

А.Ф. КИРИЧЕНКО, д.т.н., **А.И.ПАВЛОВ**, к.т.н (г.Харьков, Украина)

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ГЕОМЕТРИИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ С ЭВОЛЮТНЫМ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ

Общая постановка. В теории зацеплений наиболее широко представлены и изучены эвольвентное, циклоидальное и зацепление Новикова. Эвольвентное зацепление получено путем обката прямой линии по окружности. Циклоидальное явилось результатом перекатывания круга по прямой линии. Оба эти зацепления имеют соответствующую линию зацепления. Однако каждому зацеплению присущи свои недостатки. Эвольвентное зацепление сводится к контакту двух выпуклых поверхностей, что с точки зрения контактной прочности ставит это зацепление в менее выгодные условия. Циклоидальное зацепление имеет выпукло-вогнутый контакт, однако по некоторым причинам в силовых передачах не применяется. Зацепление Новикова предложено автором как способ создания выпукло-вогнутого контакта в силовых передачах, но оно является необкатным по высоте зуба, т.е. точечным. А это приводит к тому, что невозможно применять его в прямозубых передачах.

Создание эволютного зацепления [1] позволило получить выпукло-вогнутый контакт в обкатных передачах. Основные характеристики этого зацепления, как правило, выше характеристик упомянутых ранее зацеплений. Название зацеплению дано из-за того, что профиль зуба строится по заранее известной эволюте. Оказывается, эволютой профиля зуба инструментальной рейки есть прямая линия, параллельная межцентральной [2].

Цель данной работы описать методику построения эволютного зацепления, доступную для широкого круга проектантов и производителей редукторов различного назначения.

Профиль зуба инструментальной рейки (червяной фрезы) для нарезания методом обкатки может быть получен путем решения дифференциального уравнения[3], имеющего вид

$$y'' = \frac{y'(1 + y'^2)}{ky' + x},$$

где $y(x)$ – уравнение, описывающее профиль зуба рейки в системе координат, начало которой находится в полюсе зацепления, ось абсцисс направлена по межцентровой линии, а ось ординат – по касательной к делительным окружностям;

k – коэффициент разновидности, значение которого принимается по ниже описанным рекомендациям.

Решение дифференциального уравнения требует задания начальных условий и значения коэффициента разновидности. Поскольку профиль зуба рейки для беззазорной передачи проходит через полюс зацепления, то принимаем $y_0 = 0$. Если вводится значение бокового зазора δ , то $y_0 = \delta/2$. Значение производной y_0' в полюсе зацепления выбирается из условий, что $y_0' \geq f$, где f – коэффициент трения скольжения в передаче, но не более y_{\max}' , которое приводит к заострению зубьев. Рекомендуется назначать $\delta = 0,2 \div 0,6$ мм, а $0,05 < y' < 0,4$. С возрастанием y_0' убывает значение коэффициента полезного действия зацепления и возрастает коэффициент полезного действия, изменение коэффициента относительного скольжения λ не замечено.

Если выбранные значения начальных условий и коэффициента разновидности приведут к негативным результатам, то необходимо их исправить и повторить решение.

Назначение коэффициента разновидности зависит от того, какой вид эволютного зацепления будет принят. Для одностороннего зацепления коэффициент разновидности больше значения модуля. Рекомендуется $k = (3 \div 7)m$, где m – модуль передачи. С увеличением этого коэффициента

уменьшается значение приведенного радиуса кривизны в зацеплении и коэффициент перекрытия, но увеличивается коэффициент полезного действия.

Одностороннее зацепление имеет крупный недостаток, который состоит в том, что оно стремится к интерференции. Чтобы избежать этого, рекомендуется одностороннее зацепление выполнять в заплоском варианте, когда зуб шестерни имеет только выпуклую головку, а зуб колеса – только вогнутую ножку. Одностороннее зацепление является непарным, т.е. для изготовления шестерни и колеса необходимо иметь два разных инструмента.

Для двустороннего зацепления коэффициент разновидности принимает значение меньше модуля передачи. В этом случае имеется переходная околополюсная зона, которая будет иметь контакт двух выпуклых поверхностей. Чтобы ее исключить, передачу необходимо выполнять косозубой. Для прямозубой передачи можно рекомендовать двустороннее зацепление с двумя коэффициентами разновидности разного знака, например, $k=\pm 1$. Тогда можно получить парную передачу, т.е. такую, для изготовления которой используется один инструмент. При этом профиль зуба инструмента является симметричным относительно полюса зацепления. Но в этом варианте коэффициент перекрытия приближается к единице, так как контакт в разных точках на линии зацепления с разными мгновенными центрами скоростей шатуна [4] не возможен.

На основании проведенных исследований выбраны два зацепления. Профиль зуба инструментальной рейки одностороннего эволютного зацепления (заплоский вариант) описывается уравнением

$$y = 0,15383 x + 0,0431889 x^2 + 0,0180714 x^3.$$

В зависимости от высоты зуба может быть предложен другой вариант профиля зуба рейки. Например, для высоты головки зуба, равной 2 модулям зацепления, профиль зуба рейки описывается уравнением

$$y = 0,191315 x + 0,107622 x^2 + 5,90628 x^3.$$

Эволютное одностороннее зацепление имеет такие параметры: приведенный радиус кривизны $\rho=10m$, где m – модуль передачи, коэффициент перекрытия $\varepsilon=1,84$; максимальный коэффициент относительного скольжения $\lambda=0,3$; коэффициент полезного действия при обеспечении коэффициента трения в зацеплении не более $0,05$ $\eta=0,994$.

Профиль зуба инструментальной рейки двустороннего эволютного зацепления (коэффициент разновидности $k=\pm 1$) описывается уравнением

$$y = 0,178105 x + 0,195597 x^3$$

Для эволютного двустороннего зацепления соответствуют такие же характеристики, за исключением коэффициента перекрытия по упомянутой выше причине: $\varepsilon=1$; $\eta=0,995$; $\lambda=0,3$.

Апробирование предложенные зацепления прошли путем изготовления опытных образцов передач с такими параметрами: модуль передачи 5, число зубьев шестерни 18, число зубьев колеса 36.

Выводы. Теоретически обоснованные зацепления подтверждены опытными образцами.

Список литературы: 1. Павлов А.И. Эволютное зацепление и его характеристики //Вестник Национального технического университета «ХПИ».-Вып.5,-Харьков.-2003.-С.103-106. 2. Павлов А.И. Качественные характеристики эволютного зацепления. // Восточно-европейский журнал передовых технологий. Харьков, 2003, №4.- С.19-20. 3. Кириченко А.Ф., Павлов А.И., Чайка Э.Г. Компьютерное построение эволютного зацепления //Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства.- Вип.18 «Підвищення надійності відновлюємих деталей машин».- Харків.-2003.-С. 160-163. 4. Кириченко А.Ф., Павлов А.И. Некоторые аспекты проектирования и исследования зубчатых зацеплений. // Вісник Східноукраїнського університету ім. В.Даля.-№12(70).-Луганск.-2003.-С.10-14.