

МАШИНОСТРОЕНИЕ . МЕТАЛЛУРГИЯ

УДК 621.805

Л. А. Борисенко, д-р техн. наук, проф.

ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЦЕПНЫХ ПЛАНЕТАРНЫХ РЕДУКТОРОВ С ВТУЛОЧНЫМИ И РОЛИКОВЫМИ ПРИВОДНЫМИ ЦЕПЯМИ

В статье приводятся результаты исследования принципиально нового вида планетарных механизмов – механизмов с цепными гибкими связями. Рассмотрены основные схемы таких механизмов и приведены их характеристики. Предложенные схемы прошли опытную проверку при различных значениях передаточных отношений.

Механизмы относятся к разделу планетарных механизмов с гибкими связями, общие принципы построения которых изложены в [1].

Известны попытки создания передаточных механизмов, в которых используются пластинчатые цепи, однако механизмы такого типа имеют весьма ограниченный диапазон применения и решают частные специфические задачи.

В статье излагаются результаты исследования, направленного на дальнейшее развитие идеи использования цепных гибких связей для создания передаточных механизмов широкого назначения с целью создания планетарного механизма с гибкими связями, и описывается конкретное техническое решение, реализующее в физической модели один из возможных вариантов таких механизмов, а именно планетарный механизм с цепной гибкой связью в виде стандартной втулочной или роликовой пластинчатой цепи. Возможны две схемы реализации цепных планетарных редукторов: с двумя звездочками и с четырьмя звездочками. В первой схеме звездочка-сателлит Z_2 установлена между двумя одинаковыми звездочками Z_1 , неподвижно закрепленными в корпусе передачи (рис. 1). Разность чисел зубьев звездочек Z_1 и Z_2 равна единице. Обе звездочки охвачены многорядной

пластинчатой цепью, число звеньев которой на единицу больше числа зубьев наибольшей из двух звездочек. Входным звеном является водило, на котором в подшипниках установлена звездочка-сателлит. Гибкая связь осуществляет волновое движение. Часть цепи покоится на неподвижной звездочке, а часть движется, огибая сателлит. Несмотря на это обстоятельство, это не волновая передача, так как в волновой передаче нет покоящихся элементов: в ней происходит непрерывное качение звена с изменяющейся геометрией аксоида по неподвижному аксоиду в форме окружности.

Съем движения на выходной вал осуществляется со звездочки-сателлита Z_2 посредством механизма, осуществляющего передачу движения между параллельными валами с передаточным отношением 1. В теории планетарных зубчатых передач он называется механизмом W. В качестве его могут использоваться механизм карданного вала, механизм параллельных кривошипов в различных модификациях, крестовая муфта, упругий торсион и т. д. В представленной на рис. 1 схеме предполагается крестовая муфта.

Во второй схеме с четырьмя звездочками (рис. 2) сателлит выполнен с двумя зубчатыми венцами с числами

зубьев Z_2 и Z_3 , кроме того, имеются неподвижная звездочка Z_1 , закрепленная в

корпусе, и подвижная звездочка Z_4 , установленная на выходном валу.

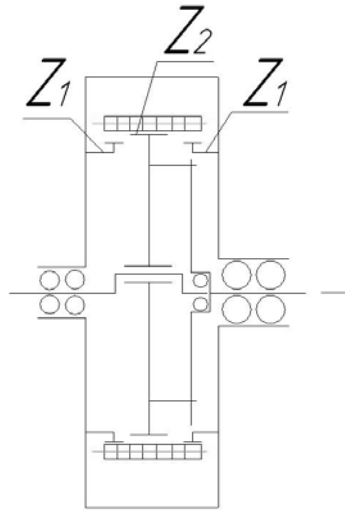


Рис. 1. Схема планетарного редуктора с двумя звездочками

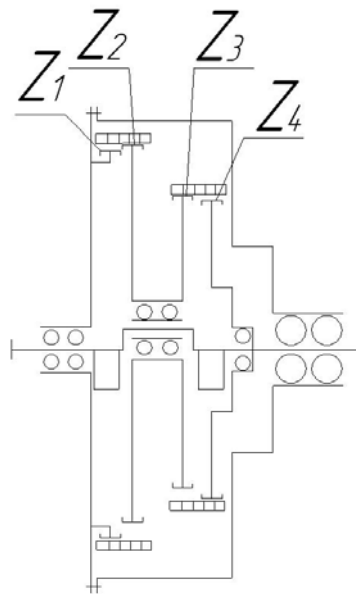


Рис. 2. Схема планетарного редуктора с четырьмя звездочками

Входным звеном является водило. Неподвижная звездочка Z_1 и первая звездочка Z_2 на сателлите различаются по числу зубьев на один зуб и охвачены пластинчатой цепью, вторая звездочка сателлита Z_3 и звездочка на выходном валу Z_4 также различаются по числу зубьев на один зуб и также охвачены

пластинчатой цепью. По конструкции цепи могут быть многорядными или даже однорядными, но с достаточно большой шириной цепи, чтобы в этой ширине могли разместиться два зубчатых венца обеих звездочек. Числа звеньев обеих цепей различны, как и различны числа зубьев звездочек в обе-

их ступенях, но обязательно число зубьев цепи в каждой ветви на единицу больше чисел зубьев наибольшей из звездочек. Обе цепи имеют одинаковый шаг. Обязательное требование для существования механизма – межосевые расстояния в обеих ветвях должны быть одинаковы. В дальнейшем будет показано, что это требование выполняется.

Для определения передаточного отношения цепного планетарного редуктора вне зависимости от его схемы используется известный метод обращения движения, применяемый в теории зубчатых планетарных механизмов. Сущность его в том, что стойке механизма сообщается движение с угловой скоростью, равной угловой скорости водила, но в противоположном направлении. В таком случае водило условно становится неподвижным, и механизм превращается в рядовой. Применим этот принцип к двухколесному цепному планетарному механизму. Передаточное отношение обращенного механизма

$$i_{12}^H = -\omega_H / (\omega_2 - \omega_H) = Z_2 / Z_1.$$

Разделим числитель и знаменатель на ω_2 , обозначив

$$i_{пл} = \omega_H / \omega_2,$$

получим

$$i_{12}^H = -i_{пл} / (1 - i_{пл}),$$

откуда следует формула для определения передаточного отношения двухколесного цепного планетарного механизма:

$$i_{пл} = i_{12}^H / (i_{12}^H - 1) = Z_2 / Z_1 / (Z_2 / Z_1 - 1). \quad (1)$$

В зависимости от соотношения чисел зубьев звездочек выходной вал вращается в сторону вращения входного вала или в противоположном направлении. В частности, если $Z_2 > Z_1$, то передаточное отношение положительно, если $Z_2 < Z_1$, то передаточное отношение отрицательно. Это обстоятельство мо-

жет иметь существенное влияние на КПД механизма.

Заметим, что наличие разделенной звездочки Z_1 обусловлено желанием иметь симметричное нагружение цепи для улучшения условий ее работы, что несколько усложняет конструкцию, однако в неотвественных случаях или при больших числах зубьев звездочек можно использовать одновенцовую звездочку Z_1 . Известно, что пластинчатая цепь успешно работает при перекосе на звездочках до 10^0 .

Для четырехколесного планетарного механизма [2] аналогичным путем можно вывести формулу для передаточного отношения:

$$i_{пл} = i_{14}^H / (i_{14}^H - 1), \quad (2)$$

где $i_{14}^H = Z_2 Z_4 / Z_1 Z_3$.

Заметим, что если принять числа зубьев звездочек во второй ветви равными, т. е. $Z_3 = Z_4$, то формула (2) переходит в формулу (1). Это означает, что вторая ветвь при равных числах зубьев выполняет роль механизма W, обеспечивая передачу вращения от сателлита на выходной вал без трансформации угловой скорости. Отпадает необходимость использования механизма крестовой или шарнирной муфты, и тем самым упрощается механизм.

Если в механизме с двумя звездочками при разности чисел зубьев звездочек, равной единице, передаточное отношение легко предсказуемо и примерно равно числу зубьев наибольшей звездочки, то в механизме второй схемы передаточное отношение заранее предугадать трудно. Оно резко изменяется даже при незначительном изменении чисел зубьев.

Рассчитано большое число вариантов таких передач. Некоторая часть этих вариантов представлена в табл. 1. Эти данные могут быть использованы при синтезе таких механизмов по передаточному отношению.

Табл. 1. Варианты цепных четырехколесных планетарных передач

Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Передаточное отношение	Примечание
35	34	22	23	65,166	Реализован
23	22	19	20	146,6	
22	23	20	19	-145,6	
23	22	18	19	104,5	
34	35	23	22	-64,16	
19	20	23	22	146,6	
22	23	19	18	-103,5	
35	34	38	39	-331,5	
21	20	18	19	190	
23	22	20	21	231	
22	23	21	20	-230	
45	44	42	42	946	
47	46	43	44	674,6	
51	50	48	49	1225	
53	52	50	51	1326	
49	48	46	47	1128	Реализован
45	44	42	43	946	
45	44	32	33	121	Проект

В результате анализа можно отметить определенные закономерности в получении вариантов передач:

– если переставить числа зубьев в обеих ступенях, знак передаточного отношения изменяется на противоположный, а само передаточное отношение изменяется на 1;

– если переставить числа зубьев в первой ступени, не переставляя во второй, знак сохраняется, но резко изменяется передаточное отношение.

Межосевое расстояние передачи (схема на рис. 1) (оно же представляет эксцентриситет входного вала-водила) вычисляется по формуле [2]

$$E = \frac{t}{4} \left[\left(L_t - \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right) + \sqrt{\left(L_t - \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right)^2 - 2 \left(\frac{Z_2 - Z_1}{\pi} \right)^2} \right], \quad (3)$$

где E – эксцентриситет входного вала; t – шаг цепи; L_t – число звеньев цепи; Z_1, Z_2 – числа зубьев сателлита и неподвижной звездочки.

Рассмотрим такой числовой пример. Пусть, например, шаг цепи $t = 9,525$, числа зубьев звездочек $Z_1 = 65$, а $Z_2 = 64$, тогда число звеньев цепи $L_t = 66$. (Заметим, что число зубьев цепи, если используется стандартная цепь, всегда должно быть четным – в противном случае цепь нельзя собрать).

В результате расчета по формуле (3) получим $E = 6,97$. Формула выведена с некоторым упрощением, поэтому расчеты для других соотношений пар чисел зубьев звездочек дают точно такое же значение межосевого расстояния. Это, по-видимому, объясняется тем, что главное значение в этой формуле имеет тот факт, что числа зубьев всегда различаются на один зуб, поэтому результат получается всегда одинаковым. Это об-

стоятельство обеспечивает возможность создания механизма по схеме на рис. 2, так как межосевое расстояние в обеих ветвях одинаково. Это подтверждено в натуральных образцах.

Коэффициент полезного действия рядовой цепной передачи зависит главным образом от работы сил трения в шарнирах, в меньшей степени от динамических воздействий, вызванных неравномерностью движения цепи и ударами звеньев цепи о зубья звездочек.

$$\eta = 1 / (1 + 2\pi \cdot k \cdot f (1 + i) / Z \cdot i), \quad (4)$$

где k – отношение диаметра валика шарнира к шагу, $k = d / p$; i – передаточное число; f – коэффициент трения для передач с постоянной смазкой, работающих в нормальных условиях $f = 0,08 \dots 0,012$; Z – число зубьев одной из звездочек.

Примем, например, к расчету вариант цепной передачи с шагом цепи 9,525 мм, числами зубьев звездочек 65 и 64 с диаметром валика 3,5 мм. В таком случае передаточное отношение будет равно 1,01, коэффициент $k = 0,37$. В результате расчета по формуле (4) коэффициент полезного действия рядовой цепной передачи при данных исходных условиях $\eta = 0,994$. Заметим, что среднее значение КПД рядовой цепной передачи составляет примерно 0,97 [4].

Столь высокое значение КПД рассматриваемого варианта передачи объясняется особенностями конструкции передачи. В ней обе звездочки имеют примерно одинаковый диаметр, и поэтому при переходе цепи с одной звездочки на другую имеет место очень малый поворот звеньев в шарнире цепи.

Из простого геометрического построения следует, что угол поворота в шарнире цепи между соседними звеньями при расположении цепи на звездочке определяется числом зубьев звездочки Z :

$$\beta = 90^\circ - \alpha / 2,$$

где $\alpha = 360^\circ / Z$.

Рассмотрим численный пример

передачи с числами зубьев звездочек $Z_1 = 35$, $Z_2 = 34$. В таком случае $\beta_1 = 84,85^\circ$, а $\beta_2 = 84,7^\circ$. При переходе цепи с одной звездочки на другую угол поворота в шарнире $\psi = \beta_1 - \beta_2 = 0,15^\circ$.

При оценке коэффициента полезного действия цепной планетарной передачи будем исходить из ее аналогии с зубчатой передачей схемы К–Н–V. Экспериментально подтверждено, что такая передача обладает высоким КПД, находящимся в зависимости от передаточного отношения в диапазоне 0,8...0,9. [3]. Экспериментальные исследования данной передачи по определению КПД пока еще не проводились, но по имеющимся предварительным испытаниям следует ожидать, что он будет достаточно высоким. В определенном отношении (наличие роликов) данная передача близка к известной циклоидально-цевочной передаче, характеризующейся очень высоким КПД.

Новизна предложения подтверждается [4–6].

К настоящему моменту изготовлена и испытана в лабораторных условиях целая гамма опытных образцов редукторов данного типа:

- опытный образец цепного планетарного редуктора с двумя звездочками с передаточным отношением 33 и усиленной втулочной цепью с шагом 9,525 (см. рис. 1) с расчетным крутящим моментом на выходном валу 77 Н·м и коэффициентом запаса прочности по разрывному усилию цепи 14;

- опытный образец цепного планетарного редуктора с двумя звездочками с передаточным отношением 55 и двумя втулочными цепями 2ПВ-9,525 с шагом 9,525 (см. рис. 1) с расчетным крутящим моментом на выходном валу 128 Н·м и коэффициентом запаса прочности по разрывному усилию цепи 11,25;

- опытный образец цепного планетарного редуктора с четырьмя звездочками с передаточным отношением 65 (см. рис. 2) с роликовой цепью 2ПВ-9,525 с шагом 9,525 с расчетным крутящим мо-

ментом на выходном валу 150 Н·м и коэффициентом запаса прочности по разрывному усилию цепи 8;

– цепной планетарный редуктор с четырьмя звездочками с передаточным отношением 104,5 (см. рис. 2) с двумя втулочными цепями 2ПВ-9.525 с шагом 9,525 с расчетным крутящим моментом на выходном валу 96 Н·м и коэффициентом запаса прочности по разрывному усилию цепи 5,4.

Спроектирован редуктор с передаточным отношением 15, крутящим моментом на выходе 500 Н·м с роlikовой цепью 2ПР-19,05 с шагом 19,05 и коэффициентом запаса прочности по разрывному усилию цепи 12,5.

На рис. 3 показан силовой узел передаточного механизма опытного образца цепного планетарного редуктора с передаточным отношением 65.

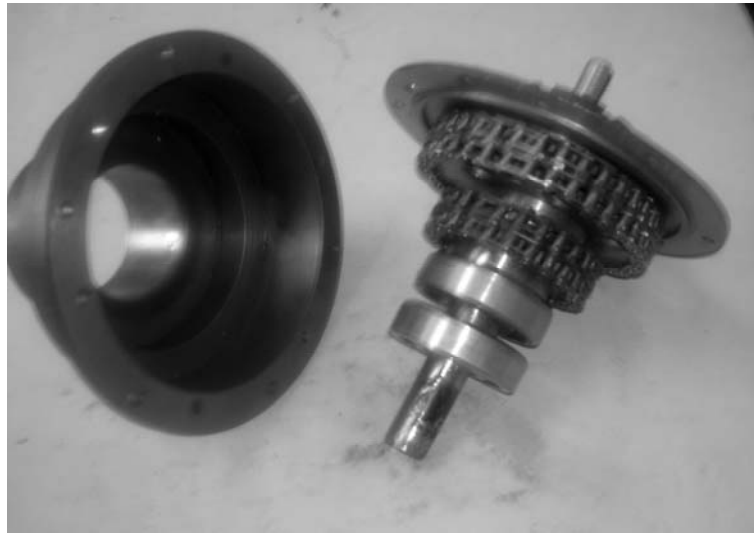


Рис. 3. Фотография силового узла передаточного механизма опытного образца цепного планетарного редуктора с передаточным отношением 65

Выводы

Планетарная передача с цепной гибкой связью представляет принципиально новое техническое решение, возможности которого еще предстоит изучить. Основная особенность, отличающая ее от традиционных планетарных зубчатых механизмов, – высокая нагрузочная способность и долговечность благодаря участию в передаче большого числа зубьев. (В обычных зубчатых передачах в передаче усилия участвуют только два зуба, что обуславливает высокие требования к качеству зубчатых колес). Отсюда высокая технологичность и низкая стоимость предлагаемой передачи, возможность использования

стандартных пластинчатых и зубчатых цепей.

Передача может реализовывать широкий диапазон передаточных отношений при сохранении компактности. Она может найти применение во многих простых устройствах вместо применяемых в настоящее время традиционных передач.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Борисенко, Л. А.** Принципы построения и классификация планетарных передаточных механизмов с гибкими связями / Л. А. Борисенко // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2008. – № 4. – С. 23–30.
2. **Готовцев, А. А.** Проектирование цеп-

ных передач / А. А. Готовцев, И. П. Котенок. – М. : Машиностроение, 1973. – 331 с.

3. **Кудрявцев, В. Н.** Планетарные передачи / В. Н. Кудрявцев. – М. : Машиностроение, 1966. – 306 с.

4. **Пат. 4250 РБ, F 16 H 55/00.** Планетарная передача с гибкой связью / Л. А. Борисенко, И. В. Маевский. – № 20070480 ; заявл. 29.06.07 ; опубл. 28.02.08. – 3 с.

5. **Пат. 11525 РБ, F16H 9/26.** Зубчаточная передача / Л. А. Борисенко, И. В. Маевский. – № 20060764 ; заявл. 21.07.06 ; опубл. 28.02.08. – 3 с.

6. **Пат. 5247 РБ, F 16H 55/00.** Планетарная передача с гибкой связью / Л. А. Борисенко. – № 2008070 ; заявл. 29.06.07 ; опубл. 14.10.08. – 3 с.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 15.04.2010

L. A. Borisenko
Fundamentals of the design of chain planetary reduction gears with roller driving chains

The paper presents the results of the research into a basically new kind of planetary mechanisms; that is, the mechanisms with chain flexible links offered by the author. Main schemes of such mechanisms are described and their characteristics are given. The schemes offered were tested at various values of gear ratios.