

УДК 621.822.6.001

ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ДВУХПОЛЮСНОЙ ПЕРЕДАЧИ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМИ ТЕЛАМИ КАЧЕНИЯ

Е.А. Ефременков, С.Н. Сорокова, Е.Е. Кобза

Томский политехнический университет
E-mail: ephrea@mail.ru

Рассмотрены особенности проектирования передачи с промежуточными телами качения и свободной обоймой с двумя полюсами зацепления. Показаны особенности прямого проектирования, через исходные параметры передачи, и проектирования, исходя из заданного межосевого расстояния.

Ключевые слова:

Циклоидальная передача, свободная обойма, двухполюсное зацепление, промежуточные тела качения, проектирование.

Key words:

Cycloid drive, iron ring free, couple pitch point, intermediate rolling elements, design.

Исследованию передач с промежуточными телами качения (ПТК) в настоящее время уделяется все больше внимания. Это связано с высокими техническими характеристиками, обеспечиваемыми данным видом передач в комплексе: высокая точность, надежность, компактность вместе со способностью передавать высокие крутящие моменты. Одной из наиболее перспективных передач, наиболее полно обеспечивающей указанные характеристики, является передача с ПТК и свободной обоймой (рис. 1, а).

Передача с ПТК и свободной обоймой (рис. 1, б) включает эксцентриковое водило – 1 (генератор), являющийся входным звеном, внутреннее колесо – 2 с циклоидальным профилем (кулачок), промежуточные тела качения – 3, обойму с телами качения (сепаратор, показан на рис. 1, а), наружное колесо – 4 с циклоидальным профилем (венец), выходной вал – 5 с механизмом параллельных кривошипов – 6. Выходным звеном в данной передаче может являться как кулачок, так и венец. Генератор и кулачок установлены на опорах качения.

Циклоидальный профиль и тела качения позволяют обеспечить непрерывность контакта звеньев передачи и многопарность зацепления, что

обеспечивает высокую нагрузочную способность механизмов, сконструированных на базе передачи с ПТК и свободной обоймой.

Синтез геометрии однополюсной передачи с ПТК и свободной обоймой и проектирование механизмов на ее основе рассмотрен в работах [1, 2]. При проектировании передачи с ПТК и свободной обоймой с одним полюсом зацепления силы в контакте тела качения с профилями кулачка и венца действуют по одной нормали. Если разработать передачу с двумя полюсами зацепления, то контактные силы будут направлены под углом друг к другу. Кроме того, варьируя относительное положение полюсов зацепления, можно расширить варианты выбора кинематики передачи. Таким образом, рассмотрение особенностей синтеза двухполюсной передачи с ПТК и свободной обоймой является актуальным.

Описывая профили передачи с ПТК и свободной обоймой, примем следующие обозначения: 1 – кулачок; 2 – производящее колесо с телами качения; 3 – центральное колесо (венец).

Тогда Z_1 – число профилей кулачка; Z_2 – число промежуточных тел качения; Z_3 – число профилей венца.

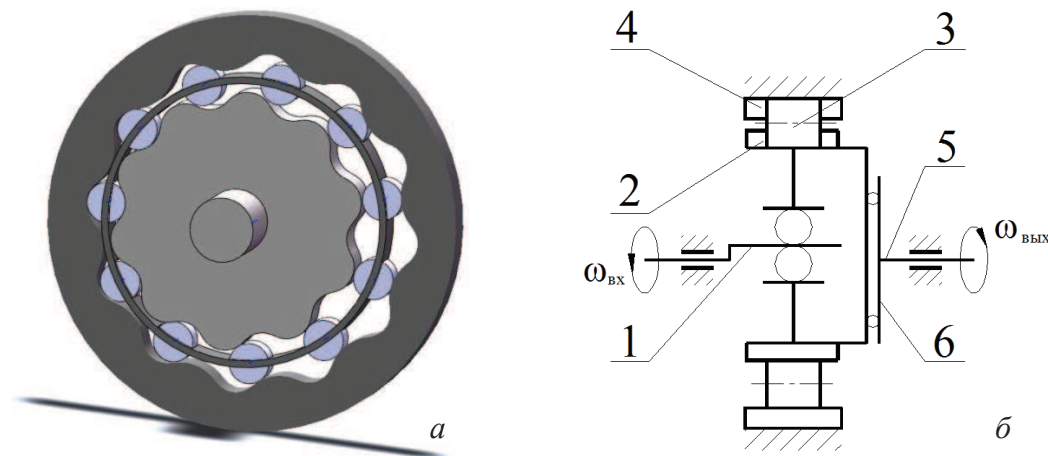


Рис. 1. Передача с промежуточными телами качения и свободной обоймой: а) общий вид; б) кинематическая схема

Исходными параметрами для двухполосной передачи с ПТК и свободной обоймой при проектировании являются:

- r_{21} – радиус производящей окружности (обоймы) при зацеплении обоймы и кулачка;
- $r_{\text{тк}}$ – радиус промежуточных тел качения;
- Z_2 – число промежуточных тел качения;
- χ_1 – коэффициент смещения при зацеплении обоймы и кулачка.

Радиус (диаметр), на котором будут располагаться центры тел качения r_c , находится в зависимости от радиуса производящей окружности r_{21} через коэффициент смещения χ_1 и выражается зависимостью:

$$r_c = r_{21} \chi_1. \quad (1)$$

Из формулы (1) следует, что если коэффициент $\chi_1=1$, то окружность центров тел качения совпадет с производящей окружностью и тогда радиус (диаметр) тел качения равен нулю, что недопустимо.

Для циклоидных передач в [3] рекомендуется принимать значение коэффициента смещения в пределах $\chi=1,25-1,6$.

Условие зацепления определим как:

$$Z_1 < Z_2 < Z_3,$$

где

$$Z_1 = Z_2 - 1; \quad Z_3 = Z_2 + 1.$$

Для вывода уравнения профиля внутреннего циклоидального колеса (кулачка) изобразим расчетную схему зацепления производящего колеса – 2 с кулачком – 1 (рис. 2). Здесь у кулачка и производящего колеса вертикальная ось Y общая, а горизонтальные оси X смещены на межосевое расстояние a_{w1} , или эксцентриситет e_1 . Межосевое расстояние (эксцентриситет) определяется как отношение радиуса производящей окружности и числа промежуточных тел качения [1]:

$$a_{w1} = e_1 = \frac{r_{21}}{Z_2}. \quad (2)$$

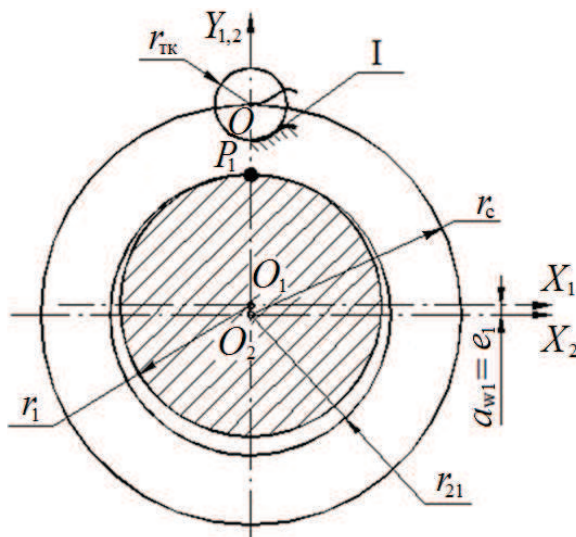


Рис. 2. Схема зацепления производящего колеса с кулачком

Полюс зацепления P_1 кулачка и тел качения, находящийся в обойме, находится в точке контакта производящего колеса и основной окружности кулачка, радиус которой, с учетом формулы (2):

$$r_1 = r_{21} \left(1 - \frac{1}{Z_2} \right), \quad (3)$$

где $1 - \frac{1}{Z_2} = i_{21}$ – передаточное отношение от второго колеса к первому.

Тогда угол поворота первого колеса (кулачка) в зависимости от угла поворота производящего колеса:

$$\varphi_1 = \frac{\varphi_2}{\left(1 - \frac{1}{Z_2} \right)}. \quad (4)$$

Уравнения профиля I кулачка (рис. 2) в координатах $X_1 O_1 Y_1$ через угол поворота обоймы с телами качения запишем, как:

$$\begin{aligned} X_1 &= X_{2A} \cos(\varphi_1 - \varphi_2) + Y_{2A} \sin(\varphi_1 - \varphi_2) - e_1 \sin \varphi_1, \\ Y_1 &= -X_{2A} \sin(\varphi_1 - \varphi_2) + Y_{2A} \cos(\varphi_1 - \varphi_2) - e_1 \cos \varphi_1, \end{aligned} \quad (5)$$

где X_{2A}, Y_{2A} – координаты точки профиля в координатных осях с началом координат в центре производящего колеса.

Последние определим из следующих выражений:

$$\begin{aligned} X_{2A} &= \frac{r_{\text{тк}} r_{21} \sin \varphi_2}{L_1}, \\ Y_{2A} &= \frac{r_c L_1 + r_{\text{тк}} (r_{21} \cos \varphi_2 - r_c)}{L_1}, \end{aligned}$$

где L_1 – расстояние от полюса P_1 зацепления обоймы с кулачком до центра тела качения O , находящегося на окружности центров.

Расстояние $L_1(P_1 O)$ определим через угол поворота производящего колеса из треугольника $O_2 O P_1$ (рис. 3) по теореме косинусов:

$$O P_1 = L = \sqrt{r_2^2 + r_c^2 - 2r_2 r_c \cos \varphi_2}. \quad (6)$$

Выражение (6) справедливо для обоих зацеплений с обоймой (кулачка и венца), а r_2 следует понимать как r_{21} для зацепления кулачка с телами качения и r_{23} для зацепления венца с телами качения. При этом радиус r_c центров тел качения для обоих зацеплений остается постоянным.

Для зацепления производящего – 2 и центрального – 3 (венец) колес изобразим расчетную схему (рис. 4), аналогично предыдущему зацеплению, только со смещением межосевого расстояния (эксцентриситета) в противоположную сторону. Определим параметры такого зацепления.

При проектировании компактной двухполосной передачи с ПТК и свободной обоймой необходимо учитывать, что для обоих зацеплений $r_c = \text{const}$. При этом вычисляется радиус центров r_c по формуле (1), через параметры первого зацепления, а потом для второго зацепления, через найденный r_c , определяется радиус производящей окружности:

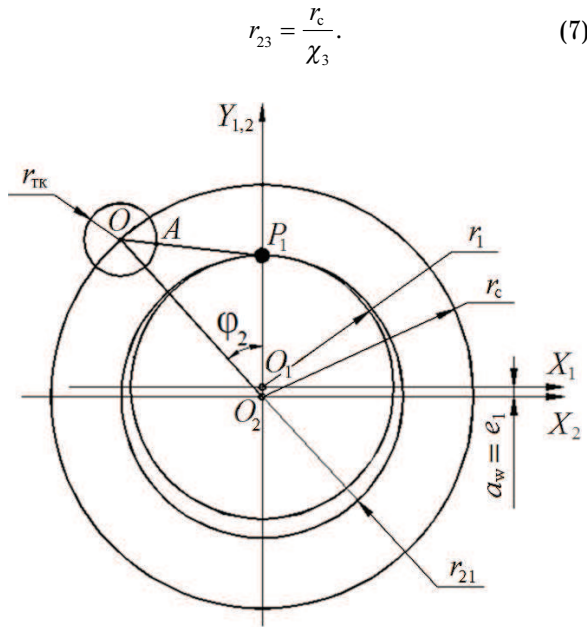


Рис. 3. К определению координат точек профиля кулачка при зацеплении с производящим колесом

Тогда радиус основной окружности венца и угол ее поворота соответственно равны:

$$r_3 = r_{23} \left(1 + \frac{1}{Z_2} \right), \quad (8)$$

$$\varphi_3 = \frac{\varphi_2}{\left(1 + \frac{1}{Z_2} \right)}. \quad (9)$$

Межосевое расстояние (эксцентриситет) для второго зацепления определяется из выражения:

$$e_3 = \frac{r_{23}}{Z_2}. \quad (10)$$

Общий эксцентриситет передачи с ПТК и свободной обоймой равен:

$$e = e_1 + e_3.$$

При проектировании передачи, смещаем центр венца O_3 вниз по оси Y_2 относительно центра производящего колеса O_2 (рис. 4).

Уравнения профиля центрального колеса II в координатах $X_3O_3Y_3$, с началом координат в центре венца, запишутся в виде:

$$\begin{aligned} X_3 &= X_{2B} \cos(\varphi_3 - \varphi_2) + Y_{2B} \sin(\varphi_3 - \varphi_2) + e_3 \sin \varphi_3, \\ Y_3 &= -X_{2B} \sin(\varphi_3 - \varphi_2) + Y_{2B} \cos(\varphi_3 - \varphi_2) + e_3 \cos \varphi_3. \end{aligned} \quad (13)$$

Здесь по аналогии с предыдущим профилем абсцисса и ордината точки профиля центрального колеса в координатных осях $X_2O_2Y_2$ определяются как:

$$\begin{aligned} X_{2B} &= -\frac{r_{тк} r_{23} \sin \varphi_2}{L_3}, \\ Y_{2B} &= \frac{r_c L_3 - r_{тк} (r_{23} \cos \varphi_2 - r_c)}{L_3}. \end{aligned}$$

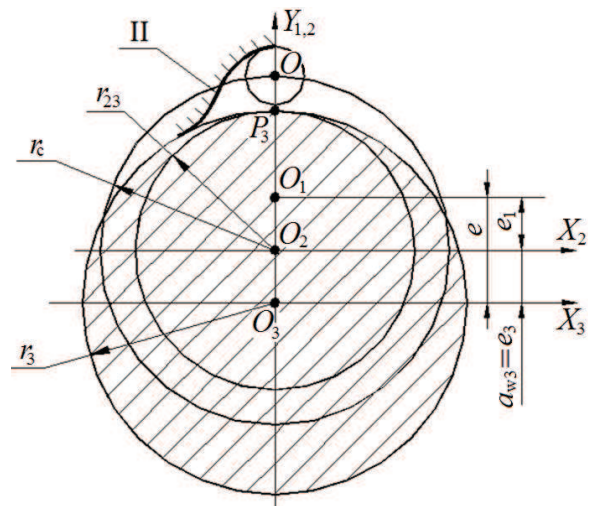


Рис. 4. Схема зацепления венца и производящего колеса

Расстояние от полюса зацепления P_3 до центра тела качения определяется из выражения (6).

Один угловой шаг передачи равен $\frac{2\pi}{Z_2}$, следовательно, для определения точек профиля по уравнениям (5), (11) необходимы различные значения угла φ_2 в пределах от 0° до $\frac{2\pi}{Z_2}$.

Построив оба зацепления в одних координатных осях с единым радиусом центров r_c и числом Z_2 тел качения, получим двухполюсную передачу с ПТК и свободной обоймой (рис. 5).

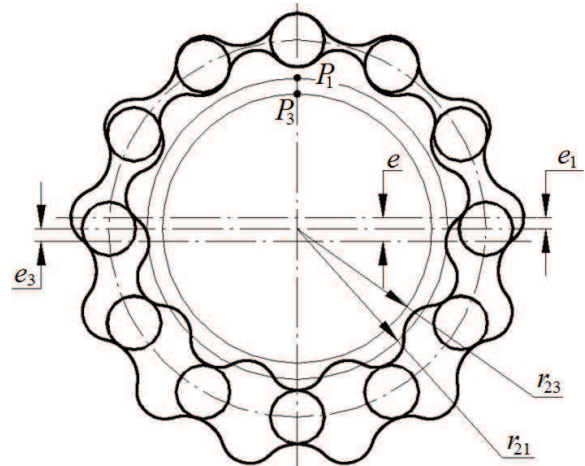


Рис. 5. Схема двухполюсной передачи с разгруженным сепаратором

Проектирование двухполюсной передачи можно вести исходя из известного межосевого расстояния (эксцентриситета), что иногда бывает предпочтительнее. Тогда, задавшись частью параметров первого зацепления, из выражения (2) определим радиус производящего колеса r_{21} , потом радиус центров r_c (1), а затем расчет производят в уже описанной последовательности (3)–(11).

Выводы

Полученные выражения относятся к передачам с ПТК и свободной обоймой, когда передача имеет два полюса зацепления (рис. 5): один – кулачок с сепаратором; другой – сепаратор с венцом. При этом полюсы разнесены только по вертикальной оси передачи. Описаны особенности прямого про-

ектирования передачи, через исходные параметры зацепления, и особенности обратного проектирования, когда необходимо обеспечить заданное межосевое расстояние (эксцентриситет).

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации (ГК № 14.В37.21.1143 от 14.09.2012).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ефременков Е.А. Разработка методов и средств повышения эффективности передач с промежуточными телами качения: дис. ... канд. техн. наук. – Томск, 2002. – 126 с.
2. Ефременков Е.А. Разработка и проектирование передач с промежуточными телами качения нового вида // Известия Том-

- ского политехнического университета. – 2005. – Т. 308. – № 1. – С. 131–135.
3. Кудрявцев В.Н. Планетарные передачи. – Л.: Машиностроение, 1966. – 308 с.

Поступила 18.01.2013 г.