

УДК 621.83.06

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ ДВУХ СХЕМ ЦИКЛОИДАЛЬНО-ЦЕВОЧНОЙ ПЛАНЕТАРНОЙ ПЕРЕДАЧИ

С. А. ЗЫЛЬ

Научный руководитель М. Е. ЛУСТЕНКОВ, д-р техн. наук, проф.
Белорусско-Российский университет
Могилев, Беларусь

Целью данной работы являлось проведение сравнительного структурного анализа циклоидально-цевочных планетарных передач (ЦЦПП), кинематические схемы которых отличаются наличием цевок и установленных на них роликов (первая схема) и зубьев с круглым профилем (вторая схема). Использовалась формула Сомова – Малышева для определения числа степеней свободы (подвижности) W механизма с учетом дублирующих связей и местных подвижностей. Чем больше модуль отрицательного значения W , тем больше степень переопределенности передачи, выше износ, требования к точности изготовления и сборки. При этом исследовалась схема передачи с ведущим водилом (эксцентриком), неподвижным валом с пальцами механизма параллельных кривошипов и ведомым центральным колесом. Число зубьев центрального колеса z_b совпадает с передаточным отношением u [1].

Теоретически число четырехподвижных (цилиндрических) пар ЦЦПП, образующихся в зацеплении центрального колеса и сателлита, равно числу зубьев сателлита, которое в данном случае равно $u - 1$. При сборке реального редуктора с ЦЦПП при точном обеспечении числа точек контакта, равного числу зубьев сателлита, передача не будет работать, ее заклинит. Поэтому в передаче проектируется зазор. Таким образом, изначально проектируется однопарное зацепление. Многопарным оно становится при воздействии нагрузок, возникновении деформаций и микроперемещений зубьев (роликов) [2]. Число степеней свободы механизма с роликами, установленными на цевки центрального колеса, определится как разность общего числа степеней свободы всех подвижных звеньев и числа степеней свободы, которые ограничиваются одноподвижными (вращательными) и четырехподвижными (цилиндрическими) парами.

Для первой схемы с роликами, установленными на цевках,

$$\begin{aligned} W &= 6 \cdot (2 + S + n_p \cdot S + u) - 5 \cdot (2 + S + n_p \cdot S + u) - 2 \cdot (n_p \cdot S + S) = \\ &= 2 + u - S \cdot (n_p + 1), \end{aligned} \quad (1)$$

где S – число сателлитов; n_p – число пальцев вала механизма параллельных кривошипов.

В формуле (1) учтено, что ЦЦПП содержит ведущий и ведомый валы, а также число втулок на пальцах вала механизма параллельных кривошипов, равное числу сателлитов. Число степеней свободы ЦЦПП, в которой вместо цевок с роликами на центральном колесе изготовлены зубья с круглым профилем (вторая схема),

$$W = 6 \cdot (2 + S + n_p \cdot S) - 5 \cdot (2 + S + n_p \cdot S) - 2 \cdot (n_p \cdot S + S) = 2 - S \cdot (n_p + 1). \quad (2)$$

Выражение (1) отличается от формулы (2) положительным значением $u > 0$, что говорит о более рациональной конструкции передачи с роликами на цевках выходного вала. Однако данный вариант предполагает усложнение конструкции, снижение ее надежности и прочности цевок [3].

На основе второй схемы был разработан и создан экспериментальный образец редуктора. ЦЦПП имеет следующие параметры: радиус окружности, где располагаются оси цевок (зубьев) ведомого центрального колеса, $R = 29$ мм, $S = 3$, число зубьев сателлита $z_g = 29$, число зубьев центрального колеса $z_b = 30$, $u = 30$, эксцентриситет установки сателлитов на ведущий вал $A = 1$ мм, $n_p = 6$.

а)



б)



Рис. 1. Экспериментальный образец ЦЦПП: ведущий вал (водило) с установленными на эксцентриках сателлитами (а); центральное колесо ЦЦПП с внутренними зубьями с круглым профилем (б)

Для второй схемы при указанных параметрах $W = -19$ (для первой схемы $W = 11$). Сборка передачи и последующая работа редуктора без заклинивания оказались возможными при обеспечении зазора в зацеплении, равного 0,07, что подтверждает теоретическую однопарность зацепления.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Lustnikov, M. E.** Calculation of Geometric Parameters of an Eccentric Transmission with Intermediate Rolling Elements // M. E. Lustnikov, A. H. Sofiyev, I. A. Khalilov // Journal of Applied and Computational Mechanics. – 2025. – Vol. 11, iss. 4. – P. 1207–1215.
2. **Лустенков, М. Е.** Силовой анализ передач с промежуточными телами качения / М. Е. Лустенков // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2016. – № 10. – С. 26–31.
3. **Лустенков, М. Е.** Детали машин. Расчет и проектирование : учеб. пособие / М. Е. Лустенков. – Мн. : РИВШ, 2025. – 400 с.