

УДК 621.83.06

ИССЛЕДОВАНИЕ КПД ЦИКЛОИДАЛЬНО-ЦЕВОЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Е. С. ЛУСТЕНКОВА, С. А. ЗЫЛЬ
Белорусско-Российский университет
Могилев, Беларусь

В Белорусско-Российском университете разрабатываются редукторные узлы на основе передач с промежуточными телами качения различных типов для электромеханических приводов и механизированного инструмента [1]. В системе Siemens NX была разработана модель циклоидально-цевочной передачи (рис. 1), спроектированная по схеме $k-h-v$, и проведены экспериментальные исследования в блоке программы Motion Simulation по определению КПД передачи при ее работе в мультипликаторном режиме [2]. Вал 2, контактирующий с сателлитом с помощью механизма параллельных кривошипов (пальцев), вращается с постоянной угловой скоростью $\omega_2 = 2 \cdot \pi / 19$ рад/с. Сателлит 4, обкатываясь по неподвижному цевочному колесу 3, вынуждает эксцентрик (ведомый вал) 1 вращаться с увеличенной скоростью. Передаточное отношение механизма и, соответственно, коэффициент мультипликации при обратном потоке мощности $i = -19$. К эксцентрику прилагался постоянный момент сопротивления $T_1 = 1$ Н·м.

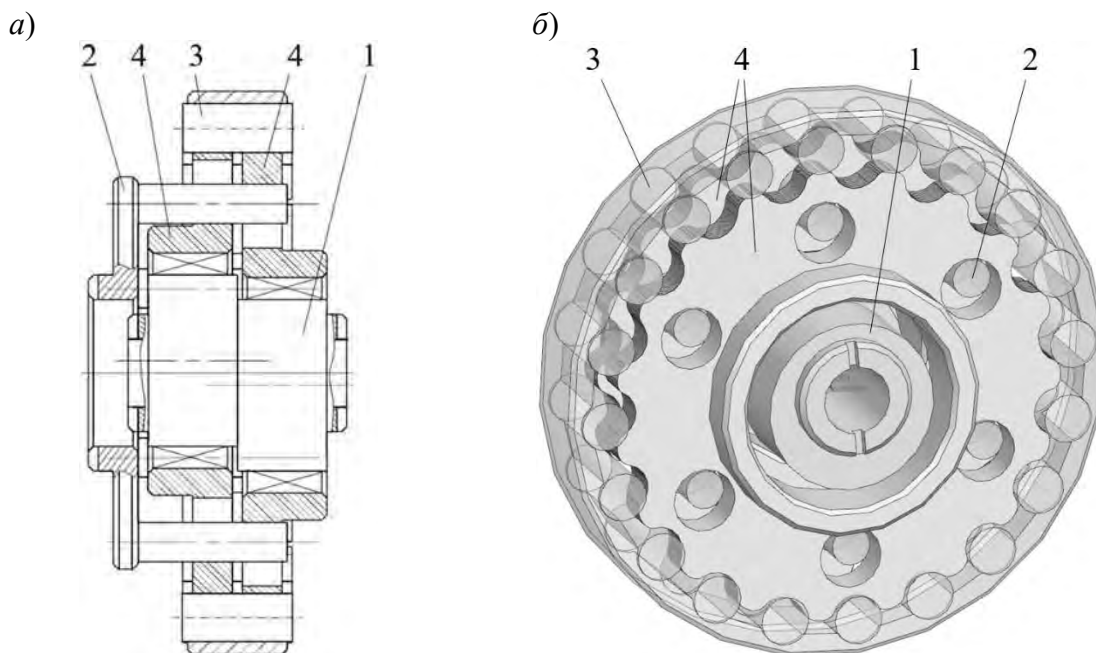


Рис. 1. Конструктивная схема (а) и общий вид (б) компьютерной модели циклоидально-цевочной передачи: 1 – водило (эксцентрик); 2 – вал с механизмом съема вращения с сателлита; 3 – неподвижное центральное цевочное колесо; 4 – эксцентрик

Сателлит проектировался сдвоенным для увеличения нагрузочной способности и повышения уравновешенности системы [3]. Для уменьшения влияния параметров жесткости и податливости на характер изменения мгновенных

значений угловых скоростей и моментов применялись следующие параметры: коэффициент жесткости $c = 10^4$ Н/мм; коэффициент демпфирования $\mu = 20$ Н·с/мм. Они влияют на амплитуду колебаний значений, но не изменяют среднюю величину момента T_2 .

Допущением модели являлось жесткое закрепление цевок в виде сплошных цилиндров с цевочным колесом. Возможность качения втулок на осях в передаче моделировалось путем изменения (снижения) коэффициента трения скольжения. Трение задавалось только в 3D-контакте между сдвоенным сателлитом и центральным цевочным колесом, т. к. трение в механизме параллельных кривошипов является отдельным вопросом для рассмотрения. В первом случае коэффициент трения скольжения принимался равным 0,1, во втором – 0,05. Коэффициенты сцепления были равны 0,2 и 0,1 соответственно. Скорости перемещения при сцеплении и скольжении принимались по умолчанию 0,01 и 0,1 мм/с в обоих случаях. Результаты показаны на рис. 2.

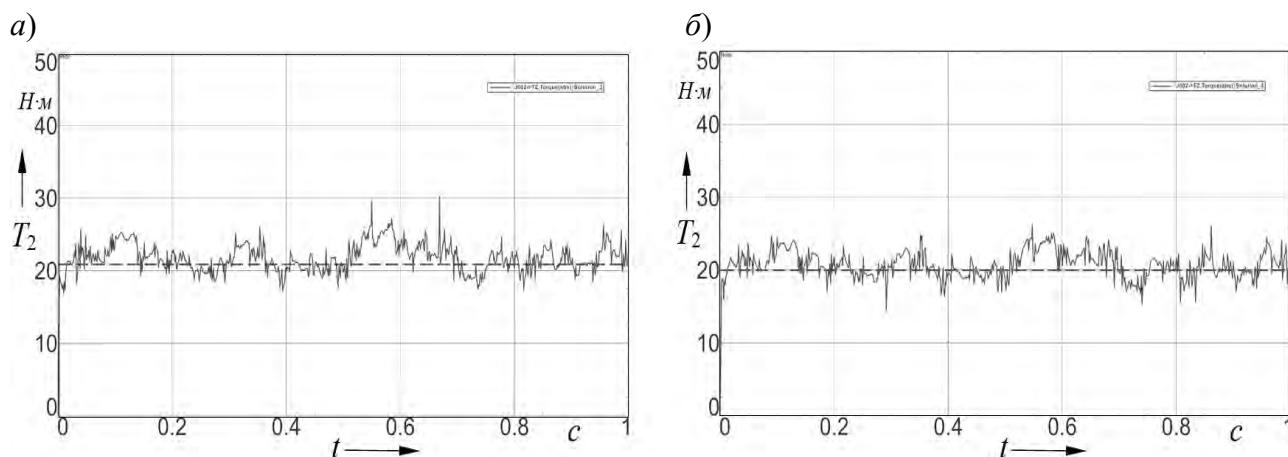


Рис. 2. Результаты моделирования при коэффициентах трения скольжения в зацеплении $f = 0,1$ (а) и $f = 0,05$ (б)

При различных коэффициентах трения (0,1 и 0,05) средние значения моментов на входном валу мультипликатора составили 21 и 20 Н·м соответственно, что соответствует КПД передачи 0,90 и 0,95.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Лустенков, М. Е.** Ключ для демонтажа ведущих колес грузовых автомобилей ЗИЛ и ГАЗ / М. Е. Лустенков // Автомобильная промышленность. – 2003. – № 5. – С. 24–25.
2. **Лустенков, М. Е.** Теоретическая оценка коэффициента полезного действия сферической шариковой передачи, работающей в мультипликаторном режиме / М. Е. Лустенков, Е. С. Лустенкова // Изв. вузов. Машиностроение. – 2023. – № 8 (761). – С. 32–40.
3. **Lustenkova, M. E.** Analysis of contact strength of spherical roller transmission with double-row pinion / M. E. Lustenkova, A. N. Moiseenko // IOP Conf. Series: International Conference on Mechanical Engineering and Modern Technologies (MEMT 2020). – 2021. – Vol. 1118 (2021). – 6 p.