

ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ С ЭВОЛЬВЕНТНО-КОНИЧЕСКИМИ КОЛЕСАМИ

Б.А. Лопатин

В статье показана возможность формирования зубчатых передач, составленных из эвольвентно-конических колес, при любом расположении осей колес в пространстве. Показаны преимущества передач с эвольвентно-коническими колесами по отношению к передачам, образованным из цилиндрических и обычных конических колес.

Ключевые слова: эвольвентно-конические колеса; зубчатые передачи.

Эвольвентно-коническое зубчатое колесо (ЭКК) – это колесо, нарезаемое инструментом реечного типа (зуборезная гребенка, червячная фреза, шлифовальный круг) с переменным вдоль оси колеса смещением инструмента [1].

Переменность смещения обусловлена тем, что в станочном зацеплении ЭКК с инструментом делительная плоскость рейки наклонена к оси колеса под углом δ (рис. 1), называемым углом конусности колеса. Движение обкатки при нарезании ЭКК сохраняется таким же, что и для цилиндрическо-

го колеса, т.е. аксоидами в относительном движении являются делительный цилиндр колеса и касательная к нему станочно-начальная плоскость инструмента. Шаг зубьев по какому-либо цилиндру (например, по делительному) остается в любом торцовом сечении неизменным, а толщина зуба вдоль его длины изменяется, за счет чего зубья приобретают клиновидную форму.

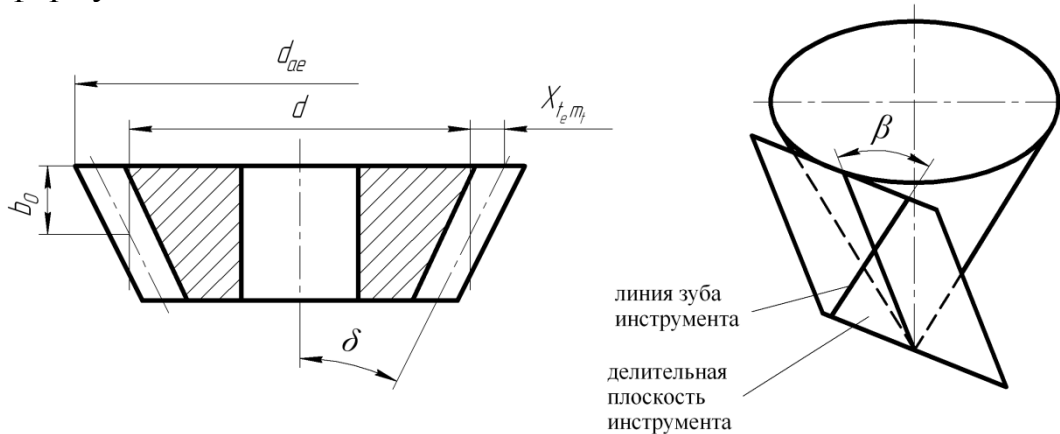


Рис 1. Эвольвентно-коническое колесо

Поверхность вершины зубьев колеса – обычный конус с углом при вершине 2δ . При наличии каких-либо специальных требований угол конуса поверхности вершины может отличаться от 2δ , часть поверхности (обычно у большого торца) может быть выполнена цилиндрической.

Поверхностью впадин является конус углом при вершине 2δ , т.е. чаще всего зуб ЭКК выполняется равновысоким по длине.

Геометрия торцового сечения ЭКК определяется числом зубьев колеса z , параметрами исходного производящего реечного контура – углом профиля α , коэффициентами h_i^* , h_a^* , c^* , а также расположением инструмента относительно колеса – углами установки инструмента δ и β .

В сечении производящей рейки торцовой плоскостью колеса (рис. 2) углы профиля за счет наклона рейки становятся отличными от угла α .

В таблице приведены основные формулы геометрического расчета ЭКК.

Верхние знаки в формулах относятся к правой стороне зуба. Правая и левая стороны зуба определяются при взгляде на зуб со стороны большого торца колеса.

Так как ЭКК нарезается инструментом реечного типа, то оно может образовывать правильное зацепление со всеми зубчатыми колесами, правильно сцепляющимися с прямобочной рейкой. Поэтому ЭКК правильно сцепляется друг с другом, с цилиндрическими колесами, эвольвентными червяками. Этим и определяется одно из главных достоинств передач с ЭКК – их широкая универсальность. Из ЭКК и их сочетаний с цилиндрическими колесами могут быть составлены передачи для любого взаимного расположения осей колес в пространстве [2].

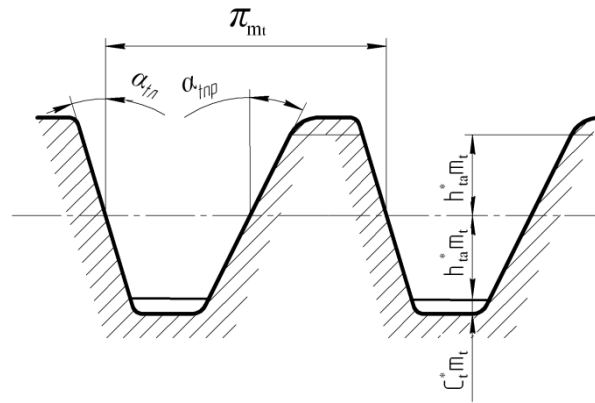


Рис. 2. Сечение производящей рейки торцовой плоскостью колеса

Таблица
Формулы геометрического расчета эвольвентно-конических колес

№ п/п	Определяемая величина	Расчётная формула
1	Торцовый модуль	$m_t = \frac{m}{\cos \beta}$
2	Угол давления эвольвенты на делительной окружности	$\operatorname{tg} \alpha_{t_{п,л}} = \frac{\operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta}{\cos \beta} \pm \operatorname{tg} \beta \cdot \sin \delta$
3	Коэффициент высоты головки зуба инструмента	$h_{at}^* = h_a^* \cdot \frac{\cos \beta}{\cos \delta}$
4	Коэффициент радиального зазора	$c_t^* = c^* \cdot \frac{\cos \beta}{\cos \delta}$
5	Радиус делительной окружности	$r = \frac{m_t z}{2}$
6	Радиус основной окружности	$r_{b_{п,л}} = r \cdot \cos \alpha_{t_{п,л}}$
7	Радиус окружности впадин	$r_f = m_t \cdot \left(\frac{z}{2} - h_{at}^* + x_t - c_t^* \right)$
8	Радиус окружности вершин зубьев ($\delta_a = \delta$)	$r_a = m_t \cdot \left(\frac{z}{2} + h_{at}^* + x_t - \Delta y_t^* \right)$
9	Угол наклона винтовой линии на делительном цилиндре	$\operatorname{tg} \beta_{п,л} = \operatorname{tg} \beta \cdot \cos \delta \mp \frac{\operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta}{\cos \beta}$
10	Угол наклона винтовой линии на основном цилиндре	$\operatorname{tg} \beta_{b_{п,л}} = \operatorname{tg} \beta_{п,л} \cdot \cos \alpha_{t_{п,л}}$
11	Делительная толщина зуба	$S_t = m_t \cdot \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x_t \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta}{\cos \beta} \right)$
12	Дуговая толщина зуба на окружности d_y	$S_{t_y} = \frac{d_y}{2} \left(\frac{2S_t}{d} + \operatorname{inv} \alpha_{t_{п}} + \operatorname{inv} \alpha_{t_{л}} - \operatorname{inv} \alpha_{t_{уп}} - \operatorname{inv} \alpha_{t_{yl}} \right)$

В передачах между скрещивающимися осями – гиперболоидных (рис. 3а) применение ЭКК вместо цилиндрических позволяет уменьшить чувствительности передач к погрешностям межосевого расстояния, путем изменения геометрических параметров колес в передаче с ЭКК можно регулировать степень локализации контактов зубьев, уменьшая ее вплоть до линейного контакта зубьев. Это позволяет получить в передаче с ЭКК существенно большую нагрузочную способность по сравнению с винтовой передачей, составленной из цилиндрических колес. Одним из преимуществ передач является возможность передачи вращения при очень малом межосевом расстоянии (минимальное значение ограничено лишь диаметрами валов колес) за счет изменения расположения колес (размеры e_{w1} , e_{w2} , рис. 3а) относительно линии кратчайшего межосевого расстояния.

Конические передачи (рис. 3б), составленные из ЭКК или из ЭКК и цилиндрического колеса имеют локализованный контакт зубьев, причем степень локализации тем больше, чем больше межосевой угол. Поэтому их наиболее целесообразно применять при малых межосевых углах, когда изготовление обычных конических колес из-за большого конусного расстояния затруднено. Передачи малочувствительны к погрешностям межосевого угла и осевого расположения колес. При больших числах зубьев и малой ширине колес (в кинематических передачах) не исключается использование ЭКК при больших межосевых углах.

Передачи между параллельными осями (цилиндрические) (рис. 3в) могут быть составлены из двух ЭКК, имеющих одинаковые углы конусности δ , а, при косозубых колесах, и равные, но противоположные по знаку углы наклона линии зуба рейки β . Колеса в передаче устанавливаются вершинами конусов навстречу друг другу. Применение ЭКК в цилиндрических передачах позволяет повысить плавность работы (за счет увеличения коэффициента перекрытия), что положительно сказывается на нагрузочной способности передач. При использовании так называемых прямозубо-косозубых ЭКК повышение плавности достигается без появления осевых нагрузок, присущих передачам с косозубыми цилиндрическими колесами. Одним из важных положительных качеств цилиндрических передач и ЭКК является возможность за счет взаимного осевого сдвига колес регулировать межосевое расстояние (при постоянном боковом зазоре или беззазорном зацеплении), а также регулировать величину бокового зазора при постоянном межосевом расстоянии.

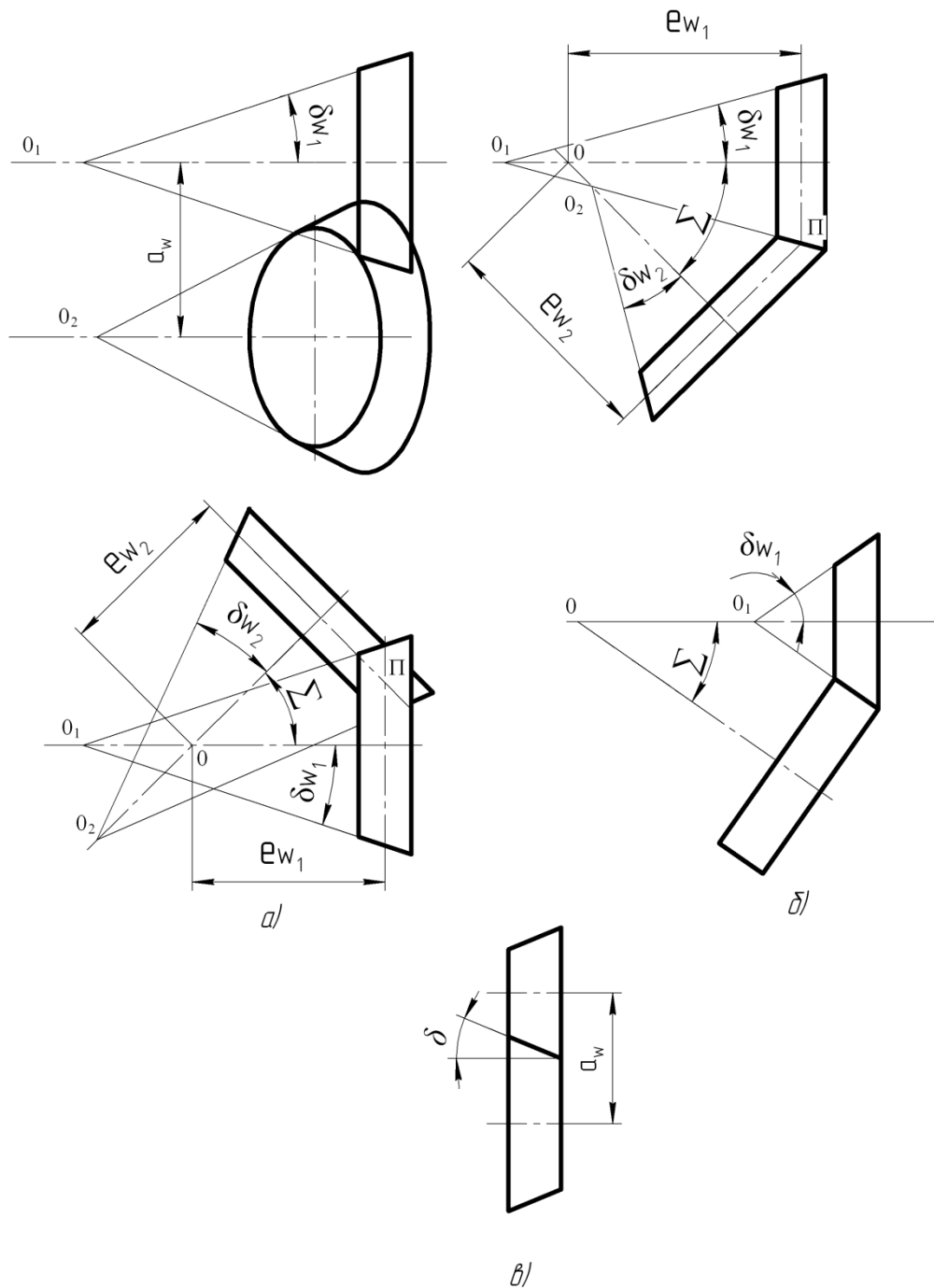


Рис. 3. Схемы формирования различных передач из ЭКК

Таким образом, из ЭКК и их сочетаний с цилиндрическими колесами можно сформировать передачи с улучшенными свойствами для любого взаимного расположения колес в пространстве, выполнить механизмы, неосуществимые при использовании цилиндрических и обычных конических колес [3]. При этом точность передач обеспечивается той же, что и для обычных цилиндрических передач.

Библиографический список

1. Болотовский, И.А. Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач / И.А. Болотовский. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1986. – 448 с.
2. Лопатин, Б.А. Цилиндро-конические зубчатые передачи: Монография / Б.А. Лопатин, О.Н. Цуканов. – Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 2005. – 200 с.
3. Еремин, В.П. Создание нового поколения электромеханических приводов трансформируемых систем космических аппаратов / 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.