

DOI: 10.12737/article\_5c50625ddaff78.50515602

<sup>1,\*</sup>Стрельников В.Н., <sup>2</sup>Волошин А.И., <sup>2</sup>Суков М.Г.<sup>1</sup>Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова  
Россия, 308012, Белгород, ул. Костюкова, д. 46<sup>2</sup>Частное акционерное общество «Новокраматорский машиностроительный завод»  
Украина, 84305, Донецкая обл., г. Краматорск, ул. Орджоникидзе, 5

\*E-mail: viktor.strelnickov2017@yandex.ru

## ИНТЕРФЕРЕНЦИЯ ЗУБЬЕВ В ЗАЦЕПЛЕНИИ КРУПНОЙ ВОЛНОВОЙ ПЕРЕДАЧИ

**Аннотация.** Среди большого разнообразия научно-технических задач, одной из наиболее актуальных является повышение нагрузочной способности, долговечности, снижение габаритно-весовых характеристик механического привода. Для повышения нагрузочной способности передающих механизмов используют многопоточные кинематические схемы, в т. ч. с гибкими звеньями, упругие деформации которых упрощают технику дифференцирования силовых потоков. Представлены наиболее актуальные вопросы повышения нагрузочной способности волновых зубчатых передач применительно к тяжелому машиностроению. При передаче больших по величине вращающих моментов и малом модуле зубьев, деформации гибкого колеса выходят далеко за пределы установленных зазоров в зубчатом зацеплении волновой передачи. Это приводит к негативным явлениям, таким как интерференция, заклинивание и проскок зубьев в зубчатом зацеплении, активизирующиеся с повышением величины передаваемого вращающего момента. Выполненные исследования позволили установить зависимости численных значений зазоров и интерференции зубьев в зацеплении крупной волновой передачи, в зависимости от ее геометрических параметров, характера и величины деформаций гибкого колеса и др. несущих элементов от приложенной нагрузки.

**Ключевые слова:** волновая передача, зазоры, интерференция, проскок зубьев, заклинивание.

**Введение.** Современные тенденции наращивания производительности крупного высокотехнологичного оборудования, сталкиваются с определенными сложностями, вызванными непомерным ростом габаритно – весовых характеристик. Требуется новые подходы и оригинальные научно-технические решения подобных задач. Например, комплектация приводов тяжелых машин волновыми зубчатыми редукторами, доведенными до наиболее высокого технического уровня. Исследование геометрии и кинематики зубчатого зацепления, устранение интерференции зубьев, является актуальной научно-производственной задачей создания крупных волновых редукторов. Решение этой задачи позволяет снизить металлоёмкость и габариты тяжёлых машин, повысить их технический уровень и конкурентные свойства, в том числе нагрузочную способность, к.п.д., и ресурс работы, уменьшить себестоимость и эксплуатационные расходы. Однако, промышленное применение получили волновые зубчатые передачи преимущественно кинематического назначения [1, 2], ввиду высокой податливости гибкого зубчатого колеса и невозможности передачи больших вращающих моментов несущими элементами конструкции.

При разработке и освоении редукторов с гибкими зубчатыми колесами для тяжелой индустрии возникло множество серьезных вопросов, вызванных невозможностью использования линейного геометрического масштабирования для тяжело нагруженных волновых редукторов. Промышленность не выпускает гибкие подшипники

больших диаметров и для таких редукторов невозможно использовать кулачковые волнообразователи. В тяжелом машиностроении используют дисковые генераторы волн, которые принципиальным образом изменяют условия формообразования гибкого колеса. Это касается не только количественных, но прежде всего, качественных особенностей взаимодействия сопряженных звеньев. Например, области гибкого колеса свободные от действия дисков генератора волн, негативное влияние которых связано с интерференцией, заклиниванием и проскоком зубьев в зацеплении, снижением нагрузочной способности, дополнительными расходами энергии. В известных расчётных методиках не существуют объективные решения подобных задач. Создание тяжело нагруженных волновых передач, с качественно новыми техническими характеристиками, в том числе сниженными габаритами и массой, удовлетворяющих техническим условиям тяжелого машиностроения, представляет актуальную научно-техническую проблему, решение которой позволяет повысить конкурентный уровень выпускаемой продукции, обеспечивает возможность наращивания единичных мощностей и производительность машин тяжелой индустрии.

Малая разность зубьев внутреннего зацепления волновой передачи нарушает условия зацепления зубчатой пары, вызывает интерференцию зубьев. Перманентная деформация гибкого колеса нарушает начальные условия сопряжения

кинематических звеньев, накладывает дополнительные требования на геометрические параметры их взаимодействия [3, 4] и вносит дополнительные элементы в исходную структуру математической модели деформированного зубчатого зацепления [5]. Это усложняет решение задачи моделирования синтеза зацепления высших кинематических пар с гибким звеном [6, 7]. Установлены зависимости зазоров между зубьями от геометрических, силовых и конструктивных особенностей волновой зубчатой передачи, а также определены зазоры в наиболее опасных, с точки

зрения интерференции, зонах на входе и выходе зубьев из зацепления.

**Основная часть.** При разработке математического моделирования зазоров в зубчатом зацеплении крупной волновой передачи использовались расчетные схемы, приведенные в следующих работах [8, 9]. Стендовые испытания волновых редукторов ВЗ–1120 и ВЗ–1120А выполнялись на универсальном стенде (табл. 1) (рис. 1). Результаты экспериментов кинематических волновых передач изложены в работах [10–14].

Таблица 1

**Технические характеристики волновых редукторов привода наклона передвижного миксера МП – 600АС емкостью 600 тонн расплавленного металла и перепуфтеровки рудоразмольной мельницы МГР 5500×7500 полезным объёмом 160 м<sup>3</sup>, массой загружаемой руды 220 т**

Наименование параметра	Редуктор миксера ВЗ – 1120	Редуктор мельницы ВЗ – 1120А
Габаритные размеры, мм	2865×1660×1870	2680×1600×1554
Масса, кг	8406	7495
Передаточное число редуктора	2163,07	275
Передаточное число волновой передачи	380	275
Передаточное число цилиндрической передачи	5,69	-
Модуль зубьев волновой передачи, мм	1,5	2
Угол зацепления $\alpha$ , град	20°	20°
Числа зубьев гибкого и жесткого колёс	760; 762	550; 552
Длина, внешний диаметр, толщина оболочки, мм	590; 1148; 12	550; 1110; 13,5
Ширина зубчатого венца гибкого колеса, мм	110	100
Максимальный вращающий момент на тихоходном валу, $M_2$ max, Нм	$5 \cdot 10^5$	$5 \cdot 10^5$
Номинальный вращающий момент на тихоходном валу, $M_2$ , Нм	$3 \cdot 10^5$	$3 \cdot 10^5$
Радиальная деформация гибкого колеса, $w_0$ , мм	1,69	2,43
Текущие угловые параметры $\beta$ , $\theta$ , $\chi$	105°; 34°; 12°	115°; 32°; 14°
Текущие линейные параметры $a$ , $d$ , мм	535; 1157,8	545; 1122,1
Генератор волн	трехдисковый	
Материал дисков, гибкого и жесткого колёс	Сталь 34ХНЗМА с объёмной термообработкой	
Смазка волновых редукторов	жидкая, принудительная подача масла МС–20 на генератор волн, зубчатое зацепление и на подшипники	

Определяем параметр  $\gamma$  — половина угла прилегания гибкого колеса к диску генератора волн

$$\cos \gamma = 1 - \frac{W_0}{\varepsilon}, \quad (1)$$

где  $W_0$  — максимальная радиальная деформация гибкого колеса у большой оси генератора волн;  $\varepsilon$  — эксцентриситет установки дисков генератора

волн.

Безразмерные коэффициенты  $A_1$ ,  $B_1$ , характеризующие деформацию гибкого колеса

$$A_1 = \frac{\pi}{2} - \gamma - \sin \gamma \cos \gamma, \quad (2)$$

$$B_1 = \frac{4}{\pi} \left[ \cos \gamma - \left( \frac{\pi}{2} - \gamma \right) \sin \gamma \right]. \quad (3)$$

Перемещения  $W, V, \theta$  участка зубчатого венца гибкого колеса удаленного на угол  $0 \leq \varphi \leq \gamma$  от большой оси генератора волн

$$\left. \begin{aligned} W &= \frac{W_o}{A_1 - B_1} (A_1 \cos \varphi - B_1), \\ V &= -\frac{W_o}{A_1 - B_1} (A_1 \sin \varphi - B_1 \varphi), \\ \theta &= \frac{W_o B_1 \varphi}{r(A_1 - B_1)}, \end{aligned} \right\} (4)$$

где  $\varphi = \frac{\pi}{2} - \omega_h t$  — текущее положение большой оси генератора волн;  $r$  — радиус срединной линии обода гибкого колеса

Для угла  $\gamma \leq \varphi \leq \frac{\pi}{2}$  имеем

$$\left. \begin{aligned} W &= \frac{W_o}{A_1 - B_1} \left[ (1 + \sin^2 \gamma) \sin \varphi + \left( \frac{\pi}{2} - \varphi \right) \cos \varphi - 2 \sin \gamma - B_1 \right], \\ V &= -\frac{W_o}{A_1 - B_1} \left[ \left( \frac{\pi}{2} - \varphi \right) \sin \varphi - (2 + \sin^2 \gamma) \cos \varphi - (2 \sin \gamma + B_1) \varphi + 2(\cos \gamma + \gamma \sin \gamma) \right], \\ \theta &= \frac{W_o}{r(A_1 - B_1)} [2 \cos \varphi + (2 \sin \gamma + B_1) \varphi - 2(\cos \gamma + \gamma \sin \gamma)]. \end{aligned} \right\} (5)$$

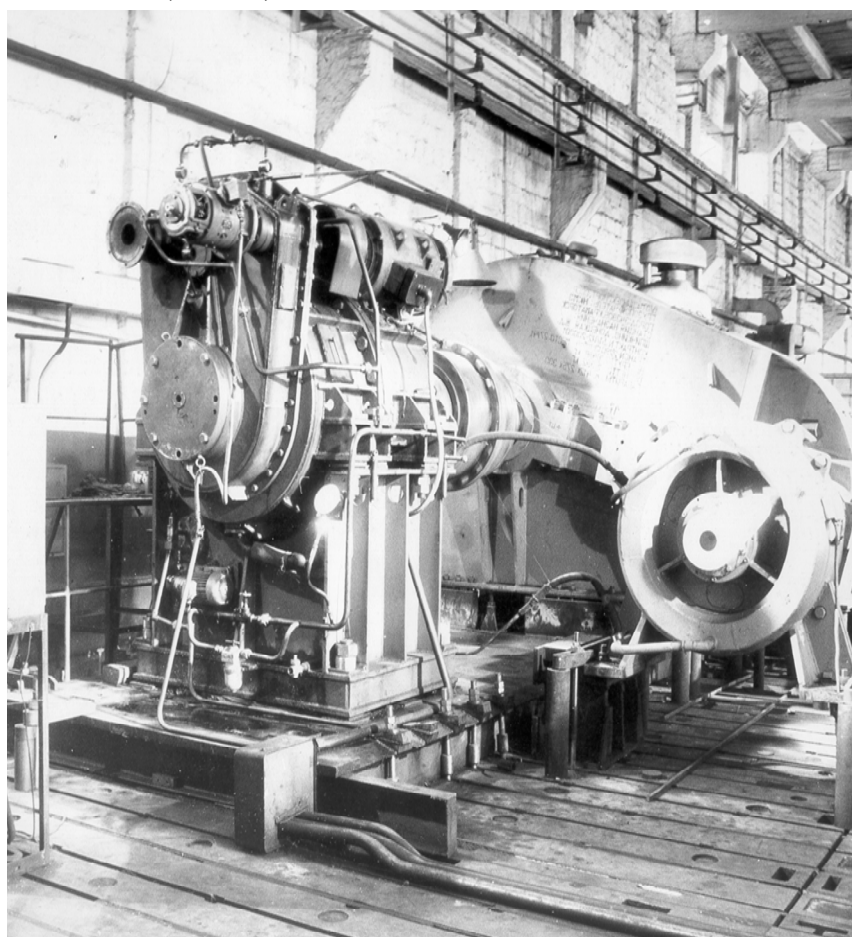


Рис. 1. Стенд с разомкнутым силовым контуром для исследования крупных волновых редукторов

Проекции радиальных перемещений вершин и впадин зубьев гибкого колеса  $W_{aq}, W_{fq}$  на направление оси симметрии зуба  $n$

$$\left. \begin{aligned} W_{aq} &= (r_{aq} + W) \cos \varphi_q - r - W_b, \\ W_{fq} &= (r_{fq} + W) \cos \varphi_q - r - W_b, \end{aligned} \right\} (6)$$

где  $r_{aq}, r_{fq}$  – радиусы окружностей вершин и впадин зубьев;  $\varphi_q = \frac{\omega h t}{U} = \frac{\left(\frac{\pi}{2} - \varphi\right)}{U}$  – угол поворота гибкого колеса относительно жесткого.

Проекция окружных перемещений вершин и впадин зубьев гибкого колеса  $V_{aq}, V_{fq}$  на направление ортогональное к оси  $n$

$$V_{aq} = V + (r_{aq} - r) \theta - (r_{aq} + W) \varphi_b - V_b \quad (7)$$

$$r_{yq} = r_{fq} + r_{ab} \cos \left( \frac{2\pi}{z_q} \right) \psi - (r_{fq} + W) \cos \varphi_b, \quad (9)$$

$$r_{yb} = r_{fb} + r_{ab} \cos \left( \frac{2\pi}{z_q} \right) \psi - (r_{aq} + W) \cos \varphi_b, \quad (10)$$

где  $r_{ab}$  – радиус окружности вершин зубьев жесткого колеса.

Диаметры основных окружностей  $d_b$  гибкого и жесткого колес  $d_b = m \cdot Z \cos \alpha$

Угол профиля зуба в произвольном сечении  $\alpha_y$ :  $\cos \alpha_y = \frac{d_b}{d_y}$ .

Толщина зубьев  $S_y$  по дуге произвольного диаметра

$$S_y = d_y \left( \frac{\pi}{2Z} \pm 2x \frac{\operatorname{tg} \alpha}{Z} + \operatorname{inv} \alpha \pm \operatorname{inv} \alpha_y \right), \quad (11)$$

где  $x$  – коэффициент смещения инструмента.

$$J'_{aq} = (r + W_{aq}) \frac{2\pi}{Z_b} - |V_{aq}| - 0,5 (S_{aq} + S_{yb}) \cos \alpha_y, \quad (14)$$

$$J'_{ab} = (r + W_{aq}) \frac{2\pi}{Z_b} - |V_{yq}| - 0,5 (S_{ab} + S_{yq}) \cos \alpha_y. \quad (15)$$

Диски генератора волн установлены на роликовых радиальных двухрядных подшипниках.

$$V_{fq} = V + (r_{fq} - r) \theta - (r_{fq} + W) \varphi_b - V_b. \quad (7)$$

Для произвольного радиуса  $r_y$  можно переписать 2<sup>ю</sup> формулу из (7)

$$V_{yq} = V + (r_{yq} - r) \theta - (r_{yq} + W) \varphi_b \quad (8)$$

Радиус окружности  $r_{yq}$  недеформированного гибкого колеса “q”, который у деформированного гибкого колеса совпадает с окружностью вершин жесткого колеса “b” в точке, определяемой углом  $\varphi$

Зазоры у вершин зубьев гибкого  $j_{aq}$ , и жесткого  $j_{ab}$  колес при входе зубьев в зацепление

$$J_{aq} = \left( |V_{aq}| - \frac{S_{aq} + S_{yb}}{2} \right) \cos \alpha_y, \quad (12)$$

$$J_{ab} = \left( |V_{yq}| - \frac{S_{ab} + S_{yq}}{2} \right) \cos \alpha_y, \quad (13)$$

где  $S_{aq}, S_{ab}$  – толщина вершин зубьев гибкого и жесткого колес.

Зазоры у вершин зубьев гибкого  $j'_{aq}$  и жесткого  $j'_{ab}$  колес на дуге выхода из зацепления

$$\delta_{ko} = 56 \cdot 10^{-7} \frac{R}{Z \cdot l_p \cdot \cos \beta} \lg \left( \frac{7,6 \cdot 10^6 \cdot d_p \cdot l_p \cdot z \cdot \cos \beta}{R} \right). \quad (16)$$

Максимальный радиальный зазор в подшипнике с учетом износа  $\delta = k \frac{\Delta}{2}$ , где  $k = 1,1 \dots 1,3$  – коэффициент, учитывающий износ;  $\Delta$  – начальный радиальный зазор в подшипнике.

Угол возможного входа зубьев в ненагруженном зубчатом зацеплении определяется из условия:

$$W = r_{ab} - r_{aq}.$$

Окружная сила в зубчатом зацеплении

$$F_t = \frac{T_2}{r},$$

Суммарная величина упругой деформации по внутреннему и наружному кольцам подшипника

где  $T_2$  — нагрузочный момент на тихоходном валу волновой передачи;  $r$  — радиус срединной поверхности гибкого колеса. Радиальная сила в зубчатом зацеплении  $F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} 20^\circ$ .

Угол  $\varphi$  входа зубьев в зацепление под нагрузкой определяется по условию равенства координат вершин зубьев гибкого и жесткого колес, при этом радиальное перемещение  $W_H$  определяется по приближенной формуле

$$W_H = r_{ab} - r_{aq} + \delta \quad (17)$$

С учетом приложенной нагрузки, выражение (7) приводится к виду:

$$V_{aq} = [V_H + (r_{aq} - r)\theta_H - (r_{aq} + W_H)\varphi_b] + \left[ \delta \left( \frac{r_{aq}}{r} \varphi + \varphi_b \right) + \delta_{ko}(\sin \varphi + \varphi_b \cos \varphi) + \frac{r_{aq}}{r} V_p \right]. \quad (18)$$

Зазоры по торцам гибкого колеса: переднему  $J_{vw_1}$  и заднему  $J_{vw_2}$

$$\left. \begin{aligned} J_{vw_1} &= -\frac{b}{2l_1} (V \cos \alpha_{cp} + W \sin \alpha_{cp}), \\ J_{vw_2} &= \frac{b}{2l_1} (V \cos \alpha_{cp} + W \sin \alpha_{cp}), \end{aligned} \right\} (19)$$

где  $l_1$  – расстояние расчётного сечения до конца оболочки.

заднему  $J_{k_2}$  торцам от закручивания гибкого колеса

Приращение зазоров по переднему  $J_{k_1}$  и

$$\left. \begin{aligned} J_{k_1} &= \frac{T_2 \cdot b}{4\pi \cdot G \cdot r^2 \cdot S_1}, \\ J_{k_2} &= -\frac{T_2 \cdot b}{4\pi \cdot G \cdot r^2 \cdot S_1}, \end{aligned} \right\} (20)$$

где  $G = 8 \cdot 10^4$  МПа – модуль упругости второго рода;  $S_1$  – толщина зубчатого венца.

$J_{aq_2}$  зубчатого венца учитывают перекосы зубьев и закручивание гибкого колеса при входе зубьев в зацепление

Зазоры у переднего и заднего торцов  $J_{aq_1}$ ,

$$\left. \begin{aligned} J_{aq_1} &= J_{aq} + J_{vw_1} + J_{k_1}, \\ J_{aq_2} &= J_{aq} + J_{vw_2} + J_{k_2}, \end{aligned} \right\} (21)$$

и выходе зубьев из зацепления

$$\left. \begin{aligned} J'_{aq_1} &= J'_{aq} + J_{vw_1} + J_{k_1}, \\ J'_{aq_2} &= J'_{aq} + J_{vw_2} + J_{k_2}. \end{aligned} \right\} (22)$$

Нарушение условий зубчатого зацепления крупной волновой передачи связано с малым модулем зубьев 1,5...2 мм, большой шириной зубчатых венцов 100...120 мм при таких малых значениях модулей зубьев и соответствующими значениями передаваемых вращающих моментов  $M_2 = 5 \cdot 10^5$  Нм, что вызывают интерференцию зубьев. Максимальные значения интерференция зубьев 2<sup>го</sup> рода приобретает в точках входа и выхода зубьев из зацепления. Влияние масштабного фактора, при наличии гибкого зубчатого колеса и высоких нагрузках, вызывает не только заклинивание зубьев, но и качественно новый негативный эффект – проскок зубьев в зацеплении.

Известные попытки устранения интерференции зубьев путем увеличения угла зацепления  $\alpha$  до 30° не дали положительного результата. При 30° зубчатом зацеплении радиальная нагрузка на генератор волн повышается на 60 %. Растут реакции опор, масса, энергетические потери, снижается ресурс работы, активизируются колебательные процессы генератора волн. Поэтому для крупных волновых передач наиболее предпочтительным остается стандартное 20° зубчатое зацепление.

Интерференция зубьев крупных волновых передач связана с масштабным фактором и не может быть устранена известными способами. Решение подобных задач сопряжено с разработкой новых технических решений [15] на базе теоретических и экспериментальных исследований, опыте производства и эксплуатации крупных волновых редукторов.

**Выводы.** На основе совершенствования теоретических и экспериментальных методов исследования, стендовых и промышленных испытаний опытных образцов, получила решение наиболее актуальная комплексная задача механического привода в тяжелом машиностроении, связанная с повышением эффективности, нагрузочной способности, кинематических характеристик, снижением габаритов и массы высоко нагруженных волновых зубчатых редукторов.

Впервые синтезирована обобщённая математическая модель зубчатого зацепления крупной волновой зубчатой передачи, определяющая граничные условия проявления интерференции зубьев 2-го рода, а также заклинивание и проскок зубьев в зацеплении под нагрузкой. Установлено, с ростом нагрузки отрицательные зазоры смеща-

ются к входу зубьев в зацепление, где они достигают максимальных значений по абсолютной величине. Проведение лабораторных и промышленных испытаний опытных образцов позволило получить перспективные конструктивные решения и довести технические характеристики крупных волновых зубчатых редукторов до расчётных значений.

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Stoehr J.D. Choosy about gears. Tool. and Prod, 2001, 66. no. 10, pp. 65–67. Harmonic Drive LLC. URL: <http://www.harmonicdrive.net>.
2. Timofeev G.A. Drives with harmonic gears for servo systems. Russian Engineering Research. 2016, vol. 36, no. 3, pp. 187–193.
3. Ghorbel F.H., Gandhi P.S., Alpeter F. On the Kinematic Error in Harmonic Drive Gears. Journal of Mechanical Design, 2001, vol. 123, Is. 1, pp. 90–97.
4. Gandhi P.S., Ghorbel F.H. Closed-loop compensation of kinematic error in harmonic drives for precision control applications. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2002, vol. 10, Is. 6, pp. 759–768.
5. Lewis J. Fast forward for harmonic-drive gearing. Glob. Des. News, 2000, vol. 4, no. 2, pp. 46–47.
6. Tuttle T.D. Understanding and Modeling the Behavior of a Harmonic Drive Gear Transmission the degree of Master of Science in Mechanical Engineering. Massachusetts, Artificial Intelligence Laboratory, 1992, 322 p.
7. Huimin Dong, Zhengdu Zhu, Weidong Zhou, Zhi Chen. Dynamic Simulation of Harmonic Gear Drives Considering Tooth Profiles Parameters Optimization. Journal of Computers, 2012, vol. 7, no. 6, pp. 1429–1436. doi:10.4304/jcp.7.6.1429–1436.
8. 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.
9. Rolf S., Reinhard D. Miniature zero-backlash gears and actuators for precision positioning applications. Proceedings of the 11 European Space Mechanisms and Tribology Symposium (ESMATS 2005), Lucerne, 21–23 September, 2005. Noordwijk, ESTEC, 2005, pp. 9–15.
10. Taghirad H.D., Belanger P.R., Helmy A. An Experimental Study on Harmonic Drives. Technical Report Submitted to International Submarine Engineering Ltd., Port Coquitlam BC, V3C, 2M8. Center for Intelligent Machines. McGill University, 3480, University St., Montreal, PQ, H3A , 2A7, March 1, 1996, pp. 37.
11. Tuttle T.D. Understanding and Modeling the Behavior of a Harmonic Drive Gear Transmission the degree of Master of Science in Mechanical Engineering. Artificial Intelligence Laboratory, 545 Technology Square Cambridge, Massachusetts. 1992, pp. 322.
12. Dhaouadi R., Ghorbel F.H., Gandhi P.S. A New Dynamic Model of Hysteresis in Harmonic Drives. IEEE Transactions on Industrial Electronics, vol. 50, no. 6, December 2003, pp. 1165.
13. Taghirad H.D., Belanger P.R. An experimental study on modelling and identification of harmonic drive systems. 35th IEEE Conference on Decision and Control, 1996.
14. Hidaka Teruaki, Sasahara Masakatsu, Taniooka Yoshihiro; Okada Kouji. Torsional vibration in the robot due to wave gears. Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers. Series C, 1986, vol. 52, no. 480, pp. 2207–2212.
15. Tarabarin V., Tarabarina Z. Alternative in Harmonic Train Design. Proceedings of EUCOMES 08, the Second European Conference on Mechanism Science, ed. Marco Ceccarelli, Springer, 2009, pp. 397–403.

#### Информация об авторах

**Стрельников Виктор Никитович**, доктор технических наук, профессор кафедры теоретической механики и сопротивления материалов. E-mail: [viktor.strelnickov2017@yandex.ru](mailto:viktor.strelnickov2017@yandex.ru). Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова, Россия, 308012, Белгород, ул. Костюкова, д. 46.

**Волошин Алексей Иванович**, главный инженер частного акционерного общества “Новокраматорский машиностроительный завод”. Украина, Донецкая обл., г. Краматорск, ул. Орджоникидзе, 5.

**Суков Максим Геннадьевич**, начальник цеха частного акционерного общества “Новокраматорский машиностроительный завод”. E-mail: [maxgs@yandex.ru](mailto:maxgs@yandex.ru). Украина, Донецкая обл., г. Краматорск, ул. Орджоникидзе, 5.

Поступила в декабре 2018 г.

© Стрельников В.Н., Волошин А.И., Суков М.Г., 2019

<sup>1,\*</sup>*Strelnikov V.N.*, <sup>2</sup>*Voloshin A.I.*, <sup>2</sup>*Sukov M.G.*

<sup>1</sup>*Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov  
Russia, 308012, Belgorod, st. Kostyukova, 46*

<sup>2</sup>*Private Joint Stock Company "Novokramatorsky mashinostroitelny zavod"  
84305, Ukraine, Kramatorsk, Ordzhonikidze street, 5*

\*E-mail: viktor.strelnickov2017@yandex.ru

## INTERFERENCE OF COGS IN GEARING THE LARGE WAVE TRANSMISSION

**Abstract.** Among a wide variety of scientific and technical problems, one of the most urgent is to increase the load capacity, durability, reduction of weight characteristics of the mechanical drive. Multi-threaded kinematic schemes with flexible links, whose elastic deformations simplify the technique of differentiating the power flows are used to increase the load capacity of the transmission mechanisms. The most relevant issues of increasing the load capacity of wave gears in relation to heavy engineering are presented. When transmitting large-sized torques and a small module of cogs, the deformations of the flexible wheel go far beyond the established gaps in the gearing of the wave transmission. This leads to the negative phenomena, such as interference, jamming and slippage of the cog in the gearing, activated with an increase in the magnitude of the transmitted torque. The performed studies allow to establish the dependence of numerical values of the gaps and cogs interference in the engagement of a large wave transmission, depending on its geometric parameters, the nature and magnitude of the deformations of the flexible wheel and other bearing elements on the applied load.

**Keyword:** wave transmission, gaps, interference, cog skip, jamming.

### REFERENCES

1. Stoehr J.D. Choosy about gears. Tool. and Prod, 2001, 66, no. 10, pp. 65–67. Harmonic Drive LLC. URL: <http://www.harmonicdrive.net>.
2. Timofeev G.A. Drives with harmonic gears for servo systems. Russian Engineering Research, 2016, vol. 36, no. 3, pp. 187–193.
3. Ghorbel F.H., Gandhi P.S., Alpeter F. On the Kinematic Error in Harmonic Drive Gears. Journal of Mechanical Design, 2001, vol. 123, is. 1, pp. 90–97.
4. Gandhi P.S., Ghorbel F.H. Closed-loop compensation of kinematic error in harmonic drives for precision control applications. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2002, vol. 10, is. 6, pp. 759–768.
5. Lewis J. Fast forward for harmonic-drive gearing. Glob. Des. News, 2000, vol. 4, no. 2, pp. 46–47.
6. Tuttle T.D. Understanding and Modeling the Behavior of a Harmonic Drive Gear Transmission the degree of Master of Science in Mechanical Engineering. Massachusetts, Artificial Intelligence Laboratory, 1992. 322 p.
7. Huimin Dong, Zhengdu Zhu, Weidong Zhou, Zhi Chen. Dynamic Simulation of Harmonic Gear Drives Considering Tooth Profiles Parameters Optimization. Journal of Computers, 2012, vol. 7, no. 6, pp. 1429–1436. doi:10.4304/jcp.7.6.1429–1436.
8. 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.
9. Rolf S., Reinhard D. Miniature zero-backlash gears and actuators for precision positioning applications. Proceedings of the 11 European Space Mechanisms and Tribology Symposium (ESMATS 2005), Lucerne, 21–23 September, 2005. Noordwijk, ESTEC, 2005, pp. 9–15.
10. Taghirad H.D., Belanger P.R., Helmy A. An Experimental Study on Harmonic Drives. Technical Report Submitted to International Submarine Engineering Ltd., Port Coquitlam BC, V3C, 2M8. Center for Intelligent Machines. McGill University, 3480, University St., Montreal, PQ, H3A , 2A7, March 1, 1996, pp. 37.
11. Tuttle T.D. Understanding and Modeling the Behavior of a Harmonic Drive Gear Transmission the degree of Master of Science in Mechanical Engineering. Artificial Intelligence Laboratory, 545 Technology Square Cambridge, Massachusetts. 1992, pp. 322.
12. Dhaouadi R., Ghorbel F.H., Gandhi P.S. A New Dynamic Model of Hysteresis in Harmonic Drives. IEEE Transactions on Industrial Electronics. vol. 50. no. 6, December 2003, pp. 1165.
13. Taghirad H.D., Belanger P.R. An experimental study on modelling and identification of harmonic drive systems. 35th IEEE Conference on Decision and Control, 1996.
14. Hidaka Teruaki, Sasahara Masakatsu, Taniooka Yoshihiro; Okada Kouji. Torsional vibration in the robot due to wave gears. Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers. Series C. 1986, vol. 52, no. 480, pp. 2207–2212.

15. Tarabarin V., Tarabarina Z. Alternative in Harmonic Train Design. Proceedings of EUCOMES 08, the Second European Conference on Mechanism Science, ed. Marco Ceccarelli, Springer, 2009, pp. 397–403.

*Information about the author*

**Strelnikov, Viktor N.** DSc, Professor. E-mail: viktor.strelnikov2017@yandex.ru. Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov. Russia, 308012, Belgorod, st. Kostyukova, 46.

**Voloshin, Aleksey I.** Chief Engineer. Private Joint Stock Company “Novokramatorsky mashinostroitelny zavod”. Ukraine, 84305, Kramatorsk, Ordzhonikidze street, 5.

**Sukov, Maxim G.** Postgraduate student of chair for theoretical mechanics and strength of materials of BSUT named after V.G. Shukhov, superintendent of machine assembly shop No.11. E-mail: maxgs@yandex.ru. Private Joint Stock Company “Novokramatorsky mashinostroitelny zavod”, 84305, Ukraine, Kramatorsk, Ordzhonikidze street, 5

---

*Received in December 2018*

**Для цитирования:**

Стрельников В.Н., Волошин А.И., Суков М.Г. Интерференция зубьев в зацеплении крупной волновой передачи // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2019. №1. С. 142–149.

**For citation:**

Strelnikov V.N., Voloshin A.I., Sukov M.G. Interference of cogs in gearing the large wave transmission. Bulletin of BSTU named after V.G. Shukhov, 2019, no. 1, pp. 142–149.