

DOI:10.12737/article_5af5a7308bc176.84107667

Прудников А.П., канд. техн. наук, доц.,
Шостак С.Л., студент
Белорусско-Российский университет

ПЕРЕДАЧА С ПРОМЕЖУТОЧНЫМИ ТЕЛАМИ КАЧЕНИЯ С ВОЗМОЖНОСТЬЮ САМОУСТАНОВКИ ВЕДУЩЕГО ВАЛА

prudnikov_a@tut.by

В статье предложена конструкция передачи с промежуточными телами качения для создания мотор-редуктора, позволяющая компенсировать отклонения размеров взаимного расположения осей вращения электродвигателя и соосного редуктора путем изменения угла наклона ведущего вала редуктора в пределах 2° . К преимуществам передачи с промежуточными телами качения относятся малые габаритные размеры и высокая нагрузочная способность вследствие многопоточности при передаче нагрузки, соосность ведущего и ведомого валов. В предложенной конструкции передачи постоянство передаточного отношения при изменении угла наклона ведущего вала обеспечивается путем выполнения наружной поверхности втулки, установленной на ведущем звене с эксцентриситетом, сферической, а наружной поверхности ролика – торообразной. Однако, это в свою очередь приводит к точечному характеру контакта ведущего звена с роликами и возникновению силы трения скольжения торца ролика о беговую дорожку, возрастающей с ростом угла наклона ведущего вала. Проведенные силовой и кинематический анализы позволили установить, что для передач с передаточными отношениями до 7 включительно и радиальными габаритными размерами от 60 мм до 150 мм КПД при изменении угла наклона ведущего вала редуктора в пределах 2° будет уменьшаться до 1,5 %. Прочностной анализ показал, что точечный характер контакта ведущего звена с роликами не ограничивает нагрузочную способность передачи.

Ключевые слова: механическая передача, промежуточные тела качения, составной ролик, самоустановка, мотор-редуктор, коэффициент полезного действия.

Введение. С развитием промышленности и механизацией ручного труда возникает необходимость в компактных механизмах, позволяющих передавать равномерное вращательное движение с изменением частоты вращения и передаваемого момента. Для решения указанной задачи получили распространение мотор-редукторы. Это устройства, в которых конструктивно в одном блоке совмещены редуктор и электродвигатель. Их преимуществами являются компактность и малый вес, высокий КПД, простота в обслуживании и монтаже. Однако, при увеличении передаваемой мощности возрастает трудоемкость изготовления корпуса, в котором базируются редуктор и электродвигатель, а соответственно возрастает себестоимость мотор-редуктора. Кроме этого электродвигатель располагается консольно, что ухудшает динамические характеристики привода.

Способом устранения указанных недостатков является размещение редуктора и электродвигателя в разных корпусах, но для сохранения преимуществ мотор-редуктора ведущее звено редуктора должно устанавливаться на валу электродвигателя. В этом случае возникает проблема компенсации несоосности вала электродвигателя и ведомого вала редуктора.

Для компенсации отклонений размеров взаимного расположения осей вращения электродвигателя и соосного редуктора (расстояние от центра вращения вала до поверхности базирования корпуса редуктора или электродвигателя до 250 мм) необходимо обеспечить возможность изменения угла наклона ведущего вала редуктора в пределах 2° [1, с. 302].

В качестве механической передачи в мотор-редукторе целесообразным является применение передачи с промежуточными телами качения. К ее преимуществам относятся малые габаритные размеры и высокая нагрузочная способность вследствие многопоточности при передаче нагрузки, соосность ведущего и ведомого валов.

Различают два вида конструктивного исполнения передач с промежуточными телами качения: с цилиндрической компоновкой (тела качения перемещаются по цилиндрической поверхности) и радиальной компоновкой (тела качения перемещаются в плоскости перпендикулярной оси ведомого вала). С точки зрения простоты конструкции и технологичности изготовления деталей редуктора более целесообразным является использование передачи с радиальной компоновкой [2–5]. В качестве тел качения применяются составные ролики, что позволяет повысить КПД и снизить контактные напряжения, таким

образом повышая работоспособность и надежность создаваемых редукторов [6].

Основная часть. На рис. 1 представлена кинематическая схема передачи с промежуточными

телами качения с радиальной компоновкой, позволяющая компенсировать несоосность ведущего и ведомого валов путем самоустановки ведущего вала.

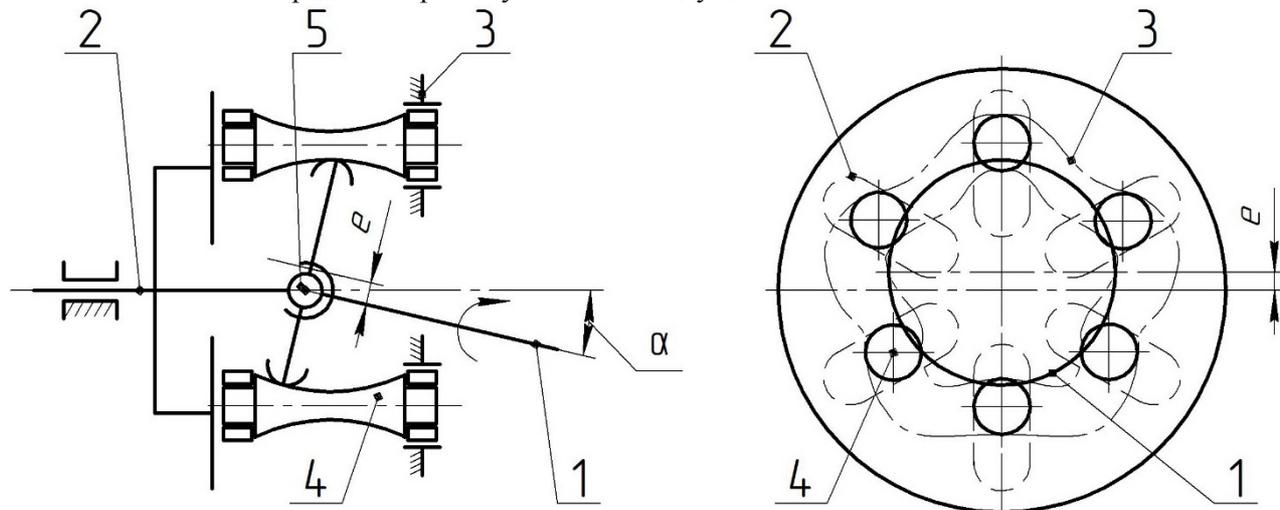


Рис. 1. Кинематическая схема передачи с возможностью самоустановки ведущего вала

У ведущего звена (кулачка) 1, представляющего собой втулку, установленную на ведущем валу с эксцентриситетом e , может изменяться угол α наклона оси ведущего звена 1 относительно оси ведомого звена 2. Центром поворота оси ведущего звена 1 относительно ведомого звена 2 является сферический элемент 5 (в качестве которого применяется самоустанавливающийся сферический подшипник). Одновременно с этим сферический элемент 5 ограничивает перемещение ведущего звена 1 в осевом направлении.

Ведущее звено 1 при своем вращении воздействует на ролики 4, вынуждая их перемещаться вдоль радиальных пазов, выполненных на ведомом звене 2, и вдоль неподвижной многопериодной беговой дорожки 3, выполненной на звене, зафиксированном в корпусе передачи. Та-

кое согласованное движение роликов 4 вынуждает ведомое звено 2 вращаться с уменьшенной угловой скоростью.

Многопериодная беговая дорожка выполнена в виде синусоиды, задаваемой уравнениями:

$$\begin{cases} \rho = r_1 + e \cdot (1 + \sin(Z_3 \cdot \varphi)) \\ x = \rho \cdot \cos(\varphi) \\ y = \rho \cdot \sin(\varphi) \end{cases}, \quad (1)$$

где r_1 – радиус окружности, на которую деформируется ось плоской синусоиды, m ; Z_3 – число периодов синусоиды; φ – полярный угол, рад.

В передачах с промежуточными телами качения с радиальной компоновкой, предлагаемых ранее [7-11], при увеличении угла α наклона ведущего звена относительно оси ведомого амплитуда радиального перемещения составного ролика будет уменьшаться (см. рис. 2).

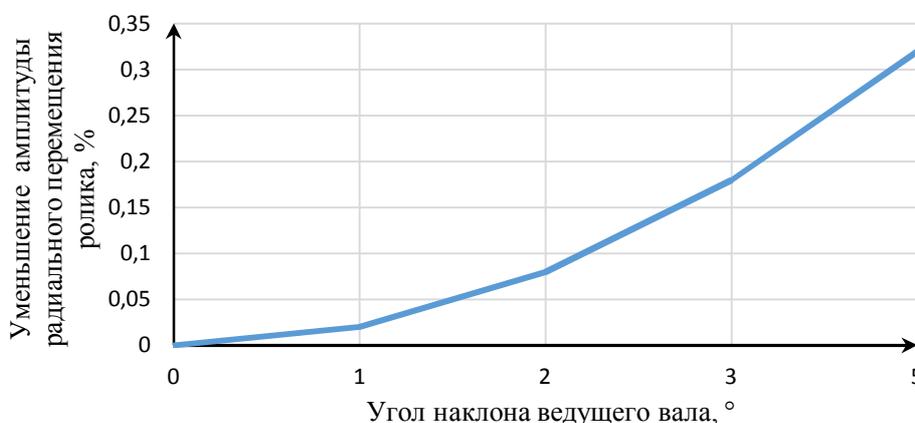


Рис. 2. График зависимости уменьшения амплитуды радиального перемещения ролика от изменения угла наклона ведущего вала

Из представленного графика можно установить, что уменьшение амплитуды радиального перемещения ролика при увеличении угла α : до 2° не превышает 0,08%; до 5° не превышает 0,33%. С учетом линейных размеров звеньев передачи даже такое незначительное относительное уменьшение амплитуды радиального перемещения ролика приводит к большим абсолютным величинам (до 0,5 мм при угле $\alpha = 2^\circ$ и наружном диаметре редуктора 150 мм). Таким образом, не обеспечивается постоянство передаточного отношения.

В предложенной конструкции передачи (см. рис. 1) постоянство передаточного отношения при изменении угла наклона ведущего вала α обеспечивается путем выполнения наружной поверхности втулки, установленной на ведущем звене с эксцентриситетом e , сферической, а наружной поверхности ролика – торообразной

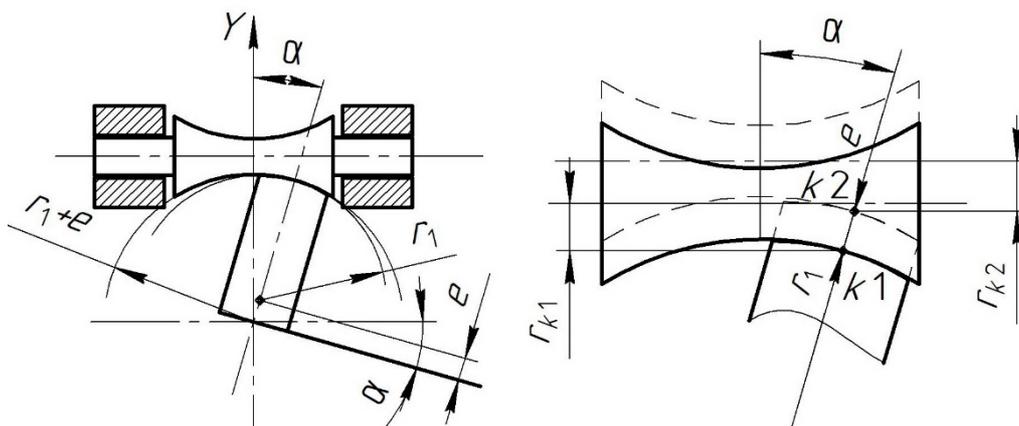


Рис. 3. Схема взаимодействия ведущего звена с составным роликом

Для того, чтобы исключить интерференцию ведущего звена и ролика при изменении угла наклона ведущего вала, сферическая поверхность втулки, установленной с эксцентриситетом на ведущем валу, выполняется радиусом r_1 . А торообразная поверхность ролика – радиусом $r_1 + e$. Это также обеспечивает неизменность радиального положения ролика при изменении угла наклона ведущего вала. Однако, приводит к точечному контакту ведущего звена и ролика.

Проведем силовой анализ передачи рассматривая схему взаимодействия ролика со звеньями передачи, представленную на рис. 4.

Особенностью данного расчета по сравнению с представленным в [13] является изменение угла наклона ведущего звена относительно оси ведомого вала. Соответственно сила N_1 , действующая со стороны ведущего звена на ролик, раскладывается на две составляющих: $N_1 \cdot \cos \alpha$, выполняющую полезную работу по перемещению

(см. рис. 3). Такое решение не усложняет конструкцию передачи в отличие от предложенного варианта в [12].

При изменении угла наклона ведущего звена уменьшение амплитуды радиального перемещения ролика составит величину Δ :

$$\Delta = (r_1 + e) \cdot (1 - \cos \alpha). \quad (2)$$

Уменьшение величины проекции расстояния $r_1 + e$ на ось Y вследствие наклона ведущего звена на угол α будет компенсироваться увеличением радиуса наружной торообразной поверхности ролика, изменяющимся вдоль оси вращения ролика (с r_{k1} до r_{k2} , где k_1, k_2 – точки контакта ведущего звена передачи и ролика).

$$r_{k2} - r_{k1} = r_1 \cdot \cos \alpha - r_1 \cdot \sin(\arccos(\frac{(r_1 + e) \cdot \sin \alpha}{r_1})). \quad (3)$$

Амплитуда радиального перемещения ролика при изменении угла наклона ведущего вала α будет постоянна, если выполняется условие:

$$\Delta = r_{k2} - r_{k1}. \quad (4)$$

ролика, и $N_1 \cdot \sin \alpha$, приводящую к возникновению силы трения скольжения торца ролика о беговую дорожку. С увеличением угла α будут соответственно изменяться и указанные силы, что и представлено на графике, приведенном на рис. 5.

Из представленного на рис. 5 графика очевидно, что при угле наклона ведущего звена до 5° составляющая силы N_1 , выполняющая полезную работу по перемещению ролика, изменяется незначительно (до 0,4%), а составляющая, приводящая к возникновению силы трения скольжения торца ролика о беговую дорожку, с ростом угла наклона ведущего вала резко возрастает (до 8%), что приводит к значительному снижению КПД передачи. Одновременно с этим при изменении угла наклона ведущего вала меняется сила инерции, возникающая из-за наличия дисбаланса ведущего кулачка (втулка установлена с эксцентриситетом). Она раскладывается на две составляющие: вертикальную и горизонтальную:

$$F^n = \omega_1^2 \cdot m_e \cdot (r_1 + e) \cdot \cos\alpha, \quad (5)$$

$$F^r = \omega_1^2 \cdot m_e \cdot (r_1 + e) \cdot \sin\alpha, \quad (6)$$

где ω_1 – угловая скорость ведущего вала, рад/с; m_e – масса дисбаланса, кг.

Спроецируем силы, действующие на ролик, на соответствующие оси, учтя при этом возникающие силы трения:

$$\begin{cases} N_1 \cdot (\cos\alpha \cdot \sin\beta_1 - \cos\alpha \cdot \cos\beta_1 \cdot f_k + \sin\alpha \cdot \cos\beta_3 \cdot f_c) + N_3 \cdot (\sin\beta_3 - \cos\beta_3 \cdot f_k) = N_2 \\ N_1 \cdot (\cos\alpha \cdot \cos\beta_1 + \cos\alpha \cdot \sin\beta_1 \cdot f_k + \sin\alpha \cdot \sin\beta_3 \cdot f_c) - N_3 \cdot \sin\beta_3 \cdot f_k = N_2 \cdot f_k - F^n, \\ N_1 \cdot \sin\alpha - Sz = -F^r \end{cases} \quad (7)$$

где β_1 – среднее значение угла подъема клиновидной поверхности, образованной наружной сферической поверхностью втулки, установленной на ведущем валу с эксцентриситетом e , рад; f_k – коэффициент трения качения, м; β_3 – среднее значение угла подъема синусоиды, являющейся образующей для многопериодной неподвижной беговой

дорожки, на рабочем участке кривой, рад; f_c – коэффициент трения скольжения; N_3 – реакция, возникающая при взаимодействии ролика с многопериодной неподвижной беговой дорожкой, Н; N_2 – реакция, возникающая при взаимодействии ролика с ведомым валом, Н; Sz – реакция сферической опоры передачи, фиксирующей ведущее звено в осевом направлении, Н.

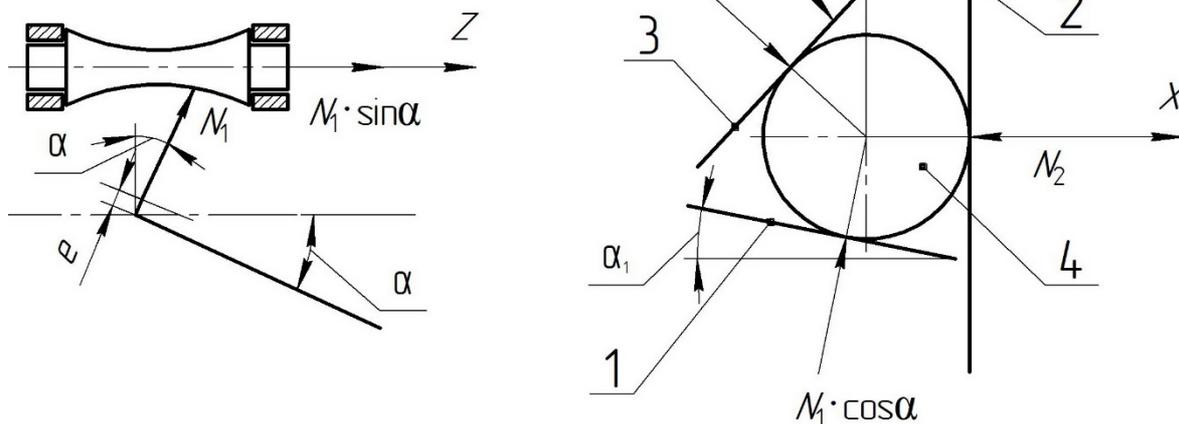


Рис. 4. Схема взаимодействия ролика со звеньями передачи

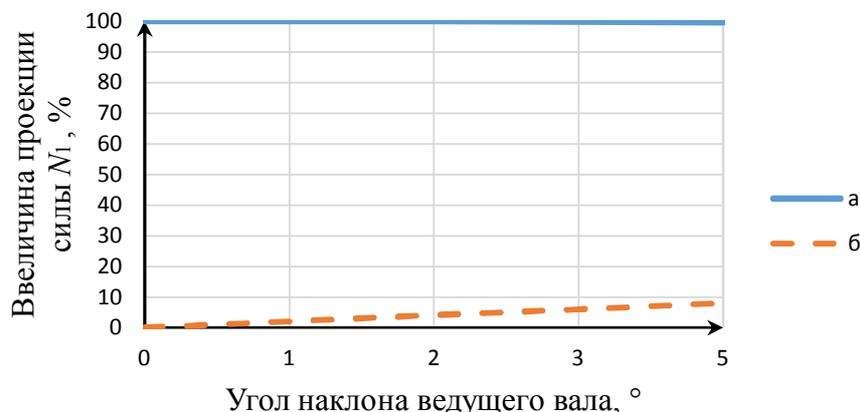


Рис. 5. График зависимости проекции силы N_1 на ось Y от величины угла наклона ведущего вала α :

$a - N_1 \cdot \cos\alpha$; $b - N_1 \cdot \sin\alpha$

На рис. 6 представлен график зависимости КПД передачи от угла наклона ведущего звена, которая рассчитана исходя из анализа системы уравнений (7). При расчете принята передача с

промежуточными телами качения со следующими параметрами: $r_1 = 40$ мм, передаточное отношение 7 ($Z_3 = 6$), момент на ведомом валу 100 Н·м.

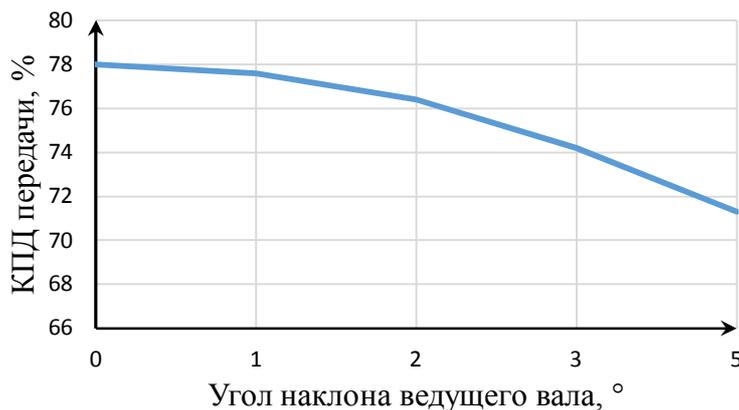


Рис. 6. График зависимости КПД передачи от угла наклона ведущего вала

Установлено, что для передачи с принятыми параметрами при увеличении угла наклона ведущего вала: до 1° КПД уменьшается на 0,05 %; до 2° – на 1,5 %; до 5° – на 7 %.

Из условия отсутствия проскальзывания в точке касания ведущего звена и ролика [14] определим среднюю угловую скорость элемента составного ролика, контактирующего с ведущим звеном.

$$\omega_{41} = \frac{\omega_1 \cdot r_1}{r_{ki}}, \tag{8}$$

где r_{ki} – радиус наружной торообразной поверхности ролика в точке его контакта с ведущим звеном, м.

Поскольку ведущее звено (кулачок), представляет собой втулку, установленную на ведущем валу с эксцентриситетом e , то расстояние от

центра вращения ведущего вала до точки контакта составного ролика с ведущим звеном будет изменяться в диапазоне от $r_1 - e$ до $r_1 + e$. Соответственно будет изменяться и линейная скорость в точке их контакта. В данном случае для упрощения расчетов примем усредненное значение радиуса кулачка r_1 .

На рис. 7 указаны направления угловых скоростей вращения элементов составного ролика (при вращении ведущего вала как показано на рис. 1), которые позволяют проанализировать влияние потерь на трение в передаче (т. е. на ее КПД) в зависимости от угла наклона ведущего звена.

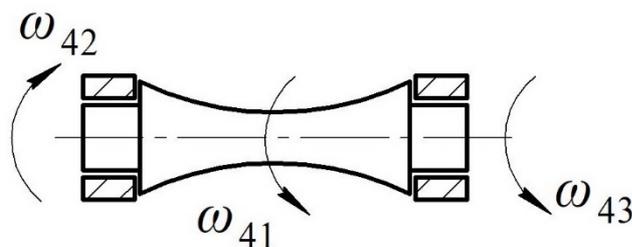


Рис. 7. Кинематическая схема взаимодействия элементов составного ролика

Анализируя формулу (8) и рис. 7 можно установить, что чем больше угол наклона ведущего вала α , тем меньше величина средней угловой скорости элемента составного ролика, контактирующего с ведущим звеном. В зоне контакта элементов составного ролика друг с другом возникает скольжение. Величины возникающих скоростей скольжения зависят от соотношения угловых скоростей элементов составного ролика. В зоне контакта элементов составного ролика, взаимодействующих с ведущим звеном и неподвижной многопериодной беговой дорожкой,

скорость скольжения пропорциональна алгебраической сумме угловых скоростей $\omega_{43} - \omega_{41}$, т. е. с увеличением угла наклона α скорость скольжения будет возрастать. В зоне контакта элементов составного ролика, взаимодействующих с ведущим и ведомым звеньями, скорость скольжения пропорциональна алгебраической сумме угловых скоростей $\omega_{42} + \omega_{41}$, т. е. с увеличением угла наклона α скорость скольжения будет снижаться.

Численный анализ решения системы уравнений (7) для передачи с принятыми параметрами ($r_1 = 40$ мм, передаточное отношение 7 ($Z_3 = 6$),

момент на ведомом валу 100 Н·м) показал, что силы, действующие на ролик со стороны неподвижной беговой дорожки, больше сил, действующих на ролик, в зоне его контакта с ведомым валом, на 2,5 %. Соответственно, можно сделать вывод, что изменение коэффициента трения (возникающее вследствие изменения скоростей скольжения) при увеличении угла наклона ведущего вала не оказывает значимого влияния на КПД передачи.

Алгоритм расчета на прочность аналогичен расчету передачи с цилиндрической компоновкой с промежуточными телами качения, в качестве которых применяют составные ролики, и приведен в [13]. Отличительной особенностью при этом является характер контакта ведущего звена с роликами. Поскольку наружная поверхность ведущего звена (кулачка) выполнена сферической радиусом r_1 , а торообразная поверхность ролика – радиусом $r_1 + e$, то площадка их контакта представляет собой эллипс [15, с. 532, таблица 3].

Основываясь на полученных при численном анализе решения системы уравнений (7) результатах (для передачи с параметрами, принятыми при силовом анализе) было установлено, что контактные напряжения в зоне взаимодействия ведущего звена с роликами из-за малой величины суммы главных кривизн соприкасающихся тел составят 30,9 МПа. При этом контактные напряжения в зоне взаимодействия ролика с неподвижной многопериодной беговой дорожки составят 969,7 МПа. Соответственно нагрузочная способность передачи ограничивается площадью поверхности контакта роликов с неподвижной многопериодной беговой дорожкой, как и в передачах с промежуточными телами качения без наличия возможности изменения угла наклона ведущего вала.

Заключение. Предложенная конструкция передачи с промежуточными телами качения для создания мотор-редуктора обеспечивает постоянство передаточного отношения при изменении угла наклона ведущего вала редуктора в пределах 2° , что позволяет компенсировать отклонения размеров взаимного расположения осей вращения электродвигателя и соосного редуктора. Проведенные силовой и кинематический анализы позволили установить, что для передач с передаточными отношениями до 7 включительно и радиальными габаритными размерами от 60 мм до 150 мм КПД при изменении угла наклона ведущего вала редуктора в пределах 2° будет уменьшаться до 1,5 %. Прочностной анализ показал, что точечный характер контакта ведущего звена с роликами не ограничивает нагрузочную способность передачи.

К недостаткам конструкции разработанной передачи можно отнести увеличенные осевые размеры передачи (вследствие необходимости наклона ведущего вала вместе с установленным на нем кулачком) и силовое замыкание тел качения с ведущим звеном, что приводит к тому, что в передаче нагрузки участвует только половина тел качения от теоретически возможного количества.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Дунаев П.Ф. Конструирование деталей и узлов машин. М.: Высш. шк., 1998. 447 с.
2. Беляев А.Е. Механические передачи с шариковыми промежуточными телами качения. Томск : ТПУ, 1992. 231 с.
3. Беляев, А.Е. Механические роликовые передачи. Новоуральск : 1994. 120 с.
4. Пашкевич М.Ф., Пашкевич В.М., Пашкевич А.М., Чертков С.В. Планетарные кулачково-плунжерные передачи. Проектирование, контроль и диагностика. Могилев: Белорус. Рос. ун-т, 2003. 221 с.
5. Грушин А.С., Сабирьянова К.Ф., Ефременков Е.А. Проектирование главного привода для перемешивателя сыпучих смесей на базе передачи с промежуточными телами качения / Актуальные направления научных исследований: перспективы развития: сборник материалов международной научно-практической конференции // ФГБОУ ВО «Чувашский государственный университет им. И.Н. Ульянова» (Чебоксары, 23 апреля 2017 г.), Чебоксары: ООО "Центр научного сотрудничества "Интерактив плюс", 2017. С. 241-247.
6. Лустенков М. Е. Передачи с промежуточными телами качения: определение и минимизация потерь мощности: монография. Могилев: Белорус. Рос. ун-т, 2010. 274 с.
7. Пат. 99127942 Российская Федерация, МПК F16H 25/08. Передача с промежуточными звеньями / Э.Н. Панкратов, Е.А. Ефременков, Ан И-Кан; заявитель и патентообладатель Э.Н. Панкратов, Е.А. Ефременков, Ан И-Кан. № 99127942/28, заявл. 30.12.1999; опубл. 10.10.2001. 4 с.
8. Pat. 5989144 US, F16H1/32. Oscillatory roller transmission / Chen Zhi, Chen Bo, Chen Shixian. Appl. № 08/828889; fill. 31.03.1997; pat. 23.11.1999. 14 p.
9. Pat. 6186922 US, F16H25/06. In-line transmission with counter-rotating outputs / Bursal, Faruk H., Folino, Frank A., Maslow, James E. Appl. № 09/054088; fill. 02.04.1998; pat. 13.02.2001. 21 p.
10. Nam W.K., Shin J.W., Oh S.H. Design of thin plate-type speed reducers using balls for robots

// Journal of Mechanical Science and Technology. 2013. №27. P. 519–524.

11. Vara M. Designing aspects of cylindrical transmission // ASME Conf. Proc. 5-10 Nov. 2006. Chicago, Illinois, 2006. P. 75–81.

12. Лустенков М.Е., Фитцова Е.С. Механизм с изменяющимся углом между осями валов // Вестник Брянского государственного технического университета. 2014. №1 (41). С. 46–50.

13. Прудников А.П. Прочностной анализ передачи с промежуточными телами качения //

Вестник Белорусско-Российского университета. 2016. №4 (53). С. 56–66.

14. Прудников А.П., Пузанова О.В., Шостак С.Л. Рациональная конструкция составного ролика для передачи с промежуточными телами качения // Вестник Белорусско-Российского университета. 2017. №4(57). С. 60–68.

15. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин. М.: Машиностроение, 1993. 640 с.

Информация об авторах

Прудников Александр Петрович, кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Основы проектирования машин».

E-mail: prudnikov_a@tut.by.

Белорусско-Российский университет,
Беларусь, 212000, Могилев, проспект Мира, д. 43.

Шостак Степан Леонидович, студент.

E-mail: bir.stepashka@list.ru.

Белорусско-Российский университет,
Беларусь, 212000, Могилев, проспект Мира, д. 43.

Поступила в марте 2018 г.

© Прудников А.П., Шостак С.Л., 2018

A.P. Prudnikov, S.L. Shostak

TRANSMISSION WITH INTERMEDIATE ROLLING BODIES WITH THE POSSIBILITY OF SELF-ALIGNMENT OF THE DRIVE SHAFT

The paper presents transmission design with intermediate rolling bodies to create a geared motor that allows to compensate deviations in the dimensions of the relative position of the rotation axes of the electric motor and the coaxial reduction gear by changing the angle of inclination of the drive shaft of the reducer within 2°. Advantages of transmission with intermediate rolling elements include small overall dimensions and high load capacity due to multithreading during load transfer, coaxiality of the driving and driven shafts. In the proposed transmission design, the constancy of the transmission ratio when the angle of inclination of the drive shaft is varied is provided by performing the outer surface of the bushing mounted on the driving link with eccentricity, spherical, and the outer surface of the roller being toroidal. However, this in turn leads to a point-like character of the contact of the leading link with the rollers and the appearance of a sliding frictional force of the roller end against the tread, which increases with the angle of inclination of the drive shaft. The conducted force and kinematic analysis allowed to establish that for gears with gear ratios up to 7 inclusive and radial dimensions from 60 mm to 150 mm, the efficiency with a change in the angle of inclination of the drive shaft of the reducer within 2° will decrease to 1.5 %. Strength analysis has shown that the point-like character of the contact of the leading link with the rollers does not limit the transfer capacity of the transmission.

Keywords: mechanical transmission, intermediate rolling bodies, composite roller, self-alignment, geared motor, efficiency.

REFERENCES

1. Dunaev P.F. Konstruirovaniye detaley i uzlov mashin. M.: Vyssh. shk., 1998. 447 p.

2. Belyayev A.E. Mekhanicheskiye peredachi s sharikovymi promezhutochnymi telami kacheniya. Tomsk : TPU, 1992. 231 p.

3. Belyev A.E. Mekhanicheskiye rolikovyye peredachi. Tomsk : Novoural'sk, 1994, 120 p.

4. Pashkevich M.F., Pashkevich V.M., Pashkevich A.M., Chertkov S.V. Planetary cam-plunger gears. Design, monitoring and diagnostics. Mogilev: BRU, 2003. 221 p.

5. Grushin A.S., Sabiryanova K.F., Efremkov E.A. Design of the main drive for the mixer of loose mixtures on the basis of transmission with intermediate rolling elements. Aktual'nyye napravleniya nauchnykh issledovaniy: perspektivy razvitiya:

sbornik materialov mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii. Chuvash State University named after I. N. Ulyanov (Cheboksary, 23 april 2017), Cheboksary: OOO "Tsentr nauchnogo sotrudnichestva "Interaktiv plus", 2017, pp. 241–247.

6. Lustenkov M.E. Transmissions with intermediate rolling elements: determination and minimization of power losses: monograph. Mogilev: BRU, 2010. 74 p.

7. Pankratov E.N., Efremenkov E.A., An I-Kan. Transmission with intermediate links. Patent RF, no 99127942, 2001.

8. Pat. 5989144 US, F16H1/32. Oscillatory roller transmission / Chen Zhi, Chen Bo, Chen Shixian. Appl. № 08/828889; fill. 31.03.1997; pat. 23.11.1999. 14 p.

9. Pat. 6186922 US, F16H25/06. In-line transmission with counter-rotating outputs / Bursal, Faruk H., Folino, Frank A., Maslow, James E. Appl. № 09/054088; fill. 02.04.1998; pat. 13.02.2001. 21 p.

10. Nam W.K., Shin J.W., Oh S.H. Design of thin plate-type speed reducers using balls for robots.

Journal of Mechanical Science and Technology? 2013, no. 27, pp. 519–524.

11. Bara M. Designing aspects of cylindrical transmission. ASME Conf. Proc. 5-10 Nov. 2006, Chicago, Illinois, 2006, pp. 75–81.

12. Lustenkov M.E., Fitsova E.S. Mechanism with a variable angle between the shafts. Bulletin of the Bryansk State Technical University, 2014, no. 1 (41), pp. 46 – 50.

13. Prudnikov A.P. Strength analysis of transmission with intermediate rolling bodies. Bulletin of the Belarusian-Russian University, 2016, no. 4 (53), pp. 56–66.

14. Prudnikov A.P., Puzanova O.V., Shostak S.L. Rational construction of the composite roller for transmission with intermediate rolling bodies. Bulletin of the Belarusian-Russian University, 2017, no. 4(57), pp. 60–68.

15. Birger I.A., Shorr B.F., Iosilevich G.B. Raschet na prochnost' detaley mashin. M.: Mashinostroyeniye, 1993. 640 p.

Information about the author

Inna P. Nikitina, PhD, Assistant professor.

E-mail: innanikitina@list.ru.

Orenburg State University.

Russia, 460018, Orenburg, av. Pobedy, 13.

Aleksandr N. Polyakov, PhD, Professor.

E-mail: anp_temos@mail.ru.

Orenburg State University.

Russia, 460018, Orenburg, av. Pobedy, 13.

Received in March 2018