
УДК 621.833

П. С. Гончаров

ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ПРЕЦЕССИОННОЙ РОЛИКОВОЙ ПЕРЕДАЧИ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ ВАРИАНТАХ ЕЕ СТРУКТУРНОГО ИСПОЛНЕНИЯ

UDC 621.833

P. S. Goncharov

BASIC PARAMETERS OF PRECESSION ROLLER TRANSMISSION WITH DIFFERENT VERSIONS OF ITS STRUCTURAL MAKE

Аннотация

Приведены различные структурные схемы прецессионной роликовой передачи. Даны формулы для расчета основных параметров, при которых обеспечивается минимум механических потерь в прецессионном зацеплении, а также максимально возможная плавность вращения выходного вала передачи. Показан конкретный пример применения одной из структурных схем прецессионной роликовой передачи в приводе сельскохозяйственной электрической лебедки. Приведены результаты заводских и эксплуатационных испытаний.

Ключевые слова:

прецессионная передача, роликовые тела качения, точка прецессии, угол нутации, эксцентриковый вал, планетарное движение, зубчатое зацепление.

Abstract

Different structural schemes of precession roller transmission are presented in the paper. Formulas for calculating basic parameters are given which ensure minimum mechanical losses in the precession engagement and also the highest possible smoothness of rotation of the transmission output shaft. A concrete example of applying one of structural schemes of the precession roller transmission in the drive of an agricultural electric winch is shown. The results of its factory and maintenance testing are given.

Key words:

precession transmission, roller solid of revolution, precession point, nutation angle, eccentric shaft, planetary motion, gearing.

Планетарные прецессионные передачи выгодно выделяются благодаря своей компактности и могут быть реализованы в различных структурных исполнениях. Редукторы, разработанные на базе прецессионной роликовой передачи типа К–Н–V и 2К–Н, нашли свое применение во многих областях хозяйства. Они используются в приводах контактных разъединителей на электрифицированных участках железной дороги, в качестве редуцирующих устройств в подъемно-тяговых механизмах, а также в приводах строительного-отде-

лочной техники.

Особый интерес вызывает исполнение прецессионной роликовой передачи с роликовыми телами качения при использовании в ее зацеплении круговых профилей контактирующих с ними зубьев [1].

На рис. 1 приведена конструкция прецессионной роликовой передачи (ПРП) с наружным зубчатым венцом сателлита со снятием вращения на выходной вал при помощи угловой муфты. ПРП состоит из корпуса 6, косоугольного кривошипа 1, составляющего посредством

подшипника сферическую пару с сателлитом 2. При вращении косоугольного кривошипа 1 сателлит 2 совершает колебательное движение. При этом одновременно происходит взаимодействие зубьев, выполненных на наружной поверхности сателлита 2, имеющих профиль зубьев звездочки цепной передачи, с неподвижно закрепленными в корпусе 6 коническими роликами 4, оси которых параллельны оси вращения ведущего вала. Благодаря такому взаимодействию сателлит 2 получает также и вращательное движение во-

круг своей оси. Вращение с сателлита 2 передается на ведомый вал 3 с помощью шариковой угловой муфты 5.

Приведенной выше конструкции прецессионной роликовой передачи, изображенной на рис. 1, соответствует структурная схема, приведенная на рис. 2.

Ниже приведены зависимости для определения основных параметров прецессионной роликовой передачи типа К–Н–V, структурная схема которой изображена на рис. 2.

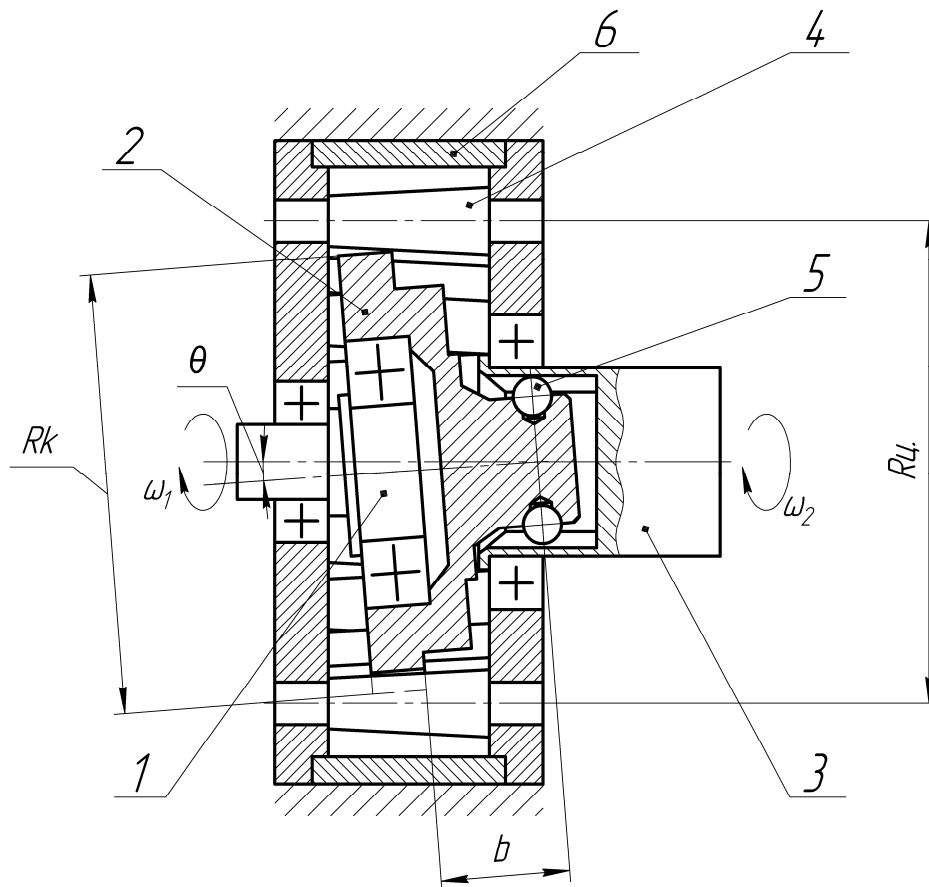


Рис. 1. Конструкция прецессионной роликовой передачи с наружным зубчатым венцом сателлита со снятием вращения при помощи угловой муфты: 1 – косоугольный кривошип; 2 – сателлит; 3 – выходной вал; 4 – конические ролики; 5 – муфта; 6 – корпус передачи

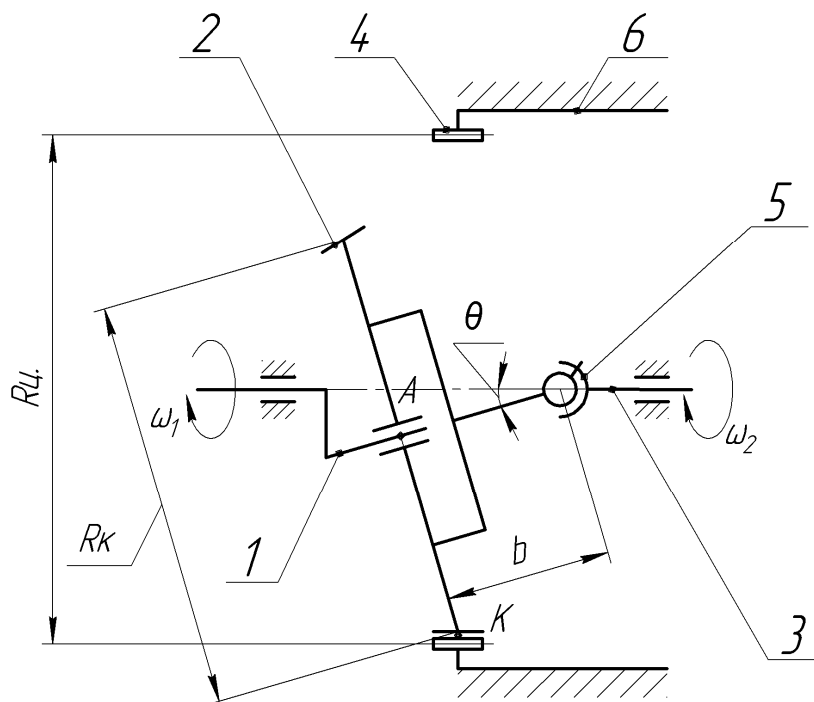


Рис. 2. Структурная схема прецессионной роликовой передачи типа К–Н–V с наружным зубчатым венцом сателлита со снятием вращения при помощи угловой муфты

Основной кинематической характеристикой прецессионной роликовой передачи типа К–Н–V является передаточное отношение, которое определяется по известной формуле, полученной на основе теоремы Виллиса [2]:

$$i = -\frac{1}{\frac{z_3}{z_2} - 1}, \quad (1)$$

где z_2 – число зубьев сателлита; z_3 – число зубьев центрального колеса (число конических роликов).

Для обеспечения минимальных значений механических потерь необходимо расположить зубчатый венец сателлита на определенном расстоянии от точки пересечения оси выходного вала и оси наклонного кривошипа до сателлита (на расстоянии b) [3].

Для этого определим скорость точки A наклонного кривошипа на расстоянии b от точки пересечения оси выходного вала и оси наклонного кривошипа:

$$V_A = \omega_1 \cdot b \cdot \sin \theta, \quad (2)$$

где ω_1 – входная угловая скорость; b – расстояние от точки пересечения оси выходного вала и оси наклонного кривошипа до сателлита; θ – угол нутации.

Выбрав точку A за полюс, запишем выражение для расчета скорости точки контакта K зубьев сателлита с неподвижными телами качения относительно точки A :

$$V_{KA} = \omega_2 \cdot R_K, \quad (3)$$

где ω_2 – выходная угловая скорость; R_K – делительный радиус сателлита.

Для определения параметра b необходимо приравнять скорости V_A и V_{KA} , что позволит обеспечить минимальное значение механических потерь в зоне контакта зубьев сателлита 2 и конических роликов 4. В результате получим следующую зависимость:

$$b = \frac{R_K}{i \cdot \sin \theta}, \quad (4)$$

где i – передаточное отношение прецессионной роликовой передачи.

Следующим параметром, определяющим диаметральные размеры прецессионного редуктора, является радиус центров расположения роликов $R_{Ц}$ в корпусе передачи, который определяется исходя из геометрии передачи:

$$R_{Ц} = R_K \cdot \cos \theta + b \cdot \sin \theta. \quad (5)$$

Так как в планетарной роликовой передаче зубья сателлита представляют собой профиль зубьев звездочки цепной передачи, тогда R_K определяется согласно выражению [4]

$$R_K = \frac{t}{2 \cdot \sin(180/Z)}, \quad (6)$$

где t – шаг цепи; Z – число зубьев сателлита.

Подставляя в формулу (4) значение делительного радиуса сателлита из формулы (5), получим

$$R_{Ц} = \frac{t}{2 \cdot \sin(180/Z)} \cdot \cos \theta + b \cdot \sin \theta. \quad (7)$$

Используя для определения значения параметра b из формулы (3), окончательно запишем выражение для определения радиуса центров расположения роликов $R_{Ц}$ в корпусе передачи:

$$R_{Ц} = \frac{t}{2 \cdot \sin(180/Z)} \cdot \left(\cos \theta + \frac{1}{i} \right). \quad (8)$$

Ниже приведены аналогичные формулы для расчета основных параметров других структурных вариантов прецессионной роликовой передачи типа К–Н–V.

Каждая из рассматриваемых структурных схем (рис. 3...5) отличается друг от друга следующим:

- во-первых, звеном, которое является неподвижным (муфта либо корпус передачи);
- во-вторых, звеном, на котором расположены роликовые тела качения (сателлитное колесо либо корпус передачи).

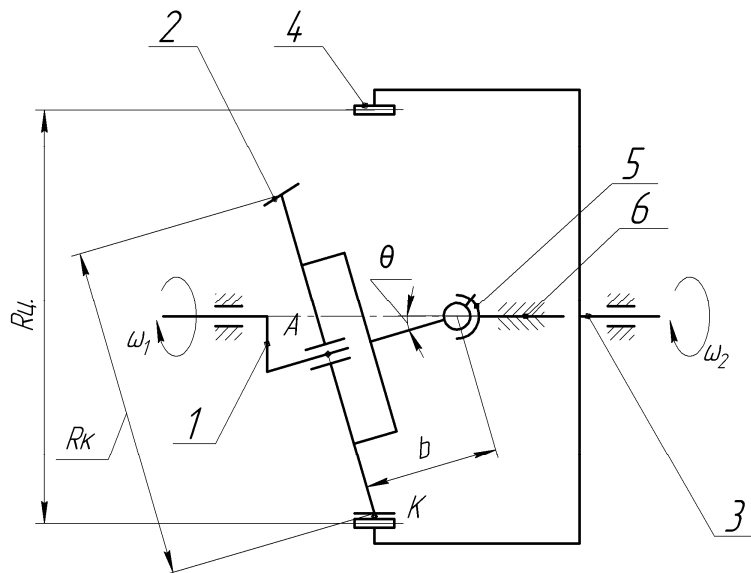


Рис. 3. Структурная схема прецессионной роликовой передачи с наружным зубчатым венцом сателлита, связанного с корпусом передачи с помощью угловой муфты

$$i = \frac{1}{1 - \frac{z_2}{z_3}}; \quad b = \frac{R_K \cdot \cos \theta}{\sin \theta \cdot (i - 1)}; \quad R_{Ц} = \frac{t \cdot \cos \theta}{2 \cdot \sin(180/Z)} \cdot \left(\frac{i}{i - 1} \right).$$

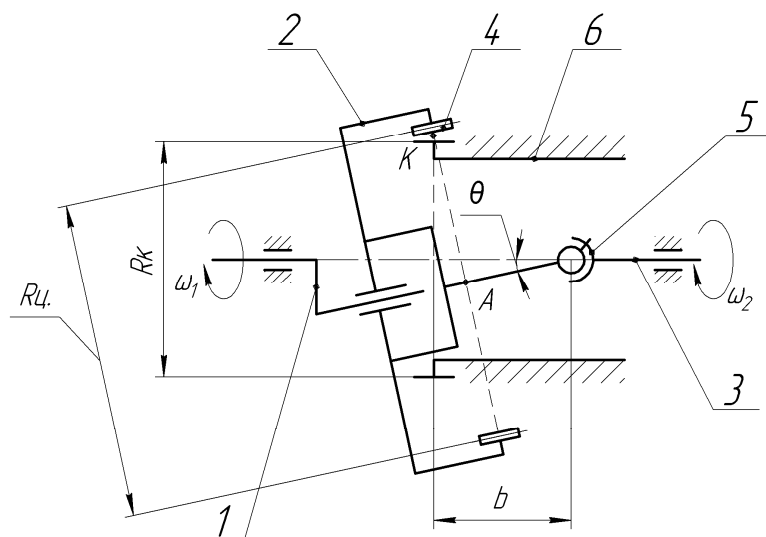


Рис. 4. Структурная схема прецессионной роликовой передачи с наружным зубчатым венцом центрального колеса со снятием вращения с помощью угловой муфты

$$i = -\frac{1}{\frac{z_2}{z_3} - 1}; \quad b = \frac{R_k \cdot \cos \theta}{\sin \theta \cdot (i - 1)}; \quad R_{ц} = \frac{t \cdot \cos \theta}{2 \cdot \sin(180/Z)} \cdot \left(\frac{i}{i - 1} \right).$$

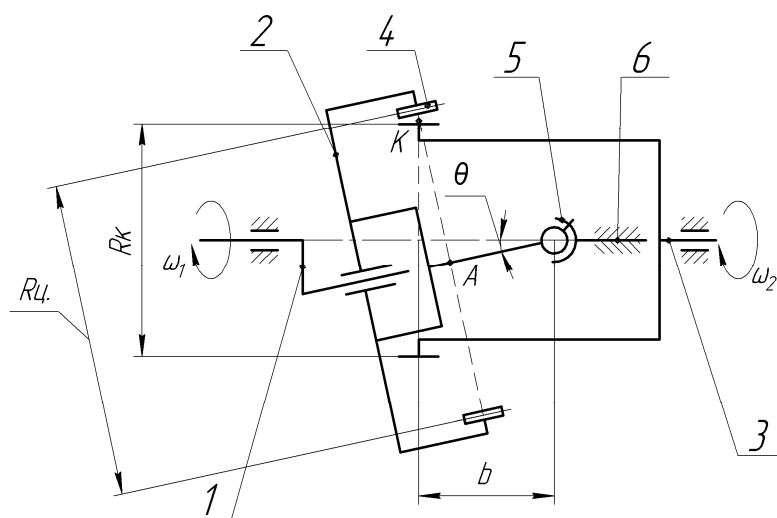


Рис. 5. Структурная схема прецессионной роликовой передачи с наружным зубчатым венцом центрального колеса, связанного с корпусом передачи с помощью угловой муфты

$$i = \frac{1}{1 - \frac{z_2}{z_3}}; \quad b = \frac{R_k}{i \cdot \sin \theta}; \quad R_{ц} = \frac{t}{2 \cdot \sin(180/Z)} \cdot \left(\cos \theta + \frac{1}{i} \right).$$

Приведем аналогичные формулы для расчета основных параметров прецессионной роликовой передачи для различных структурных схем типа 2К–Н. Передаточное отношения для всех приведенных схем (рис. 6...9) определяется по выражению

$$i = \frac{1}{1 - \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4}}, \quad (9)$$

где z_1 – число зубьев неподвижного колеса; z_2 – число зубьев венца сателлита, взаимодействующего с неподвижным колесом; z_3 – число зубьев венца сателлита, взаимодействующего с ведомым колесом; z_4 – число зубьев ведомого колеса.

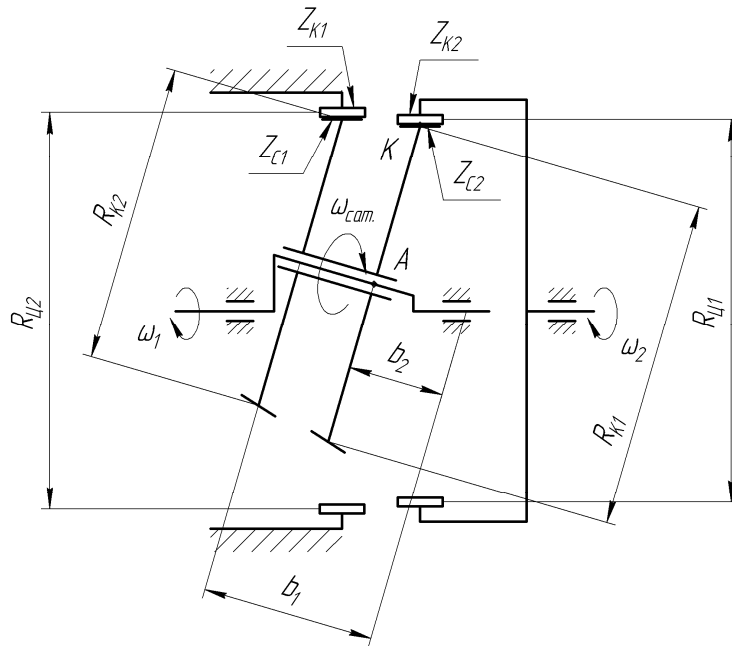


Рис. 6. Структурная схема прецессионной роликовой передачи типа 2К–Н с остановленным на первой ступени звеном, состоящим из роликовых тел качения

$$b_1 = \frac{R_{K2} \cdot \left(\cos \theta + \frac{i_{ped.}}{i_1} \right)}{\sin \theta \cdot (i_{ped.} - 1)}; \quad b_2 = \frac{R_{K1}}{i_1 \cdot \sin \theta};$$

$$R_{H1} = \frac{t}{2 \cdot \sin(180/Z)} \cdot \left(\cos \theta + \frac{i_{ped.}}{i_1} \right); \quad R_{H2} = \frac{t}{2 \cdot \sin(180/Z)} \cdot \left(\cos \theta + \frac{1}{i_1} \right).$$

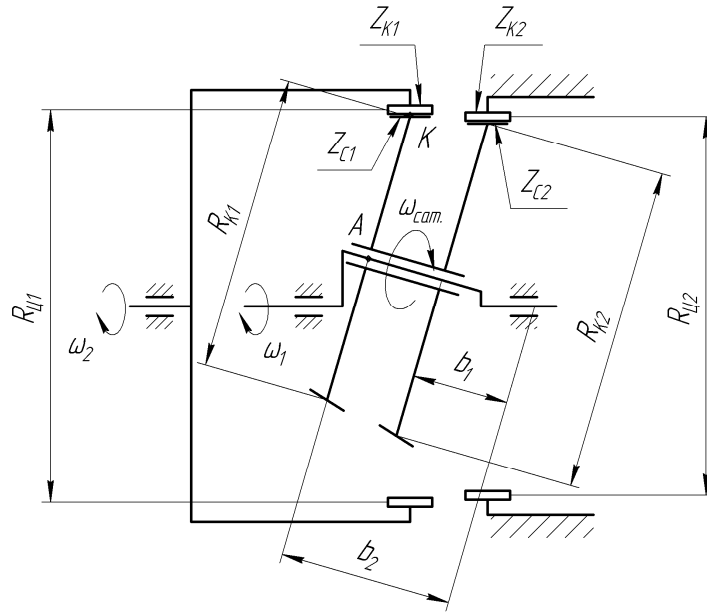


Рис. 7. Структурная схема прецессионной роликовой передачи типа 2К–Н с остановленным на второй ступени звеном, состоящим из роликовых тел качения

$$b_1 = \frac{R_{K2} \cdot \left(\frac{i_{ped.}}{i_1} - \cos \theta \right)}{\sin \theta \cdot (1 + i_{ped.})}; \quad b_2 = \frac{R_{K1}}{i_1 \cdot \sin \theta};$$

$$R_{Ц11} = \frac{t}{2 \cdot \sin(180/Z)} \cdot \left(\cos \theta + \frac{i_{ped.}}{1 + i_{ped.}} \right); \quad R_{Ц12} = \frac{t}{2 \cdot \sin(180/Z)} \cdot \left(\cos \theta + \frac{1}{i_1} \right).$$

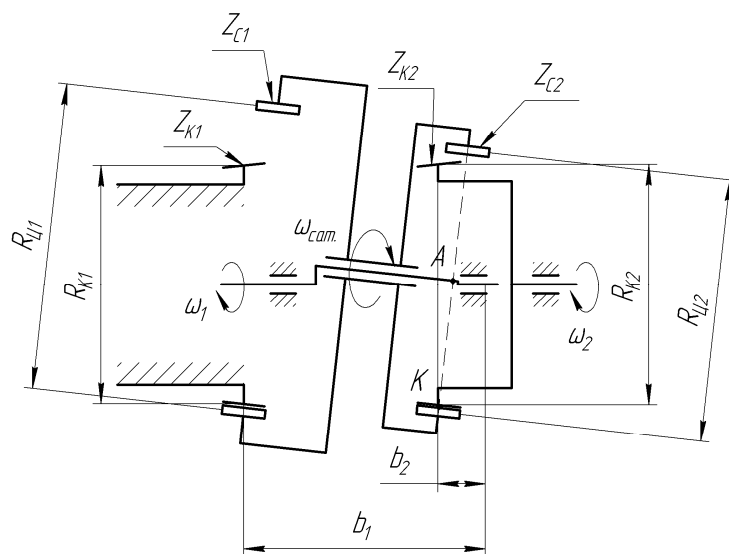


Рис. 8. Структурная схема прецессионной роликовой передачи типа 2К–Н с остановленным на первой ступени звеном с наружным зубчатым венцом

$$b_1 = \frac{R_{K2} \cdot \cos \theta}{\sin \theta \cdot (i_1 - 1)}; \quad b_2 = \frac{R_{K2} \cdot \left(\frac{i_1}{i_{ped.}} + \cos \theta \right)}{\sin \theta \cdot (i_1 + 1)};$$

$$R_{ц1} = \frac{t \cdot \cos \theta}{2 \cdot \sin(180/Z)} \cdot \left(\frac{i}{i-1} \right); \quad R_{ц2} = \frac{t}{2 \cdot \sin(180/Z)} \cdot \left(\cos \theta + \frac{i_1}{i_1 + 1} \right).$$

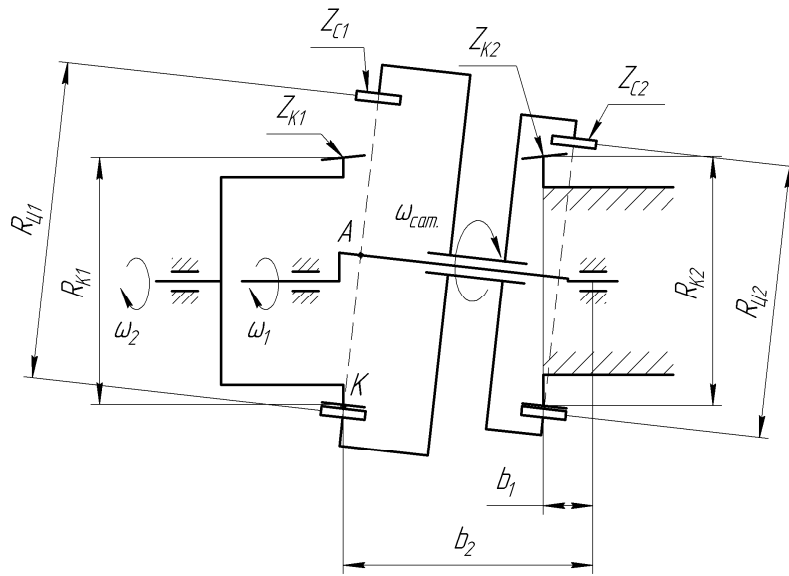


Рис. 9. Структурная схема прецессионной роликовой передачи типа 2К–Н с остановленным на второй ступени звеном с наружным зубчатым венцом

$$b_1 = \frac{R_{K2} \cdot \left(\frac{i_1}{i_{ped.}} - \cos \theta \right)}{\sin \theta \cdot (1 - i_1)}; \quad b_2 = \frac{R_{K2} \cdot \cos \theta}{\sin \theta \cdot (i_1 - 1)};$$

$$R_{ц1} = \frac{t \cdot \cos \theta}{2 \cdot \sin(180/Z)} \cdot \left(\frac{i}{i-1} \right); \quad R_{ц2} = \frac{t}{2 \cdot \sin(180/Z)} \cdot \left(\cos \theta + \frac{i_1}{1 - i_1} \right).$$

Практическая реализация структурной схемы, изображенной на рис. 8, была осуществлена при совершенство-

вании конструкции сельскохозяйственной лебедки, серийно выпускаемой РУП завод «Могилевлифтмаш». Изме-

нения заключались в замене двухступенчатой зубчатой передачи на прецессионный редуцирующий механизм, структурная схема которого показана на рис. 8.

Конструкция модернизированного привода сельскохозяйственной лебедки, размещенного внутри ее барабана, приведена на рис. 10.

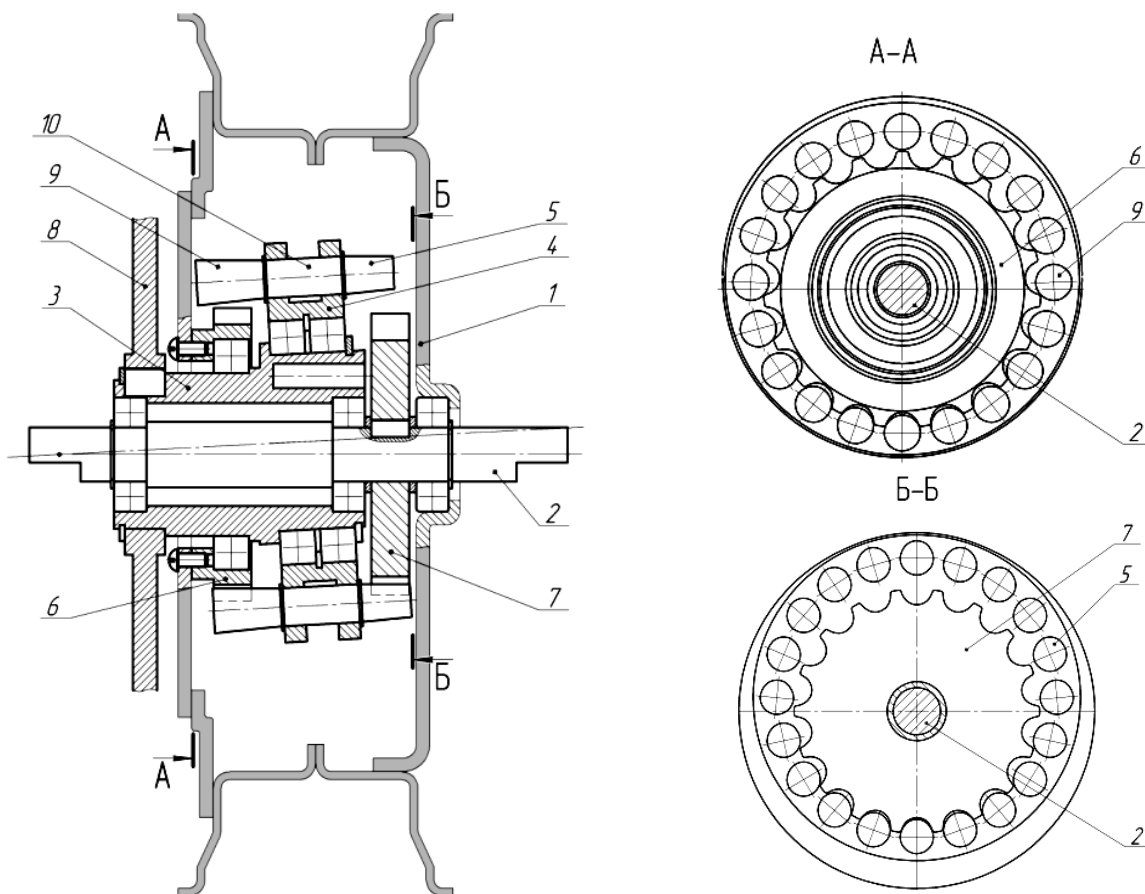


Рис. 10. Общий вид барабана лебедки, разработанной на основе прецессионной роликовой передачи

Прецессионный редуцирующий механизм работает следующим образом. Входное звено 3 приводится во вращение от шкива 8. Благодаря наличию наклонной эксцентричной цилиндрической поверхности входного звена 3 и размещенному на указанной поверхности посредством подшипников кольцу 4 правые конические конические концы 5 роликов 10, расположенные равномерно по периметру в осевых отверстиях кольца 4, взаимодействуют с наружным центральным зубчатым колесом 7, жестко закрепленным с неподвижным основным валом 2. В результате указанного взаимо-

действия кольцо 4 наряду с колебательным движением, образуемым благодаря наклонной эксцентричной поверхности входного звена 3, получает также вращение относительно своей оси. Левые конические концы 9 роликов 10, совершающие указанные выше колебательное и вращательное движения, вступают во взаимодействие с зубьями наружного центрального зубчатого колеса 6, жестко связанного с барабаном 1. Результатом такого взаимодействия является вращение наружного центрального зубчатого колеса 6 вместе с барабаном 1 с угловой скоростью, которая определяется соот-

ношением числа роликов 10 и чисел зубьев наружных центральных зубчатых колес 6 и 7. Передаточное отношение прецессионного редуцирующего механизма, представленного на рис. 10, равнялось 19.

На рис. 11 и 12 представлены графические зависимости КПД и кинематической погрешности от времени, полученные по результатам исследований компьютерной модели прецессионного редуцирующего механизма.

Подробно с методикой проведения компьютерных исследований можно ознакомиться в [5].

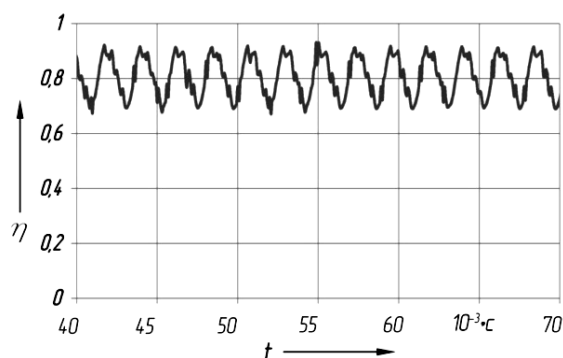


Рис. 11. График КПД при нагрузке 200 Н·м

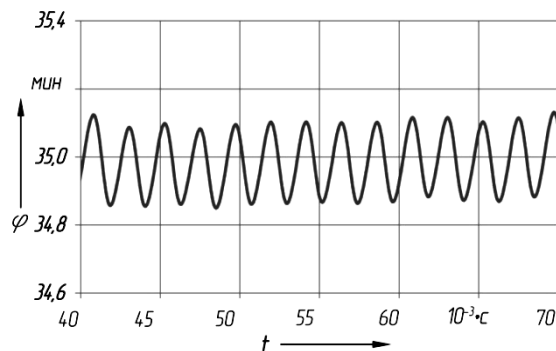


Рис. 12. График кинематической погрешности при нагрузке 200 Н·м

На стенде РУП завод «Могилевлифтмаш» были проведены испытания модернизированной лебедки по определению максимального тягового усилия, развиваемого приводом с прецессионным редуцирующим механизмом, в результате которых было определено, что максимальное тяговое усилие лебедки составило 2700 Н, что на 700 Н выше, чем тяговое усилие привода серийно изготавливаемой лебедки.

Лебедка сельскохозяйственная, разработанная на основе прецессионной роликовой передачи, малогабаритна, имеет

меньшую массу, а также более высокую канатоемкость по сравнению с лебедкой, серийно выпускаемой РУП завод «Могилевлифтмаш». Благодаря использованию прецессионного редуцирующего механизма в конструкции лебедки сельскохозяйственной планируется снизить ее массу, уменьшить габаритные размеры и себестоимость изготовления лебедки в целом. Это позволит облегчить условия ее эксплуатации, расширить функциональные возможности, а также улучшить эргономические показатели.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Планетарная прецессионная передача : пат. 14938 Респ. Беларусь, МПК F 16 Н 1 / 32 / П. Н. Громько, И. В. Трусков, П. С. Гончаров ; заявитель и патентообладатель Белорус.-Рос. ун-т. – № а 20091553 ; заявл. 02.11.09 ; опубл. 30.06.11 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 4 с.
2. Скойбеда, А. Т. Коническо-цилиндрические прецессионные редукторы / А. Т. Скойбеда, П. Н. Громько. – Минск : БГПА, 2001. – 187 с.
3. Планетарные прецессионные передачи (ППП). Кинематический, силовой и технологические аспекты их создания / П. Н. Громько [и др.] ; под общ. ред. А. Т. Скойбеда. – Минск : БГПА, 2000. – 252 с.
4. Справочник конструктора-машиностроителя : в 3 т. / Под ред. И. Н. Жестковой. – 9-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 2006. – Т. 2. – 960 с.

5. Компьютерное моделирование планетарных прецессионных передач: монография / П. Н. Громько [и др.] ; под общ. ред. П. Н. Громько. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2007. – 271 с. : ил.

Статья сдана в редакцию 5 июня 2012 года

Павел Станиславович Гончаров, ассистент, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-295-43-78-01.

Pavel Stanislavovich Goncharov, senior lecture, Belarusian-Russian University. Tel.: +375-295-43-78-01.