

УДК 621.83.06

СТРУКТУРНЫЕ РЕЗЕРВЫ ПОВЫШЕНИЯ КПД ПЕРЕДАЧ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМИ ТЕЛАМИ КАЧЕНИЯ

М. Е. ЛУСТЕНКОВ, А. П. ПРУДНИКОВ

*Государственное учреждение высшего
профессионального образования «Белорусско-Российский
университет», г. Могилев*

Введение

Применение тел качения для передачи нагрузки и создания механических передач начало осуществляться в начале XX в. в Англии, США и Германии. Известны многочисленные патенты того времени, включая разработки автомобильных дифференциалов Фердинанда Порше. Принцип работы передач с промежуточными телами качения (ППТК) основан на взаимодействии трех основных звеньев, два из которых имеют беговые дорожки (кулачковые поверхности), замкнутые на цилиндрической поверхности или плоскости, а третье звено имеет пазы [1]. Взаимодействие между основными звеньями передачи осуществляется посредством тел качения (шариков или роликов). Принцип действия передач данного типа можно рассматривать с точки зрения волнового зацепления, кулачкового или клинового механизмов. Кинематика исследуемых ППТК полностью подчинена формуле Виллиса, в связи с чем их также относят к классу планетарных.

Преимущества:

- частичная замена трения скольжения трением качения;
- компактность, особенно в радиальном направлении, возможность создания многоступенчатых конструкций;
- многопоточность, высокий коэффициент перекрытия.

Импульс развития в СССР данные передачи получили в 60-70-х годах прошлого столетия. В Могилеве была создана научная школа, разрабатывавшая редукторы для буровой техники на основе ППТК. Синусошариковые передачи использовались для создания редукторов-шпинделей турбобуров и электробуров [2], а также устройств для развинчивания колонны бурильных труб. Продолжительное время широкое применение данных механизмов в промышленности сдерживала технологическая база, отсутствие станочного оборудования, с помощью которого возможно было бы решить задачи качественного изготовления пространственных поверхностей и беговых дорожек. Существующий в настоящее время парк станков с ЧПУ позволяет обрабатывать поверхности практически любой сложности, а появившиеся возможности 3D-моделирования значительно упрощают и ускоряют процесс проектирования.

За рубежом в настоящее время работы в направлении создания планетарных редукторов с ППТК проводят фирмы и исследователи: Synkinetics и Advanced Energy Concepts 81 (США), Bollman Hydraulik GmbH (Германия), Imase Kenji (Япония), Axial Wave Drive (Нидерланды) и др. Анализ патентной литературы свидетельствует о значительной патентной активности по данному направлению фирм из Японии, Южной Кореи и особенно из Китая. То, что в последние годы работы по данному направлению в России активизировались, также говорит о перспективности исследо-

ваний в этой области. ОАО «Редуктор» (Ижевск, Российская Федерация) и ЗАО «Томские трансмиссионные системы» в 2006–2007 гг. наладили серийный выпуск «редукторов-подшипников». Известны разработки «Сибирской машиностроительной компании», получившие серийное внедрение. Серийно выпускаются приводы запорной арматуры, редукторы и мотор-редукторы для бетономешалок, механические ключи для демонтажа и сборки колес автомобилей КамАЗ и др.

Многими учеными-разработчиками приводных систем отмечается отсутствие в Республике Беларусь крупных специализированных редукторных производств. Разработки выполняются отдельными научными коллективами, в том числе и учеными БРУ, ГНУ ОИМ НАН Беларуси и др. Таким образом, усилия, направленные на создание основ расчета, проектирование и создание редуцирующих узлов, будут способствовать продвижению импортозамещающей продукции. Анализ, проведенный в 2007 г. профессором Р. М. Игнатищевым, показал, что асинхронные электрические двигатели, выпускаемые серийно в Республике Беларусь, целесообразно оснащать редуцирующими узлами. При этом стоимость готовой продукции (мотор-редуктора) по сравнению со стоимостью электродвигателя возрастает в 5–15 раз. ППТК удовлетворяют требованиям соосности и компактности и поэтому применимы для создания малогабаритных понижающих ступеней мотор-редукторов.

Постановка задачи и направление ее решения

Широкому распространению большинству разработанных передач данного типа в промышленности препятствуют несколько недостатков, присущих также кулачковым и клиновым механизмам, – низкий КПД, сопоставимый с КПД однозаходных червячных передач, а также ограниченные размеры контактных линий при использовании тел качения в виде шариков, что снижает нагрузочную способность передачи. Целью настоящей работы являлся поиск резервов увеличения КПД путем разработки новых конструкций, обеспечивающих минимизацию потерь на трение скольжения.

Одним из резервов снижения потерь мощности в ППТК является их структурная оптимизация. При использовании тел качения в виде шариков они одновременно контактируют с рабочими поверхностями трех деталей: пазом внутреннего кулачка, торцевой поверхностью наружного кулачка и боковыми поверхностями пазов вала с пазами [3]. При этом в контакте тела качения сферической формы с тремя поверхностями неизбежно проскальзывание. Также проскальзывание будет иметь место в передаче с роликовыми сателлитами. «Чистое» качение теоретически возможно при контакте ролика с одной поверхностью при условии, что мгновенные центры скоростей расположены на линии контакта, а также с двумя поверхностями (роликовый подшипник качения) при условии наложения определенных связей на кинематические параметры относительного движения этих поверхностей. «Чистое» качение недостижимо при контакте тел качения с тремя и более рабочими поверхностями деталей при условии, что эти поверхности (все или несколько) не являются фрагментами одной поверхности

Решить задачу снижения потерь мощности можно структурным преобразованием механизма, заменив непосредственный контакт тел качения с основными деталями передачи на контакт посредством кинематических соединений, обеспечив тем самым возможность осуществления качения без скольжения во всех кинематических парах. В связи с этим нами разработаны конструкции передач с роликовыми сателлитами, контактирующими с кулачковыми поверхностями и пазами посредством промежуточных элементов – подшипников качения.

Конструкция ППТК с осевым перемещением тел качения

Рассмотрим несколько конструкций таких передач. Тип передачи (цилиндрическая, плоская, коническая и др.) определяется видом поверхности, на которой расположены траектории центров тел качения, образуемые в процессе работы передачи. Цилиндрический тип передачи имеет преимущества по небольшим радиальным габаритам и возможностью компенсации износа кулачков. Исследуемая ППТК цилиндрического типа (рис. 1) состоит из входного вала 1, закрепленных на нем цилиндрических торцовых кулачков 2 и 3, образующих замкнутую беговую дорожку 4, цилиндрического наружного торцового кулачка 5 с волнообразным профилем 6, ведомого вала 7 с пазами 8. Пазы равномерно расположены на внутренней цилиндрической поверхности вала 7 параллельно оси передачи 9. Телами качения являются ролики 10 со сферическими участками 11 посередине и двумя цилиндрическими участками 12 и 13 на концах. На цилиндрических участках 12 и 13 каждого из роликов 10 расположены подшипники качения 14 и 15 соответственно. Цилиндрический наружный торцовый кулачок 5 жестко закреплен в корпусе 16. Ведущий вал 1 установлен в корпусе 16 и выходном валу 7 с помощью подшипников 17 и 18, а ведомый вал 7 размещен в корпусе 16 консольно на подшипниках 19 и 20.

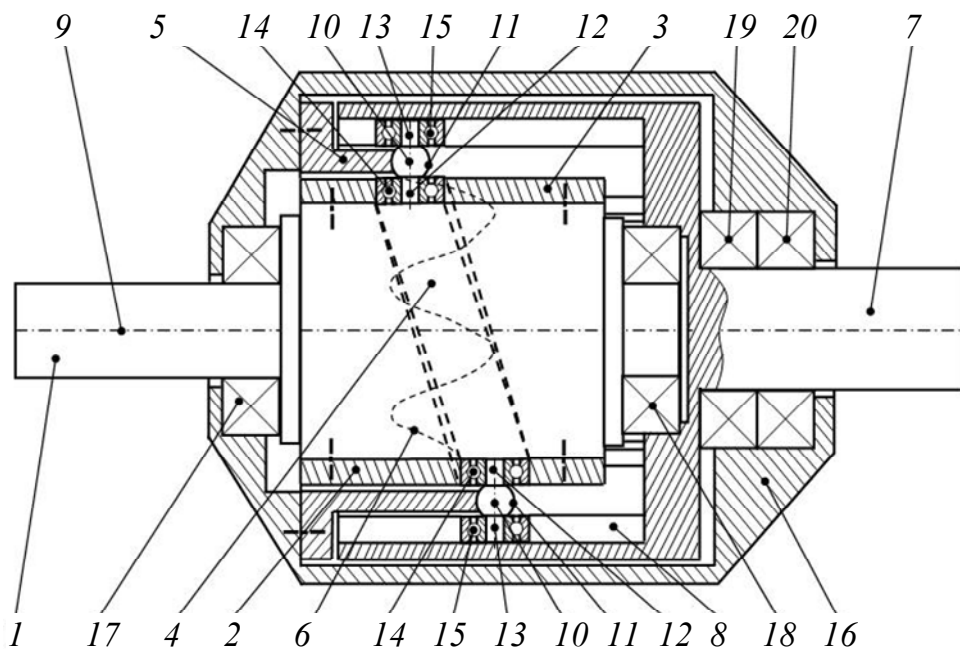


Рис. 1. Схема ППТК цилиндрического типа с качением во всех кинематических парах (патент Республики Беларусь 6376)

При вращении входного вала 1 ролики 10 перемещаются в косом пазу, образованном кулачками 2 и 3, контактируют при этом с профильной поверхностью наружного кулачка 5 и совершают осевые перемещения в относительном движении в пазах 8 вала с пазами 7. При этом переносное движение тел качения вынуждает ведомый вал 7 вращаться с редукцией. Передаточное число редуктора определяется так же, как и для традиционной зубчатой планетарной передачи, работающей по схеме 2К-Н:

$$u = \frac{Z_1 + Z_3}{Z_1} = 1 + Z_3, \quad (1)$$

где Z_1 – число периодов беговой дорожки, образованной кулачками 2 и 3 ($Z_1 = 1$); Z_3 – число периодов профильной поверхности наружного кулачка 5.

На рис. 2 показан сборочный узел рассматриваемого редуктора и основные его детали.



а)

б)

Рис. 2. Роликовый редуктор: а – в сборе (без наружного кулачка); б – основные детали передачи

Конструкция ППТК с радиальным перемещением тел качения

Зачастую по условиям компоновки необходимо ограничить размеры передачи в осевом направлении. При этом целесообразно использовать ППТК плоского типа с радиальным перемещением тел качения в процессе работы. Одна из конструкций такой передачи приведена на рис. 3, а.

Редуктор состоит из корпуса 1, ведущего вала 2 и эксцентрика 3. Эксцентрик 3 устанавливается на ведущем валу 2 посредством шпонки 4 и фиксируется от осевого перемещения гайкой 5. В конструкцию редуктора с промежуточными телами качения также входят водило 6 и диск 7 с замкнутой периодической канавкой, жестко соединенный с корпусом 1. Водило 6 размещено относительно корпуса 1 и ведущего вала 2 с помощью подшипников качения 8 и 9 соответственно. Диск 7 с замкнутой периодической канавкой имеет на своей торцевой поверхности упомянутую замкнутую периодическую канавку 10, а водило 6 имеет на своей торцевой поверхности радиальные пазы 11. Тела качения 12 в виде роликов сконструированы ступенчато и на своих концах несут подшипники качения 13 и 14. Эксцентрик 3 имеет основание 15 в виде диска и рабочую часть 16 с центрирующими буртами 17 и 18.

В основании 15 эксцентрика 3, кроме отверстия со шпоночным пазом для установки на ведущий вал 2, могут быть выполнены другие отверстия для уравнивания редуктора относительно оси вращения. Могут также применяться другие известные методы статической и динамической балансировки эксцентрика. Отметим, что система тел качения остается уравновешенной и в передаче с радиальным, и в передаче с осевым перемещениями роликов в процессе работы ППТК.

На торцевой поверхности водила 6 расположены радиальные пазы 11. Эти пазы несквозные и имеют прямоугольный профиль для радиального перемещения подшипников качения 13 в процессе работы редуктора. Диск 7 с замкнутой периодической канавкой изготовлен с отверстиями для крепления к электродвигателю и имеет на своей торцевой поверхности упомянутую замкнутую периодическую канавку 10, изготовленную цилиндрической фрезой для размещения подшипников качения 14. Центровка тел качения 12 в виде роликов может осуществляться с помощью центри-

рующих буртов, выполненных на самом ролике. В этом случае центрирующие бурты 17 и 18 на эксцентрикe 3 не изготавливаются.

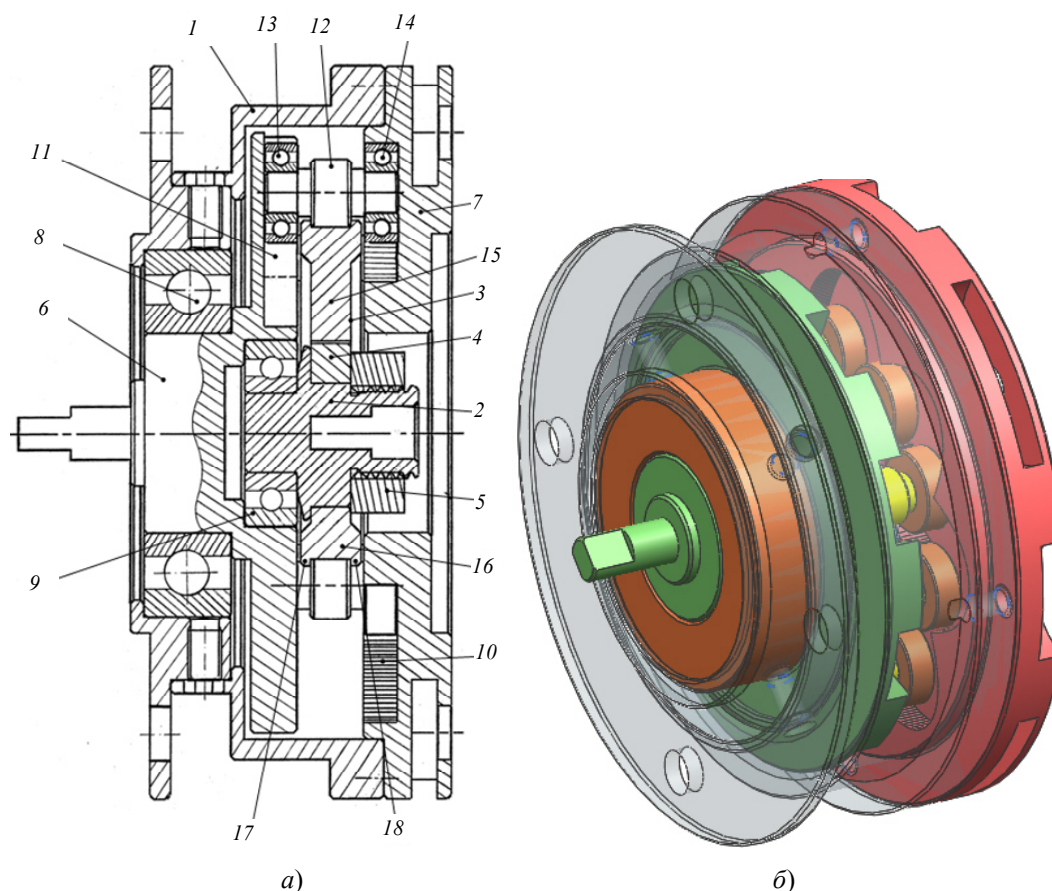


Рис. 3. Редуктор плоского типа (патент Республики Беларусь 6328):
а – конструктивная схема; б – 3D-модель

Конструктивно, как уже отмечалось, редуктор предназначен для закрепления непосредственно на двигателе (мотор-редуктор). При этом возможно изготовление и последовательное соединение нескольких секций редукторов с ППТК с целью повышения общего передаточного отношения и крутящего момента на ведомом валу. Принцип работы ППТК плоского типа, силовые и кинематические зависимости аналогичны ППТК, представленной на рис. 1. При этом тела качения в рассматриваемой передаче в относительном движении перемещаются не в осевом, а в радиальном направлении.

Аналогичные конструкции редукторов, включающие тела качения с установленными на их концах подшипниками качения, могут применяться и в ППТК других типов: конических, сферических.

Исследование подвижности ППТК

Преобразуем формулу профессора А. П. Малышева [4] для определения подвижности пространственной, сколь угодно сложной механической системы применительно к ППТК:

$$W_1 = W - K = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1 - K, \quad (2)$$

где W_1 – число степеней свободы системы без учета возможной самоустановки тел качения; W – общее число степеней свободы системы; K – число степеней свободы тела качения, обеспечивающее ему самоустановку ($K = 3$ для шариков, $K = 1$ для ро-

ликов); p_i – число кинематических пар i -го класса (число кинематических пар с числом наложенных связей, равным i).

В общем случае формула (2) также может быть записана следующим образом:

$$W_1 = 6(N + R - D) - 5(N - D) - R \sum_{j=1}^m I_j - KR = N + R \left(6 - K - \sum_{j=1}^m I_j \right) - D, \quad (3)$$

где N – число основных звеньев передачи (без учета тел качения); R – число тел качения; D – число остановленных звеньев; m – число звеньев, с которыми контактирует тело качения; I_j – номер класса j -й кинематической пары, образующейся в контакте тела качения с основными деталями передачи.

Результаты числовых подстановок значений параметров в формулу (3) свидетельствуют о том, что даже с одним телом качения система является переопределенной и степень ее подвижности равна нулю или меньше нуля. На практике все рассматриваемые ППТК имеют степень подвижности, равную единице (при $D = 1$), но требуют высокой точности изготовления и предполагают так называемую «принудительную» сборку.

В предлагаемых конструкциях (рис. 1–3) появляются промежуточные элементы (подшипники, установленные на концах роликов). При этом число подвижных звеньев увеличивается на $S = 2R$, на это же число увеличивается и количество пар пятого класса (вращательных пар, образованных промежуточными элементами и телами качения). В этом случае формула (3) для роликовых ППТК после преобразований приобретает следующий вид:

$$W_1 = 6(N + R + S - D) - 5(N + S - D) - R \sum_{j=1}^m I_j - KR = N + R \left(7 - \sum_{j=1}^m I_j \right) - D. \quad (4)$$

Анализ формулы (4) и ее сравнение с формулой (3) показывает, что при использовании предлагаемых конструкций роликовых передач с промежуточными элементами по сравнению с обычной роликовой передачей число степеней подвижности всего механизма увеличивается на 2. При контакте тела качения с наружным кулачком можно использовать кинематическую пару «шар – беговая дорожка» и «цилиндр – беговая дорожка». Первый вариант предпочтительнее, так как позволяет сохранить две степени свободы механизма при обеспечении линейного контакта и центрирования роликов.

В случае с плоскими роликовыми передачами пара «цилиндр – беговая дорожка» может исполняться в двух равнозначных вариантах: в виде контакта ролика с выфрезерованной беговой дорожкой либо при контакте цилиндрического эксцентрика и ролика с буртами. При этом $W_1 = 2 - 5R$ либо $W_1 = 2 - 3R$ при центральном сферическом участке ролика.

Число степеней свободы механизмов уменьшается в линейной зависимости от числа тел качения в передаче. Для определения степени подвижности механизма формулы (2)–(4) целесообразно использовать с числовым значением R , равным единице, так как большие значения числа тел качения предполагают наличие дублирующих связей, что не влияет на общую (теоретическую) подвижность передачи.

Заключение

Изготовление опытных образцов передач и их испытания подтвердили теоретические исследования. Испытания проводились на стенде, включающем испытываемый редуктор, асинхронный электродвигатель ($P = 4$ кВт, $n = 2850$ об/мин) с частотным

преобразователем, электрическую машину в качестве нагружающего устройства и два датчика частоты вращения и крутящего момента, разработанные ООО «Гилком» (Минск): М20С-50 (номинальный крутящий момент 50 Нм) и М20С-500 (номинальный крутящий момент 500 Нм), кинематически соединенные с входным и выходным валами редуктора соответственно. Класс точности датчиков – 0,2, заявленная погрешность измерений при номинальной нагрузке не превышает 0,1 %. Испытания редукторов проводились при постоянной нагрузке на выходном валу редуктора, которая, как и частота вращения вала редуктора, ступенчато изменялась. Диапазон изменения частот вращения вала электродвигателя варьировался от 445 до 620 об/мин, диапазон изменения нагрузки на ведомом валу – от 25 до 100 Нм (погрешность измерения – 2,4 %). Каждая точка на графике зависимости КПД от крутящего момента на выходном валу редуктора определялась как среднее арифметическое результатов трех испытаний.

Установлено, что КПД редуктора с роликами повышается на 9–11 % по сравнению с КПД шарикового аналога. Однако при этом возрастают требования к точности изготовления и сборки, а устанавливаемые на ролики подшипники качения будут во многом определять нагрузочную способность передачи. Проведенные опыты показали также снижение необходимого пускового момента (момента страгивания) редукторов и удовлетворительную работу передачи при недостаточной смазке, что для шариковых передач было критичным по критерию КПД и температурному режиму работы редуктора.

Литература

1. Лустенков, М. Е. Планетарные шариковые передачи цилиндрического типа : монография / М. Е. Лустенков, Д. М. Макаревич. – Могилев : Беларус.-Рос. ун-т, 2005. – 123 с. : ил.
2. Игнатищев, Р. М. Синусошариковые редукторы / Р. М. Игнатищев. – Минск : Выш. шк., 1983. – 107 с. : ил.
3. Лустенков, М. Е. Многопериодные эллипсные шариковые передачи / М. Е. Лустенков // Вестн. Гомел. гос. техн. ун-та им. П. О. Сухого. – 2004. – № 2. – С. 24–30.
4. Дворников, Л. Т. Основы теории анализа и синтеза структур механизмов и исключение в них избыточных связей / Л. Т. Дворников // Основы проектирования и детали машин – XXI век : материалы Всерос. науч.-метод. конф. – Орел : ОрелГТУ, 2007. – 454 с. : ил. – С. 263–271.

Получено 11.03.2010 г.