

В.М. ГРИБАНОВ, д.т.н., **Д.В. МАЛЫЙ**, асп., **С.М НАУМЕНКО**,

Луганск, Восточноукраинский национальный университет им. В.Даля

НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ ГЕОМЕТРИИ И МЕТРОЛОГИИ ПЕРЕДАЧ НОВИКОВА С АРОЧНЫМИ ЗУБЬЯМИ

Some questions of geometry and metrology of transfers Novikov with arch-tooth are considered

Применение косозубых колес в ряде случаев затруднено из-за больших осевых усилий, дополнительно нагружающих подшипники и корпуса. Применение же прямозубых колес часто лимитируется требованиями к плавности работы и уровню шума. Наиболее перспективными в этом отношении являются передачи АЗ (АЗ – арочный зуб: круговой, циклоидальный), которые обладают определенными преимуществами перед с прямыми и косыми зубьями: применение АЗ взамен прямых зубьев позволяет существенно увеличить нагрузочную способность передач.

Передачам АЗ присущи и недостатки: ограничения на осевой монтаж, невозможность изготовления АЗ на неразъемных венцах с малым осевым расстоянием между ними, технологические сложности изготовления и монтажа венцов с внутренними зубьями.

Таким образом, актуальными и важными являются исследования в области создания и промышленного внедрения передач АЗ, позволяющих повысить долговечность зубчатых передач и производительность зубонарезания, снизить их себестоимость и металлоемкость.

Среди известных в настоящее время методов обработки АЗ наибольший практический интерес представляют те, которые основываются на геометро-кинематических схемах, изображенных на рис.1. На схеме рис.1, а в качестве инструмента используется торцевая зуборезная головка (или чашечный абразивный круг). Поступательное движение инструмента V_0 согласовано с вращением заготовки ω_k . Подача врезания осуществляется за счет осевого перемещения инструмента V_s . Деление прерывистое. Для образования следующего зуба заготовку необходимо повернуть на угол π/Z (Z - число зубьев). Передачи можно нарезать на фрезерных станках любого типа. Производящая рейка имеет зубья, очерченные дугами окружности (рис.2).

Вторая геометро-кинематическая схема реализуется при использовании в качестве инструмента специальных резцовых головок, в которых резцы установлены группами так, что окончательное формообразование впадины

между зубьями на заготовке осуществляется резцами только одной группы. Инструменту сообщается вращение вокруг оси и поступательное движение V_0 , согласованное с вращением заготовки ω_k . Подача врезания V_s осуществляется также вдоль оси инструмента. Производящая рейка имеет зубья, очерченные в продольном направлении по циклоиде.

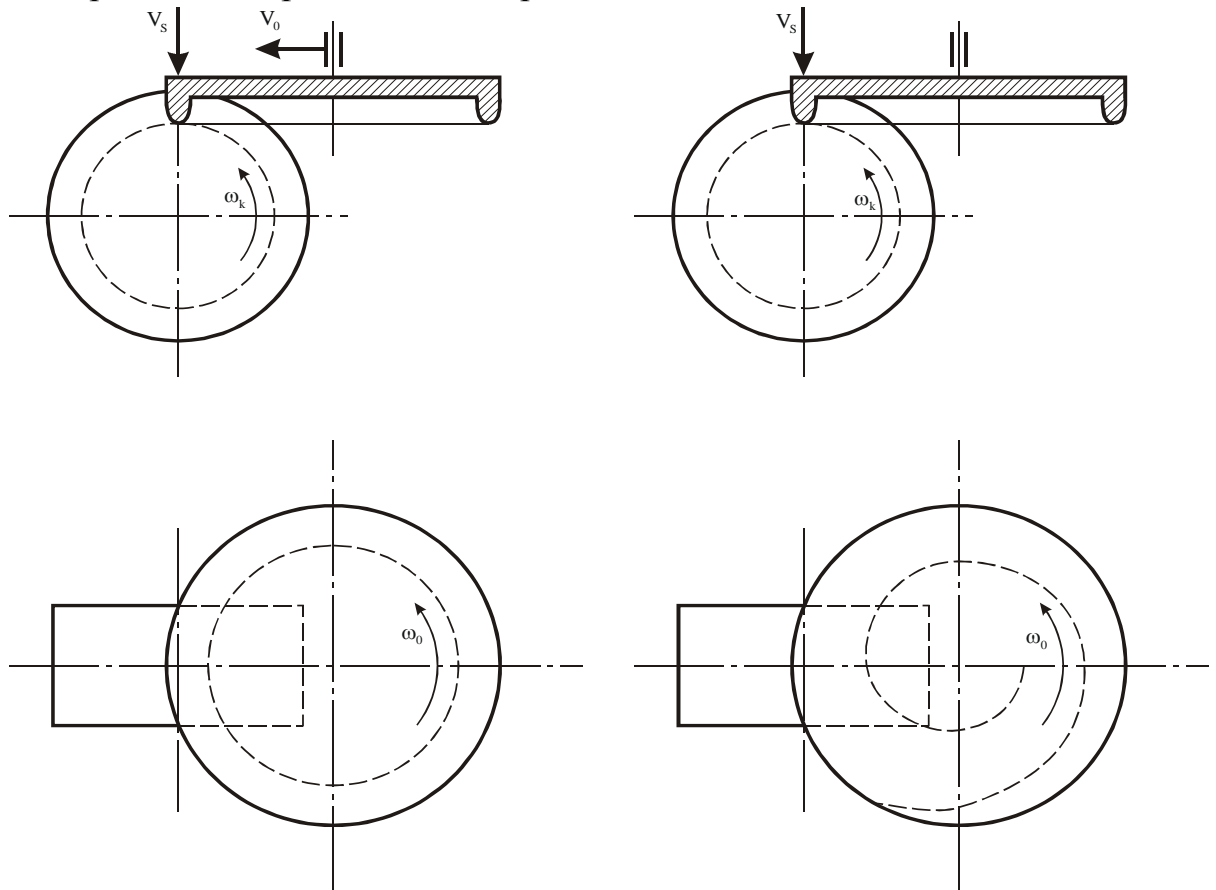


Рис.1. Некоторые геометро-кинематические схемы обработки арочных зубьев.

Метод обработки АЗ по данной схеме является более производительным, чем метод предыдущей схемы. Он может быть реализован на зубофрезерных станках со специальными суппортами.

В схеме на рис.1.б используется спирально-дисковый инструмент со спиральными производящими поверхностями постоянного шага. Вращение инструмента ω_0 согласовано с вращением заготовки ω_k . Подача врезания V_s осуществляется вдоль оси инструмента.

На геометрию зацепления существенное влияние оказывают как способ обработки, так и конструкция режущего инструмента.

В соответствии с изложенными геометро-кинематическими схемами передачи АЗ образуют обкатыванием обобщенной тороидальной производящей поверхностью по начальному цилиндру (рис.2).

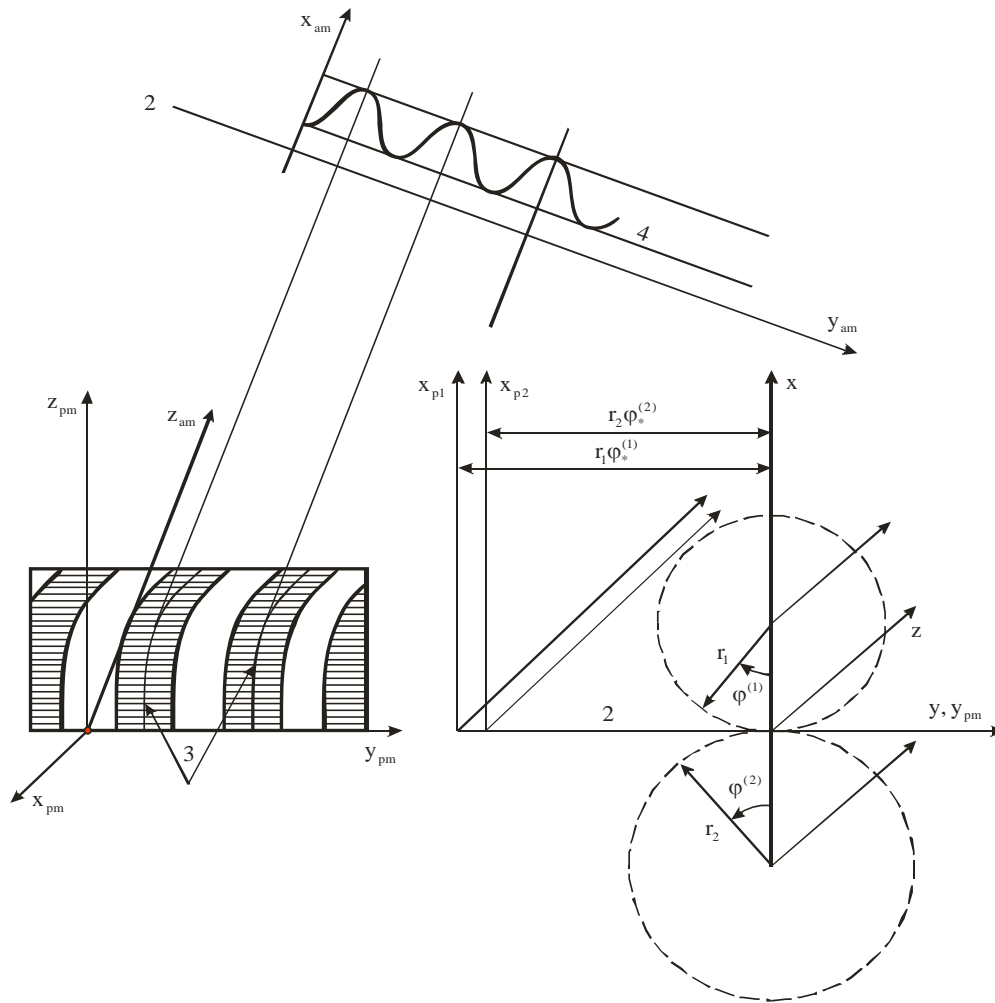


Рис.2. Геометрия нарезания цилиндрических колес АЗ: а – производящая рейка; б – станочное зацепление (1 – начальная плоскость; 2 – проекция начальной плоскости; 3 – линия продольной формы; 4 – линия зуба в нормальном сечении)

Применительно к первой схеме для передач Новикова уравнения рабочих (активных) поверхностей зубьев шестерни ($m=2$) и ортов их нормалей имеют вид [1]:

$$\begin{aligned} X_m &= \rho_m \cdot \cos \varphi^{(m)} - (-1)^m q_m \cdot \sin \varphi^{(m)} & Y_m &= -(-1)^m \rho_m \cdot \sin \varphi^{(m)} - q_m \cos \varphi^{(m)} \\ Z_m &= (R_m - \rho_m \cos v^{(m)} + a_m) \cdot \sqrt{1 - S_m^2} \end{aligned} \quad (1)$$

$$e_{xm} = \sin v^{(m)} \cos \varphi^{(m)} - (-1)^m S_m \cos v^{(m)} \sin \varphi^{(m)}$$

$$e_{Ym} = -(-1)^m \sin v^{(m)} \sin \varphi^{(m)} - S_m \cos v^{(m)} \cos \varphi^{(m)} \quad e_{Zm} = -\sqrt{1 - S_m^2} \cdot \cos v^{(m)} \quad (2)$$

Обозначено:

$$\rho_m = \rho_m \sin v^{(m)} - (-1)^m r_m - b_m - (-1)^m T_{\kappa 2}^{(m)}; \quad q_m = r_m \varphi^{(m)} - (R_m + a_m - \rho_m \cos v^{(m)}) S_m;$$

$$S_m = \frac{r_m \varphi^{(m)}}{(R_m + q_m - b_m \operatorname{ctg} v^{(m)})};$$

$\varphi^{(m)}, v^{(m)}$ – криволинейные координаты поверхностей; R_m – радиус зуборезной головки; r_m – радиус начального цилиндра ($r_1 + r_2 = a_w$ – межосевое расстояние); ρ_m, a_m, b_m – радиус и координаты центра дуги окружности

исходного контура ($\rho_1 = \rho_a, \rho_2 = \rho_f; a_1 = x_a, a_2 = x_f; b_1 = y_a, b_2 = y_f$), при этом $\rho_m = \rho_{m0} + \Delta\rho_m, a_m = a_{m0} + \Delta a_m, b_m = b_{m0} + \Delta b_m$ где $\Delta\rho_m, \Delta a_m, \Delta b_m$ - поверхности исходного контура; $T_{kz}^{(m)}$ - погрешность смещения исходного контура при зубонарезании.

Уравнения идеальных поверхностей зубьев и ортов их нормалей получаются из уравнений (1), (2) при нулевых значениях погрешностей. Криволинейная координата $v^{(m)}$ характеризует, положение точки и орта на профиле зуба, а $\varphi^{(m)}$ - вдоль линии зуба.

В передачах АЗ точки зацепления пары зубьев (две точки – в передачах ОЛЗ и две пары точек – в передачах ДЛЗ) перемещаются либо навстречу друг другу от торцов колес к вершинам арок зубьев, либо от вершин арок зубьев к торцам, удаляясь друг от друга. Степень и характер влияния погрешностей зависят от того, где находится точки контакта (рис.3): в районе торцов; в средней части полушеврона; в районе вершин арок зубьев.

Например, в момент нахождения точек контакта в окрестности вершин арок на расстоянии от вершин порядка $\delta = 0.05b_w$ (b_w - ширина полушеврона) отклонение в кинематике передачи на порядок выше, чем в случае расположения точек в средней части полушеврона. Более того, при $\delta \rightarrow 0$, $u, a \rightarrow \pm\infty$, (u - передаточное отношение, a - угловое ускорение колеса относительно шестерни) что объясняется просто: при $\delta = 0$ (а практически – при достаточно малых δ) контакт в передаче АЗ не может осуществляться по принципу зацепления Новикова, т.к. касательная прямая к продольной линии зуба является параллельной осям вращения колес. Формулируемые далее положения, относятся, главным образом, к точкам АЗ, лежащим за пределами вершинного участка длиной $\delta = 0.2b_w$.

На профильное положение точек контакта доминирующее влияние оказывают: погрешность f_{ar} межосевого расстояния, отклонение f_{xr} от параллельности осей вращения, смещения $T_{kr}^{(m)}$ исходного контура, погрешности $f_{fr}^{(m)}, f_{f0}^{(m)}$ профилей зубьев колес и резцов, радиальные биения $F_{rr}^{(m)}$ зубчатых венцов колес:

$$\left. \begin{aligned} v &= \alpha_k + \chi \sum \varepsilon_i, \chi = \frac{1}{m_n(\rho_f^* - \rho_a^*) \cos \alpha_k} \\ \sum \varepsilon_i &= T_{kr}^{(1)} + T_{kr}^{(2)} - f_{ar} \pm \frac{1}{2} F_{rr}^{(1)} \pm \frac{1}{2} F_{rr}^{(2)} \pm \frac{1}{2} f_{xr} \pm \sin \alpha_k f_{fr} \end{aligned} \right\},$$

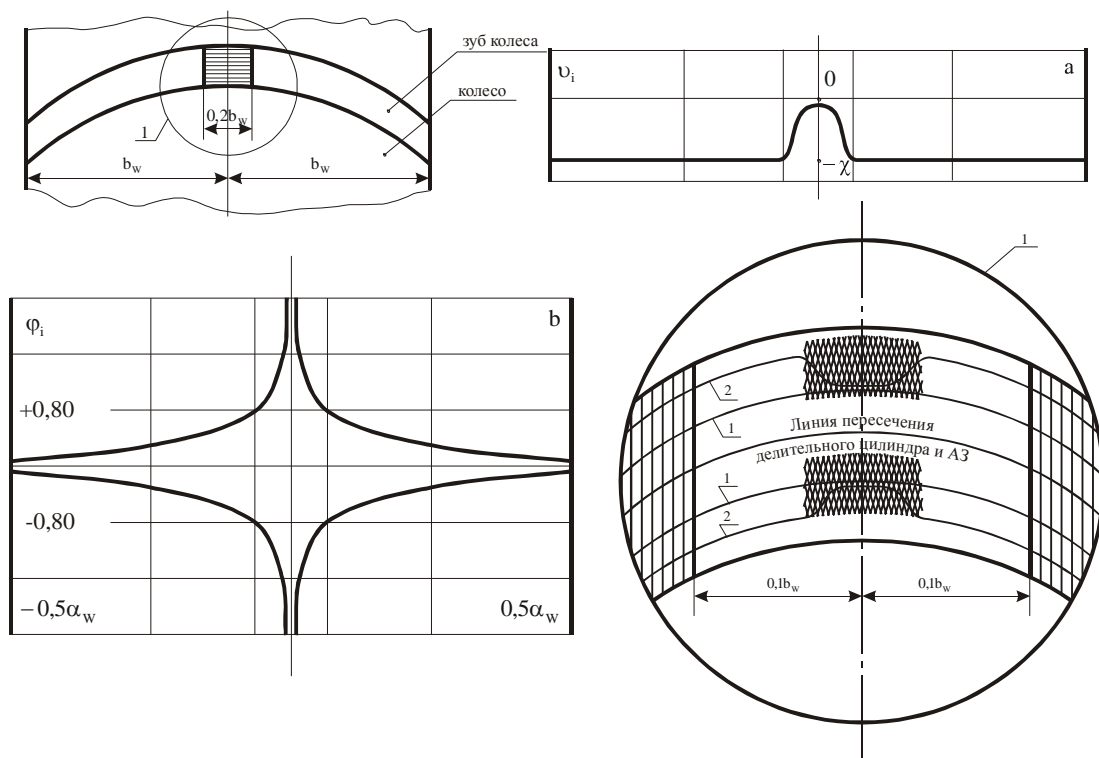


Рис.3. Влияние погрешности f_{ar} на контакт АЗ и кинематику передач: 1 – номинальные линии контакта; 2 – реальные линии контакта

Таким образом, с точки зрения профильного контакта зубьев, передачи Новикова АЗ являются [1] в такой же степени чувствительными к технологическим и монтажным погрешностям (кроме f_{yr}), что и аналогичные цилиндрические передачи КЗ (КЗ – косые зубья). В то же время передачи АЗ в 3-4 раза менее чувствительны к перекосу осей f_{yr} , чем передачи КЗ.

Вывод. Нормы точности и допуски цилиндрических передач Новикова КЗ могут быть, в первом приближении, рекомендованы в качестве таковых и для аналогичных передач Новикова АЗ.

Список литературы: 1. Грибанов В.М. Теоретические основы точности и разработка допусков зубчатых передач с зацеплением Новикова: Дис. д-ра техн. Наук: 05.02.02/ВМСИ.- Ворошиловград, 1989.-410с