

УДК 621.833

Влияние геометрических параметров на КПД волновой зубчатой передачи

С.Е. Люминарский, И.Е. Люминарский

Одним из требований, предъявляемых к волновым зубчатым передачам, является повышение его КПД. Уменьшение потерь требует создания математической модели волновой передачи и на ее основе выработки рекомендаций по выбору основных параметров передачи с учетом потерь на трение. Основные причины потерь в волновой зубчатой передаче с кулачковым генератором волн — потери на трение качения в гибком подшипнике и потери на трение скольжения зубьев в зубчатом зацеплении. Разработанная математическая модель позволяет провести силовой расчет передачи и определить ее КПД. Предложенная модель учитывает пространственный характер деформации и взаимодействия элементов передачи. Проведенные расчетные исследования показали, что на КПД волновой передачи оказывают влияние момент сопротивления, коэффициенты смещения зубчатых колес, радиальная деформация гибкого колеса и передаточное отношение. Полученные зависимости расширяют знания о влиянии параметров волной передачи на ее КПД.

Ключевые слова: волновая передача, гибкое колесо, жесткое колесо, КПД.

Effect of Geometrical Parameters on Harmonic Drive Efficiency

S.E. Lyuminarsky, I.E. Lyuminarsky

One of the requirements imposed on harmonic drive, is to increase its efficiency. Reducing losses requires a mathematical model of a harmonic drive that should be used for selection of the main options of a gear with account of friction losses. The main losses in harmonic drive with cam wave generator are the rolling friction loss in a flexible bearing and sliding friction loss of teeth in a gear. The developed mathematical model allows to carry out the power calculation gear and to determine its efficiency. The proposed model takes into account the spatial nature of the deformation and interaction of gear components. Conducted computational studies have shown that the efficiency of harmonic drive transmission is affected by value of the resistance moment; the coefficients shift gears; the radial deformation of the flex spline; and the gear ratio. Obtained relationships broaden knowledge about the effect of harmonic drive parameters on its efficiency.

Keywords: harmonic drive, flex spline, circular spline, efficiency.

Волновые зубчатые передачи (ВЗП) имеют ряд преимуществ по сравнению с другими зубчатыми передачами. При небольшом весе и габаритах они обладают высокой кинематической точностью и позволяют получать большое передаточное число в одной ступени (60—400). Волновые передачи характеризуются достаточно высокой на-



ЛЮМИНАРСКИЙ
Станислав Евгеньевич
(МГТУ им. Н.Э.Баумана)

LYUMINARSKY
Stanislav Evgenievich
(Moscow, Russian Federation,
MSTU named
after N.E. Bauman)



ЛЮМИНАРСКИЙ
Игорь Евгеньевич
(ФГБОУ ВПО «МГИУ»)

LYUMINARSKY
Igor Evgenievich
(Moscow, Russian Federation,
FGBOU VPO «MGIU»)

грузочной способностью и долговечностью. Указанные достоинства ВЗП позволяют использовать их в силовых приводах.

При проектировании передач силовых приводов одним из требований, предъявляемых к ним, является повышение КПД. Определению КПД волновых передач посвящены работы М.Н. Иванова [1], Е.Г. Гинзбурга [2], Д.П. Волкова [3], В.А. Финогенова [4, 5] и других ученых. Как показали исследования различных авторов, основные потери мощности в волновой передаче происходят в генераторе волн и зубчатом зацеплении, а повышение КПД может быть достигнуто за счет правильного выбора параметров передачи.

Экспериментальными исследованиями разных авторов установлено, что КПД кулачкового генератора волн составляет 0,8...0,85, а зубчатого зацепления — 0,97...0,99. Теоретическое определение потерь в генераторе волн основано на использовании условного коэффициента трения [4, 5]. Такой подход является приближенным и не позволяет выявить влияние геометрических параметров на потери в передаче.

В представленной работе предложены методики определения КПД зубчатого зацепления и кулачкового генератора волн, проведены теоретические исследования влияния различных параметров на КПД волновой передачи. Определение КПД основано на уточненном силовом расчете ВЗП, предложенном в работе [6]. Все полученные значения КПД соответствуют работе передачи при комнатной температуре (20 °С). Влияние температурных режимов на КПД волновой зубчатой передачи описано в работе [7].

Рассмотрим методику определения КПД кулачкового генератора волн, который состоит из кулачка и напрессованного на него гибкого подшипника (ГП). Схема сил, действующих на шарик, представлена на рис. 1. Момент сопротивления качению при движении шарика по дорожке качения описывается выражением [8]

$$T_{шj} = \frac{k}{\rho_{cp}^2} P_j^{2,1}, \quad (1)$$

где P_j — нормальная сила, действующая на шарик; ρ_{cp} — приведенный радиус кривизны;

k — коэффициент, зависящий от типа подшипника, вязкости масла, температуры и угловой скорости качения шарика.

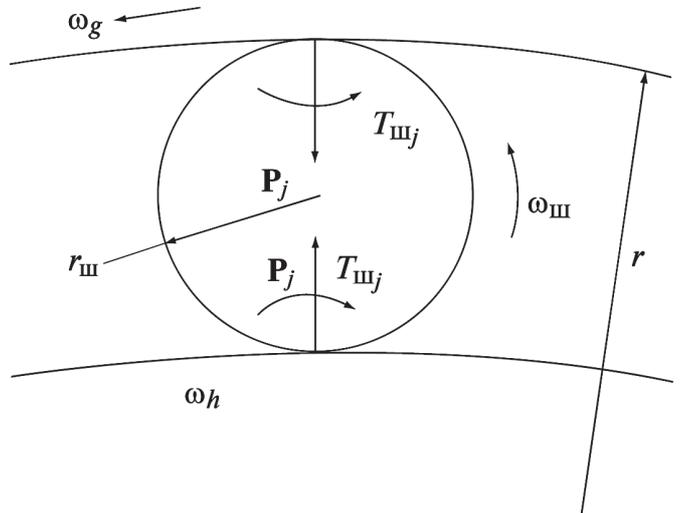


Рис. 1. Схема сил, действующих на тела качения

Приведенный радиус кривизны ρ_{cp} , входящий в выражение (1), определяют по формуле

$$\rho_{cp} = \frac{r_ж r_{ш}}{r_ж + r_{ш}}. \quad (2)$$

Здесь $r_{ш}$ — радиус шарика; $r_ж$ — радиус желоба.

Мощность сил сопротивления качению j -го шарика по дорожкам качения наружного и внутреннего колец ГП $N_{шj}$ и движущего момента рассчитывают по формулам:

$$N_{шj} = T_{шj}(\omega_{ш} + \omega_h) + T_{шj}(\omega_{ш} - \omega_g);$$

$$N_d = M_d \omega_h, \quad (3)$$

где $\omega_{ш}$, ω_h , ω_g — угловые скорости шарика, кулачка и гибкого колеса (ГК); M_d — движущий момент, действующий на генератор волн.

При определении КПД кулачкового генератора волн η_H учитывают только потери, вызванные трением качения шариков по дорожкам качения:

$$\eta_H = \frac{N_d - \sum_{j=1}^n N_{шj}}{N_d}. \quad (4)$$

Здесь n — число тел качения.

После подстановки (3) в (4) получим формулу для определения КПД генератора волн:

$$\eta_H = \frac{M_d - \left(1 + 2 \frac{\omega_{ш}}{\omega_h} - \frac{1}{|U|}\right) \sum_{j=1}^n T_{шj}}{M_d}, \quad (5)$$

где U — передаточное отношение волновой передачи.

Отношение угловых скоростей, входящее в выражение (5), определяется из условия отсутствия проскальзывания шарика при его качении по кольцам подшипника:

$$\frac{\omega_{ш}}{\omega_h} = \frac{\omega_h(r - 2r_{ш}) + \omega_g r}{2r_{ш}\omega_h} = \frac{r(1 + \frac{1}{|U|}) - 2r_{ш}}{2r_{ш}}. \quad (6)$$

Здесь r , $r_{ш}$ — радиусы дорожки качения наружного кольца подшипника и шарика.

Для гибкого подшипника коэффициент k принимается равным $8,3 \cdot 10^{-10} \text{ м}^3$.

Точность определения КПД генератора волн во многом зависит от точности вычисления сил, действующих на тела качения P_i . Поэтому силовой расчет волновой передачи выполняется по методике, учитывающей пространственный характер деформации ее элементов. При этом функции давлений между поверхностями заменяются линейными комбинациями базисных функций, в качестве которых используются функции Куранта [9]. Для составления разрешающей системы уравнений применяется метод Бубнова–Галеркина. Зоны контакта определяются методом введения восстанавливающих сил. Более подробно методика силового расчета изложена в работе [6].

Для расчетных исследований КПД кулачкового генератора волн рассматривают две передачи, основные параметры которых приведены в таблице. Экспериментальные исследования этих передач выполнены В.А. Финогеновым [5].

Параметры волновых передач

| Номер передачи | m , мм | Z_g | Z_b | α | X_g | X_b | h_0 , мм | b , мм | $\frac{w_0}{m}$ |
|----------------|----------|-------|-------|----------|-------|-------|------------|----------|-----------------|
| 1 | 0,8 | 196 | 198 | 20° | 4,07 | 3,95 | 3,16 | 30 | 0,9 |
| 2 | 0,8 | 203 | 205 | 20° | -0,6 | -0,6 | 2,22 | 30 | 1,0 |

Примечание. m — модуль зацепления; Z_g, Z_b — количество зубьев гибкого и жесткого колес; X_g, X_b — коэффициенты смещения гибкого и жесткого колес; h_0 — толщина ГК под зубчатым венцом; b — ширина зубчатого венца; w_0 — максимальная радиальная деформация ГК в сечении, расположенном под телами качения.

Зависимости КПД кулачкового генератора волн от нагрузки для передачи № 1 при различных значениях коэффициента смещения жесткого колеса X_b приведены на рис. 2. Момент сопротивления M_c приложен к ГК. На рисунке видно, что при увеличении нагрузки КПД вначале растет быстро, а потом рост практически прекращается. При дальнейшем увеличении нагрузки КПД достигает максимального значения, а затем начинает незначительно снижаться.

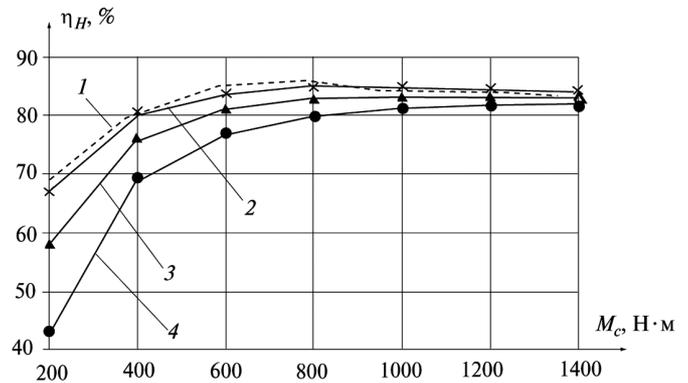


Рис. 2. КПД генератора волн передачи № 1:

1 — эксперимент [5]; 2 — $X_b = 3,99$; 3 — $X_b = 3,97$; 4 — $X_b = 3,95$

Экспериментальная кривая (см. рис. 2, кривая 1) получена в работе [5] для передачи с $X_b = 3,95$. Однако наилучшим образом совпадают кривые 1 и 2, а не кривые 1 и 4. Такое отличие результатов расчета с экспериментом можно объяснить следующим образом. При малых нагрузках потери в генераторе сильно зависят от натяга в зацеплении при нулевой нагрузке. Увеличить или уменьшить натяг можно, например, за счет изменения коэффициента смещения X_b . При $X_b = 3,99$ указанный натяг составляет 0,191 мм, а при $X_b = 3,95$ — 0,213 мм. Следовательно, наилучшее совпадение с экспериментом дает расчет передачи с уменьшенным натягом. По-видимому, в экспериментальной передаче натяг в зацеплении был

уменьшен из-за неточности изготовления и установки деталей передачи.

Зависимости КПД кулачкового генератора волн от нагрузки для передачи № 2 представлен на рис. 3. Как и для передачи № 1 с увеличением нагрузки КПД передачи вначале растет быстро, а потом изменяется незначительно. Сравнение расчетной и экспериментальной кривых показывает, что предложенная методика определения КПД генератора волн адекватно описывает потери в ГП.

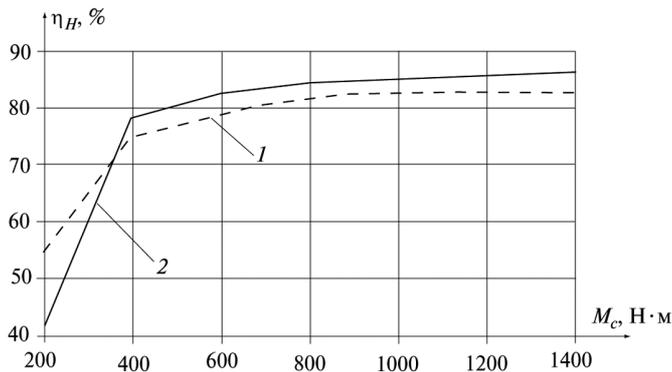


Рис. 3. КПД генератора волн передачи № 2:
1 — эксперимент [1]; 2 — расчет

Зависимости КПД генератора волн от нагрузки передачи № 1 для двух форм кулачка приведены на рис. 4. Кривые 1 и 2 соответствуют кулачку, имеющему форму кольца, деформированного четырьмя силами (первая форма). Кривая 3 получена для передачи с кулачком, имеющим форму $w = w_0 \cos(2\varphi)$ (вторая форма). На рисунке видно, что при малых моментах на выходном валу КПД выше у генератора со второй формой кулачка. Для кулачка, имеющего первую форму, увеличение угла 2β между силами повышает КПД генератора при малых моментах и уменьшает КПД при $M_c > 800$ Н·м. При номинальной нагрузке ($M_c = 800$ Н·м) форма кулачка практически не влияет на КПД генератора волн.

На представленных на рис. 5 зависимостях видно, что увеличение начальной деформации гибкого колеса w_0 уменьшает КПД в кулачковом генераторе волн. При определении указанных зависимостей натяг в зубчатом зацеплении ненагруженной передачи сохранялся постоянным во всех вариантах расчета. Для этого коэф-

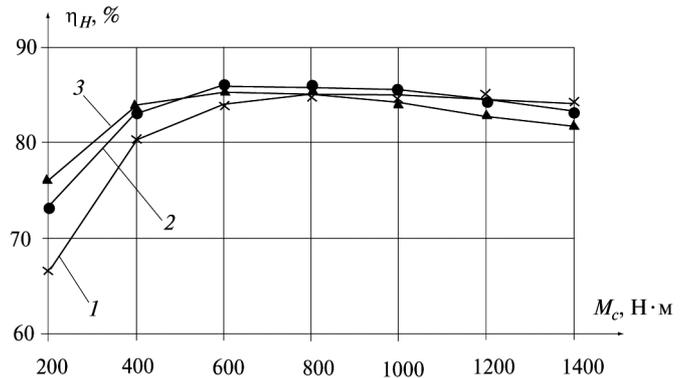


Рис. 4. Влияние формы кулачка на КПД генератора волн:

$$1 - \beta = 35^\circ; 2 - \beta = 30^\circ; 3 - \cos(2\varphi)$$

фициент смещения жесткого колеса X_b подбирался таким образом, чтобы указанный натяг был равен 0,191 мм.

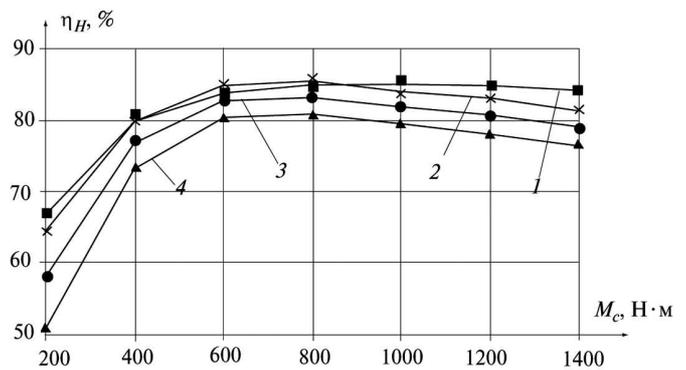


Рис. 5. Влияние w_0 на КПД генератора волн:

$$1 - \frac{w_0}{m} = 0,9; 2 - \frac{w_0}{m} = 1,0; 3 - \frac{w_0}{m} = 1,1; 4 - \frac{w_0}{m} = 1,2$$

Полученное снижение КПД можно объяснить следующим образом. С увеличением w_0 зона контакта тел качения с наружным и внутренним кольцами ГП сужается, а силы их взаимодействия P_i возрастают. Из формул (1) и (5) следует, что потери в ГП пропорциональны $P_i^{2,1}$. Поэтому увеличение w_0 приводит к снижению КПД ГП.

Рассмотрим влияние передаточного отношения u волновой передачи на КПД кулачкового генератора волн. Для определения указанного влияния вычисляют значения КПД трех передач, которые имеют следующие значения передаточного отношения: $u = 69; 99; 129$. Во всех передачах ГК имеют приблизительно оди-

наковые внутренние диаметры и натяг в зубчатом зацеплении ненагруженных передач. Рассматриваемые передачи имеют следующие значения основных параметров: первая передача — $m = 1,125$ мм, $Z_g = 136, Z_b = 138, \alpha = 20^\circ, X_g = 4,07, X_b = 4,51, h_0 = 3,16$ мм, $b = 30$ мм, $\frac{w_0}{m} = 1,1$; вторая передача — $m = 0,8$ мм, $Z_g = 196, Z_b = 198, \alpha = 20^\circ, X_g = 4,07, X_b = 4,365, h_0 = 3,16$ мм, $b = 30$ мм, $\frac{w_0}{m} = 1,1$; третья передача — $m = 0,6$ мм, $Z_g = 256, Z_b = 258, \alpha = 20^\circ, X_g = 4,07, X_b = 4,15, h_0 = 3,16$ мм, $b = 30$ мм, $\frac{w_0}{m} = 1,1$. Результаты рас-

чета представлены на рис. 6. При уменьшении передаточного отношения с 129 до 69 КПД генератора повысился приблизительно на 11%.

Рассмотрим методику определения КПД зубчатого зацепления. Работа сил трения, действующих между зубьями ГК, определяется зависимостью

$$\Delta A_{тр} = f_{тр} \sum_{k=1}^{Z_g} \int_0^b q_z(z) \Delta S_k(z) dz, \quad (7)$$

где $f_{тр}$ — коэффициент трения в зубчатом зацеплении; $q_z(z)$ — среднее значение погонной силы, действующей на k -й зуб ГК; z — координата, направленная вдоль оси ГК; $\Delta S_k(z)$ — функция перемещения боковой поверхности k -го зуба ГК относительно жесткого колеса при повороте генератора на угол $\Delta\phi$; b — ширина зубчатого венца; Z_g — число зубьев ГК.

При определении функции перемещения $\Delta S_k(z)$ деформация изгиба зуба не учитывалась. Поэтому перемещения всех точек, распо-

ложенных в одном поперечном сечении зуба, одинаковые. Следовательно, функция $\Delta S_k(z)$ зависит только от одной координаты z и вычисляется по следующей формуле:

$$\Delta S_k(z) = \sqrt{\left(\frac{\Delta S_k^w(z)}{\cos(\alpha)}\right)^2 + (\Delta S_k^z(z))^2}. \quad (8)$$

Здесь $\Delta S_k^w(z), \Delta S_k^z(z)$ — функции радиального и осевого перемещений k -зуба ГК; α — профильный угол боковой поверхности зубьев.

Среднее значение погонной силы, действующей на k -й зуб ГК, при повороте кулачка на угол $\Delta\phi$ определяют по формуле

$$q_k(z) = 0,5(q_k^{(1)}(z) + q_k^{(0)}(z)), \quad (9)$$

где $q_k^{(1)}(z), q_k^{(0)}(z)$ — значения распределенной силы $q_k(z)$ в начальном и конечном положениях генератора волн.

Погонные силы взаимодействия зубьев $q_k(z)$ определяют по методике, изложенной в работе [6].

Расчетные исследования КПД зубчатого зацепления проведены для передачи № 1, параметры которой представлены в таблице. Зависимость КПД зубчатого зацепления от радиальной деформации ГК w_0 показана на рис. 7. При увеличении деформации w_0 КПД зубчатого зацепления вначале растет, достигая максимального значения при $\frac{w_0}{m} \approx 1,0$, а затем умень-

шается. Такую зависимость можно объяснить следующим образом. При малых значениях радиальной деформации w_0 ее увеличение приводит к уменьшению зоны контакта зубьев. Поскольку взаимные перемещения зубьев на большой оси кулачка меньше чем по краям зоны контакта, то ее сужение приводит к уменьшению потерь в зацеплении. Увеличение радиальной деформации w_0 , начиная с некоторого значения, приводит к незначительному изменению зоны контакта зубьев и увеличению взаимных перемещений зубьев, что обуславливает увеличение потерь.

Таким образом, для каждого момента сопротивления на выходном валу существует оптимальное значение w_0 , при котором КПД зубчатого зацепления принимает максимальное значение. Для исследуемой передачи получены

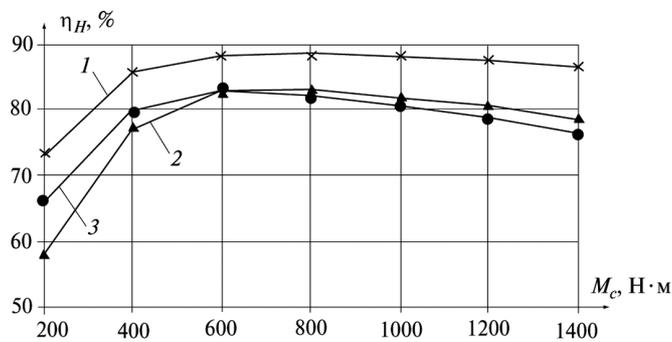


Рис. 6. Влияние передаточного отношения на КПД гибкого подшипника:

1 — $U = 69$; 2 — $U = 99$; 3 — $U = 129$

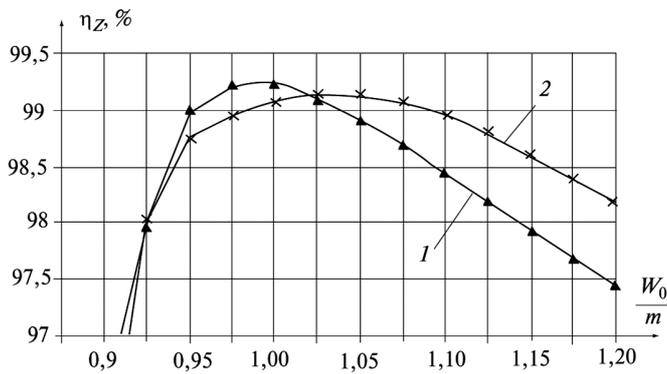


Рис. 7. Зависимость КПД зубчатого зацепления от радиальной деформации ГК w_0 :
1 — $M_c = 800$ Н·м; 2 — $M_c = 1400$ Н·м

следующие значения радиальной деформации ГК, при которых КПД зубчатого зацепления максимально: при $M_c = 800$ Н·м — $w_0 = 1,025m$; при $M_c = 1400$ Н·м — $w_0 = 1,05m$.

Из анализа зависимостей, приведенных на рис. 7, также следует, что при $\frac{w_0}{m} > 1,025$ увеличение нагрузки приводит к повышению КПД зубчатого зацепления, а при $\frac{w_0}{m} < 1,025$ — к снижению КПД. Этот факт можно объяснить следующим образом. Повышение нагрузки в первом случае приводит к увеличению сил взаимодействия зубьев вблизи большой оси кулачка и уменьшению этих сил по краям зоны контакта. Взаимные перемещения зубьев на большой оси кулачка меньше, чем по краям зоны контакта, поэтому увеличение нагрузки обуславливает уменьшение потерь. Во втором случае увеличение нагрузки приводит к расширению зоны контакта зубьев, что приводит к увеличению потерь в зацеплении.

Зависимость КПД зубчатого зацепления от коэффициента смещения ГК X_g показана на рис. 8. При получении этой зависимости коэффициент смещения жесткого колеса X_b подбирался таким образом, чтобы натяг в зубчатом зацеплении в ненагруженной передаче был одинаковым при всех значениях X_g . Увеличение КПД с ростом коэффициента смещения X_g связано с уменьшением зоны контакта зубьев.

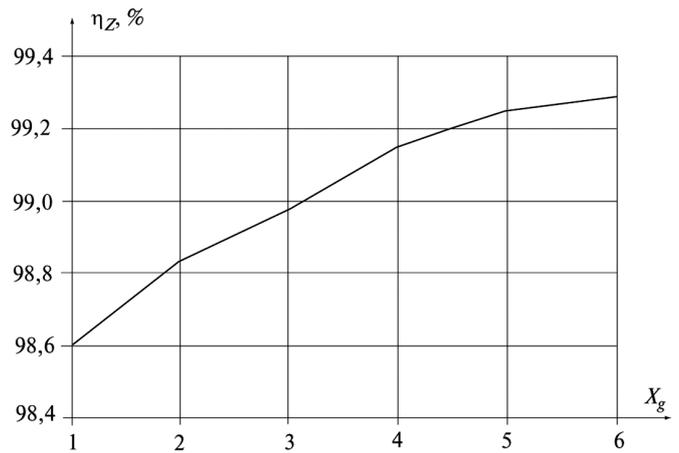


Рис. 8. Зависимость КПД зубчатого зацепления от коэффициента смещения гибкого колеса X_g

Выводы

1. Предложена методика определения КПД кулачкового генератора волн и зубчатого зацепления волновой передачи, которая учитывает пространственный характер деформации и взаимодействия ее элементов.
2. Расчетным путем показано, что при увеличении нагрузки КПД ГП вначале возрастает до максимального значения, а затем незначительно уменьшается.
3. При номинальной нагрузке форма кулачка практически не влияет на КПД генератора волн.
4. КПД кулачкового генератора волн уменьшается с увеличением начальной деформации ГК w_0 и передаточного отношения передачи.
5. Для рассматриваемой волновой передачи КПД зубчатого зацепления возрастает с увеличением нагрузки при $\frac{w_0}{m} > 1,025$ и уменьшается при $\frac{w_0}{m} < 1,025$.
6. Форма кулачка практически не влияет на КПД зубчатого зацепления.
7. Для рассматриваемой волновой передачи КПД зубчатого зацепления принимает наибольшие значения при радиальной деформации $w_0 = (0,95 \dots 1,05)m$.
8. Увеличение коэффициента смещения ГК при неизменной величине предварительного

натяга в зубчатом зацеплении приводит к повышению КПД зубчатого зацепления.

Литература

1. Иванов М.Н. Волновые зубчатые передачи. М.: Высш. шк., 1981. 184 с.
2. Гинзбург Е.П. Волновая зубчатая передача. Л.: Машиностроение, 1979. 200 с.
3. Волков Д.П., Крайнев А.Ф. Волновые зубчатые передачи. Киев: Техника, 1976. 222 с.
4. Финогенов В.А. О КПД генераторов волновых передач // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 1971. № 12. С. 5–12.
5. Финогенов В.А. Исследование КПД волновых зубчатых передач. Автореф. дис. ... канд. техн. наук. М., 1971. 16 с.
6. Люминарский С.Е., Люминарский И.Е. Расчет сил взаимодействия элементов волновой зубчатой передачи // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2011. Спец. вып. Энергетическое и транспортное машиностроение. С. 230–240.
7. Костиков Ю.В., Фурсяк Ф.И., Тимофеев Г.А. Экспериментальные исследования волновых приводов с различной конструкцией генератора волн // Приводы и компоненты машин. 2011. № 2-3. С. 16–18.
8. Рагульскис К.М., Юркаускас А.Ю. Вибрация подшипников/ Под ред. К.М. Рагульскис. Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1985. 119 с.
9. Марчук Г.И. Методы вычислительной математики. М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1989. С. 122–126.

Reference

1. Ivanov M.N. *Volnovye zubchatye peredachi* [Wave gears]. Moscow, Vysshiaia shkola publ., 1981. 184 p.

2. Ginzburg E.P. *Volnovaia zubchataia peredacha* [Wave gear]. Leningrad, Mashinostroenie publ., 1979. 200 p.

3. Volkov D.P., Krainev A.F. *Volnovye zubchatye peredachi* [Wave gear]. Kiev, Tekhnika publ., 1976. 222 p.

4. Finogenov V.A. *O KPD generatorov volnovykh peredach* [On the efficiency of generators of wave transmission]. *Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii. Mashinostroenie* [Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building]. 1971, no. 12, pp. 5–12.

5. Finogenov V.A. *Issledovanie KPD volnovykh zubchatykh peredach*. Avtoreferat diss. kand. tekhn. nauk. [Efficiency study of wave gear. Cand. Sc. Eng. syn. diss.]. Moscow, 1971. 16 p.

6. Liuminarskii S.E., Liuminarskii I.E. *Raschet sil vzaimodeistviia elementov volnovoi zubchatoi peredachi* [Calculation of Forces of Interaction between Wave Gear Components]. *Vestnik MGTU im. N.E. Baumana. Ser. Mashinostroenie* [Herald MSTU named after N.E. Bauman. Ser. Engineering]. *Spetsial'nyi vypusk Energeticheskoe i transportnoe mashinostroenie* [Special issue Power and Transport Engineering]. 2011, pp. 230–240.

7. Kostikov Iu.V., Fursiak F.I., Timofeev G.A. *Eksperimental'nye issledovaniia volnovykh privodov s razlichnoi konstruktsiei generatora voln* [Experimental Studies of Harmonic Drives with Various Constructions of Wave Generator]. *Privody i komponenty mashin* [Drives and machine components]. 2011, no. 2–3, pp. 16–18.

8. Ragul'skis K.M., Iurkauskas A.Iu. *Vibratsiia podshpnikov* [Bearing vibration]. Leningrad, Mashinostroenie publ., 1985. 119 p.

9. Marchuk G.I. *Metody vychislitel'noi matematiki* [Methods of Computational Mathematics]. Moscow, Nauka publ., 1989. Pp. 122–126.

Статья поступила в редакцию 11.03.2012

Информация об авторах

ЛЮМИНАРСКИЙ Станислав Евгеньевич (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, e-mail: katjstas@mail.ru).

ЛЮМИНАРСКИЙ Игорь Евгеньевич (Москва) — доктор технических наук, профессор кафедры «Теоретическая механика и теория механизмов». ФГБОУ ВПО «МГИУ» (115280, Москва, Российская Федерация, ул. Автозаводская, д. 16, e-mail: lie260@mail.ru).

Information about the authors

LYUMINARSKY Stanislav Evgenievich (Moscow) — Cand. Sc. (Eng.), Associate Professor of «Theory of Mechanisms and Machines» Department. MSTU named after N.E. Bauman (BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya 5, 105005, Moscow, Russian Federation, e-mail: katjstas@mail.ru).

LYUMINARSKY Igor Evgenievich (Moscow) — Dr. Sc. (Eng.), Professor of «Theoretical Mechanics and the Theory of Mechanisms» Department. FGBOU VPO «MGIU» (Avtozavodskaya 16, 115280, Moscow, Russian Federation, e-mail: lie260@mail.ru).