

Выражения (11), (12) представляют собой уравнения боковой поверхности зуба шестерни, нарезанной червячной фрезой, где (12з) и (12и) – преобразованные уравнения зацепления при $w_p = \text{const}$ и $\varphi = \text{const}$ соответственно.

Полученные уравнения позволяют произвести оценку отклонения нарезаемой поверхности инструментом реечного типа и теоретически точного профиля.

Сравнительный анализ профилей показал, что максимальные отклонения возникают в ряде передач в крайних торцовых сечениях шестерни и составляют сотые доли миллиметра. При этих отклонениях на больших торцах получаемый профиль зуба шире теоретического, что может нарушить работу передачи из-за возникновения интерференции или кромочного контакта в зацеплении.

Устранение отклонений профиля можно осуществить назначением модификации зубьев шестерни при ее нарезании [6]. Сущность модификации заключается в корректировке коэффициентов смещения исходного контура инструмента, по которым рассчитывалась траектория фрезы в тех торцовых сечениях шестерни, где наблюдаются максимальные отклонения профиля. Величина модификации для каждой передачи назначается индивидуально.

Способ нарезания зубьев конических колес был использован при проектировании и изготовлении планетарных редукторов с цилиндрическими зацеплениями [7]. Такие редукторы обладают рядом положительных характеристик, в частности, их нагрузочная способность сопоставима с нагрузочной способностью волновых передач, а ресурс работы в несколько раз выше. Кроме того, они обладают

Получено 20.03.2017

свойством самоторможения, что исключает применение дополнительных тормозящих устройств и позволяет осуществлять выборку зазоров в зубчатых зацеплениях.

Библиографические ссылки

1. Давыдов Я. С. Незвольventное зацепление. – М. : Машгиз, 1950. – 180 с.
2. Зайнетдинов Р. И. Исследование и разработка эксцентриковой планетарной передачи с наклонными сателлитами : дис. ... канд. техн. наук. – Челябинск, 1985. – 232 с.
3. Пат. 2364480 С1 Российская Федерация, МПК В 23 5/24. Способ нарезания зубьев незвольventной шестерни цилиндрической передачи внутреннего зацепления / Б. А. Лопатин, Е. А. Полуэктов, Д. Б. Лопатин, Р. И. Зайнетдинов, В. М. Рублев. – № 2008117944; заявл. 04.05.2008; опубл. 20.08.2009, Бюл. № 23. – 2 с.
4. Зубчатые передачи с эвольventно-коническими колесами // Справочник по геометрическому расчету эвольventных зубчатых и червячных передач / И. А. Болотовский, В. И. Безруков, О. Ф. Васильева [и др.]. – 2-е изд., испр. и доп. – М. : Машиностроение, 1986. – С. 254–261.
5. Литвин Ф. Л. Теория зубчатых зацеплений. – М. : Наука, 1968. – 584 с.
6. Плотникова С. В., Полуэктов Е. А. Обеспечение требуемой точности профиля незвольventной шестерни продольной модификацией зубьев // Наука ЮУрГУ. Секция технических наук. – Издательский центр ЮУрГУ, 2009. – Т. 1. – С. 292–294.
7. Св. о гос. регистрации программы для ЭВМ 200961002. Программный комплекс расчета и анализа геометрии зацеплений цилиндрических зубчатых передач / Б. А. Лопатин, С. А. Хаустов, Е. А. Полуэктов, С. Р. Бурназян, Р. И. Зайнетдинов. – № 2009614819; заявл. 04.09.2009; зарегистрировано 29.10.2009.

УДК 621.833

DOI 10.22213/2413-1172-2017-2-15-18

В. В. Бружас, аспирант, филиал Южно-Уральского государственного университета (Национального исследовательского университета) в Златоусте

Б. А. Лопатин, доктор технических наук, профессор, филиал Южно-Уральского государственного университета (Национального исследовательского университета) в Златоусте

С. В. Плотникова, кандидат технических наук, доцент, филиал Южно-Уральского государственного университета (Национального исследовательского университета) в Златоусте

РАЗРАБОТКА ТВЕРДОТЕЛЬНЫХ МОДЕЛЕЙ ЭВОЛЬVENTНО-КОНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Передачи с ЭКК находят применение при проектировании современных оригинальных зубчатых механизмов, которые не могут быть сформированы из традиционных зубчатых колес. Для формирования проектируемых механизмов с ЭКК и исследования их напряженно-деформированного состояния необходимы трехмерные твердотельные модели ЭКК.

Эвольventно-коническое зубчатое колесо – это колесо, нарезаемое инструментом реечного типа (зуборезная гребенка, червячная фреза, шлифовальный круг) с переменным вдоль оси колеса смещением инструмента [1, 2]. Особенностью таких колес является то, что в каждом торцовом сечении получается профиль с определенным коэффициентом смещения, который изменяется в каждом сечении на величину

$$\Delta x = \operatorname{stg} \delta / m, \quad (1)$$

где s – шаг (принятое расстояние между двумя соседними сечениями); Δx – приращение коэффициента смещения; δ – угол конусности ЭКК; m – модуль.

Геометрия зуба эвольвентно-конического колеса в его торцовом сечении определяется геометрией сечения производящей рейки плоскостью, перпендикулярной оси колеса.

Согласно принятым в работах [3, 4] обозначениям условимся считать левой стороной зуба ту, которая встречается первой, если обходить зубья со стороны большого торца по часовой стрелке. Сторону рейки, нарезающую правую сторону зуба, также будем называть правой. Величинам, относящимся к правой стороне зуба, будем присваивать индекс «п», а к левой – индекс «л».

За счет наклона средней плоскости рейки к оси колеса под углом высотные размеры торцового сечения увеличиваются в $1/\cos \delta$ раз, а за счет наклона рейки в средней плоскости на угол β размеры вдоль средней линии рейки увеличиваются по сравнению с размерами в нормальном сечении в $1/\cos \beta$ раз, следовательно,

$$m_l = m / \cos \beta. \quad (2)$$

Коэффициенты h_{al}^* , c_l^* , характеризующие высоту прямолинейного и скругленного участков зуба рейки, могут быть определены из следующих соотношений:

$$h_l = h_{al}^* m_l = h / \cos \delta = h_a^* m / \cos \delta. \quad (3)$$

Откуда

$$h_{al}^* = h_a^* \cos \beta / \cos \delta; \quad c_l^* = c^* \cos \beta / \cos \delta. \quad (4)$$

Процесс образования зуба ЭКК в произвольном торцовом сечении (положение которого определяется величиной смещения инструмента $x_l m_l$) можно рассматривать как результат нарезания колеса несимметричной рейкой. Это позволяет использовать при определении размеров ЭКК в торцовом сечении методы и формулы, используемые при расчете цилиндрических колес.

Радиус делительной окружности

$$r = m_l z / 2, \quad (5)$$

где z – число зубьев колеса.

Радиус окружности вершин зубьев

$$R_a = m_l (z + 2h_{al}^* + 2x_l - 2c_l^*) / 2. \quad (6)$$

Радиус окружности впадин

$$R_i = m_l (z - 2h_a^* + 2x_l - 2c_l^*) / 2. \quad (7)$$

Радиусы основных окружностей эвольвент, образующих боковые профили зуба:

$$\begin{aligned} r_{bл} &= r \cos \alpha_{лл}; \\ r_{bп} &= r \cos \alpha_{пп}. \end{aligned} \quad (8)$$

Боковые профили зуба в случае $\beta \neq 0$ очерчены эвольвентами разных основных окружностей. Толщина зуба по делительной окружности определяется как

$$S_l = m_l (\pi/2 + x_l \operatorname{tg} \alpha_{лл} + x_l \operatorname{tg} \alpha_{пл}). \quad (9)$$

Боковая поверхность зуба ЭКК является эвольвентной винтовой поверхностью (эвольвентным геликоидом). Для случая $\beta \neq 0$ правая и левая боковые поверхности зуба являются различными эвольвентными геликоидами, радиусы основных цилиндров которых определяются по формулам (8), а углы наклона винтовых линий на делительном цилиндре находятся из выражений:

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \beta_{л} &= \operatorname{tg} \beta \cos \delta + \operatorname{tg} \alpha \sin \delta / \cos \beta; \\ \operatorname{tg} \beta_{п} &= \operatorname{tg} \beta \cos \delta - \operatorname{tg} \alpha \sin \delta / \cos \beta. \end{aligned} \quad (10)$$

В последних формулах положительная величина угла β соответствует правому направлению винтовой линии.

Приведенные выше зависимости позволяют определить основные размеры модели ЭКК.

В работе [5] представлен способ получения модели с использованием специального программного комплекса, где формирование модели происходит в процессе объединения нескольких торцовых сечений ЭКК. При таком способе получения модели ЭКК точность модели зависит от количества объединяемых торцовых сечений: чем больше сечений, тем точнее модель.

В данной работе в основу получения модели ЭКК положено моделирование станочного зацепления ЭКК и производящей рейки (рис. 1) [6]. При этом могут быть получены модели колес при различных параметрах производящей рейки (α , h_a^* , h_f^* , c^* , ρ^*).

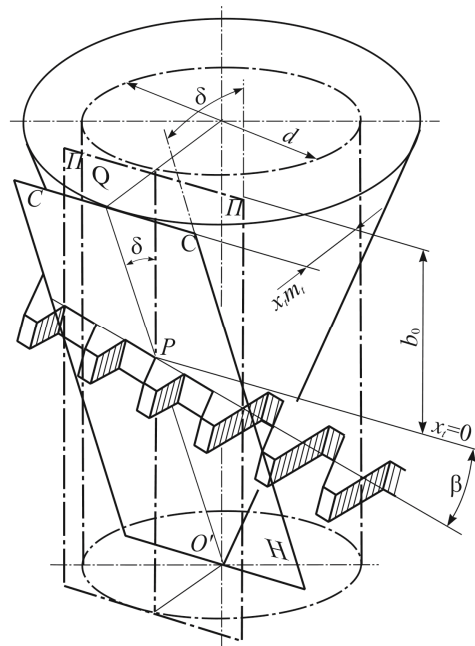


Рис. 1. Схема станочного зацепления ЭКК с производящей рейкой

Формообразование зубьев колес реализовано в системе автоматизированного проектирования «Компас 3D». Исходными данными для получения модели ЭКК являются размеры заготовки, углы установки рейки β , δ . На рис. 2 изображен процесс формообразования зубьев одного из ЭКК.

На рис. 3 в качестве примера показаны твердотельные модели: прямозубого эвольвентно-конического зубчатого колеса (рис. 3, а), косозубого эвольвентно-конического зубчатого колеса (рис. 3, б), эвольвентно-конического колеса с внутренними зубьями (рис. 3, в).

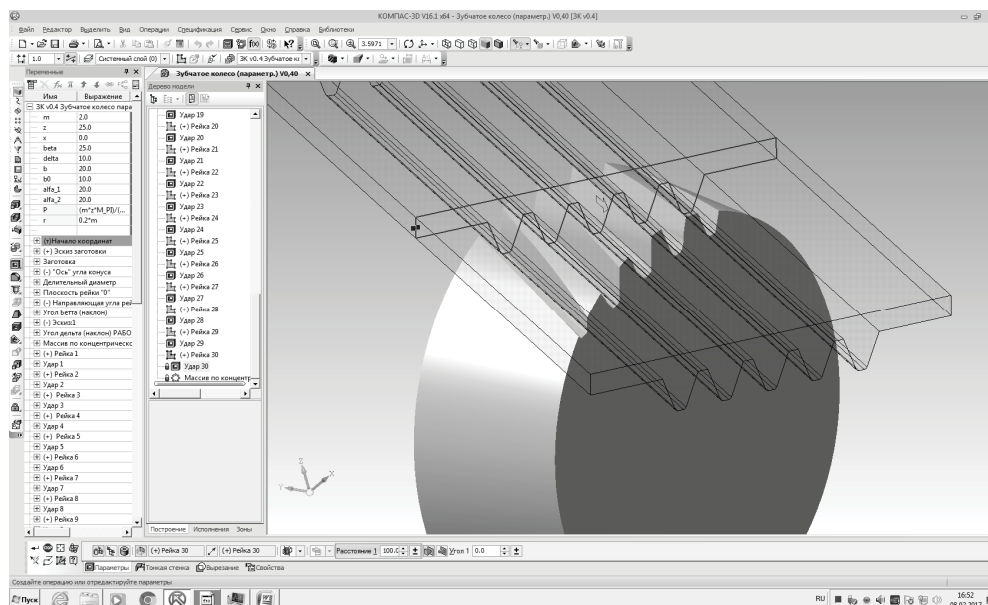


Рис. 2. Формообразование зубьев ЭКК

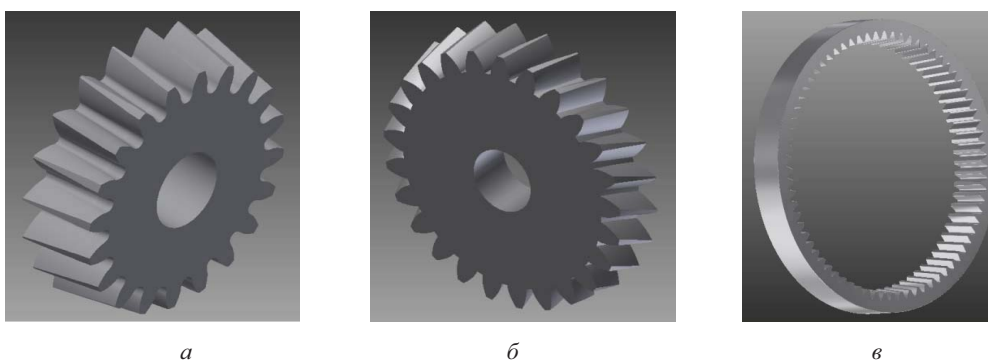


Рис. 3. Модели эвольвентно-конических колес: а – прямозубое ЭКК; б – косозубое ЭКК; в – ЭКК с внутренними зубьями

Зубчатые передачи из ЭКК можно сформировать при любом расположении осей колес в пространстве [7]. Эвольвентно-конические колеса образуют сопряженные зацепления не только между собой, но и с обычными цилиндрическими колесами.

В качестве примера на рис. 4 представлены схемы цилиндрикоконических зубчатых передач, где в качестве одного из зубчатых колес используется обычное цилиндрическое зубчатое колесо [8].

На рис. 4, а показана схема передачи на скрещивающихся осях. Она работает плавно, менее чувствительна к погрешностям межосевого расстояния, чем передача с цилиндрическими колесами. Для одного из направлений вращения возможен линейный или близкий к линейному контакт. Это позволяет использовать такие передачи в высокоскоростных и тяжелонагруженных приводах. При $\delta_1 = 0$; $\beta_1 \neq 0$; $\beta_2 \neq 0$ передача вырождается в винтовую передачу (рис. 4, б).

На рис. 4, в представлена схема цилиндрикоконической эвольвентной передачи на пересекающихся осях. Такие передачи целесообразно применять при малых межосевых углах, когда изготовление обычных конических колес с большим конусным расстоянием затруднено. Передачи малочувствительны к погрешностям межосевого угла.

В передачах между параллельными осями (рис. 4, г) два эвольвентно-конических колеса, установленные вершинами конусов навстречу друг другу, позволяют осевыми перемещениями регулировать боковой зазор или межосевое расстояние [9]. В такой передаче $\delta_1 = \delta_2$ и $\beta_1 = -\beta_2$. Если в этой схеме принять угол $\delta = 0$, то передача преобразуется в обычную цилиндрическую передачу на параллельных осях.

В качестве примера передачи на рис. 5 представлены модели передач из эвольвентно-конических колес.

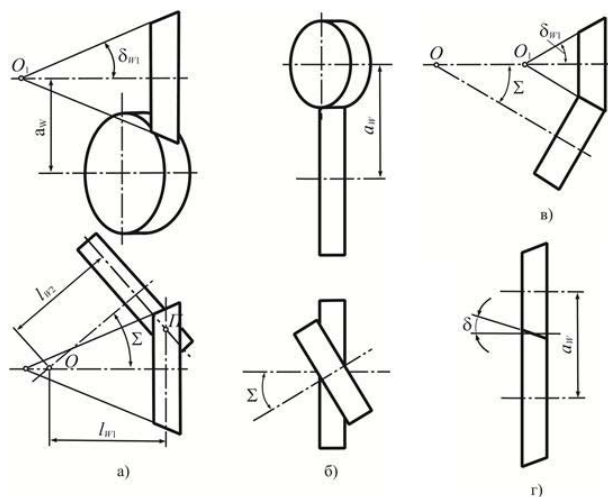


Рис. 4. Схемы цилиндрических передач:

а – на скрещивающихся осях; б – винтовая цилиндрическая передача; в – на пересекающихся осях; г – на параллельных осях

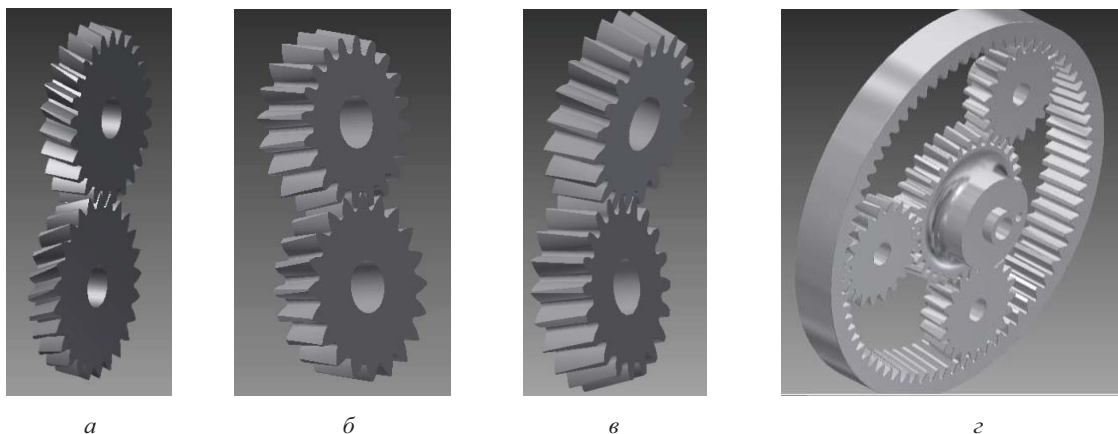


Рис. 5. Модели передач: а – передача из косозубых ЭКК на параллельных осях; б – передача из прямозубых ЭКК на параллельных осях; в – передача на пересекающихся осях; г – безлофтовая планетарная передача из прямозубых ЭКК [10]

Получение твердотельных моделей ЭКК путем моделирования станочного зацепления ЭКК и производящей рейки наиболее полно отражает реальную картину формообразования зубьев. Этот способ позволяет получать модели ЭКК при различных параметрах инструмента (производящей рейки), как высотных, так и угловых, что существенно расширяет диапазон получаемых моделей колес.

Твердотельные модели ЭКК дают возможность при проектировании зубчатых механизмов различного назначения формировать из них различные виды зубчатых передач (гиперболоидные, конические, цилиндрические). Модели передач могут быть использованы в дальнейшем при оценки их напряженно-деформированного состояния.

Библиографические ссылки

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., Цуканов О. Н. Цилиндрические зубчатые передачи: монография. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2005. – 200 с.

3. Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач.

4. Лопатин Б. А., Цуканов О. Н. Указ. соч.

5. Bruzhas V. V., Lopatin B. A. Development of solid-state models for the gears of different geometry // Procedia Engineering Ser. "International Conference on Industrial Engineering, ICIE 2015". – 2015. – С. 369–373.

6. Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач.

7. Лопатин Б. А. Зубчатые передачи с эвольвентно-коническими колесами // Наука ЮУрГУ: материалы 66-й науч. конф. [Электронный ресурс]. – 2014. – С. 1478–1483.

8. Lopatin B. A., Plotnikova S. V., Khaustov S. A. Involute helical-bevel gearing // Procedia Engineering Ser. "International Conference on Industrial Engineering, ICIE 2015". – 2015. – С. 891–895.

9. Лопатин Б. А., Бружас В. В. Особенности зубчатых передач с эвольвентно-коническими колесами на параллельных осях // материалы 67-й науч. конф. / Мин-во образования и науки Российской Федерации; Южно-Ур. гос. ун-т, 2015. – С. 1299–1305.

10. Пат. на полезную модель RU 159017 15.05.2015 / О. Н. Цуканов, Б. А. Лопатин, В. В. Бружас. Планетарная зубчатая передача.