



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 07.12.1992 по 06.12.1993

(21)(22) Заявка: [5021618/28](#), 06.12.1991

(45) Опубликовано: 20.02.1995

(56) Список документов, цитированных в отчете о поиске: 1. Авторское свидетельство СССР N 1335757, кл. F 16H 1/00, 1985.2. Патент Великобритании N 1199257, кл. F 16H 1/32, 1979.3. Авторское свидетельство СССР N 1775578, кл. F 16H 25/04, 1990.

(71) Заявитель(и):

Организация "Технотрон"

(72) Автор(ы):

Брезгин А.Е.,
Панкратов Э.Н.

(73) Патентообладатель(и):

Организация "Технотрон"

(54) ПЕРЕДАЧА С ПРОМЕЖУТОЧНЫМИ ЗВЕНЬЯМИ

(57) Реферат:

Использование: машиностроение. Сущность изобретения: передача содержит корпус, ведущий и ведомый валы, центральное колесо с внутренними зубьями, кулачок, многорядную обойму и промежуточные звенья. Центральное колесо состоит из двух частей, неподвижная часть связана с корпусом, а подвижная - с ведомым валом. Кулачок установлен на ведущем валу и выполнен в виде четырех последовательно установленных и жестко соединенных между собой дисков. Оси двух крайних и средних дисков смещены относительно оси ведущего вала на одну и ту же величину, расположены по разные стороны относительно него, параллельны между собой и расположены в одной плоскости. Количество зубьев подвижной части отличается от количества зубьев неподвижной части центрального колеса. Количество пазов с промежуточными звеньями в рядах подвижной обоймы соответствует количеству зубьев взаимодействующей с ними части центрального колеса. 3 ил.

Изобретение относится к машиностроению и может быть использовано в приводах высокоточных, тяжелонагруженных машин и механизмов.

Известна передача с промежуточными звеньями [1], содержащая корпус, водило, выполненное в виде двух дисков, установленных на ведущем валу, промежуточные звенья в виде трехрядной роликовой цепи, взаимодействующие с дисками и двухвенцовый звездочкой с внутренними зубьями, закрепленной на корпусе. При этом каждое звено первого и второго рядов выполнено с дополнительным роликом, контролирующим с соответствующим диском водила, причем ось дополнительного ролика параллельна осям основных роликов, размещена в плоскости симметрии звена и смещена к центру передачи.

Одним из основных недостатков передачи является асимметричное нагружение ведущего вала, вызванное смещением дисков водила вдоль его продольной оси, приводящее к возникновению опрокидывающего момента. Это требует установки ведущего вала в корпусе на опорах и следовательно приводит к возникновению избыточных связей, поскольку по одной кинематической цепи ведущий вал опирается на корпус через опоры, а по другой - через промежуточные звенья и звездочку. Работоспособность передачи обеспечивается путем введения зазоров в кинематических цепях, необходимых для компенсации неточностей изготовления взаимодействующих деталей. Однако это не избавляет от появления вибраций при повышенных оборотах, вызванных несбалансированностью водила. Эти же недостатки присутствуют в других аналогичных решениях, например, в механизме изменения скорости [2].

Наиболее близким по технической сущности к изобретению является передача с промежуточными звеньями [3], содержащая корпус, размещенные в нем ведущий и ведомый валы, связанное с корпусом центральное колесо с внутренними зубьями, обойму, жестко соединенную с ведомым валом, промежуточные звенья, размещенные в гнездах обоймы, кинематически связанные с центральным колесом и кулачком, выполненным в виде четырех дисков, жестко соединенных с ведущим валом, причем оси двух крайних и средних дисков смещены относительно оси ведущего вала на одну и ту же величину и расположены по разные стороны относительно него. Конструктивное исполнение передачи обеспечивает балансировку, симметричное нагружение и самоустановку ведущего вала

относительно центрального колеса передачи.

Недостатком описанного решения является значительное увеличение диаметральных габаритов передачи при получении больших передаточных отношений и сохранении ее несущей способности, поскольку величина передаточного отношения пропорциональна количеству и размерам промежуточных звеньев, определяющих габариты центрального колеса и передачи в целом:

$I = -Z$, где I - передаточное отношение передачи;

Z - число промежуточных звеньев передачи в одном из рядов подвижной обоймы.

Задача изобретения - достижение большего значения передаточного отношения в пределах тех же значений КПД, кинематической точности, массогабаритных и силовомоментных параметров передачи.

Это достигается тем, что в предлагаемой передаче центральное колесо выполнено из двух частей, неподвижная часть которого связана с корпусом, а подвижная - с ведомым валом. При этом количество зубьев неподвижной части центрального колеса отличается от количества зубьев подвижной части, а количество пазов с промежуточными звеньями в рядах подвижной обоймы соответствует количеству зубьев взаимодействующей с ними части центрального колеса.

Выполнение центрального колеса в виде 2-х частей с разным количеством зубьев, одна из которых неподвижна, жестко связана с корпусом, другая - подвижна и соединена с ведомым валом, а обоймы с двумя типами рядов пазов, причем количество пазов с промежуточными звеньями в ряде соответствует количеству зубьев, зацепляемых с ними частей центрального колеса, позволяет без изменения габаритов создать вторую ступень передачи, обеспечивающую увеличение передаточного отношения. При этом сохраняются все достоинства прототипа - балансировка, уравнивание и самоустановка ведущего вала и обоймы относительно подвижной и неподвижной частей центрального колеса передачи.

Предложенная конструкция практически значительно проще известных многоступенчатых передач за счет единого конструктивного исполнения ведущего вала и обоймы каждой из ступеней передачи.

Данное решение позволяет создавать законченные автономные модули с большим передаточным отношением, которое определяется по формуле:

$I = \frac{z_1(z_2+1)}{z_1-z_2}$ где I - передаточное отношение передачи;

Z_1 - количество промежуточных звеньев в одном из рядов пазов многорядной обоймы, взаимодействующих с неподвижной частью центрального колеса;

Z_2 - количество промежуточных звеньев в одном из рядов пазов многорядной обоймы, взаимодействующих с подвижной частью центрального колеса.

При этом Z_1 не равно Z_2 .

На фиг. 1 изображена предлагаемая передача с промежуточными звеньями, разрез; на фиг. 2 и 3 - сечения по взаимодействующим элементам передачи.

Передача с промежуточными звеньями содержит корпус 1, в котором на подшипниках качения 2, удерживаемых стопорными кольцами 3, 4 и втулкой 5, установлен ведомый (выходной) вал 6 с подвижной частью центрального колеса 7, зафиксированной штифтами 8. Неподвижная часть центрального колеса 9 зафиксирована в корпусе 1 штифтами 10. В гнездах обоймы 11 рядами размещены шарики 12 (промежуточные звенья), одновременно соприкасающиеся с внутренними зубьями обеих частей 7, 9 центрального колеса и с дисками 13-16, выполненными заодно друг с другом и с входным валом 17. При этом оси дисков 13-16 смещены относительно оси входного вала 17 на одну и ту же величину, лежат в одной плоскости и параллельны между собой.

Кроме того, оси крайних дисков 13, 16 размещены по одну сторону от оси вращения входного вала 17, а средних дисков 14, 15 - по другую сторону этой оси. Числа шариков 12 (Z_1 , Z_2) в каждом ряду обоймы 11 на один меньше числа впадин между зубьями соответствующего центрального колеса, с которым взаимодействует данный ряд шариков, причем Z_1 не равно Z_2 .

Ряды гнезд обоймы 11, в которых размещены шарики 12, взаимодействующие с подвижной частью 7 центрального колеса, смещены в окружном направлении относительно друг друга на угол, равный половине углового шага гнезд в данных рядах.

Расположение рядов с гнездами обоймы 11, в которых размещены шарики 12, взаимодействующие с неподвижной частью 9 центрального колеса, также выполнено со смещением относительно друг друга в окружном направлении на угол, равный половине углового шага гнезд в данной паре рядов.

Входной вал 17, совмещенный с дисками 13-16, однозначно сбазирован в радиальном направлении на шариках 12, входящих в контакт с внутренними зубьями частей 7, 9 центрального колеса. Суммарные составляющие от сил реакций в зацеплениях, действующие через шарики 12 на диски 13 и 16, а следовательно на входной вал 17, уравниваются (уничтожаются) аналогичными суммарными составляющими, действующими на эксцентричные диски 14 и 15 потому, что они равны между собой, встречно направлены и лежат в одной плоскости.

Передача имеет малую виброактивность потому, что все диски 13-16 имеют

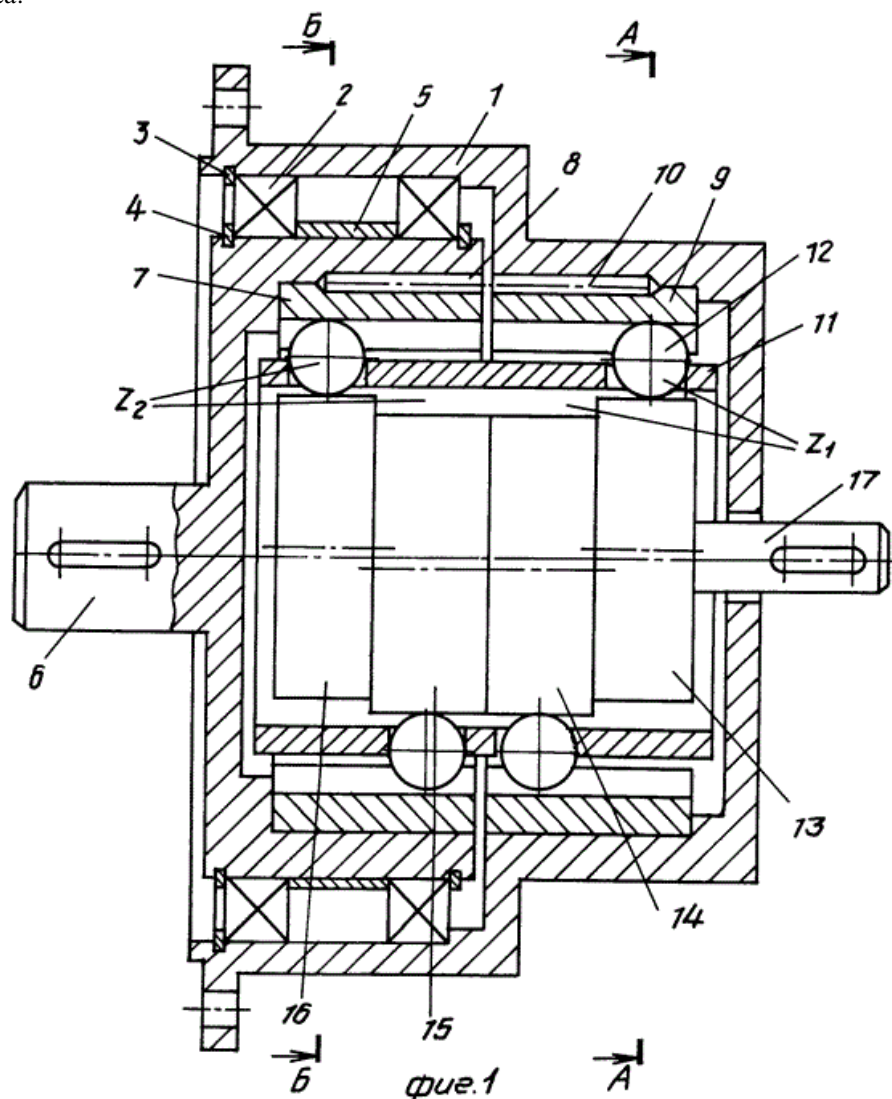
одинаковые геометрические размеры, форму и размещены попарно противоположно относительно общей оси их вращения. Отсутствие избыточных связей входного вала 17 позволяет обеспечивать высокий КПД передачи, а малое число геометрических размеров, влияющих на геометрию зацепления в передаче, обеспечивает ее повышенную кинематическую точность.

Предлагаемая передача позволяет увеличить передаточное отношение передачи без изменения массогабаритных и силовомоментных показателей передачи.

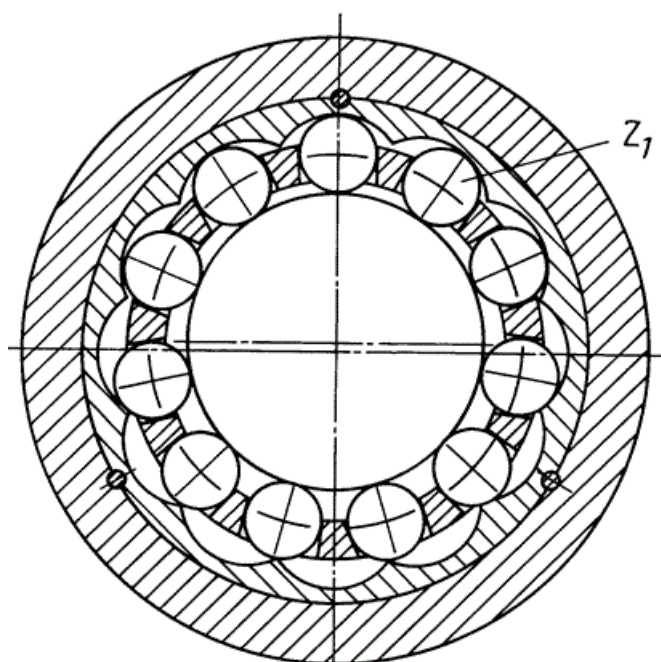
Данная передача позволяет при создании тяжелонагруженных машин и механизмов использовать приводные двигатели меньшей мощности, а это обеспечивает уменьшение стоимости и массогабаритных параметров изделия.

Формула изобретения

ПЕРЕДАЧА С ПРОМЕЖУТОЧНЫМИ ЗВЕНЬЯМИ, содержащая центральное колесо с внутренними зубьями, ведущий и ведомый валы, кулачок, установленный на ведущем валу, выполненный в виде четырех последовательно установленных и жестко соединенных между собой дисков, оси двух крайних и средних дисков смещены относительно оси ведущего вала на одну и ту же величину, расположены по разные стороны относительно него, параллельны между собой и расположены в одной плоскости, подвижную многорядную обойму с размещенными в ней промежуточными звеньями, кинематически связанными с кулачком и центральным колесом, отличающаяся тем, что центральное колесо выполнено из двух частей, одна из которых неподвижна, другая подвижная, часть связана с ведомым валом, количество ее зубьев отлично от количества зубьев неподвижной части центрального колеса, а количество пазов с промежуточными звеньями в рядах подвижной обоймы соответствует количеству зубьев взаимодействующей с ними части центрального колеса.

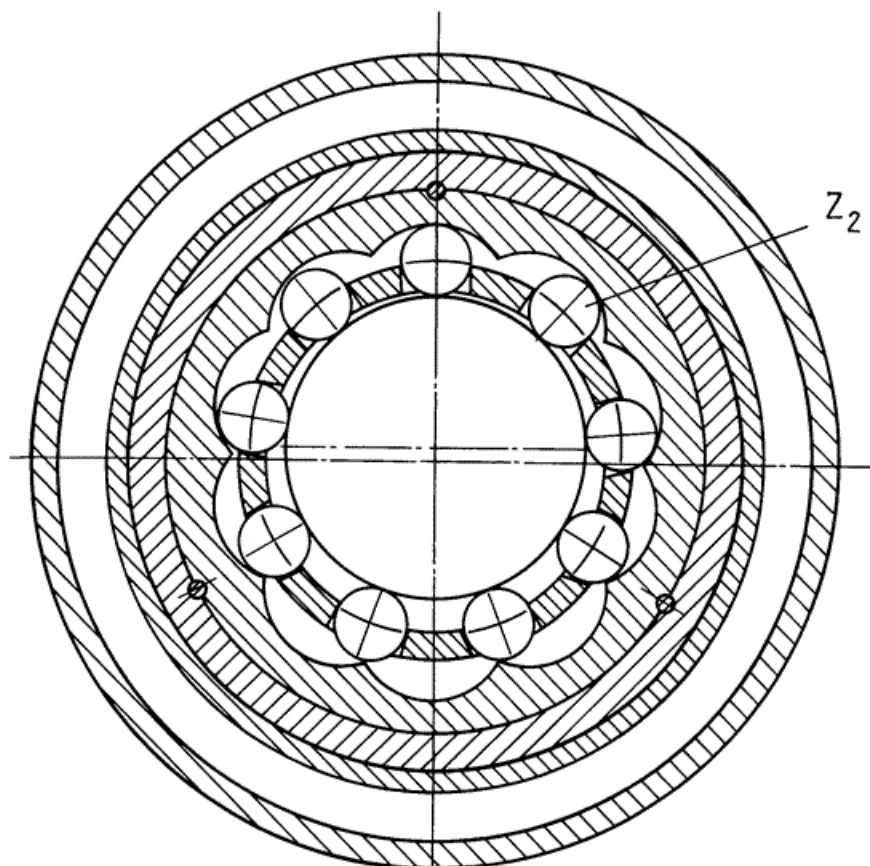


A-A



Фиг. 2

B-B



Фиг. 3

ИЗВЕЩЕНИЯ

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

Дата прекращения действия патента: 07.12.1993

