



ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА  
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ  
СОБСТВЕННОСТИ,  
ПАТЕНТАМ И ТОВАРНЫМ ЗНАКАМ  
(12) **ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ**

Статус: не действует (последнее изменение статуса: 19.09.2011)  
Пошлина: учтена за 2 год с 27.03.1993 по 26.03.1994

(21)(22) Заявка: 5034286/28, 26.03.1992

(45) Опубликовано: 30.12.1994

(56) Список документов, цитированных в отчете о поиске: 1. Патент США N 4155276, кл. F 16H 1/28, 1980.2. Авторское свидетельство СССР N 1434197, кл. F 16H 1/32, 1986.3. Авторское свидетельство СССР N 1456658, кл. F 16H 1/32, 1983.4. Авторское свидетельство СССР N 1455094, кл. F 16H 1/32, 1986.

(71) Заявитель(и):

**Ерофеев С.С.,  
Анисимов В.Н.,  
Кащеев В.И.**

(72) Автор(ы):

**Ерофеев С.С.,  
Анисимов В.Н.,  
Кащеев В.И.**

(73) Патентообладатель(и):

**Ерофеев Сергей Саввич**

(54) **ПРЕЦЕССИОННАЯ ЗУБЧАТАЯ ПЕРЕДАЧА**

(57) Реферат:

Изобретение - прецессионная зубчатая передача предназначена для использования в различных редукторах. Цель изобретения - повышение нагрузочной способности и КПД редукторов, в которых используется передача, при заданных весогабаритных характеристиках. Передача содержит два взаимодействующих конических зубчатых колеса соответственно с наружными и внутренними зубьями. Профиль зубьев в передаче выполнен циклоидальным. Угол профиля на начальной окружности в передаче равен половине угла прецессии. 2 ил.

Изобретение относится к зубчатым передачам для сообщения вращательного движения и предназначено для использования в различных редукторах с большим передаточным отношением.

Известен редуктор [1], имеющий цилиндрические колесо и шестерню, первое из которых имеет зубья внутреннего, а вторая - наружного зацепления. При этом шестерня размещена на колесе кривошипа или эксцентрика своего вала. Во время работы шестерня не вращается, а обкатывается по внутренним зубьям колеса, вызывая его вращение. Поскольку в планетарных передачах с внутренним зацеплением передаточное отношение будет тем выше, чем меньше отношение числа зубьев колеса и шестерни, то самое высокое передаточное отношение при заданных габаритах редуктора может быть получено в том случае, если эта разница будет равна одному зубу.

Однако, поскольку по своим геометрическим параметрам шестерня наружного зацепления с разницей в числе зубьев на единицу не может вписаться в пространство, отведенное ей выступами зубьев колеса внутреннего зацепления, то взамен цилиндрических используют конические колесо и шестерню соответственно с внутренним и наружным зацеплением [2,3].

В этих редукторах конические колесо и шестерня с разницей в числе зубьев на единицу имеют такие углы начальных конусов, которые позволяют отвести друг от друга не входящие в зацепление зубья колеса и шестерни, что позволяет получить максимальное передаточное отношение в редукторе при заданных габаритах. При этом кривошип ведущего вала выполнен косым, а шестерня в процессе работы редуктора совершает прецессионное движение (ее геометрическая ось описывает в пространстве конус).

Известна передача [4], содержащая два зацепляющихся конических колеса соответственно с внутренним и наружным зацеплением. Профиль зубьев одного из колес выполнен прямолинейным, а другого - круговым, образованным дугами окружностей определенного радиуса.

Однако в этой передаче при любых параметрах прямолинейного и кругового профилей они будут работать с относительным скольжением, поскольку без скольжения работают только циклоидальные профили. Нельзя также ожидать ощутимого повышения нагрузочной способности передачи за счет увеличения многопарности зацепления (коэффициента перекрытия), поскольку при предложенной геометрии зубьев коэффициент перекрытия не превысит значений 1,2-1,7, что равнозначно коэффициенту перекрытия общеизвестных эвольвентных передач.

Также при выбранных профилях зубьев велики углы давления, что увеличивает радиальные нагрузки на подшипники валов взаимодействующих колес, снижая нагрузочную способность редуктора.

Задача изобретения - создать зубчатую передачу для редуктора, обладающую повышенной нагрузочной способностью и долговечностью при снижении габаритов и веса редуктора.

Это достигается тем, что предложена прецессионная зубчатая передача редуктора, содержащая два зацепляющихся конических зубчатых колеса соответственно с внутренними и наружными зубьями, а одно из колес совершает прецессионное движение.

Зубья обоих колес выполнены с циклоидальным профилем, угол которого на начальной окружности равен половине угла прецессии.

На фиг. 1 показана принципиальная кинематическая схема прецессионной передачи; на фиг. 2 - схема образования линий зацепления прецессионной зубчатой передачи в момент перехода образующего ее инструмента через начальную окружность.

Прецессионная зубчатая передача (фиг. 1) содержит прецессирующее зубчатое коническое колесо 1, взаимодействующее с центральным коническим зубчатым колесом 2. Колесо 1 расположено на кривошипе 3, ось которого находится под углом  $\gamma$  к оси ведомого 4 или ведущего вала 5. Зубья  $Z_v$  колеса 1 и зубья  $Z_g$  колеса 2 имеют циклоидальную форму профиля, угол  $\phi_1$  профиля зубьев при этом на начальной окружности равен половине угла  $\gamma$  прецессии.

На фиг. 2 линией  $C_1-C_2$  обозначен участок линии зацепления профилей зубьев  $Z_v$  и  $Z_g$  колес 1 и 2 при эвольвентном профиле зубьев и практически не отличается от других линий зацепления для известных профилей. При этом числа зубьев колес 1 и 2 не равны, а именно:  $Z_v - Z_g = 1$ .

Линией  $C_3-C_4$  обозначен участок линии зацепления при циклоидальной форме зуба.

Угол  $\phi$  является углом профиля зуба в данной точке Р при эвольвентной форме профиля и определяется углом наклона режущей кромки инструмента.

Угол  $\phi_1$  - угол профиля зуба в данной точке Р при циклоидальной форме профиля.

При углах прецессии до  $6^\circ$  угол профиля равен  $3^\circ$ .

На этой же фигуре а-в представляет собой плоскость зуба. Если поверхность зуба - плоскость, то линия зацепления такой передачи является октоидной.

Поскольку  $C_1-C_2$  и  $C_3-C_4$  весьма близки к прямой, то длина линии  $C_3-C_4$  так относится к длине линии  $C_1-C_2$ , как длина дуги АЕ относится к длине дуги ДЕ (при  $Ar = Dr$ ).

Иными словами:

$$\frac{AE}{DE} = \frac{A \cdot P \sin \phi}{A \cdot P \sin \phi_1} = \frac{\sin \phi}{\sin \phi_1};$$

т. е. коэффициент перекрытия при циклоидальном профиле зуба во столько раз превышает коэффициент перекрытия при эвольвентном профиле, во сколько раз  $\sin \phi$  превышает  $\sin \phi_1$

$$\text{При } \phi = 20^\circ \text{ и } \phi_1 = 3^\circ \quad \frac{\sin \phi}{\sin \phi_1} = \frac{0,34202}{0,0523} \approx 6,5.$$

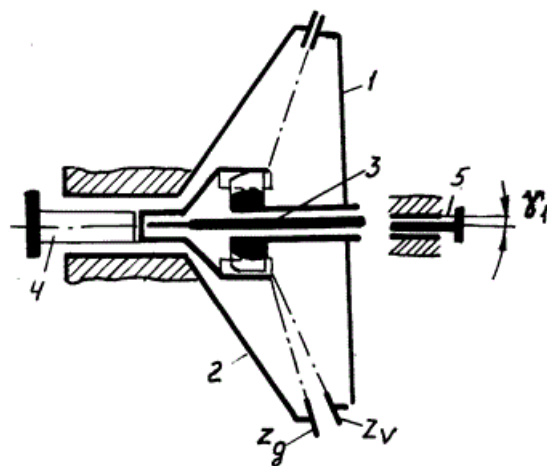
Таким образом, если при эвольвентном зацеплении в прецессионной передаче коэффициент перекрытия будет равен 1,5-1,8, то в циклоидальном зацеплении его величина достигает 10-15, в зависимости от угла профиля, модуля и числа зубьев.

Так, при модуле 1 мм, угле профиля зубьев на начальной окружности  $3^\circ$ , числах зубьев для зацепляющихся колес 64 и 65 коэффициент перекрытия равен 12.

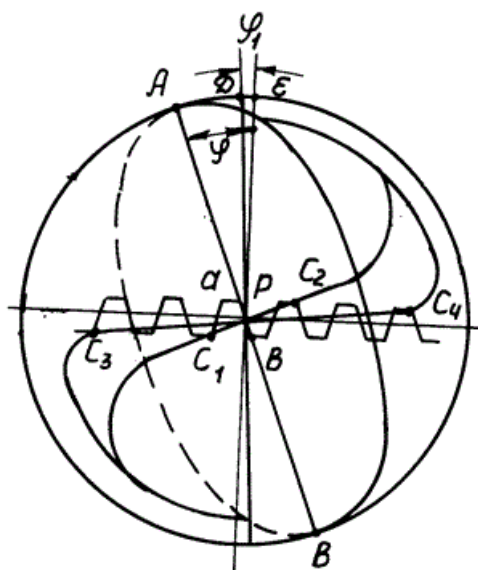
Передаточное отношение в этой передаче будет равно 64.

#### Формула изобретения

**ПРЕЦЕССИОННАЯ ЗУБЧАТАЯ ПЕРЕДАЧА**, содержащая два зацепляющихся конических колеса соответственно с внутренними и наружными зубьями, отличающаяся тем, что зубья обоих колес выполнены с циклоидальным профилем, угол которого на начальной окружности равен половине угла прецессии.



Фиг. 1



Фиг. 2

# ИЗВЕЩЕНИЯ

ММ4А - Досрочное прекращение действия патента Российской Федерации на изобретение из-за неуплаты в установленный срок пошлины за поддержание патента в силе

Извещение опубликовано: 27.09.2000

БИ: 27/2000