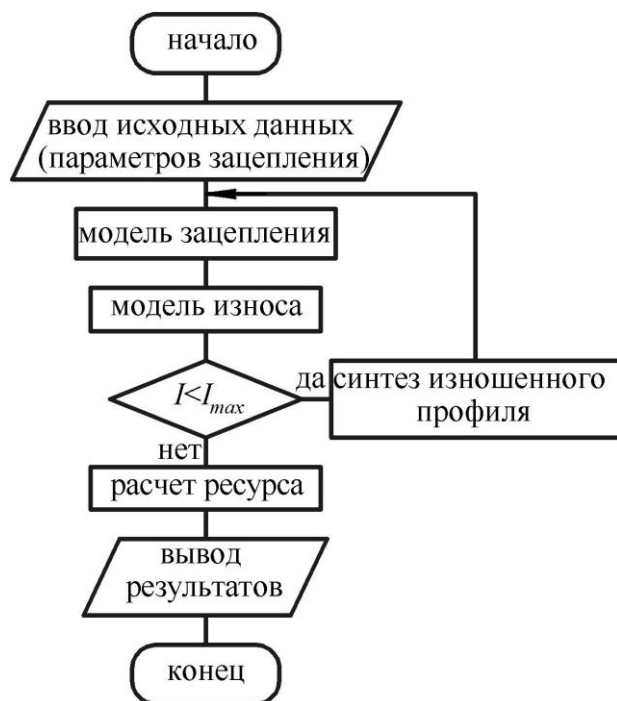


Рис.2 – Блок-схема прогнозирования ресурса конических передач с ДВВ зубьями

Основное назначение блоков сводится к следующему.

Блок ввода исходных данных. Содержит исходные данные для прогнозирования ресурса.

В качестве исходных данных при реализации методики прогнозирования ресурса конических передач с двояковыпукло-вогнутыми зубьями принимаются следующие неуправляемые параметры:

- **геометрические параметры** зубчатого зацепления: α - угол профиля исходного контура;
- **технологический параметр** поверхности зубьев Ra – шероховатость боковой поверхности зубьев;
- **физико-механические параметры** материала зубьев: HRC – твердость поверхности зубьев; E – модуль упругости;
- **параметр смазочного материала** ϑ - кинематическая вязкость масла;
- **силовые и кинематические параметры** зацепления: $P_{ш}$ – мощность на валу шестерни; $\omega_{ш}$ – угловая скорость шестерни.

В качестве управляемых параметров используются коэффициенты смещения исходного контура x_1, x_2 для шестерни и колеса; m_{nm} – нормальный

модуль в среднем сечении зуба; z_1, z_2 – количество зубьев соответственно шестерни и колеса; ширина зубчатого венца b шестерни, колеса.

Также исходным параметром является максимальный по условиям эксплуатации ресурс L_h передачи с ДВВ зубьями (определяемых варьированием коэффициентов смещения исходного контура x_1, x_2 , модуля m_{nm} , количества зубьев z_1, z_2 и ширины зубчатого венца b).

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 и распределения нагрузки между парами зубьев.

Блок износа зуба в контактной точке определяет значение износа контактирующих поверхностей с учетом максимально возможного числа факторов. Производится распределение 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 модели 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 ресурса переводит условные циклы изнашивания в ресурс передачи.

Интегральные результаты работы представляются в виде графиков функций качественных характеристики передачи. Основу моделирования кинетики изнашивания зубьев составляет итерационный процесс (рис. 2), 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 $1 \div 2\%$ 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 рис.3.

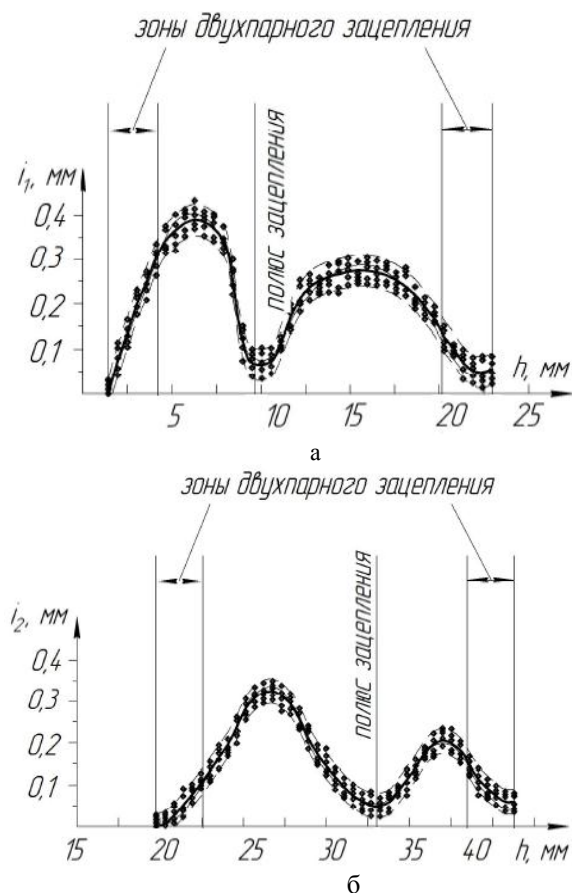


Рис. 3 – Сравнение прогнозируемых и экспериментальных значений износа зубьев (для группы комбайнов с малым износом): а – шестерня; б – колесо

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.

Результаты определения доверительной вероятности представлены в табл. 2.

Таблица 2 – Результаты определения доверительной вероятности

Износ зуба, мм				Доверительная вероятность	
колесо		шестерня		вероятность	
эсп.	модель	эсп.	модель	колесо	шестерня
0,35	0,33	0,45	0,38	0,95	0,85

На основании значений, приведенных в табл. 2, можно утверждать с вероятностью более 0,85, что значения износа зуба, полученные в результате экспериментальных исследований, находятся в пределах доверительного интервала. Следовательно, результаты прогнозирования износа зубьев с высокой степенью вероятности близки к результатам эксперимента.

Выполнено сравнение значений ресурса конической передачи с ДВВ зубьями, определенного с помощью разработанных теоретических исследований, и действительного ресурса передачи с аналогичными параметрами, которая использовалась в качестве тихоходной ступени редуктора привода режущей части очистного комбайна РКУ10 производства «Горловский машиностроитель». По результатам теоретических расчетов установлено, что передача имеет средний ресурс 2767 часов в сравнении с действительным средним ресурсом 2500 часов. Различие между полученными значениями ресурсов составляет 10 %.

С помощью разработанной программы выполнен анализ влияния модуля и количества зубьев шестерни на ресурс L_h . Из анализа графика (рис. 4) следует:

- изменение ресурса в зависимости от модуля имеет нелинейный характер; с увеличением модуля ДВВ зубьев в 1,8 раза значение ресурса возрастает в 1,2 раза при прочих равных условиях;
- изменение ресурса в зависимости от количества зубьев шестерни имеет характер близкий к линейному;
- с увеличением z_1 в 3 раза значение L_h возрастает в 2 раза при прочих равных условиях.

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} , количества зубьев шестерни z_1 и колеса z_2 , ширины зубчатого венца.

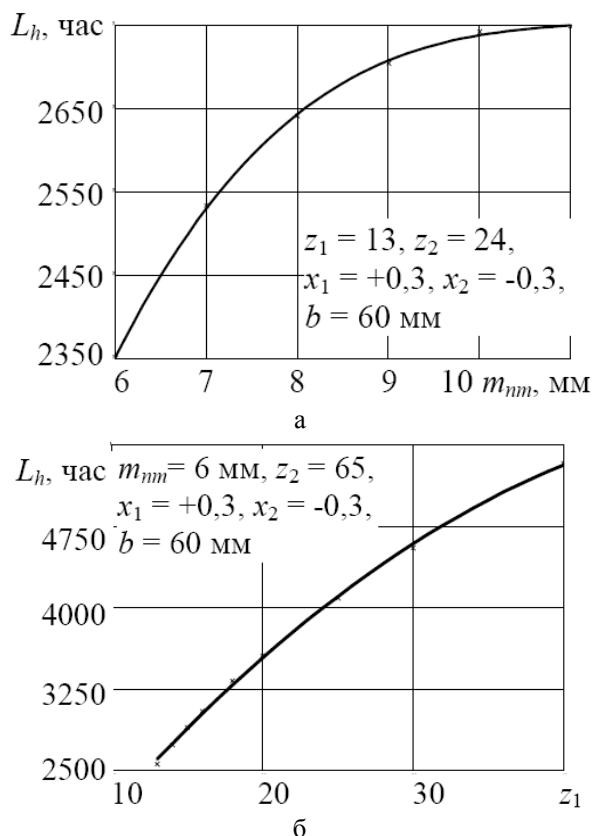


Рис. 4 – График зависимости ресурса L_h конической передачи с ДВВ зубьями: а – от модуля m_{nm} ; б – от количества зубьев шестерни z_1 .

Выводы

1. Износ зубьев оказывает значительное влияние на значения радиусов кривизны профилей зубьев. Вследствие изменения радиусов кривизны профилей меняется приведенный радиус кривизны, который в свою очередь оказывает непосредственное влияние на величину контактных напряжений.

2. Предложена методика оценки степени соответствия результатов моделирования изнашивания зубьев результатам экспериментальных исследований. Оценка степени этого соответствия производилась по вероятности нахождения экспериментальных данных в пределах ширины доверительного интервала, отсчитываемого от значений износа зуба по результатам моделирования.

3. С вероятностью более 0,85 значения износа зуба, полученные в результате эксперимента, находятся в пределах доверительного интервала.

4. Сравнение прогнозируемого 2767 часов и эксплуатационного 2500 часов значений ресурса конических передач с двояковыпукло-вогнутыми зубьями редуктора привода очистного комбайна РКУ10 показало погрешность моделирования 10 %.

Кузнецова Анна Вадимовна – канд. техн. наук, ГВУЗ «ДонНТУ», Красноармейск;

Гнидько Александр Николаевич – канд. техн. наук, доц., ГВУЗ «ДонНТУ», Красноармейск;

Терещенко Татьяна Владимировна – магистр ДГМА, Краматорск.

5. На основании выполненных теоретических исследований разработана методика прогнозирования ресурса конических передач с ДВВ зубьями, основанная на учете искажения исходного профиля рабочей поверхности зубьев после каждого цикла изменения напряжений (контакта зубьев шестерни и колеса) и, как следствие, изменения значений геометрических, кинематических, силовых параметров контакта.

6. На базе разработанной методики создана программа для выбора рациональных параметров ДВВ зубьев конических передач.

7. На основе анализа влияния параметров зацепления конических передач с ДВВ зубьями на их ресурс с помощью разработанной программы установлено:

- с увеличением модуля в 1,8 раза значение ресурса возрастает на 12 % в рамках рекомендуемых стандартом геометрических параметров конических передач с ДВВ зубьями (параметры исследуемой передачи $z_1 = 13$, $z_2 = 24$, $x_1 = +0,3$, $x_2 = -0,3$, $b = 60$ мм);

- увеличение количества зубьев шестерни ДВВ зубьев конических передач приводит к возрастанию ресурса зубчатой пары в 2 раза в рамках рекомендуемых стандартом геометрических параметров конических передач с ДВВ зубьями.

Список литературы: 1. Молдавский Л.А. Виды повреждений и долговечность трансмиссий горных машин / Л.А. Молдавский, З.Л. Финкельштейн, Б.А. Верклов. – М.: Изд-во «Недра», 1981. – 190 с. 2. Myga J.R. Wpływ zużycia zęba na wielkość sił dynamicznych: praca doktorska / Myga J.R. – Politechnika Śląska, Gliwice, 1976. – 355p. 3. Kuang J.H. The effect of tooth wear on the vibration spectrum of a spur gear pair / J.H. Kuang, A.D. Lin // Journal of Sound and Vibration. – Transaction of ASME, Vol. 123, 2001. – pp. 311-317. 4. Wojnarowski J. Tooth wear effects on spur gear dynamics / J. Wojnarowski, V. Onishchenko // Mechanism and Machine Theory. – Vol. 38, 2003, pp. 161-178. 5. Winkelbach S. Low-Cost Laser Range Scanner and Fast Surface Registration Approach / S. Winkelbach, S. Molkenstruck, F.M. Wahl. – DAGM 2006, LNCS 4174, 2006. – pp. 718–728.

Bibliography (transliterated): 1. Moldavskiy L.A. Types of damage and durability of mining machines transmissions L.A. Moldavskiy, Z.L. Finkelshstein, B.A. Verklov. – Moscow: Publishing Office «Subsoil», 1981. – 190 p. Print. 2. Myga J.R. Wpływ zużycia zęba na wielkość sił dynamicznych: praca doktorska Myga J.R. – Politechnika Śląska, Gliwice, 1976. – 355 p. Print. 3. Kuang J.H. The effect of tooth wear on the vibration spectrum of a spur gear pair J.H. Kuang, A.D. Lin/ Journal of Sound and Vibration. – Transaction of ASME, Vol. 123, 2001. – pp. 311-317. 4. Wojnarowski J. Tooth wear effects on spur gear dynamics / J. Wojnarowski, V. Onishchenko Mechanism and Machine Theory. – Vol. 38, 2003, pp. 161-178. Print. 5. Winkelbach S. Low-Cost Laser Range Scanner and Fast Surface Registration Approach S. Winkelbach, S. Molkenstruck, F.M. Wahl. –Doneck: DAGM 2006, LNCS 4174, 2006. – pp. 718–728. Print.

Поступила (received) 24.03.2015