

($x_2= 0,6884$, $y_2= 0,3157$) относительная приведенная кривизна в полюсе зацепления уменьшилась на 8% (рис.3) и на 60% уменьшилась на ножке зуба.

Выводы. В результате работы были рассмотрены существующие исходные контуры производящих поверхностей реечного типа синтезированных передач и проведен сравнительный анализ. Изменяя координаты управляющих точек кривой Безье третьего порядка удалось добиться уменьшения приведенной кривизны синтезируемых передач, а следовательно, повысить контактную прочность зубьев. Результаты работы можно использовать для создания новых зубчатых передач, обладающих улучшенными показателями работоспособности и проектирования зуборезного инструмента.

Список литературы. 1. Павлов А.И. Современная теория зубчатых зацеплений. – Харьков: ХНАДУ, 2005. – 100 с. 2. Шишов В.П. Теория, математическое обеспечение и реализация синтеза высоко нагруженных передач зацеплением для промышленного транспорта: Дис. ... докт. техн. наук. – Луганск, 1994. – 525 с. 3. Ткач П.М. Синтез високонавантажених циліндричних передач із двоопукло-ввігнутими зубцями за геометро-кінематичними критеріями: Дис. ... канд. техн. наук. – Луганськ, 2004. – 255 с. 4. Шишов В.П., Носко П.Л., Ткач П.М., Філь П.В. Високонавантажені циліндричні передачі з двоопукло-ввігнутими зубцями: Монографія. - Луганськ: Вид-во СНУ ім.В.Даля, 2005. – 216 с. 5. Шишов В.П., Ткач П.Н., Ревякина О.А., Муховатый А.А. Синтез цилиндрических зубчатых передач с высокой нагрузочной способностью // Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім. В.Даля. – №10 (56). – Луганск: Изд-во ВНУ им. В.Даля. – 2002. – С. 247–54. 6. Бочарова И.А. Интерактивное управление геометрией зубьев зубчатых колес // Системні технології. Регіональний збірник наукових праць. – Випуск 2 (43). – Дніпропетровськ, 2006. – С.41-47. 7. Litvin, F.L. Gear Geometry and Applied Theory. Prentice hall, Englewood Cliffs, NJ, 1994, 724 с. 8. Коростелев Л.В. Кинематические показатели несущей способности пространственных зацеплений // Изв. вузов. Машиностроение, 1964.- №10. – С.5-15.

Поступила в редакцию 26.04.2006

УДК 515.2:621.83

Т.Н. ЧАПЛИНСКАЯ

ГЕОМЕТРО-КИНЕМАТИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ПЕРЕДАЧ С УПРАВЛЯЕМОЙ ЛИНИЕЙ ЗУБЬЕВ

У роботі отримано аналітичні залежності і розроблено методіку керування поздовжньою лінією зубців твірної поверхні рейкового типу. Методика дозволяє аналізувати геометро-кінематичні показники під час синтезу циліндричних передач.

Analytical dependences have been obtained and methodology of longitudinal line of teeth of rack type forming surfaces control has been developed. Methodology allows to analyze geometro-kinematic indices in the process of cylindrical gears synthesis.

Постановка проблемы. Современные компьютерные технологии значительно расширяют возможности процесса создания новой продукции, в том числе зубчатых передач. В последнее время большое внимание уделяется

передачам с круговой линией зубьев, обладающим высокой нагрузочной способностью, простотой локализации контакта, отсутствием осевых сил в зацеплении. Управление геометрией зубьев и показателями работоспособности на экране монитора позволяет оперативно выбирать наиболее подходящие параметры для данных условий эксплуатации передач.

Анализ основных исследований и публикаций. Вопросам автоматизации процесса синтеза и формообразования зубьев зубчатых колес с использованием компьютерных технологий посвящено большое количество работ [1,2,3]. Особое внимание уделяется улучшению геометро-кинематических показателей передач [4,5,6]. Синтезу зубчатых передач с круговой линией зубьев посвящены работы [7,8].

Однако, в приведенных работах не рассматривался вопрос динамического компьютерного анализа геометрии и показателей работоспособности передач с круговой линией зуба при управлении его продольной линией непосредственно на экране монитора с помощью управляющих элементов.

Формулировка цели статьи (постановка задачи). Целью данной работы является получение аналитических зависимостей для визуального анализа геометро-кинематических показателей передач с круговой линией зубьев и компьютерная реализация процесса управления синтезом.

Основная часть. Уравнение производящей поверхности реечного типа с круговой линией зубьев (рис.1) может быть представлено в параметрическом виде [9]:

$$x_n = f_1(\lambda, X_p); y_n = R_u(\cos \beta_0 - \cos \beta) + f_2(\lambda, Y_p) \cos \beta;$$

$$z_n = R_u(\sin \beta - \sin \beta_0) - f_2(\lambda, Y_p) \sin \beta$$

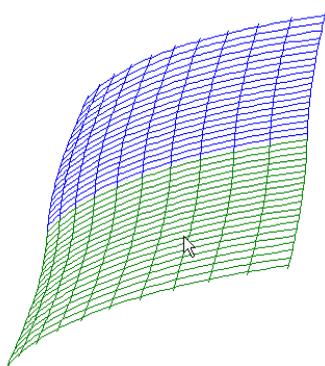


Рис. 1. Производящая поверхность

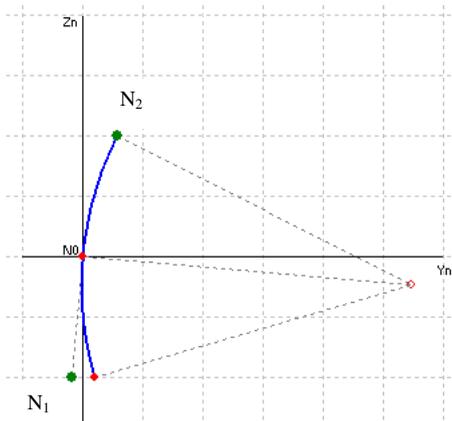


Рис. 2. Управление продольной линией зуба

На рис. 2 показано компьютерное окно с элементами управления продольной линией зубьев, на рис. 3 - продольная линия зуба в начальной плоскости производящей поверхности реечного типа.

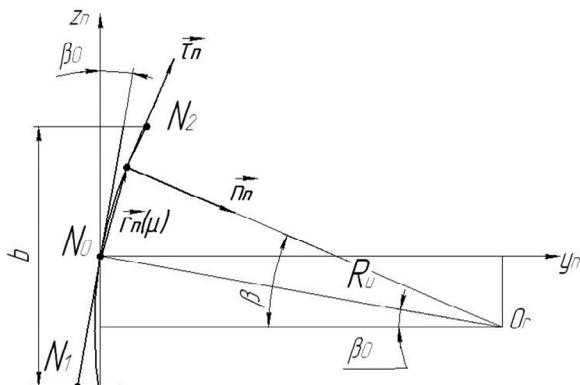


Рис. 3. Продольная линия зуба

В этом случае уравнение кривой, определяющей линию зуба производящей поверхности, в системе координат S_n , связанной с производящей поверхностью, имеет вид:

$$\vec{r}_n(\mu, N) = R_u (\cos \beta_0 - \cos \beta) \vec{j} + R_u (\sin \beta - \sin \beta_0) \vec{k}.$$

Или в координатной форме:

$$x_n(\mu, Y_n, Z_n) = 0; \quad y_n(\mu, Y_n, Z_n) = R_u (\cos \beta_0 - \cos \beta);$$

$$z_n(\mu, Y_n, Z_n) = R_u (\sin \beta - \sin \beta_0),$$

где $\mu = \beta$; $Y_n = (y_0, y_1, y_2)$, $Z_n = (z_0, z_1, z_2)$ - векторы координат управляющих точек N_0 , N_1 , N_2 ; $y_r = y_1 + y_2$; угол $\beta_0 = \arctg \frac{y_1}{z_1}$;

$$R_u = \frac{y_r^2 \cos^2 \beta_0 + \left(\frac{b}{2} \cos \beta_0 + y_r \sin \beta_0 \right)^2}{2y_r \cos \beta_0}.$$

$$\text{Кривизна кривой } K = \frac{1}{R_u}.$$

$$\text{Следовательно, кривизна эквидистанты кривой } K_s = \frac{1}{R_u - f_2(\lambda)}.$$

К геометро-кинематическим показателям относятся [10]:

Относительная скорость скольжения рабочих поверхностей

$$V_k = (\omega_1 + \omega_2) \cdot f_1(\lambda) \cdot \sqrt{\text{ctg}^2 \alpha \cos^2 \beta + 1},$$

где ω_1, ω_2 - угловые скорости вращения, соответственно, шестерни и колеса.

На рис. 4 показано компьютерное окно, в котором видно, как изменяется скорость скольжения в среднем нормальном сечении в процессе интерактивного синтеза.

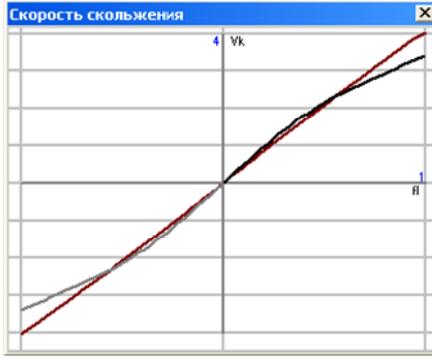


Рис. 4. Изменение скорости скольжения зубьев

Суммарная скорость перемещения точек контакта в направлении, перпендикулярном линии контакта

$$V_x = V_1 + V_2 = \sqrt{(f_1'(\lambda))^2 + (f_2'(\lambda))^2} \times \left[2R_1 + \frac{f_1(\lambda)}{f_2'(\lambda)} \left(\Omega_2' \cos^2 \beta + f_2'(\lambda) \left(1 - \frac{\Omega_1}{R_u - f_2(\lambda)} \right) \sin^2 \beta \right) \left(1 - \frac{1}{u} \right) \right] \times \sqrt{(\Omega_2')^2 \cos^2 \beta + [(f_1'(\lambda))^2 + (f_2'(\lambda))^2] \cdot \left(1 - \frac{\Omega_1}{R_u - f_2(\lambda)} \right)^2 \sin^2 \beta}$$

где u – передаточное число передачи, R_1 , R_2 – радиусы делительных окружностей шестерни (колеса),

$$\Omega_2 = f_2 + \Omega_1; \Omega_1 = \frac{f_1(\lambda)f_1'(\lambda)}{f_2'(\lambda)}, \Omega_2' - \text{производная функция } \Omega_2 \text{ по } \lambda.$$

Угол между относительной скоростью и направлением линии контакта

$$\operatorname{tg} \nu = \frac{\sqrt{(f_1'(\lambda))^2 + (f_2'(\lambda))^2} \left[\Omega_2' \cos^2 \beta + f_2'(\lambda) \left(1 - \frac{\Omega_1}{R_u - f_2(\lambda)} \right) \sin^2 \beta \right]}{\left[f_2'(\lambda) \Omega_2' - ((f_1'(\lambda))^2 + (f_2'(\lambda))^2) \left(1 - \frac{\Omega_1}{R_u - f_2(\lambda)} \right) \right] \sin \beta \cos \beta}$$

Коэффициенты удельных скольжений

$$\eta_i = \pm \frac{u+1}{u \left(\frac{R_i f_2'(\lambda)}{f_1(\lambda) \left(\Omega_2' \cos^2 \beta + f_2'(\lambda) \left(1 - \frac{\Omega_1}{R_u - f_2(\lambda)} \right) \sin^2 \beta \right)} \pm 1 \right)}.$$

Приведенная кривизна поверхностей зубьев в направлении, перпендикулярном линии контакта

$$\chi_{np} = \frac{(R_1 + R_2) f_2'(\lambda)}{\left[(f_1'(\lambda))^2 + (f_2'(\lambda))^2 \right]^{\frac{3}{2}}} \times$$

$$\times \frac{1}{\left[R_1 + \frac{f_1(\lambda)}{f_2'(\lambda)} \left(\Omega_2' \cos^2 \beta + f_2'(\lambda) \left(1 - \frac{\Omega_1}{R_u - f_2(\lambda)} \right) \sin^2 \beta \right) \right]} \times$$

$$\times \frac{\left(\Omega_2' \right)^2 \cos^2 \beta + \left(1 - \frac{\Omega_1}{R_u - f_2(\lambda)} \right)^2 \left\{ \sqrt{(f_1'(\lambda))^2 + (f_2'(\lambda))^2} \cdot \sin^2 \beta \right\}}{\left[R_2 - \frac{f_1(\lambda)}{f_2'(\lambda)} \left(\Omega_2' \cos^2 \beta + f_2'(\lambda) \left(1 - \frac{\Omega_1}{R_u - f_2(\lambda)} \right) \sin^2 \beta \right) \right]}$$

На рис. 5. показано, как изменяется приведенная кривизна зубьев колес в среднем нормальном сечении в процессе компьютерного синтеза передачи.

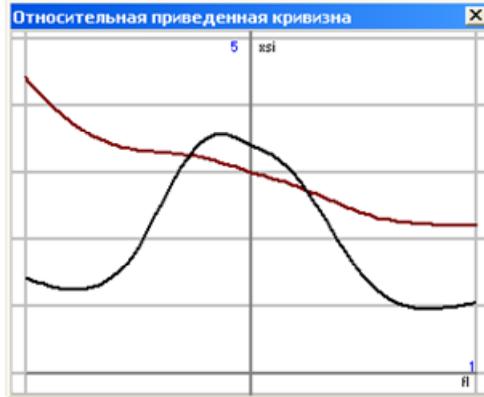


Рис. 5. Изменение относительной приведенной кривизны

Выводы. В работе получены аналитические зависимости для визуального компьютерного анализа геометро-кинematicких показателей в процессе интерактивного синтеза передач с круговой линией зубьев. Предложенная методика реализована в виде компьютерной программы. Результаты работы могут быть использованы при создании новых передач с улучшенными эксплуатационными свойствами.

Список литературы. 1. Подкорытов А.Н. Теоретические основы автоматизированных методов геометрического моделирования сопряжённых криволинейных поверхностей, исключаящих

интерференцию. Автореф. дисс. ... докт. техн. наук, - М., 1989.-31с. 2. *Перепелица Б.А.* Автоматизированное профилирование режущих инструментов (теория и алгоритмы): Учебное пособие. - Харьков: ХПИ, 1985.-107с. 3. 3-D моделирование инструментов, формообразования и съем припуска при обработке резанием / Грабченко А.И., Кондусова Е.Б., Кривошия А.В., Равская Н.С., Родин П.Р. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2001. - 304 с. 4. *Коростелев Л.В.* Кинематические показатели несущей способности пространственных зацеплений // Изв. вузов. Машиностроение, 1964. - №10. – С.5-15. 5. *Шишов В.П.* Теория, математическое обеспечение и реализация синтеза высоко нагруженных передач зацеплением для промышленного транспорта: Дис. ... докт. техн. наук. – Луганск, 1994. – 525 с. 6. *Павлов А.И.* Современная теория зубчатых зацеплений. – Харьков: ХНАДУ, 2005. – 100 с. 7. *Шишов В.П., Носко П.Л., Ревякина О.А.* Цилиндрические передачи с арочными зубьями (теория, анализ, синтез): Монография. - Луганск: Изд-во ВНУ им.В.Даля, 2004. – 336 с. 8. *Шишов В.П., Носко П.Л., Ткач П.М., Філь П.В.* Високонавантажени циліндричні передачі з двоопукло-ввігнутими зубьями: Монографія. - Луганськ: Вид-во СНУ ім.В.Даля, 2005. – 216 с. 9. *Воронцов Б.С., Чаплинская Т.Н.* Производящая поверхность реечного типа с изменяемой продольной формой зуба // Системні технології. Регіональний збірник наукових праць. –Випуск 2 (43). – Дніпропетровськ, 2006. – С. 53-56. 10. *Воронцов Б.С., Бочарова И.А.* Компьютерное управление геометрией зубьев зубчатых колес и зуборезных инструментов// Збірник наукових праць Київського національного університету технологій та дизайну (спецвипуск): Міжвідомчий науково-технічний збірник. – К.: ДОП КНУТД, 2005 г. – С.184-189.

Поступила в редакцию 26.04.2006

УДК 621.833

В.Е. СТАРЖИНСКИЙ, д.т.н., ИММС им. В.А. Белого НАН Беларуси
Ю.Л. СОЛИТЕРМАН, к.т.н., ИМИНМАШ НАН Беларуси
А.М. ГОМАН, к.т.н., ИМИНМАШ НАН Беларуси
С.А. ОСИПЕНКО, к.т.н., ИММС им. В.А. Белого НАН Беларуси
К.Б. АРНАУДОВ, д.т.н., ИМИБ Болгарской АН

АНАЛИЗ ВИДОВ ПОВРЕЖДЕНИЙ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС И ПОДГОТОВКА ПРОЕКТА СТАНДАРТА ПО ИХ КЛАССИФИКАЦИИ И ОПИСАНИЮ

На основе сопоставления видов повреждений зубчатых колес, проведенного по результатам исследований авторов, а также материалам международных и национальных стандартов, составлена классификация и приведено описание видов повреждений зубчатых колес. Дан анализ возможных причин возникновения и развития характерных видов повреждений и приведены рекомендации по их предупреждению.

Gear failure modes were classified and described on the base of comparing of gear wear and damage, proceeding from the results of authors investigation and data of international and national standards. The analysis of damage appearance possible causes and the development are presented as well as recommendations for their prediction are given.

Введение. Широкое применение зубчатых передач в машинах и механизмах различных областей техники, включая высокоскоростные, неизбежно связано с развитием повреждений их зубьев, обусловленных