

Выводы. На основании исследований получена методика оптимизации геометрических параметров ВЗП по предельному вращающему моменту. Определено, что увеличение глубины захода зубьев, длины жесткого колеса и толщины его стенки приводит к увеличению предельного вращающего момента. Изложенная методика позволяет осуществить механико-математическое моделирование предельного режима работы ВЗП.

Список литературы: 1. *Flavius A. Ardelean.* 3D modeling of the harmonic drive using "CATIA" // Annals of the Oradea University. Fascicle of Management and Technological Engineering. – 2007. – Vol.VI(XVI). – P.882-885. 2. *Flavius A. Ardelean, Petru Ungur.* Comparison between the classical harmonic drive and the hermetized harmonic drive // Annals of the Oradea University. Fascicle of Management and Technological Engineering. – 2007. – Vol.VI(XVI). – P.886-889. 3. *МВТУ им. Баумана, кафедра РК-2.* Учебно-методический комплекс по Теории Механизмов и Машин. Лекции. Лекция 18 [Электронный ресурс]: база данных методической и учебной информации. – Электрон. данные (1 файл). – Режим доступа: http://tmm-umk.bmstu.ru/lectures/lect_18.htm. – Загл. с экрана. 4. *Мотор-редукторы.* Мотор-барабаны. Редукторы. Колеса и муфты. Некоторые вопросы сборки волновых зубчатых редукторов [Электронный ресурс]: база данных технической информации. – Электрон. данные (1 файл). – Режим доступа: http://www.gears.ru/bar_s_1.htm. – Загл. с экрана. 5. *Теория и конструирование высокоэффективных волновых зубчатых механизмов / А.И. Полетучий – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т им. Н.Е. Жуковского "ХАИ", 2005. – 675с.* 6. *Полетучий А.И., Стеценко Я.А.* Оптимизация параметров волновой зубчатой передачи по предельному вращающему моменту // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – 2007. – №37. – С.73-79.

Поступила в редколлегию 28.05.09

УДК 621.833

В.Н. СТРЕЛЬНИКОВ, д.т.н., ЗАО "НКМЗ"
Г.С. СУКОВ, к.э.н., генеральный директор ЗАО "НКМЗ"
А.И. ВОЛОШИН, главный инженер ЗАО "НКМЗ"
Н.Д. ВОРОБЬЕВ, к.т.н., БГТУ им. В.Г. Шухова, Россия

ФОРМИРОВАНИЕ КОНИЧЕСКИХ ЗУБЬЕВ С ЦИКЛИЧЕСКИМ ПРОДОЛЬНЫМ ПРОФИЛЕМ НА УНИВЕРСАЛЬНЫХ МНОГОКООРДИНАТНЫХ СТАНКАХ С ЧПУ

На основі синтезу та аналізу конічних зубчастих зацеплень розроблена математична модель формотворення й оптимізації конічних коліс із циклічним продольним профілем зуба, на універсальних багатокординатних верстатах з ЧПУ.

On the basis of synthesis and analysis of bevel gears the mathematical model geometry generation and optimisation of bevel gears with a cyclic direct profile of a tooth for CNC-machine is developed.

Всемерное снижение затрат на разработку и производство приоритетной конкурентоспособной продукции, соответствующей по качественным характеристикам европейским стандартам и лучшим мировым образцам, представ-

ляет одну из актуальных проблем современного машиностроительного комплекса. Динамика расширения корпоративных связей науки с производством активизирует интеграцию интеллектуального потенциала, тренд прогрессивного развития которого расширяет возможности создания наукоемкой продукции, освоения передовых технологий, ускоряет продвижение новейших результатов научно – технической деятельности в производственный сектор, стимулирует экономический рост предприятия.

В условиях экономической глобализации возрастает уровень разделения труда и производственная кооперация в мировом масштабе. Возрастающее влияние рыночной конкуренции сокращает сроки обновления номенклатуры производства, усиливает потребность переоснащения материально – технической базы производства современным многофункциональным переналаживаемым оборудованием.

Современные универсальные многокоординатные станки с ЧПУ обладают широкими технологическими возможностями, в т. ч. могут нарезать зубья различного профиля, с высокой точностью, цилиндрических, конических, шевронных, червячных, гипоидных колес. При этом возрастает производительность производства, снижается численность станочного парка, потери от брака, расходы на инструмент и оснастку, снижается себестоимость, повышается качество и конкурентоспособность выпускаемой продукции. Как показывает опыт ЗАО НКМЗ, особая эффективность достигается при использовании станков с ЧПУ для производства крупных зубчатых и червячных колес. На основе созданной трехмерной математической модели смежных поверхностей зубьев червячного колеса и установленных граничных условий, посредством ПО "CIMATRON" разработана управляющая программа к станку с ЧПУ "TOS VARNSDORF". Эта программа обеспечивает заданные параметры технологического режима нарезки зубьев червячного колеса торцевой фрезой (рисунок 1): модуль $m=38$ мм, число зубьев $z_2=49$, делительный диаметр $d=1862$ мм, число витков сопрягаемого червяка $z_1=3$, масса червячного колеса 2120 кг. Зубья крупных колеса нарезаются на стационарно установленных секторах ($1/4$ зубчатого венца): наружный диаметр $d_a=800,35$ мм; $m=25$ $z=316$ $\beta=6^\circ$; $h=900$ мм, масса $m=(13300 \times 4)=53200$ кг (рисунок 2).

В процессе освоения производства конических колес с круговыми зубьями, и в еще большей степени, с циклическим продольным профилем зуба, на универсальных многокоординатных станках с ЧПУ, возникли серьезные сложности. Традиционная геометрическая модель зубчатого зацепления отражает станочное зацепление. В основе формообразования зубьев на универсальных многокоординатных станках с ЧПУ заложено математическое моделирование поверхностей зубьев.

Конические колеса с продольными линиями зубьев, очерченными по циклическим кривым, нарезаются торцевыми резцовыми головками методом обкатки с непрерывным делением на станках фирм Клингльнберг, Фиат, Эрликон, Крэвен [1, 2, 3, 4]. В условиях современного тяжелого машиностроения

достаточная загрузка такого станочного парка представляется весьма проблематичной. Многокоординатные станки с ЧПУ позволяют воспроизвести сложные поверхности зубьев по управляющим программам, для разработки которых необходимо получить соответствующие геометрические представления.

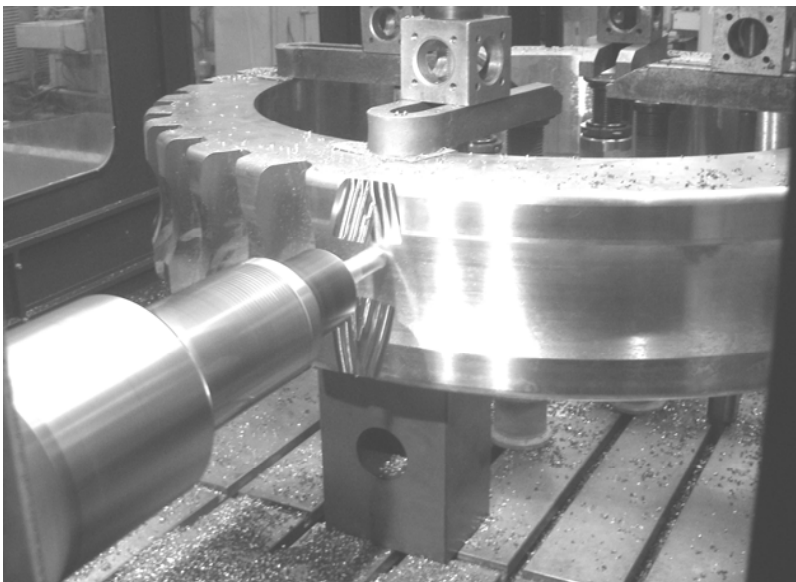


Рисунок 1 – Нарезка зубьев червячного колеса на станке с ЧПУ "TOS VARNSDORF"



Рисунок 2 – Нарезка зубьев на секторе зубчатого колеса на станке с ЧПУ "TOS KURIM"

Для вывода уравнений производящих поверхностей, расположенных на производящих колесах, введем системы координат: неподвижную $O \xi \eta \zeta$; подвижные $O_w x_w y_w z_w$ и $O_v x_v y_v z_v$ – жестко связанные с режущей головкой (рисунок 3). Режущая кромка инструмента Δ лежит в координатной плоскости $x_w O_w y_w$, где α представляет исходный профильный угол инструмента. Начало координат O_w смещено на величину радиуса установки инструмента m_w относительно оси режущей головки. Положение центра режущей головки O_v определяется соответствующими параметрами h_D и λ_D , а угол поворота координатой φ_v . Постоянный угловой параметр γ_D задает установку инструмента, начальное положение режущей головки определяется параметром δ_v . Система координат $O_D \xi_D \eta_D \zeta_D$ жестко связана с производящим колесом, угловая координата которого φ_D отображает процесс формирования зубьев. Считаем, что вращения производящего колеса φ_D и режущей головки φ_v происходят в различных направлениях.

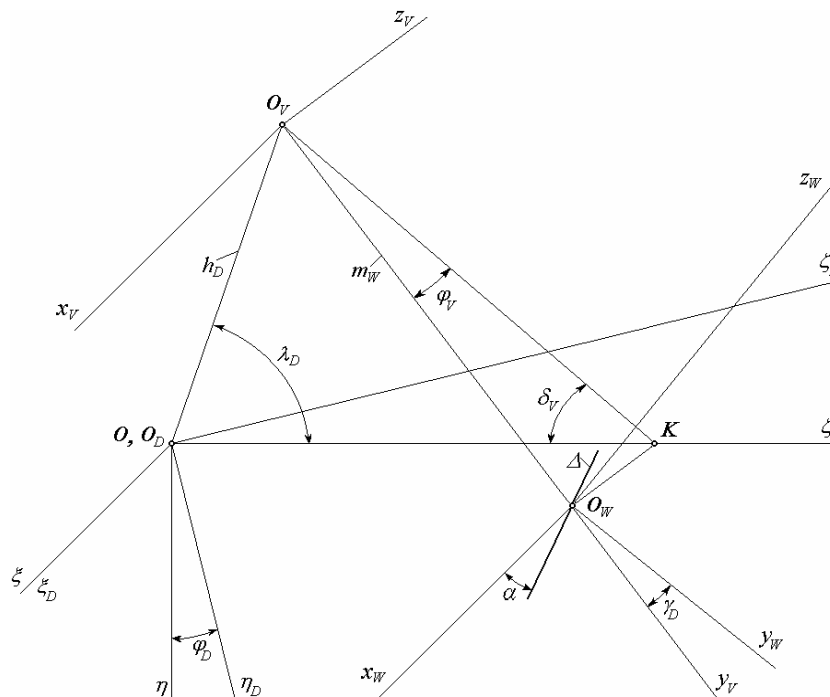


Рисунок 3 – Системы координат для определения производящих поверхностей

Уравнения, определяющие режущую кромку инструмента Δ

$$x_w = \Delta \cdot \cos \alpha; \quad y_w = \Delta \cdot \sin \alpha; \quad z_w = 0, \quad (1)$$

где Δ – текущий параметр для режущей кромки инструмента.

Уравнения (1) с помощью преобразований представим в системе координат $O_D \xi_D \eta_D \zeta_D$ и в результате получим уравнения производящей поверхности (2)

$$\left. \begin{aligned} x_{D_j} &= \Delta_j \cdot \cos \alpha, \\ y_{D_j} &= \Delta_j \cdot \sin \alpha \cdot \sin [\delta_{v_j} + \varphi_{D_j}(1 + u_{vD}) - \gamma_{D_j}] + m_{w_j} \times \\ &\quad \times \sin [\delta_{v_j} + \varphi_{D_j}(1 + u_{vD})] - h_{D_j} \cdot \sin (\lambda_{D_j} - \varphi_{D_j}), \\ z_{D_j} &= \Delta_j \cdot \sin \alpha \cdot \cos [\delta_{v_j} + \varphi_{D_j}(1 + u_{vD}) - \gamma_{D_j}] + m_{w_j} \times \\ &\quad \times \cos [\delta_{v_j} + \varphi_{D_j}(1 + u_{vD})] + h_{D_j} \cdot \cos (\lambda_{D_j} - \varphi_{D_j}), \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где $j=1, 2$ – индекс, указывающий соответствующую производящую поверхность, образующую выпуклую или вогнутую сторону нарезаемого зуба.

Продольный профиль зуба производящей поверхности представляет удлиненную эпициклоиду (3)

$$\left. \begin{aligned} y_{D_j}^0 &= m_{w_j} \cdot \sin [\delta_{v_j} + \varphi_{D_j}(1 + u_{vD})] - h_{D_j} \cdot \sin (\lambda_{D_j} - \varphi_{D_j}), \\ z_{D_j}^0 &= m_{w_j} \cdot \cos [\delta_{v_j} + \varphi_{D_j}(1 + u_{vD})] + h_{D_j} \cdot \cos (\lambda_{D_j} - \varphi_{D_j}) \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

В соответствии с основной теоремой зацепления, представим общую нормаль к нарезаемой и производящей поверхности в канонической форме

$$\frac{\Xi_D - \xi_D}{n_{\xi_D}} = \frac{H_D - \eta_D}{n_{\eta_D}} = \frac{Z_D - \zeta_D}{n_{\zeta_D}}, \quad (4)$$

которая в точке их касания проходит через ось зацепления $O\zeta$;

$$\Xi_D = 0; \quad \frac{H_D}{Z_D} = -tg \psi, \quad (5)$$

где ξ_D, η_D, ζ_D – координаты точки производящей поверхности; Ξ_D, H_D, Z_D – координаты точки пересечения нормали с осью зацепления; $n_{\xi_D}, n_{\eta_D}, n_{\zeta_D}$ – проекции нормали на оси координат; ψ – угол поворота производящего колеса в зацеплении с нарезаемым колесом.

Решая совместно уравнения (2), (4), (5), получим уравнение зацепления

$$\begin{aligned} &\Delta_j \cos \alpha \left\{ \cos \alpha \left[\Delta_j \sin \alpha \cos [\theta - \varphi_{D_j}(1 + u_{vD})] + m_{w_j} \cos [\theta - \gamma_{D_j} - \varphi_{D_j}(1 + u_{vD})] - \right. \right. \\ &- r_{v_j} \sin (\lambda_{D_j} - \varphi_{D_j}) \left. \right\} \cos \psi_j + \cos \alpha \left\{ \Delta_j \sin \alpha \sin [\theta - \varphi_{D_j}(1 + u_{vD})] + \right. \\ &+ m_{w_j} \sin [\theta - \gamma_{D_j} - \varphi_{D_j}(1 + u_{vD})] + r_{v_j} \cos (\lambda_{D_j} - \varphi_{D_j}) \left. \right\} \sin \psi_j \left. \right\} + \\ &+ \sin \alpha \left[\Delta_j \sin \alpha + m_{w_j} \cos \gamma_{D_j} + r_{v_j} \sin (\theta - \varphi_{D_j} u_{vD} - \lambda_{D_j}) \right] \times \\ &\times \left\{ \Delta_j \sin \alpha \sin [\delta_{v_j} + \varphi_{D_j}(1 + u_{vD}) - \gamma_{D_j}] + m_{w_j} \sin [\delta_{v_j} + \varphi_{D_j}(1 + u_{vD})] - \right. \\ &- h_{D_j} \sin (\lambda_{D_j} - \varphi_{D_j}) \left. \right\} \cos \psi_j + \left\{ \Delta_j \sin \alpha \cos [\delta_{v_j} + \varphi_{D_j}(1 + u_{vD}) - \gamma_{D_j}] + \right. \\ &+ m_{w_j} \cos [\delta_{v_j} + \varphi_{D_j}(1 + u_{vD})] + h_{D_j} \cos (\lambda_{D_j} - \varphi_{D_j}) \left. \right\} \sin \psi_j \left. \right\} = 0, \end{aligned}$$

где $\theta = \frac{\pi}{2} - \delta_{v_j} + \gamma_{D_j}$; r_{v_j} – радиус центриды резцовой головки; значения проекций нормали к производящей поверхности на оси координат

$$\left. \begin{aligned} n_{xD_j} &= \sin \alpha \cdot \left[\Delta_j \sin \alpha + m_{w_j} \cos \gamma_{D_j} + r_{v_j} \sin (\theta - \varphi_{D_j} u_{vD} - \lambda_{D_j}) \right]; \\ n_{yD_j} &= -\cos \alpha \cdot \left\{ \Delta_j \sin \alpha \cos [\theta - \varphi_{D_j}(1 + u_{vD})] + m_{w_j} \times \right. \\ &\quad \times \cos [\theta - \gamma_{D_j} - \varphi_{D_j}(1 + u_{vD})] - r_{v_j} \sin (\lambda_{D_j} - \varphi_{D_j}) \left. \right\}; \\ n_{zD_j} &= -\cos \alpha \cdot \left\{ \Delta_j \sin \alpha \sin [\theta - \varphi_{D_j}(1 + u_{vD})] + m_{w_j} \times \right. \\ &\quad \times \sin [\theta - \gamma_{D_j} - \varphi_{D_j}(1 + u_{vD})] + r_{v_j} \cos (\lambda_{D_j} - \varphi_{D_j}) \left. \right\}. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

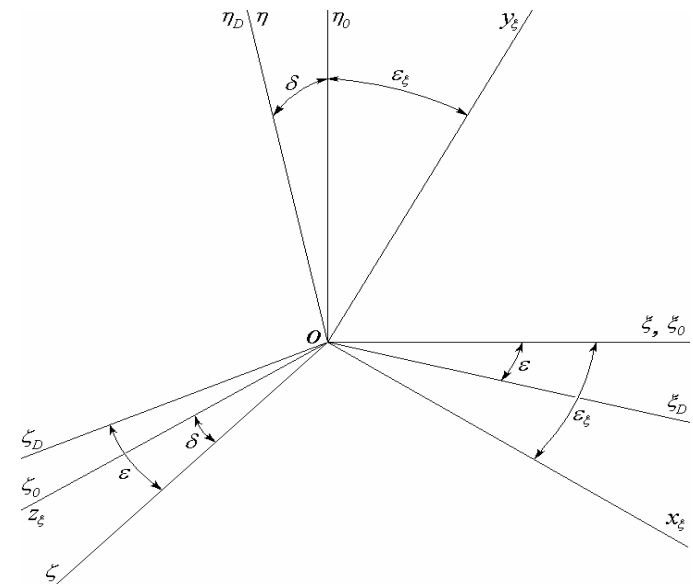


Рисунок 4 – Системы координат для определения поверхностей зубьев

Введем неподвижную систему координат $\xi_0 \eta_0 \zeta_0$, повернутую на угол начального конуса изделия δ относительно системы координат $\xi \eta \zeta$ (рисунок 4).

Система координат $x_\xi y_\xi z_\xi$ жестко связана с изделием. При зацеплении производящего колеса с изделием, системы координат $\xi_D \eta_D \zeta_D$ и $\xi \eta \zeta$ связаны углом ε , а системы $x_\xi y_\xi z_\xi$ и $\xi_0 \eta_0 \zeta_0$ углом ε_ξ . Представим уравнения (2) в системе нарезаемого колеса $x_\xi y_\xi z_\xi$:

$$\left. \begin{aligned} x_\xi &= \Delta_j \left\{ \cos \alpha \cos \varepsilon_{\xi_j} \cos \delta_j - \sin \alpha \left[\cos \varepsilon_{\xi_j} \sin \delta_j \sin \left[\delta_{v_j} + \varphi_{D_j} (1 + u_{vD}) - \gamma_{D_j} + \varepsilon_j \right] - \sin \varepsilon_{\xi_j} \cos \left[\delta_{v_j} + \varphi_{D_j} (1 + u_{vD}) - \gamma_{D_j} + \varepsilon_j \right] \right\} - m_{w_j} \left\{ \cos \varepsilon_{\xi_j} \times \right. \\ &\quad \times \sin \delta_j \sin \left[\delta_{v_j} + \varphi_{D_j} (1 + u_{vD}) + \varepsilon_j \right] - \sin \varepsilon_{\xi_j} \cos \left[\delta_{v_j} + \varphi_{D_j} (1 + u_{vD}) + \varepsilon_j \right] + \\ &\quad \left. + h_{D_j} \left[\cos \varepsilon_{\xi_j} \sin \delta_j \sin \left(\lambda_{D_j} - \varphi_{D_j} - \varepsilon_j \right) + \sin \varepsilon_{\xi_j} \cos \left(\lambda_{D_j} - \varphi_{D_j} - \varepsilon_j \right) \right] \right\}, \\ y_\xi &= \Delta_j \cos \alpha \sin \delta_j + \cos \delta_j \left\{ \Delta_j \sin \alpha \sin \left[\delta_{v_j} + \varphi_{D_j} (1 + u_{vD}) - \gamma_{D_j} + \varepsilon_j \right] + \right. \\ &\quad \left. + m_{w_j} \sin \left[\delta_{v_j} + \varphi_{D_j} (1 + u_{vD}) + \varepsilon_j \right] - h_{D_j} \sin \left(\lambda_{D_j} - \varphi_{D_j} - \varepsilon_j \right) \right\}, \\ z_\xi &= \Delta_j \left\{ -\cos \alpha \sin \varepsilon_{\xi_j} \cos \delta_j + \sin \alpha \left[\sin \varepsilon_{\xi_j} \sin \delta_j \sin \left[\delta_{v_j} + \varphi_{D_j} (1 + u_{vD}) - \right. \right. \right. \\ &\quad \left. \left. - \gamma_{D_j} + \varepsilon_j \right] + \cos \varepsilon_{\xi_j} \cos \left[\delta_{v_j} + \varphi_{D_j} (1 + u_{vD}) - \gamma_{D_j} + \varepsilon_j \right] \right\} + m_{w_j} \left\{ \sin \varepsilon_{\xi_j} \times \right. \\ &\quad \times \sin \delta_j \sin \left[\delta_{v_j} + \varphi_{D_j} (1 + u_{vD}) + \varepsilon_j \right] - \cos \varepsilon_{\xi_j} \cos \left[\delta_{v_j} + \varphi_{D_j} (1 + u_{vD}) + \varepsilon_j \right] - \\ &\quad \left. - h_{D_j} \left[\sin \varepsilon_{\xi_j} \sin \delta_j \sin \left(\lambda_{D_j} - \varphi_{D_j} - \varepsilon_j \right) - \cos \varepsilon_{\xi_j} \cos \left(\lambda_{D_j} - \varphi_{D_j} - \varepsilon_j \right) \right] \right\}. \end{aligned} \right\} (7)$$

Поверхность нарезаемого зуба определяется совместным решением уравнений (7) и (6).

Одной из основных задач синтеза конической передачи является оптимизация пятна контакта, представляющего непрерывное отображение на поверхности зуба мгновенных площадок контакта сопряженных поверхностей в процессе зацепления. Во избежание "диагональности" пятна контакта следует добиваться перпендикулярности направления рабочей линии зуба 2 к его средней линии 1 [5] (рисунок 5).

Большая ось эллипса сжатия сопряженных поверхностей 3 ориентирована вдоль линии мгновенного контакта станочного зацепления и определяется углами θ^* или λ^* [6, 7]

$$\begin{aligned} \cos \theta^* &= \frac{d\bar{r} \delta\bar{r}}{|d\bar{r}| |\delta\bar{r}|} = \\ &= \frac{E du \delta u + F (du \delta v + dv \delta u) + G dv \delta v}{\sqrt{E du^2 + 2F du dv + G dv^2} \sqrt{E \delta u^2 + 2F \delta u \delta v + G \delta v^2}}, \end{aligned}$$

где $d\bar{r}$ и $\delta\bar{r}$ – касательные векторы первой и второй кривых на поверхности; E, F, G – коэффициенты первой квадратичной формы; du, dv и $\delta u, \delta v$ – дифференциалы первой и второй линий на поверхности; θ^* – угол между касательными к линиям;

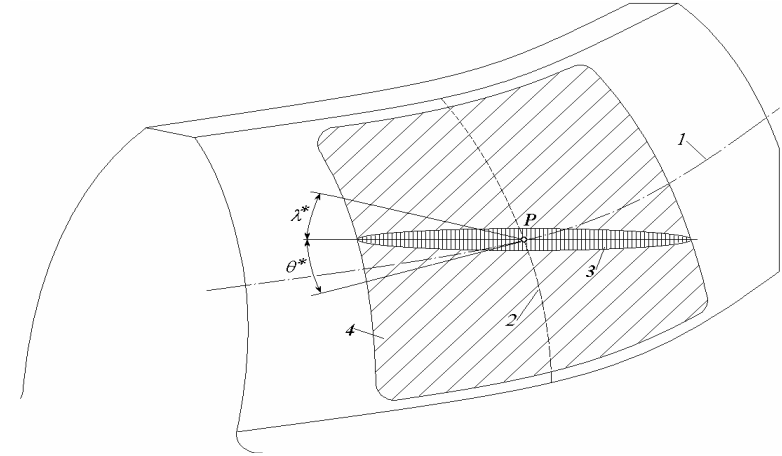


Рисунок 5 – Положение мгновенной площадки контакта и пятна контакта: 1 – средняя линия зуба; 2 – рабочая линия зуба; 3 – мгновенная площадка контакта сопряженных поверхностей зубьев; 4 – пятно контакта на боковой поверхности зуба

$$\cos 2\lambda^* = \frac{[(\kappa_{11} - \kappa_{12}) + (\kappa_{21} - \kappa_{22}) \cos 2\lambda]^2}{(\kappa_{11} - \kappa_{12})^2 + (\kappa_{21} - \kappa_{22})^2 + 2(\kappa_{11} - \kappa_{12}) \cdot (\kappa_{21} - \kappa_{22}) \cos 2\lambda},$$

где κ_{11}, κ_{12} и κ_{21}, κ_{22} – главные кривизны сопряженных поверхностей зубьев колес; λ – угол составленный направлениями главных кривизн κ_{11} и κ_{21} ; λ^* – угол составленный большой осью эллипса 3 и направлением главной кривизны κ_{11} .

Следует отметить, что существующие методы синтеза передач зацеплением привязаны к геометрическим и кинематическим параметрам станочного зацепления, что существенно ограничивает условия оптимизации активных поверхностей зубьев. Научные труды М.Л. Новикова и его последователей расширили представления о возможностях формообразования зубьев на основе контактных линий. Однако, реализация научных результатов ограничилась технологическими возможностями зуборезного оборудования. Широкие технологические ресурсы обрабатывающих центров, в совокупности с возможностью виртуального моделирования контакта зубьев проектируемой передачи, нуждаются в разработке новых подходов к синтезу зацепления высших кинематических пар, в полной мере отвечающих состоянию научного и технологического уровня современного производства.

Выводы. Методом геометрического синтеза построена математическая модель зуба конического колеса с продольными линиями, очерченными по циклическим кривым. Полученные результаты позволили разработать виртуальную модель зубчатой пары, оптимизировать пятно контакта, устранить интерференцию зубьев, обеспечить возможность выполнения управляющей программы к универсальному многокоординатному станку с ЧПУ для производства конических колес с циклическим продольным профилем зуба.

Список литературы: 1. Кедринский В.Н., Писманик К. М. Станки для нарезания конических зубчатых колес. – М.: ГНТИМЛ, 1958. – 535с. 2. Литвин Ф. Л., Кедринский В.Н., Гуляев К. И., Фирун Н. Б. Зацепление и нарезание конических колес с циклоидальными линиями зубьев // Станки и инструмент. – 1967. – №2. – С.23–26. 3. Гуляев К. И. Методы получения сопряженного зацепления конических колес с циклоидальным продольным профилем зуба // Изв. Вузов. Машиностроение. – 1964. – № 12. – С.15–20. 4. Литвин Ф.Л., Фирун Н.Б. Зацепление конических зубчатых колес с эпи-гипотрохоидными продольными профилями // Труды ИМАШ, семинар ТММ, т. XXII, вып. 85.М.: Изд. АН СССР. – 1961. – С.92–107. 5. Litvin F. L., Qi Fan, Fuentes A. Computerized Design, Generation, and Simulation of Face // Milled Formate Cut Spiral Bevel gears. – Chicago: Universitu of Illinois at Chicago, 2001. – 54с. 6. Фиников С.П. Теория поверхностей. – М.-Л.: ОНТИ ГТТИ, 1934. – 204с. 7. Пономарев С.Д., Бидерман В.Л., Лихарев К. К. и др. Расчеты на прочность в машиностроении. Т.2. – М.: Машгиз, 1959. – 478с.

Поступила в редколлегию 02.06.09

УДК 621.833

В.П. ШИШОВ, д.т.н., професор каф. машинознaвства СНУ ім. В. Даля
П.Л. НОСКО, д.т.н., зав. каф. машинознaвства СНУ ім. В. Даля
П.М. ТКАЧ, к.т.н., доцент каф. машинознaвства СНУ ім. В. Даля
Ю.О. СКЛЯР, асп. каф. машинознaвства СНУ ім. В. Даля
І.Г. ТКАЧ, асп. каф. машинознaвства СНУ ім. В. Даля, м. Луганськ

ОСНОВИ СИНТЕЗУ ВИХІДНОГО КОНТУРУ ЦИЛІНДРИЧНИХ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ ІЗ ПІДВИЩЕНОЮ ЗНОСОСТІЙКІСТЮ ЗУБЦІВ КОЛІС

Дано рекомендації з визначення геометрії вихідного контуру рейкового інструмента з умови зниженого спрацювання робочих поверхонь зубців.

Recommendations by definition of geometry of an initial circuit of the rack instrument from a condition of a reduced wear of working surfaces of teeth are given.

Постановка проблеми. У сучасних умовах підприємства всіх галузей відчують гостру необхідність у якісних, надійних і довговічних зубчастих приводах, що є одним з відповідальних вузлів сучасних машин. Працездатність останніх багато в чому визначається показниками приводів. Тому завдання вдосконалювання зубчастих приводів, що входить у проблему багато-

критеріального синтезу машинобудівних конструкцій [1], є актуальною.

Аналіз літератури. Для оцінки працездатності зубчастих передач протягом багатьох десятиліть успішно використовуються такі геометро-кінематичні критерії [2, 3, 4]:

- відносна швидкість;
 - сумарна швидкість кочення робочих поверхонь;
 - приведена кривизна;
 - питомі ковзання,
- а так само комплексні критерії [3,4]:
- критерій контактної міцності;
 - критерій спрацювання;
 - критерій втрат у зачепленні;
 - критерій товщини масляної плівки в зоні контакту зубців;
 - температурний критерій заїдання;
 - питома робота сил тертя.

За останні роки тема синтезу стала дуже актуальною, їй присвячений ряд робіт, наприклад [4, 5]. З використанням їхніх результатів можна синтезувати зубчасті передачі за високим значенням кожного із зазначених критеріїв. При цьому синтез проводиться за одним із критеріїв, а інші використовуються для порівняльного аналізу.

У роботах [4, 5] наведено результати синтезу передач зачепленням за значеннями їх геометро-кінематичних критеріїв з наступним аналізом комплексних критеріїв. Однак, можливо реалізувати синтез геометрії вихідного контуру безпосередньо за значеннями комплексних критеріїв.

Ціль статті. Визначити функціональний взаємозв'язок між геометричними параметрами вихідного контуру циліндричної прямозубої передачі та критерієм спрацювання.

Розглянемо випадок синтезу геометрії вихідного контуру за значенням критерію спрацювання робочих поверхонь зубців. Величина зношування зубців (критерій спрацювання) можна оцінити величиною [4, 6]:

$$h_c = \Omega_u q_n f^{t_y} \eta, \quad (1)$$

де Ω_u – коефіцієнт, що не залежить від геометрії зубців; q_n – радіальна сила, що діє на одиницю довжини контактної лінії зубців; f – коефіцієнт тертя ковзання в зачепленні; η – питоме ковзання зубців; t_y – параметр кривої фрикційної втоми.

Для порівняльної оцінки спрацювання зубців будемо використовувати значення коефіцієнта тертя ковзання, що дорівнює [6]: