

RUDAK D.P., CHERNEVICH K.V., SHTEMPEL O.P. **Welding by friction with hashing. features, scope, technological effectiveness analysis**

The analysis of technological effectiveness of a way of welding by friction with hashing is carried out, the scope is considered. The main characteristics of received welded connections are described. The analysis of technologies and performance data of connections of aluminum alloys of different groups of an alloying in of the same name and heteronymic combinations is carried out. Conclusions are drawn on possibility of industrial application of a way.

УДК 621.83.06

Лустенков М.Е., Фитцова Е.С.

КОНСТРУКЦИИ СФЕРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМИ ТЕЛАМИ КАЧЕНИЯ

Введение. Передачи с промежуточными телами качения (ППТК) обладают таким преимуществом, как малогабаритность, вследствие многопоточности в передаче нагрузки, замены трения скольжения качением. Передачи соосны, обладают хорошими компоновочными свойствами и нашли применение для решения некоторых специальных задач машиностроения [1]. Существует большое количество разработанных конструкций ППТК [2]. В основном применяются передачи с траекториями тел качения, располагаемыми на цилиндрической поверхности [3] и на плоскости [4].

Мало исследованной остается группа сферических ППТК, в основном из-за сложности изготовления сферических кулачков и беговых дорожек на сферических поверхностях. Однако ППТК сферического типа обладают многими потенциальными преимуществами. В настоящее время разрабатываются конструкции передач с возможностью изменения угла скрещивания осей входного и выходного валов в процессе работы. Ранее такие попытки предпринимались, однако предложенные механизмы имели сложную конструкцию [5], что затрудняло изготовление деталей и чрезвычайно усложняло их сборку, либо не обеспечивали постоянство передаточного отношения [6] при изменении угла скрещивания осей валов.

Ранее нами была предложена конструкция сферической передачи [7], дано теоретическое обоснование ее кинематических и геометрических параметров [8], а также разработаны основы прочностных расчетов и промышленные конструкции редукторов общего назначения на основе сферических передач [9]. Использование роликов в качестве тел качения повышает нагрузочную способность механизмов [10], однако для компьютерного моделирования удобнее использовать шариковые передачи.

Целью настоящей работы являлось совершенствование конструкции соосных сферических ППТК с постоянным передаточным отношением и оценка их работоспособности на основе параметрического моделирования.

Конструкция и принцип работы сферической ППТК. Конструкция передачи-прототипа [7] приведена на рисунке 1. ППТК состоит из внутреннего сферического кулачка 1, наружной сферической обоймы 2, наружного сферического торцового кулачка 3 и тел качения (шарики) 4. Внутренний сферический кулачок 1 имеет замкнутую канавку 5, а наружный сферический кулачок - рабочую волнообразную поверхность 6, которые контактируют с телами качения. На внутренней поверхности наружной сферической обоймы выполнены продольные канавки 7, расположенные с равным угловым шагом.

на рисунке 2 представлена развертка на плоскость канавок и рабочих поверхностей сферической шариковой передачи, поясняющая принцип ее работы. Шарики 4 располагаются в местах пересечения замкнутой канавки 5 внутреннего сферического кулачка 1 и продольных канавок 7 наружной сферической обоймы 2, а также контактируют с рабочими поверхностями 6 неподвижного наружного сферического кулачка 3. И канавка 5, и поверхности 6 образованы фрезерованием заготовок сферической фрезой с радиусом, равным радиусу шарика. При изготовлении центр фрезы двигался по кривым 8 и 9, которые являются кривыми зацепления. В качестве кривых зацепления могут выступать различные периодические кривые, замкнутые на сфере. В [11] отмечается, что были получены уравнения синусоидальных кривых. Нами получены параметрические уравнения, позволяющие получать различные семейства кривых на сферической поверхности [8], в том числе синусоиды, циклоиды, кусочно-винтовые линии и т.д.

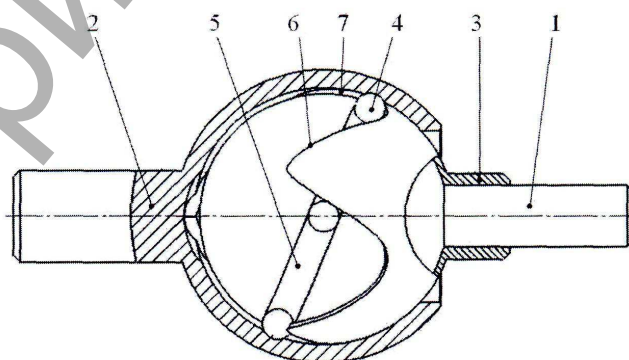


Рис. 1. Конструкция сферической передачи

Центры шариков должны находиться на пересечении восходящих ветвей кривой 8 и нисходящих ветвей кривой 9 либо, наоборот, на пересечении восходящих ветвей кривой 9 и нисходящих ветвей кривой 8, т.е. на пересечении разноименных ветвей кривых. При

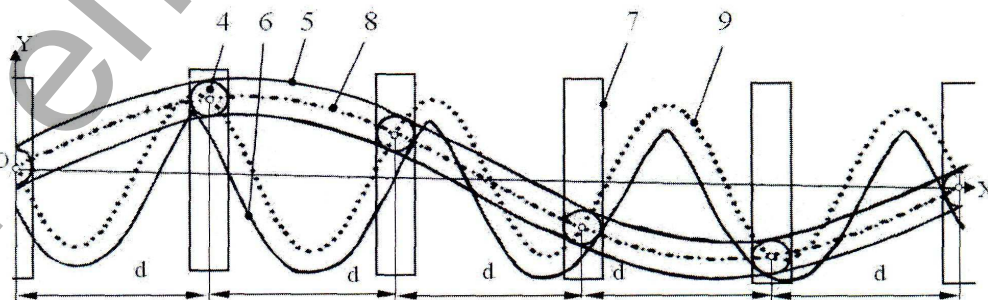


Рис. 2. Развертка зацепления на плоскость

Лустенков Михаил Евгеньевич, первый проректор Белорусско-Российского университета.

Фитцова Екатерина Сергеевна, аспирант Белорусско-Российского университета.

Беларусь, БРУ, 212000, г. Могилев, пр. Мира, 43.

вращении внутреннего сферического кулачка 1 (входного звена), его замкнутая канавка 5 на развертке на рисунке 2 начнет перемещаться вдоль оси OX , например, вправо. При этом все шарики 4, размещенные в замкнутой канавке 5, также начнут перемещаться вправо, вдоль оси OX , а также вверх и вниз вдоль оси OY . Двигаясь по рабочей поверхности 6 неподвижного наружного сферического кулачка 3, они будут увлекать за собой продольные канавки 7 наружной сферической обоймы 2. Наружная сферическая обойма 2 (выходное звено) будет поворачиваться с меньшей угловой скоростью. При этом расстояние d на плоской развертке между центрами тел качения, измеренное вдоль оси OX на плоской развертке на рисунке 2, все время будет оставаться неизменным.

Передаточное число i сферической планетарной шариковой передачи определится из выражения

$$i = 1 + Z_3, \quad (1)$$

где Z_3 – число выступов рабочей поверхности 6 (периодов кривой 9) наружного сферического кулачка 3. Кривая 8 является однопериодной ($Z_1=1$).

Остановленным звеном может быть любой из сферических кулачков или обойм (1, 2 или 3), это зависит от выбранной кинематической схемы. Тогда из оставшихся двух подвижных звеньев одно будет входным, а другое – выходным. Основными параметрами передачи, помимо чисел периодов кривых, являются амплитуда кривых A и радиус экваторной окружности R .

В отличие от конструкций [5] и [6] в данной передаче продольные пазы являются не сквозными, что повышает прочность детали, на которой они расположены. Следует, однако, отметить, что вследствие проектирования наружного сферического кулачка не охватывающим, а промежуточным звеном, нагрузку в зацеплении в каждый момент времени передают не все тела качения, а около половины. По условиям клинового взаимодействия, приведенным на рисунке 2, нагрузку в данный момент времени передают первое тело качения (центр которого совпадает с началом координат), второе и пятое (слева направо). Третье и четвертое тела качения совершают холостой пробег. Моделирование данной ППТК в различных САПР показало отсутствие возможным изменения угла скрепления между входным и выходным валами в процессе работы передачи без потери ее работоспособности.

Моделирование сферической передачи с составным входным звеном. На рисунке 3 представлена передача с усовершенствованной конструкцией входного звена. Внутренний сферический кулачок 1 представляет собой диск со сферическими наружной и внутренней поверхностями. Для обеспечения условий сборки он должен проектироваться составным. На наружной поверхности выполнена кольцевая канавка, а на внутренней поверхности два осевых пазы. На ведущем валу консольно расположен сферический участок 8, который имеет меридианный выступ 9. Внутренний сферический кулачок базируется на данном выступе посредством осевых пазов и получает дополнительную степень свободы и возможность самоустанавливаться, поворачиваясь относительно одной из осей на сферическом участке 8 входного вала.

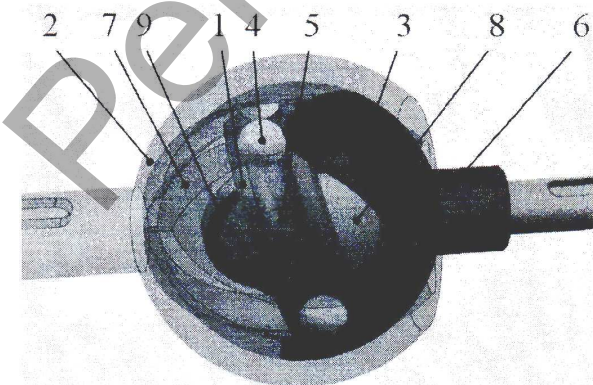


Рис. 3. Конструкция передачи с усовершенствованным входным звеном

Выступ может быть спроектирован в виде сегментных шпонок, размещенных в пазах сферы 8. Другие звенья ППТК были сконструированы как у прототипа. Наружная сферическая обойма 2 имеет продольные осевые пазы 7, в которых размещаются тела качения 4, которые в процессе работы передачи перемещаются также по рабочим поверхностям 6 наружного сферического кулачка 3, неподвижно связанного с корпусом. Параметры передачи были приняты следующие: $Z_1=1$, $Z_3=3$, передаточное отношение, согласно выражению (1), равно 4, $A=10$ мм, $R=24,5$ мм.

Наибольшую сложность представляет изготовление наружного сферического кулачка методом копирования на обрабатывающих центрах с ЧПУ. Были получены [1] параметрические уравнения сферической кривой, по которой должен перемещаться центр сферической фрезы.

$$x_{sf} = \frac{R \cos\left(\frac{A}{R}\right) \cdot \cos\left(\frac{s}{R}\right)}{\sqrt{\cos^2\left(\frac{A}{R}\right) \cdot \cos^2\left(\frac{Z_3 s}{R}\right) + \sin^2\left(\frac{Z_3 s}{R}\right)}}; \quad (2)$$

$$y_{sf} = \frac{R \cos\left(\frac{A}{R}\right) \cdot \sin\left(\frac{s}{R}\right)}{\sqrt{\cos^2\left(\frac{A}{R}\right) \cdot \cos^2\left(\frac{Z_3 s}{R}\right) + \sin^2\left(\frac{Z_3 s}{R}\right)}}; \quad (3)$$

$$z_{sf} = \frac{R \sin\left(\frac{A}{R}\right) \cdot \sin\left(\frac{Z_3 s}{R}\right)}{\sqrt{\cos^2\left(\frac{A}{R}\right) \cdot \cos^2\left(\frac{Z_3 s}{R}\right) + \sin^2\left(\frac{Z_3 s}{R}\right)}}; \quad (4)$$

где s – дуговая координата, отсчитываемая вдоль экваторной окружности и изменяемая от 0 до $2\pi R$.

Полученная кулачковая поверхность обеспечивает постоянство передаточного отношения при взаимодействии посредством тел качения с кольцевой канавкой внутреннего сферического кулачка, кривая зацепления для изготовления которой представляет собой обычную окружность.

Уравнение развертки на плоскость пространственной кривой, представляющей собой кривую зацепления для наружного сферического кулачка и описываемой уравнениями (2)–(4), определится согласно выражению:

$$Y(X) = R \cdot \arcsin \left(\frac{\sin\left(\frac{A}{R}\right) \cdot \sin\left(\frac{Z_3 X}{R}\right)}{\sqrt{\cos^2\left(\frac{A}{R}\right) \cdot \cos^2\left(\frac{Z_3 X}{R}\right) + \sin^2\left(\frac{Z_3 X}{R}\right)}} \right); \quad (5)$$

Дальнейшие исследования предполагали проверку кинематических параметров сферической передачи. Данная цель достигалась путем твердотельного моделирования в системе Siemens NX 7.5® с помощью модуля симуляции движения. Результаты исследований показаны на рисунке 4. При заданном значении угловой скорости входного вала $\omega_1 = 2\pi c^{-1}$, было получено среднее значение угловой скорости выходного вала в 4 раза меньшее: $\omega_2 = 0,5\pi c^{-1}$.

Колебания значения ω_2 обусловлены погрешностями моделирования беговых дорожек и возникающих зазоров, что лишь приближает работу модели ППТК к реальной работе зацепления.

Были предложены и другие усовершенствования конструкции. Осевые пазы можно изготавливать на дугообразных пластинах, которые затем закрепляются на внутренней поверхности или в пазах наружной сферической обоймы. Тела качения проектируются в виде составных роликов, позволяющих снизить потери на трение [12],

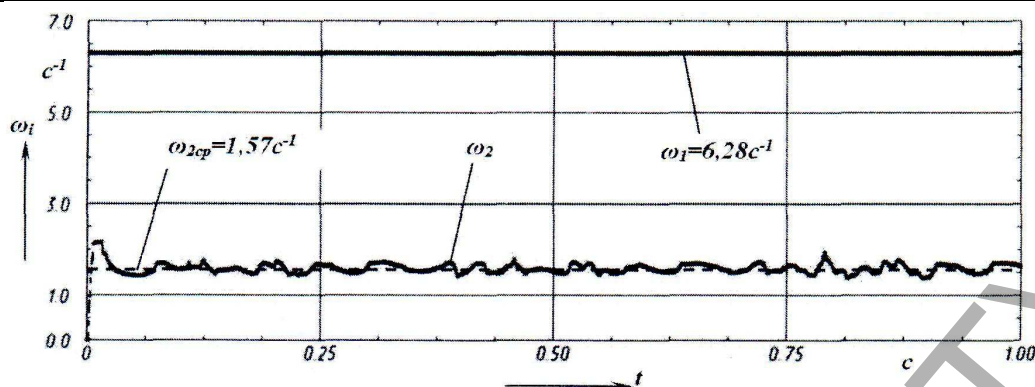


Рис. 4. Изменение угловых скоростей входного и выходного валов передачи

так как каждая из втулок ролика имеет возможность обкатываться по соответствующей поверхности без скольжения. Причем составные части ролика могут иметь как сферические, так и цилиндрические (и конические) наружные поверхности.

Заключение. Таким образом, постоянство передаточного отношения разработанного ППТК было подтверждено. Возможность наклона оси выходного вала к оси входного в процессе работы у данной передачи средствами 3D-моделирования также не была подтверждена. Составная конструкция входного звена повышает технологичность изготовления деталей передачи. Расположение внутреннего сферического кулачка на выступах (шпонках) заменяет механизм эксцентрика, а возможность самоустанавливаться на этом выступе снижает степень переопределенности механизма, возникающей из-за наличия дублирующих связей.

СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Лустенков, М.Е. Передачи с промежуточными телами качения: определение и минимизации потерь мощности: монография / М.Е. Лустенков. – Могилев: Бел.-Росс. ун-т, 2010. – 274 с: ил.
2. Становской, В.В. Передачи со свободными телами качения, обзор патентной литературы / В.В. Становской, Т.А. Ремнева, С.М. Казакиявичус / Прогрессивные зубчатые передачи: сб. научных трудов. – Новоуральск: Изд. НГТИ, 2003. – С. 61–94.
3. Игнатищев, Р.М. Синусошариковые редукторы / Р.М. Игнатищев. – Минск: Высшая школа, 1983. – 107 с.
4. Пашкевич, М.Ф. Планетарные шариковые и роликовые редукторы и их испытания / М.Ф. Пашкевич, В.В. Геращенко. – Минск: БелНИИНТИ, 1992. – 248 с.
5. Шаровинтовая передача: а.с. 494550 СССР, МПК F 16H 25/22 / В.Н. Стрельников; заявитель Украинский заочный политехнический институт. – №1862881/25-28; заявл. 28.12.1972; опубл. 05.12.1975.
6. Регулируемая шаровая планетарная передача: а.с. 1348586 СССР, МПК F 16H 15/48, 25/22. / М.Ф. Пашкевич, Г.Е. Каминский; заявители авторы. – №3993756/25-28; заявлено 03.12.1985; опубликовано 30.10.1987, Бюл. № 40.
7. Сферическая планетарная шариковая передача: пат. 13767 РБ, МПК F 16H 25/06. / М.Е. Лустенков; заявитель и патентообладатель автор. – №а20081272; заявл. 09.10.2008; опубл. 30.06.2010.
8. Лустенков, М.Е. Сферические планетарные шариковые передачи с различными типами беговых дорожек / М.Е. Лустенков, И.И. Маковецкий // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2010. – №2 (27). – С. 86–92.
9. Лустенков, М.Е. Планетарные шариковые передачи: особенности прочностных расчетов / М.Е. Лустенков // Вестник машиностроения. – 2010. – № 9. – С. 13–17.
10. Bai, S. The design of spherical multilobe-cam mechanisms / S. Bai, J. Angeles // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part C: Journal of Mechanical Engineering Science. – London: Feb 2009. – Том 223. – Iss. C2. – P. 473–482.
11. Щербаков, Н.Р. Математическое и компьютерное моделирование динамического состояния систем передачи движения: автореф. дис. ... д-ра физ.-мат. наук / Н.Р. Щербаков: 05.13.18 / ТГУ – Томск, 2009. – 30 с.
12. Сазонов, И.С. Совершенствование конструкции передач с промежуточными телами качения // И.С. Сазонов, М.Е. Лустенков, А.П. Прудников, Е.С. Фитцова // Горная механика и машиностроение. – 2012. – №1. – С. 74–83.

Материал поступил в редакцию 19.02.13

LUSTENKOV M.E., FITSOVA E.S. Designs of spherical transmissions with intermediate rolling elements

In article questions of design of spherical transmissions with intermediate rolling elements (PPTK) are considered. Their advantages are in small dimensions, high loading ability, convenience of embedding in various mechanisms. Designs of transmissions and the recommendations, which increase adaptability to manufacture of manufacturing of their details and provide constancy of the transfer relation, are offered. Results of modeling of work of these transmissions are given in Siemens NX system.

УДК 620.004.5

Драган А.В., Омесь Д.В.

НОВЫЕ МЕТОДЫ И СРЕДСТВА ДИАГНОСТИКИ МНОГОВАЛЬНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПРИВОДОВ ПО КИНЕМАТИЧЕСКИМ И ВИБРАЦИОННЫМ КРИТЕРИЯМ

Введение. Дефекты зубчатых колес, в том числе технологические, наряду с особенностями процессов пересопряжения зубьев, перемен-

ной жесткостью зубьев по длине зацепления являются одними из определяющих факторов, приводящих к снижению надежности, долговечно-

Драган Александр Вячеславович, к.т.н., доцент, декан машиностроительного факультета Брестского государственного технического университета.

Омесь Дмитрий Владимирович, аспирант кафедры технологии машиностроения Брестского государственного технического университета.

Беларусь, БрГТУ, 224017, г. Брест, ул. Московская, 267.