

УДК 621.833.7

DOI: 10.18698/0536-1044-2018-5-36-43

# Волновые зубчатые передачи. Теория и практика

Г.А. Тимофеев, Ю.В. Костиков, Е.О. Подчасов

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

## Harmonic Drives. Theory and Practice

G.A. Timofeev, Y.V. Kostikov, E.O. Podchasov

BMSTU, 105005, Moscow, Russian Federation, 2<sup>nd</sup> Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1

@ e-mail: timga@bmstu.ru

**i** В последние десятилетия значительно повысились требования к надежности, долговечности, точности и жесткости приводов машин, станков, промышленных роботов и систем автоматического управления. Возникло целое научное направление, связанное с созданием прецизионных машин и станков с мехатронными узлами, систем управления в ракетной и космической технике, в основу которых положены механические передачи, удовлетворяющие перечисленным требованиям. Среди механических передач, используемых в современной приводной технике, волновые зубчатые передачи обладают наименьшими габаритными размерами и материалоемкостью при высоких коэффициентах полезного действия, крутильной жесткости и кинематической точности. Это делает перспективным широкое внедрение волновых зубчатых передач в приводах, применяемых в робототехнике, антеннах, опорно-поворотных устройствах следящих систем, шкальных и других точных механизмах. Изложена объединенная методика проектирования различных схем волновых зубчатых передач и системный подход к разработке электромеханических приводов следящих систем. Система проектирования выполнена как комплекс взаимосвязанных интерактивных диалоговых программ, позволяющих сократить сроки этого процесса и повысить его качество. Рассмотрены конструкции приводов с волновыми зубчатыми передачами и генераторами волн внутреннего и внешнего деформирования, многие из которых выполнены на уровне изобретений и внедрены в серийные конструкции систем автоматического управления.

**Ключевые слова:** волновые зубчатые передачи, генераторы волн внутреннего и внешнего деформирования, кинематическая точность, крутильная жесткость, габаритные размеры привода

**i** The requirements to reliability, durability, accuracy and rigidity of drives for machines, machine-tools, industrial robots and automatic control systems have become more demanding in recent years. A whole research area has emerged, related to the development of precision machines and machine-tools with mechatronic units as well as control systems in rocket and space engineering that are based on mechanical transmissions that satisfy the aforementioned requirements. Amongst mechanical drives used in modern drive engineering, harmonic drives have the smallest overall dimensions and the least material intensity of production, while demonstrating high efficiency ratio, torsional rigidity and kinematic accuracy. It facilitates widespread introduction of harmonic drives in robotic engineering, antennas, positioning devices of servo-systems, indicating instruments and other precision mechanisms. A combined method of designing various harmonic drive schemes and a systematic approach to developing electromechanical drives of servomechanisms is described. The design system represents a complex of interconnected interactive dialog programs that can reduce the duration of the process and increase its quality. Drive designs that have harmonic drives with wave generators of internal and external deformation are studied. Many

of these drives represent inventions and are implemented in mass-produced designs of automatic control systems.

**Keywords:** harmonic drives, wave generators of internal and external deformation, kinematic accuracy, torsional rigidity, drive overall dimensions

В отраслях приборостроения и специального машиностроения одним из основных требований, предъявляемых к следящим малоинерционным механическим приводам мобильных устройств, является минимизация массогабаритных показателей. Использование высокооборотных электродвигателей (10 000 об/мин и выше) диктует необходимость применения в качестве передаточных механизмов многоступенчатых зубчатых передач, где передаточное отношение достигает 100 000 и более. Уменьшить число ступеней можно с помощью передач, реализующих максимальное передаточное отношение в одной ступени с сохранением высоких показателей по нагрузочной способности, кинематической точности и коэффициенту полезного действия (КПД).

Этим критериям в значительной степени отвечают волновые зубчатые передачи (ВЗП) [1–18], принцип работы которых основан на взаимодействии (зацеплении) зубчатых колес — жесткого и деформируемого гибкого. Деформация гибкого колеса (ГК), имеющего форму кольца или тонкостенной оболочки, осуществляется генератором волн. Разнообразие геометрических форм ГК дает возможность создавать множество конструктивных решений, удовлетворяющих различным компоновочным требованиям, в том числе способности передавать движение в замкнутое герметичное пространство без использования специальных уплотнительных узлов.

Цель работы — рассмотреть внедренные в производство конструкции редукторов с ВЗП, сформулировать основные направления развития волновых приводов и дать указания по их оптимальному использованию.

Генератор волн может располагаться как внутри, так и снаружи ГК, деформируя его в одной или нескольких зонах. ВЗП позволяет варьировать передаточное отношение в одной ступени от 60 до 300 при использовании стальных ГК, обеспечивая многопарность зацепления — одновременно происходит взаимодействие до 40 % зубьев. При этом достигается беззазорность [4, 8, 9, 11] волнового зацепления, уменьшение кинематической погрешности [4, 7, 12, 17] и повышение нагрузочной способно-

сти и КПД [6, 8–12, 15, 17], что предопределяет использование ВЗП в выходных ступенях многоступенчатых приводов. Отдельно следует отметить низкие виброшумовые характеристики таких передач [3, 5, 13, 18].

Созданная на кафедре «Теория механизмов и машин» МГТУ им. Н.Э. Баумана теория расчета и проектирования геометрических параметров волнового зацепления базируется на разработанной профессором В.А. Гавриленко теории геометрического расчета эвольвентного зацепления [1] и работах по ВЗП его учеников, в частности [12, 13, 15–18].

Эта теория основана на предположении, что конструкции генераторов волн ВЗП обеспечивают постоянную кривизну срединного слоя деформированного ГК в пределах зон зацепления, ограниченных центральными углами  $2\beta$  (рис. 1). Вне этих зон ГК имеет свободную форму деформации. На участке постоянной кривизны зацепление в волновой передаче рассматривается как внутреннее эвольвентное зацепление жесткого колеса с числом зубьев  $z_{ж}$  и условного колеса, имеющего параметры ГК и расчетное число зубьев  $z_{у}$ . На рис. 1 показаны зубчатые передачи, полюс зацепления  $P$ , получаемый при пересечении линии зацепления  $N_{у}N_{ж}$  с межосевым расстоянием  $a_w$ , начальные окружности радиусами  $r_{wy}$  и  $r_{wj}$ , основные окружности радиусами  $r_{by}$  и  $r_{bj}$ .

Расчетное число зубьев условного колеса

$$z_{у} = \frac{z_{г}}{1 \pm k_{\beta} \frac{w_0}{r_{с.г}}}, \quad (1)$$

где  $k_{\beta}$  — коэффициент, зависящий от угла облегания генератора волн;  $w_0$  — радиальная деформация по большой оси;  $r_{с.г}$  — срединный радиус ГК.

В выражении (1)

$$k_{\beta} = \frac{B}{A - B}.$$

Здесь

$$B = \frac{4\beta}{\pi} \sin \beta + \frac{4}{\pi} \cos \beta - 2 \sin \beta;$$

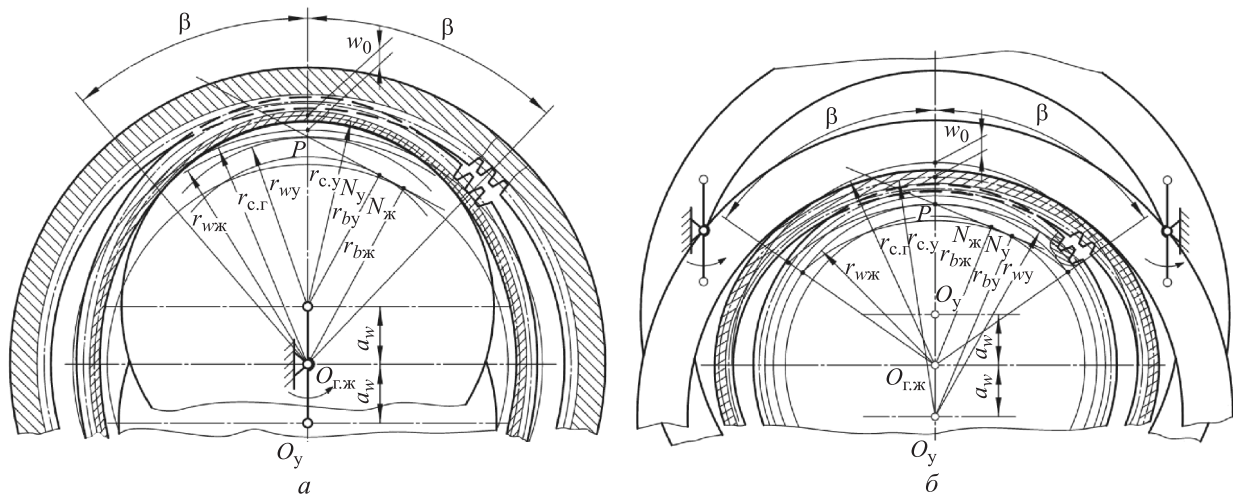


Рис. 1. Картина волнового зацепления с генератором волн внутреннего (а) и внешнего (б) деформирования

$$A = \frac{\pi}{2} - \beta - \sin \beta \cos \beta,$$

где  $\beta$  — угловая координата участка постоянной кривизны ( $35^\circ \leq \beta \leq 65^\circ$ ).

Формула (1), как и все последующие выражения, содержащие двойные знаки арифметических действий, — объединенная. Верхний знак относится к внутреннему деформированию ГК дисковым или кулачковым генератором волн, нижний — к внешнему деформированию кольцевым генератором.

Основными входными параметрами при расчете геометрических параметров привода являются: передаточное отношение  $u$  передачи; вид деформации ГК; числа зубьев колес — гибкого  $z_r$  и жесткого  $z_ж$ ; номинальный  $T$  и максимальный  $T_{max}$  крутящие моменты на выходном валу привода; частота вращения  $n_h$  вала генератора волн; срок службы передачи  $l_h$ , коэффициент ширины зубчатого венца ГК  $\psi_v$ , прочностные характеристики ГК — твердость HRC и предел выносливости  $\sigma_{-1}$  материала, коэффициент крутильной жесткости  $C$  (необязательный параметр) [15].

С учетом того, что крутильная жесткость и кинематическая точность ВЗП повышаются с увеличением диаметра ГК, зависящего от передаваемого момента, нужно стремиться, чтобы на ВЗП приходилось максимальное передаточное отношение, обеспечивающее вписывание волновой передачи в заданный или наименьший радиальный габаритный размер.

Проектировочный расчет привода заключается в определении диаметра срединной по-

верхности  $d_{c.г}$  ГК в недеформированном состоянии по различным методикам:

- по заданному коэффициенту крутильной жесткости:

$$d_{c.г} = \left( 1,12 - \frac{\sqrt{C}}{8000} \right) C^{0,34 + \frac{\sqrt{C}}{35000}};$$

- по изгибной прочности ГК [13]:

$$d_{c.г} = 220 \sqrt[3]{k_d k_n \frac{h_c}{d_{c.г}} \left( k_z - \frac{u}{u+1} \right) T},$$

где  $k_d$ ,  $k_n$  и  $k_z$  — коэффициенты соответственно динамичности, перегрузки и формы деформации;  $h_c/d_{c.г}$  — относительная толщина ГК под зубчатым венцом;

- из расчета на выносливость [9]:

$$d_{c.г} = 165 \sqrt[3]{\frac{T}{(0,03u-1)\sigma_{F0}}},$$

где  $\sigma_{F0}$  — предел изгибной выносливости зубьев.

Большой из вычисленных диаметров берут за основу для определения модуля зацепления

$$m' = \frac{d_{c.г}}{z_r},$$

который округляют до ближайшего стандартного значения  $m$ . Допускается возможность корректировки модуля относительно расчетного значения.

Делительные диаметры колес

$$d_r = mz_r; \quad d_ж = mz_ж.$$

Толщина обода ГК под зубчатым венцом

$$h_c = \left( \frac{10,6 T 10^3}{\sigma_{F0} d_r^3} + 0,007 \right) d_r,$$

но не более  $0,018d_r$ .

Основным варьируемым параметром является относительная радиальная деформация ГК

$$\frac{w_0}{r_{c,r}} = \left( \frac{z_{ж} - z_r}{z_r} \right) \gamma,$$

где  $\gamma = 0,9...1,2$  — коэффициент относительной радиальной деформации.

Коэффициент смещения исходного контура

$$x_r = \left( h_a^* + c^* + \frac{h_c}{2m} \right) \delta,$$

где  $h_a^*$ ,  $c^*$  и  $\delta$  — коэффициенты соответственно зуба, радиального зазора и изменения смещения.

Согласно геометрической картине волнового зацепления (см. рис. 1), радиус срединной окружности деформированного ГК можно представить в виде

$$r_{c,y} = m \left( \frac{z_r}{2} \mp h_a^* \mp c^* \mp \frac{h_c}{2m} + x_r \right).$$

Значения варьируемых параметров  $\delta$  и  $\gamma$  при внутреннем деформировании назначают из диапазонов  $\delta = 1,0...1,4$  и  $\gamma = 0,9...1,2$ , а при внешнем из интервалов —  $\delta = 0,8...1,1$  и  $\gamma = 0,8...1,2$ .

При задании этих величин из диапазона значений их возможного изменения можно выполнить оптимизацию качества зацепления, причем целевой функцией чаще всего является коэффициент перекрытия.

Методика геометрического расчета в полном объеме приведена в работах [12, 13] и распространяется на ВЗП с диапазоном передаточных отношений  $60...100\ 000$ , схемные решения которых проанализированы в статье [15] для ВЗП с генераторами волн внутреннего и внешнего деформирования.

По этой методике были рассчитаны геометро-кинематические параметры приводов, приведенных далее. Рассмотрим лишь некоторые конструкции приводов с ВЗП, внедренных в реальные приводы систем автоматического управления и регулирования.

**Силовой привод с двухступенчатой волновой передачей** показан на рис. 2. В целях унификации в обеих ВЗП геометрические параметры зацепления выполнены одинаковыми: передаточное число в каждой из них составляет 60 или 80, модуль волнового зацепления — 0,4 или 0,3 мм, общее передаточное отношение привода — 4 500 или 13 000. Размещение опорных подшипников выходного вала внутри ГК и использование ГК промежуточной ступени в виде узкого кольца позволили уменьшить осевые габаритные размеры привода на 14 % по сравнению с таковыми у аналогов.

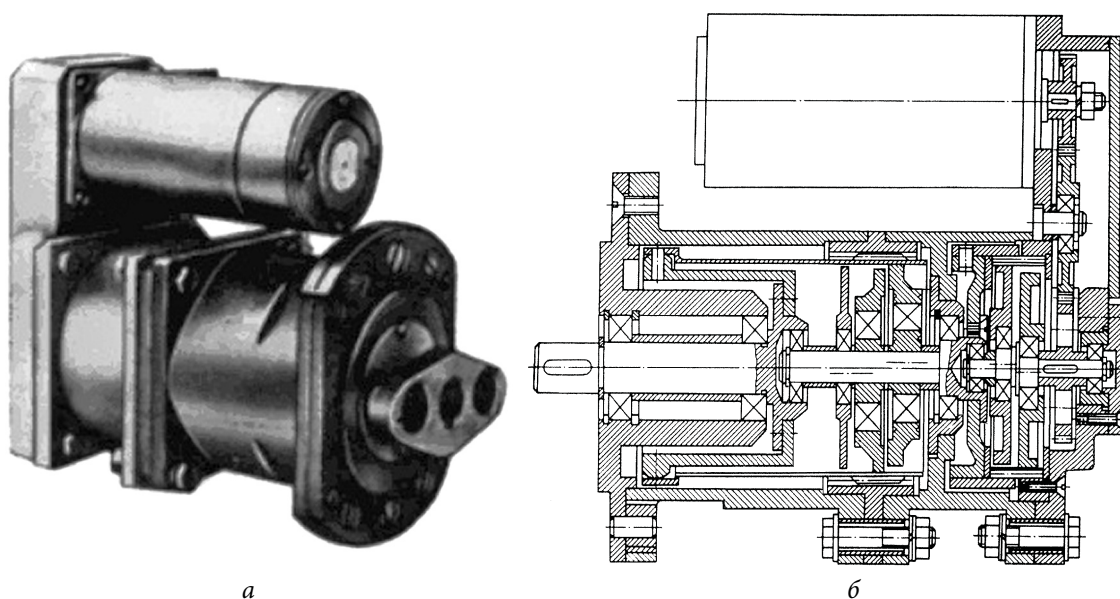


Рис. 2. Внешний вид (а) и конструктивная схема (б) силового привода с двухступенчатой волновой передачей

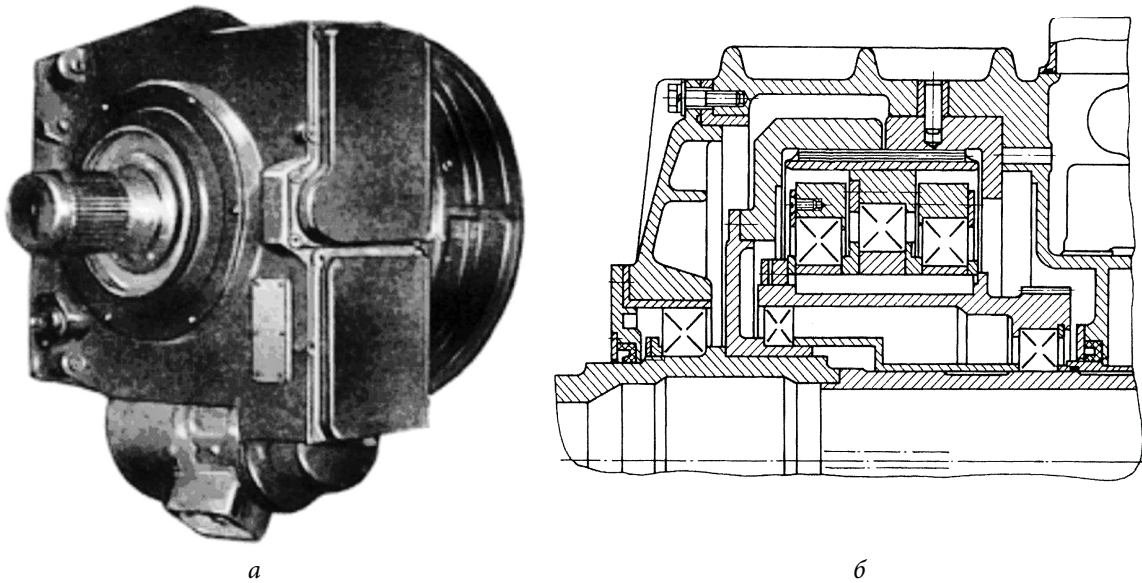


Рис. 3. Внешний вид (а) и конструктивная схема (б) высокомоментного привода

**Техническая характеристика силового привода с двухступенчатой волновой передачей**

Момент нагрузки на выходном валу, Н·м	80
КПД	0,57
Погрешность угла поворота выходного вала при номинальной нагрузке, рад	Не более 0,0005
Напряжение источника питания, В	27 ± 2
Потребляемая мощность, Вт	18
Габаритные размеры, мм	70×120×140
Масса, кг	2,5

**Выходная ступень силового редуктора, применяемого в высокомоментных приводах систем автоматического управления,** приведена на рис. 3. Особенностью такой конструкции является использование трехдискового генератора волн, который в отличие от двухдискового, описанного ранее, исключает перекосящий момент и деформацию его торцевых сечений, что улучшает условия зацепления зубьев в ВЗП.

Применение такой конструкции в выходной ступени редуктора позволило повысить его нагрузочную способность в 1,5 раза, а КПД — в 1,4 раза по сравнению с аналогичными параметрами редуктора с выходной ступенью в виде планетарной передачи с пятью сателлитами.

**Техническая характеристика высокомоментного привода**

Крутящий момент на выходном валу, кН·м	80
КПД	0,63

**Передаточное отношение:**

общее	18 000
волновой ступени	120
Модуль волновой ступени, мм	2
Габаритные размеры, мм	800×800×1 000
Масса, кг	2 880

**Электромеханический привод дискретного позиционирования,** применяемый в следящих системах при преобразовании непрерывного вращения вала электродвигателя в дискретное поступательное движение выходного звена исполнительного механизма, открывает новые функциональные возможности при использовании волновой передачи. Конструктивная схема

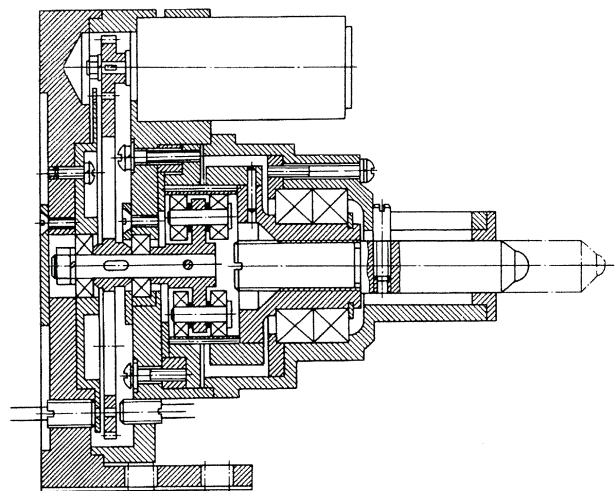


Рис. 4. Конструктивная схема электромеханического привода дискретного позиционирования



такого привода, являющегося трехступенчатым, приведена рис. 4. Первая ступень — цилиндрическая передача внешнего зацепления, вторая — комбинированная волновая передача, реализующая дискретное движение, выходная ступень привода — передача винт-гайка.

Использование шаговой волновой передачи позволило снизить производственные затраты на изготовление одного изделия более чем на 40 % путем уменьшения номенклатуры деталей в 2,5 раза, металлоемкости в 3 раза и способствовало снижению трудоемкости изготовления.

#### Техническая характеристика электромеханического привода дискретного позиционирования

Линейное перемещение выходного звена за один шаг, мкм . . . . .	16
Точность перемещения выходного звена за один шаг, мкм . . . . .	1
Число шагов в секунду . . . . .	25
Осевое усилие на выходном звене, Н . . . . .	300
Габаритные размеры, мм . . . . .	110×115×120
Масса, кг . . . . .	1,1

Конструкция такого привода защищена двумя авторскими свидетельствами (Шаговая волновая передача. А.с.1260598 СССР, МПК F16H1/00, 27/04, опубл. 30.09.86, 1986, бюл. № 36; Жесткое колеса шаговой зубчатой передачи. А.с.1556118. СССР, МПК F16H1/00, 55/00, опубл. 23.05.90, 1990, бюл. № 20).

Большое количество различных конструкций приводов приведено в отчетах по НИР [12, 14].

#### Вывод

Силовые и следящие приводы с ВЗП хорошо зарекомендовали себя в промышленном применении. Замена традиционных зубчатых цилиндрических и планетарных редукторов в приводах позволяет сократить их габаритные размеры на 20 %, металлоемкость до 3 раз и повысить нагрузочную способность передач до 1,5 раз.

#### Литература

- [1] Тимофеев Г.А., Барбашов Н.Н., Цибровский А.Н. Проектирование механизма прерывистого движения на базе волновой зубчатой передачи с генератором волн внутреннего деформирования. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2016, № 2, с. 113–124.
- [2] Patel D.M., Jivani R.G., Pandya V.A. Harmonic Drive Design & Application: A Review. *Global Research and Development Journal for Engineering*, 2015, vol. 1, is. 1, pp. 34–37.
- [3] Masoumi M., Alimohammadi H. An investigation into the vibration of harmonic drive systems. *Frontiers of Mechanical Engineering*, 2013, vol. 8, is. 4, pp. 409–419.
- [4] Dhaouadi R., Ghorbel F.H. Modelling and Analysis of Nonlinear Stiffness, Hysteresis and Friction in Harmonic Drive Gear. *International Journal of Modelling and Simulation*, 2008, vol. 28, is. 3, pp. 329–336.
- [5] Timofeev G.A., Kuzenkov V.V. Features of the dynamics of a servo drive with wave gear. *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*, 2015, vol. 44, is. 6, pp. 513–519.
- [6] Timofeev G.A., Kostikov Yu.V. Torsional rigidity of harmonic gear drives. *Russian Engineering Research*, 2016, vol. 36, is. 12, pp. 995–998.
- [7] Yamamoto M., Iwasaki M., Hirai H., Okitsu Y., Sasaki K., Yajima T. Modeling and compensation for angular transmission error in harmonic drive gearings. *EEJ Transactions on Electrical and Electronic Engineering*, 2009, vol. 4, is. 2, pp. 158–165.
- [8] Крайнев А.Ф. *Механика машин. Фундаментальный словарь*. Москва, Машиностроение, 2000. 904 с.
- [9] Полетучий А.И. *Теория и конструирование высокоэффективных волновых зубчатых механизмов*. Харьков, Национальный авиационный университет, 2005. 675 с.
- [10] Чемоданов Б.К., ред. *Следящие приводы. Т. 1. Теория и проектирование следящих приводов*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1999. 904 с.
- [11] Hareesh Y.S., Varghese J. Design and Analysis of Flex Spline with Involute Teeth Profile for Harmonic Drive Mechanism. *International Journal of Engineering Research & Technology*, 2015, vol. 4, is. 12, pp. 613–618.

- [12] Тимофеев Г.А. *Отчет о научно-исследовательской работе НИР 986.16. Разработка методов расчета и проектирования волновых зубчатых передач для следящих систем*. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2016. 78 с.
- [13] Тимофеев Г.А. *Разработка методов расчета и проектирования волновых зубчатых передач для приводов следящих систем*. Дис. ... д-ра техн. наук. Москва, ИМАШ РАН, 1997. 358 с.
- [14] Тимофеев Г.А. *Отчет о научно-исследовательской работе НИР 986.15. Разработка методов расчета и проектирования волновых зубчатых передач для следящих систем*. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2015. 106 с.
- [15] 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, с. 109–118.
- [16] Геращенко А.Н., Самсонович С.Л., Постников В.А. *Пневматические, гидравлические и электрические приводы летательных аппаратов на основе волновых исполнительных механизмов*. Москва, Машиностроение, 2006. 392 с.
- [17] Тимофеев Г.А., Костиков Ю.В. Степень влияния ошибок изготовления деталей волновой передачи на ее кинематическую точность. *Приводы и компоненты машин*, 2016, № 3, с. 10–12.
- [18] Тимофеев Г.А., Кузенков В.В. Особенности динамики следящего привода с волновой зубчатой передачей. *Проблемы машиностроения и надежности машин*, 2015, № 6, с. 34–41.

## References

- [1] Timofeev G.A., Barbashov N.N., Tsibrovskiy A.N. Proektirovanie mekhanizma preryvistogo dvizheniya na baze volnovoy zubchatoy peredachi s generatorom voln vnutrennego deformirovaniya [Designing the intermittent motion mechanism on the basis of wave gear with the internal deformation waves generator]. *Vestnik MGTU im. N.E. Bauman. Ser. Mashinostroenie* [Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Mechanical Engineering]. 2016, no. 2, pp. 113–124.
- [2] Patel D.M., Jivani R.G., Pandya V.A. Harmonic Drive Design & Application: A Review. *Global Research and Development Journal for Engineering*, 2015, vol. 1, is. 1, pp. 34–37.
- [3] Masoumi M., Alimohammadi H. An investigation into the vibration of harmonic drive systems. *Frontiers of Mechanical Engineering*, 2013, vol. 8, is. 4, pp. 409–419.
- [4] Dhaouadi R., Ghorbel F.H. Modelling and Analysis of Nonlinear Stiffness, Hysteresis and Friction in Harmonic Drive Gear. *International Journal of Modelling and Simulation*, 2008, vol. 28, is. 3, pp. 329–336.
- [5] Timofeev G.A., Kuzenkov V.V. Features of the dynamics of a servo drive with wave gear. *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*, 2015, vol. 44, is. 6, pp. 513–519.
- [6] Timofeev G.A., Kostikov Yu.V. Torsional rigidity of harmonic gear drives. *Russian Engineering Research*, 2016, vol. 36, is. 12, pp. 995–998.
- [7] Yamamoto M., Iwasaki M., Hirai H., Okitsu Y., Sasaki K., Yajima T. Modeling and compensation for angular transmission error in harmonic drive gearings. *EEJ Transactions on Electrical and Electronic Engineering*, 2009, vol. 4, is. 2, pp. 158–165.
- [8] Krainev A.F. *Mekhanika mashin. Fundamental'nyi slovar'* [Mechanics of machines. Fundamental dictionary]. Moscow, Mashinostroenie publ., 2000. 904 p.
- [9] Poletuchii A.I. *Teoriia i konstruirovaniye vysokoeffektivnykh volnovykh zubchatykh mekhanizmov* [Theory and design of high-performance wave gears]. Kharkov, Natsional'nyi aviatsionnyi universitet publ., 2005. 675 p.
- [10] *Slediashchie privody. T. 1. Teoriia i proektirovanie slediashchikh privodov* [The servo drives. Vol. 1. Theory and design of servo drives]. Ed. Chemodanov B.K. Moscow, Bauman Press, 1999. 904 p.
- [11] Hareesh Y.S., Varghese J. Design and Analysis of Flex Spline with Involute Teeth Profile for Harmonic Drive Mechanism. *International Journal of Engineering Research & Technology*, 2015, vol. 4, is. 12, pp. 613–618.
- [12] Timofeev G.A. *Отчет о научно-исследовательской работе НИР 986.16. Разработка методов расчета и проектирования волновых зубчатых передач для следящих систем* [Report

- on the research work of NIR 986.16. Development of methods for calculating and designing wave gears for servomechanisms]. Moscow, Bauman Press, 2016. 78 p.
- [13] Timofeev G.A. *Razrabotka metodov rascheta i proektirovaniia volnovykh zubchatykh peredach dlia privodov slediashchikh system*. Diss. dokt. tekhn. nauk [Development of methods of calculation and design of wave gear drives for servo systems. Dr. tech. sci. diss.]. Moscow, IMASH RAN publ., 1997. 358 p.
- [14] Timofeev G.A. *Otchet o nauchno-issledovatel'skoy rabote NIR 986.15. Razrabotka metodov rascheta i proektirovaniya volnovykh zubchatykh peredach dlya sledyashchikh system* [Report on NIR research work 986.15. Development of methods for calculation and design of wave gears for servomechanisms]. Moscow, Bauman Press, 2015. 106 p.
- [15] Timofeev G.A., Samoilova M.V. *Sravnitel'nyi analiz skhemnykh reshenii privodov s volnovymi zubchatymi peredachami* [Comparative analysis of the wave gear drive kinematic diagram for servo-type mechanisms]. *Vestnik MGTU im. N.E. Baumana. Ser. Mashinostroenie* [Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Mechanical Engineering]. 2015, no. 4, pp. 109–118.
- [16] Gerashchenko A.N., Samsonovich S.L., Postnikov V.A. *Pnevmaticheskie, gidravlicheskie i elektricheskie privody letatel'nykh apparatov na osnove volnovykh ispolnitel'nykh mekhanizmov* [Pneumatic, hydraulic and electric drives of aircraft based on wave actuators]. Moscow, Mashinostroenie publ., 2006. 392 p.
- [17] Kostikov Iu.V., Timofeev G.A., Fursiak F.I. *Stepen' vliianiia oshibok izgotovleniia detalei volnovoi peredachi na ee kinematicheskuiu tochnost'* [Degree of influence of manufacturing errors of wave gear parts on its kinematic precision]. *Privody i komponenty mashin* [Journal of Machinery Manufacture and Reliability]. 2016, no. 3, pp. 10–12.
- [18] Timofeev G.A., Kuzenkov V.V. Features of the dynamics of a servo drive with wave gear. *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*, 2015, vol. 44, no. 6, pp. 513–519.

Статья поступила в редакцию 15.02.2018

## Информация об авторах

**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).

**КОСТИКОВ Юрий Васильевич** (Москва) — кандидат технических наук, доцент кафедры «Теория механизмов и машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1).

**ПОДЧАСОВ Евгений Олегович** (Москва) — инженер кафедры «Теория механизмов и машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1).

## Information about the authors

**TIMOFEEV Gennadiy Alekseevich** (Moscow) — Doctor of Science (Eng.), Professor, Head of Theory of Mechanisms and Machines Department. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2<sup>nd</sup> Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: timga@bmstu.ru).

**KOSTIKOV Yury Vasilievich** (Moscow) — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Theory of Mechanisms and Machines Department. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2<sup>nd</sup> Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1).

**PODCHASOV Evgeniy Olegovich** (Moscow) — Engineer, Theory of Mechanisms and Machines Department. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2<sup>nd</sup> Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1).

### Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Тимофеев Г.А., Костиков Ю.В., Подчасов Е.О. Волновые зубчатые передачи. Теория и практика. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2018, № 5, с. 36–43, doi: 10.18698/0536-1044-2018-5-36-43.

### Please cite this article in English as:

Timofeev G.A., Kostikov Y.V., Podchasov E.O. Harmonic Drives. Theory and Practice. *Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*, 2018, no. 5, pp. 36–43, doi: 10.18698/0536-1044-2018-5-36-43.