

УДК 621.833

М.Е. Лустенков, Д.М. Макаревич, С.Д. Макаревич, А.С. Захарьев

ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА МЕХАНИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ В ЭЛЛИПСНЫХ ШАРИКОВЫХ ПЕРЕДАЧАХ

*Белорусско-Российский университет
Могилев, Республика Беларусь*

Эллипсные шариковые передачи (ЭШП) относятся к классу планетарных передач с телами качения. Принцип действия однопериодных ЭШП изложен в литературных источниках [1, 2] и других. Многопериодные ЭШП

позволяют реализовывать передаточные отношения в одной секции от 1 до 10 и обладают теми же преимуществами: простотой изготовления, небольшими габаритами и высокой нагрузочной способностью. На базе одной секции ЭШП возможна реализация 6-ти кинематических схем. На рис.1 приведены детали одной секции многопериодной ЭШП с передаточным отношением $\mu=4$ (при заторможенном корпусе с диаметром 54 мм).

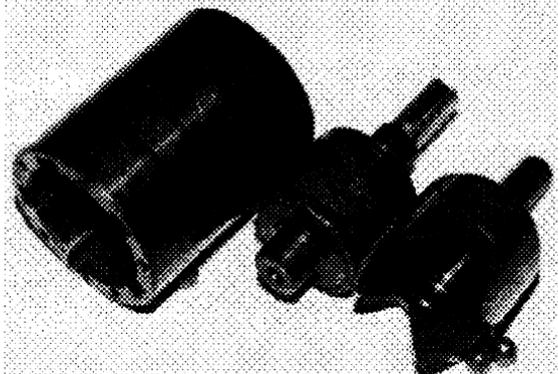


Рис. 1. Основные детали многопериодной ЭШП. Слева направо: вал с пазами (корпус), однопериодный составной внутренний кулачок, многопериодный наружный кулачок, тела качения

Для практики важным является количественное сравнение той или иной конструкции или передачи. Одним из критериев такой оценки является механический коэффициент полезного действия (КПД) [3]. На практике обычно КПД механизмов определяют экспериментально. Теоретической оценкой, несмотря на ее приблизительный характер, не следует пренебрегать, так как она позволяет определить основные геометрические параметры передачи приближенные к оптимальным и определить наиболее благоприятные режимы ее работы на стадии проектирования. В дальнейшем, необходимо практическое подтверждение результатов теоретических расчетов КПД.

Общий КПД ЭШП, как и любого механизма, равен

$$\eta = \frac{P_{\text{вых}}}{P_{\text{вх}}} = \frac{P_{\text{вх}} - P_{\text{тр}}}{P_{\text{вх}}} = 1 - \frac{P_{\text{тр}}}{P_{\text{вх}}}, \quad (1)$$

где $P_{\text{вх}}$ — средняя мощность на входном звене передачи; $P_{\text{вых}}$ — средняя мощность на выходном звене передачи; $P_{\text{тр}}$ — средняя мощность сил трения.

Оценим механические потери в зацеплении. Для этого вновь обратимся к плоской фрикционной модели. При этом условимся считать $R_1 = R_2 = R_3 =$

R, так как при рассмотрении реального зацепления влияние этих радиусов на нагрузочную способность и КПД ЭШП неоднозначно.

Вопрос взаимодействия промежуточного тела (плунжера) с поверхностями трех тел рассмотрен также в технической литературе по расчету трансмиссий автомобилей, в частности при расчете кулачковых дифференциалов. Применительно к ЭШП, замкнутый треугольник сил, действующий на шарик (плунжер) и приводится на рис.2.

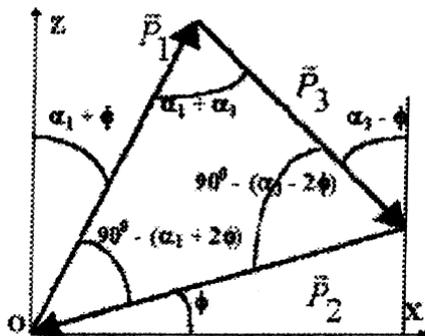


Рис.2. Система сил, действующих на тело качения ЭШП (плоская фрикционная модель зацепления). P_1 , P_2 и P_3 — силы, действующие на внутренний кулачок, вал с пазами и наружный кулачок соответственно

По теореме синусов (рис.2):

$$\frac{P_1}{\cos(\alpha_3 - 2\phi)} = \frac{P_2}{\sin(\alpha_1 + \alpha_3)} = \frac{P_3}{\cos(\alpha_1 + 2\phi)}, \quad (2)$$

где α_1 и α_3 — угол подъема рабочей поверхности внутреннего и наружного кулачков соответственно; ϕ — угол трения.

Найдем зависимость силы P_2 от силы P_1 .

$$P_2 = P_1 \frac{\sin(\alpha_1 + \alpha_3)}{\cos(\alpha_3 - 2\phi)}. \quad (3)$$

С учетом того, что

$$N_2 = P_2 \cos \phi, \quad (4)$$

выражение для момента M_2 запишется в следующем виде:

$$M_2 = M_1 \frac{R_2}{R_1} \frac{\cos \phi \cdot \sin(\alpha_1 + \alpha_3)}{\sin(\alpha_1 + \phi) \cos(\alpha_3 - 2\phi)} = M_1 \frac{R_2}{R_1} K_\alpha. \quad (5)$$

Мгновенный КПД эллипсного шарикового зацепления с учетом выражения для первой кинематической схемы:

$$\eta_{12}^{(3)} = \frac{P_{\text{max}}}{P_\alpha} = \frac{M_2 \omega_2}{M_1 \omega_1}, \quad (6)$$

где ω_1 , ω_2 — угловые скорости ведущего и ведомого валов соответственно.

В уравнении (6) учтем, что для 1-ой кинематической схемы $\omega_2 / \omega_1 = 1/u = 0,5$. Подставим выражение (5) в выражение (6) и приняв условие $R_2 = R_1$, окончательно получим:

$$\eta_{13}^{(2)} = 0,5 K_\alpha. \quad (7)$$

Можно выразить из уравнения (2) зависимость сил P_1 и P_3 . При второй кинематической схеме:

$$\eta_{13}^{(2)} = \frac{M_3 \omega_3}{M_1 \omega_1} = \frac{\sin(\alpha_3 - \phi) \cos(\alpha_1 + 2\phi)}{\sin(\alpha_1 + \phi) \cos(\alpha_3 - 2\phi)}. \quad (8)$$

Для кинематических схем №5 и №6, силовой многоугольник представлен на рис. 3. Теорема синусов запишется:

$$\frac{P_1}{\cos(\alpha_3 + 2\phi)} = \frac{P_3}{\cos(\alpha_1 - 2\phi)} = \frac{P_2}{\sin(\alpha_1 + \alpha_3)}. \quad (9)$$

Тогда КПД для кинематических схем №5 №6 соответственно:

$$\eta_{31}^{(2)} = \frac{M_1 \omega_1}{M_3 \omega_3} = \frac{1}{u} \cdot \frac{P_1 \sin(\alpha_1 - \phi)}{P_3 \sin(\alpha_3 + \phi)} = \frac{1}{u} \cdot \left(\frac{\cos(\alpha_3 + 2\phi) \cdot \sin(\alpha_1 - \phi)}{\cos(\alpha_1 - 2\phi) \cdot \sin(\alpha_3 + \phi)} \right). \quad (10)$$

$$\eta_{32}^{(1)} = \frac{M_2 \omega_2}{M_3 \omega_3} = \frac{1}{u} \cdot \frac{P_2 \cos \phi}{P_3 \sin(\alpha_3 + \phi)} = \frac{1}{u} \cdot \left(\frac{\sin(\alpha_1 + \alpha_3) \cdot \cos \phi}{\cos(\alpha_1 - 2\phi) \cdot \sin(\alpha_3 + \phi)} \right). \quad (11)$$

Для кинематической схемы №3 силовой треугольник определяется схемой, изображенной на рис.3.

$$\eta_{21}^{(3)} = \frac{1}{u} \cdot \left(\frac{\cos(\alpha_3 + 2\phi) \cdot \sin(\alpha_1 - \phi)}{\cos \phi \cdot \sin(\alpha_1 + \alpha_3)} \right). \quad (12)$$

Для кинематической схемы №4 силовой треугольник определяется схемой, изображенной на рис.2.

$$\eta_{23}^{(4)} = \frac{1}{u} \cdot \left(\frac{\cos(\alpha_1 + 2\phi) \cdot \sin(\alpha_3 - \phi)}{\cos\phi \cdot \sin(\alpha_1 + \alpha_3)} \right). \quad (13)$$

Для других кинематических схем ЭШП выражения для определения мгновенного КПД приведены в табл.1.

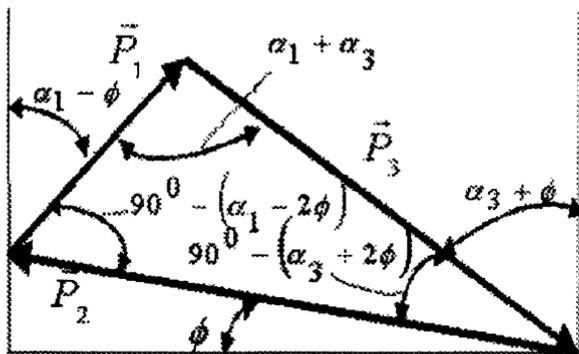


Рис. 3. Силовой многоугольник для 5-ой и 6-ой кинематических схем

В табл.1 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. Угол трения определяется:

$$\phi = \arctg(f), \quad (14)$$

Важным преимуществом ЭШП является то, что при равенстве амплитуд двух сопрягаемых кривых, передаточное отношение остается постоянным за цикл зацепления и не зависит от углов α_1 и α_3 . В этом случае, в выражениях для определения передаточных отношений выражения $\operatorname{tg}\alpha_1$ и $\operatorname{tg}\alpha_3$ 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 и для определения среднего

значения КПД ЭШП целесообразно использовать усредненное значение угла наклона кривых α_{icp} .

$$\alpha_{icp} = \arctg \left(\frac{2AZ_i}{\pi R} \right), \quad (15)$$

где индекс $i=1(3)$ характеризует принадлежность подставляемого параметра внутреннему либо наружному кулачку соответственно; A — амплитуда кривых.

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, u	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	$u = 1 + \frac{tg \alpha_1}{tg \alpha_3}$	$\frac{\sin(\alpha_1 + \alpha_3) \cos \phi}{u \sin(\alpha_3 - \phi) \cos(\alpha_1 + 2\phi)}$

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

$$\alpha_1 + \alpha_3 = 70^\circ. \quad (16)$$

Техническое решение, предусматривающее составной внутренний кулачок (рис. 1), позволило увеличить нагрузочную способность передачи вдвое.

ЛИТЕРАТУРА

1. Лустенков М.Е. Эллипсоидные шариковые передачи: недостатки и преимущества // Приводная техника. — 2003. — №3(43). — С.20–22.
2. Лустенков М.Е. Ключ для демонтажа ведущих колес грузовых автомобилей ЗИЛ и ГАЗ // Автомобильная промышленность. — 2003. — №5. — С.24–25.
3. Скойбеда А.Т. Детали машин и основы конструирования: Учеб. / А.Т. Скойбеда, А.В. Кузьмин, Н.Н. Макейчик; Под общ. ред. А.Т.Скойбеда. — Мн.: Высш. шк., 2000. — 584 с.