

УДК 621.833.7

Исследование характера распределения боковых зазоров между рабочими профилями зубьев волновых передач с различными исходными параметрами

Г.А. Тимофеев, Н.Н. Барбашов

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

Studying the backlash of wave gears with external wave generators

G.A. Timofeev, N.N. Barbashov

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) с генераторами волн внешнего деформирования — одна из конструктивных разновидностей ВЗП, позволяющих получить высокоточный электромеханический привод. Минимальная кинематическая погрешность этих ВЗП обеспечивается многозонностью, многопарностью зацепления зубьев и характером изменения зазоров между зубьями колес от входа зубьев в зацепление до их выхода из зацепления. В данном исследовании оценено влияние геометрических параметров волнового зацепления: радиальной деформации гибкого колеса по малой оси кривой деформации w_0 , угла зацепления ВЗП α_w , угла облегания β на характер изменения зазоров в зацеплении. Приведены формулы для расчета окружных зазоров. Определены углы начала и конца зацепления. Результаты исследования расширяют знания о достоинствах этих волновых передач в сравнении с волновыми передачами внутреннего деформирования и позволяют уже на стадии проектирования получать передачи с высокими точностными показателями.

Ключевые слова: волновая зубчатая передача, генератор волн внешнего деформирования, зазоры в зацеплении, многопарность, многозонность, кинематическая погрешность.

i Wave gears with external wave generators represent a particular type of wave gears providing high-precision electromechanical drives. Kinematic errors in such wave gears are minimal due to multi-zone and multi-pair tooth engagement and a specific form of gaps between the teeth before and after engaging. This study evaluates the influence of the geometric parameters of tooth engagement, that is, the radial deformation of the flexible wheel along the minor axis of the deformation curve w_0 , engagement angle α_w , and contact angle β on the backlash. The results of research improve the knowledge about the benefits of these wave gears over those with internal deformation and make it possible to design high-precision wave gears. Formulas for calculating the backlash are presented. The initial and final engagement angles are determined.

Keywords: wave gear, external wave generator, backlash, multi-pair engagement, multi-zone engagement, kinematic error.

В системах управления широко используются исполнительные устройства с электромеханическим приводом. Выходной вал следящего привода с определенной степенью точности воспроизводит в виде механического перемещения входной управляющий сигнал. При этом исполнительный двигатель должен преодолевать имеющиеся на выходном валу нагрузки и развивать скорости и ускорения, обеспечивающие его слежение за входным управляющим воздействием, а система управления двигателем должна обеспечивать необходимую точность слежения.

Устойчивость заданного режима работы следящей системы — один из важнейших показателей качества системы. На устойчивость работы системы в значительной степени влияют погрешности ее элементов. Погрешности передаточных механизмов (редукторов) являются составной частью суммарной погрешности устройств, затрудняют стабилизацию системы и вызывают ее автоколебания.

Интерес представляет применение в точных приводах волновых зубчатых передач (ВЗП), обладающих уникальными особенностями с точки зрения величины передаточного отношения, кинематической точности и крутильной жесткости. Так, кинематическая точность ВЗП выше точности составляющих ее зубчатых колес [1–4], а характеристика крутильной жесткости непрерывна, т.е. передача не имеет открытого люфта [1, 3–10].

Отсутствие научно-обоснованного сравнительного анализа качественных характеристик ВЗП с генераторами волн внешнего деформирования [3, 11] с широко распространенными ВЗП с дисковыми и кулачковыми генераторами внутреннего деформирования [1, 6, 8–12] сдерживают их применение. Кроме того, сопоставление качественных характеристик рассматриваемых передач [3, 5] и их компоновочных особенностей позволит более обоснованно решать задачу о выборе типа ВЗП в конкретный привод на этапе проектирования.

Последние 30 лет одним из самых перспективных видов передаточных механизмов считаются ВЗП, которые, усредняя ошибки изготовления, обеспечивают более высокую точность вращения выходного вала, а благодаря податливости элементов гибкого колеса допускают одновременное беззазорное волновое зацепление по нескольким зонам зацепления. При этом обеспечивается высокая крутильная жесткость, а мертвый ход ведомого вала сводится к минимуму [3–8, 11, 12].

К передаточным механизмам систем автоматического управления предъявляются высокие требования по кинематической точности и мертвому ходу. В ВЗП кинематическая погрешность и мертвый ход зависят от величины и характера распределения боковых зазоров на возможной дуге зацепления. Для выполнения передачи с минимальной кинематической погрешностью и мертвым ходом необходимо обеспечить минимальные зазоры на линии зацепления ВЗП, а также вход зубьев в зацепление и выход их из зацепления без заклинивания. Для этого следует оценить влияние каждого из параметров: угла зацепления (α_w), угла облегания (β), коэффициента смещения при нарезании гибкого колеса (x_r) и числа зубьев долбяка (z_0) на величину и характер изменения боковых зазоров между профилями зубьев колес.

Цель работы — исследование характера распределения зазоров в ВЗП внешнего деформирования с момента начала зацепления зубьев до момента их выхода из зацепления.

Из кинематики волновых передач с генератором волн внешнего деформирования известно [3], что в передаче с остановленным жестким колесом направление вращения гибкого колеса совпадает с направлением вращения кривошипных (ведущих) валиков генератора волн. В передаче с остановленным гибким колесом направление вращения жесткого колеса противоположно направлению вращения кривошипных валиков. При вращении кривошипных валиков по часовой стрелке рабочими профилями, передающими вращение и нагрузку, являются левый профиль зуба гибкого колеса и правый профиль зуба жесткого колеса. При изменении направления вращения валиков на противоположное рабочими профилями являются правый профиль гибкого колеса и левый профиль жесткого колеса. Это свидетельствует о том, что рабочие профили на зубьях гибкого и жесткого колес определяются только направлением вращения кривошипных валиков генератора волн и не зависят от кинематической схемы волновой передачи.

Исследуем боковые зазоры в обращенном механизме, так как при ведущем жестком колесе рабочими профилями в обращенном механизме будут те же профили, что и в реальном механизме. Значение боковых зазоров определим по формулам, которые выводятся из рассмотрения геометрии волнового зубчатого зацепления [3]. Расчетные схемы для определения зазоров в зацеплении показаны на рис. 1.

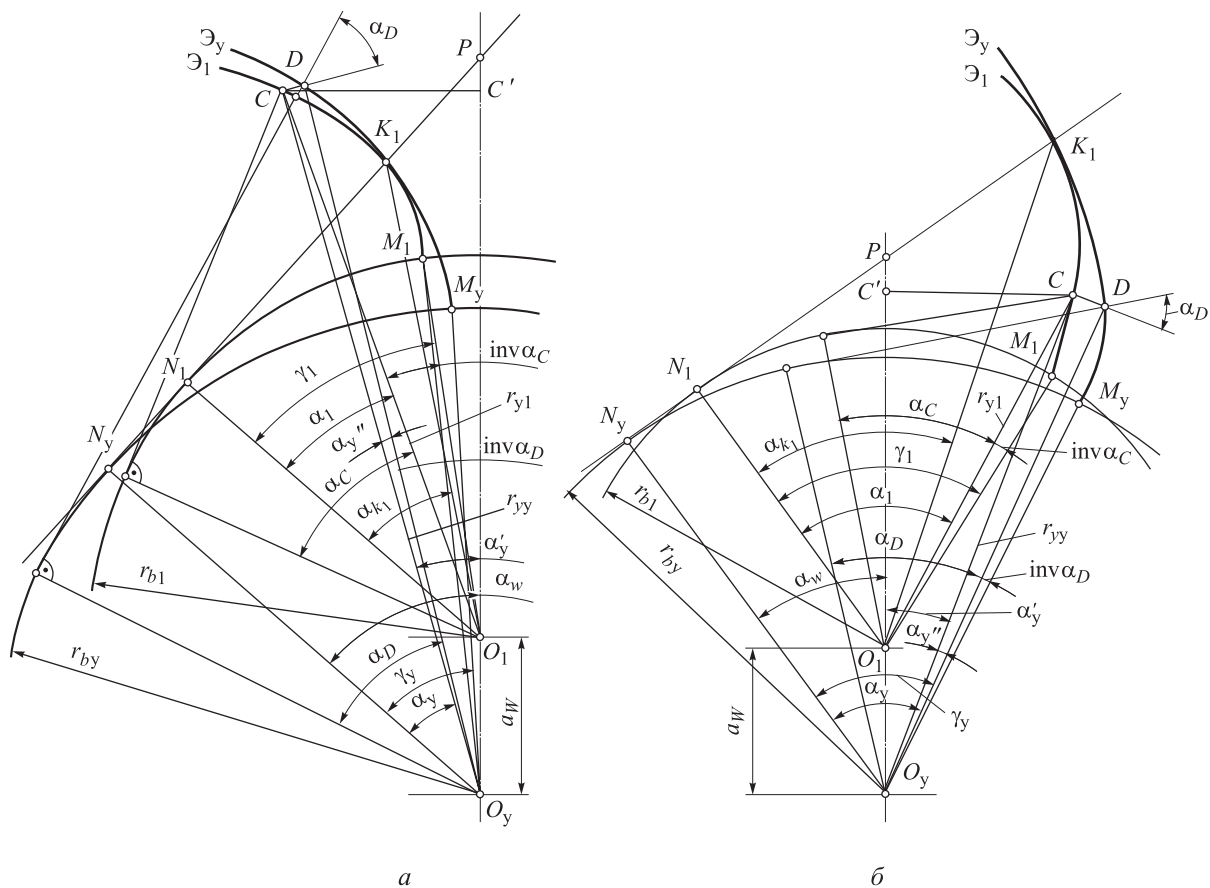


Рис. 1. Зацепление зубьев гибкого и жесткого колес ВЗП:
а — дополusное; б — заполusное

Эвольвенты \mathcal{E}_1 и \mathcal{E}_y , описывающие рабочие профили зубьев колес, касаются друг друга на линии зацепления до точки N_1 . На участке N_1N_y линии зацепления эвольвенты пересекаются. Касание рабочих профилей зубьев происходит на рабочем участке линии зацепления. Вне рабочего участка линии зацепления между профилями зубьев существует теоретический зазор. Характер распределения зазоров в зацеплении определяется особенностями расположения эвольвент, описывающих профили зубьев колес. На рис. 1, а точка касания эвольвент находится внутри участка N_1P линии зацепления, а на рис. 1, б — за пределами участка N_1P .

Для обоих случаев касания эвольвент окружной зазор между профилями зубьев определяется по зависимости

$$j_i = r_{yy} \alpha_y'', \quad (1)$$

где r_{yy} — радиус произвольной окружности условного колеса, по которой определяется окружной зазор; α_y'' — центральный угол, равный угловому зазору между эвольвентами \mathcal{E}_1 и \mathcal{E}_y по окружности произвольного радиуса r_{yy} .

Для определения окружного зазора в произвольном угловом положении между эвольвентами \mathcal{E}_1 и \mathcal{E}_y необходимо знать параметры волнового зацепления и исполнительные размеры зубчатых колес. Их определяют геометрическим расчетом исследуемого волнового зацепления [3]. Положение точки C на жестком колесе, в которой определяется зазор, зададим с помощью текущего значения угловой координаты α_{k1} . Значение α_{k1} характеризуется отрезком N_1K_1 на линии зацепления. Сначала принимаем отрезок $N_1K_1 = 0$, далее, с шагом в несколько основных шагов увеличиваем N_1K_1 , увеличивая тем самым угол α_{k1} :

$$\operatorname{tg} \alpha_{k1} = \frac{N_1K_1}{r_{b1}} = \frac{np_b}{r_{b1}}. \quad (2)$$

Значение радиуса r_{yy} (на условном колесе) определяем из треугольника CO_yC' :

$$r_{yy} = O_yC = \sqrt{(O_yC')^2 + (CC')^2}, \quad (3)$$

где

$$O_yC' = \alpha_w + r_{y1} \cos(\alpha_w - \alpha_1). \quad (4)$$

Значениями радиуса r_{y1} обычно задаются, выбирая расчетные точки в произвольном положении по высоте зуба, но при этом один из расчетов обязательно проводится при $r_{y1} = r_{a1}$. Это позволяет проследить все этапы зацепления от входа зубьев в зацепления до их выхода из зацепления, определить величину боковых зазоров в начальный момент входа в зацепление (запас по заклиниванию между вершинами зубьев колес на входе в зацепление). Угол α_1 определяется из геометрических свойств эвольвенты:

$$\alpha_1 = \gamma_1 - \text{inv } \alpha_c. \quad (5)$$

Угол развернутости эвольвенты Θ_1

$$\gamma_1 = \frac{N_1 K_1}{r_{b1}} = \text{tg } \alpha_{k1}. \quad (6)$$

Из рис. 1 определяем

$$CC' = r_{y1} \sin(\alpha_w - \alpha_1). \quad (7)$$

Подставив зависимости (4) и (5) в (3), после преобразований получим

$$r_{yy} = \sqrt{r_{y1}^2 - a_w^2 + 2a_w r_{y1} \cos(\alpha_w - \alpha_1)}. \quad (8)$$

Расчитаем значение центрального угла α_y'' : при $\alpha_w - \alpha_1 > 0$

$$\alpha_y'' = \alpha_y + \alpha_y' - \alpha_w; \quad (9)$$

при $\alpha_w - \alpha_1 < 0$

$$\alpha_y'' = \alpha_y - \alpha_y' - \alpha_w. \quad (10)$$

Угол α_y определяется из геометрических свойств эвольвенты:

$$\alpha_y = \gamma_y - \text{inv } \alpha_D, \quad (11)$$

где γ_y — угол развернутости эвольвенты Θ_y , $\gamma_y = \text{tg } \alpha_{ky} = (a_w \sin \alpha_w + r_{b1} \gamma_1) / r_{by}$; α_D — угол профиля эвольвенты Θ_y в точке D ,

$$\alpha_D = \arccos(r_{by} / r_{yy});$$

r_{by} — радиус основной окружности условного колеса.

Определим угол α_y' из треугольника CO_yC' :

$$\cos \alpha_y' = \frac{O_y C'}{O_y C},$$

для $\alpha_w > \alpha_1$ (см. рис. 1, а)

$$\cos \alpha_y' = \frac{a_w + r_{y1} \cos(\alpha_w - \alpha_1)}{r_{yy}};$$

для $\alpha_w < \alpha_1$ (см. рис. 1, б)

$$\cos \alpha_y' = \frac{a_w + r_{y1} \cos(\alpha_1 - \alpha_w)}{r_{yy}}.$$

Значения нормальных зазоров между зубьями рассчитываются по формуле

$$j = j_i \cos \alpha_D.$$

Алгоритм программы определения рациональных параметров волновых передач внешнего деформирования был составлен так, что зазоры в зацеплении определяются после геометрического расчета зацепления со всеми ограничениями [3]. Вывод значений зазоров может осуществляться с любым требуемым интервалом (от 1...5°). Для большей простоты счета и удобства вывода результатов на печать в программе за текущее значение принята угловая координата φ_τ , которая связана с α_{k1} соотношением

$$\alpha_{k1} = \varphi_\tau - \varphi_n + \alpha_w, \quad (18)$$

где $\varphi_n = 25^\circ$ — фиксированная начальная угловая координата, от которой ведется отсчет угла φ_τ .

По программе было просчитано большое количество волновых передач с различными исходными параметрами. Зазоры определялись в двух точках рабочего профиля зуба жесткого колеса: по окружности вершин зубьев и по окружности, проходящей посередине рабочей высоты зуба жесткого колеса. Рассчитывались значения углов $\alpha_{кв}$, характеризующие моменты входа зубьев жесткого колеса во впадины гибкого колеса. Эти углы ограничивают зоны реальных зазоров в передаче и соответствуют положению зубьев, определяемому углом ψ [3]. При удовлетворении условий отсутствия заклинивания от упора вершин зубьев колес в передаче всегда обеспечивается соответствующий гарантированный зазор на входе в зацепление тем больший, чем больше разность углов φ и ψ . Для иллюстрации характера изменения боковых зазоров в зацеплении волновых передач с различными исходными параметрами построен ряд зависимостей $j = j(\varphi_\tau)$.

Зависимости бокового зазора по этим двум окружностям от угла поворота для ВЗП представлены на рис. 2. Очевидно, что зазор на входе в зацепление по окружности r_{a1} вершин зубьев жесткого колеса больше, чем по окружности $r_{a1} - h/2$. При приближении к малой оси зазоры становятся меньше, а при удалении от нее зазоры по окружности вершин возрастают и вновь становятся больше зазоров по окружности $r_{a1} - h/2$. Такое изменение зазоров по высоте зубьев жесткого колеса обеспечивает нормальную работу ВЗП. Зазор на входе в зацепление, определяемый углом $\alpha_{кв}$, равен 0,01*m*.

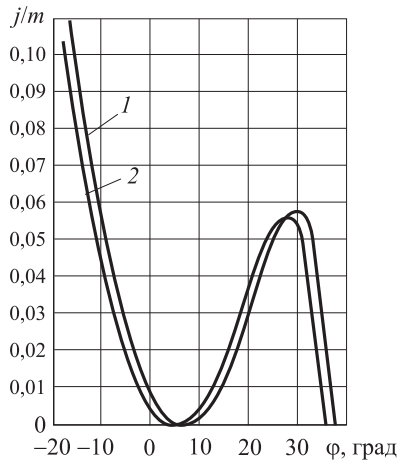


Рис. 2. Зависимости бокового зазора по окружностям вершин жесткого колеса высоты зуба жесткого колеса для ВЗП с $z_2 = 150$, $\alpha_w = 18^\circ$, $\beta = 40^\circ$, $m = 0,3$ мм, $z_0 = 84$ от угла φ :
1 — $r_{\gamma 1} = r_{a1}$; 2 — $r_{\gamma 1} = r_{a1} - h/2$

Зависимости изменения боковых зазоров при различных коэффициентах смещения x_2 в ВЗП приведены на рис. 3. Очевидно, что при увеличении коэффициента смещения x_2 боковые зазоры на входе в зацепление увеличиваются. Это повышает безопасность по заклиниванию от упора вершин зубьев колес. В зоне малой оси у передач с большими коэффициентами x_2 боковые зазоры меньше, чем у передач с малыми коэффициентами смещения x_2 . Условия выхода зубьев из зацепления наиболее благоприятны у передач с большими значениями x_2 . Таким образом, характер изменения боковых зазоров с момента выхода зубьев в зацепление до момента выхода из зацепления более благоприятен в волновом зацеплении передач с большими x_2 .

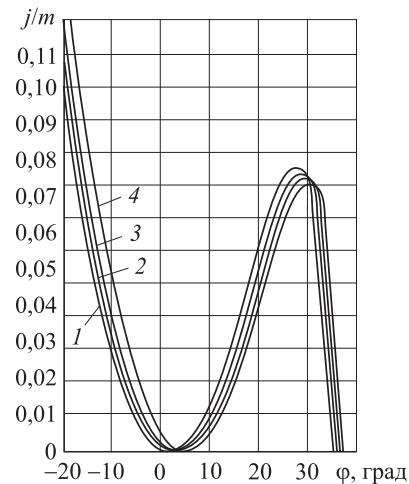


Рис. 3. Зависимости боковых зазоров для ВЗП с $z_2 = 150$, $\alpha_w = 20^\circ$, $\beta = 40^\circ$:
1 — $x_2 = 0,9$; 2 — $x_2 = 1,8$; 3 — $x_2 = 2,7$; 4 — $x_2 = 4,5$

Зависимости изменения боковых зазоров между рабочими профилями зубьев от углов зацепления α_w и углов обгегания β показаны на рис. 4. На рисунке видно, что уменьшение угла обгегания β обуславливает небольшое увеличение зазоров. При увеличении α_w зазоры значительно растут. Так, увеличение угла зацепления α_w от 10 до 25° увеличивает зазоры на входе зубьев в зацепление более, чем в 10 раз.

Выводы

1. Наилучшими с точки зрения значений и характера распределения зазоров в зацеплении являются ВЗП с $\beta = 40 \dots 60^\circ$; $\alpha_w = 10 \dots 15^\circ$ и наибольшими (при обеспечении $\epsilon > 1$) коэффициентами смещения.

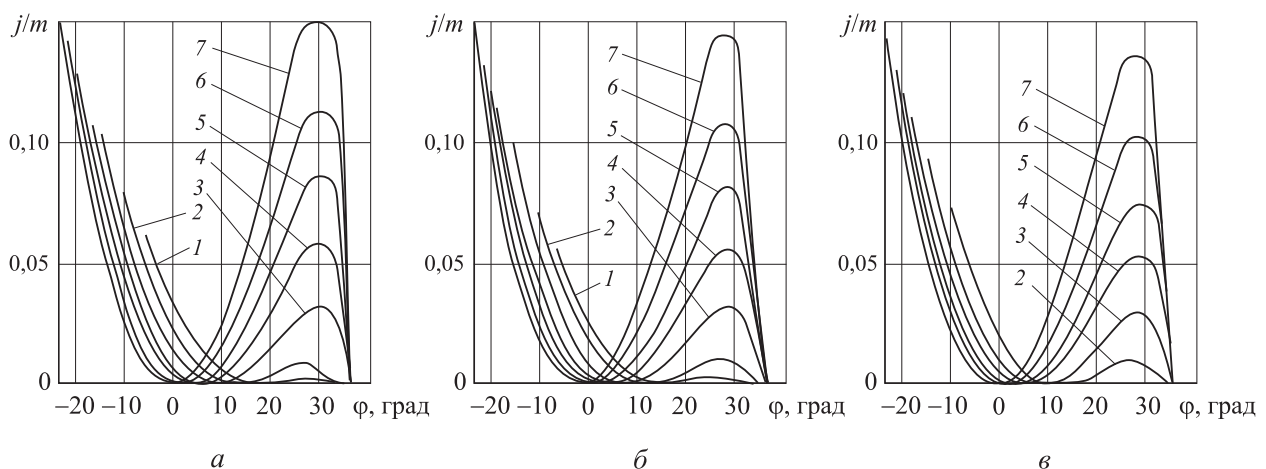


Рис. 4. Зависимости изменения боковых зазоров между профилями зубьев ВЗП с $z_2 = 150$; $h_c = 3,6$ м, $x_2 = 2,7$ от угла φ :
а — $\beta = 40^\circ$; б — $\beta = 50^\circ$; в — $\beta = 60^\circ$; 1 — $\alpha_w = 6^\circ$; 2 — $\alpha_w = 10^\circ$; 3 — $\alpha_w = 15^\circ$; 4 — $\alpha_w = 18^\circ$;
5 — $\alpha_w = 20^\circ$; 6 — $\alpha_w = 22^\circ$; 7 — $\alpha_w = 24^\circ$

2. При приложении к выходному валу таких ВЗП нагрузки в зацеплении может быть достигнута многопарность 20...25 % общего числа зубьев жесткого колеса. Это объясняется изме-

нением формы деформированного гибкого колеса и выборкой за счет этого зазоров между зубьями, не дошедшими до линии зацепления и уже сошедшими с нее.

Литература

- [1] Андриенко Л.А. *Разработка новых методов проектирования и диагностики электро-механических приводов*. Автореф. дисс. ... д-ра техн. наук. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. 32 с.
- [2] Попов П.К., Шриплинг Л.О. Выбор зубчатой передачи, обеспечивающей безрезонансный режим работы. *Вестник машиностроения*, 1998, № 9, с. 50–52.
- [3] Тимофеев Г.А. *Разработка методов расчета и проектирования волновых зубчатых передач для приводов следящих систем*. Дисс. ... д-ра техн. наук. Москва, ИМАШ РАН, 1997. 358 с.
- [4] Шувалов С.А. *Теория и автоматизированное проектирование волновых зубчатых передач*. Автореф. дисс. ... д-ра техн. наук. Москва, МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1986. 28 с.
- [5] Костиков Ю.В., Тимофеев Г.А., Фурсяк Ф.И. Крутильная жесткость волновых зубчатых передач внешнего деформирования. *Приводы и компоненты машин*, 2013, № 1, с. 10–13.
- [6] Волков Д.П., Крайнев А.Ф. *Волновые зубчатые передачи*. Киев, Техника, 1976. 220 с.
- [7] Lewis J. Fast forward for harmonic-drive gearing. *Glob. Des. News*, 2000, 4, no. 2, pp. 46–47.
- [8] 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.
- [9] Stoehr J.D. Choosy about gears. *Tool. and Prod*, 2001, 66, no. 10, pp. 65–67.
- [10] *Каталог Harmonic Drive LLC*. URL: <http://www.harmonicdrive.net> (дата обращения 15 марта 2014).
- [11] Тарабарин В.Б., Тимофеев Г.А. *Волновая передача*. А.с. 541057 СССР, МКИ F16H 1/00. 1976, бюл. № 48.
- [12] Днистрян Б.В., Пшеничных С.И. Оптимизация геометрии зубьев гибкого колеса волновой зубчатой передачи. *Авиационно-космическая техника и технологии*, 2011, № 7, с. 147–151.

References

- [1] Andrienko L.A. *Razrabotka novykh metodov proektirovaniia i diagnostiki elektromekhanicheskikh privodov*. Diss. dokt. tekhn. nauk [Development of new methods of diagnosis and design of electromechanical drives. Dr. tech. sci. diss.]. Moscow, Bauman Press, 2001. 32 p.
- [2] Popov P.K., Shripling L.O. Vybor zubchatoi peredachi, obespechivaiushchei bezrezonansnyi rezhim raboty [Selecting the gear mode of resonance provides]. *Vestnik mashinostroeniia* [Russian Engineering Research]. 1998, no. 9, pp. 50–52.
- [3] 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, IMASh RAN publ., 1997. 358 p.
- [4] 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.
- [5] Kostikov Iu.V., Timofeev G.A., Fursiak F.I. Krutil'naia zhestkost' volnovykh zubchatykh peredach vneshnego deformirovaniia [Torsional Stiffness of External Deformation Wave Gears]. *Privody i komponenty mashin* [Drive vehicles and components]. 2013, no. 1, pp. 10–13.
- [6] Volkov D.P., Krainev A.F. *Volnovye zubchatye peredachi* [Wave gears]. Kiev, Tekhnika publ., 1976. 220 p.
- [7] Lewis J. Fast forward for harmonic-drive gearing. *Glob. Des. News*, 2000, 4, no. 2, pp. 46–47.

- [8] 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.
- [9] Stoehr J.D. Choosy about gears. *Tool. and Prod*, 2001, 66, no. 10, pp. 65–67.
- [10] *Katalog Harmonic Drive LLC* [Catalog Harmonic Drive LLC]. Available at: <http://www.harmonicdrive.net> (accessed 15 March 2014).
- [11] Tarabarin V.B., Timofeev G.A. *Volnovaia peredacha* [Wave transmission]. Avtorskoe svi-detel'stvo SSSR no. 541057 SSSR, MKI F16H 1/00. 1976.
- [12] Dnistrian B.V., Pshenichnykh S.I. Optimizatsiia geometrii zub'ev gibkogo koleasa volnovo-i zubchatoi peredachi [Optimization of the geometry of the teeth of the flexible wheel wave gear]. *Aviatsionno-kosmicheskaiia tekhnika i tekhnologii* [Aerospace and Technologies]. 2011, no. 7, pp. 147–151.

Статья поступила в редакцию 17.06.2014

Информация об авторах

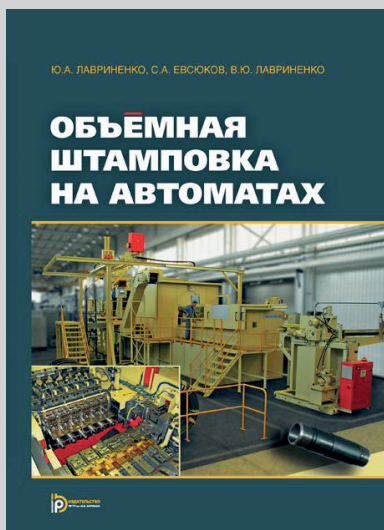
ТИМОФЕЕВ Геннадий Алексеевич (Москва) — доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой «Теория механизмов и машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: timga@bmstu.ru).

БАРБАШОВ Николай Николаевич (Москва) — доцент 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) — 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).

BARBASHOV Nikolay Nikolaevich (Moscow) — Associate Professor of «Theory of Mechanisms and Machines» Department. Bauman Moscow State Technical University (BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation).



В Издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана
вышло в свет учебное пособие
Ю.А. Лавриненко, С.А. Евсюкова, В.Ю. Лавриненко
«Объемная штамповка на автоматах»

На основе обобщения отечественного и мирового опыта приведен обзор прогрессивных технологических процессов холодной объемной штамповки на автоматах. Представлены основные этапы технологического процесса: выплавка стали и изготовление проволоки, входной контроль металла (проволоки), термическая обработка и подготовка поверхности проволоки, объемная штамповка деталей на автоматах, термическое упрочнение, нанесение покрытий на детали и др. Приведены примеры технологических переходов получения штамповкой конкретных деталей и чертежи рабочих частей штампов, а также даны рекомендации по их расчету.

Содержание пособия соответствует курсу лекций, читаемому в МГТУ им. Н.Э. Баумана обучающимся по специальности «Машины и технологии обработки давлением».

По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;
press@bmstu.ru; www.baumanpress.ru