

Расчет и конструирование машин

УДК 621.833.7

Получение беззазорного волнового зацепления в процессе доработки и селективной сборки

Г.А. Тимофеев

МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.

Backlash-free teeth engagement in the development and selective assembly of wave gears

G.A. Timofeev

Bauman Moscow State Technical University, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation.

 e-mail: timga@bmstu.ru

i Волновые зубчатые передачи (ВЗП) являются наиболее перспективными передаточными механизмами, используемыми в электромеханических приводах систем управления. Они обеспечивают преобразование движения с минимальными кинематическими погрешностями ведомых звеньев при больших передаточных отношениях. Для уменьшения кинематической погрешности ВЗП, снижающей нелинейные искажения выходного сигнала привода систем управления, впервые предлагается метод доработки размеров звеньев и зубчатых колес волновой передачи и их селективная сборка. Это позволяет получить беззазорное волновое зацепление с минимальной кинематической погрешностью и высокой крутильной жесткостью. Предлагаемый метод проверен экспериментально.

Ключевые слова: электромеханический привод, волновые зубчатые передачи, кинематическая погрешность, беззазорное волновое зацепление.

i Wave gears provide transformation of motion with minimum kinematic errors of slave units at high gear ratios and are the most promising mechanisms used in electromechanical actuators of control systems. To reduce the kinematic error in a wave gear that causes nonlinear distortions of the output drive signal, a method for improving the sizes of units and gear wheels was first developed along with their selective assembly. This makes it possible to get backlash-free teeth engagement with minimum kinematic errors and high torsional rigidity. The proposed method is verified experimentally.

Keywords: electromechanical actuator, wave gears, kinematic error, backlash-free teeth engagement.

В системах управления широкое распространение получили исполнительные устройства с электромеханическим приводом. Погрешности современных электромеханических элементов составляют всего несколько угловых секунд, тогда как кинематическая погрешность редуктора с передаточным отношением $U = 60-250$ не бывает менее $60''$. Для больших передаточных отношений эта погрешность еще выше. Коэффициент влияния ошибки редуктора в суммарной погрешности следящей системы является наибольшим и равен

единице, т. е. значение ошибки редуктора входит в состав суммарной погрешности системы полностью.

Кинематическая погрешность вносит нелинейные искажения в функцию выходного сигнала. В связи с этим основным требованием, предъявляемым к редукторам, является обеспечение минимальных погрешностей перемещения ведомых звеньев при заданном передаточном отношении.

В настоящее время одним из самых перспективных видов передаточных механизмов считаются волновые

зубчатые передачи (ВЗП), которые, усредняя ошибки изготовления, обеспечивают более высокую точность вращения выходного вала, а благодаря податливости элементов гибкого колеса, допускают одновременное безззорное волновое зацепление по нескольким зонам. При этом обеспечивается высокая крутильная жесткость, а «мертвый» ход ведомого вала сводится к минимальному [1–4].

Для получения высоких точностных параметров ВЗП существует несколько вариантов:

1) создание конструкций самоустанавливающихся механизмов — механизмов без избыточных связей [5];

2) увеличение точности изготовления всех деталей передачи (в первую очередь зубчатых колес) и их качественная сборка;

3) объединение первых двух вариантов с дополнительной доработкой и селективной сборкой таких ВЗП.

Вследствие погрешностей изготовления гибких и жестких колес, кривошипных валов (или эксцентриков), дисков генератора волн действительные размеры этих деталей отличаются от размеров, полученных в результате расчетов геометрии ВЗП по методике, изложенной в работах [6, 7]. Поэтому не у всех передач в изготавливаемой партии обеспечивается безззорное зацепление. Предлагаемый способ получения оптимального волнового зацепления позволяет обеспечить безззорное зацепление в обеих зонах в процессе доработки и селективной сборки ВЗП. Сущность способа заключается в том, что, исходя из действительных размеров готовых гибких и жестких колес, расчетным путем определяются требуемые значения межосевого расстояния и диаметров деформирующих дисков, необходимые для получения правильного безззорного зацепления. При этом учитывается выборка радиальных зазоров в подшипниках генератора волн под нагрузкой. Исходными для расчета являются уравнения безззорного волнового зацепления, в которые входят перечисленные параметры:

$$\operatorname{inv} \alpha_w = \operatorname{inv} \alpha - \frac{\Delta_{\text{усл}} + \Delta_{\text{ж}}}{z_{\text{ж}} - z_{\text{усл}}}; \quad (1)$$

$$\alpha_w = \arccos \left[\frac{m(z_{\text{ж}} - z_{\text{усл}}) \cos \alpha}{2a_w} \right]; \quad (2)$$

$$z_{\text{усл}} = z_{\text{г}} \left[1 - \frac{4a_w}{\pi(d_{\text{г}} + h_c)} \right], \quad (3)$$

где α_w — угол зацепления волновой передачи; α — главный угол профиля производящего контура инструмента, $\alpha = 20^\circ$; $\Delta_{\text{усл}}$ и $\Delta_{\text{ж}}$ — коэффициенты приращения толщины зубьев соответственно условного и жесткого колес; $z_{\text{г}}$, $z_{\text{ж}}$, $z_{\text{усл}}$ — число зубьев гибкого, жесткого и условного колеса соответственно; a_w — межосевое расстояние волновой зубчатой передачи; $d_{\text{г}}$ — диаметр внутренней поверхности недеформированного гибкого колеса; h_c — толщина обода гибкого колеса под зубчатым венцом.

В системе уравнений (1)–(3) неизвестными являются фактические значения угла зацепления α_w , ф

межосевого расстояния a_w и число зубьев условного колеса $z_{\text{усл. ф}} = z_{\text{усл. и}}$. Для их определения в расчетные формулы подставляют действительные (измеренные с требуемой точностью) значения $d_{\text{г. ф}}$, $h_{\text{с. ф}}$ и фактические коэффициенты приращения толщин зубьев колес $\Delta_{\text{усл. ф}}$ и $\Delta_{\text{ж. ф}}$, рассчитываемые по формулам

$$\Delta_{\text{усл. ф}} = z_{\text{усл. и}} \left(\operatorname{inv} \alpha_{\text{Дг}} - \operatorname{inv} \alpha \right) + \frac{\pi}{2} - \frac{D}{m \cos \alpha}; \quad (4)$$

$$\Delta_{\text{ж. ф}} = z_{\text{ж}} \left(\operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_{\text{Дж}} \right) + \frac{\pi}{2} - \frac{D}{m \cos \alpha}, \quad (5)$$

где D — диаметр измерительных проволочек.

Число зубьев условного колеса при нарезании и измерении гибкого колеса на инструментальной оправке

$$z_{\text{усл. и}} = z_{\text{г}} \left[1 - \frac{4a_{\text{wi}}}{\pi(d_{\text{г. ф}} + h_{\text{с. ф}})} \right]. \quad (6)$$

В результате решения системы уравнений (1)–(3) численными методами с точностью не ниже 10^{-5} может быть получено значение α_w . Значение фактического эксцентриситета установки деформирующих дисков, равное межосевому расстоянию, должно учитывать сближение $\delta_{\text{п}}$ колец подшипников генератора волн:

$$e_{\text{ф}} = a_w \phi + \delta_{\text{п}}.$$

Сближение колец шарикового $\delta_{\text{ш. п}}$ и роликового $\delta_{\text{р. п}}$ подшипников от нагружения радиальными силами определяют по следующим формулам [8, 9]:

$$\delta_{\text{ш. п}} = K_{\text{ш}} \sqrt[3]{\frac{P_{\Sigma}^2}{(iz_{\text{ш}})^2 d_{\text{ш}}}}; \quad \delta_{\text{р. п}} = K_{\text{р}} \frac{P_{\Sigma}^{0,9}}{(iz_{\text{р}})^{0,9} l_{\text{р}}^{0,8}}.$$

Здесь P_{Σ} — радиальная сила, действующая на подшипник, Н; $z_{\text{ш}}$ — количество шариков в ряду; $z_{\text{р}}$ — количество роликов в ряду; i — число рядов; $d_{\text{ш}}$ — диаметр шарика, мм; $l_{\text{р}}$ — длина ролика, мм.

По рекомендациям С.А. Шувалова [10] коэффициенты $K_{\text{ш}}$ и $K_{\text{р}}$ по сравнению со справочными ($K_{\text{ш}} = 0,00126$ и $K_{\text{р}} = 0,00033$) должны быть увеличены с учетом посадок подшипника на вал по К6 в корпус по Н7 в 1,4 раза, а для гибких подшипников в 2,2 раза.

Необходимый диаметр деформирующего диска $D_{\text{д. ф}}$ рассчитывается по формуле

$$D_{\text{д. ф}} = 2(r_{\text{ф. усл. ф}} - h_{\text{с. ф}}), \quad (7)$$

где $r_{\text{ф. усл. ф}}$ — фактическое значение радиуса окружности впадин условного колеса,

$$r_{\text{ф. усл. ф}} = m \left(z_{\text{усл. ф}} / 2 + h_a^* - c^* + x_{\text{г. ф}} \right).$$

Коэффициент фактического смещения исходного производящего контура при нарезании гибкого колеса в деформированном состоянии определяется по формуле

$$x_{\text{г. ф}} = \frac{\Delta_{\text{усл. ф}}}{2 \operatorname{tg} \alpha}. \quad (8)$$

По найденным расчетным путем значениям e_ϕ и $D_{д.ф}$ для конкретной передачи подбираются необходимые (по размерам) эксцентрик и деформирующие диски из числа изготовленных.

По технологическим соображениям нарезание гибких колес, особенно для ВЗП с генератором волн внешнего деформирования, часто производится в недеформированном состоянии. При этом в волновой передаче получают не точное, а приближенное зацепление, так как размеры зубьев гибкого колеса и форма их профилей отличаются от расчетных. Устранять погрешности в толщинах зубьев целесообразно за счет выравнивания толщин зубьев по окружности вершин. Для этого достаточно пересчитать коэффициент изменения толщины зуба гибкого колеса, рассчитанный для нарезания в деформированном состоянии Δ'_r , обеспечивающий равенство толщин зубьев по окружностям вершин и использовать последний для расчета контрольных размеров:

$$\Delta'_r = \frac{\cos\alpha_{a_r}}{\cos\alpha_{a_{усл}}} \left[\Delta_r \pm z_{усл} (\text{inv}\alpha_{a_{усл}} - \text{inv}\alpha) \mp z_r (\text{inv}\alpha_{a_r} - \text{inv}\alpha) \right], \quad (9)$$

где

$$\cos\alpha_{a_r} = \frac{mz_r \cos\alpha}{d_{a_r}}; \quad (10)$$

$$\cos\alpha_{a_{усл}} = \frac{mz_{усл} \cos\alpha}{d_{a_{усл}}}. \quad (11)$$

Здесь и далее верхние знаки для внутреннего деформирования, а нижние для наружного деформирования.

Тогда контрольный размер по роликам при нарезании зубьев в недеформированном состоянии рассчитывается по формулам

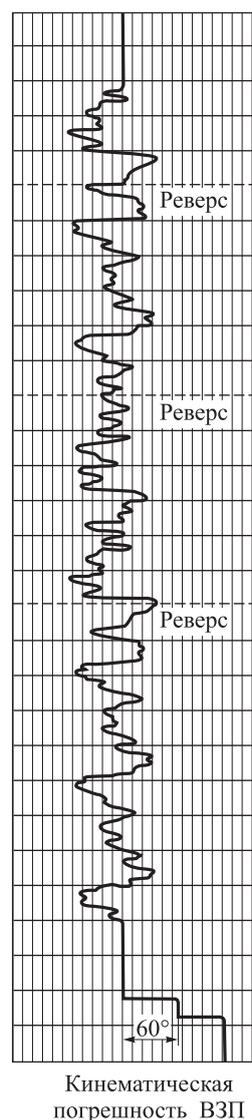
$$M_r = \frac{mz_r \cos\alpha}{\cos\alpha_{D_r}} \pm D; \quad (12)$$

$$\text{inv}\alpha_{D_r} = \mp \frac{\pi}{2z_r} \pm \frac{\Delta'_r}{z_r} + \text{inv}\alpha \pm \frac{D}{mz_r \cos\alpha}, \quad (13)$$

где D — диаметр измерительного ролика.

Использование для расчета контрольных размеров коэффициента Δ'_r уменьшает погрешности зубьев при нарезании гибких колес в недеформированном состоянии и позволяет производить пересчет контрольных размеров по общим зависимостям (9)–(13) как для внутреннего, так и для внешнего деформирования.

По предлагаемой методике была доработана и собрана двухволновая зубчатая передача с дисковым генератором волн (рисунок [6]). Основные данные передачи: модуль $m = 0,4$ мм; передаточное число $i = 76$; $z_{ж} = 152$; $z_r = 150$; $h_{с.ф} = 0,585$ мм; $a_{н.ом} =$



Осциллограмма кинематической погрешности ВЗП

$= 1,150$ мм; $M_{ж.ф} = 59,990$ мм; $M_{г.ф} = 62,155$ мм; $e_\phi = 1,200$ мм.

Беззазорность зацепления и кинематическая погрешность ВЗП контролировались индуктивно-фазовым способом на измерительном стенде. На рисунке представлена часть кинематической погрешности при неоднократном изменении направления вращения вала генератора волн. Многократный реверс не обнаружил люфта. Кинематическая погрешность этой передачи в пределах двух оборотов выходного вала не превысила $3'$ при накопленных погрешностях углового шага: для зубчатого венца жесткого колеса $\Delta t_{\Sigma ж} = 5'$; для зубчатого венца гибкого колеса $\Delta t_{\Sigma г} = 4'$.

Литература

- [1] Slatter R., Degen R. Miniature zero-backlash gears and actuators for precision positioning applications. *Proceedings of the 11th European Space Mechanisms and Tribology Symposium ESMATS 2005*, Lucerne, 21–23 September 2005, Noordwijk, ESTEC, 2005, pp. 9–15.
- [2] Stoehr J.D. Choosy about gears. *Tool. and Prod.*, 2001, 66, no. 10, pp. 65–67.
- [3] Lewis J. Fast forward for harmonic-drive gearing. *Glob. Des. News*, 2000, vol. 4, no. 2, pp. 46–47.

- [4] Скворцова Н.А., Тарабарин В.Б., Тимофеев Г.А. Новое в проектировании волновых приводов для следящих систем. *Использование ВЗП в промышленности: Тр. республиканского семинара НТО Mashprom*. Минск, 1978, с. 31–40.
- [5] Решетов Л.Н. *Самоустанавливающиеся механизмы: Справочник*. Москва, Машиностроение, 1991. 288 с.
- [6] Фролов К.В., Скворцова Н.А., ред. Конструкции и геометрический расчет волновых зубчатых передач. *Тр. МВТУ*. 1978, № 291, вып. 8. *Теория механизмов*, с. 22–33.
- [7] Тимофеев Г.А. Разработка методов расчета и проектирования волновых зубчатых передач для приводов следящих систем. Дис. ... д-ра техн. наук. Москва, 1997. 358 с.
- [8] Черменский О.Н., Федотов Н.Н. *Подшипники качения. Справочник-каталог*. Москва, Машиностроение, 2003. 575 с.
- [9] Иванов А.С. *Конструируем машины шаг за шагом*. В 2 ч. Ч. 1. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. 328 с.
- [10] Шувалов С.А. *Теория и автоматизированное проектирование волновых зубчатых передач*. Автореф. дисс. ... д-ра техн. наук. Москва, 1986. 28 с.

References

- [1] Slatter R., Degen R. Miniature zero-backlash gears and actuators for precision positioning applications. *Proceedings of the 11th European Space Mechanisms and Tribology Symposium ESMATS 2005*, Lucerne, 21–23 September 2005, Noordwijk, ESTEC, 2005, pp. 9–15.
- [2] Stoehr J.D. Choosy about gears. *Tool. and Prod*, 2001, 66, no. 10, pp. 65–67.
- [3] Lewis J. Fast forward for harmonic-drive gearing. *Glob. Des. News*, 2000, vol. 4, no. 2, pp. 46–47.
- [4] Skvortsova N.A., Tarabarin V.B., Timofeev G.A. *Novoe v proektirovanii volnovykh privodov dlia slediashchikh sistem* [In designing a new wave of drives for servo systems]. *Ispol'zovanie VZP v promyshlennosti: Trudy respublikanskogo seminar NTO Mashprom* [Using the CDW in the industry: Proceedings of the national seminar NTO Mashprom]. Minsk, 1978, pp. 31–40.
- [5] Reshetov L.N. *Samoustanavlivauiushchiesia mekhanizmy: Spravochnik* [Aligning mechanisms: Directory]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1991. 288 p.
- [6] Konstruktsii i geometricheskii raschet volnovykh zubchatykh peredach [Design and calculation of geometric wave gears]. *Trudy MVTU* [Bauman works]. *Teoriia mekhanizmov* [Theory of mechanisms]. Ed. Frolov K.V., Skvortsova N.A. 1978, no. 291, issue 8, pp. 22–33.
- [7] Timofeev G.A. *Razrabotka metodov rascheta i proektirovaniia volnovykh zubchatykh peredach dlia privodov slediashchikh sistem*. Diss. dokt. tekhn. nauk [Development of methods of calculation and design of wave gear drives for servo systems. Dr. tech. sci. diss.]. Moscow, 1997. 358 p.
- [8] Chermenskii O.N., Fedotov N.N. *Podshipniki kachenii. Spravochnik-katalog* [Rolling bearings. Directory Listings]. Moscow, Mashinostroenie publ., 2003. 575 p.
- [9] Ivanov A.S. *Konstruiruem mashiny shag za shagom* [Construct a machine step by step]. In 2 pt., pt. 1. Moscow, Bauman Press, 2003. 328 p.
- [10] Shuvalov S.A. *Teoriia i avtomatizirovannoe proektirovanie volnovykh zubchatykh peredach*. Diss. dokt. tekhn. nauk [Theory and computer-aided design wave gears. Dr. tech. sci. diss.]. Moscow, 1986. 28 p.

Статья поступила в редакцию 16.01.2014

Информация об авторе

ТИМОФЕЕВ Геннадий Алексеевич (Москва) — доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой «Теория механизмов и машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: timga@bmstu.ru).

Information about the authors

TIMOFEEV Gennadiy Alekseevich (Moscow) — Dr. Sc. (Eng.), Professor, Head of «Theory of Mechanisms and Machines» Department. Bauman Moscow State Technical University (BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation, e-mail: timga@bmstu.ru).