

Оценка кинематических возможностей и КПД сферической и роликовой передач

Рассмотрена конструкция соосной механической передачи на основе сферического кулачкового механизма. Передача имеет низкую материалоемкость, обеспечивает широкий диапазон передаточных отношений в одной ступени и КПД на уровне червячных передач.

Ключевые слова: передача, сферический механизм, кулачок, редуктор.

The design of coaxial mechanical transmission on the basis of a spherical cam mechanism is considered. The transmission has low material consumption, provides a wide range of gear ratios in one stage and efficiency at the level of worm gears.

Keywords: transmission, spherical mechanism, cam, reducer.

При встраивании редуктора в кинематическую цепь привода часто по условиям компоновки последнего необходимо обеспечить малые габаритные размеры и соосность валов. Примерами являются приводы роботов, манипуляторов, технологической оснастки, запорной арматуры и др. Помимо планетарных зубчатых зацеплений [1] указанным требованиям отвечает класс механических передач с промежуточными телами качения [2].

Низкая материалоемкость достигается благодаря наличию множества параллельных потоков передачи мощности, равных числу тел качения при геометрическом замыкании высших кинематичес-

ких пар, образуемых ими с поверхностями контактирующих деталей. Принцип работы синусошариковых редукторов [3] (как примера передач данного класса) основан на взаимодействии трех коаксиально расположенных основных звеньев механизма с шариками по аналогии с подшипником качения. При этом замкнутые беговые дорожки внутренней и наружной обойм имеют волнообразную форму и разные числа периодов, которые определяют передаточное отношение, а сепаратор снабжен осевыми пазами. В работе [3] также исследованы передачи с тремя звеньями, имеющими замкнутые периодические беговые дорожки, которые названы трехсинусоидными. Они позволяют реализовывать передаточные отношения в широком диапазоне значений. Однако все передачи с так называемой несвязанной системой тел качения [4], оси или центры которых не закреплены на одной из деталей, отличаются низкой надежностью из-за возможности заклинивания их шариков (и особенно роликов), повышенным уровнем шума вследствие наличия зазоров в зацеплении и низким КПД из-за проскальзывания шариков (роликов), контактирующих одновременно с тремя поверхностями различных тел. Более перспективными являются передачи с фиксацией осей тел качения на одной из деталей механизма: планетарные цевочные с циклоидальным зацеплением [5] и прецессионные [6]. Сателлиты цевочных и синусоэксцентриковых [7] передач нуждаются в уравнивании, необходимо дополнительно проектировать механизм

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 19)

вых кинематических моделей коробок передач и трактора в сборе выполнено в программном пакете MSC.ADAMS. Модели разработаны и настроены с учетом требований к проведению виртуальных испытаний согласно разработанным программе и методике.

Таким образом, можно сделать вывод, что разрабатываемая методика проектирования инженерных решений передачи крутящего момента от двигателей к исполнительным механизмам без разрыва потока мощности в условиях высокой нагрузки с использованием передовых компьютерных технологий позволяет с минимальным числом итераций получать результат, отвечающий заданным требованиям.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **ГОСТ 27021—86.** Тракторы сельскохозяйственные и лесохозяйственные. Тяговые классы. М.: Изд-во стандартов, 1986. 3 с.
2. **KISSsoft Release.** 03/2017. User Manual.
3. **Beermann S.** Multiple Gearset-Type Calculation Software // Power Transmission Engineering. 2015. September.
4. **6585.3902150 РЭ.** Дополнение к руководству по эксплуатации 7511.3902150-01 РЭ "СИЛОВЫЕ АГРЕГАТЫ ЯМЗ-7511.10, ЯМЗ-7512.10, ЯМЗ-7513.10, ЯМЗ-7601.10". Ярославль: 2016.
5. **Langhart J.** How to Get the Most Realistic Efficiency Calculation for Gearboxes // Power Transmission Engineering. 2015. April. P. 1—6.
6. **ГОСТ 30745—2001 (ИСО 789-9—90).** Тракторы сельскохозяйственные. Определение тяговых показателей. М.: ИПК Изд-во стандартов, 2002. С. 2—7.

передачи (сьема) движения с сателлита на ведомый вал. Пространственный зубчатый профиль колес прецессионных передач сложен в изготовлении.

Целью проведенных исследований являлись разработка технологичной конструкции механической передачи с низкой материалоемкостью и определение ее кинематических возможностей.

Конструкция и принцип работы сферической роликовой передачи (СРП). На основе трехсинусоидного механизма была разработана предлагаемая СРП (рис. 1). На ведущем валу 1 передачи спроектирован наклонный участок 2, на котором с возможностью относительного вращения установлен сателлит 3. На наружной поверхности сателлита с равным шагом расположены отверстия, в которых размещаются ролики 4. Своими сферическими концами они контактируют с беговой дорожкой 5 сферического кулачка 6, установленного в корпусе 7. Одновременно ролики взаимодействуют с беговой дорожкой 8 ведомого кулачка 9, который закреплен на ведомом валу 10 передачи. Сателлит 3, совершая осевые колебания с частотой вращения ведущего вала, вращается относительно его наклонного участка. Угловая скорость сателлита в абсолютном движении относительно оси передачи передается на ведомый вал.

Беговая дорожка 8 ведомого кулачка 9 имеет число Z_2 периодов, а беговая дорожка 5 неподвижного кулачка 6 — число Z_3 периодов. В модели передачи беговые дорожки заменяются центровыми кривыми кулачковых профилей, расположенными на сферической поверхности, а точки пересечения этих кривых совпадают с центрами масс тел качения. Третья периодическая кривая связана с сателлитом и представляет собой окружность (число периодов $Z_1 = 1$), наклоненную к оси передачи. На ней находятся центры масс роликов. Их траектории в процессе работы передачи располагаются на

сферической поверхности, как и у планетарных прецессионных передач, поэтому СРП можно отнести к группе сферических кулачковых механизмов. При этом отпадает необходимость проектирования угловой муфты, так как движение на ведомый вал передается посредством одного из звеньев, содержащего периодическую замкнутую беговую дорожку и совершающего вращательное движение относительно оси передачи.

Недостатком предлагаемой схемы является то, что используется принцип силового замыкания высших кинематических пар, снижающий теоретическую нагрузочную способность передач вдвое. Поэтому для обеспечения плавности зацепления число n тел качения не может быть менее четырех. Однако появляется возможность существенного снижения угловой скорости в одной ступени и реализации передаточных отношений в широком диапазоне.

Ролики устанавливаются в отверстиях сателлита по переходной посадке, что позволяет им вращаться в процессе работы относительно своих осей и осуществлять качение по беговым дорожкам (кулачковым профилям). Теоретические и экспериментальные исследования показали, что несмотря на силы трения, возникающие между роликами и сателлитом, суммарные потери мощности в передаче снижаются по сравнению с конструкциями с цевочным или зубчатым зацеплением вследствие частичной замены скольжения качением.

Передаточное отношение СРП. Рассмотрим предложенный механизм как совокупность двух синусоидальных передач, в каждой из которых тела качения взаимодействуют с двумя парами элементов: сателлитом и неподвижным кулачком, ведомым и неподвижным кулачком. Предположим наличие условного сепаратора с меридиональными пазами, расположенного между сателлитом и обоими кулачками, наличие несвязанной системы шариков, однопериодной беговой дорожки на сателлите и его жесткое закрепление на наклонном участке вала. Данная схема механизма будет эквивалентна по кинематическим параметрам схеме передачи, приведенной на рис. 1, при равенстве радиуса шариков радиусу сферических концов роликов.

При пересечении в пространстве двух центровых кривых кулачковых профилей возникают две группы точек пересечения [3], которые при вращении одной кривой относительно другой движутся согласованно. Первую группу образуют точки пересечения кривых, в которых углы их подъема имеют разные знаки, у точек второй группы знаки одинаковы. В соответствии с этим для общей конструктивной схемы СРП возможно образование четырех групп механизмов с разными кинематическими параметрами [7].

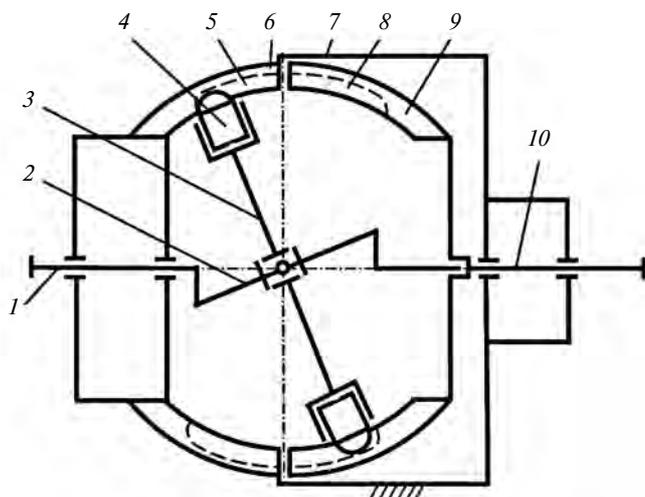


Рис. 1. Кинематическая схема СРП

Передаточное отношение составляющей трехзвенной передачи с ведущим сателлитом, остановленным кулачком b (см. рис. 1) и ведомым условным сепаратором составит:

$$i_{3-c}^{(6)} = \frac{\omega_3}{\omega_c} = \frac{Z_1 + \text{sign}(1,5 - G)Z_3}{Z_1}, \quad (1)$$

где ω_3 — угловая скорость сателлита, равная угловой скорости ведущего вала; ω_c — угловая скорость сепаратора; G — номер используемой группы точек пересечения кривых ($G = 1, 2$).

Рассмотрим второй составляющий механизм с передачей мощности от ведомого вала к сепаратору. Ведущим элементом при этом станет кулачок 9 , остановлен кулачок b , ведомое звено — условный сепаратор. В этом случае передаточное отношение

$$i_{9-c}^{(6)} = \frac{\omega_9}{\omega_c} = \frac{Z_2 + \text{sign}(1,5 - G)Z_3}{Z_2}. \quad (2)$$

Разделив выражение (1) на выражение (2), получим формулу для определения передаточного отношения СРП в общем случае

$$i_{3-9}^{(6)} = \frac{\omega_3}{\omega_9} = \frac{(Z_1 + \text{sign}(1,5 - G)Z_3)Z_2}{(Z_2 + \text{sign}(1,5 - G)Z_3)Z_1}.$$

Группа механизмов, в которой для осуществления контакта тел качения с сателлитом и остановленным кулачком b используется первая группа точек пересечения, а при контакте с кулачками b и 9 — вторая, является наиболее перспективной с точки зрения получения максимальных значений передаточных отношений. Для нее окончательно получим:

$$i_{3-9}^{(6)} = \frac{(Z_3 + 1)Z_2}{Z_2 - Z_3}. \quad (3)$$

Очевидно, что при подборе чисел периодов Z_2 и Z_3 с малой разницей можно получить большие значения $i_{3-9}^{(6)}$. Однако на число n тел качения и на параметры Z_3 и Z_2 налагаются связи согласно уравнениям $Z_3 = nC - 1$ и $Z_2 - Z_3 = n$, где C — целое

число ($C = 1, 2, \dots, N$). Преобразовав выражение (3) с учетом приведенных зависимостей, получим формулу для передаточного отношения в виде функции двух переменных (C и n).

$$i_{3-9}^{(6)} = C^2n + Cn - C. \quad (4)$$

Должно выполняться условие $C > 1$, так как при $C = 1$ согласно выражению (4) $i_{3-9}^{(6)} = Z_2$. Данное передаточное отношение (больше на единицу числа периодов беговой дорожки ведомого кулачка) можно реализовать с помощью известной синусошариковой передачи с повышенной в 2 раза нагрузочной способностью.

Передаточные отношения с учетом параметров C и n приведены в таблице.

Возможно получение более широкого спектра значений в пределах приведенного диапазона $i = 22 \div 216$ путем использования двух рядов тел качения, установленных на сателлите, один из которых взаимодействует с остановленным, а другой с ведомым кулачками. Аналогичные схемы реализуются на основе передач эксцентрикового типа. При этом двухвенцовый сателлит устанавливается на эксцентрик, совершает плоское движение и нуждается в уравнивании [8]. В сферических передачах [9] две беговые дорожки располагаются не в экваториальной плоскости сателлита, проходящей через его центр масс, что снижает равномерность работы передачи из-за нарушенной симметрии, а также усложняет проектирование и изготовление беговых дорожек.

Оценка среднего КПД. После преобразований уравнений кинестатического равновесия ролика на основе отношения мощностей на ведущем и ведомом валах передачи было получено выражение для оценки среднего КПД СРП:

$$\eta = \frac{\sin(\alpha_{m3} - \psi)\sin(\alpha_{m2} + \psi)\sin(\alpha_{m2} - \alpha_{m3})}{\sin(\alpha_{m3})\sin(\alpha_{m2} - \alpha_{m3} + 2\psi)\sin(\pi - \alpha_{m2})}. \quad (5)$$

Здесь $\psi = \text{arctg}(f)$ — угол трения, принимаемый во всех контактирующих парах одинаковым, где f — приведенный коэффициент трения, учитывающий

Передаточные отношения СРП

C	Число тел качения n							
	4	5	6	7	8	9	10	11
2	22 (7/11)	28 (9/14)	34 (11/17)	40 (13/20)	46 (15/23)	52 (17/26)	58 (19/29)	64 (21/32)
3	45 (11/15)	57 (14/19)	69 (17/23)	81 (20/27)	93 (23/31)	105 (26/35)	117 (29/39)	129 (32/43)
4	76 (15/19)	96 (19/24)	116 (23/29)	136 (27/34)	156 (31/39)	176 (35/44)	196 (39/49)	216 (43/54)

Примечание. В скобках приведены числа периодов Z_3/Z_2 .



а)



б)

Рис. 2. Общий вид (а) и основные узлы (б) экспериментального образца мотор-редуктора с СРП:

1 — корпус; 2 — ведомый кулачок; 3 — пульт управления; 4 — асинхронный электродвигатель; 5 — неподвижный кулачок; 6 — сателлит; 7 — ролики

скольжение и качение; α_{m2} , α_{m3} — абсолютные средние значения углов подъема центровых кривых ведомого и неподвижного кулачков. Эти углы, в свою очередь, определяются согласно зависимости $\alpha_{mi} = \arctg(2AZ_i/(\pi R))$, где A — амплитуда центровых кривых кулачковых профилей, принимаемая одинаковой для обоих кулачков; R — радиус наружной сферической поверхности сателлита.

Как и для червячных передач [10], полученная зависимость (5) является функцией геометрических параметров и коэффициента трения.

На основе СРП был разработан мотор-редуктор с электродвигателем мощностью 0,25 кВт (рис. 2, а, б). При геометрических параметрах $R = 40$ мм, $A = 5$ мм, числе тел качения $n = 6$ и числах периодов $Z_3 = 11$, $Z_2 = 17$ передаточное отношение равно 34. Рассчитанный по формуле (5) средний КПД составил $\eta = 0,89 \div 0,52$ при $f = 0,02 \div 0,1$.

Кулачковый профиль изготавливался на фрезерном станке с ЧПУ сферической фрезой при ее перемещении по центровым кривым, заданным параметрическими уравнениями в управляющей программе.

Выводы

Проведенные испытания подтвердили полученные кинематические зависимости. Кроме того, по уровню шума и степени уравниваемости (при частоте вращения ведущего вала 2740 мин^{-1}) предложенная передача соответствовала аналогичным параметрам одноступенчатых планетарных зубчатых редукторов, спроектированных на основе трехсателлитной передачи по схеме 2К-Н. КПД редукторного узла, испытываемого отдельно, составил $0,72 \div 0,76$ (при номинальном моменте на ведомом валу $20 \text{ Н} \cdot \text{м}$), что соответствует КПД червячных передач с однозаходным червяком и значениям, полученным по формуле (5) при приведенном коэффициенте трения $f = 0,05 \div 0,04$.

Таким образом, одноступенчатые СРП можно применять в областях, где в настоящее время используются многорядные зубчатые, червячные и волновые передачи. Рекомендуемый диапазон передаточных отношений составляет $i = 30 \div 90$. Меньшие значения можно получить с помощью передач с более высоким КПД, а при значениях, превышающих 90, резко снижается длина рабочих участков беговых дорожек кулачков из-за возникающего при их изготовлении самопересечения профиля на вершинах кривых, что приводит к снижению нагрузочной способности. В этом случае СРП целесообразно применять как кинематические передачи.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Кудрявцев В. Н. Планетарные передачи. Л.: Машиностроение, 1966. 308 с.
2. Становской В. В., Ремнева Т. А., Казакиявичус С. М. Передачи со свободными телами качения, обзор патентной литературы // Прогрессивные зубчатые передачи: сб. науч. тр. Новоуральск: Новоуральский гос. технол. ин-т, 2003. С. 61–94.
3. Игнатищев Р. М. Синусошариковые редукторы. Минск: Высшая школа, 1983. 107 с.
4. Пат. 2179272 С1 Рос. Федерация: МПК F 16 H 25/06. Дифференциальный преобразователь скорости "редуктор — подшипник".
5. Шанников В. М. Планетарные редукторы с внецентроидным зацеплением. М.—Л.: Машгиз, 1948. 173 с.
6. Bostan I. Planetary Precessional Transmissions: Synthesis and Generation Technologies // Power Transmissions, Mechanisms and Machine Science 13. Proc. of the 4-th Int. conf. Sinaia, Romania, 2012. V. XVI. P. 21–44.
7. Игнатищев Р. М. Шестерням весомая поддержка — синусоэксцентриковые передачи. Могилев: МОУТ им. С. Соболя, 2007. 24 с.
8. Ефременков Е. А. Разработка и проектирование передач с промежуточными телами качения нового вида // Известия Томского политехнического университета. 2005. Т. 308. № 1. С. 131–135.
9. А. с. 109419 СССР: Кл 47h6; 47h7. Сфероидный зубчато-винтовой механизм.
10. Решетов Д. Н. Детали машин. М.: Машиностроение, 1989. 496 с.