

## МНОГОПЕРИОДНЫЕ ЭЛЛИПСНЫЕ ШАРИКОВЫЕ ПЕРЕДАЧИ

**М.Е. ЛУСТЕНКОВ**

*Белорусско-Российский университет, г. Могилев,  
Республика Беларусь*

**Введение.** В Белорусско-Российском университете на кафедре теоретической механики проводятся работы по созданию планетарных передач с телами качения цилиндрического типа, которые имеют ряд существенных преимуществ по сравнению с традиционными планетарными зубчатыми передачами, в том числе высокую нагрузочную способность при небольших диаметральных размерах. Эти преимущества определили основную область применения подобных передач: механизмы буровой и нефтегазодобывающей техники. Устройства для развинчивания труб в скважине, шпиндель-редукторы, редукторные вставки для электробуров и турбобуров были созданы на основе синусошариковой передачи (СШП) [1].

В настоящее время разработана эллипсная шариковая передача (ЭШП), которая, как и СШП, имеет принцип действия, аналогичный известной и широко применяемой в машиностроении шариковинтовой передаче. Простейшая ЭШП [2] представляет собой совокупность нескольких цилиндрических деталей, расположенных коаксиально: двух кулачков (внутреннего и наружного) и вала с пазами, параллельными оси передачи. Кулачки образованы фрезерованием торцов цилиндрических деталей под определенным углом. Для создания редуцирующего узла планетарного типа одна из деталей секции (внутренний кулачок, наружный кулачок, вал с пазами) делается ведущим звеном, другая – остановленным звеном (стойкой), тогда третья деталь становится ведомым звеном, и редуктор способен передавать нагрузку. Конструкция одной секции ЭШП предусматривает наличие двух тел качения в зацеплении, которые могут перемещаться по рабочим поверхностям кулачков, обращенным друг к другу и, одновременно, вдоль пазов вала с пазами, который может быть, как охватывающей деталью (с пазами на внутренней цилиндрической поверхности), так и охватываемой деталью (с пазами на наружной цилиндрической поверхности). Кулачки и вал с пазами зафиксированы от осевых перемещений и могут совершать только вращательные движения друг относительно друга.

Математическая модель передачи при рассмотрении рабочих поверхностей деталей в виде линий, а шариков в виде материальных точек, представляет собой пересечение в пространстве двух эллипсов (отсюда и название передач). Сами эллипсы образованы сечением одного цилиндра с радиусом  $R$  образующей окружности, двумя плоскостями под различными (или одинаковыми) углами к его оси. Средние линии этих эллипсов совпадают, то есть две секущие плоскости проходят через одну точку на оси цилиндра. При этом развертки рабочих поверхностей (эллипсов) на плоскость представляют собой однопериодные синусоиды. Основные недостатки однопериодных ЭШП: возможность заклинивания при наложении эллипсов друг на друга и попадании тел качения на большие полуоси эллипсов (явление самоторможения), а также невысокая нагрузочная способность одной редукторной секции, обусловленная наличием только двух шариков в зацеплении. Однопериодная ЭШП нашла применение для создания ручных средств малой механизации [3, 4]. Для создания скоростных и силовых передач один из кулачков ЭШП целесообразно делать многопериодным, с числом периодов  $Z$ . Число периодов для внутреннего и наружного кулачков эллипсных передач фактически играет ту же роль, что и число зубьев для центрального подвижного и солнечного колес планетарной зубчатой передачи. Основные детали многопериодной ЭШП показаны на рис. 1.



Рис. 1. Основные детали многопериодной ЭШП. Слева направо: вал с пазами (корпус), однопериодный составной внутренний кулачок, многопериодный наружный кулачок, тела качения

Основы теории планетарного шарикового зацепления. Теория планетарного шарикового зацепления нашла отражение в источниках [1, 5] и некоторых других. Рассмотрим основы этой теории применительно к ЭШП. Многопериодную беговую дорожку одного из кулачков ЭШП развернем на плоскость  $xOz$ , так же, как и однопериодную. При этом расстояние  $z$  измеряется вдоль оси передачи, а абсцисса  $x$  идентична полярному углу  $\varphi$  в цилиндрических координатах, отсчитываемому в плоскости, перпендикулярной оси передачи ( $x = \varphi \cdot R$ ), причем угол  $\varphi$  изменяется соответственно от 0 до  $2\pi$ . Ось абсцисс является средней линией зацепления, ее длина равна  $2\pi R$ . Рассматриваем математическую модель зацепления (рис. 2) с известными допущениями: кривые имеют одинаковую амплитуду  $A$ , расположены на одном цилиндре с радиусом образующей окружности  $R$ , размерами тел качения пренебрегаем. По установившейся терминологии, одному из кулачков, как правило, с меньшим числом периодов, присваивается индекс «1», валу с пазами – индекс «2», а многопериодному кулачку – индекс «3».

Многопериодную дорожку можно представить как сочетание  $n$  эллипсов-однопериодных синусоид ( $Z_3 = n$ ), развернутых на плоскость, с длинами средних линий (периодами), равными  $2\pi R/Z$ . Однопериодная синусоида ( $Z_1 = 1$ ) пересекает каждый эллипс многопериодной синусоиды в двух точках. Таким образом, общее количество точек пересечения равно  $2Z_3$ . Это справедливо и для условия  $Z_1 \neq 1$ , так как, например, при  $Z_1 = 2$ , число точек пересечения  $2Z_3$  также удваивается. Все точки пересечения подразделяются на две группы, так как решение уравнения, определяющего их положение вдоль оси абсцисс

$$A \sin(Z_3 \varphi) - A \sin(Z_1 \varphi) = 0 \quad (1)$$

имеет 2 корня.

К первой группе относятся точки пересечения разноименных ветвей взаимодействующих кривых: восходящих и нисходящих и, наоборот, нисходящих и восходящих. На рис. 2 эти точки обозначены номерами 2, 3, 5, 7 и 8. Число этих точек пересечения определяется по формуле:

$$t = Z_3 + Z_1. \quad (2)$$



Рис. 2. Математическая модель многопериодного планетарного шарикового зацепления

Ко второй группе относятся точки пересечения одноименных ветвей взаимодействующих синусоид. На рис. 2 эти точки обозначены номерами 1, 4 и 6. Число этих точек пересечения определяется по формуле:

$$t = Z_3 - Z_1. \tag{3}$$

Математически доказано, что расстояние между любыми двумя точками пересечения кривых в пределах одной из групп, измеряемое вдоль средней линии, остается постоянным при любом значении угла  $\varphi$  и его приращениях (при повороте одной из деталей секции относительно других). Это дает возможность ввести в конструкцию передачи кроме двух кулачков третье звено – вал с пазами. Каждое тело качения, перемещаясь по соответствующей прорези вдоль оси передачи, одновременно вынуждает вал с пазами равномерно вращаться (двигаться в сторону – на плоской развертке). При изменении углового расстояния между телами качения осуществление вращения вала было бы невозможным, так как угловое расстояние между фрезерованными пазами не может изменяться. Доказано также, что использование для зацепления первой группы точек предпочтительнее вследствие большего числа тел качения несущих нагрузку и более благоприятных условий клинового взаимодействия синусоид и тел качения.

ЭШП возможно делать многосекционными (параллельное соединение секций) и многоступенчатыми (последовательное соединение секций). На базе одной секции возможна реализация шести кинематических схем (табл. 1) эллипсных шариковых редукторов (мультипликаторов).

Таблица 1

**Выражения для определения передаточных отношений и мгновенного КПД ЭШП**

Номер кинематической схемы	Ведущее звено	Ведомое звено	Остановленное звено	Выражения для определения передаточного отношения ЭШП, $i$	Выражения для определения мгновенного КПД зацепления

1	1	2	3	$u = 1 + \frac{tg\alpha_3}{tg\alpha_1}$	$\frac{\sin(\alpha_1 + \alpha_3) \cos \phi}{u \sin(\alpha_1 + \phi) \cos(\alpha_3 - 2\phi)}$
2	1	3	2	$u = -\frac{tg\alpha_3}{tg\alpha_1}$	$\frac{\sin(\alpha_3 - \phi) \cos(\alpha_1 + 2\phi)}{u \sin(\alpha_1 + \phi) \cos(\alpha_3 - 2\phi)}$
3	2	1	3	$u = \frac{tg\alpha_1}{tg\alpha_1 + tg\alpha_3}$	$\frac{\sin(\alpha_1 - \phi) \cos(\alpha_3 + 2\phi)}{u \cos \phi \sin(\alpha_1 + \alpha_3)}$
4	2	3	1	$u = \frac{tg\alpha_3}{tg\alpha_3 + tg\alpha_1}$	$\frac{\sin(\alpha_3 - \phi) \cos(\alpha_1 + 2\phi)}{u \cos \phi \sin(\alpha_1 + \alpha_3)}$
5	3	1	2	$u = -\frac{tg\alpha_1}{tg\alpha_3}$	$\frac{\sin(\alpha_1 + \phi) \cos(\alpha_3 - 2\phi)}{u \sin(\alpha_3 - \phi) \cos(\alpha_1 + 2\phi)}$
6	3	2	1	$u = 1 + \frac{tg\alpha_1}{tg\alpha_3}$	$\frac{\sin(\alpha_1 + \alpha_3) \cos \phi}{u \sin(\alpha_3 - \phi) \cos(\alpha_1 + 2\phi)}$

**Механические потери в ЭШП и их минимизация.** Минимизация механических потерь производилась на основе разработанной фрикционной модели зацепления с использованием средств ЭВМ. При этом использовалось допущение о малости сил трения качения. Теоретическое значение КПД передачи составило 70...80 % при значении коэффициента трения скольжения  $f = 0,1...0,05$ , соответственно. Коэффициент трения скольжения принят одинаковым во всех трущихся парах зацепления. Стадия создания опытных образцов ЭШП и их испытаний показала необходимость разработки передачи с шарикоподшипниковыми опорами. Это незначительно увеличивает стоимость ЭШП, в то же время потери в опорах снижаются на 30 % по сравнению с бесподшипниковыми конструкциями передач.

В таблице 1 также приведены значения мгновенного значения КПД эллипсной планетарной передачи для различных кинематических схем при различных функциональных назначениях внутреннего кулачка 1, вала с пазами 2 и наружного кулачка 3. При этом,  $\alpha_1$  и  $\alpha_3$  – это углы подъема синусоид кулачков 1 и 3,  $\phi$  – угол трения, равный

$$\phi = \arctg(f). \quad (4)$$

Важным преимуществом ЭШП является то, что при равенстве амплитуд двух сопрягаемых кривых передаточное отношение остается постоянным за цикл зацепления и не зависит от углов  $\alpha_1$  и  $\alpha_3$ . В этом случае в выражениях для определения передаточных отношений (табл. 1) выражения  $tg\alpha_1$  и  $tg\alpha_3$  можно заменить числом эллипсов (периодов), размещенных на средней линии внутреннего и наружного кулачков  $Z_1$  и  $Z_3$ , соответственно. При прохождении шарика по рабочей поверхности любого кулачка, угол подъема периодически изменяется от нуля до некоторого максимального значения, и вновь до нуля. При однопериодном исполнении обоих кулачков ЭШП, зависимость мгновенного КПД передачи будет носить такой же характер. Для многопериодных ЭШП коэффициент перекрытия передачи отличен от единицы, нагрузку одновременно передают несколько тел

качения и для определения среднего значения КПД ЭШП целесообразно использовать усредненное значение угла наклона кривых  $\alpha_{icp}$ :

$$\alpha_{icp} = \arctg\left(\frac{2AZ_i}{\pi R}\right), \quad (5)$$

где индекс  $i = 1$  (3) характеризует принадлежность подставляемого параметра внутреннему либо наружному кулачку, соответственно.

Анализ зависимостей, приведенных в таблице 1, показал, что минимальные потери в эллипсном шариковом зацеплении наблюдаются при любой кинематической схеме при выполнении условия:

$$\alpha_1 + \alpha_3 = 70^\circ. \quad (6)$$

Техническое решение, предусматривающее составной внутренний кулачок (рис. 1), позволило увеличить нагрузочную способность передачи вдвое. При этом изготавливаются два идентичных кулачка (две цилиндрические втулки, фрезерованные под одинаковым углом), которые устанавливаются и закрепляются на общей втулке, образуя эллипсообразную беговую дорожку. Профиль беговой дорожки при этом отличается от того профиля, который был бы сформирован при движении шарика с радиусом  $r_{iu}$  по кривой, описываемой уравнением синусоиды:

$$z = A \sin(\varphi). \quad (7)$$

Максимальное значение линейной величины явления искажения профиля беговой дорожки  $\Delta b_{\max}$  может быть количественно оценено уравнением:

$$\Delta b_{\max} = 2A \cos \alpha \left( \sin \varphi - \sin \left( \varphi - \frac{r_{iu} - \sin \alpha}{R} \right) \right). \quad (8)$$

### **Преимущества ЭШП, области ее применения и практическая реализация работы**

Рассмотрим преимущества ЭШП по сравнению с механическими передачами других типов.

1. Передаточное отношение ЭШП не зависит от ее диаметральных размеров. Возможно создание редукторов с диапазоном передаточных отношений 1–14 и выше с максимальным диаметром 40–100 мм и больше с высокой нагрузочной способностью. При многоступенчатом исполнении возможна реализация передаточных отношений до 100. При этом увеличивается длина редуктора, но не его диаметр.

2. Простота и дешевизна изготовления. ЭШП в десятки раз дешевле изготавливать и собирать, чем применять шариковинтовые или планетарные зубчатые передачи. Следует отметить высокую ремонтпригодность и легкость сборки – разборки. Все детали ЭШП можно изготавливать на токарном и фрезерном станках стандартным режущим инструментом без применения специальных приспособлений, специального инструмента и сложной наладки оборудования, в том числе и многопериодные кулачки, для которых разработана оригинальная технология изготовления. Шарика могут извлекаться из стандартных

шарикоподшипников либо заказываться на соответствующих подшипниковых предприятиях в виде свободных тел качения.

3. ЭШП имеет широкие кинематические возможности, может работать как редуктор, дифференциал или мультипликатор. Кроме этого, на базе ЭШП возможно создание преобразователей вращательного движения во возвратно-поступательное (создание механизмов поршневых насосов).

**Возможные области применения:** редукторы для погружных насосов, турбобуров, электробуров. Возможно создание редукторных узлов для преобразования правого вращения ведущего вала в левое вращение ведомого, гайковертов и другого инструмента для отвинчивания резьбовых соединений (в том числе и с левой резьбой) в труднодоступных местах как с ручным приводом, так и с приводом от электродвигателя. На рис. 3 показан общий вид опытного образца реверсивного редуктора – насадки (дифференциала-насадки). Входной и выходной валы вращаются в разные стороны при неподвижном корпусе с передаточным отношением  $u = -4$ . При торможении выходного вала вращается корпус с передаточным отношением  $u = 5$ .



Рис. 3. Редуктор-насадка на базе ЭШП. Максимальный диаметр корпуса 54 мм

### Список литературы

1. Игнатищев Р.М. Синусошариковые редукторы. – Мн.: Вышэйшая школа, 1983. – 107 с.: ил.
2. Лустенков М.Е. Эллипсоидные шариковые передачи: недостатки и преимущества //Приводная техника. – 2003. – № 3(43). – С. 20-22.
3. Лустенков М.Е. Ключ для демонтажа ведущих колес грузовых автомобилей ЗИЛ и ГАЗ //Автомобильная промышленность. – 2003. – № 5. – С. 24-25.
4. Лустенков М.Е. Ключ для демонтажа ведущих колес грузовиков ЗИЛ и ГАЗ //Инженер – механик. – 2003. – № 2(19). – С. 24-26.
5. Пашкевич М.Ф., Герашенко В.В. Планетарные шариковые и роликовые редукторы и их испытания. – Мн.: БелНИИНТИ, 1992. – С. 56-58, 232-238.

Получено 15.01.2004 г.