

ционально конусному расстоянию в любом сечении зуба. Коническая форма по ширине дна впадины может иметь варианты с постоянной шириной дна впадины обоих зубчатых колес и с модифицированной шириной дна впадины при которой ширина дна впадины колеса постоянная, а шестерни – произвольная. Существенным методом управления конической формой зуба, влияющим на геометрические, кинематические и прочностные показатели передачи, является надлежащий выбор параметров режущего инструмента.

К сожалению, международный стандарт [2] не содержит конкретных и формализованных рекомендаций по выбору конической формы зуба (в отличие от межгосударственных стандартов, содержащих рекомендации и ограничения по выбору осевой формы зуба, диаметра зуборезной головки и т.п.). В тексте стандарта [2] и в прилагаемых примерах в качестве исходных данных приводятся не параметры стандартизованного исходного контура [6-8], а некоторые производные величины, логика назначения которых не определена. Это явление серьезно затрудняет проведение сравнительных расчетов по международному и межгосударственным стандартам, дополнительные затруднения вносит низкая (5 значащих цифр) точность расчетов в примере к международному стандарту [2], которая при использовании современной вычислительной техники и программного обеспечения выглядит смехотворной, в то время как в межгосударственных стандартах, по крайней мере в ряде операций, требуется точность не ниже 0,000001).

При внедрении международного стандарта необходимо разработать методические рекомендации с приведением практического алгоритма расчетов и рекомендаций по выбору параметров.

Список литературы: 1. *DCTV ISO 23509* Передачи зубчатые конические и гипоидные. Расчет геометрии. 2. *ISO 23509:2006* Bevel and hypoid gear geometry. 3. *ГОСТ 19326-73* Передачи зубчатые конические с круговыми зубьями. Расчет геометрии. 4. *ГОСТ 19624-74* Передачи зубчатые конические с прямыми зубьями. Расчет геометрии. 5. *ГОСТ 19325-73* Передачи зубчатые конические. Термины, определения и обозначения. 6. **ГОСТ 13754-81** Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые конические с прямыми зубьями. Исходный контур. 7. *ГОСТ 16202-81* Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые конические с круговыми зубьями. Исходный контур. 8. *DCTV ISO 677* Передачі зубчасті конічні прямозубі для загального і важкого машинобудування. Вихідний контур.

Поступила в редколлегию 08.05.09

УДК 621.83

Б.С. ВОРОНЦОВ, к.т.н., доцент каф. ТМ ВНУ им. В. Даля
И.А. БОЧАРОВА, к.т.н., ст.преп. каф. НГиГ ВНУ им.В.Даля
Д.А. ЧАПЛИНСКИЙ, аспирант, ВНУ им. В. Даля, г. Луганск

СИНТЕЗ И ИЗГОТОВЛЕНИЕ СЛОЖНОПРОФИЛЬНЫХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Розроблено методику визначення геометрії зубців зношених зубчастих коліс. Синтезовано зубчасті передачі з покращеною формою зубців. Отримані твердотільні комп'ютерні моделі, керуючі програми для верстата із ЧПУ, які були згенеровані та були виготовлені зубчасті колеса.

Methods of worn gear wheels teeth geometry definition has been worked out. Teeth gears having improved teeth form have been synthesized. Solid computer models have been obtained, controlling programs for numerically controlled machine-tools have been generated and gear wheels have been produced.

Постановка проблемы. Для повышения срока службы и эффективности использования импортного оборудования возникают задачи изготовления различных ответственных узлов и деталей и улучшения их эксплуатационных свойств.

Часто такими деталями являются различные виды зубчатых колес. При этом по изношенным или разрушенным зубьям колес необходимо восстановить первоначальную геометрию, провести анализ и синтезировать более предпочтительную форму зубьев.

Анализ литературы. Выбору рациональной геометрии зубчатых колес посвящены работы [1,2]. На основании полученных исследований создаются твердотельные компьютерные модели колес, по которым изготавливаются конечные изделия. В работе [3] приведен способ создания зубообрабатывающего инструмента и зубчатых колес методом послойного наращивания материала на основании твердотельной компьютерной модели. Метод изготовления зубчатых колес с арочными зубьями на станке с ЧПУ по программе, сгенерированной на основании компьютерной модели рассмотрен в работе [4].

Целью данной работы является решение комплексной задачи получения исходных данных, синтеза и изготовления сложнопрофильных зубчатых колес.

Основная часть. В результате эксплуатации зубчатых колес происходит износ и разрушение поверхностей зубьев (рисунок 1).

Для определения исходной геометрии зубьев использовалась координатно-измерительная машина типа рука "MicroScribe G2" (рисунок 2).

Для обработки полученных данных была применена система *СоруCAD* компании *Delcam plc*. На рисунке 3 показано зацепление зубчатых колес в торцевом сечении.



Рисунок 1 – Колесо с изношенными зубьями

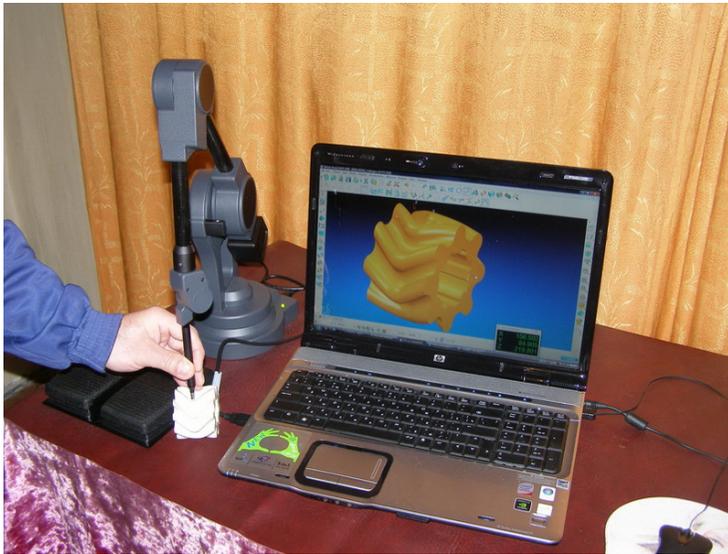


Рисунок 2 – Использование КИМ MicroScribe G2

Кривые, описывающие профиль зубьев были аппроксимированы кривыми Безье третьего порядка и переданы в программный комплекс "СИНТЕЗ" [5] для дальнейшего анализа.

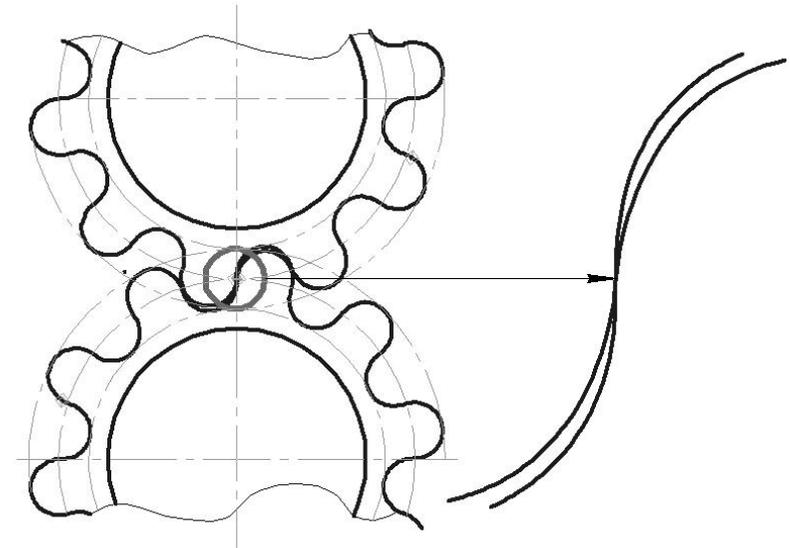


Рисунок 3 – Зацепление зубчатых колес в торцевом сечении

Уравнение исходного контура было представлено в виде кривой Безье третьего порядка:

$$x_k = f_1(\lambda, x_0, x_1, x_2, x_3) = (1-\lambda)^3 x_0 + 3(1-\lambda)^2 \lambda x_1 + 3(1-\lambda) \lambda^2 x_2 + \lambda^3 x_3;$$

$$y_k = f_2(\lambda, y_0, y_1, y_2, y_3) = (1-\lambda)^3 y_0 + 3(1-\lambda)^2 \lambda y_1 + 3(1-\lambda) \lambda^2 y_2 + \lambda^3 y_3,$$

где x_0, y_0, x_3, y_3 – координаты опорных точек P0, P3; x_1, y_1, x_2, y_2 – координаты управляющих точек P1, P2.

Уравнение контура зубьев колес имеет вид:

$$x_i = [f_1(\lambda, x_0, x_1, x_2, x_3) \pm R_i] \cos \varphi_i \pm \Omega_1 \cos \beta \sin \varphi_i;$$

$$y_i = [R_i \pm f_1(\lambda, x_0, x_1, x_2, x_3)] \sin \varphi_i - \Omega_1 \cos \beta \cos \varphi_i,$$

$$\text{где } \Omega_1 = \frac{f_1(\lambda, x_0, x_1, x_2, x_3) \cdot f_1'(\lambda, x_0, x_1, x_2, x_3)}{f_2'(\lambda, y_0, y_1, y_2, y_3)}.$$

На рисунке 4 приведены результаты синтеза исходного контура и контуров зубьев синтезируемой передачи.

На основании синтезированного контура зубьев в системе PowerSHAPE создана твердотельная компьютерная модель (рисунок 5), на основании которой в системе PowerMILL разработана и проанализирована (рисунок 6) управляющая программа для станка с ЧПУ.

Смоделированные зубчатые колеса были изготовлены на копировально –

фрезерном двухшпиндельном станке Starrag KF-200 с ЧПУ HEIDENHAIN 355 с модернизированной и программно управляемой делительной головкой (рисунок 7). В качестве материала использовался Эрталайт твердостью HB 170.

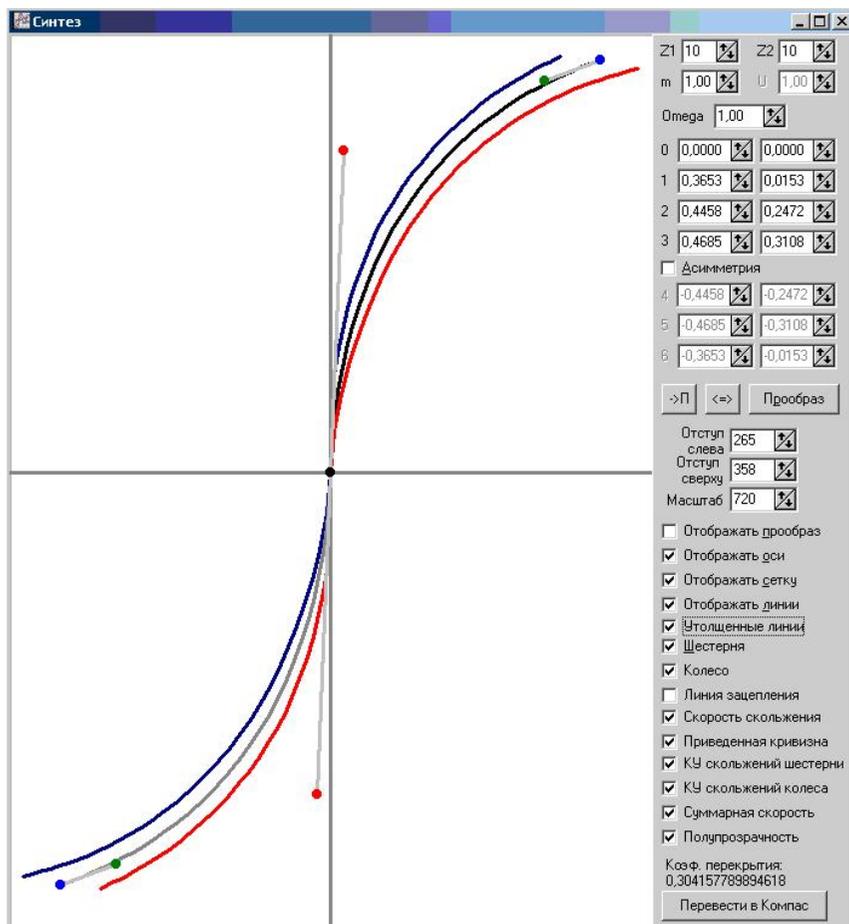


Рисунок 4 – Результаты синтеза, контура зубьев колес

Выводы. Разработанный программный комплекс "СИНТЕЗ" и современные компьютерные системы семейства PowerSolution позволяют повысить эффективность получения исходной информации, ее анализа, синтеза и изготовление на станках с ЧПУ сложнопрофильных зубчатых колес с улучшенными эксплуатационными свойствами.

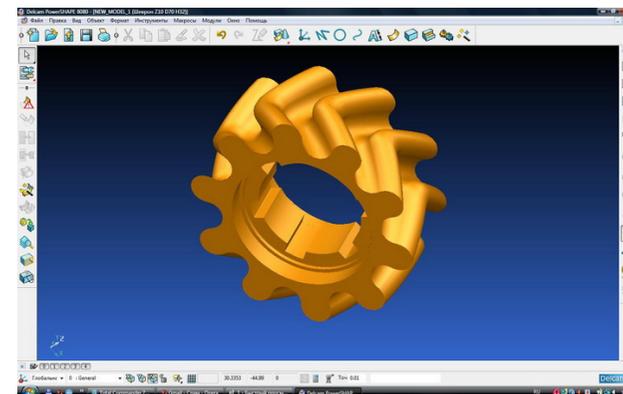


Рисунок 5 – Твердотельная компьютерная модель зубчатого колеса

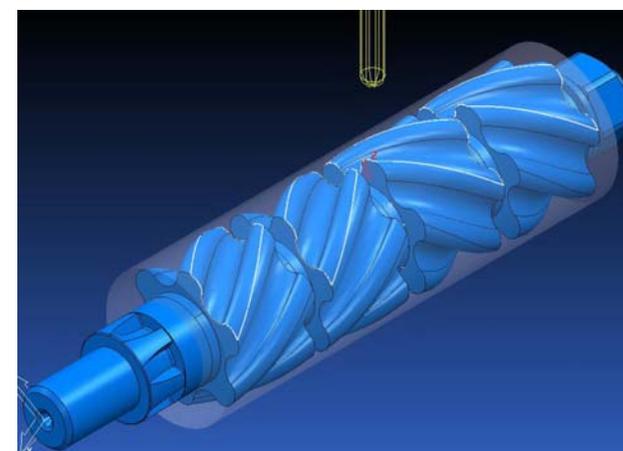


Рисунок 6 – Моделирование процесса

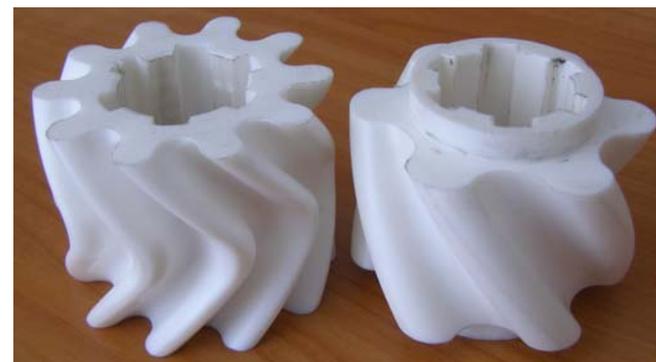


Рисунок 7 – Сложнопрофильные зубчатые колеса

Список литературы. 1. Шишов В.П., Носко П.Л. и др. Високо навантажені циліндричні передачі з двоопукло-ввігнутими зубцями. Монографія. – Луганськ: Вид-во СНУ ім. В.Даля, 2005. – 216с. 2. Павлов А.И. Современная теория зубчатых зацеплений. – Харьков: ХНАДУ, 2005. – 100с. 3. Кривошея А.В., Сторчак М.Г. и др. Изготовление моделей и функциональных опытных образцов алмазных зубообрабатывающих инструментов с использованием метода ускоренного лазерного прототипирования. // Резание и инструмент в технологических системах: Междунар. науч.-техн. сб. – Харьков: НТУ "ХПИ", 2007. – Вып.73. – С.124-137. 4. Паршин А.Н. Разработка методов анализа, синтеза зацепления и изготовления арочных цилиндрических зубчатых колес: автореф. дис. на соиск. науч. степени канд. техн. наук: спец. 05.0.18 "Теория механизмов и машин". – М: ИМАШ РАН, 2008. – 21с. 5. Бочарова И.А. Алгоритм и программа для интерактивного синтеза цилиндрических зубчатых передач // Геометричне та комп'ютерне моделювання: Збірник наукових праць. – Харків, 2007. – Вып.16. – С. 133-140.

Поступила в редколлегию 15.05.09

УДК 621.833.1

Д.В. ДОРОФЕЕВ, инженер-программист ФГУП ММПП "Салют"

АНАЛИЗ МЕТОДОВ ОЦЕНКИ КОНТАКТНОЙ ВЫНОСЛИВОСТИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ НОВОГО МЕТОДА ПОСТРОЕНИЯ БЛОКИРОВОЧНЫХ КОНТУРОВ

Статья посвящена анализу методов оценки несущей способности зубчатых передач, а также об использовании специальных полей на области существования для совершенствования проектирования.

The article narrates about using of various methods for an estimation of bearing capacity of gears, and also using of special fields on existence domain for simplification of process of projection.

Введение. Согласно [1], "влияние параметров, определяющих геометрию зацепления, на несущую способность, лимитируемую прочностью активных поверхностей зубьев, учитывается коэффициентами Z_H и Z_ε ". Также в работе [1] показано, что коэффициенты Z_H и Z_ε имеют приближенный характер, что связано с невозможностью учитывать реальную погрешность профиля зубчатого колеса (Z_H), а также необходимостью учета динамических нагрузок (Z_ε).

Существует несколько формул для вычисления Z_H и Z_ε , приведенных в работах [1], [3], [4]. Данная работа преследует цель определить степень их соответствия значениям нагрузок на зубчатое колесо.

Оценка формул для определения коэффициентов Z_H и Z_ε . Согласно [1], варьируя коэффициентами смещения для шестерни и колеса можно спроектировать "прямозубую передачу с полюсом в зоне двухпарного зацепления и получить значительное увеличение несущей способности". Количество пар участ-

вующих в зацеплении определяется величиной коэффициента перекрытия. Таким образом, формулы для расчета коэффициентов Z_H и Z_ε должны учитывать изменения геометрии, связанные с подбором коэффициентов смещения.

Для вычисления нагрузок использован программный комплекс AS Gears, показавший "хорошую сходимость результатов расчета и экспериментов" [2].

Расчет будет проводиться для пары зубчатых колес со следующими параметрами:

Таблица 1 – Параметры зубчатых колес

Геометрические параметры		
Зубчатое колесо	Шестерня	Колесо
Число зубьев	28	41
Рабочий модуль, мм	3.0	3.0
Угол зацепления, град.	25	25
Угол наклона зубьев	0	0
Коэффициент высоты головки	1.235	1.235
Режим нагружения		
Частота вращения на входе, об/мин		17500
Номинальная мощность, л.с.		833
Максимальная передаваемая мощность, л.с.		1333

Для коэффициентов смещения, показанных в таблице 2:

Таблица 2 – Выбранные коэффициенты смещения

Точка	X1	X2	Коэффициент перекрытия
1 (1.4566, 2.1055)	1.4566	2.1055	1.1771
2 (0.0136, 0.608)	0.0136	0.608	1.6998
3 (-0.443, -0.2764)	-0.443	-0.2764	1.9332

Для точек 1–3 проведем расчет несущей способности по формулам из [3]:

$$K_{\alpha,\beta,\varepsilon} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\cos \alpha_t} \cdot \frac{\cos \arcsin(\sin \beta \cdot \cos \alpha)}{\cos \alpha_{tw}} \cdot \sqrt{\frac{4-\varepsilon_\alpha}{3}} \right)^2}; \quad (1)$$

$$K_{\alpha,\beta,\varepsilon} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\cos \alpha_t} \cdot \frac{\cos \arcsin(\sin \beta \cdot \cos \alpha)}{\cos \alpha_{tw}} \cdot \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} \right)^2}. \quad (2)$$

А также [4]

$$K_{\alpha,\beta,\varepsilon} = \sin \alpha_{tw} (\sin \alpha_{tw} / \sin \alpha)^2 \cos \alpha \cos \beta \cdot \varepsilon_\alpha. \quad (3)$$

Сведем результаты, полученные по данным формулам в таблицу: