

ИССЛЕДОВАНИЕ КПД ПЕРЕДАЧ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМИ ТЕЛАМИ КАЧЕНИЯ ПРИ РАБОТЕ В МУЛЬТИПЛИКАТОРНОМ РЕЖИМЕ.

*Е.С. Лустенкова, старший преподаватель
Белорусско-Российский университет,
212000, Республика Беларусь, г. Могилев, пр.Мира, 43,
тел. (+375 447)-278-243
E-mail: fittsova@gmail.com*

Передачи с промежуточными телами качения (ППТК) цилиндрического типа применяются в условиях ограничений на радиальные размеры для размещения привода: бурение, ремонт и эксплуатация скважин [1]. В исследуемой передаче шарики 4 перемещаются по беговым дорожкам внутренней 1 и наружной 3 втулок, а также вдоль осевых пазов сепаратора 2 (рис. 1). При работе в редукторном режиме ведущей является внутренняя втулка с беговой дорожкой с числом периодов $Z_1 = 1$ (в форме эллипса). Сепаратор является ведомым звеном, а наружная втулка с многопериодной беговой дорожкой с числом периодов Z_3 остановлена и связана с сепаратором. Целью работы являлась оценка КПД при работе передачи в режиме мультипликатора.

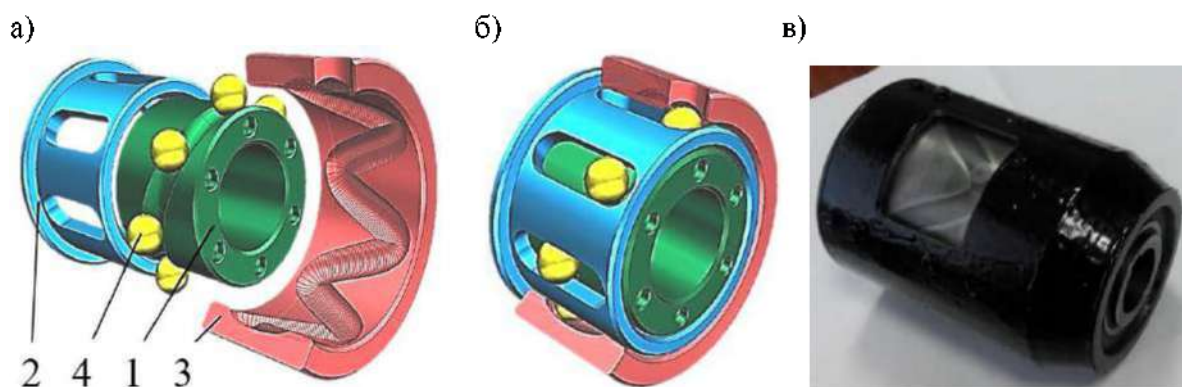


Рис. 1. ППТК цилиндрического типа: а – основные элементы; б – передача в сборе; в – натурный образец.

Передаточное отношение i_p зависит от числа периодов дорожек: $i_p = 1 + Z_3$. Если ведущим сделать сепаратор, а внутреннюю втулку ведомой, то передаточное отношение $i_m = 1/i_p$. КПД рассматриваемой передачи существенно зависит от коэффициента трения f [2], который должен учитывать качение со скольжением. Основными геометрическими параметрами ППТК являются радиус окружности R – образующей цилиндрической поверхности, на которой расположены центры масс тел качения, – и амплитуда беговых дорожек A . Эти параметры определяют средние значения углов подъема α_{mj} беговых дорожек внутренней ($j = 1$) и наружной ($j = 3$) втулок

$$\alpha_{mj} = \arctg \left(\frac{2 \cdot A \cdot Z_{mj}}{\pi \cdot R} \right). \quad (1)$$

Ранее были получены формулы для определения КПД для ППТК, работающей в редукторном и мультипликаторном режимах, как функции углов α_{m1} , α_{m3} , угла трения $\psi = \arctg(f)$ и передаточного отношения [3].

Установим влияние углов подъема на КПД ППТК, приняв следующие значения параметров: $R = 30$ мм, $i_p = 12$ ($Z_1 = 1$, $Z_3 = 11$) для редуктора и $i_m = 0,083$ ($Z_1 = 1$, $Z_3 = 11$) для мультипликатора. При этом рассмотрим влияние угла α_{m1} , т. к. углы подъема связаны зависимостью

$$\operatorname{tg}(\alpha_{m1}) = \frac{Z_1}{Z_3} \cdot \operatorname{tg}(\alpha_{m3}). \quad (2)$$

Дополнительно исследовано влияние приведенного коэффициента трения f (рис. 2).

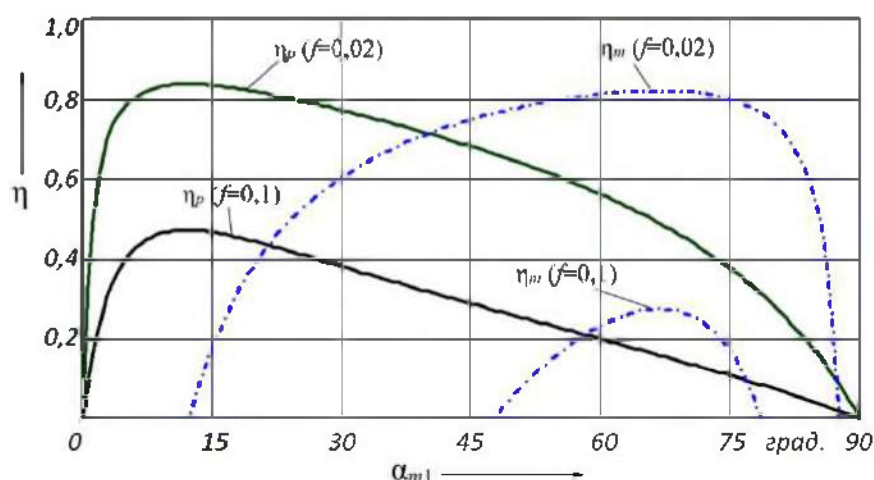


Рис. 2. Зависимость КПД от угла α_{m1} .

По результатам расчета устанавливался угол подъема, обеспечивающий максимальный КПД. Из выражения (2) определялось оптимальное значение амплитуды A дорожек, так как радиус R определяет габариты передачи и при проектировании, как правило, задается. Данные для сравнения приведены в табл. 1.

Таблица 1. КПД и параметры исследуемых передач.

Режим работы передачи	f	Максимальный КПД	Оптимальные значения		
			$\alpha_{m1}, ^\circ$	$\alpha_{m3}, ^\circ$	$A, \text{мм}$
Редукторный	0,02	0,836	12,035	66,906	10,054
Мультипликаторный	0,02	0,820	66,921	12,044	10,047
Редукторный	0,10	0,471	12,033	66,902	10,045
Мультипликаторный	0,10	0,274	66,864	12,011	10,026

Установлено, что для ППТК с передаточным отношением 12 оптимальные значения геометрических параметров для редукторного и мультипликаторного режима отличаются незначительно. Однако влияние коэффициента трения на КПД более существенно для мультипликаторов. При определенных значениях α_{m1} (при которых $\eta_m \leq 0$ на рис. 2) возникает самоторможение, и передача движения становится невозможной.

Список литературы:

1. Сазонов, И. С. Методология расчета и проектирования передач с составными промежуточными телами качения / И. С. Сазонов, М. Е. Лустенков, А. П. Прудников, Е. С. Фитцова // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2014. – № 2 (43). – С. 60–70.
2. Efremkov, E. A., Bonnard E. Power Parameters Automated Calculation for Transmission with Intermediate Rolling Bodies and Free Cage // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. – 2020. – vol. 795. – 6 p.
3. Лустенков, М. Е. Силовой анализ передач с промежуточными телами качения / М. Е. Лустенков // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2016. – № 10. – С. 26–31.