

Б.А. ЛОПАТИН, д.т.н, проф., зам. директора по научной работе филиала ФГБОУ ВПО "ЮУрГУ" (НИУ) в Златоусте, Россия;

Е.А. ПОЛУЭКТОВ, ст. преп. филиала ФГБОУ ВПО "ЮУрГУ" (НИУ) в Златоусте

ПРИБЛИЖЕННОЕ ПРОФИЛИРОВАНИЕ БОКОВОЙ ПОВЕРХНОСТИ ЗУБЬЕВ КОНИЧЕСКОЙ ШЕСТЕРНИ ЦИЛИНДРО-КОНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ ВНУТРЕННЕГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

При формообразовании рабочей поверхности зубьев шестерни цилиндрико-конической передачи внутреннего зацепления возникает технологическая проблема получения теоретически точного профиля зубьев. Это связано с необходимостью изготовления для каждой передачи долбяка с внутренними зубьями с геометрией, идентичной геометрии колеса передачи. В работе описан способ приближенного профилирования зубьев шестерни цилиндрико-конической передачи инструментом реечного типа. Предлагаемый способ обеспечивает достаточную для практического применения степень приближения формируемой поверхности к теоретически точной.

Під час формоутворення робочої поверхні зубців шестерні циліндро-конічної передачі внутрішнього зацеплення виникає технологічна проблема отримання теоретично точного профілю зубців. Це пов'язано з необхідністю виготовлення для кожної передачі долбяка з внутрішніми зубцями з геометрією, ідентичною геометрії колеса передачі. В роботі описано засіб приблизного профілювання зубців шестерні циліндро-конічної передачі інструментом рейкового типу. Засіб, що пропонується, забезпечує достатню для практичного застосування ступінь наближення поверхні, що формуються, до теоретично точної.

There is a technological problem for cylindrical-conic toothing to get an exact cog form during gear flanks formation. That's because it's necessary to produce a shaping cutter formed just the same as a cog wheel of this toothing for each gear. In this research new principle of an approximate cog forming for cylindrical-conic toothing by productive rack is investigated. This research is sharp enough for practical use and producing toothing close enough to theoretical one.

Цилиндро-конической передачей (ЦКП) называется передача, у которой одно из колес по форме заготовки коническое, а другое цилиндрическое [1]. Такие передачи могут передавать вращение на пересекающихся, скрещивающихся и параллельных осях. Компонировочные возможности ЦКП позволяют получать оригинальные конструкции зубчатых механизмов, обладающих рядом преимуществ по сравнению с другими зубчатыми механизмами.

Так, в частности, на кафедре "Техническая механика" филиала ФГБОУ ВПО "ЮУрГУ" (НИУ) в г. Златоусте разработаны оригинальные конструкции планетарных редукторов с ЦКП внутреннего зацепления. Достоинства конструкции (высокая нагрузочная способность, значительный ресурс работы, возможность выбора люфтов в зацеплениях, широкий диапазон передаточных чисел) предопределили использование данных редукторов в приводах космической техники вместо волновых передач.

Однако широкое применение подобных конструкций ограничено особенностью изготовления конических шестерен передач внутреннего зацепления. Согласно второму способу Оливье, для обеспечения линейного контакта

зубьев в ЦКП внутреннего зацепления и получения теоретически точной рабочей поверхности зубьев шестерен, производящим колесом в станочном зацеплении должно быть эвольвентное прямозубое колесо, идентичное цилиндрическому колесу передачи (рисунок 1). Практически реализовать этот способ сложно из-за трудности изготовления долбяков с внутренними зубьями.

Схема внутреннего цилиндрико-конического зацепления с эвольвентным цилиндрическим производящим колесом показана на рисунке 2. Боковая поверхность зубьев колеса передачи (она же производящая поверхность) представляет собой эвольвентный цилиндр. Боковая поверхность зубьев шестерни является огибающей производящей поверхности и будет неэвольвентной. Эта поверхность в подвижной системе координат $X_1Y_1W_1$, связанной с шестерней, описывается уравнениями:

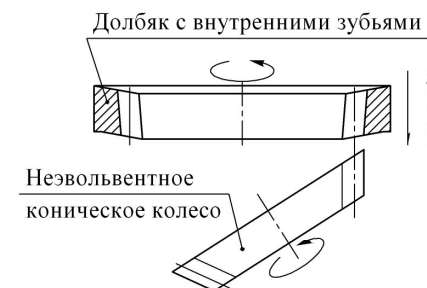


Рисунок 1 – Схема формирования зубьев конической шестерни долбяком с внутренними зубьями

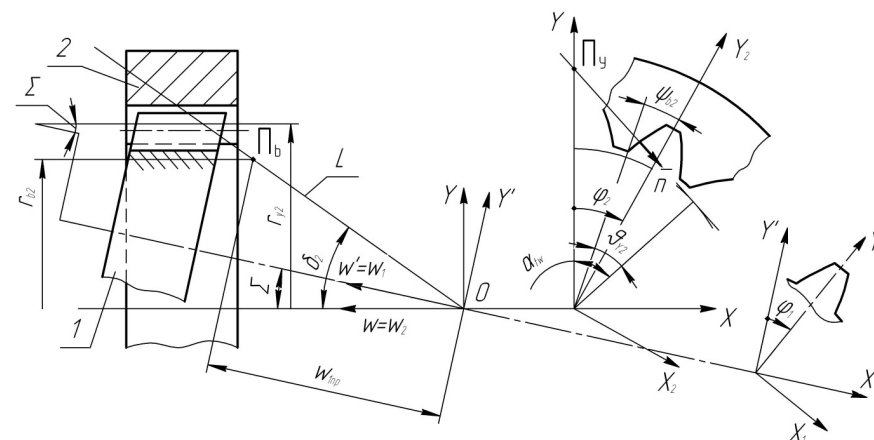


Рисунок 2 – Схема внутреннего цилиндрико-конического зацепления

$$X_1 = r_{b2} [\cos \varphi_1 (\sin \alpha_{tw} - v_{y2} \cos \alpha_{tw}) - \sin \varphi_1 \cos \Sigma (\cos \alpha_{tw} + v_{y2} \sin \alpha_{tw})] + u \sin \varphi_1 \sin \Sigma;$$

$$Y_1 = r_{b2} [\sin \varphi_1 (\sin \alpha_{tw} - v_{y2} \cos \alpha_{tw}) - \cos \varphi_1 \cos \Sigma (\cos \alpha_{tw} + v_{y2} \sin \alpha_{tw})] - u \cos \varphi_1 \sin \Sigma;$$

$$W_1 = r_{b2} \sin \Sigma (\cos \alpha_{tw} + v_{y2} \sin \alpha_{tw}) + u \cos \Sigma;$$

$$\cos \alpha_{tw} = \cos(v_{y2} - \psi_{b2} + \varphi_1) = \frac{r_{b2}}{u \cdot \operatorname{tg} \delta_2}; \quad \varphi_1 = \varphi_2 \cdot i_{12}, \quad (1)$$

где α_{tw} – угол зацепления в торцовом сечении колеса; v_{y2} – угол развернуто-

сти эвольвенты; Σ – межосевой угол; u – аппликата торцового сечения колеса, $u=W_2$; ψ_{b2} – половина угловой толщины впадины зуба на основной окружности колеса; φ_1, φ_2 – углы поворота шестерни и колеса.

На кафедре "Техническая механика" предложен способ формирования зубьев конической шестерни с помощью инструмента реечного типа (червячная фреза, круг, рисунок 3) путем перемещения его по криволинейной траектории относительно оси нарезаемого колеса [2]. Как показали исследования, подбирая соответствующую траекторию перемещения инструмента, можно получить зуб, близкий к теоретическому и таким образом обеспечить линейный контакт зубьев.

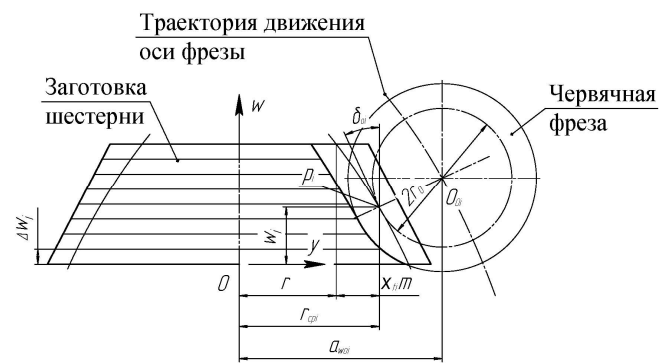


Рисунок 3 – Схема формирования зубьев конической шестерни червячной фрезой

Для расчета координат точек огибающей кривой использовался математический аппарат эвольвентно-конического зацепления, разработанный В.И. Безруковым [3], с учетом, что угол наклона инструмента δ_{0i} переменный в каждом сечении. Коэффициент смещения инструмента в

произвольном торцовом сечении шестерни в середине высоты зуба определяется из выражения

$$x_{ti} = \left(\frac{s_{ti}}{2r_{cpi}} - \frac{\pi}{2z} - \text{inv } \alpha_{ti} + \text{inv } \alpha_{ty_{cpi}} \right) \frac{z}{2 \text{tg } \alpha_{ti}}, \quad (2)$$

где s_{ti} – толщина зуба в середине высоты теоретически точного профиля; $\alpha_{ty_{cpi}}$ – торцовый угол на радиусе r_{cpi} ; z – число зубьев нарезаемой шестерни; r_{cpi} – радиус шестерни, соответствующий середине высоты зуба.

Таким образом, нарезаемую шестерню можно представить как состоящую в осевом направлении из элементарных эвольвентно-конических колес одинакового торцового модуля m , но с разным торцовым углом зацепления α_{ti} и радиусом основной окружности r_{bi} , которые определяются из следующих выражений:

$$\text{tg } \alpha_{ti} = \text{tg } \alpha \cdot \cos \delta_{0i}; \quad r_{bi} = r \cdot \cos \alpha_{ti}. \quad (3)$$

Определив значение коэффициента смещения x_{ti} для разных торцовых сечений венца шестерни, путем аппроксимации получаем уравнение следующего вида:

$$x_{ti} = aw^2 + bw + c, \quad (4)$$

где a, b, c – коэффициенты, которые получены при аппроксимации; w – аппликата торцового сечения шестерни.

Умножая это уравнение на модуль, получаем уравнение огибающей делительной поверхности инструмента

$$y = x_{ti} \cdot m = (aw^2 + bw + c)m. \quad (5)$$

Текущее значение угла δ_{0i} между касательной к кривой, описываемой уравнением (5), и осью y (см. рисунок 3) определяем по формуле

$$\delta_{0i} = -\arctg(2aw_i + b). \quad (6)$$

Траектория движения оси фрезы – эквидистанта огибающей делительной поверхности инструмента. Расстояние между этими кривыми равно делительному радиусу фрезы r_0 .

По рисунку 3 определяем текущие координаты точек O_i траектории оси фрезы:

$$y_{0i} = aw^2 + bw + c + r_0 \cos \delta_{0i}; \quad w_{0i} = w + r_0 \sin \delta_{0i}, \quad (8)$$

причем ордината y_{0i} равна текущему межосевому расстоянию a_{yi} в станочном зацеплении.

Тогда окончательно имеем

$$y_{0i} = a_{yi} = a'w_i^2 + b'w_i + c'. \quad (9)$$

Коэффициенты этого уравнения находятся аналогично коэффициентам выражения (5).

В предложенном способе нарезаемая поверхность зубьев шестерни получается приближенной к теоретически точной неэвольвентной поверхности, описываемой уравнением (1).

Сравнительный анализ профилей показал, что максимальные отклонения для шестерни, как правило, не превышают сотые доли миллиметра. Однако в некоторых случаях отклонения профиля в крайних торцовых сечениях требуют интенсивной приработки передачи.

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

На рисунке 4 представлены в качестве примера отклонения профиля в крайнем торцовом сечении шестерни цилиндрико-конической передачи до и после модификации (см. рисунок 4, а,б). Параметры рассматриваемой передачи: модуль передачи $m=2$ мм, число зубьев шестерни $z_1=34$, число зубьев колеса

$z_2=40$, коэффициент смещения колеса $x_2=2,21$, межосевой угол передачи $\Sigma=9^\circ$; эксцентриситет водила $e=6,3\text{ мм}$. Из сравнения этих профилей видно, что назначение модификации позволяет исключить возможность кромочного контакта и интерференции зубьев в передаче.

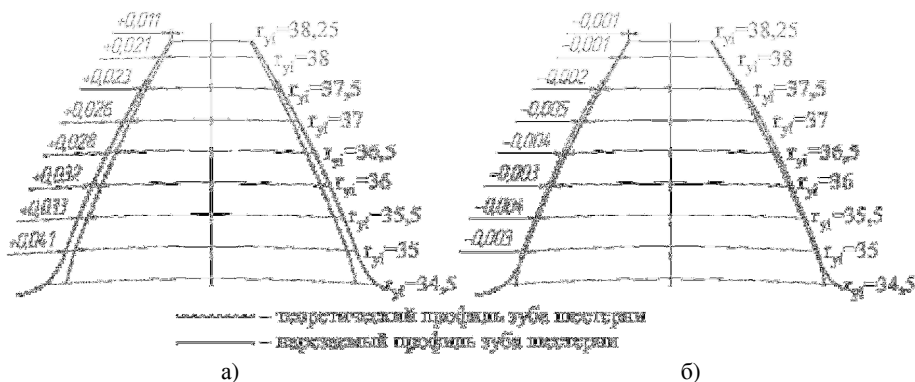


Рисунок 4 – Отклонение профиля конической шестерни:
а – до модификации; б – после модификации

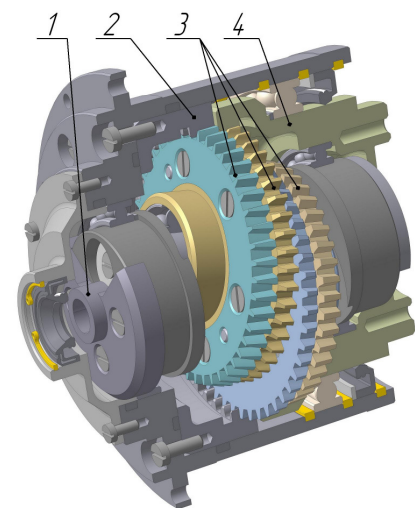


Рисунок 5 – Планетарный редуктор с цилиндро-коническими зацеплениями:
1 – входной вал; 2 – неподвижное эвольвентное колесо; 3 – конические шестерни; 4 – выходной вал (эвольвентное колесо)

Способ нарезания зубьев конических колес был использован при проектировании и изготовлении планетарных редукторов с цилиндро-коническими зацеплениями на предприятии ФГУП "Государственный научно-производственный ракетно-космический центр "ЦСКБ-Прогресс". В качестве примера на рисунке 5 представлена одна из конструкций редуктора.

Список литературы: 1. Давыдов, Я.С. Неэвольвентное зацепление. – М.: Машгиз, 1950. – 180с. 2. Пат. 2364480 С1 Российская Федерация, МПК В 23 5/24. Способ нарезания зубьев неэвольвентной шестерни цилиндрико-конической передачи внутреннего зацепления / Б.А. Лопатин, Е.А. Полуэктов, Д.Б. Лопатин и др. – № 2008117944; заявл. 04.05.2008; опубл. 20.08.2009, Бюл. №23. – 2с. 3. Безруков В.И. Зубчатые передачи с эвольвентно-коническими колесами // Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач. – 2-е изд., испр. и доп. – М.: Машиностроение, 1986. – С.254-261.

Поступила в редколлегию 23.04.12