

КИНЕМАТИКА ВОЛНОВЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ С ГЕНЕРАТОРОМ ВОЛН ВНЕШНЕГО ДЕФОРМИРОВАНИЯ

Г.А. Тимофеев

timga@bmstu.ru

Н.А. Яминский

yaminsky96@gmail.com

Д.Е. Самойлов

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация

Аннотация

Развитие систем автоматического управления, следящих систем и промышленной робототехники требует создания приводных систем нового поколения, имеющих высокие КПД, кинематическую точность, надежность, долговечность при малых осевых и радиальных габаритных размерах и массе. Для реализации следящих систем с силовыми дифференциалами необходимы передаточные механизмы с двумя степенями свободы, обеспечивающие преобразование и суммирование двух движений приводных двигателей в требуемое движение выходного вала привода. Этим требованиям в одноканальных следящих системах удовлетворяют волновые зубчатые передачи с малоинерционными дисковыми и кольцевыми генераторами волн. Они позволяют обеспечить широкие компоновочные возможности, размещение кабелей через полый центральный вал привода, высокую крутильную жесткость и малые моменты инерции, которые в 250–400 раз меньше, чем у кулачковых генераторов волн, таким образом, создаются условия для высокого быстродействия привода. Публикаций, кроме отечественных, посвященных исследованию волновых зубчатых передач с кольцевыми генераторами волн, практически нет. Это научное направление исследований осуществляется в МГТУ им. Н.Э. Баумана. Рассмотрены конструктивные схемы волновых зубчатых передач с кольцевыми генераторами волн внешнего деформирования, исследованы особенности кинематики этих передач, предложены рекомендации по улучшению их качественных показателей

Ключевые слова

Волновая зубчатая передача, кольцевой генератор волн, кинематическая точность, надежность, долговечность, КПД

Поступила 16.05.2022

Принята 14.06.2022

© Автор(ы), 2022

Введение. Бум развития волновых зубчатых передач (ВЗП) в мире наблюдался в 1970–1980-е гг. За это время ученые и инженеры научились создавать надежные, высокоточные малогабаритные приводы с ВЗП. В дальнейшем разработчики новой техники стали больше внимания уделять проектированию и изготовлению типовых конструкций с ВЗП [1–16].

Волновые передачи с генераторами волн внешнего деформирования, по данным открытых публикаций [6, 7, 9, 14], активно исследовались только в 70–80-е годы прошлого века, а в течение последних 30 лет должного внимания им не уделялось, если не считать программ закрытой тематики исследовательских организаций.

Зубчатая передача с генератором волн внешнего деформирования. Новым конструктивным решением волновой передачи, позволяющим значительно расширить компоновочные возможности при проектировании электромеханических приводов, является ВЗП с генератором волн внешнего деформирования, разработанная на кафедре «Теория механизмов и машин» МГТУ им. Н.Э. Баумана и защищенная авторским свидетельством [16]. Разновидности кинематических схем этой передачи приведены на рис. 1. Волновая зубчатая передача внешнего деформирования может быть одноступенчатой (рис. 1, а, б), с волновой зубчатой муфтой (рис. 1, в) с передаточным отношением 60–320 и двухступенчатой (рис. 1, г) с передаточным отношением 2500–100 000.

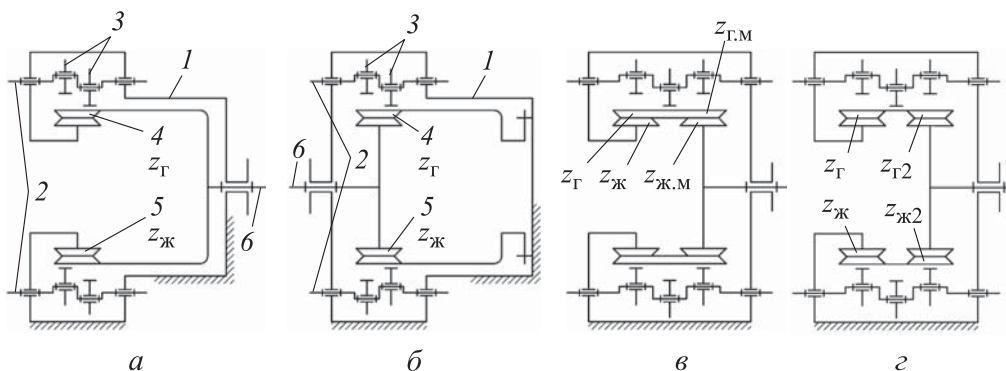


Рис. 1. Кинематические схемы ВЗП с генераторами волн внешнего деформирования

Волновые зубчатые передачи (см. рис. 1) состоят из корпуса 1, кольцевых шайб 3, внутренние поверхности которых деформируют гибкое колесо 4, имеющее внутренние зубья. Кольцевые шайбы устанавливаются на кривошипных валиках 2. Зубчатые венцы гибкого колеса 4 с внутренни-

ми зубьями и жесткого колеса 5, имеющего внешние зубья, образуют волновое зацепление. На схеме, приведенной на рис. 1, б, видно, что с выходным валом б связано жесткое колесо 5, на схеме рис. 1, а — с выходным валом связано гибкое колесо 4, на схеме рис. 1, в — движение снимается с жесткого колеса с числом зубьев $z_{ж} = z_{г}$.

Конструктивные особенности исследуемых волновых передач определяют и особенности их кинематики. В волновых передачах внешнего деформирования при вращении ведущих валиков кольцевые шайбы генератора волн деформируют снаружи гибкое колесо с внутренними зубьями и вводят их в зацепление с зубьями жесткого колеса. В результате непрерывного деформирования гибкого колеса и взаимодействия зубьев гибкого и жесткого колес движение передается выходному валу редуктора. Процесс преобразования движения в волновой передаче сложный и определяется характером деформирования гибкого колеса и особенностями схемы ВЗП (остановки одного из колес). Учитывая это, вначале исследуем кинематику точек остановленного гибкого колеса, а затем — особенности кинематики волновой передачи внешнего деформирования в целом.

Кинематика точек остановленного гибкого колеса. Для этого случая внешнего деформирования выражения перемещений срединной линии гибкого колеса определяются по следующим зависимостям:

$$w_{I} = -\frac{W_0}{A-B}(A \cos \varphi - B); \quad (1)$$

$$v_{I} = -\frac{W_0}{A-B}(A \sin \varphi - B \varphi); \quad (2)$$

$$\theta_{I} = -\frac{W_0}{r_{с.г}} \frac{B}{A-B} \varphi \quad (3)$$

— для участка I ($0 \leq \varphi \leq \beta$);

$$w_{II} = -\frac{W_0}{A-B} \left[(1 - \sin^2 \beta) \sin \varphi + \left(\frac{\pi}{2} - \varphi \right) \cos \varphi - 2 \sin \beta - B \right]; \quad (4)$$

$$v_{II} = \frac{W_0}{A-B} \left[\left(\frac{\pi}{2} - \varphi \right) \sin \varphi - (2 + \sin^2 \varphi) \cos \varphi + 2(\sin \beta + B) \left(\frac{\pi}{2} - \varphi \right) \right]; \quad (5)$$

$$\theta_{II} = -\frac{W_0}{r_{с.г}} \frac{1}{A-B} \left[2 \cos \varphi - (2 \sin \beta + B) \left(\frac{\pi}{2} - \varphi \right) \right] \quad (6)$$

— для участка II ($\beta \leq \varphi \leq \pi/2$), где w , v , θ — радиальные, тангенциальные и угловые перемещения гибкого колеса;

$$A = \frac{\pi}{2} - \beta - \sin \beta \cos \beta; \quad (7)$$

$$B = -2 \sin \beta + \frac{4}{\pi} \cos \beta + \frac{4\beta}{\pi} \sin \beta. \quad (8)$$

Закон движения точек гибкого колеса определяется законом его деформирования и особенностями кинематической схемы ВЗП. Если в передаче гибкое зубчатое колесо остановлено (см. рис. 1, б), то кинематика точек гибкого колеса обуславливается только законом его деформирования. Если гибкое колесо передачи связано с выходным валом (см. рис. 1, а), то точки деформированного торца совершают сложное движение, которое складывается из движений, обусловленных его деформированием и вращательным движением вместе с выходным валом.

Рассмотрим кинематическую схему ВЗП внешнего деформирования (рис. 2).

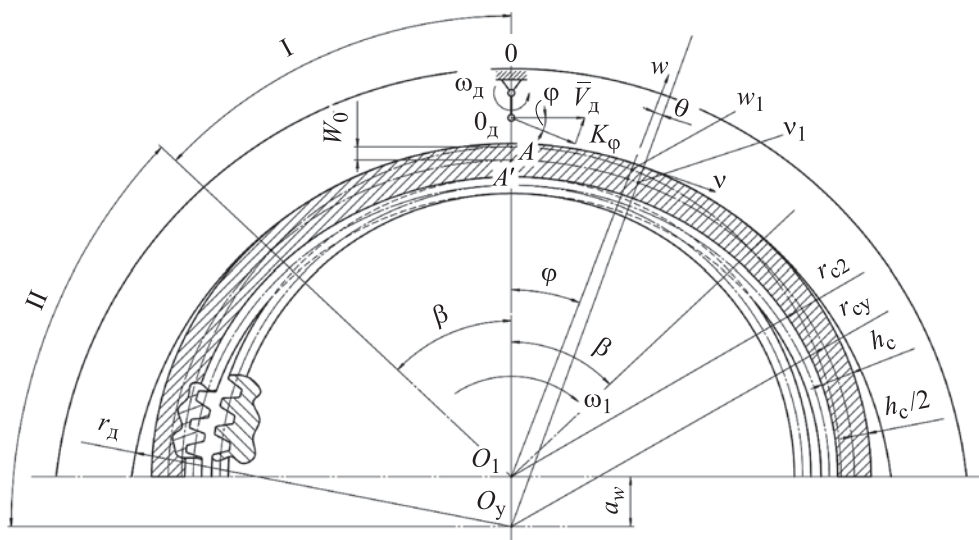


Рис. 2. Кинематическая схема ВЗП

Определим скорость точек срединной линии остановленного гибкого колеса. Для этого продифференцируем по времени аналитические выражения составляющих перемещения. Учитывая, что изменение угла φ пропорционально скорости вращения формы деформации, т. е. $\varphi = \omega_d t$, записываем для участка I:

$$V_{wI} = \frac{dw_I}{dt} = \frac{W_0 A}{A - B} \omega_d \quad (9)$$

— радиальная скорость;

$$V_{vI} = \frac{dv_I}{dt} = \frac{W_0}{A - B} \omega_d (A \cos \omega_d t - B) \quad (10)$$

— тангенциальная скорость;

$$\omega_{\theta I} = \frac{d\theta_I}{dt} = -\frac{W_0}{r_{c,r}} \frac{B}{A - B} \omega_d \quad (11)$$

— угловая скорость.

Скорость точек срединной линии гибкого колеса равна векторной сумме радиальной и тангенциальной составляющих:

$$V_I = \sqrt{V_{wI}^2 + V_{vI}^2} = \frac{W_0}{A - B} \omega_d \sqrt{A^2 + B^2 - 2AB \cos \omega_d t}. \quad (12)$$

Аналогично находим скорости точек гибкого колеса и для участка II:

$$V_{wII} = -\frac{W_0}{A - B} \omega_d \left[\sin^2 \beta \cos \omega_d t - \left(\frac{\pi}{2} - \omega_d t \right) \sin \omega_d t \right]; \quad (13)$$

$$V_{vII} = \frac{W_0}{A - B} \omega_d \left[(2 + \sin^2 \beta) \sin \omega_d t + \left(\frac{\pi}{2} - \omega_d t \right) \cos \omega_d t - 2 \sin \beta - B \right]. \quad (14)$$

Внутренние поверхности деформируемых кольцевых шайб (см. рис. 2) контактируют с наружной поверхностью деформированного гибкого колеса. Для сравнения скоростей контактирующих точек этих поверхностей необходимо определить скорости точек, лежащих на наружной поверхности деформированного гибкого колеса в пределах участка 2β . Наружная поверхность отстоит от срединной линии гибкого колеса на $h_c/2$. Положение точки K_ϕ относительно осей координат определяется следующими зависимостями:

$$w'_{IK} = w_I + \frac{h_c}{2}; \quad v'_{IK} = v_I + \frac{h_c}{2} \theta_I. \quad (15)$$

Искомые скорости для участка I определяются по следующим формулам:

$$V'_{wI} = \frac{dw'_{IK}}{dt} = \frac{A}{A - B} W_0 \sin \omega_d t; \quad (16)$$

$$V'_{vI} = \frac{dv'_{IK}}{dt} = \frac{W_0}{A-B} \omega_d \left[A \cos \omega_d t - \left(1 - \frac{h_c}{2r_{c.r}} \right) B \right]. \quad (17)$$

Особенности кинематики волновой передачи внешнего деформирования. Отличительной особенностью кинематики генератора волн данной передачи является то, что деформирующие кольцевые шайбы совершают поступательное движение, при котором каждая точка движется по круговой траектории. Скорости всех точек деформирующих кольцевых шайб одинаковы и равны:

$$V_d = \omega_d \alpha_W, \quad (18)$$

где $O_1O_y = \alpha_W = e$ — эксцентриситет кривошипных валиков, равный межосевому расстоянию передачи.

Для сравнения скоростей точек контакта деформирующих кольцевых шайб и гибкого колеса на участке I воспользуемся проекциями вектора V_d на направления w и v в каждой расчетной точке. Для точки K_φ с угловой координатой φ значения этих проекций подсчитываются по формулам:

$$V_d^w = \alpha_W \omega_d \sin \varphi; \quad (19)$$

$$V_d^v = \alpha_W \omega_d \cos \varphi. \quad (20)$$

Графики изменения скоростей гибкого колеса и генератора волн на участках I и II для волновой передачи с остановленными гибким и жестким колесами при $\omega_d = 210 \text{ с}^{-1}$ приведены на рис. 3.

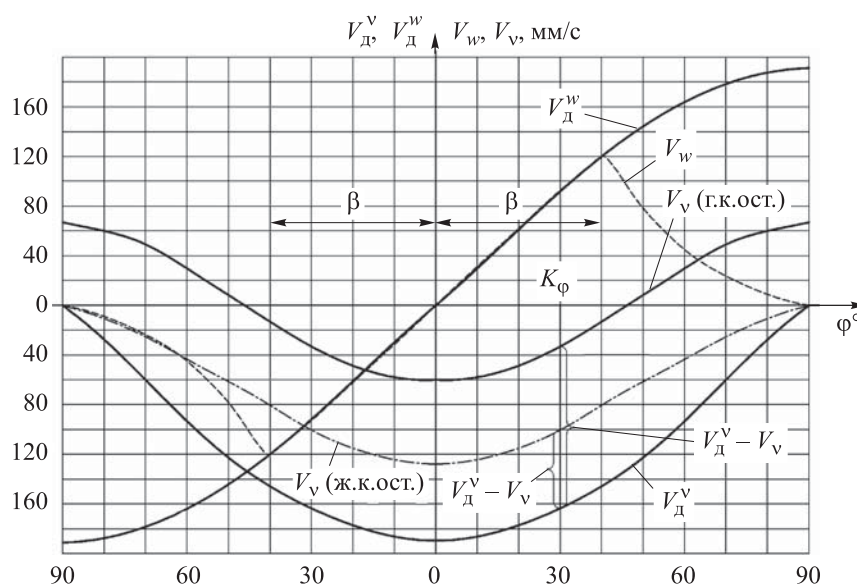


Рис. 3. Графики изменения скоростей гибкого колеса и генератора волн

Параметры передачи: число зубьев жесткого колеса $z_{\text{ж}} = 298$; число зубьев гибкого колеса $z_{\text{Г}} = 300$; модуль $m = 0,9$ мм; толщина оболочки гибкого колеса под зубчатым венцом $h_c = 0,9$ мм; угол зацепления передачи $\alpha_W = 20^\circ$; угловая координата участка постоянной кривизны $\beta = 40^\circ$. В зоне взаимодействия гибкого колеса с деформирующими шайбами имеется скольжение, величина которого определяется скоростью скольжения $V_{\text{СК}} = V_{\text{д}}^{\text{в}} - V_{\text{в.Г}}$. Для передачи с остановленным жестким колесом скорость скольжения меньше, чем для передачи с остановленным гибким колесом на величину скорости вращения наружной поверхности гибкого колеса вместе с выходным валом. На участке I, соответствующем углу 2β , полученное значение скорости скольжения для обоих случаев постоянно, поэтому установка внутрь деформирующих кольцевых шайб подшипников качения позволяет устранить проскальзывание в зоне контакта. При этом трение скольжения между наружной поверхностью гибкого колеса и внутренней поверхностью деформирующих шайб заменяется трением качения между кольцами подшипника, что уменьшает потери на трение и тем самым повышает КПД передач. Следовательно, в целях уменьшения потерь на трение целесообразно проектировать волновые редукторы с подвижным гибким колесом.

Угол поворота выходного вала является функцией угла поворота входного вала, числа зубьев колес, формы их рабочих профилей и формы срединной линии деформированного гибкого колеса. При деформировании гибкого колеса в зонах зацепления по дугам постоянного радиуса и эвольвентных профилях зубьев гибкого и жесткого колес передаточное отношение пары зацепляющихся зубьев, как доказано в [7, 15], постоянно. Учитывая это, определим передаточное отношение передач с остановленными гибким и жестким колесами. При неизменных числах зубьев жесткого и гибкого колес угол поворота эвольвенты гибкого колеса зависит только от угла поворота вала генератора волн. Отношение угловых скоростей звеньев пропорционально отношению углов поворота. При остановленном жестком колесе в передаче за один оборот вала генератора волн $\varphi_{\text{д}} = 2\pi$ вал гибкого колеса повернется на $z_{\text{Г}} - z_{\text{ж}}$ угловых шагов, т. е. на угол

$$\varphi_{\text{Г}} = \frac{2\pi}{z_{\text{Г}}}(z_{\text{Г}} - z_{\text{ж}}). \quad (21)$$

Передаточное отношение в этом случае определится из выражения:

$$U_{\text{д.Г}}^{\text{ж}} = \frac{\omega_{\text{д}}}{\omega_{\text{Г}}} = \frac{2\pi}{\frac{2\pi}{z_{\text{Г}}}(z_{\text{Г}} - z_{\text{ж}})} = \frac{z_{\text{Г}}}{z_{\text{Г}} - z_{\text{ж}}}. \quad (22)$$

При остановленном гибком колесе за один оборот вала генератора волн вал жесткого колеса повернется на $z_{\text{ж}} - z_{\text{г}}$ угловых шагов. Угол поворота жесткого колеса

$$\varphi_{\text{ж}} = \frac{2\pi}{z_{\text{ж}}} (z_{\text{ж}} - z_{\text{г}}). \quad (23)$$

Передаточное отношение при остановленном гибком колесе определяется из выражения

$$U_{\text{д.ж}}^{\text{г}} = \frac{\omega_{\text{д}}}{\omega_{\text{ж}}} = \frac{2\pi}{\frac{2\pi}{z_{\text{ж}}} (z_{\text{ж}} - z_{\text{г}})} = -\frac{z_{\text{ж}}}{z_{\text{г}} - z_{\text{ж}}}. \quad (24)$$

Заключение. Рассмотренные конструктивные схемы ВЗП с малоинерционными кольцевыми генераторами волн внешнего деформирования позволяют удачно компоновать специальные приводы систем автоматического управления.

Передаточные отношения, определяемые по формулам (22) и (24), показывают, что для волновых передач внешнего деформирования они определяются по тем же зависимостям, что и для волновых передач внутреннего деформирования, но при этом направления вращения звеньев противоположны.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Musser C.W. Strain wave gearing. Patent US 2906143. Appl. 21.03.155, publ. 29.09.1959.
- [2] Малогабаритные редукторы CSF от Harmonic Drive. *catalog.gaw.ru: веб-сайт*. URL: <http://catalog.gaw.ru/index.php?page=document&id=37585> (дата обращения: 15.09.2022).
- [3] Гинзбург Е.Г. Волновые зубчатые передачи. М., Машиностроение, 1969.
- [4] Фролов К.В., Воробьев Е.И., ред. Механика промышленных роботов. М., Высшая школа, 1989.
- [5] Крайнев А.Ф. Механика машин. Фундаментальный словарь. М., Машиностроение, 2000.
- [6] Тимофеев Г.А., Тарабарин В.Б., Яминский А.В. Конструкции и САПР ВЗП с генераторами волн внутреннего и внешнего деформирования. М., ВНИИТИ, 1988.
- [7] Тимофеев Г.А., Самойлова М.В. Сравнительный анализ схемных решений приводов с волновыми зубчатыми передачами для следящих систем. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2015, № 4 (103), с. 109–118. DOI: <http://dx.doi.org/10.18698/0236-3941-2015-4-109-118>

- [8] Самойлова М.В. Исследование комбинированных планетарно-волновых механизмов. Дис. ... канд. техн. наук. М., МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000.
- [9] Костиков Ю.В., Тимофеев Г.А., Фурсяк Ф.И. Новое в проектировании волновых зубчатых передач. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2012, № 12, с. 3–6.
- [10] Тимофеев Г.А., Самойлова М.В. Геометро-кинематическое исследование комбинированного планетарно-волнового механизма. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2012, № 1 (86), с. 70–80.
- [11] Полетучий А.И. Теория и конструирование высокоэффективных волновых зубчатых механизмов. Харьков, ХАИ им. Н.Е. Жуковского, 2005.
- [12] Тимофеев Г.А., Подчасов Е.О. Исследование заклинивания в зацеплениях несилловых волновых передач. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2016, № 4, с. 16–21. DOI: <http://dx.doi.org/10.18698/0536-1044-2016-4-16-21>
- [13] Шувалов С.А. Теория и автоматизированное проектирование волновых зубчатых передач. Автореф. дис. ... д-ра техн. наук. М., МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1986.
- [14] Андриенко Л.А. Разработка новых методов проектирования и диагностики электромеханических приводов. Автореф. дис. ... д-ра техн. наук. М., МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001.
- [15] Тимофеев Г.А. Разработка методов расчета и проектирования волновых зубчатых передач для приводов следящих систем. Дис. ... д-ра техн. наук. М., Ин-т машиноведения, 1997.
- [16] Тарабарин В.Б., Тимофеев Г.А. Волновая передача. Патент СССР 541057. Заявл. 14.08.1973, опубл. 30.12.1976.
- [17] Чемоданов Б.К., ред. Следящие приводы. Т. 1. Теория и проектирование следящих приводов. М., Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1999.

Тимофеев Геннадий Алексеевич — д-р техн. наук, заведующий кафедрой «Теория механизмов и машин» МГТУ им. Н.Э. Баумана (Российская Федерация, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1).

Яминский Николай Андреевич — аспирант кафедры «Теория механизмов и машин» МГТУ им. Н.Э. Баумана (Российская Федерация, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1).

Самойлов Дмитрий Евгеньевич — студент кафедры «Информационная аналитика и политические технологии» МГТУ им. Н.Э. Баумана (Российская Федерация, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Тимофеев Г.А., Яминский Н.А., Самойлов Д.Е. Кинематика волновых зубчатых передач с генератором волн внешнего деформирования. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2022, № 4 (143), с. 77–88.

DOI: <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2022-4-77-88>

KINEMATICS OF STRAIN WAVE GEARS WITH AN EXTERNAL DEFORMATION WAVE GENERATOR

G.A. Timofeev

tinga@bmstu.ru

N.A. Yaminskiy

yaminsky96@gmail.com

D.E. Samoilo

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

Abstract

The development of automatic control systems, tracking systems and industrial robotics requires the creation of new generation drive systems with high efficiency, kinematic accuracy, reliability, durability with small axial and radial dimensions and weight. To implement tracking systems with power differentials, transmission mechanisms with two degrees of freedom are required to provide the transformation and summation of two movements of drive motors into the required movement of the drive output shaft. These requirements in single-channel tracking systems are well met by strain wave gears (SWG) with low-inertia disk and ring wave generators. They allow for wide layout possibilities, the ability to route cables through the hollow central shaft of the drive, high torsional rigidity and low moments of inertia, which are in the range of 250 to 400 times less than those of cam wave generators, thus ensuring high drive speed. There are practically no publications, except domestic ones, devoted to the study of SWG with ring wave generators. This scientific direction of research is carried out at the Bauman Moscow State Technical University. Structural schemes of SWG with ring generators of external deformation waves are considered, the features of the kinematics of these gears are studied, and recommendations for improving their quality indicators are proposed

Keywords

Strain wave gear, ring wave generator, kinematic accuracy, reliability, durability, efficiency

Received 16.05.2022

Accepted 14.06.2022

© Author(s), 2022

REFERENCES

- [1] Musser C.W. Strain wave gearing. Patent US 2906143. Appl. 21.03.155, publ. 29.09.1959.
- [2] Malogabaritnye reduktory CSF ot Harmonic Drive [Packaged reducers on Harmonic Drive]. *catalog.gaw.ru: website* (in Russ.). Available at: <http://catalog.gaw.ru/index.php?page=document&id=37585> (accessed: 15.09.2022).

- [3] Ginzburg E.G. Volnovye zubchatye peredachi [Wave gears]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1969.
- [4] Frolov K.V., Vorobyev E.I., eds. Mekhanika promyshlennykh robotov [Mechanics of industrial robots]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1989.
- [5] Kraynev A.F. Mekhanika mashin. Fundamentalnyy slovar [Mechanics of machines. Fundamental dictionary]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2000.
- [6] Timofeev G.A., Tarabarin V.B., Yaminskiy A.V. Konstruktsii i SAPR VZP s generatorami voln vnutrennego i vneshnego deformirovaniya [Constructions and CAD of wave gears with wave generators of internal and external deformation]. Moscow, VNIITI Publ., 1988.
- [7] Timofeev G.A., Samoylova M.V. Comparative analysis of the wave gear drive kinematic diagram for servo-type mechanisms. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University, Series Mechanical Engineering*, 2015, no. 4 (103), pp. 109–118 (in Russ.). DOI: <http://dx.doi.org/10.18698/0236-3941-2015-4-109-118>
- [8] Samoylova M.V. Issledovanie kombinirovannykh planetarno volnovykh mekhanizmov. Dis. kand. tekhn. nauk [Study in hybrid planetary-wave mechanisms. Cand. Sc. (Eng.). Diss.]. Moscow, Bauman MSTU, 2000 (in Russ.).
- [9] Kostikov Yu.V., Timofeev G.A., Fursyak F.I. New in wave gears designing. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie* [BMSTU Journal of Mechanical Engineering], 2012, no. 12, pp. 3–6 (in Russ.).
- [10] Timofeev G.A., Samoylova M.V. Geometric-kinematic study of combined planetary-wave mechanism. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University, Series Mechanical Engineering*, 2012, no. 1, pp. 70–80 (in Russ.).
- [11] Poletuchiy A.I. Teoriya i konstruirovaniye vysokoeffektivnykh volnovykh zubchatykh mekhanizmov [Theory and design of high efficient wave gear mechanisms]. Kharkov, KhAI im. M. Zhukovskogo Publ., 2005.
- [12] Timofeev G.A., Podchasov E.O. The analysis of jamming in gearings of non-power harmonic drives. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie* [BMSTU Journal of Mechanical Engineering], 2016, no. 4, pp. 16–21 (in Russ.). DOI: <http://dx.doi.org/10.18698/0536-1044-2016-4-16-21>
- [13] Shuvalov S.A. Teoriya i avtomatizirovannoe proektirovaniye volnovykh zubchatykh peredach. Avtoref. dis. d-ra tekhn. nauk [Theory and CAD of wave gears. Abs. Dr. Sc. (Eng.). Diss.]. Moscow, Bauman MHTU, 1986 (in Russ.).
- [14] Andrienko L.A. Razrabotka novykh metodov proektirovaniya i diagnostiki elektromekhanicheskikh privodov. Avtoref. dis. d-ra tekhn. nauk [Development of new methods for design and diagnostics of electromechanical drives. Dr. Sc. (Eng.). Abs. Diss.]. Moscow, Bauman MSTU, 2001 (in Russ.).
- [15] Timofeev G.A. Razrabotka metodov rascheta i proektirovaniya volnovykh zubchatykh peredach dlya privodov sledyashchikh sistem. Dis. d-ra tekhn. nauk [Development of design and calculation methods for follow-up wave gears. Dr. Sc. (Eng.). Diss.]. Moscow, In-t mashinovedeniya, 1997 (in Russ.).

[16] Tarabarin V.B., Timofeev G.A. Volnovaya peredacha [Wave gear]. Patent USSR 541057. Appl. 14.08.1973, publ. 30.12.1976 (in Russ.).

[17] Chemodanov B.K., ed. Sledyashchie privody. T. 1. Teoriya i proektirovanie sledyashchikh privodov [Follow-up gears. Vol. 1. Theory and design of follow-up gears]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 1999.

Timofeev G.A. — Dr. Sc. (Eng.), Head of the Department of Theory of Mechanisms and Machines, Bauman Moscow State Technical University (2-ya Baumanskaya ul. 5, str. 1, Moscow, 105005 Russian Federation).

Yaminskiy N.A. — Post-Graduate Student, Department of Theory of Mechanisms and Machines, Bauman Moscow State Technical University (2-ya Baumanskaya ul. 5, str. 1, Moscow, 105005 Russian Federation).

Samoilov D.E. — Student, Department of Information Analytics and Political Technology, Bauman Moscow State Technical University (2-ya Baumanskaya ul. 5, str. 1, Moscow, 105005 Russian Federation).

Please cite this article in English as:

Timofeev G.A., Yaminskiy N.A., Samoilov D.E. Kinematics of strain wave gears with an external deformation wave generator. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University, Series Mechanical Engineering*, 2022, no. 4 (143), pp. 77–88 (in Russ.). DOI: <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2022-4-77-88>