

## ОСОБЕННОСТИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ С ЭВОЛЬВЕНТНО-КОНИЧЕСКИМИ КОЛЕСАМИ НА ПАРАЛЛЕЛЬНЫХ ОСЯХ

*Б.А. Лопатин, В.В. Бружас*

В работе рассматривается нетрадиционная цилиндрическая передача, составленная из эвольвентно-конических колес. Представлены основные достоинства таких передач перед обычными цилиндрическими. Показана целесообразность использования таких передач как в силовых, так и в кинематических приводах различного назначения.

Ключевые слова: зубчатые эвольвентно-конические колеса, эвольвента, цилиндрические передачи.

Эвольвентно-коническим колесом (ЭКК) называют зубчатое колесо с переменным, линейно-изменяющимся по ширине зубчатого венца коэффициентом смещения  $x$ .

Эвольвентно-коническое колесо нарезается инструментом реечного типа. Геометрия производящей рейки в нормальном сечении (в сечении плоскостью, нормальной к линии ее зуба) тождественна геометрии производящего реечного контура, используемого для нарезания цилиндрических колес.

В отличие от нарезания цилиндрического колеса, где средняя плоскость производящей рейки параллельна оси нарезаемого колеса, при нарезании эвольвентно-конического колеса средняя плоскость производящей рейки наклонена к оси колеса на угол  $\delta$  – угол конусности колеса. Движение обкатки при нарезании эвольвентно-конического колеса сохраняется таким же, как и при нарезании цилиндрического колеса [1].

Геометрия зуба эвольвентно-конического колеса в его торцовом сечении определяется геометрией сечения производящей рейки плоскостью перпендикулярной оси колеса. Профиль рейки в торцовом сечении оказывается несимметричным. Поэтому у зуба ЭКК различают левую и правую стороны.

Согласно принятым в работах [1, 2] обозначениям, считают левой стороной зуба ту, которая встречается первой, если обходить зубья со стороны большого торца по часовой стрелке. Сторону рейки, нарезающую правую сторону зуба также называют правой. Величинам, относящимся к правой стороне зуба, присваивают индекс «П», а к левой – индекс «Л».

Так как коэффициент смещения инструмента различен для различных торцовых сечений колеса (обычно положителен на большем торце и отрицателен на меньшем), зуб эвольвентно-конического колеса стремится к подрезу на малом торце и к заострению на большом. Вследствие этого ширина эвольвентно-конического колеса ограничена [4].

В косозубом эвольвентно-коническом колесе большему подрезу подвержена та сторона, которой соответствует меньший угол давления эвольвенты на делительном цилиндре. Допустимая ширина эвольвентно-конического колеса:

$$[b] = b_{\text{подр}} + b_{\text{заостр}} = \frac{m_t}{\text{tg}\delta} (x_{t\text{max}} + x_{t\text{min}}). \quad (1)$$

Из эвольвентно-конических колес может быть сформирована передача между параллельными осями. При этом колеса должны иметь одинаковые углы конусности  $\delta_1 = \delta_2 = \delta$ , установленные вершинами конусов навстречу друг другу, и равные по величине, но противоположные по знаку углы наклона линии зуба инструмента  $\beta_1 = -\beta_2$  (рис. 1).

В этом случае боковые поверхности зубьев колес передачи являются эвольвентными геликоидами, имеющими равные по величине и противоположные по знаку углы наклона винтовых линий на основных цилиндрах. Если в передаче нулевые торцевые сечения колес лежат в одной плоскости, то такая передача является передачей без смещения (нулевой). Для нее  $\alpha_{tw(p,l)} = \alpha_{t(p,l)}$ , начальные цилиндры колес совпадают с делительными. В любом торцовом сечении такой передачи коэффициенты смещения в торцевых сечениях  $x_{t_1} = -x_{t_2}$ , а коэффициент суммы смещения  $x_{\Sigma} = 0$ .

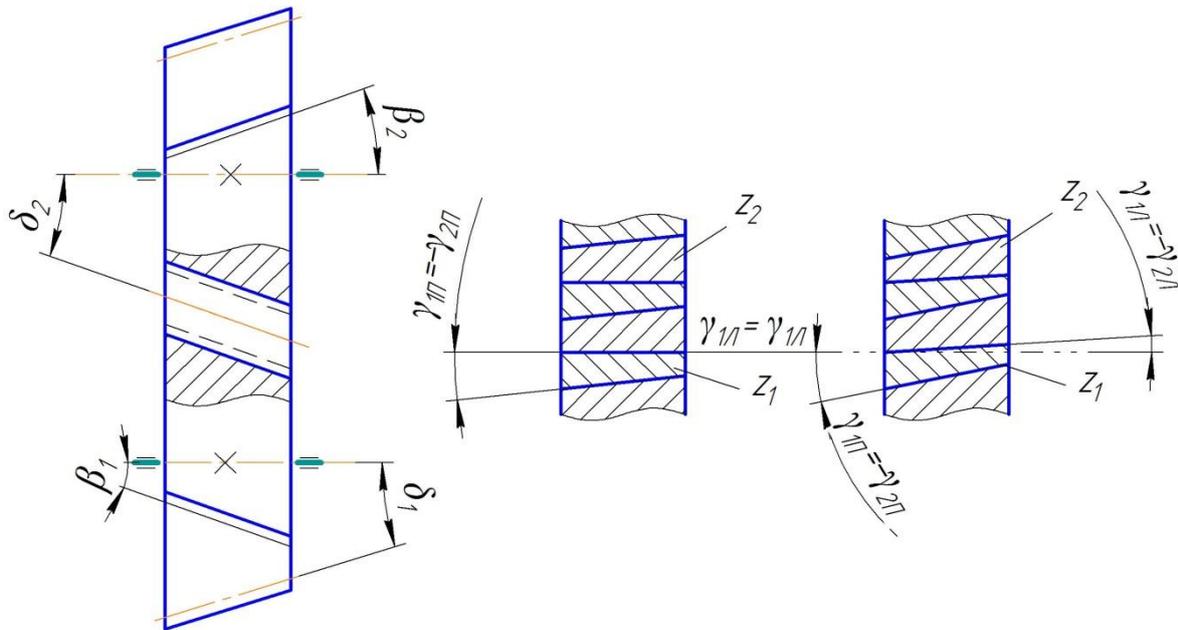


Рис. 1. Цилиндрическая передача из косозубых ЭКК:  
а) общая схема передачи; б) развёртки делительных цилиндров  
прямоугобно-косозубой передачи ( $\sin\beta = \operatorname{tg}\alpha \cdot \operatorname{tg}\delta$ ); в) развёртки  
делительных цилиндров с одинаковыми знаками углов  $\beta$   
для левых и правых сторон зубьев ( $\sin\beta > \operatorname{tg}\alpha \cdot \operatorname{tg}\delta$ )

Передача, в которой нулевые сечения колес совпадают, называется нулевой. Образование передачи со смещением можно представить как результат взаимного осевого сдвига колес передачи без смещения. Если колеса нулевой передачи сдвинуть навстречу друг другу на величину:

$$h = \frac{(x_{t_1} + x_{t_2}) \cdot m_t}{\operatorname{tg}\delta}, \quad (2)$$

в направлении вершин начальных конусов, то образуется передача, для которой коэффициент суммы смещений:

$$x_{i\Sigma} = x_{t_1} + x_{t_2}.$$

Цилиндрические передачи из ЭКК обладают рядом интересных качеств:

1. Рассматриваемые передачи имеют линейный контакт зубьев, как и обычные цилиндрические косозубые передачи, что позволяет использовать их в качестве силовых [3].

2. При косозубых колесах углы зацепления для левых и правых сторон зубьев  $\alpha_{tw_n}$  и  $\alpha_{tw_p}$  не равны между собою, и качественные показатели передачи различны для различных направлений вращения. За счёт криволинейных границ поля зацепления коэффициент перекрытия у передачи из

ЭЖК выше, чем у обычной цилиндрической передачи. Анализ значений коэффициента перекрытия для ряда конкретных передач показывает, что при небольших значениях углов  $\delta$  и  $\beta$  использование эвольвентно-конических колес позволяет получить примерно в 1,5 раза больший коэффициент перекрытия, чем в передаче с цилиндрическими колесами. Так, например, для передачи  $z_1 = 17, z_2 = 102$  при цилиндрических колесах коэффициент перекрытия  $\varepsilon = 1,685$ . Для такой же передачи при  $\delta = 5^\circ; \beta = 0; \alpha_w = \alpha_t; m = 0,6$  и ширине колес  $b = 5,5\text{мм}$   $\varepsilon = 2,07$ , т.е. в обеспечено двухпарное зацепление, что обеспечивает повышенную плавность работы передачи.

3. При определенном выборе значения углов  $\delta$  и  $\beta$  можно сформировать передачу с осевой силой в зацеплении равной нулю при одном из направлений вращения колес. Это будет так называемая прямозубо-косозубая передача (рис. 1б). Передача формируется при выполнении условия  $\sin\beta = \text{tg}\alpha \cdot \text{tg}\delta$ .

4. Назначение углов  $\gamma_{Л,2}$  и  $\gamma_{П,2}$  одного знака для левых и правых сторон зубьев позволяет получить передачу одностороннего действия (рис. 1в), на основе которой можно реализовать легко механизм свободного хода. Эта передача формируется при выполнении условия  $\sin\beta > \text{tg}\alpha \cdot \text{tg}\delta$ .

5. Образование ненулевых передач путем осевого сдвига эвольвентно-конических колес позволяет решить две важные практические задачи:

а) регулировать межосевое расстояние в передаче при сохранении постоянства бокового зазора. Эта возможность позволяет значительно упростить монтаж передачи, расширить допуск на межосевое расстояние;

б) регулировать боковой зазор в передаче при сохранении постоянства межосевого расстояния.

Величина осевого сдвига колес  $h_{сдв.}$  связана с изменением величины бокового зазора в передаче, измеряемой по дуге делительной окружности, зависимостью:

$$\Delta S_t = 2 \frac{h_{сдв.} \text{tg}\alpha \sin\delta}{\cos\beta}. \quad (3)$$

Возможность регулирования бокового зазора в цилиндрической передаче с эвольвентно-коническими колесами позволяет легко обеспечить требуемую величину бокового зазора или сформировать беззазорную передачу, что бывает весьма важно для реверсируемых кинематических передач, к которым предъявляются высокие требования в отношении точности отработки угла поворота [4].

При геометрическом расчете передачи в число исходных данных входят: числа зубьев колес  $z_1, z_2$ , параметры инструмента, углы  $\delta$  и  $\beta$ .

При заданном межосевом расстоянии:

$$a_w = \frac{m_t(z_1 + z_2) \cos \alpha_{tw(n,\pi)}}{2 \cos \alpha_{t(n,\pi)}}, \quad (4)$$

формула решается относительно  $\cos \alpha_{tw(n,\pi)}$ .

По найденным углам  $\alpha_{tw(n,\pi)}$  определяются  $\text{inv} \alpha_{tw\pi}$ ,  $\text{inv} \alpha_{twл}$  и уравнение:

$$\text{inv} \alpha_{tw\pi} + \text{inv} \alpha_{twл} = \text{inv} \alpha_{тп} + \text{inv} \alpha_{тл} + 4x_{tw\Sigma} \frac{\text{tg} \alpha \cos \delta}{\cos \beta(z_1 + z_2)}, \quad (5)$$

решается относительно  $x_{tw\Sigma} = x_{tw_1} + x_{tw_2}$ .

В каждом торцевом сечении передачи значения коэффициентов  $x_{t_1}$  и  $x_{t_2}$  различны, но сумма их равна  $x_{t\Sigma}$ .

Ширина колес в передаче, как правило, ограничивается шириной шестерни, которая зависит от предельных значений коэффициентов смещения на малом и большем торце шестерни.

Для определения рабочей ширины колес, удобно использовать систему координат  $x_{t_1} - x_{t_2}$  (рис. 2).

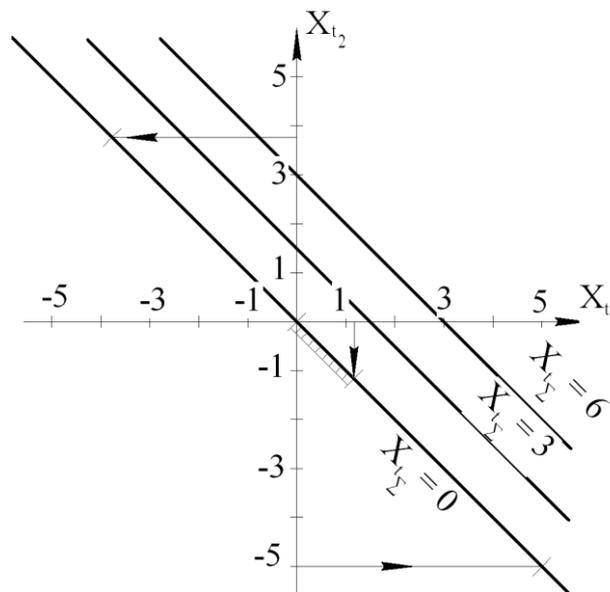


Рис. 2. К определению ширины колёс

В этой системе координат передаче, с коэффициентом суммы смещений  $x_{t\Sigma}$ , соответствует прямая, наклоненная к осям координат под углом  $45^\circ$  и отсекающая на осях отрезки равные  $x_{t\Sigma}$ . Если на этой прямой отложить значения  $x_{t_{1,2\max}}$ , найденные из условия отсутствия заострения, и зна-

чения  $x_{t_{1,2\min}}$ , найденные из условия отсутствия подреза, то будут получены два отрезка прямой, каждый из которых определяет предельно возможную ширину колес. Общий участок этих отрезков определяет рабочую ширину колес в передаче.

Для передачи без смещения ( $x_{t\Sigma}=0$ ) точки, соответствующие предельным значениям коэффициентов смещения, откладываются на прямой, проходящей через начало координат.

Например, для передачи с параметрами  $z_1=17$ ,  $z_2=102$ ,  $\delta=5^\circ$ ,  $m=0,6$ ,  $\beta=0$ ,  $x_{t\Sigma}=0$ ,  $x_{t_{1\max}}=1,072$ ,  $x_{t_{2\max}}=3,42$ ,  $x_{t_{1\min}}=0$ ,  $x_{t_{2\min}}=-4,92$ .

Рабочая ширина колес  $b = \frac{1,072m}{\operatorname{tg}\delta} = 7,35$  мм.

6. Достижимая точность изготовления ЭКК не отличается от точности обычных цилиндрических колёс, вследствие однотипности технологии их изготовления.

### Выводы

Рассмотренные выше преимущества цилиндрических зубчатых передач, сформированных из ЭКК по отношению к передачам, сформированным из обычных цилиндрических колес, наглядно показывают целесообразность их применения как в силовых, так и кинематических приводах машин различного назначения.

### Библиографический список

1. Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач / Под ред. И.А. Болотовского. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1986. – 448 с.
2. Лопатин, Б.А. Цилиндро-конические зубчатые передачи / Б.А. Лопатин, О.Н. Цуканов // Международный журнал экспертного образования. – 2012. – № 11. – С. 34–36.
3. Лопатин, Б.А. Цилиндро-конические зубчатые зацепления в приводах машин / Б.А. Лопатин, О.Н. Цуканов, С.В. Плотникова // Вестник машиностроения. – 2003. – № 8. – С. 7–9.
4. Еремин, В.П. Создание нового поколения электромеханических приводов трансформируемых систем космических аппаратов / В.П. Еремин, Н.В. Еремин, А.Н. Кирилин, Б.А. Лопатин, С.А. Петрищев, Н.П. Родин, В.М. Рублев, Ю.Н. Секисов. – Самара: ФГУП «ГНПРКЦ «ЦСКБ–Прогресс», 2011. – 563 с.

[К содержанию](#)