

УДК 621.833

П.Н. ГРОМЫКО, д-р техн. наук; С.Н. ХАТЕТОВСКИЙ, канд. техн. наук
Белорусско-Российский университет, г. Могилев, Республика Беларусь

МИНИМИЗАЦИЯ ГАБАРИТНЫХ РАЗМЕРОВ ЭКСЦЕНТРИКОВЫХ ПЕРЕДАЧ НА ОСНОВЕ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ГЕОМЕТРИИ ЗАЦЕПЛЕНИЯ КОНТАКТИРУЮЩИХ КОЛЕС

Предложено специальное зацепление прямобоковых профилей контактирующих зубьев. Приведены результаты компьютерных исследований зацепления, на основе которых спроектирован и изготовлен экспериментальный образец эксцентрикового редуктора. Результаты экспериментальных испытаний редуктора показали высокий уровень разработки.

Ключевые слова: эксцентриковая передача, сателлит, центральное колесо, эпициклоида, механизм параллельных кривошипов

Введение. Одной из основных задач при проектировании приводных устройств является снижение их массогабаритных показателей и себестоимости изготовления. Во многом решение указанной задачи зависит от выбора типа механической передачи, используемой в приводном устройстве для получения на рабочем органе требуемых кинематических и силовых характеристик. Перспективным видом механических передач с точки зрения компактности и обеспечения редуцирования в широком диапазоне передаточных отношений являются эксцентриковые передачи [1, 2]. Одним из основных направлений их дальнейшего совершенствования является минимизация габаритных размеров.

Уменьшить габаритные размеры эксцентриковой передачи возможно путем обычного масштабирования. В этом случае при ее проектировании необходимо использовать высокопрочные материалы, высокоэффективные способы химико-термической и упрочняющей обработки, что неизбежно приведет к повышению себестоимости изготовления.

Данная работа посвящена обоснованию возможности минимизации габаритных показателей эксцентриковой передачи за счет применения специального зацепления, в основу формообразования зубьев которого положена удлиненная эпициклоида [3].

Формообразование профилей зубьев зацепления эксцентриковой передачи на основе использования методов компьютерного моделирования. Существует множество разновидностей эксцентриковых передач. На рисунке 1 показана одна из структурных схем эксцентриковой передачи, на основе которой ниже будет раскрыт процесс формообразования зубьев и построены компьютерные модели.

В приведенной на рисунке 1 структурной схеме эксцентриковой передачи эксцентрик 2 входного вала 1 составляет пару вращения с сателлитом 3, на котором выполнены зубья круговой формы. Круговые зубья сателлита (ролики 4) входят во взаимодействие с зубьями неподвижного центрального колеса 5, имеющими циклоидальную форму. В результате указанного взаимодействия сателлит 3 совершает плоскопараллельное движение. Вращательное движение с сателлита 3 передается на выходной вал 6 путем использования механизма параллельных кривошипов 7.

Процесс формообразования зубьев эксцентриковой передачи можно представить как движение формообразующего ролика 4 сателлита 3, нарезающего на неподвижном центральном колесе 5 зубья циклоидальной

формы. При этом центр формообразующего ролика описывает эпициклоиду. В случае, если при неизменных параметрах процесса формообразования зубьев центрального колеса 5, таких как число формообразующих роликов сателлита, определяющих передаточное отношение планетарной эксцентриковой передачи, и значение эксцентриситета эксцентрика входного вала, уменьшать значение радиуса R , на котором располагаются формообразующие ролики, то укороченная эпициклоида 1 (рисунок 2 а) превратится в удлиненную эпициклоиду 4 (см. рисунок 2 б).

Следует отметить, что на форму зубьев центрального колеса 3 влияет значение диаметра d формообразующего ролика 2 при неизменной траектории движения его центра (см. рисунок 2). Как видно из рисунка 2 б, при уменьшении габаритных размеров эксцентриковой передачи, а именно, радиуса R , на котором располагается формообразующий ролик 2, происходит утонение зубьев центрального колеса. Поэтому при формообразовании зубьев центрального колеса на основе использования удлиненной эпициклоиды необходимо применение специальных профилей формообразующих зубьев сателлита.

Авторами данной работы были проведены компьютерные исследования, позволившие предложить специальные прямобоковые профили формообразующих зубьев сателлита. При применении указанных профилей, если в основе процесса формообразования заложена удлиненная эпициклоида, образуются профили зубьев

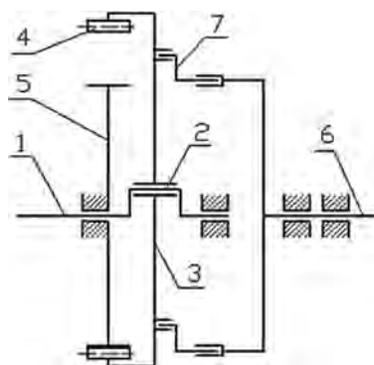


Рисунок 1 — Структурная схема эксцентриковой передачи:
1 — входной вал; 2 — эксцентрик; 3 — сателлит;
4 — формообразующий ролик; 5 — неподвижное центральное колесо; 6 — выходной вал; 7 — механизм параллельных кривошипов

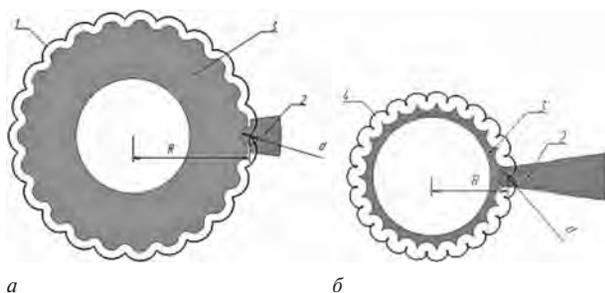


Рисунок 2 — Схема формообразования зубьев центрального колеса эксцентриковой передачи:

1 — укороченная эпициклоида; 2 — формообразующий инструмент в виде ролика; 3 — центральное неподвижное колесо; 4 — удлиненная эпициклоида

центрального колеса с участками, близкими к прямоочной форме (рисунок 3).

Сравнительная оценка эффективности зацепления эксцентриковых передач с различными профилями зубьев контактирующих колес. Для оценки эффективности предложенного зацепления были разработаны компьютерные модели двух вариантов эксцентриковой передачи. Первый вариант — зацепление с зубьями центрального колеса, при формообразовании которых использовался ролик, центр которого перемещается по укороченной эпициклоиде (рисунок 4 а). Второй вариант — зацепление с зубьями центрального колеса, при формообразовании которого применяется зуб с прямоочными профилями, все точки которого движутся по удлиненным эпициклоидам (см. рисунок 4 б).

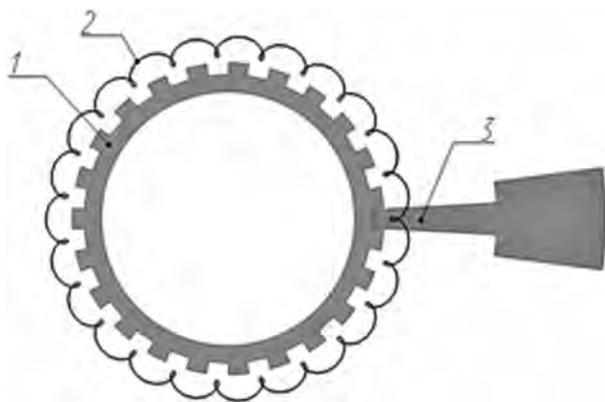


Рисунок 3 — Схема формообразования профилей зубьев центрального колеса при применении прямоочных профилей формообразующих зубьев сателлита:

1 — неподвижное центральное колесо; 2 — удлиненная эпициклоида; 3 — формообразующий зуб прямоочной формы

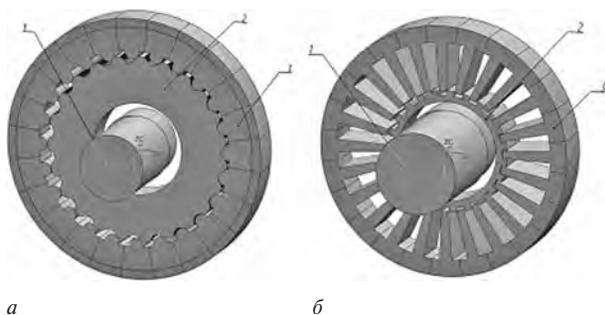


Рисунок 4 — Компьютерные модели сравниваемых вариантов эксцентриковой передачи: 1 — входной вал с эксцентриком; 2 — неподвижное центральное колесо; 3 — сателлит

Как видно из рисунка 4, на котором показаны в одном масштабе компьютерные модели сравниваемых вариантов эксцентриковых передач, второй вариант имеет в два раза меньшие диаметральные размеры, чем первый вариант. Это подтверждает предположение авторов работы о возможности минимизации диаметральных размеров эксцентриковой передачи за счет использования прямоочных зубьев формообразующего колеса.

Важным критерием работоспособности эксцентриковой передачи является обеспечение условия контактной прочности взаимодействующих зубьев. Для обоснования возможности выполнения указанного выше условия проведем визуальный анализ последовательности контактного взаимодействия зубьев сравниваемых вариантов зацеплений эксцентриковой передачи.

На рисунках 5, 6 приведены компьютерные модели последовательных положений контактирующих зубьев сравниваемых вариантов.

Контактное взаимодействие зубьев первого варианта зацепления осуществляется по узкой площадке. В случае второго варианта взаимодействие зубьев осуществляется по площадкам относительно большей ширины. На основании этого можно сделать предположение о возможности обеспечения контактной прочности при взаимодействии зубьев во втором варианте зацепления даже в случае более высоких значений сил в зоне контакта по сравнению с первым вариантом зацепления.

Следующим критерием, определяющим эффективность предложенного варианта зацепления, является КПД. Методами компьютерного моделирования была осуществлена оценка КПД сравниваемых вариантов передач [4]. Результаты исследований отражены графиками, изображенными на рисунке 7.

Анализ графических зависимостей, изображенных на рисунке 7, позволяет сделать вывод, что среднее значение КПД во втором варианте зацепления эксцентриковой передачи (кривая 2) составляет порядка 85 %, что на 5 % ниже среднего значения КПД первого варианта зацепления (кривая 1).

Однако, при наличии погрешностей изготовления звеньев эксцентриковой передачи и упругих их перемещениях значения КПД эксцентриковых передач могут отличаться от выше приведенных. Одни виды механических передач имеют повышенную чувствительность выходных



Рисунок 5 — Последовательность контактного взаимодействия с зубьями в виде ролика: 1 — зуб неподвижного центрального колеса; 2 — зуб сателлита с прямоочными профилями

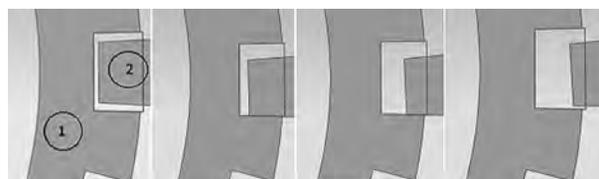


Рисунок 6 — Последовательность контактного взаимодействия с прямоочными зубьями: 1 — зуб неподвижного центрального колеса; 2 — прямоочный зуб сателлита

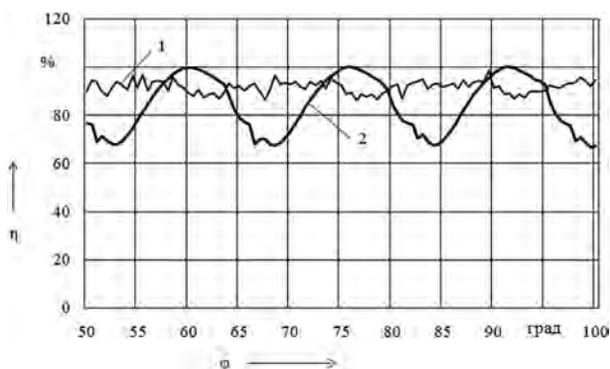


Рисунок 7 — Зависимость КПД зацепления эксцентриковой передачи от угла поворота кривошипа:
1 — вариант эксцентриковой передачи с круговыми профилями зубьев; 2 — вариант эксцентриковой передачи с прямобочными профилями зубьев

показателей к указанным погрешностям и упругим перемещениям звеньев, у других видов передач данная чувствительность находится на низком уровне [5, 6].

Разработанные методики компьютерного моделирования зацепления эксцентриковых передач позволяют спрогнозировать их выходные показатели при наличии погрешностей изготовления и упругих перемещений звеньев [7].

Ниже приведены результаты сравнительных компьютерных исследований по оценке КПД первого и второго вариантов зацепления в случае наличия погрешности изготовления и упругих перемещений звеньев (рисунок 8).

Анализ КПД сравниваемых вариантов эксцентриковой передачи позволил сделать вывод, что при наличии погрешности изготовления и упругих перемещениях звеньев среднее значение КПД второго варианта эксцентриковой передачи осталось на уровне 85%. В первом варианте эксцентриковой передачи при наличии погрешности изготовления и упругих перемещениях звеньев произошло снижение среднего значения КПД до уровня 78%.

Эксцентриковый редуктор с прямобочными профилями зубьев контактирующих колес. С целью экспериментального обоснования возможности применения прямобочных профилей зубьев в зацеплении эксцентриковой передачи был спроектирован и изготовлен экспериментальный образец эксцентрикового редукто-

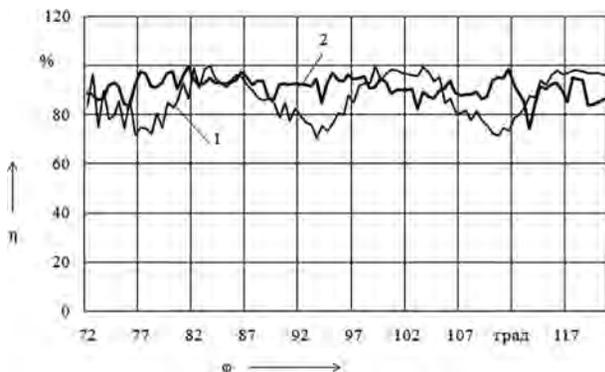


Рисунок 8 — Зависимость КПД зацепления эксцентриковой передачи от угла поворота кривошипа при наличии погрешностей изготовления и упругих перемещений звеньев эксцентриковой передачи: 1 — вариант эксцентриковой передачи с круговыми профилями зубьев; 2 — вариант эксцентриковой передачи с прямобочными профилями зубьев

ра. На рисунке 9 показаны общий вид эксцентрикового редуктора и его компьютерная модель.

Трансформация вращения в эксцентриковом редукторе происходит следующим образом. При вращении входного вала электродвигателя 1 и жестко посаженных на нем, находящихся в противофазе эксцентриков 2 и 3, сателлиты 4 и 5 совершают плоскопараллельное движение. Наружные зубчатые венцы сателлитов 4 и 5 входят во взаимодействие с неподвижным внутренним зубчатым венцом 6 корпуса 7. Вращательное движение с сателлитов 4 и 5 передается на выходной вал посредством выступающих секторов 8 выходного вала 9, входящих в отверстия сателлитов 4 и 5. Наличие двух эксцентриков 4 и 5, смещенных друг относительно друга на угол 180° , обеспечивает статическое уравнивание подвижных звеньев редуктора, трансформацию нагрузки двумя потоками мощности, что уменьшает силы в зацеплении контактирующих зубьев, а также повышает плавность вращения выходного вала 9.

Для подтверждения выше приведенных результатов компьютерных исследований был разработан и изготовлен экспериментальный образец эксцентрикового редуктора с прямобочными профилями зубьев контактирующих колес.

Детали эксцентрикового редуктора изображены на рисунке 10.

Испытания эксцентрикового редуктора производились на специальном стенде (рисунок 11).

Результаты экспериментальных исследований позволили определить основные технические характеристики изготовленного эксцентрикового редуктора, которые сведены в таблице.

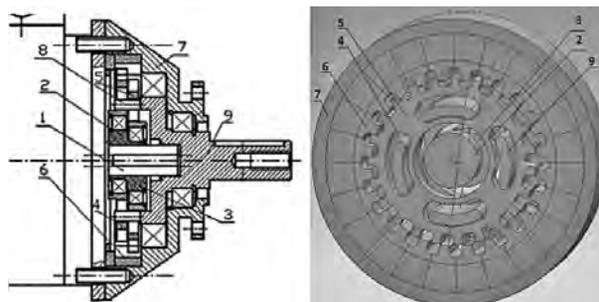


Рисунок 9 — Общий вид и компьютерная модель эксцентрикового редуктора

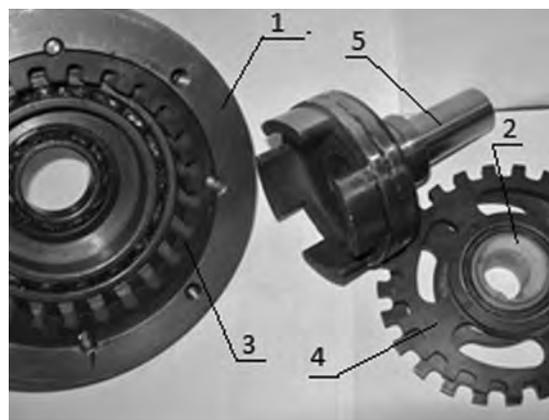


Рисунок 10 — Основные детали эксцентрикового редуктора: 1 — корпус; 2 — двойной эксцентрик; 3 — внутренний зубчатый венец корпуса; 4 — сателлит; 5 — выходной вал

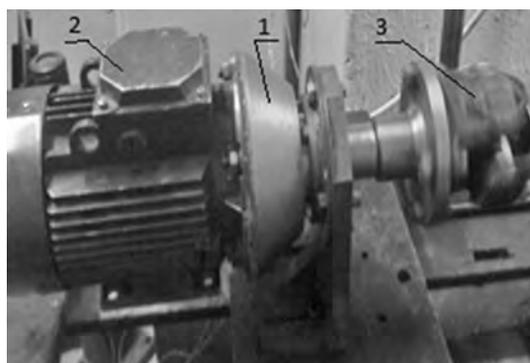


Рисунок 11 — Стендовые испытания эксцентрикового редуктора с прямобочными профилями контактирующих зубьев:
1 — эксцентриковый редуктор; 2 — электродвигатель;
3 — шарнир Гука

Таблица — Основные технические характеристики эксцентрикового редуктора с прямобочными профилями контактирующих зубьев

Параметр	Значение
Передаваемая мощность, кВт	2,2
Номинальная частота вращения входного вала, мин ⁻¹	1410
Передаточное отношение	24
Коэффициент полезного действия, %	82
Габаритные размеры, мм	200×200×30
Масса редуктора, кг	6
Кинематическая погрешность вращения выходного вала, мин	3
Максимальное значение вращающего момента на выходном валу, Н·м	300

Заключение. На основе проведенных компьютерных исследований предложено специальное зацепление колес с прямобочными зубьями. Результаты компьютерных исследований позволили обосновать эффективность применения предлагаемых зубьев. Спроектированный и изготовленный экспериментальный образец эксцентрикового редуктора с прямобочными зубьями прошел предварительные испытания. Результаты испытаний позволили сделать вывод о перспективности разработанного редуктора.

Список литературы

1. Шанников, В.М. Планетарные редукторы с внецентричным зацеплением / В.М. Шанников. — М.: Машгиз, 1948. — 172 с.
2. Борисенко, Л.А. Малогабаритные передаточные механизмы для мехатронных устройств / Л.А. Борисенко. — Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2013. — 187 с.
3. Использование удлиненной эпициклоиды для формирования зубчатых поверхностей передач эксцентрикового типа / П.Н. Громыко [и др.] // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. — 2019. — № 4. — С. 14–21.
4. Компьютерное моделирование планетарных прецессионных передач: монография / П.Н. Громыко [и др.]; под общ. ред. П.Н. Громыко. — Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2007. — 271 с.
5. Исследование влияния на выходные показатели планетарной прецессионной передачи упругих деформаций ее контактирующих звеньев / П.Н. Громыко [и др.] // Изв. НАН. — 2012. — № 3. — С. 66–70.
6. Влияние погрешности звеньев прецессионной передачи на кинематическую погрешность / С.Н. Хатетовский [и др.] // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. — 2017. — № 4. — С. 107–115.
7. Gromyko, P.N. Modeling of eccentric transmission operation in presence of elastic deformations of contacting links / P.N. Gromyko, S.N. Khatetovsky // Proceedings of the International Conference “Aviamechanical Engineering and Transport” (AviaENT 2018). — Vol. 158. — Pp. 160–164.

Gromyko P.N., Khatetovsky S.N.

Minimization of boundary dimensions of eccentric gears based on enhancement of contacting gears engagement geometry

Special engagement of straight-sided profiles of contacting teeth is suggested. Results of computer research of engagement are given, on the basis of which an experimental sample of eccentric reducer is designed and manufactured. Results of experimental research of the reducer have shown high level of development.

Поступил в редакцию 04.07.2019.