

DOI: 10.18698/0236-3941-2016-2-113-124

УДК 621.833.7

ПРОЕКТИРОВАНИЕ МЕХАНИЗМА ПРЕРЫВИСТОГО ДВИЖЕНИЯ НА БАЗЕ ВОЛНОВОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ С ГЕНЕРАТОРОМ ВОЛН ВНУТРЕННЕГО ДЕФОРМИРОВАНИЯ

Г.А. Тимофеев, Н.Н. Барбашов, А.Н. Цибровский

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация
e-mail: timga@bmstu.ru

В машинах автоматического и полуавтоматического действия широко используются механизмы, которые позволяют в пределах рабочего цикла иметь остановки выходного звена заданной продолжительности при непрерывном движении входного звена. Такие механизмы называют механизмами с прерывистым движением выходного звена. Остановка может быть полной или почти полной (квазиостановка), а ее продолжительность — или заданной или неопределенной. Для сообщения прерывистого движения выходному звену применяются разные механизмы: храповые и анкерные, мальтийские и звездчатые, рычажные механизмы с остановками и муфты свободного хода. Рассмотрена конструктивная схема зубчатой передачи с волновой муфтой, имеющей дисковый генератор волн, две пары зубчатых венцов жесткого колеса и гибкое зубчатое колесо и волновую зубчатую муфту. Предложена объединенная методика проектирования, учитывающая передаточное отношение, время останова, крутящий момент на выходном валу, срок службы, прочностные характеристики гибкого колеса и другие качественные характеристики. Ее использование позволит спроектировать современный механизм прерывистого действия.

Ключевые слова: механизм прерывистого действия, волновая зубчатая передача, дисковый генератор волн, гибкое и жесткое зубчатые колеса, волновое зацепление, волновая зубчатая муфта.

DESIGNING THE INTERMITTENT MOTION MECHANISM ON THE BASIS OF WAVE GEAR WITH THE INTERNAL DEFORMATION WAVES GENERATOR

G.A. Timofeev, N.N. Barbashov, A.N. Tsibrovskiy

Baumans Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation
e-mail: timga@bmstu.ru

Automatic and semiautomatic machines widely use mechanisms in which stops of the output link of a specified duration at a continuous motion of the input link are allowed within the duty cycle. Such mechanisms are called mechanisms with intermittent motion of the output link. The stop can be full or nearly full (quasi stop), and its duration either predetermined, or uncertain. To transmit the intermittent motion to the output link, various mechanisms are used: clickwork and anchor escapement mechanism, Geneva wheel and stellate mechanism, linkwork with stops and freewheel. We examine a constructive scheme of the wave gear having a disk

wave generator, two pairs of gear rims of a hard and flexible wheel gear providing the wave gear coupling. As a result, we offer the design methods, which include contact ratio, the stops, the torque on the output shaft, durability, strength characteristics of the flexible wheel and other quality characteristics. Application of these methods makes it possible to design an advance intermittent motion mechanism.

Keywords: intermittent motion mechanism, wave gear, a disk wave generator, flexible and hard gear wheels, wave engagement, wave gear coupling.

Для обеспечения движения выходного звена с остановами наиболее часто используются многозвенные рычажные механизмы, храповые и анкерные механизмы, мальтийские, звездчатые механизмы, а также шаговые электродвигатели. Недостатком рычажных механизмов является сложность подбора длин звеньев и их сочетаний и, как следствие, — неточность воспроизведения заданного закона движения и слишком большие габаритные размеры [1, 2]. Храповые и мальтийские механизмы характеризуются движением с ударами в начале или в конце фазы прерывистого движения, а также неточностью воспроизведения заданного закона движения из-за зазоров в кинематических парах, которые возникают из-за повышенного износа вследствие трения скольжения [3, 4]. К недостаткам шаговых электродвигателей относится низкая точность под нагрузкой из-за проскальзывания ротора и отсутствия обратной связи по числу шагов, низкая удельная мощность и склонность к резонансам [1–3].

В качестве альтернативных более эффективных механизмов предлагается использовать зубчатые передачи прерывистого действия, в частности шаговую волновую зубчатую передачу (ВЗП) (рис. 1, б), которая была разработана на кафедре “Теории механизмов и машин”

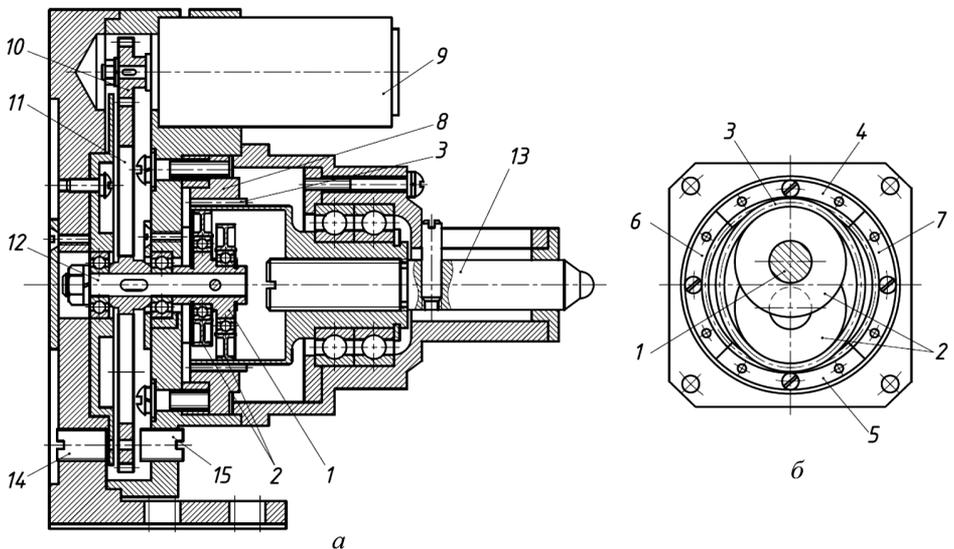


Рис. 1. Привод дискретного позиционирования (а) и шаговая ВЗП (б)

МГТУ им. Н.Э. Баумана и на которую получено авторское свидетельство на изобретение [5, 6].

Был спроектирован и изготовлен опытный образец электромеханического привода дискретного позиционирования, который прошел предварительные испытания (рис. 1, *а*). Движение от электродвигателя 9 через пару цилиндрических прямозубых колес 10 и 11, составляющих входную ступень с передаточным отношением, равным 5,9, передается входному валу 12 второй ступени (см. рис. 1), представляющей собой двухволновую шаговую передачу, преобразующую непрерывное вращательное движение генератора 1 волн в дискретное вращательное движение гибкого колеса 3. Деформирующие диски 2 генератора 1 волн придают гибкому колесу 3 форму двухвершинного овала. Выходная ступень привода — передача винт–гайка получает дискретное вращательное движение от гибкого колеса 3 и преобразует его в дискретное поступательное движение выходного звена 13. Роль гайки выполняет элемент гибкого колеса 3 с внутренней резьбой, а роль винта — звено 13. Передача винт–гайка может быть выполнена в классическом варианте или с эффектом самоторможения. Линейное перемещение звена 13 задается и контролируется по числу шагов, определяемых оптико-электронной системой отсчета, включающей в себя светодиод 14 и фотодиод 15. Концевые выключатели на выходном звене могут срабатывать либо от вращательного движения, либо от поступательного — при наличии передачи винт–гайка.

Гибкое колесо 3 является цельным (см. рис. 1, *б*). Жесткое колесо 8 состоит из четырех зубчатых секторов. Число зубьев $z_{\text{ж}}$ секторов 4 и 5 отличается от числа зубьев $z_{\text{ж.м}}$ секторов 6 и 7 на $2k$, где k — любое целое число. При вращении генератора волн 1 гибкое колесо 3 с числом зубьев $z_{\text{Г}}$ в зацеплении с секторами 4 и 5 жесткого колеса $z_{\text{ж}} = z_{\text{Г}} + 2k$ образует двухволновую передачу с передаточным отношением $U_{\text{н.Г}}^{(\text{ж})} = \frac{z_{\text{Г}}}{z_{\text{Г}} - z_{\text{ж}}}$, а в зацеплении с секторами 6 и 7 жесткого колеса муфты $z_{\text{ж.м}} = z_{\text{Г}} -$ волновую муфту. Таким образом, при движении генератора волн в угловом секторе, соответствующем секторам 6 и 7, выходное звено передачи неподвижно (режим выстоя), а при движении генератора волн в угловом секторе, соответствующем секторам 4 и 5, выходное звено вращается с угловой скоростью, определяемой передаточным отношением реализуемой волновой передачи. От числа секторов жесткого колеса и их размеров зависит число остановов и их длительность.

Основными преимуществами исследуемой ВЗП являются: малые габаритные размеры и масса, безударный и малошумный режимы работы, широкий диапазон нагрузок и частот вращения, многопарность и многозонность зацепления, которые обеспечивают повышенную нагрузочную способность, высокий КПД и высокую кинематическую точность передачи.

Недостатком передачи является невозможность обеспечить передаточные отношения меньше 60 вследствие большой радиальной деформации гибкого колеса по большой оси и ограниченного ресурса гибкого колеса [6].

Исследование геометрии двухступенчатой ВЗП с волновой муфтой проводится с тех же позиций, что и в работах [3, 7, 8]. Гибкое колесо ВЗП с дисковым генератором волн облегает каждый деформирующий диск в зоне зацепления так, что срединная линия гибкого колеса (в торцовом состоянии) имеет постоянный радиус кривизны $r_{с.у}$ в пределах угла облегания $\beta = \pm (35 \dots 65^\circ)$ относительно большой оси генератора волн (рис. 2). Угол β , радиус $r_{с.у}$, межосевое расстояние a_w установки деформирующих дисков и радиус срединной окружности недеформированного гибкого колеса $r_{с.г}$ определяют форму срединной линии деформированного гибкого колеса, с учетом которой выполняется геометрический расчет ВЗП.

Если зубья гибкого колеса нарезают в деформированном состоянии, то зубчатое зацепление в ВЗП можно представить как внутреннее эвольвентное зацепление жесткого колеса с числом зубьев $z_{ж}$ и некоторым условным колесом с числом зубьев z_y [3, 8], а волновое муфтовое зацепление — как зацепление жесткого колеса с числом зубьев z_M с тем же условным колесом z_y .

Входными параметрами при расчете ВЗП являются: схема волновой передачи, передаточное отношение, числа зубьев колес — гибкого $z_{г}$, жесткого $z_{ж}$, жесткого колеса муфты $z_{ж.м}$, номинальный T и максимальный T_{max} — крутящие моменты на выходном валу привода,

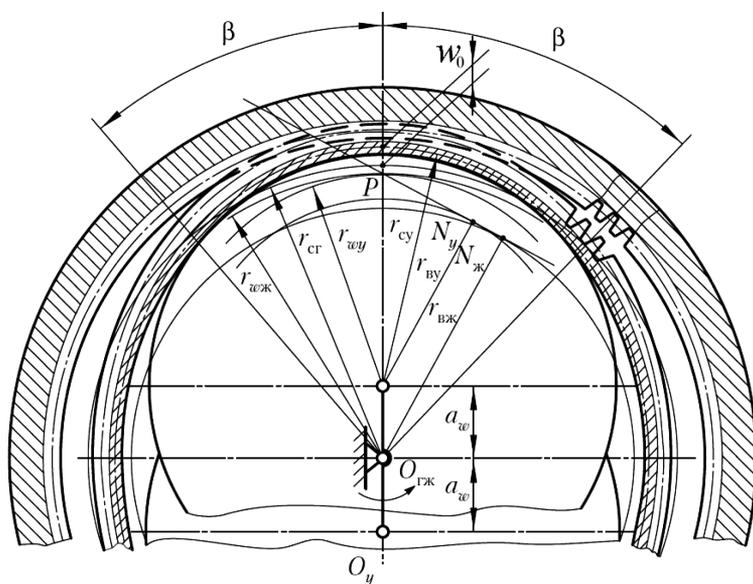


Рис. 3. Геометрическая картина волнового зацепления

частота вращения генератора волн n_h , срок службы l_h , коэффициент ширины зубчатого венца ψ_b , прочностные характеристики гибкого и жесткого колес и пределы выносливости σ_{-1} материалов зубчатых колес, коэффициент крутильной жесткости C (если задан в техническом задании).

Проектировочный расчет ВЗП заключается в определении диаметра срединной поверхности $d_{с.г}$ гибкого колеса в недеформированном состоянии по различным методикам:

— по заданному коэффициенту крутильной жесткости (если таковой задан и отличен от нуля [9–11]) как

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

— по изгибной прочности гибкого колеса [9, 10] как

$$d_{с.г} = 220 \sqrt[3]{k_d k_n \left(\frac{h_c}{d_{с.г}} \right) \left(k_z - \frac{u}{u+1} \right) T}, \quad (2)$$

где k_d — коэффициент динамичности; k_n — коэффициент перегрузки; k_z — коэффициент формы деформации; $h_c/d_{с.г}$ — относительная толщина гибкого колеса.

Из расчета на выносливость [9, 10] имеем

$$d_{с.г} = 165 \sqrt[3]{\frac{T}{(0,03U - 1) \sigma_{F_0}}}, \quad (3)$$

где σ_{F_0} — предел изгибной выносливости зубьев.

Большой из вычисленных диаметров берется за основу для определения модуля зацепления

$$m' = \frac{d_{с.г}}{z_{г}}, \quad (4)$$

который округляется до ближайшего стандартного значения m . Допускается возможность корректировки значения модуля. Делительные диаметры колес составляют

$$d_{г} = m z_{г}; \quad (5)$$

$$d_{ж} = m z_{ж}. \quad (6)$$

Толщина обода гибкого колеса под зубчатым венцом

$$h_c = \left(\frac{10,6}{\sigma_{F_0}} \frac{T \cdot 10^3}{d_{г}^3} + 0,007 \right) d_{г}, \quad (7)$$

но не более $0,018 d_{г}$.

Основным варьируемым параметром является относительная радиальная деформация гибкого колеса по большой оси

$$\frac{w_0}{r_{c,r}} = \left(\frac{z_{ж} - z_{г}}{z_{г}} \right) \gamma, \quad (8)$$

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

Расчетное число зубьев условного колеса

$$z_y = \frac{z_{г}}{1 + k_{\beta} \left(\frac{w_0}{r_{c,r}} \right)}, \quad (9)$$

где $k_{\beta} = \frac{A}{A - B}$; $A = \frac{\pi}{2} - \beta - \sin \beta \cos \beta$;

$$B = \frac{\beta}{\pi} \sin \beta + \frac{4}{\pi} \cos \beta - 2 \sin \beta; \quad (10)$$

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

Коэффициент смещения исходного контура определяется как

$$x_{г} = \left(h_a^* + c^* + \frac{h_c}{2m} \right) \delta, \quad (11)$$

где δ — коэффициент изменения смещения.

Радиус срединной окружности деформированного гибкого колеса из рассмотрения геометрической картины ВЗП составляет

$$r_{c,y} = m \left(\frac{z_{г}}{2} - h_a^* - c^* - \frac{h_c}{2m} + x_{г} \right). \quad (12)$$

Варьируемые параметры δ и γ назначаются при внутреннем деформировании — $\delta = 1,0, \dots, 1,4$ и $\gamma = 0,9, \dots, 1,2$.

При задании диапазона значений возможного изменения параметров β , γ , δ можно выполнить оптимизацию качества зацепления. Целевой функцией является коэффициент перекрытия.

Радиус срединной окружности недеформированного гибкого колеса

$$r_{c,r} = \frac{z_{г}}{z_y} r_{c,y}. \quad (13)$$

Межосевое расстояние передачи, равное эксцентриситету установки деформирующих дисков, можно записать в виде

$$a_w = e = r_{c,r} \left(1 + \frac{w_0}{r_{c,r}} \right) - r_{c,y}. \quad (14)$$

Угол зацепления волновой зубчатой передачи равен

$$\alpha_w = \arccos \left(\frac{(z_{ж} - z_{г}) m \cos \alpha}{2a_w} \right). \quad (15)$$

Жесткое колесо в передачах с генераторами волн внутреннего деформирования, имеющее внутренние зубья, обрабатывается долбяком. Угол станочного зацепления жесткого колеса и долбяка записывается как

$$\text{inv}\alpha_{w0ж} = \text{inv}\alpha - \frac{(\text{inv}\alpha - \text{inv}\alpha_w)(z_{ж} - z_{\Gamma}) - 2x_{\Gamma} \text{tg}\alpha}{z_{ж} - z_0}; \quad (16)$$

коэффициент смещения —

$$x_{ж} = \frac{z_{ж} - z_0}{2} \left(\frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_{w0ж}} - 1 \right). \quad (17)$$

В дальнейшем определяются коэффициенты воспринимаемого смещения

$$y = \frac{z_{ж} - z_y}{2} \left(\frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_w} - 1 \right) \quad (18)$$

и уравнительного смещения

$$\Delta y = y - (x_{ж} - x_{\Gamma}). \quad (19)$$

Затем вычисляются исполнительные размеры зубчатых колес. Радиусы окружностей вершин условного и жесткого колес равны

$$r_{ay} = m \left(\frac{z_y}{2} + h_{ак}^* + x_y - \Delta y \right); \quad (20)$$

$$r_{аж} = m \left(\frac{z_{ж}}{2} - h_{ак}^* + x_{ж} + \Delta y \right). \quad (21)$$

Высота зубьев гибкого и жесткого колес

$$h = m (h_a^* + h_{ак}^* + c^* - \Delta y), \quad (22)$$

где $h_{ак}^* \leq h_a^*$ — коэффициент высоты зуба ($h_{ак}^* = 0,75 \dots 1$).

Диаметр окружности вершин недеформируемого гибкого колеса

$$d_{a\Gamma} = 2 \left(r_{c,\Gamma} + \frac{h_c}{2} + h \right). \quad (23)$$

Внутренний диаметр заготовки гибкого колеса

$$d_{i\Gamma} = 2 \left(r_{c,\Gamma} - \frac{h_c}{2} \right). \quad (24)$$

Диаметр окружности вершин зубьев жесткого колеса

$$d_{аж} = 2r_{аж}. \quad (25)$$

Диаметр деформирующей поверхности дисков

$$d_d = 2 \left(r_{c,y} - \frac{h_c}{2} \right). \quad (26)$$

В процессе расчета выполняется проверка зацепления на отсутствие заклинивания

$$\varphi \geq \psi + 1^\circ,$$

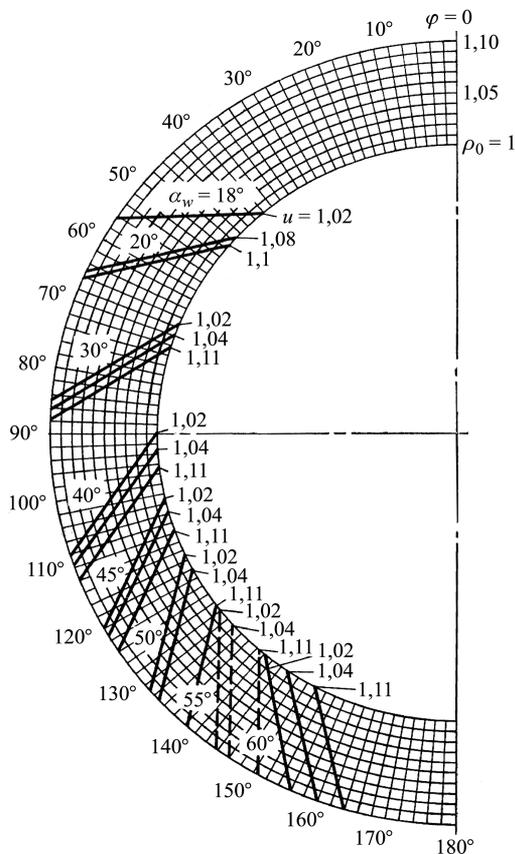


Рис. 3. Графическая зависимость $\varphi = f(\rho_0, u_0, \alpha_w)$ линий геометрического места точек пересечения эвольвент

где ψ — угловая координата пересечения вершин зубьев условного и жесткого колес [8]:

$$\psi = \arccos \left(\frac{r_{aж}^2 - r_{aу}^2 + a_w^2}{2a_w r_{aж}} \right). \quad (27)$$

Угол φ определяют по линиям геометрического места точек пересечения эвольвент, выражающим графическую зависимость $\varphi = f(\rho_0; u_0, \alpha_w)$ (рис. 3).

Передаточное отношение ВЗП u_0 при остановленном генераторе волн и относительный радиус ρ_0 составляют:

$$u_0 = \frac{z_ж}{z_у}; \quad \rho_0 = \frac{2r_{aж}}{mz_ж \cos \alpha}. \quad (28)$$

Качество зацепления оценивается по коэффициенту перекрытия, который при внутреннем деформировании выражается как

$$\varepsilon_\alpha = \frac{1}{2\pi} (z_у (\operatorname{tg} \alpha_{0у} - \operatorname{tg} \alpha_w) - z_ж (\operatorname{tg} \alpha_{aж} - \operatorname{tg} \alpha_w)), \quad (29)$$

где

$$\alpha_{ay} = \arccos \left(\frac{mz_y \cos \alpha}{2r_{ay}} \right); \quad \alpha_{аж} = \arccos \left(\frac{mz_ж \cos \alpha}{2r_{аж}} \right). \quad (30)$$

Для передачи, имеющей максимальный коэффициент перекрытия (или как минимум при $\varepsilon_\alpha > 1,05$), вычисляются критерии работоспособности [10]:

— запас выносливости

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}}, \quad (31)$$

где n_σ , n_τ — запасы прочности по нормальным и касательным напряжениям;

— коэффициент безопасности по усталостной прочности

$$s_F = \frac{\sigma_{F0}}{\sigma_a}, \quad (32)$$

где σ_a — амплитудное значение нормальных изгибных напряжений.

Требуемая динамическая грузоподъемность подшипников генератора волн определяется по формулам

$$c_{тр} = \sqrt[3]{\frac{60l_h n_h}{10^6} P}; \quad (33)$$

$$P = 0,65 \frac{1000T}{\operatorname{tg} \alpha_w} k_\delta k_\tau, \quad (34)$$

где $k_\delta = 1,3, \dots, 1,5$, $k_\tau = 1$.

Завершает проектирование расчет контрольных размеров по роликам для жесткого

$$M_ж = \frac{mz_ж \cos \alpha}{\cos \alpha_{дж}} - D \quad (35)$$

и гибкого

$$M_\Gamma = \frac{mz_\Gamma \cos \alpha}{\cos \alpha_{д\Gamma}} + D \quad (36)$$

колес, где D — стандартный диаметр ролика для контроля размеров зубьев.

Углы профиля в точках на концентрических окружностях, проходящих через центры роликов, вычисляются по формулам

$$\operatorname{inv} \alpha_{дж} = + \frac{\pi}{2z_ж} - \frac{\Delta_ж}{z_ж} + \operatorname{inv} \alpha - \frac{D}{mz_ж \cos \alpha} \quad (37)$$

— для жесткого колеса;

$$\operatorname{inv} \alpha_{д\Gamma} = - \frac{\pi}{2z_\Gamma} + \frac{\Delta_\Gamma}{z_\Gamma} + \operatorname{inv} \alpha + \frac{D}{mz_\Gamma \cos \alpha} \quad (38)$$

— для гибкого колеса.

Коэффициенты изменения толщин зубьев жесткого $\Delta_{\text{ж}}$ и гибкого $\Delta_{\text{г}}$ колес составляют при внутреннем деформировании

$$\Delta_{\text{ж}} = (z_{\text{ж}} - z_0) (\text{inv}\alpha - \text{inv}\alpha_{w0\text{ж}}) \text{ и } \Delta_{\text{г}} = 2x_{\text{г}} \text{tg}\alpha. \quad (39)$$

Расчет волновой зубчатой муфты в ВЗП с дисковым или кулачковым генераторами волн внутреннего деформирования (см. рис. 2) ведут, исходя из условия равенства межосевых расстояний в зацеплениях волновой передачи и волновой муфты, используя которые, определяют угол зацепления в волновой муфте:

$$\cos \alpha_{w\text{м}} = \cos \alpha_w \frac{(z_{\text{ж.м}} - z_y)}{(z_{\text{ж}} - z_y)}. \quad (40)$$

Коэффициент воспринимаемого смещения

$$y = \frac{z_{\text{ж}} - z_{y,\text{м}}}{2} \left(\frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{w\text{м}}} - 1 \right). \quad (41)$$

Коэффициент уравнивающего смещения

$$\Delta y = y - (x_{\text{ж}} - x_{\text{г.м}}), \quad (42)$$

если $\Delta y < 0$, то принимаем $\Delta y_{\text{м}} = 0$.

Далее остальные геометрические параметры зацепления и размеры гибкого и жесткого венцов муфты определяют по формулам (20)–(30), в которых подставляются числа зубьев муфты.

Нарезание зубьев на гибком колесе часто выполняют в недеформированном состоянии. При этом коэффициент изменения толщины зуба $\Delta'_{\text{г}}$ отличается от расчетного $\Delta_{\text{г}}$, что оказывает отрицательное влияние на получение беззазорной волновой передачи.

Погрешность можно устранить, если нарезать зубчатое гибкое колесо с коэффициентом смещения $x'_{\text{г}}$, отличающимся от расчетного:

$$x'_{\text{г}} = \frac{\pi}{4 \text{tg}\alpha} \left(\frac{\cos \alpha_{r'y}}{\cos \alpha} - 1 \right) + x_{\text{г}} \frac{\cos \alpha_{r'y}}{\cos \alpha} - \frac{z_{\text{г}}}{2 \text{tg}\alpha} (\text{inv}\alpha - \text{inv}\alpha_{r'y}), \quad (43)$$

где $\cos \alpha_{r'y} = \frac{r_{\text{бр}}}{r_{\text{г}} - \Delta h}$; $r_{\text{бр}} = \frac{m z_{\text{г}}}{2} \cos \alpha$; $r_{\text{г}} = \frac{m z_{\text{г}}}{2}$; $\Delta h = \frac{m}{2} \left(1 - \frac{z_{\text{г}}}{z_y} \right) Q$;

$$Q = h_a^* + c^* + \frac{h_c}{2m}.$$

Вывод. Волновые зубчатые передачи, рассчитанные по предложенной методике, являются не только работоспособными, но и имеют высокие технические характеристики [6–8], что обусловлено благоприятным распределением зазоров в волновом зацеплении и отсутствием заклинивания между профилями зубьев гибкого и жесткого колес.

ЛИТЕРАТУРА

1. Крайнев А.Ф. Механика машин. Фундаментальный словарь. М.: Машиностроение, 2000. 904 с.

2. *Кожевников С.Н., Есипенко Я.И., Раскин Я.М.* Механизмы. М.: Машиностроение, 1976. 784 с.
3. *Теория механизмов и механика машин / К.В. Фролов, С.А. Попов, А.К. Мусатов и др. / под ред. Тимофеева Г.А.* М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012. 654 с.
4. *Крайнев А.Ф.* Словарь-справочник по механизмам. М.: Машиностроение, 1987. 560 с.
5. *Шаговая волновая передача.* А.С. СССР № 1260598, Кл. F16H1/00, 27/04 Оп. 30.09.86 // Б.И. 1986. № 36.
6. *Тимофеев Г.А., Костиков Ю.В., Цибровский А.Н.* Волновая зубчатая передача с прерывистым движением выходного звена // Приводы и компоненты машин. 2014. № 1. С. 5–6.
7. *Тимофеев Г.А., Самойлова М.В.* Сравнительный анализ схемных решений приводов с волновыми зубчатыми передачами // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2015. № 4. С. 27–33.
8. *Тимофеев Г.А.* Разработка методов расчета и проектирование волновых зубчатых передач для приводов следящих систем. Дис. ... д-ра техн. наук. М.: ИМАШ РАН, 1997. 358 с.
9. *Шувалов С.А.* Теория и автоматизированное проектирование волновых зубчатых передач // Автореф. дис. ... д-ра техн. наук (05.02.02). М.: МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1986. 28 с.
10. *Полетучий А.И.* Теория и конструирование высокоэффективных волновых зубчатых механизмов. Харьков: Изд-во НАУ ХАИ им. М. Жуковского, 2005. 675 с.
11. *Тарабарин В.Б.* Динамическая модель и проектный расчет ВЗП // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 1982. № 9. С. 18–20.

REFERENCES

- [1] *Kraynev A.F. Mekhanika mashin. Fundamental'nyy slovar' [Mechanics of Machines. Fundamental Dictionary].* Moscow, Mashinostroenie Publ., 2000. 904 p.
- [2] *Kozhevnikov S.N., Esipenko Ya.I., Raskin Ya.M. Mekhanizmy [Machinery].* Moscow, Mashinostroenie Publ., 1976. 784 p.
- [3] *Frolov K.V., Popov S.A., Musatov A.K., ed. by Timofeev G.A. Teoriya mekhanizmov i mekhanika mashin [Theory of Mechanisms and Machinery Mechanics].* Moscow, MGTU im. N.E. Bauman Publ., 2012. 654 p.
- [4] *Kraynev A.F. Slovar'-spravochnik po mekhanizamam [Dictionary and Reference Book of Mechanisms].* Moscow, Mashinostroenie Publ., 1987. 560 p.
- [5] *Shagovaya volnovaya peredacha [Stepping Wave Gear].* Inventor's Certificate SU, no.1260598, Kl.F16H1/00, 27/04, 1986.
- [6] *Timofeev G.A., Kostikov Yu.V., Tsibrovskiy A.N. Harmonic Gear Drive Providing Stepping Motion of the Output Link. Privody i komponenty mashin [Machine drives and parts],* 2014, no. 1, pp. 5–6 (in Russ.).
- [7] *Timofeev G.A., Samoylova M.V. Comparative analysis of the wave gear drive kinematic diagram for servo-type mechanisms. Vestn. Mosk. Gos. Tekh. Univ. im. N.E. Bauman, Mashinost. [Herald of the Bauman Moscow State Tech. Univ., Mech. Eng.],* 2015, no. 4, pp. 27–33 (in Russ.). DOI: 10.18698/0236-3941-2015-4-109-118
- [8] *Timofeev G.A. Razrabotka metodov rascheta i proektirovanie volnovykh zubchatykh peredach dlya privodov sledyashchikh system. Diss. dokt. tekhn. nauk [Development of Wave Gears Calculation and Design Methods for Servo System Drives. Dr. tech. sci. diss.].* Moscow, IMASH RAN, 1997. 358 p. (in Russ.).
- [9] *Shuvalov S.A. Teoriya i avtomatizirovannoe proektirovanie volnovykh zubchatykh peredach. Avtoreferat diss. dokt. tekhn. nauk [Theory and Computer-Aided Design of Wave Gears. Dr. tech. sci. diss. abstr.].* Moscow, MVTU im. N.E. Bauman, 1986. 28 p. (in Russ.).

- [10] Poletuchiy A.I. Teoriya i konstruirovaniye vysokoeffektivnykh volnovykh zubchatykh mekhanizmov [Theory and Design of High-Performance Wave Gear Mechanisms]. Kharkov, NAU KhAI im. M. Zhukovskogo Publ., 2005. 675 p.
- [11] Tarabarin V.B. Dynamic Model and Design Calculation of Wave Gears. *Izv. Vyssh. Uchebn. Zaved., Mashinost.* [Proc. of Higher Educational Institutions. Machine Building], 1982, no. 9, pp. 18–20 (in Russ.).

Статья поступила в редакцию 2.09.2015

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

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

Барбашов Николай Николаевич — канд. техн. наук, доцент кафедры “Теория механизмов и машин” МГТУ им. Н.Э. Баумана (Российская Федерация, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5).

Barbashov N.N. — Cand. Sci. (Eng.), Assoc. Professor of Theory of Mechanisms and Machines Department, Bauman Moscow State Technical University (2-ya Baumanskaya ul. 5, Moscow, 105005 Russian Federation).

Цибровский Алексей Николаевич — ассистент кафедры “Теория механизмов и машин” МГТУ им. Н.Э. Баумана (Российская Федерация, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5).

Tsibrovskiy A.N. — Assistant of Theory of Mechanisms and Machines Department, Bauman Moscow State Technical University (2-ya Baumanskaya ul. 5, Moscow, 105005 Russian Federation).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

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. DOI: 10.18698/0236-3941-2016-2-113-124

Please cite this article in English as:

Timofeev G.A., Barbashov N.N., Tsibrovskiy A.N. Designing the intermittent motion mechanism on the basis of wave gear with the internal deformation waves generator. *Vestn. Mosk. Gos. Tekh. Univ. im. N.E. Baumana, Mashinost.* [Herald of the Bauman Moscow State Tech. Univ., Mech. Eng.], 2016, no. 2, pp. 113–124. DOI: 10.18698/0236-3941-2016-2-113-124