

ЭКСЦЕНТРИКОВО-ЦИКЛОИДАЛЬНОЕ ЗАЦЕПЛЕНИЕ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС И МЕХАНИЗМЫ НА ЕГО ОСНОВЕ

**Становской В. В., Казакиявичюс С.М., Ремнева Т.А., Кузнецов В.М.,
ЗАО «Технология маркет», г. Томск.**

Аннотация: Описано зацепление колес, меньшее из которых имеет один зуб в форме винтового эксцентрика. Профиль зуба в торцовом сечении представляет собой окружность, эксцентрично смещенную относительно оси колеса. Профиль зуба большего колеса в торцовом сечении представляет собой циклоидальную кривую. Зацепление обладает повышенными силовыми характеристиками и позволяет получать высокие передаточные отношения в одной ступени. Приведено сравнение основных характеристик редукторов с эвольвентным зацеплением и с предложенным зацеплением. Описаны конкретные разработанные и изготовленные механизмы с использованием эксцентриково-циклоидального зацепления.

Одновременно с развитием и усовершенствованием широко применяемого в механических передачах эвольвентного зацепления, постоянно идет поиск новых видов зацепления, обладающих теми или иными преимуществами перед эвольвентным. Среди них можно выделить циклоидально-цевочное зацепление колес, используемое в отечественных планетарно – цевочных редукторах [1] и редукторах CYCLO [2], выпускаемых за рубежом, и зацепление Новикова – Вильдхабера [3, 4]. Эти зацепления улучшают отдельные характеристики, но уступают эвольвентному зацеплению по технологичности и ряду других характеристик, поэтому и не нашли такого же широкого применения.

В нашей работе [5] был представлен новый вид зацепления колес с криволинейными зубьями, в котором меньшее колесо имеет всего один зуб. Зацепление получило название эксцентриково-циклоидального (ЭЦ) по форме кривых, образующих профили зубьев зацепляющихся колес.

Принцип ЭЦ-зацепления поясняется рис.1.

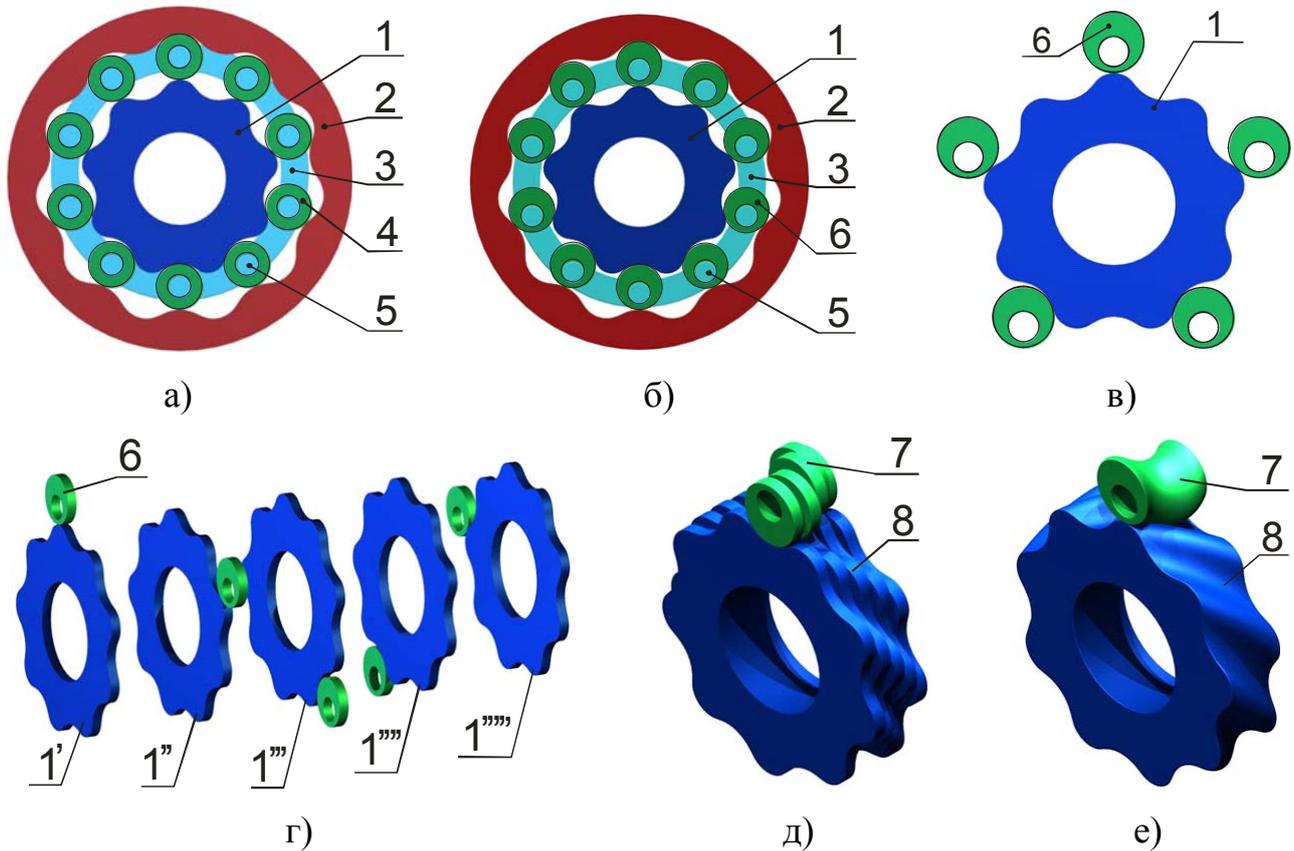


Рис. 1. Принцип ЭЦ-зацепления.

На рис.1а представлена известная схема редуктора, предложенного еще в 1928 году Лоренцом Брареном [6]. В самом общем виде такой редуктор представляет собой колесо внешнего зацепления 1 и колесо внутреннего зацепления 2 с циклоидальными зубьями и обойму 3 с роликами 4 на пальцах 5. Ведущий вал выполнен с эксцентриком, на котором с возможностью вращения посажена обойма 3, являющаяся сателлитом. Ведомым звеном является колесо 1, опорным звеном – колесо 2. Схема в разных модификациях получила дальнейшее развитие, и применяется, в частности, в передачах CYCLO. Эту схему легко преобразовать в схему на рис. 1б, где все три основных звена: колеса 1, 2 и обойма 3 являются соосными, а в виде эксцентриков 6 выполнены

ролики на пальцах 5. Теперь мысленно проведем следующие преобразования. Рассечем колесо 1 перпендикулярными к оси плоскостями на ряд отдельных колес $1'$, $1''$, $1'''$ и т.д., с каждым из которых зацепляется один эксцентриковый ролик 6, находящийся в определенной фазе зацепления (см. рис. 1*в* и *г*). Если теперь каждое из колес $1'$, $1''$, $1'''$, ... вместе с находящимся с ним в зацеплении эксцентриком 6 повернуть вокруг оси так, чтобы совместились оси эксцентриков, то получим эксцентриково-циклоидальное зацепление составных колес, изображенное на рис. 1*д*. Здесь меньшее колесо 7 составлено из повернутых друг относительно друга венцов, профиль каждого из которых образован эксцентрично смещенной относительно оси колеса окружностью, т.е. колесо 7 имеет один зуб. Зубчатый профиль большего колеса 8 составлен из венцов циклоидального профиля. Если теперь увеличивать число таких венцов при одновременном уменьшении толщины каждого венца, то в пределе получим эксцентриково-циклоидальное зацепление колес с криволинейными зубьями (см. рис. 1*е*). Криволинейный профиль колеса 7 образован последовательным и непрерывным смещением эксцентричной окружности вдоль оси колеса с одновременным поворотом её вокруг этой же оси. Или, что то же самое, поверхность зуба меньшего колеса 7 образована непрерывным поворотом последовательных торцовых сечений цилиндра радиуса r вокруг эксцентрично смещенной оси, т.е. образует винтовой эксцентрик. Профиль зуба большего колеса 8 в каждом торцовом сечении сопрягается с эксцентрично смещенной окружностью колеса 7. Винтовая криволинейная поверхность зубьев колеса 8 образуется аналогично поверхности зуба колеса 1 последовательным и непрерывным поворотом циклоидальных торцовых сечений колеса вокруг оси колеса 8. Винтовые поверхности колес 7 и 8 имеют противоположное направление вращения.

Как видно из схемы построения поверхностей сопряженных зубчатых колес 7 и 8 эксцентрично смещенная окружность, образующая профиль колеса 7 в любом торцовом сечении имеет точку касания с циклоидальной кривой, образующей профиль большего колеса 8. Следовательно, винтовой эксцентрик

колеса 7 имеет одновременно множество точек контакта с винтовым циклоидальным зубом колеса 8. Эти точки образуют непрерывную винтовую линию контакта.

Если рассматривать отдельно любое торцовое сечение зацепления, то очевидно, что в каждом из них силовой контакт профилей будет осуществляться только на половине оборота винтового эксцентрика 7. Следовательно, угол торцового перекрытия колеса 7 составляет 180 градусов, а коэффициент торцового перекрытия $\varepsilon_\alpha = 1/2$. Если при этом угол осевого перекрытия эксцентрика 7 будет равен или больше 180 градусов (коэффициент осевого перекрытия ε_β больше $1/2$), то силовой контакт будет соответствовать полному обороту винтового эксцентрика.

Это означает, что вращение колеса 8 будет непрерывным и за один оборот колеса 7 колесо 8 повернется на один зуб. Т.е. передаточное отношение зацепления равно числу зубьев большего колеса и вращение колес встречное, а общий коэффициент перекрытия зацепления $\varepsilon = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta \geq 1$.

В таблице ниже приведено сравнение основных расчетных характеристик для одной ступени редуктора с ЭЦ зацеплением с редукторами, использующими другие типы зацеплений.

Таблица. Сравнение основных характеристик одноступенчатых редукторов с разными типами зацеплений.

№ п/п	Тип зацепления	Передаточное отношение U	КПД	Относительная масса, кг/Н·м
1.	Эвольвентное (наружное)	1-8	0,93-0,97	0,04-0,07
2.	Эксцентриково-циклоидальное, ЭЦ (наружное)	4-50	0,93-0,97	0,005-0,01
3.	С промежуточными телами качения, ПТК	10-50	0,4-0,8	0,01-0,02
4.	Червячное, глобоидное	10-80	0,4-0,8	0,24-0,06

Очевидно, что ЭЦ-зацепление обеспечивает достаточно широкий диапазон передаточных отношений при минимальной величине относительной массы (массы редуктора на единицу передаваемого момента), и может успешно конкурировать по этим параметрам не только с традиционным эвольвентным зацеплением, но и с зацеплением с помощью промежуточных тел качения. На рис. 2 приведены габариты цилиндрических передач с передаточным



отношением 9, рассчитанных на одинаковый крутящий момент в 100 кг*м с эвольвентным и ЭЦ-зацеплением.

Рис. 2.

Размеры редуктора с эвольвентным и ЭЦ-зацеплением с одинаковыми передаточным отношением и крутящим моментом.

На основе ЭЦ-зацепления возможно создание различных передаточных механизмов. На рис. 4 показаны внутренняя цилиндрическая (а), коническая (б) и реечная (в) передачи, использующие ЭЦ-зацепление.

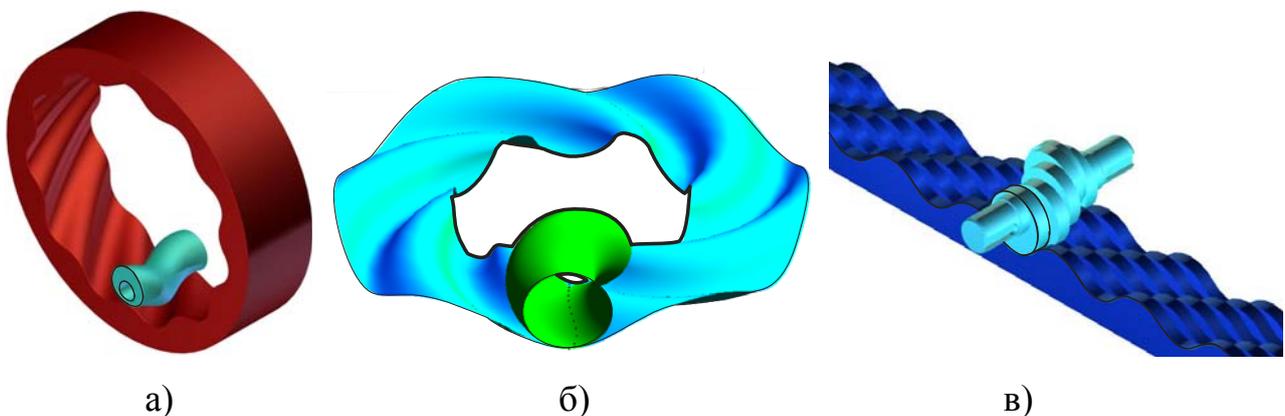


Рис. 4. Простые передаточные механизмы на основе ЭЦ-зацепления.

На рис. 5 приведены планетарные механизмы по схеме Джеймса на базе ЭЦ-зацепления с криволинейными зубьями (а), с разнесенными сателлитами (б) и по схеме Давида (в) с использованием в одном ряду эвольвентного, а в другом ряду – ЭЦ-зацепления.

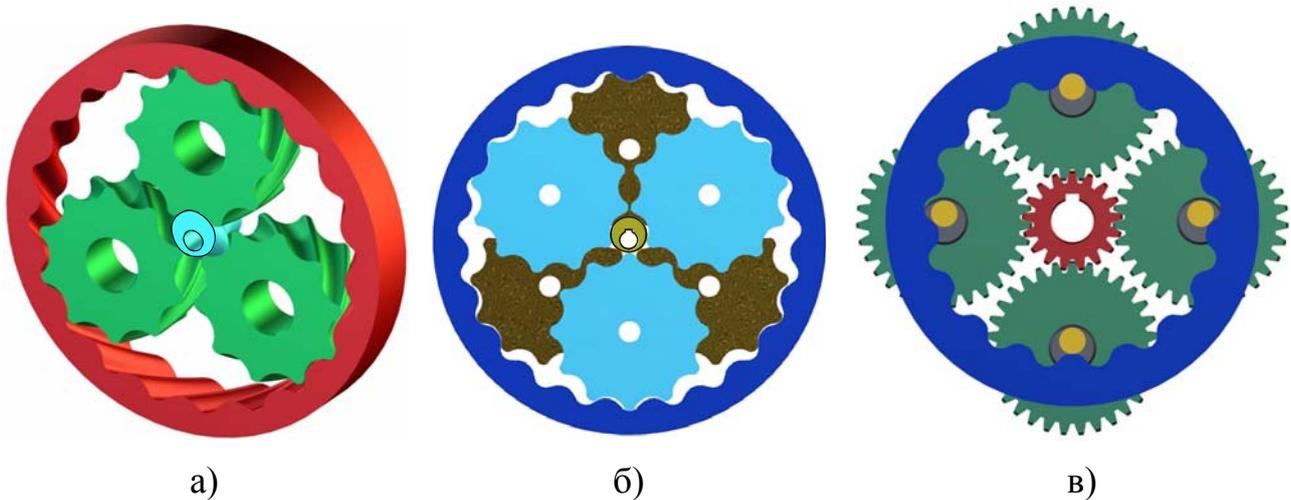


Рис. 5. Планетарные механизмы на основе ЭЦ-зацепления.

В настоящее время на основе ЭЦ-зацепления выполнен ряд проектов. Разработаны и изготовлены ручные гайковерты (усилители крутящих моментов) с параметрами: $U=12$, $T_{ном}=1300\text{Н}\cdot\text{м}$, масса=4,5кг (см. рис.6).



Рис. 6.

Ручные гайковерты на базе ЭЦ-зацепления.

На рис. 7 показан редуктор для привода следящей системы ($U=14000$, $M=500\text{Н}\cdot\text{м}$). Редуктор выполнен двухступенчатым по планетарной схеме Джеймса-Давида.



Рис. 7. Редуктор опорно-поворотного устройства для привода следящей системы, выполненный по схеме Джеймса-Давида с ЭЦ-зацеплением.

На рис. 8 показан внешний вид (а) и колеса (б) редуктора привода перемещения козлового крана ($U=16$, $T_{max}=2500$ Н·м), который представляет собой одноступенчатый цилиндрический редуктор массой 41 кг. Редуктор предназначен для замены цилиндрического двухступенчатого эвольвентного редуктора, масса которого составляет 96 кг. За счет уменьшения числа ступеней в ЭЦ-редукторе используется меньшее число подшипников, у него выше КПД. Разработанный редуктор имеет в полтора раза больший ресурс работы.

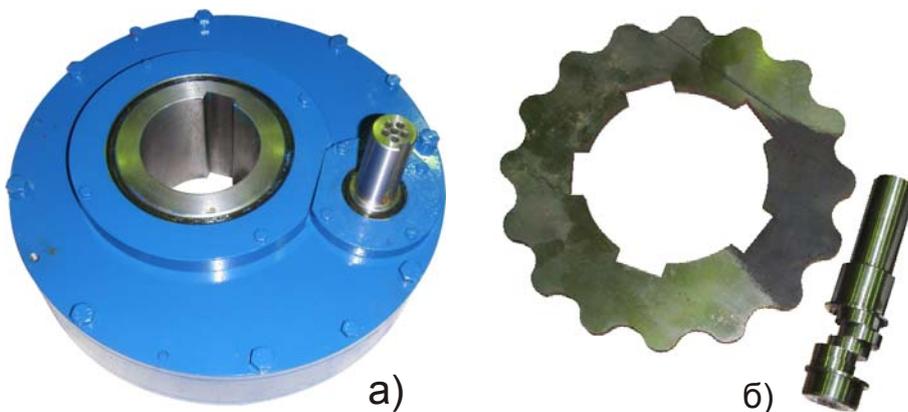


Рис.8.
Редуктор привода перемещения козлового крана с ЭЦ-зацеплением.

Разработан проект замены отработавших свой срок службы редукторов для станков-качалок, с использованием того же корпуса с посадочными местами (см. рис. 9). Замене подлежат только колеса. При этом для достижения того же передаточного отношения потребуется значительно меньшее число зубьев. При тех же габаритах редуктора возникает возможность значительного увеличения размеров зуба, что в целом позволяет увеличить ресурс редуктора не менее чем в 5 раз.

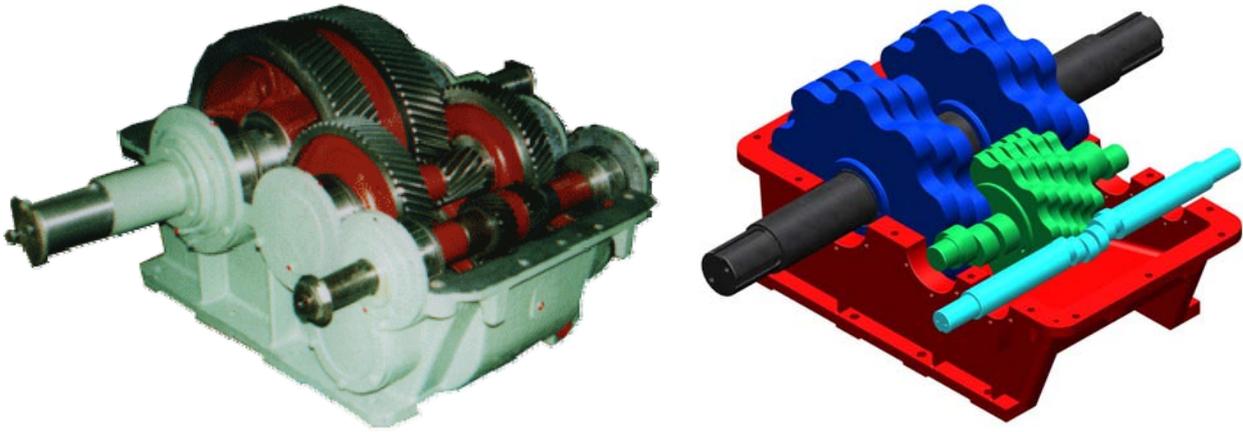


Рис. 9. Проект редуктора привода станка качалки с ЭЦ-зацеплением.

По теме ЭЦ-зацепления подано 6 заявок на изобретения, по четырем из них получены решения о выдаче патентов. Оформлена международная заявка, предполагается патентование за рубежом.

Таким образом, новый вид зубчатого ЭЦ-зацепления обладает высоким передаточным отношением при минимальных габаритных размерах. Зубья имеют большой приведенный радиус кривизны, что увеличивает контактную прочность зацепления, а форма зуба обеспечивает большую изгибную прочность. По нашему мнению, ЭЦ-зацепление может составить серьезную конкуренцию не только традиционному эвольвентному зацеплению, но и другим разрабатываемым в настоящее время типам зацеплений.

Список литературы:

1. Муравьев Е.В. Планетарно-цевочные редукторы и мотор-редукторы. Редукторы и приводы. 2005. № 4,5. с. 14-16.
2. Каталог продукции “Sumitomo Drive Technologies”, www.sumitomodriveeurope.com.
3. Новиков М.Л. Зубчатые передачи, SU 109113.
4. E Wildhaber Helical gearing, US 1601750.
5. «Справочник. Инженерный журнал» 2008г.№9, с. 34-40, “Новый вид зацепления колес с криволинейными зубьями”.
6. L. K. Braren Gear Transmission, US 1,773,568.