
УДК 621.83.06

Е. С. Фитцова

РЕДУКТОРНЫЙ МЕХАНИЗМ НА ОСНОВЕ СФЕРИЧЕСКОЙ РОЛИКОВОЙ ПЕРЕДАЧИ

UDC 621.83.06

E. S. Fittsova

REDUCTION MECHANISM ON THE BASIS OF SPHERICAL ROLLER TRANSMISSION

Аннотация

Разработана конструкция механизма, обеспечивающего снижение скорости вращения и увеличение крутящего момента с передаточным отношением от 2 до 10 при передаче вращения под углом. Преимуществами механизма являются низкая материалоемкость и возможность изменять углы наклона валов. Результатами компьютерного моделирования подтверждена работоспособность механизма. Получена зависимость передаточного отношения от геометрических параметров. Определен КПД механизма.

Ключевые слова:

механическая передача, редуктор, сферический механизм, промежуточные тела качения, карданный шарнир.

Abstract

The design of the mechanism has been developed, which reduces the speed of rotation and increases the torque, with a 2 to 10 gear ratio in the transfer of angular rotation. The advantages of the mechanism are its low materials consumption and the opportunity to change inclination angles of shafts. The results of computer simulation have confirmed the efficiency of the mechanism. The dependency of the gear ratio on the geometric parameters has been obtained. The mechanism efficiency has been determined.

Key words:

mechanical transmission, reducer, spherical mechanism, intermediate rolling bodies, cardan joint.

Введение

Для передачи вращения под углом при пересекающихся осях входного и выходного валов с одновременным снижением угловой скорости и увеличением вращающего момента наиболее часто применяются конические зубчатые передачи. Объем их производства по разным оценкам составляет 30...35 % от цилиндрических зубчатых передач. Альтернативы им практически не существует, хотя эти передачи имеют такие недостатки, как пониженная нагрузочная способность из-за консольного расположения как минимум одного

из колес и необходимость проектирования специальных устройств для точной регулировки. В инженерной практике, тем не менее, встречаются случаи, когда нужно не только передать вращение под углом, но и иметь возможность изменять данный угол в процессе работы. Для этих целей применяют карданные шарниры [1], однако они не обеспечивают редукции скорости с передаточным отношением более двух и его постоянства. Сдвоенные карданные шарниры передают вращение валов с равными угловыми скоростями при определенной зависимости углов наклона.

В задачи исследования входила разработка конструкции механизма, который обеспечивал бы редукцию скорости и пропорциональное увеличение момента, возможность изменения углов наклона ведущего и ведомого валов.

Конструкция и принцип работы механизма

Разработаны принципиальная схема, конструкция и компьютерная твердотельная модель механизма, представляющего собой сочетание понижающей механической передачи и сдвоенного карданного шарнира. Параметрическая модель механизма создана в системе Siemens NX и показана на рис. 1. В конструкции применен

один из видов передач с промежуточными телами качения [2].

Ведущий и ведомые валы, спроектированные с фланцевыми полумуфтами, имеют возможность наклона с помощью карданных шарниров, которые закрываются в корпусе редуктора резиновыми или гофрированными рукавами, предотвращающими вытекание смазки и попадание в редуктор пыли и грязи. Механизм поворота редуктора с фиксацией его положения относительно лап может обеспечивать равенство значений углов наклона осей ведущего и ведомого валов β_1 и β_2 в одной плоскости (для повышения стабильности передаточного отношения) при фиксированном положении отверстий под лапы редуктора на раме.

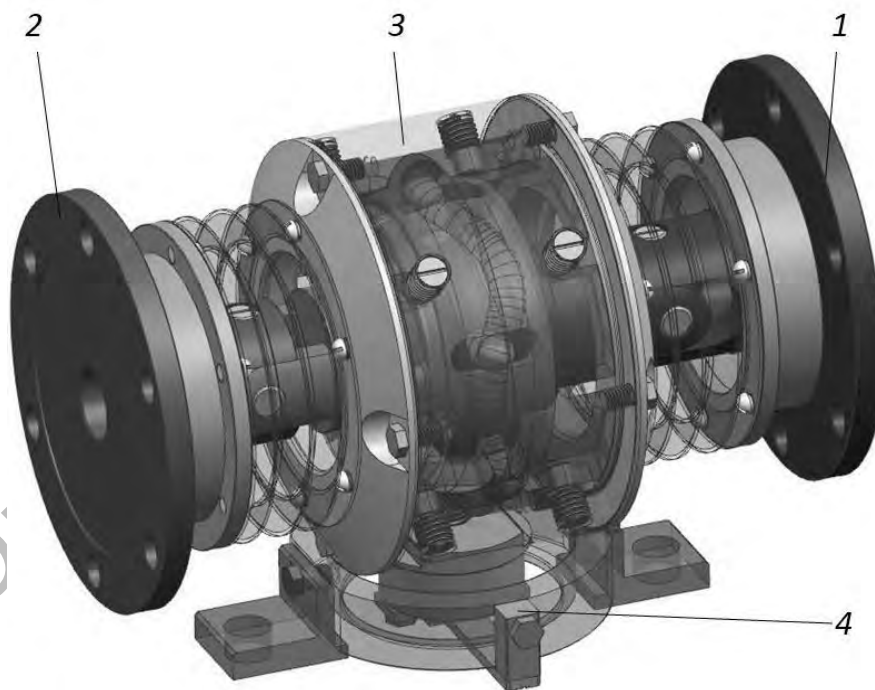


Рис. 1. Редукторный механизм: 1 – ведущий вал; 2 – ведомый вал; 3 – редукторный узел; 4 – механизм поворота

В качестве редуктора использован сферический редуцирующий механизм с составными промежуточными элементами – роликами [3, 4]. Теоретически применять можно любую соосную механическую передачу, например, планетарную зубчатую передачу, скон-

струированную по схеме 2К–Н. Однако она имеет увеличенные радиальные размеры и, соответственно, материалоемкость.

В рассматриваемом механизме (рис. 2) одна из вилок ведущего карданного шарнира 7 соединена с ведущим

валом 5, а другая – с внутренним кулачком 1 (ведущим элементом сферической роликовой передачи).

Внутренний кулачок 1 представляет собой деталь с кольцевой канавкой, плоскость расположения которой наклонена к оси вращения под определенным углом. Поверхность канавки взаимодействует с размещенными в ней телами качения 4. Тела качения – составные ролики – перемещаются по данной кольцевой канавке при ее вращении,

контактируя при этом с неподвижной периодической беговой дорожкой, образованной двумя сферическими торцовыми кулачками 3' и 3". Тела качения в процессе работы передачи также взаимодействуют с осевыми пазами сепаратора 2, который является ведомым элементом редуктора. Сепаратор имеет соединение с одной из вилок выходного карданного шарнира 8, а другая вилка этого шарнира – с ведомым валом 6 механизма.

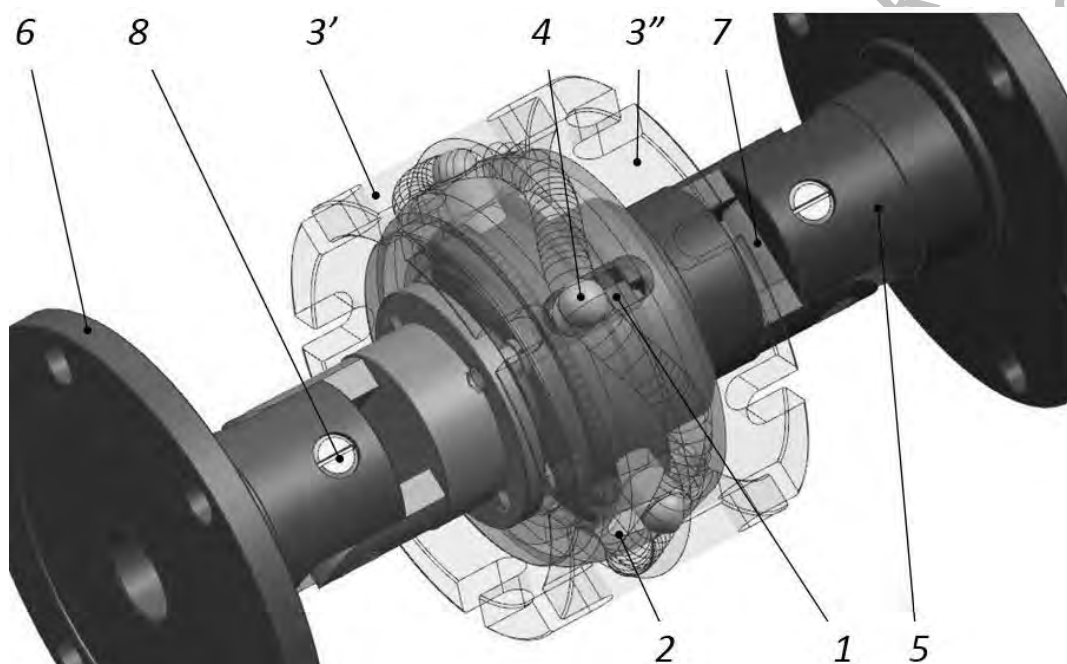


Рис. 2. Редукторный узел: 1 – внутренний кулачок с кольцевой беговой дорожкой; 2 – сепаратор; 3', 3'' – наружные корпусные кулачки, образующие неподвижную периодическую беговую дорожку; 4 – составные промежуточные тела с элементами качения; 5 – ведущий вал; 6 – ведомый вал; 7, 8 – ведущий и ведомый карданные шарниры

Ведущий элемент сферической передачи – внутренний кулачок 2 (рис. 3, а) – самоустанавливается относительно центра сферических поверхностей с помощью двух секторов 3, закрепленных на вилке 1 входного карданного шарнира.

Ролики спроектированы составными. Каждый ролик включает три элемента. Один из элементов контактирует с пазом внутреннего кулачка, другой – с поверхностями пазов сепаратора, а третий – с беговой дорожкой, обра-

зованной наружными кулачками. При этом каждый из элементов ролика имеет возможность осуществлять чистое качение (без проскальзывания), что повышает КПД механизма [5].

Наиболее рациональной формой наружной поверхности для промежуточного элемента является цилиндрическая с диаметром образующей окружности d_s . Однако поверхность элемента ролика, контактирующая с поверхностями сферических наружных кулачков, выполнена полусферической (рис. 3, б)

с радиусом r_s . Это связано со сложностью изготовления кулачковых профилей, контактирующих с цилиндрическими элементами, центры масс которых перемещаются по траекториям, расположенным на сфере. Задача трудно осуществима на современных обра-

батывающих центрах с возможностью 4-координатной обработки. В рассматриваемом случае изготовление рабочих поверхностей наружных кулачков производится с помощью сферической фрезы. Диаметр стержня d_s определяется из условий прочности на смятие и срез.

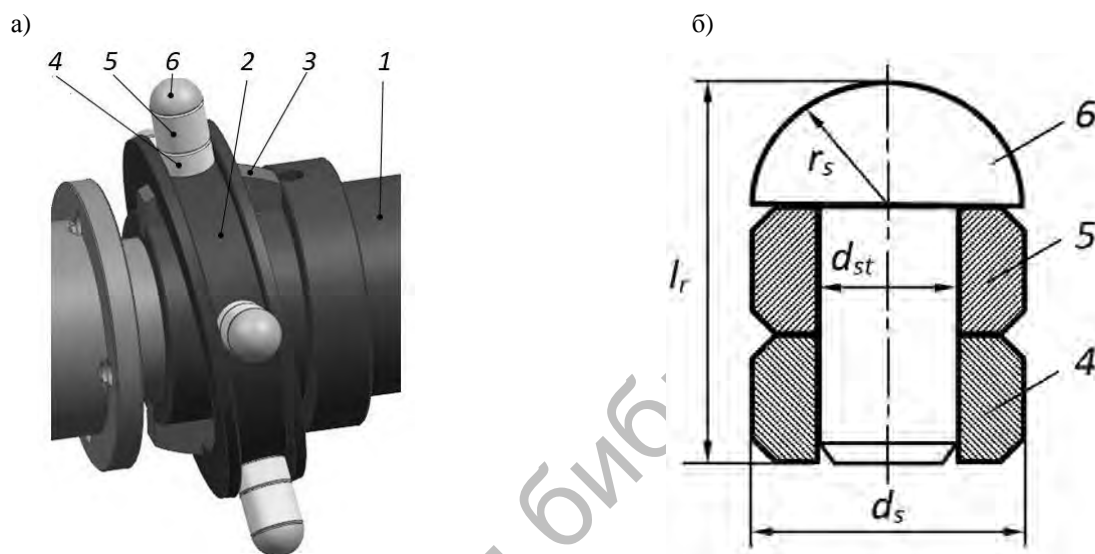


Рис. 3. Ведущий и промежуточный элемент сферической передачи: а – общий вид ведущего элемента редуктора; б – схема составного промежуточного элемента; 1 – ведущий вал; 2 – внутренний кулачок; 3 – сектор; 4, 5, 6 – элементы составного ролика

Кинематический анализ механизма

В конструкции исследуемого механизма редуктор объединен со сдвоенным карданным шарниром. Кинематическая схема механизма показана на

рис. 4. Условно можно рассматривать механизм сдвоенного карданного шарнира (с шарнирами А и В) и с карданным валом АВ.

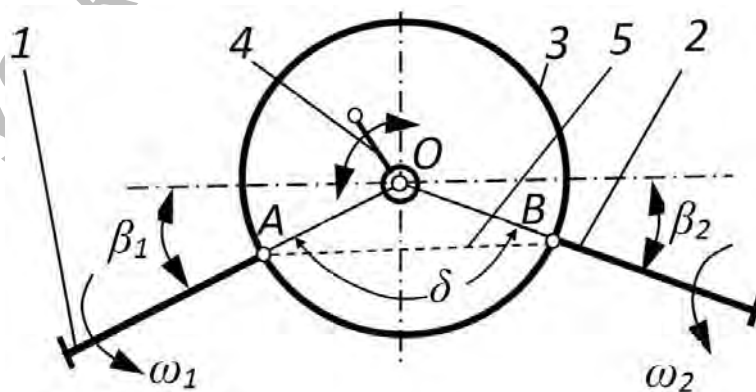


Рис. 4. Кинематическая схема механизма: 1 – ведущий вал; 2 – ведомый вал; 3 – reduцирующий механизм; 4 – механизм поворота и фиксации корпуса редуктора относительно лап; 5 – условный карданный вал

Снизить неравномерность угловой скорости ведомого вала сдвоенного карданного шарнира при постоянной скорости вращения ведущего вала можно, выполнив несколько условий:

1) углы между валами 1 и 2 и валами 2 и 3 равны между собой по абсолютной величине ($\beta_1 = \beta_2$);

2) оси валов механизма лежат в одной плоскости.

Первое условие справедливо для сдвоенного карданного шарнира без редукции скорости. Определим, относится ли оно к исследуемому механизму.

Из теории сложения вращений вокруг пересекающихся осей известна зависимость угловой скорости $\omega_{\text{вн.кул}}$ ведущего вала сферического редуктора (внутреннего кулачка) [6]

$$\omega_{\text{вн.кул}} = \omega_1 \cdot \frac{\cos(\beta_1)}{1 - \cos^2(\varphi_1) \cdot \sin^2(\beta_1)}, \quad (1)$$

где φ_1 – угол поворота ведущего вала 1 механизма.

Формула (1) определяет кинематические зависимости при передаче вращения от вала 1 к условному валу 5 с помощью карданного шарнира А.

Тогда угловая скорость выходного

$$\omega_2 = \frac{\omega_1 \cdot \cos(\beta_1) \cdot \cos(\beta_2)}{i_n \cdot (1 - \cos^2(\varphi_1) \cdot \sin^2(\beta_1)) \cdot \left(1 - \cos^2\left(\frac{\arctg(\text{tg}(\varphi_1) / \cos(\beta_1))}{i_n}\right) \cdot \sin^2(\beta_2) \right)}. \quad (4)$$

Мгновенное передаточное отношение всего механизма

$$i = \frac{i_n \cdot (1 - \cos^2(\varphi_1) \cdot \sin^2(\beta_1)) \cdot \left(1 - \cos^2\left(\frac{\arctg(\text{tg}(\varphi_1) / \cos(\beta_1))}{i_n}\right) \cdot \sin^2(\beta_2) \right)}{\cos(\beta_1) \cdot \cos(\beta_2)}. \quad (5)$$

Численный анализ зависимости (5) показывает, что передаточное отношение механизма нестабильно, как и у сдвоенного карданного шарнира без встроенного редукторного узла [7, 8]. При заданном угле между осями валов δ

вала механизма 2, с учетом выражения (1),

$$\omega_2 = \omega_{\text{сеп}} \cdot \frac{\cos(\beta_2)}{1 - \cos^2(\varphi_{\text{сеп}}) \cdot \sin^2(\beta_2)}, \quad (2)$$

где $\omega_{\text{сеп}}$ – угол поворота ведомого вала редуктора (сепаратора), который является входным звеном для карданного шарнира В при передаче вращения от условного вала 5 к выходному валу 2 механизма; $\varphi_{\text{сеп}}$ – угол поворота ведомого вала редуктора (сепаратора).

Используя известную зависимость $\text{tg}(\varphi_1) = \text{tg}(\varphi_{\text{вн.кул}}) \cdot \cos(\beta_1)$, получим

$$\varphi_{\text{сеп}} = \frac{\varphi_{\text{вн.кул}}}{i_n} = \frac{\arctg(\text{tg}(\varphi_1) / \cos(\beta_1))}{i_n}, \quad (3)$$

где i_n – передаточное отношение сферической передачи, зависящее от соотношения числа периодов беговых дорожек внутреннего и наружного кулачков.

Угловая скорость сепаратора сферической передачи также подчиняется зависимости $\omega_{\text{сеп}} = \omega_{\text{вн.кул}} / i_n$.

В этом случае, с учетом формул (1)...(3), угловая скорость ведомого вала 2 механизма как функция, зависящая от кинематических параметров ведущего вала 1 механизма, будет равна:

равенство β_1 и β_2 обеспечивается самонастройкой корпуса редуктора относительно оси Oz (в плоскости xOy). Данная установка производится с помощью опоры с вертикальным расположением оси подшипника (упорного или упорно-

радиального), положение корпуса может быть зафиксировано посредством стопорных винтов.

Определение КПД сферической передачи

КПД исследуемых передач зависит от коэффициента трения f в контакте поверхностей деталей и углов подъема центровых кривых α_1 и α_3 . Рассмотрим алгоритм для расчета углов подъема синусоидальных центровых кривых для сферических ППТК. Дуговая координата s изменяется вдоль средней линии в плоскости xOy в диапазоне $0 \dots 2\pi R$. Для упрощения вычислений рассматриваем модель, в которой составные тела качения заменены материальными точками, совпадающими с их центрами масс.

Уравнения координат точек неподвижной центровой кривой как функций дуговой координаты s

$$x_3(s) = R \cdot \cos\left(\frac{s - \frac{2\pi \cdot i}{n}}{R}\right) \times \cos\left(\frac{A}{R} \cdot \sin\left(Z_3 \cdot \frac{s - \frac{2\pi \cdot i}{n}}{R}\right)\right); \quad (6)$$

$$y_3(s) = R \cdot \sin\left(\frac{s - \frac{2\pi \cdot i}{n}}{R}\right) \times \cos\left(\frac{A}{R} \cdot \sin\left(Z_3 \cdot \frac{s - \frac{2\pi \cdot i}{n}}{R}\right)\right); \quad (7)$$

$$z_3(s) = R \cdot \sin\left(\frac{A}{R} \cdot \sin\left(Z_3 \cdot \frac{s - \frac{2\pi \cdot i}{n}}{R}\right)\right); \quad (8)$$

где R – радиус средней (экваториальной) окружности; n – число тел качения; i – номер тела качения, $i = 0 \dots n - 1$; A – амплитуда центровых кривых; Z_1, Z_3 – число периодов синусоидальных центровых кривых наружного и внутреннего кулачков соответственно.

Радиус окружности (несущей), образуемой сечением сферы плоскостью, перпендикулярной оси Oz , параллельной экваториальной окружности и проходящей через рассматриваемую точку пересечения центровых кривых (центр тела качения):

$$R_0(s) = \sqrt{x_3(s)^2 + y_3(s)^2}; \quad (9)$$

Уравнения координат точек окружности (по параллелям)

$$x_0(s) = R_0(s) \cdot \cos\left(\frac{s - \frac{2\pi \cdot i}{n}}{R_0(s)}\right); \quad (10)$$

$$y_0(s) = R_0(s) \cdot \sin\left(\frac{s - \frac{2\pi \cdot i}{n}}{R_0(s)}\right); \quad (11)$$

$$z_0(s) = 0. \quad (12)$$

Далее определяем вектор касательной к центровой кривой и вектор касательной к несущей окружности соответственно:

$$a_\tau(s) = \begin{pmatrix} \frac{d}{ds} x_3(s) \\ \frac{d}{ds} y_3(s) \\ \frac{d}{ds} z_3(s) \end{pmatrix};$$

$$\tau(s) = \begin{pmatrix} \frac{d}{ds} x_0(s) \\ \frac{d}{ds} y_0(s) \\ \frac{d}{ds} z_0(s) \end{pmatrix}. \quad (13)$$

Угол подъема центральной кривой наружного (остановленного) кулачка находим по формуле

$$\alpha_3(s) = \arccos\left(\frac{a_\tau(s) \cdot \tau(s)}{|a_\tau(s)| \cdot |\tau(s)|}\right). \quad (14)$$

По результатам расчета в системе Mathcad была получена графическая зависимость угла подъема от дуговой координаты (рис. 5). Она полностью сов-

пала (с учетом знаков) с зависимостью угла подъема для синусоиды, расположенной на цилиндрической поверхности [9]. Аналогичное соответствие наблюдается и для однопериодной кривой ведущего кулачка. На основании этого делаем вывод, что для определения углов подъема сферических кривых можно использовать зависимости, полученные для цилиндрических кривых.

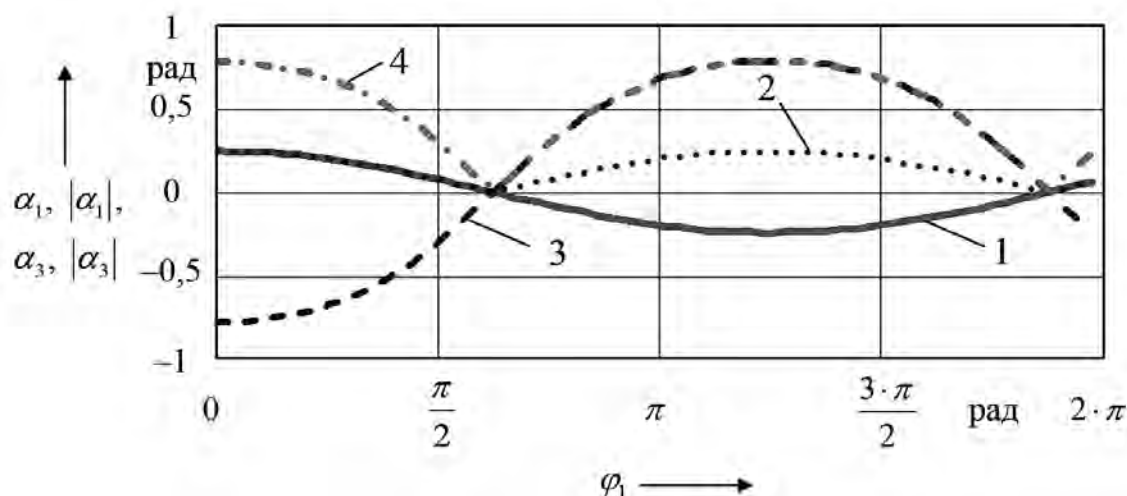


Рис. 5. График зависимости угла подъема сферической центральной кривой (синусоиды) от дуговой координаты: 1 – абсолютное значение α_1 ; 2 – модуль значения угла α_1 ; 3 – абсолютное значение α_3 ; 4 – модуль значения угла α_3

КПД исследуемого механизма определяем по формуле

$$\eta = \eta_{ш1} \cdot \eta_n \cdot \eta_{ш2}, \quad (15)$$

где $\eta_{ш1}$ и $\eta_{ш2}$ – КПД выходного и входного шарниров соответственно; η_n – КПД сферической ППТК.

КПД шарниров $\eta_{ш1}$ и $\eta_{ш2}$ зависят от углов β_1 и β_2 соответственно и составляют 0,96...0,99.

КПД передачи

$$\eta_n = \frac{M_2}{M_1 \cdot i_n}. \quad (16)$$

Вращающий момент на ведущем валу

$$M_1 = \frac{M_2}{u \cdot \cos(\phi)} \times \left(\sum_{k=0}^{n-1} \frac{\sin(\alpha_1 + \phi) \cdot \cos(\alpha_3 - 2\phi)}{\sin(\alpha_1 + \alpha_3)} \right), \quad (17)$$

где ϕ – угол трения, $\phi = \arctg(f)$.

На рис. 6 показаны результаты расчета моментов и КПД за один оборот ведущего вала для передачи со следующими параметрами: $A = 10$ мм, $R = 40$ мм, $Z_1 = 1$, $Z_3 = 4$, $i_n = 5$, $M_2 = 200$ Н·м.

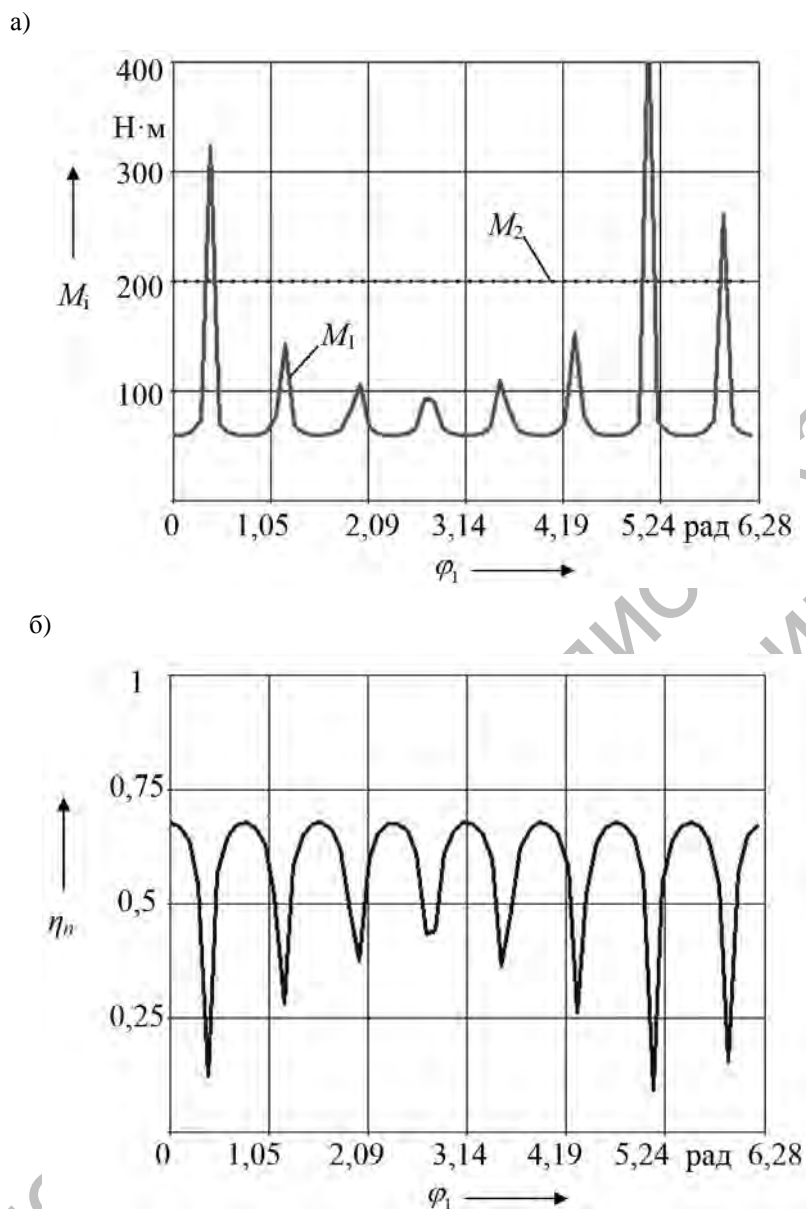


Рис. 6. Зависимость вращающих моментов (а) и КПД передачи (б) от угла поворота ведущего вала

С учетом формулы (1) можно определить, что КПД исследуемого механизма будет равен $0,7...0,75$ в зависимости от углов наклона осей валов β_1 и β_2 и приведенного коэффициента трения f , который принимался равным $0,05$.

Выводы

Разработан механизм, обладающий большей нагрузочной способностью по сравнению с конической передачей при аналогичных габаритных

размерах, т. к. мощность передается одновременно по нескольким параллельным потокам (телам качения). Например, при передаточном отношении $i_n = 5$ число таких потоков также равно пяти.

Установлено, что КПД сферических передач равен КПД цилиндрических ППТК, т. к. углы подъема центровых кривых этих передач изменяются одинаково. КПД механизма примерно соответствует КПД червячной передачи с однозаходным червяком.

Помимо редукторных узлов, на базе данного механизма возможно создание коробок скоростей при придании до-

полнительной степени свободы корпусу и поочередному торможению одного из звеньев.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Малаховский, Я. Э. Карданные передачи / Я. Э. Малаховский, А. А. Лапин, Н. К. Веденеев. – М. : Машгиз, 1962. – 153 с.
2. Лустенков, М. Е. Передачи с промежуточными телами качения: определение и минимизация потерь мощности: монография / М. Е. Лустенков. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2010. – 274 с.
3. Лустенков, М. Е. Планетарные шариковые передачи: особенности прочностных расчетов / М. Е. Лустенков // Вестн. машиностроения. – 2010. – № 9. – С. 13–17.
4. Лустенков, М. Е. Шариковые планетарные передачи для средств малой механизации / М. Е. Лустенков // Вестн. машиностроения. – 2004. – № 6. – С. 15–17.
5. Лустенков, М. Е. Определение КПД передач с составными промежуточными телами качения / М. Е. Лустенков // Изв. высш. учеб. заведений. Машиностроение. – 2014. – № 6. – С. 13–19.
6. Лойцянский, Л. Г. Курс теоретической механики : в 2 т. / Л. Г. Лойцянский, А. И. Лурье. – М. : Наука, 1982. – Т. 1. – 352 с.
7. Исследование кинематики двухшарнирной карданной передачи с помощью корреляционно-регрессионного анализа / Ю. А. Гурвич, А. А. Вареник, А. Г. Августиневич, О. Л. Старовойтова // Теоретическая и прикладная механика. – 2011. – Вып. 26. – С. 278–285.
8. Лустенков, М. Е. Механизм с изменяющимся углом между осями валов / М. Е. Лустенков, Е. С. Фитцова // Вестн. Брян. гос. техн. ун-та. – 2014. – № 1. – С. 46–50.
9. Фитцова, Е. С. Силовой анализ сферических передач с промежуточными телами качения / Е. С. Фитцова // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2014. – № 4. – С. 92–99.

Статья сдана в редакцию 8 сентября 2015 года

Екатерина Сергеевна Фитцова, аспирант, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-222-25-10-91.

Ekaterina Sergeyevna Fittsova, PhD student, Belarusian-Russian University. Phone: +375-222-25-10-91.