

УДК 621.833.389

DOI 10.22213/2413-1172-2019-1-10-19

ПЛАНЕТАРНЫЙ РЕДУКТОР НОВОГО ТИПА С БОЛЬШИМ ПЕРЕДАТОЧНЫМ ОТНОШЕНИЕМ

Е. С. Трубачев, доктор технических наук, профессор, ИжГТУ имени М. Т. Калашникова; Институт механики ИжГТУ имени М. Т. Калашникова, Ижевск, Россия

А. В. Могильников, ИжГТУ имени М. Т. Калашникова; Институт механики ИжГТУ имени М. Т. Калашникова, Ижевск, Россия

Для получения чрезвычайно медленных движений (например, в механизмах слежения, машин для испытания на прочность) используются редукторы с большим (несколько тысяч, десятков и сотен тысяч) передаточным отношением. В известных решениях применяется многоступенчатая редукция на основе планетарных или червячных передач. В статье предложены два новых планетарных механизма, построенных на основе червячных и спироидных передач. Редукторы обеспечивают: чрезвычайно высокую редукцию – от десятков тысяч до сотен тысяч и более в одной ступени, соосность входного и выходного валов, многопоточность передачи мощности, плавность работы, возможность регулирования и полной выборки свободного хода (люфта), сочетая в себе, таким образом, многие положительные свойства традиционных многоступенчатых планетарных передач и многоступенчатых простых (непланетарных, рядовых) червячных и спироидных передач.

В одном из механизмов спироидный червяк-сателлит зацепляется одновременно с двумя центральными колесами – подвижным и неподвижным; во втором – каждый из двух спироидных червяков-сателлитов, вообще говоря, отличных друг от друга, зацепляется с центральным колесом: один – с подвижным, связанным с выходным валом, второй – с неподвижным. Во втором механизме преодолеваются недостатки первого – наличие вспомогательного относительного расположения спироидных червяка и колеса (и соответствующее понижение КПД и нагрузочной способности), большая теплонагруженность червяка, ограниченность в варьировании параметрами передач. Получены формулы для расчета передаточного отношения, большая величина которого обеспечивается малой разницей в передаточных числах зацеплений спироидного червяка-сателлита (или двух червяков-сателлитов) с центральными колесами. Изложен метод расчета сил, действующих в червячном и двух спироидных зацеплениях и КПД механизма. Метод основан на условии равновесия моментов от указанных сил относительно осей водила и сателлита и реализован в программах расчета, с использованием которых выполнено численное исследование влияния параметров механизма на его передаточное отношение.

Цель исследования – рассмотреть новые схемы планетарного механизма, построенные на основе червячных и спироидных передач, изложить метод расчета КПД механизмов.

Исследование, в частности, показало, что следует стремиться к большей редукции в червячном зацеплении механизма, межосевым углом, близким к 90° , и малым значениям отношения диаметра колеса к межосевому расстоянию. Предлагаемые механизмы по значениям КПД сопоставимы с простыми, построенными на стационарных осях многоступенчатыми механизмами червячного типа, и обеспечивают по сравнению с последними лучшие компоновочные свойства – компактность и соосность входного и выходного валов.

Ключевые слова: передача (планетарная, червячная, спироидная), передаточное отношение, КПД.

Введение

Для получения чрезвычайно медленных движений (например, в механизмах слежения, машин для испытания на прочность) используются редукторы с большим (несколько тысяч, десятков и сотен тысяч) передаточным отношением. В известных решениях применяется многоступенчатая редукция на основе планетарных [1, 2 и др.] или червячных передач. Так, в планетарных механизмах (рис. 1, а, б, в) возможна реализация большого передаточного отношения i в одной

ступени – до нескольких сотен и даже тысяч [3–5]. Эффект достигается внесением минимальной разницы в передаточные отношения зацеплений сателлита с подвижным и неподвижным центральными зубчатыми колесами передач. Общим недостатком перечисленных вариантов передач является неплавность работы, которая во многом преодолевается в многоступенчатых (простых, рядовых) передачах червячного типа. При этом имеется два недостатка, обуславливающих худшие компоновочные свойства: несоосность входного и выходного валов и одно-

поточность передачи энергии. В [6] предложена планетарная передача нового вида – червячно-спироидная (рис. 1, *з*), в которой звенья с подвижными осями реализуются в передачах червячного типа. Входным центральным колесом является червяк неортогональной червячной цилиндрической передачи, сателлитами – червячное колесо и спироидный червяк, который одновременно зацепляется с двумя колесами, имеющими небольшую разницу в числах зубьев. Два спироидных зацепления в этой схеме существенно отличны друг от друга: в одном из

них реализуется основное относительное расположение червяка и колеса, характеризующееся большими КПД и нагрузочной способностью [7], во втором – вспомогательное. Нами предложено усовершенствование этой схемы (рис. 1, *д*), в котором сателлит выполнен двухвенцовым: вместо одного червяка – два, каждый из которых находится в основном относительном расположении с соответствующим колесом. В статье рассматриваются эти две схемы, в частности приводятся методы и результаты расчета их кинематики, сил, действующих в зацеплении, и КПД.

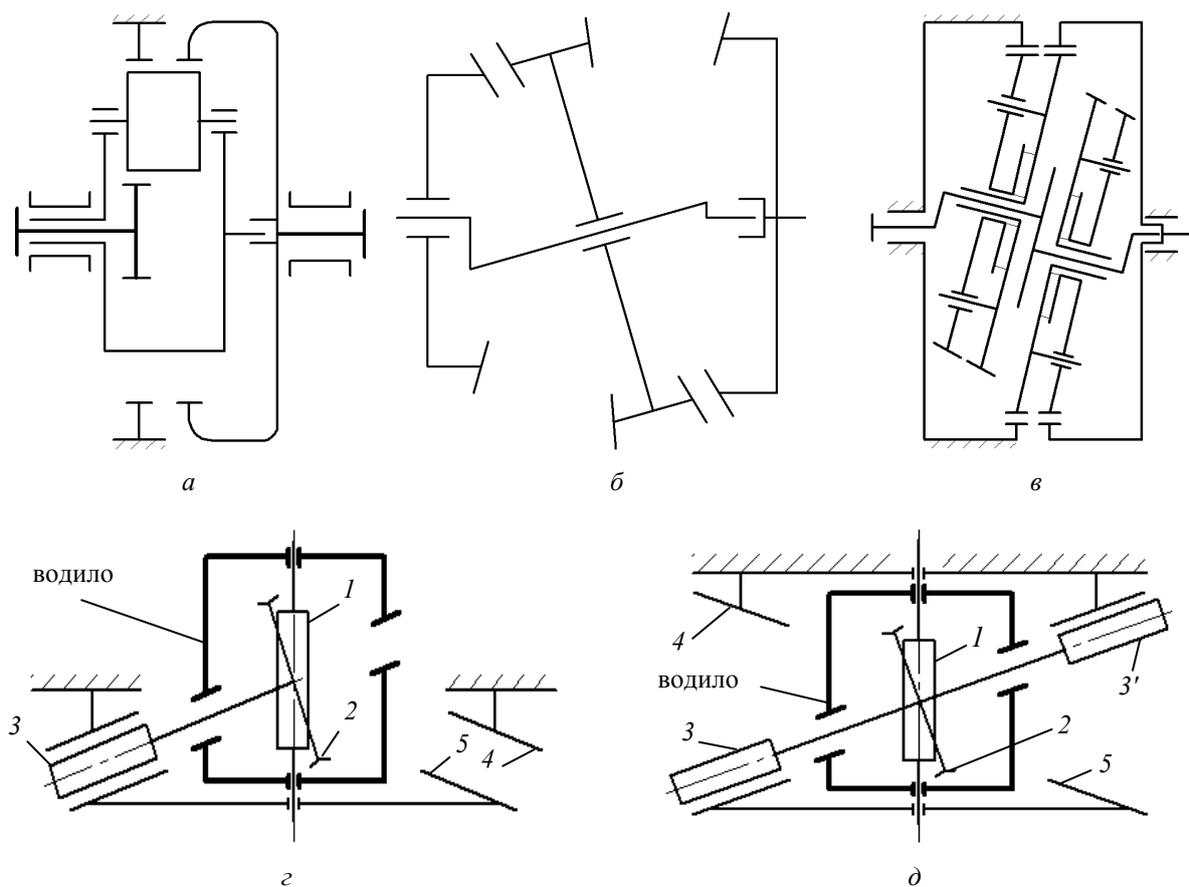


Рис. 1. Планетарные механизмы на основе различных видов передач: *а* – цилиндрических; *б* – конических; *в* – цилиндрично-конических; *з* – червячных и спироидных с одним червяком-сателлитом; *д* – червячных и спироидных с двумя червяками-сателлитами

Fig. 1. Planetary mechanisms based on various types of gears: *a* - cylindrical; *б* - bevel; *в* - cylindrical with bevel; *з* - worm and spiroid with one satellite worm; *д* - worm and spiroid with two satellite worms

Редуктор-прототип

Основные характеристики выбранного прототипом редуктора трехступенчатого спироидного механизма поворота следующие:

- максимальный вращающий момент на входном валу, Нм 500
- допустимая частота вращения на входном валу, мин⁻¹ 8000

- передаточное отношение 22680
- КПД 0,203
- масса, кг 38

Наружный диаметр спироидного колеса третьей (самой нагруженной) ступени составляет 155 мм. Наличие трех ступеней обуславливает наличие большого незанятого деталями пространства в картере (рис. 2).

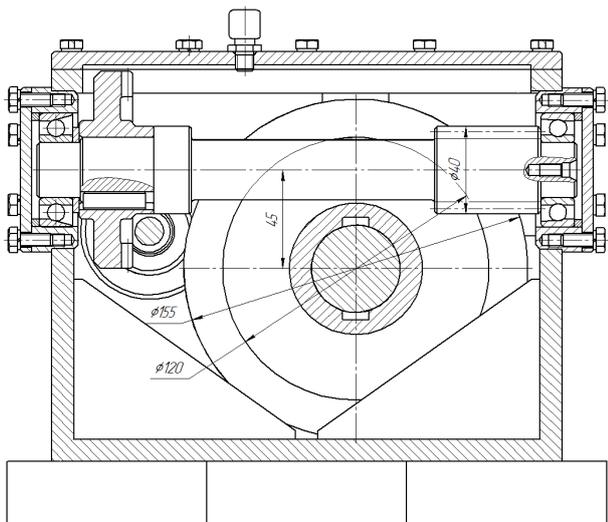


Рис. 2. Редуктор механизма поворота спиридный трехступенчатый (разрез по оси червяка третьей ступени)

Fig. 2. Gearbox turning mechanism spiroid three-step (section worm axis of the third stage)

Новые схемы передач и некоторые их общие и особенные черты

На рис. 1, з, д приведены схемы рассматриваемых планетарных передач на основе передач

червячного типа. Для наглядного представления о том, как может выглядеть конструктивная реализация этих схем, на рис. 3, а, б приведены размеры трехмерных моделей соответствующих редукторов, аналогичных прототипу, а на рис. 4 – изготовленный нами натурный макет редуктора. Можно видеть, что из-за разнесения спиридных колес редуктор по схеме рис. 1, д имеет несколько больший размер вдоль оси, а из-за большего диаметра неподвижного колеса по схеме рис. 1, з – несколько большие радиальные размеры.

Условимся нумерацию звеньев вести от входного звена к выходному, а именно нижние символы у переменных применять (рис. 1 з, д и рис. 3):

- для входного червяка – 1;
- червячного колеса – 2;
- неподвижного спиридного колеса – 4;
- подвижного спиридного колеса – 5.

Нумерация спиридных червяков-сателлитов выполнена особым образом, поскольку в схемах может быть как один такой червяк (рис. 1, з; в этом случае будет применен символ 3), так и два (рис. 1, д), один из которых (символ 3) зацепляется с неподвижным колесом, другой (символ 3') – с подвижным.

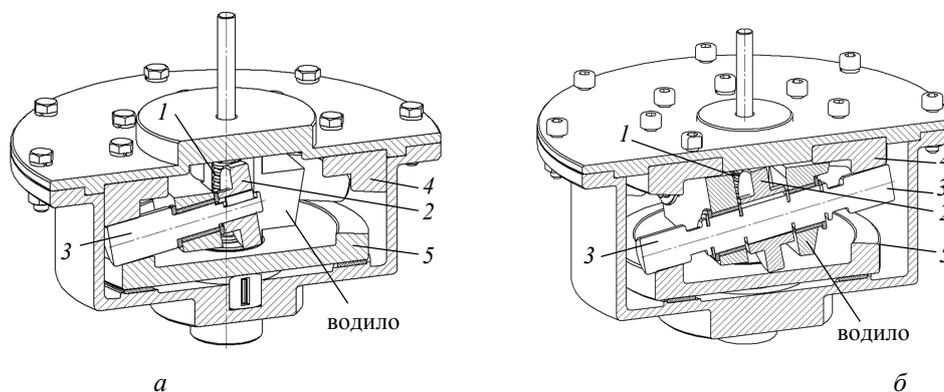


Рис. 3. Конструкции планетарных червячно-спиридных редукторов:
а – с одним спиридным червяком-сателлитом; б – с двумя спиридными червяками-сателлитами

Fig. 3. Layouts of planetary worm and spiroid gearboxes:
а – with one spiroid satellite worm; б – with two spiroid satellite worms

Схемы имеют следующие общие свойства.

1. Передачи относятся к виду ЗК, водило в них не подвержено действию внешних сил со стороны и входного, и выходного звена.

2. Входное центральное (солнечное) колесо есть цилиндрический червяк, зацепляющийся с червячным колесом-сателлитом, жестко соединенным со спиридным червяком (в схеме рис. 1, д – с двумя спиридными червяками-сателлитами), зацепляющимся с двумя спири-

дными колесами, являющимися центральными (коронными), причем одно из них является подвижным и выходным звеном планетарной передачи.

3. Во всех схемах большое передаточное отношение обуславливается главным образом малой (в пределе – нулевой, соответствующее передаточное отношение будет бесконечно большим) разницей в передаточных отношениях спиридного червяка-сателлита (или двух спи-

роидных червяков-сателлитов) с центральными спироидными колесами.

4. Хотя на рис. 1 изображено по одному узлу сателлитов, передачи могут быть многопоточными и содержать и два, и три таких узла (аналогично передачам на основе цилиндрических передач). Больше количество обычно затруднительно по условию соседства червячных колес и опор их валов.

5. Передачи выполнены неортогональными. Для всех схем главным компоновочным ограничением, затрудняющим ортогональное расположение осей, является пересечение червячного колеса первой ступени с венцами спироидных колес. Для схемы рис. 1, δ дополнительным компоновочным ограничением на выбор межосевого угла Σ является условие соседства червяка 3 и колеса 5.



Рис. 4. Макет редуктора

Fig. 4. Gearbox model

Существенным отличием передачи по схеме 1, δ является зацепление спироидного червяка с парой колес. Это повышает технологичность решения, позволяет во многом скомпенсировать силы, действующие в двух зацеплениях, однако влечет за собой несколько недостатков.

1. Одно из спироидных колес оказывается по отношению к червяку-сателлиту во вспомогательном относительном расположении (второе, соответственно, в основном), характеризующемся при стационарных осях большим скольжением и меньшими нагрузочной способностью [8] и КПД.

2. Зацепление одного червяка с парой колес влечет за собой большую его теплонагруженность. Из двух звеньев простой (непланетарной) передачи червячного типа в большей степени

нагревается червяк, витки которого постоянно находятся в зацеплении. Для червяка в схеме 1, δ ситуация усугубляется тем, что за каждый свой оборот он дважды входит в нагруженный контакт.

3. Выбор чисел зубьев колес ($z_{(4)}$ и $z_{(5)}$) для заданного спироидного червяка не произволен, а должен быть подчинен условию коллинеарности касательных к линиям витков и векторов относительных скоростей в точках касания начальных поверхностей. Графики на рис. 5 показывают подсчитанную исходя из этого условия предпочтительную разницу чисел зубьев $\Delta z_{4,5} = z_{(5)} - z_{(4)}$ для разных межосевых углов механизма и разных чисел заходов червяка 3 при среднем числе зубьев спироидных колес 64. Как видно, необходимой малой разницы в числах зубьев удается достичь лишь в неортогональном случае, причем с уменьшением передаточного отношения пар «червяк – колесо» (с увеличением числа заходов спироидного червяка) отличие межосевого угла от 90° растет.

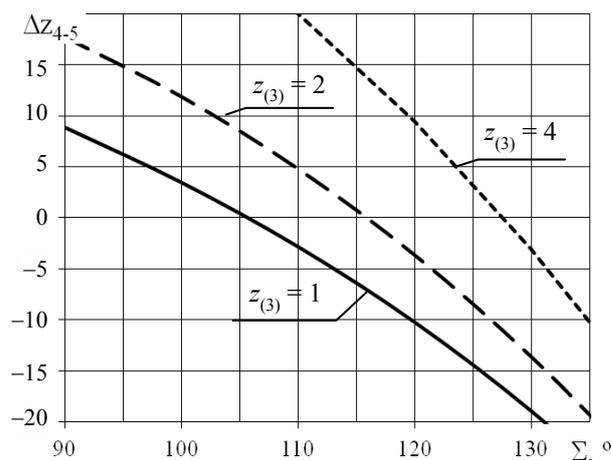


Рис. 5. Предпочтительная разница чисел зубьев колес 4 и 5 для схемы на рис. 1, δ

Fig. 5. Preferable difference in tooth numbers of gearwheels 4 and 5 for the scheme in Fig. 1 δ

В схеме на рис. 1, δ недостатки схемы на рис. 1, δ преодолеваются, а именно:

- спироидные червяки и колеса находятся в основных относительных расположениях с меньшим скольжением и меньшей силой, действующей в зацеплении и необходимой для развития заданного момента; как следствие, такое зацепление способно передавать больший вращающий момент;

- теплонагруженность спироидных червяков меньше, так как они разнесены вдоль оси; следствие – увеличивается задирная стойкость передач;

– параметры червяков $3'$ и 3 и их расположения относительно межосевой линии механизма могут быть выбраны во многом независимо друг от друга, что расширяет возможности оптимизации параметров;

– выбор межосевого угла в передаче не связан с необходимостью назначения определенной разницы чисел зубьев центральных спироидных колес, что дает дополнительную возможность оптимизации параметров.

Передаточное отношение.

Ограничения на выбор чисел зубьев

Передаточное отношение механизма по схеме с одним спироидным червяком-сателлитом (рис. 1, ε), найденное по методу Виллиса:

$$i_{\Sigma} = \left(\pm \frac{z_{(2)}}{z_{(1)}} - \frac{z_{(3)}}{z_{(4)}} \right) / \left(\frac{z_{(3)}}{z_{(5)}} - \frac{z_{(3)}}{z_{(4)}} \right) = z_{(5)} \left(1 \pm \frac{z_{(2)}z_{(4)}}{z_{(1)}z_{(3)}} \right) / (z_{(4)} - z_{(5)}), \quad (6)$$

где $z_{(k)}$ – числа зубьев звеньев механизма ($k = 1, 2, \dots, 5$ – номер звена механизма).

Передаточное отношение механизма, представленного на рисунке 1, δ :

$$i_{\Sigma} = \left(\pm \frac{z_{(2)}}{z_{(1)}} - \frac{z'_{(3)}}{z_{(4)}} \right) / \left(\frac{z_{(3)}}{z_{(5)}} - \frac{z'_{(3)}}{z_{(4)}} \right) = z_{(5)} \left(1 \pm \frac{z_{(2)}z_{(4)}}{z_{(1)}z'_{(3)}} \right) / \left(z_{(4)} \frac{z_{(3)}}{z'_{(3)}} - z_{(5)} \right). \quad (7)$$

Как видно по (6) и (7), имеются две возможности изменить направление вращения выходного вала при одном и том же направлении вращения входного. Первая связана с выбором знака «+» или «-» в зависимости от направлений винтовых линий червяков 1 и $3(3')$ (при одном направлении знак «-»). Вторая определяется выбираемой разницей в передаточных числах спироидных зацеплений с подвижным и неподвижным колесами (знаменатели в (6) и (7)).

В механизме по схеме рис. 1, ε имеется традиционное [9] условие сборки, связанное с выбором чисел зубьев двух центральных колес, с которыми зацепляется спироидный червяк-сателлит: сумма чисел зубьев этих колес должна быть кратна числу узлов сателлитов. В механизме по схеме рис. 1, δ , если имеется возможность регулировки окружного или осевого положения одного из червяков-сателлитов, разница $z_{(5)} - z_{(4)}$ может быть любой.

Силы, действующие в зацеплении. КПД передач

При расчете мы пренебрегли потерями в опорах механизмов. Математическая модель, разработанная для силового расчёта, включает в себя:

- условия (уравнения) равновесия;
- системы координат, преобразования между ними;
- уравнения зацепления для определения точек приложения сил;
- выражения для определения векторов скоростей звеньев и относительных скоростей, нормальных, результирующих сил и сил трения в зацеплении.

В основе расчета лежат условия равновесия моментов T_i , действующих:

- на выходное звено 5 относительно его оси, нагруженное заданным вращающим моментом $[T_5]$ механизма и моментом от силы F_{35} в зацеплении 35:

$$[T_5] - T_5(F_{35}) = 0; \quad (8)$$

- червяк 3 и колесо 2, жестко связанные друг с другом и нагруженные в зацеплениях 12, 34 и 35 (силы F_{12} , F_{34} и F_{35} соответственно):

$$T_2(F_{12}) + T_3(F_{34}) + T_3(F_{35}) = 0; \quad (9)$$

- водило, нагруженное моментами от сил в зацеплениях 12, 34 и 35:

$$T_1(F_{12}) + T_4(F_{34}) + T_5(F_{35}) = 0. \quad (10)$$

Введем неподвижные системы координат (рис. 6), оси x_i которых направлены вдоль межосевой линии механизма, а оси z_i – вдоль осей i -х звеньев – $S_1(x_1, y_1, z_1) = S_4(x_4, y_4, z_4) = S_5(x_5, y_5, z_5)$ и $S_2(x_2, y_2, z_2) = S_3(x_3, y_3, z_3)$.

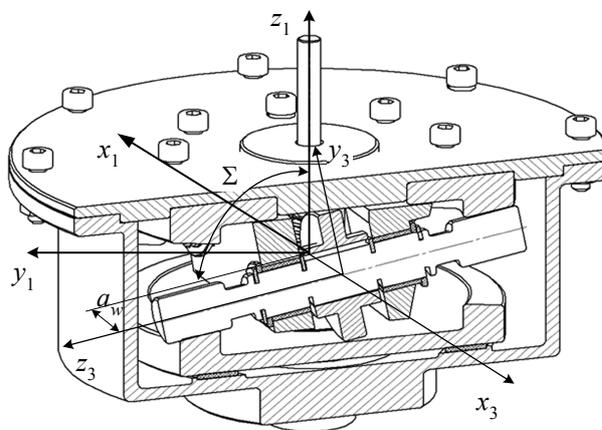


Рис. 6. Применяемые системы координат

Fig. 6. Applied coordinate systems

Для сокращения числа используемых переменных фактически используем системы S_1, S_3 , опуская совпадающие. Матрица связи координат, необходимая для приведения расчетов по (8)–(10) к одной системе координат:

$$\mathbf{M}_{13} = \begin{Bmatrix} 1 & 0 & 0 & a_w \\ 0 & \cos \Sigma & \sin \Sigma & 0 \\ 0 & -\sin \Sigma & \cos \Sigma & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{Bmatrix}. \quad (11)$$

Как это часто делается [10, 11], в качестве точек приложения сил выберем средние точки полей зацеплений.

Результирующие силы \mathbf{F}_{kn} (скаляр F_{kn} , орт \mathbf{e}_{Fkn}) в зацеплениях получим, складывая векторы нормальной силы, действующей по направлению внутреннего (по направлению «в тело» – орт \mathbf{e}) перпендикуляра к поверхности червяка, и силы трения, направленной по вектору \mathbf{v}_{smn} (орт \mathbf{e}_{vsmn}) относительного движения колеса ($m = 1, 3, 3'$ – номер соответствующего червяка, а $n = 2, 4, 5$ – колеса):

$$\mathbf{F}_{mn} = F_{mn} \mathbf{e}_{Fmn} = F_{mn} \frac{\mathbf{e}_m + f_{mn} \mathbf{e}_{vsmn}}{\sqrt{1 + f_{mn}^2}}, \quad (13)$$

где f_{mn} – коэффициент трения в соответствующем зацеплении, зависящий главным образом от сочетания материалов, смазки и скорости скольжения звеньев.

Орты \mathbf{e}_k нормалей \mathbf{n}_k для найденных средних точек контакта можно найти, используя уравнения для проекций нормали к винтовой поверхности [12]:

$$\mathbf{n}_m : \begin{cases} n_{mx} = -y_m p_{\gamma m} + x_m r_m \operatorname{tg} \alpha_{xm}, \\ n_{mi} = x_m p_{\gamma m} + y_m r_m \operatorname{tg} \alpha_{xm}, \\ n_{mi} = -r_m^2, \end{cases} \quad (14)$$

$$\mathbf{e}_m = \mathbf{n}_m / |\mathbf{n}_m|.$$

Орты скоростей червяков:

$$\mathbf{e}_{t1m} = \frac{\mathbf{v}_m}{|\mathbf{v}_m|}, \quad (15)$$

где $\mathbf{v}_m = \{-y_m; x_m; 0\}$ – скорость червяка.

Орты скоростей колес:

$$\mathbf{e}_{t1n} = \frac{\mathbf{v}_n}{|\mathbf{v}_n|}, \quad (16)$$

где $\mathbf{v}_n = \{(z_n \sin \Sigma - y_n \cos \Sigma) / i_{mn}; (z_n \sin \Sigma - y_n \cos \Sigma) / i_{mn}; -(x_n + a_w) \sin \Sigma / i_{mn}\}$ – скорость колеса.

Орты относительных скоростей:

$$\mathbf{e}_{vsmn} = \frac{\mathbf{v}_{smn}}{|\mathbf{v}_{smn}|} = \frac{\mathbf{v}_n - \mathbf{v}_m}{|\mathbf{v}_n - \mathbf{v}_m|}. \quad (17)$$

Моменты от результирующих сил относительно осей звеньев:

$$\begin{aligned} T_k &= (\mathbf{F}_{mn} \mathbf{e}_{tk}) r_k = F_{mn} (\mathbf{e}_{mn} \mathbf{e}_{tk}) r_k = \\ &= F_{mn} \frac{(\mathbf{e}_m + f_{mn} \mathbf{e}_{vsmn}) \mathbf{e}_{tk}}{\sqrt{1 + f_{mn}^2}} r_k, \end{aligned} \quad (18)$$

где r_k – радиус точки относительно оси звена.

Подстановка (18) в условия (8)–(10) дает систему уравнений для определения величин результирующих сил F_{mn} . При этом система является линейной: при заданных числах зубьев, размерах и расположении звеньев механизма остальные переменные, входящие в (18), находятся по выражениям (12)–(17).

Действие сил в зацеплениях 1-2, 3-4 (3'-4), 3-5 (главным образом, 3-4 (3'-4) и 3-5: величины сил в зацеплении 1-2 на порядки меньше) на сателлит и водило противоположно и компенсирует друг друга. Пример, показывающий принципиальное направление сил в зацеплениях 3'-4 и 3-5, приведен на рис. 7.

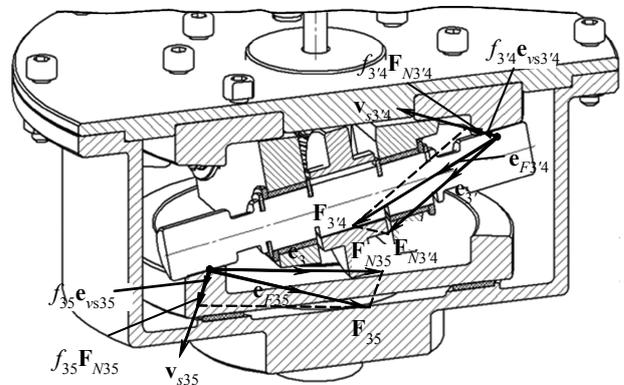


Рис. 7. Составляющие сил, действующих в зацеплениях

Fig. 7. Components of forces acting in meshing

Описанная модель реализована в пакетах MathCAD и MS Excell и стала основой для нижеследующего численного исследования.

Численное исследование КПД

Расчеты были выполнены для передачи, аналогичной прототипу по скоростным и нагрузочным характеристикам. Принятые коэффициенты трения: 0,025 – в червячном зацеплении ($v_{s12} = 4$ м/с) и 0,08 – в спироидных зацеплениях ($v_{s35} \approx v_{s3'4} \approx v_{s34} \approx 0,015 \dots 0,02$ м/с).

Главной целью численного исследования было установление степени влияния параметров передачи:

- передаточного отношения механизма;
- межосевого угла;
- отношения $k_{\epsilon 4}$ внешнего диаметра колеса к межосевому расстоянию;
- разбивки передаточных отношений в механизме.

Результаты показаны на графиках рис. 8. Их анализ показал следующее.

1. Как и ожидалось, КПД механизма по схеме рис. 1, δ значительно, в 1,5-2 раза выше, чем для механизма по схеме 1, ϵ , что делает первый из механизмов предпочтительным для практической реализации.

2. При заданном диаметре спироидного колеса, определяемом требуемым нагрузочным моментом, следует стремиться к большему межосевому расстоянию или меньшему значению коэффициента внешнего диаметра колеса; при этом предельные минимальные значения этого коэффициента определяются компоновочными ограничениями и составляют 3,4...3,7.

3. КПД уменьшается при увеличении межосевого угла, поэтому следует выбирать послед-

ний близким к 90° , учитывая компоновочные ограничения.

4. Следует стремиться к большей редукции в червячном зацеплении (звенья 1, 2), делая спироидные червяки многозаходными.

5. При увеличении передаточного отношения КПД планетарных червячно-спироидных механизмов падает по зависимости, сходной с аналогичной для традиционных планетарных механизмов типа 3к на основе цилиндрических передач (рис. 9, а). При этом скорость падения КПД выше, чем в аналогичных по редукции двухступенчатых планетарных механизмах и простых (непланетарных) многоступенчатых механизмах на основе червячных передач (рис. 9, б).

В рассматриваемых механизмах имеются значительно более действенные инструменты влияния на КПД, чем в передачах на стационарных осях; при схожих соотношениях размеров звеньев в удачных и неудачных решениях КПД могут отличаться в 2-3 раза. Так, после оптимизации согласно рекомендациям пп. 2-4 мы получили максимальные расчетные КПД механизмов с $i_{\Sigma} = 22000$: – 0,08 – для механизма по схеме 1, ϵ ; – 0,19 – для механизма по схеме 1, δ .

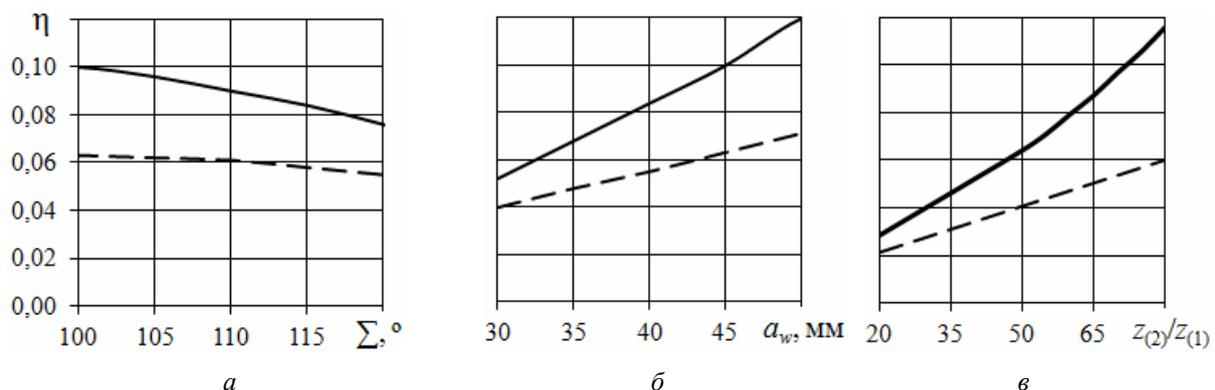


Рис. 8. КПД планетарных червячно-спироидных механизмов: а – от межосевого угла; б – от межосевого расстояния; в – от отношения $z_{(2)}/z_{(1)}$; — — — — механизм по схеме рис. 1, ϵ ; — — — — механизм по схеме рис. 1, δ

Fig. 8. Efficiency of planetary worm-spirodynamics mechanisms: а - from the inter axial angle; б - from the inter-axial distance; в - from the relation $z_{(2)}/z_{(1)}$; — — - mechanism according to the scheme in Fig. 1, ϵ ; — — - mechanism according to the scheme in Fig. 1, δ

Заклучение

Предложенные механизмы являются несколько необычными; следует ожидать, что область их возможного применения весьма узка. Эффект их применения суммирует эффекты, получаемые в планетарных механизмах и червячных передачах в отдельности. Механизм с двумя червяками-сателлитами, безусловно, является более перспективным и имеет потенциал дать одновременно высочайшую редукцию, высокую на-

грузочную способность, плавность работы при умеренно пониженном КПД. Получаемые максимизированные КПД предложенных механизмов близки к КПД многоступенчатых механизмов на основе рядовых червячных передач. Дополнительным положительным следствием многопоточности разработанных механизмов является то, что при сопоставимых размерах и уровне нагружения на их выходных ступенях (всегда более нагруженных и определяющих

размеры редукторов) действуют значительно меньшие силы, причем самые большие их составляющие – осевые – в значительной мере компенсируются в зацеплениях с неподвижным и подвижным спироидными колесами, что по-

зволяет облегчить соответствующие подшипниковые узлы. Так, по нашей оценке, планетарно-спироидный редуктор, аналогичный прототипу по техническим характеристикам, должен дать выигрыш в массе не менее чем в 1,5-2 раза.

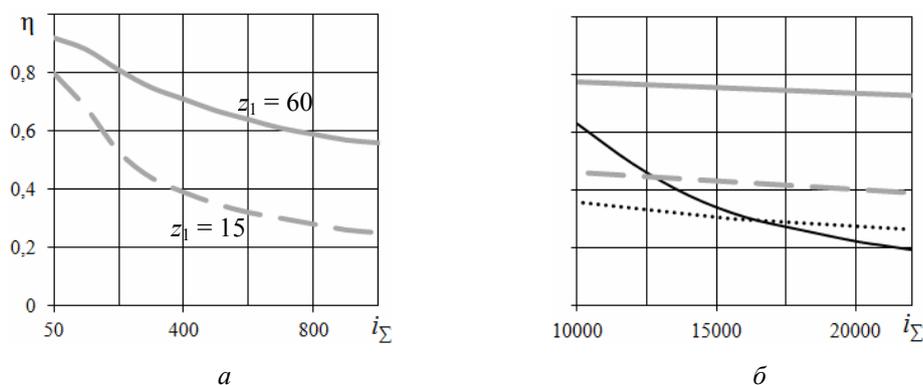


Рис. 9. КПД различных механизмов и передаточных отношений: а – одноступенчатого планетарного типа 3К с цилиндрическими колесами [13]; б – механизмов с большой редукцией: двухступенчатых планетарных типа 3К с цилиндрическими колесами (серые линии); планетарных червячно-спироидных по схеме рис. 1, δ (черная сплошная линия); трехступенчатого спироидного на стационарных осях (пунктирная линия)

Fig. 9. Efficiency vs. gear ratios of various mechanisms: а – 3K planetary single-stage mechanism with cylindrical gearwheels [13]; б – mechanisms with high reduction: double-stage 3K planetary mechanisms with cylindrical gearwheels (gray lines); worm and spiroid planetary mechanisms according to the scheme in Fig. 1e (black solid line); three-stage spiroid mechanism with stationary axis (dashed line).

Библиографические ссылки

1. Плеханов Ф. И., Кузнецов И. В. Условия равнопрочности зубьев колес и механизма снятия движения с сателлитов планетарной передачи типа $k-h-v$ // Вестник ИжГТУ имени М. Т. Калашникова. 2015. № 1. С. 25–27.
2. Плеханов Ф. И., Блинов И. А., Сунцов А. С. Исследование деформативности узла сателлита планетарной передачи // Вестник ИжГТУ имени М. Т. Калашникова. 2017. Т. 20, № 3. С. 24–27.
3. Планетарные передачи : справочник / В. Н. Кудрявцев, Ю. Н. Кирдяшев [и др.] Л. : Машиностроение, 1977. С. 11–12.
4. Бостан И. А. Прецессионные передачи с многопарным зацеплением. Кишинев : Штиинца, 1991. 342 с.
5. Ас 1055929. Планетарная передача / В. И. Безруков, Ю. А. Гончаров, Р. И. Зайнетдинов (СССР). № 2841763/25–28; заявл. 22.11.79; опубли. 23.11.83, Бюл. № 43. 3 с.
6. Трубачев Е. С. Планетарный червячно-спироидный редуктор. Положительное решение о выдаче патента РФ, № 96113170/28. 1998.
7. Езерская С. В., Быстров М. М. Некоторые результаты исследования нагрузочной способности спироидных редукторов с двумя зонами зацепления // Механические передачи : сборник статей. Ижевск, 1976. С. 37–44.
8. Ништа А. П., Попова Е. И. Исследование причин ограничения нагрузочной способности зацепляющихся звеньев спироидных передач // Ин-

- теллектуальные системы в производстве. 2017. № 1. С. 17–19.
9. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя : в 3 т. 8-е изд., перераб. и доп. Т. 2. / под ред. И. Н. Жестковой. М. : Машиностроение, 2001. 912 с.
10. Езерская С. В., Георгиев А. К. Некоторые аспекты методики расчета действующих в зацеплении сил и КПД неортогональных спироидных передач вида SKA - K // Совершенствование методов расчета конструирования и технологии производства спироидных, гипоидных и червячных передач и редукторов : Тезисы докладов республиканской научно-технической конференции. Ижевск, 1986. С. 29–30.
11. Трубачев Е. С. Определение предельного осевого угла профиля червяка спироидной передачи // Теория и практика зубчатых передач : труды международной конференции. Ижевск, 1996. С. 375–379.
12. Ништа А. П., Попова Е. И. Исследование причин ограничения нагрузочной способности зацепляющихся звеньев спироидных передач // Интеллектуальные системы в производстве. , 2017. № 1. С. 17–19.
13. Планетарные передачи : справочник / В. Н. Кудрявцев, Ю. Н. Кирдяшев [и др.] Л. : Машиностроение, 1977. С. 11–12.

References

1. Plekhanov F.I., Kuznetsov I.V. [Conditions of equal strength of gearwheel teeth and mechanism of motion transfer from satellites of $k-h-v$ planetary gear].

Vestnik IzhGTU imeni M. T. Kalashnikova, 2015, no. 1, pp. 25-27 (in Russ.).

2. Plekhanov F.I., Blinov I.A., Suntsov A.S. [Investigation of deformation character for satellite unit of planetary gear]. *Vestnik IzhGTU imeni M. T. Kalashnikova*, 2017, no. 3, pp. 24-27 (in Russ.).

3. Kudryavtsev V.N., Kirdyashev Yu.N. *Planetarnye peredachi* [Planetary gears]. Leningrad, Mashinostroyeniye Publ., 1977, pp. 11-12 (in Russ.).

4. Bostan I. *Precessionnye peredachi s mnogoparnym zacepleniem* [Precession gears with multi-pair meshing], Kishinev, Shtiintsa Publ., 1991, 342 p. (in Russ.).

5. Bezrukov V.I., Goncharov Yu.A., Zainetdinov R.I. *Planetarnaya peredacha* [Planetary gear]. Invention certificate 1055929 USSR no. 2841763/25-28 (in Russ.).

6. Trubachev E.S. *Planetarnyj chervyachno-spiroidnyj reduktor* [Planetary worm and spiroid gearbox]. Positive decision on RF patent no. 96113170/28, 1998 (in Russ.).

7. Ezerskaya S.V., Bystrov M.M. *Nekotorye rezul'taty issledovaniya nagruzochnoj sposobnosti spiroidnyh reduktorov s dvumya zonami zacepleniya* [Some results of investigating the load carrying capacity of spiroid gearboxes with two zones of meshing]. *Sbornik statej "Mehhanicheskie peredachi"* [Proc. "Mechanical gears"]. Izhevsk, 1976, pp. 37-44 (in Russ.).

8. Nishta A.P., Popova E.I. [Investigation of the reasons for limiting the load capacity of engaging elements of spiroid gears]. *Intellektual'nyye sistemy v proizvodstve*, 2017, № 1, pp. 17-19 (in Russ.).

9. Anuryev V.I. *Spravochnik konstruktora-mashinostroyatelya* [Reference book of the designing mechanical engineer], vol. 2. Moscow, Mechanical engineering Publ., 2001, 912 p. (in Russ.).

10. Ezerskaya S.V., Georgiev A.K. *Nekotorye aspekty metodiki rascheta dejstvuyushchih v zaceplenii sil i KPD neortogonal'nyh spiroidnyh peredach vida SKA - K* [Some aspects of the calculating the forces operating in gearing and the efficiency of SKA - K non-orthogonal spiroid gears]. *Materialy respublikanskoj nauchno-tehnicheskoy konferencii "Sovershenstvovanie metodov rascheta konstruirovaniya i tehnologii proiz-vodstva spiroidnyh, gipoidnyh i chervyachnyh peredach i reduktorov"* [Proc. Republican Scientific and Technical Conference "Improving the methods of calculating the design and technology of production of spiroid, hypoid and worm gears and gearboxes"]. Izhevsk, 1986, pp. 29-30 (in Russ.).

11. Trubachev E.S. *Opredelenie predel'nogo ose-vogo ugla profilya chervyaka spiroidnoj peredachi* [Definition of limiting axial angle of spiroid gear worm profile]. *Trudy mezhdunarodnoj konferencii "Teorija i praktika zubchatyh peredach"* [Proc. International Conference "Theory and practice of tooth gearings"]. Izhevsk, 1996, pp. 375-379 (in Russ.).

12. Nishta A.P., Popova E.I. [Investigation of the reasons for limiting the load capacity of engaging elements of spiroid gears]. *Intellektual'nyye sistemy v proizvodstve*, 2017, № 1, pp. 17-19 (in Russ.).

13. Kudryavtsev V.N., Kirdyashev Yu.N. *Planetarnye peredachi* [Planetary gears]. Leningrad, Mashinostroyeniye Publ., 1977, pp. 11-12 (in Russ.).

New Type of Planetary Gearbox with High Gear Ratio

E.S. Trubachev, DSc in Engineering, Professor, Kalashnikov ISTU; Institute of Mechanics, Kalashnikov ISTU, Izhevsk, Russia

A.V. Mogilnikov, Kalashnikov ISTU; Institute of Mechanics, Kalashnikov ISTU, Izhevsk, Russia

In order to achieve extremely slow motion (for instance, in steer mechanisms, strength testing machines), gearboxes with high gear ratio (thousands, dozens and hundreds of thousands) are used. Common solutions imply here the multi-stage reduction based on planetary or worm gears. The paper considers two new planetary mechanisms based on worm and spiroid gears. The mechanisms provide an extremely high reduction (from dozens of thousands up to hundreds of thousands and more in one stage), coaxial arrangement of the input and output shafts, multi-flow power transfer, smoothness of operation, possibility to adjust or eliminate the backlash due to combining many advantages of common multi-stage planetary gears and multi-stage usual (non-planetary single-row) worm and spiroid gears. One of the mechanisms implies simultaneous meshing of the spiroid satellite worm with two sun gearwheels (movable and fixed). As for the second mechanism, each of two spiroid satellite worms (in general, different from each other) is meshing with the sun gearwheels: one spiroid worm with the movable gearwheel (related to the output shaft) and the other spiroid worm with the fixed one. In the second mechanism the drawbacks of the first one are eliminated, namely, the presence of the auxiliary relative arrangement of the spiroid worm and gearwheel (and the consequent reduction of the efficiency and load-carrying capacity), higher thermal loading of the worm, and limitations of varying the gear parameters. Formulas are derived for calculating the gear ratio with its large value provided by small difference in gear ratios for meshing of the spiroid satellite worm (or two spiroid satellite worms) with sun gears. The method of analyzing the forces acting in the worm and spiroid gearing and the efficiency of the mechanism is described. The method is based on equilibrium condition for torques of the pointed forces relatively to axes of the carrier and satellite; and it is implemented in the software that allowed for performing the numerical investigation of the influence of parameters of the mechanism on its gear ratio. In particular, investigation showed that one should aim at greater reduction at the worm stage of the mechanism, at interaxial angles close to 90°, and at low ratios of the gearwheel diameter and the interaxial distance. The proposed mechanisms are comparable with simple stationary-axes multi-stage worm-type mechanisms by the efficiency; and they provide smaller sizes and coaxial alignment of the input and output shafts.

Keywords: gear (planetary, worm, spiroid), high gear ratio, efficiency.

Получено 20.12.2018

Образец цитирования

Трубачев Е. С., Могильников А. В. Планетарный редуктор нового типа с большим передаточным отношением // Вестник ИжГТУ имени М. Т. Калашникова. 2019. Т. 22, № 1. С. 10–19. DOI 10.22213/2413-1172-2019-1-10-19.

For Citation

Trubachev E.S., Mogilnikov A.V. [New type of planetary gearbox with high gear ratio]. *Vestnik IzhGTU imeni M. T. Kalashnikova*, 2019, vol. 22, no. 1, pp. 10-19 (in Russ.). DOI 10.22213/2413-1172-2019-1-10-19.