

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ ВНУТРЕННЕГО ПЛОСКОГО ПРИБЛИЖЕННОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Д-р техн. наук, проф. Ф.И. ПЛЕХАНОВ, инж. М.М. ЕФИМОВА, канд. техн. наук Д.Ф. ПЛЕХАНОВ

Выполнение центрального колеса планетарной передачи типа ЗК в виде барабана с внешними зубьями-перемычками позволяет совместить в одной плоскости два внутренних зацепления сателлита, обеспечить симметрию нагружения элементов передачи и выполнить ее безводильной. Колесо такой передачи нарезают нестандартной червячной фрезой с близким к нулю углом профиля зубьев, а очертания профилей зубьев-перемычек имеют вид удлиненной эвольвенты или эквидистантной ей кривой. Геометрический синтез зацепления эвольвентного сателлита с указанным центральным колесом осуществляют, исходя из условия обеспечения удовлетворительной плавности работы передачи.

Task solution of distribution law setup in quottements of a coaxial planetary gear set with a non-standard driving-wheel with crosspiece cogs is given. Created mathematical model of catching includes coexistence equations of cogs transport and the principle view of their elements deformation.

Отказ от традиционного эвольвентного внутреннего зацепления сателлита планетарной передачи и замена его приближенным зацеплением позволяет обеспечить симметрию нагружения элементов механизма, избавиться от дорогостоящих подшипников-сателлитов, сложного в изготовлении нетехнологичного водила и существенно упростить конструкцию привода. Тихоходное центральное колесо такой планетарной передачи выполняется в виде барабана с зубьями-перемычками, расположенного внутри неподвижного центрального колеса с укороченными эвольвентными зубьями. Числа зубьев колес подбираются так, чтобы фазы зацеплений соседних сателлитов отличались друг от друга на полшага. Этим обеспечивается поочередность работы сателлитов (g) под нагрузкой и непрерывность передачи движения при коэффициентах перекрытия их зацеплений с неподвижным (b) и тихоходным (e) центральными колесами не менее 0,5 и 1, соответственно.

Формообразование зубьев-перемычек колеса указанной передачи осуществляется нестандартным инструментом (червячной фрезой или долбяком с углом профиля зубьев, не превышающим 3°). Нарезание фрезой предпочтительнее, так как более производительнее. Боковой профиль внешних зубьев-перемычек при этом имеет вид удлиненной эвольвенты или эквидистантной ей кривой и близок к профилю внутренних эвольвентных зубьев.

Важнейшей особенностью исследуемой передачи является наличие плоского приближенного зацепления эвольвентного сателлита, основная задача геометрического синтеза которого заключается в определении модуля незвольвентных зубьев-перемычек \tilde{m} (или диаметра начальной окружности в стапачном зацеплении $\tilde{d} = \tilde{m}z_e$) и глубины врезания инструмента в заготовку колеса, обеспечивающих наименьшее отклонение кривой профиля зуба-перемычки от обычной эвольвенты при исходных данных, определяемых кинематикой и геометрией теоретически точных эвольвентных зацеплений передачи.

Величина радиуса-вектора точки удлиненной эвольвенты и соответствующий ей полярный угол могут быть выражены через отрезок профильной нормали n_φ и угол обката φ (рис. 1)

$$R_\varphi = \sqrt{n_\varphi^2 + \frac{\tilde{d}^2}{4} - \tilde{d}n_\varphi \frac{h_0}{n_\varphi - \rho_0}}, \quad (1)$$

$$\Theta_\varphi = \varphi - \arccos \frac{R_\varphi^2 + 0,25\tilde{d}^2 - n_\varphi^2}{R_\varphi \tilde{d}}, \quad (2)$$

где $n_\varphi = \rho_0 + h_0 \sqrt{1 + (\tilde{d}\varphi/2h_0)^2}$, h_0 — расстояние от начальной прямой рейки до центра кривизны линии притупления кромки ее зуба; ρ_0 — радиус притупления кромки зуба.

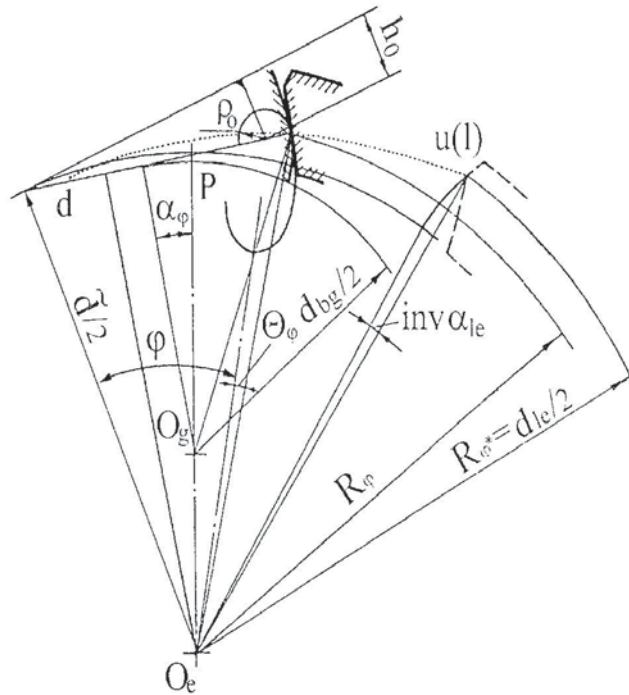


Рис.1. Схема станочного и приближенного зацеплений колеса

В соответствии с теорией зацеплений [1] уравнения касания профилей зуба сателлита и перемычки колеса в скалярной форме имеют вид

$$\left. \begin{aligned} \sqrt{R_\varphi^2 - (0,5d_{bg} + a_w \cos \alpha_\varphi)^2} &= a_w \sin \alpha_\varphi + 0,5\sqrt{d_{\varphi e}^2 - d_{bg}^2} \\ 0,5d_{bg} + a_w \cos \alpha_\varphi &= \frac{0,5\tilde{d}\varphi}{\sqrt{\varphi^2 + (2h_0/\tilde{d})^2}} \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

где a_w — межосевое расстояние; α_φ — текущее значение угла приближенного зацепления; $d_{\varphi g}$ и $d_{b g}$ — диаметры окружности точки контакта профиля зуба сателлита и его основной окружности, соответственно.

Для снижения кинематической погрешности передачи, обусловленной отклонением кривой профиля перемычки от эвольвенты, выберем точку контакта профилей с оптимальными условиями зацепления в средней части активной линии последнего. Тогда, учитывая, что в этой точке угол приближенного зацепления равен углу теоретически точного зацепления α_w , а перпендикуляр на профильную нормаль перемычки — половине диаметра основной окружности колеса d_{be} , из (1), (3) получим

$$h_0 = \sqrt{1 - (d_{be}/\tilde{d})^2} \left(0,5\sqrt{\tilde{d}^2 - d_{be}^2} + a_w \sin \alpha_w + 0,5\sqrt{d_{1g}^2 - d_{bg}^2} + 0,5p_b - \rho_0 \right), \quad (4)$$

где d_{1g} — диаметр окружности граничных точек профилей зубьев сателлита, принимаемый равным величине диаметра окружности нижних граничных точек однопарного зацепления; p_b — шаг, измеренный по основной окружности эвольвентного колеса.

Граничная точка профиля зуба-перемычки, являющаяся точкой пересечения удлиненной эвольвенты (ее эквидистанты) и огибающей положений прямой бокового профиля зуба инструмента, должна находиться за пределами активной линии однопарного приближенного зацепления или совпадать с верхней его граничной точкой. Положение указанной точки определяется из уравнений

$$\left. \begin{aligned} R_\varphi = R_{\varphi^*} &= \sqrt{n_{\varphi^*}^2 + 0,25\tilde{d}^2 + \tilde{d}n_{\varphi^*} \sin \alpha_0} \\ \Theta_\varphi = -\Theta_{\varphi^*} &= \arccos \frac{R_{\varphi^*}^2 + 0,25\tilde{d}^2 - n_{\varphi^*}^2}{R_{\varphi^*}\tilde{d}} - \varphi^* \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

где $n_{\varphi^*} = 0,5\tilde{d}\varphi^* - h_0 \sin \alpha_0 - \rho_0$, φ^* — угол обката при образовании огибающей положений прямой, α_0 — угол профиля зуба режущего инструмента.

Приравняв величину R_{φ^*} к радиусу верхней граничной точки однопарного зацепления колеса и решая полученное уравнение совместно с (4), (5), найдем параметры \tilde{d} , \tilde{m} и h_0 в долях модуля эвольвентных зубьев.

На рис. 2 представлены графики зависимостей указанных параметров от угла теоретически точного зацепления α_w и числа зубьев-перемычек тихоходного колеса z_e при числах зубьев солнечной шестерни и сателлита $z_a = 10$ и $z_g = 0,5(z_e - z_a) - k$ (здесь $k = 1$, если первое слагаемое в выражении дает целое число, $k = 0,5$ — если не целое). Коэффициент смещения исходного контура сателлита x_g принят равным нулю, исходя из условия обеспечения примерной равнопрочности (изгибной) его зуба и зуба-перемычки колеса; угол профиля зуба нестандартной фрезы и радиус притупления его режущей кромки $\alpha_0 = 2^\circ$, $\rho_0 = 0,3m$ соответственно. Значения последних двух параметров выбраны по технологическим соображениям. Расчет эвольвентных зацеплений планетарной передачи осуществлялся по известной методике [2].

Для оценки точности зацепления по нормам плавности введем критерий — интегральное среднеквадратичное отклонение удлиненной эвольвенты (ее эквидистанты) от обычной эвольвенты на активном участке профиля перемычки

$$\lambda = \sqrt{\frac{1}{R_u - R_d} \int_{R_d}^{R_u} \Delta^2 dR} \approx \sqrt{\frac{1}{p_b \sin \alpha_w} \int_{\varphi_d}^{\varphi_u} \Delta_\varphi^2 R_\varphi' d\varphi}. \quad (6)$$

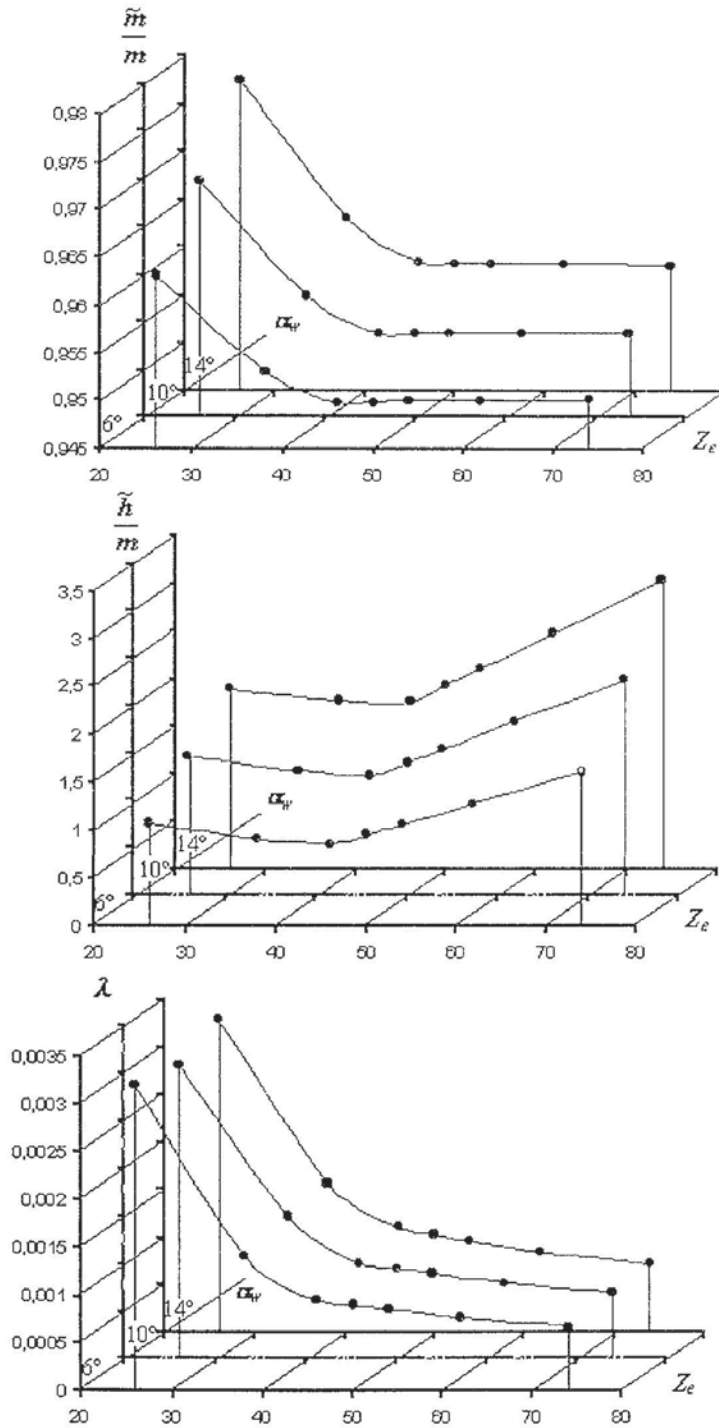


Рис.2. Зависимость параметров \tilde{m} , h_0 и λ от числа зубьев колеса и угла теоретически точного зацепления

Здесь отклонение удлиненной эвольвенты (ее эквидистанты) от обычной эвольвенты в долях модуля зубьев сателлита

$$\Delta_{\varphi} = \frac{R_{\varphi}}{m} (\Theta_{\varphi} - \Theta_w + \operatorname{tg}\beta_w - \beta_w - \operatorname{tg}\beta_{\varphi} + \beta_{\varphi}), \quad (7)$$

$\beta_\varphi = \arccos(0,5d_{bc}/R_\varphi)$; α_w и Θ_w — углы, соответствующие точке контакта профиля в средней части активной линии зацепления; R_d, R_u — величины радиусов-векторов нижней (d) и верхней (u) граничных точек однопарного приближенного зацепления колеса; φ_d и φ_u — углы обката, соответствующие нижней и верхней граничным точкам и определяемые в зависимости от фазы зацепления сателлита Ψ_g из уравнений А. А. Заостровского [1]:

$$\left. \begin{aligned} \Psi_g(\tilde{d}, \varphi_u) - \Psi_g(\tilde{d}, \varphi_d) &= 2\pi/z_g \\ \int_{\varphi_d}^{\varphi_u} (\Psi_g)'_\varphi \frac{d_{bg}}{d_{bg} \pm 2a_w \cos \alpha_\varphi} d\varphi &= 2\pi/z_e \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Найденные таким образом очертания взаимодействующих профилей зубьев позволяют определить закон изменения передаточного отношения при известном среднем его значении. В соответствии с теоремой Виллиса мгновенное передаточное отношение зубчатой пары сателлит g — колесо e будет

$$i_\varphi = 1 + \frac{2a_w}{d_{bg}} \cos \alpha_\varphi. \quad (9)$$

Из расчетов, выполненных по приведенным зависимостям, следует, что отклонение кривой бокового профиля перемычки от эвольвенты падает с ростом числа зубьев-перемычек, но мало изменяется с изменением угла теоретически точного зацепления (рис. 2).

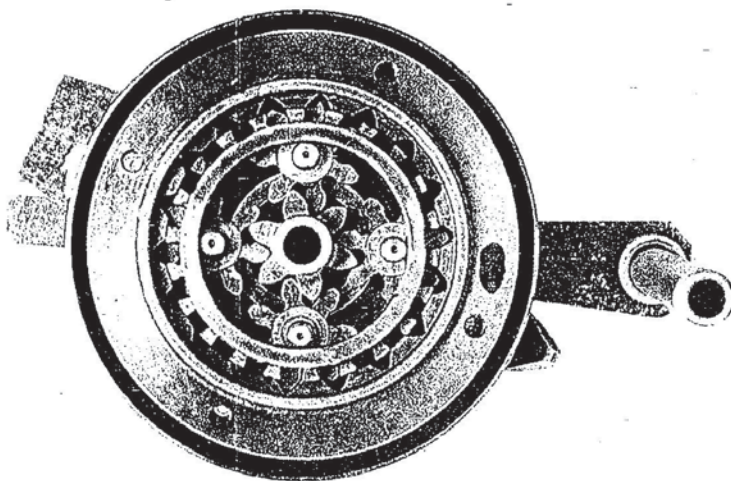


Рис.3. Формообразование зубьев-перемычек колеса

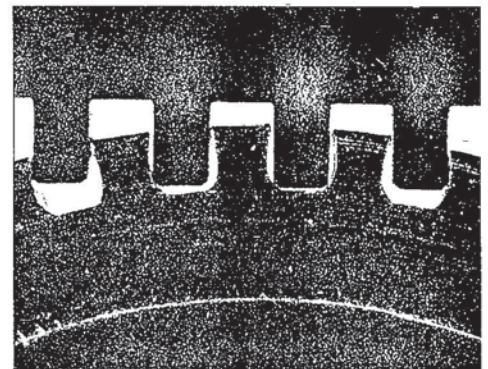


Рис.4. Коаксиальная планетарная передача ручной лебедки

На рис. 3 показано формообразование зубьев-перемычек нестандартной червячной фрезой, на рис. 4 — коаксиальная планетарная передача малогабаритной ручной лебедки [3], выполненная на базе приведенных исследований.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Литвин Ф. Л. Теория зубчатых зацеплений. — М.: Наука, 1968. — 584 с.
2. Вулгаков Э. Б. Соосные зубчатые передачи. — М.: Машиностроение, 1987. — 256 с.
3. Ефимов И. Н., Плеханов Ф. И., Красильников С. Н. Зубчатая планетарная передача. Пат.№2125194, БИ №2, 1999. — С. 158.