

УДК 621.833.7

А.И. ПОЛЕТУЧИЙ, Я.А. СТЕЦЕНКО

Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина

УПРУГИЕ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ И ЗАЗОРЫ В ВОЛНОВОМ ЗУБЧАТОМ РЕДУКТОРЕ

Разработаны зависимости для определения упругих перемещений звеньев, соединений и стыков, а также зазоров в волновом зубчатом редукторе.

волновой зубчатый редуктор, гибкое колесо, жесткое колесо, генератор волн, упругие перемещения, зазоры

Введение

Благодаря своим известным достоинствам волновые зубчатые передачи (ВЗП) широко применяют в приводах управления аэрокосмических систем, к которым предъявляются жесткие требования в отношении нагрузочной способности, динамических характеристик и точности.

Например, это касается приводов управления закрылками, солнечными батареями, орбитальными телескопами и пр. При этом большое значение приобретают упругие перемещения и зазоры в механической системе.

Формулирование проблемы. Упругие перемещения и зазоры в значительной мере определяют форму деформирования гибкого колеса, предельный передаваемый момент и точность волнового редуктора, что представляет актуальную научно-техническую задачу.

Известно несколько публикаций [1 – 3], касающихся теоретических исследований, не подтвержденных экспериментами, влияния некоторых (около 10, в различных сочетаниях) факторов.

Цель данной работы. Целью данной работы является разработка и исследование математической модели упругих перемещений и зазоров в волновом редукторе, учитывающее его конструктивные и геометрические параметры.

1. Решение проблемы

При исследовании упругих перемещений в ВЗП необходимо учитывать упругие деформации закручивания быстроходного и тихоходного валов, оболочки и диафрагмы гибкого колеса и зубьев, растяжение жесткого колеса и изгиб зубьев, контактные перемещения в цепи генератор волн – гибкое колесо – жесткое колесо, в зубчатых зацеплениях и соединениях, в стенках звеньев и элементов передачи. Необходимо учитывать также зазоры в системе генератора и в зацеплении (конструктивная схема волнового редуктора показана на рис. 1).

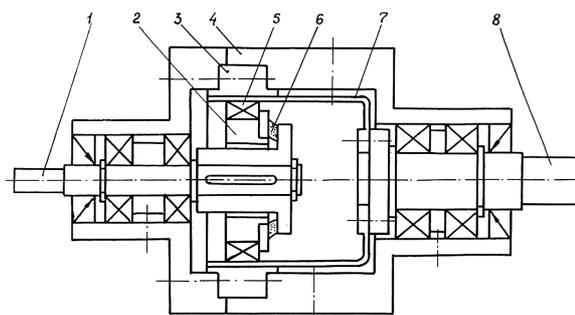


Рис. 1. Конструктивная схема волнового редуктора фирмы VSM:

- 1 – быстроходный вал;
- 2 – кулачок генератора;
- 3 – жесткое зубчатое колесо;
- 4 – корпус;
- 5 – гибкий подшипник генератора волн;
- 6 – упругое соединение кулачка 2 с быстроходным валом 1;
- 7 – гибкое зубчатое колесо;
- 8 – тихоходный вал

Упругие углы закрутки быстроходного вала θ_{BG} и тихоходного вала θ_{BT} определяем по известным формулам для многоступенчатых валов:

$$\theta_{BG} = \sum_{n=1}^m \frac{T_2 l_n}{G J_{\rho n} i^2 \eta}; \quad \theta_{BT} = \sum_{n=1}^m \frac{T_2 l_n}{G J_{\rho n}}, \quad (1)$$

где l_n – длина участка вала;

G – модуль сдвига;

J – полярный момент инерции сечения вала;

i, η – передаточное отношение и КПД передачи.

Гибкое колесо при деформации приобретает в поперечных сечениях по длине оболочки различные формы – от эллиптической в сечении зубчатого венца до близкой к круговой в районе прикрепления к тихоходному валу. Расчеты показывают, что при эллиптической форме поперечного сечения крутильная жесткость гибкого колеса за счет уменьшения момента инерции сечения будет на 1,2% ниже, чем при круглой форме. Учитывая сравнительно небольшую погрешность, принимаем допущение, что гибкое колесо при деформировании остается цилиндрическим и определяем угол закрутки участков его гладкой оболочки как тонкостенного цилиндра:

$$\theta_{301} = \frac{4T_2}{\pi G D_{II}^3} \left(\frac{l_1}{h_2'} + \frac{l_2}{h_2''} + \dots + \frac{l_n}{h_2^{(n)}} \right), \quad (2)$$

где l_1, l_2, l_n – участки гладкой оболочки;

$h_2', h_2'', h_2^{(n)}$ – соответствующие им толщины стенок.

При необходимости обеспечить повышенные крутильную жесткость и кинематическую точность гибкое колесо выполняют в виде чаши, т.е. с дном.

Податливость различных гибких колес исследовал Ф.А. Шамсутдинов.

Опираясь на опубликованные результаты [1], угловое смещение дна гибкого колеса можно определить по формуле:

$$\theta_{3D1} = 4,75 \times 10^{-4} \frac{T_2}{D_{II}^3}. \quad (3)$$

Тогда полная закрутка гибкого колеса:

$$\theta_{3GT} = \theta_{301} + \theta_{3DD}. \quad (4)$$

Растяжение жесткого колеса смещает зубья по большой оси деформации от центра и увеличивает зазор в зацеплении. Оно равносильно увеличению W_0 .

Радиальные перемещения жесткого колеса как кольца определяем по зависимости:

$$\delta_{ДЖ} = 0,32 \frac{T_2}{D_{II} E b_{Ж}} \left(\frac{D_{HЖ} + d_{fЖ}}{D_{HЖ} - d_{fЖ}} \right)^3, \quad (5)$$

где $b_{Ж}, D_{HЖ}, d_{fЖ}$ – ширина кольца, наружный диаметр и диаметр впадин зубьев жесткого колеса.

Окружные смещения зубьев при деформировании жесткого колеса:

$$j_{Жi} = \delta_{ДЖ} t g^{a_{CP}} / 2, \quad (6)$$

а соответствующий им угол поворота системы:

$$\theta_{ДЖ1} = 2 \times j_{Жi} / D_{II}. \quad (7)$$

Угловое перемещение зуба при изгибе как балки равно [4]:

$$j_M = K_{\delta} F_{\max} / E b_{Г}. \quad (8)$$

Здесь K_{δ} – коэффициент деформации зубьев, учитывающий расстояние от точки приложения нагрузки до основания зуба:

$$K_{\delta} = 3,65 + \bar{h}_3, \quad (9)$$

где \bar{h}_3 – относительное (в долях модуля) расстояние от точки приложения нагрузки до основания зуба, приближенно $\bar{h}_3 = h_d^* + c^*$.

Суммарные радиальные перемещения от контактных деформаций в гибком подшипнике можно определить, решая задачу Герца [5], по приближенным зависимостям:

– для шариковых подшипников:

$$\delta_K = 1,82 K_{ПШ} \times 10^{-3} \sqrt[3]{\frac{T_2^2}{D_{II}^2 Z_W^2 D_W}}; \quad (10)$$

– для роликовых подшипников:

$$\delta_K = \frac{5,58 \times K_{ПП} \times 10^{-4}}{l_p^{0,8}} \left(\frac{T_2}{D_{II} Z_W} \right)^{0,9}, \quad (11)$$

где D_W, Z_W – диаметр и число тел качения;

l_p – рабочая длина ролика;

$K_{ПП}=1,25$ – для гибких шариковых подшипников кулачковых генераторов;

$K_{ПП} = 0,86(Z_W D_W / D)^{0,7}$ – для обычных шариковых подшипников дисковых генераторов при условии, что шарикоподшипник установлен ближе к плоскости диска, где D – наружный диаметр подшипника качения.

Максимальные перемещения от контактных деформаций зубьев j_H находим с учетом работы [2]:

$$j_H = 1,553 \sqrt{\frac{F_{\max}^2}{E^2 D_{II} \sin \alpha_{CP}}}, \quad (12)$$

где $F_{i \max}$ – максимальная окружная нагрузка на зуб, ее можно установить из соотношения:

$$F_{\max} = \frac{4\pi m T_2}{D_{II}^2}. \quad (13)$$

Контактные перемещения в стыке δ_{CT} (мм) системы гибкое колесо – генератор волн равны [3]:

$$\delta_{CT} = C p^m, \quad (14)$$

где p – среднее давление;

$m=0,5$ – показатель степени;

C – коэффициент, зависящий от геометрии поверхностей, при $R_d=0,63 \dots 1,5$ $C=5 \cdot 10^{-3}$.

Среднее давление:

$$p = 0,7 \times \frac{T_2}{(D_{II} D_i b_i)}, \quad (15)$$

где D_i, b_i – диаметр и ширина i -й посадочной поверхности. Для подшипников b_i равна ширине подшипника, за вычетом фасок и радиусов закруглений, то есть примерно $b_i = b - 2$; для дискового генератора $b_i = 0,08 D_d$, где D_d – диаметр диска.

При числе стыков i суммарные перемещения:

$$\delta_{CT} = \sum_1^i 2,5 \times 10^{-3} [0,7 T_2 / (D_{II} D_i b_i)]^{0,5}. \quad (16)$$

При кулачковом генераторе с гибким подшипником в δ_{CT} суммарное входят перемещения в контакте наружного кольца с гибким колесом и внутреннего кольца с кулачком, всего две составляющие; при дисковом генераторе – перемещения в контакте гибкого колеса с промежуточным кольцом, последнего с диском, диска с наружным кольцом подшипника и внутреннего кольца подшипника с шейкой эксцентрика, всего четыре составляющие.

При расчете радиальных перемещений в ВЗП с кулачковым генератором на гибких подшипниках качения необходимо учитывать зазоры δ_3 в системе кулачок – гибкий подшипник – гибкое колесо:

$$\delta_3 = (\delta_1 + \delta_2) / 2, \quad (17)$$

где δ_1 – максимальный рабочий зазор на диаметр в гибком подшипнике;

δ_2 – максимальный зазор посадки генератора в гибкое колесо.

Величину δ_1 можно выбрать по [3], δ_2 – по таблицам допусков. Вероятное значение δ (мм) предлагается в работе [5] определять по формуле

$$\delta_3 = C_B (0,006 \sqrt{D_{II}} - 0,011), \quad (18)$$

где $C_B=0,8$ для подшипников качения нормального класса точности и при выполнении отверстий по Н7. При более высокой точности изготовления деталей $C_B=0,5 \dots 0,7$.

Радиальный зазор в системе гибкое колесо – дисковый генератор волн складывается из зазоров между гибким колесом и промежуточным кольцом, между последним и диском и из зазоров в самом подшипнике качения генератора. Вероятное значение δ_3 для дискового генератора равно:

$$\delta_3 = 0,8 (0,008 \sqrt{D_{II}} - 0,011). \quad (19)$$

В работающей передаче с генератором на подшипниках качения радиальный зазор увеличивается за счет износа элементов в рассматриваемой системе. Величину износа $\delta_{ИЗН}$ (мм) устанавливаем по формуле, полученной для гибких и обычных под-

шипников на основании опыта эксплуатации и экспериментов [5]:

$$\delta_{ИЗН} = 5 \times 10^{-7} \sqrt{L_h n_H D_{II}}, \quad (20)$$

где L_h – ресурс передачи (ч);

n_H – частота вращения генератора (мин⁻¹);

D_{II} – внутренний диаметр гибкого колеса (мм).

Суммарные радиальные перемещения:

$$\delta_{\Sigma} = \delta_K + \delta_{CT} + \delta_3 + \delta_{ИЗН}. \quad (21)$$

При радиальном смещении зуба гибкого колеса δ_{Σ} в его контакте с зубом жесткого колеса появляется окружной зазор j_t , позволяющий системе повернуться на угол $\theta_{Г1}$ (рис. 2).

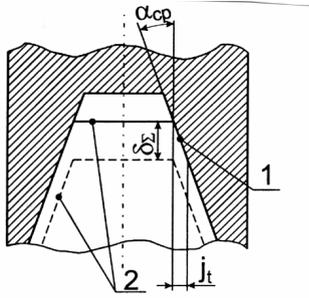


Рис. 2. К определению окружного зазора j_t .
1 – профиль зуба жесткого колеса;
2 – профиль зуба гибкого колеса

Из рис. 2 можно получить:

$$j_t = \delta_{\Sigma} \times \operatorname{tg} \alpha_{CP}, \quad (22)$$

где α_{CP} – средний угол профиля зуба гибкого колеса.

При исходном контуре $\alpha=20^\circ$, приближенно $\alpha_{CP}=22^\circ$.

Тогда угол поворота вследствие радиальных зазоров и податливости в системе гибкое колесо – генератор волн равен:

$$\theta_{Г1} = 2j_t / D_{II}. \quad (23)$$

Наибольший окружной зазор в зацеплении, возникающий после нарезания зубьев гибкого и жесткого колес и сборки передачи в среднем сечении зубчатого венца гибкого колеса, рассчитываем по формуле:

$$j_{t\max} = \frac{j_{II\min} + (T_{H1} + T_{H2})2 \sin \alpha}{\cos \alpha}, \quad (24)$$

где $j_{II\min}$ – гарантированный нормальный боковой зазор;

T_H – допуск на смещение исходного контура.

Значения $j_{II\min}$ и T_H приведены в ГОСТ 1643-81 [7] при $m \geq 1$ мм и в ГОСТ 9178-81 [7] при $m < 1$ мм. При этом межосевое расстояние волнового зацепления следует принимать $a_w \approx 3,5W_0$.

Минимальный окружной зазор в зацеплении:

$$j_{t\min} = j_{n\min} / \cos \alpha. \quad (25)$$

Средний окружной зазор

$$j_{tCP} = 0,5(j_{t\max} + j_{t\min}). \quad (26)$$

j_{tPC} будем рассматривать как исходный окружной зазор.

Вследствие перекоса зубьев зазор по их длине не постоянный. Перекос зубьев связан с пространственной формой зубчатого венца при его деформировании генератором волн и поворотом образующих оболочки под действием момента. При этом внутренний торец зубчатого венца оказывается более нагруженным, что подтверждают измерения нагрузки по длине зубьев и следы их износа.

Зазор в зацеплении от перекоса зубьев меняется в пределах ширины зубчатого венца: на открытом торце он увеличивается, а на внутреннем уменьшается. Учитывая большую нагруженность внутреннего торца, считаем важным для оценки крутильной жесткости уменьшение зазора на внутреннем торце. Полагая, что зубья как образующие оболочки при кручении моментом остаются прямыми, уменьшение зазора на внутреннем торце при длине зуба соответствующей $b_f/2$:

$$j_{II} = - \frac{T_2 b_f}{\pi G D_{II}^2 h_1}. \quad (27)$$

Зазоры в зацеплении уменьшаются окружными перемещениями от растяжения гибкого колеса, которые распределяются по его окружности неравномерно. Максимальное значение этих перемещений имеет место на малой оси деформации, т.е. при $\pi/2$.

Для гибкого колеса с внутренним генератором в работе [2] получено:

$$j_{П\max} = -\frac{0,375T_2}{Eb_{\Gamma}h_1} \left[\varphi + 2 \cos\left(\frac{\varphi}{2}\right) - 2 \right]. \quad (28)$$

При расчете зазоров в зацеплении величину j_P определяем в сечении, где имеют место наибольшие радиальные перемещения δ_K . При $W_{\sigma} \geq 1,1$ это сечение располагается под углом $\varphi \approx \pi/8$. Тогда

$$j_P = -\frac{0,13T_2}{(Eb_{\Gamma}h_1)}. \quad (29)$$

Угол поворота системы из-за контактной деформации, изгиба и перекося зубьев, а также растяжения гибкого колеса определяем с учетом полученных значений этих величин:

$$\theta_{31} = 2(j_{ICP} + j_H + j_M - j_{II} - j_P)/D_{II}. \quad (30)$$

Углы поворота гибкого и жесткого колес в местах фланцевого крепления можно определить по формуле

$$\theta_{КЖ1} = \theta_{КГ1} = T_2 \frac{32}{\pi G} \cdot \frac{b}{D^4} \cdot \frac{1}{\frac{1}{2}n \left(\frac{d_B}{D}\right)^2}, \quad (31)$$

где b – толщина фланца (утолщенная часть гибкого колеса или ширина жесткого колеса);

D – диаметр окружности, на которой расположены оси болтов;

n – число болтов;

d_B – диаметр болта.

Наши расчеты и эксперименты показывают, что формулой (31) можно пользоваться при $T_{TP} > T_2$, где T_{TP} – момент трения в стыке фланцевого соединения, который определяется по известной формуле для кольцевой паты:

$$T_{TP} = \frac{1}{3} \cdot f \cdot F_3 \cdot n \frac{D_H^3 - D_B^3}{D_H^3 - D_B^2}, \quad (32)$$

где $f = 0,06 \dots 0,1$ – коэффициент трения;

D_H, D_B – наружный и внутренний диаметры стыка;

F_3 – сила затяжки одного винта, которую задают или определяют из соотношения:

$$F_3 = \sigma_3 A_B, \quad (33)$$

где $\sigma_3 = (0,5 \dots 0,7) \sigma_T$ – напряжения в винте от силы затяжки;

A_B – площадь винта по внутреннему диаметру резьбы.

Основными причинами относительного смещения деталей при соединении чистыми болтами или штифтами являются их изгиб и контактные перемещения от окружающих сил, создаваемых результирующим вращающим моментом T_P .

Штифт или болт можно рассматривать как консоль, нагруженную поперечной силой. Для нее приближенное дифференциальное уравнение изогнутой оси имеет вид:

$$y'' = \frac{M_X}{EJ_X}. \quad (34)$$

Дважды проинтегрировав это выражение, запишем уравнение прогибов:

$$y = \frac{1}{EJ_X} \left(\int dz \int M_X dz + C_Z + N \right), \quad (35)$$

где EJ_X – жесткость поперечного сечения балки (болта или штифта) при изгибе;

M_X – изгибающий момент;

Z – координата, совпадающая с осью балки;

C, N – постоянные интегрирования, которые определяются из условий на опорах балки и на границах ее участков.

После преобразования уравнения (35) получаем значение прогибов балки, являющихся окружными перемещениями соединяемых деталей:

$$y = \frac{2F_t a^3}{6EJ_X}, \quad (36)$$

где $F_t = 2T_P/(D \cdot n)$ – окружная сила, приходящаяся на один крепежный элемент (штифт или чистый болт);

a – расстояние от плоскости стыка фланцев до середины крепежного элемента;

T_P – результирующий момент, который равен:

$$T_P = T_2 - \beta T_{TP}, \quad (37)$$

где $\beta = 0,5 \dots 1$ – коэффициент режима работы, при вибрациях следует принимать меньшие значения β в

связи с уменьшением величины коэффициента трения f .

Углы поворота гибкого и жесткого колес в местах крепления, возникающие от изгиба штифтов:

$$\theta_{КИ1} = \frac{8T_P a^3}{6D^2 nEJ_X} \quad (38)$$

Контактные перемещения в стыках штифтов и отверстий фланцев гибких или жестких колес устанавливаем по формуле, полученной из (14):

$$\delta_{СТШ} = 0,0012 \cdot \left(\frac{F_t}{dh} \right)^{0,5}, \quad (39)$$

где F_t – окружная сила, создаваемая моментом T_P ;

d – диаметр штифта;

h – рабочая толщина фланца.

Угловые смещения гибкого и жесткого колес вследствие контактных перемещений $\delta_{СТШ}$:

$$\theta_{СТШ} = 2 * \delta_{СТШ} / D. \quad (40)$$

Суммарные углы поворота гибкого и жесткого колес в местах крепления с учетом конструктивных параметров фланцев определяются по аналогичным формулам:

$$\theta_{КГ1} = \theta_{КИ1} + \theta_{СТШ}. \quad (41)$$

Шпоночные и шлицевые соединения допускают поворот закрепленных на них элементов под действием передаваемого момента вследствие выборки зазоров, контактных деформаций боковых граней и изгиба шпонок и шлицев. Угол поворота элементов $\theta_{ш}$, рад можно определить по приближенным формулам:

– при закреплении их на валу генератора

$$\theta_{ш} = \frac{K_{ш} * T_2}{d^2 * l * h * z * i^2 * \eta}; \quad (42)$$

– при закреплении на тихоходном валу или на корпусе

$$\theta_{ш} = \frac{K_{ш} * T_2}{d^2 * l * h * z}, \quad (43)$$

где T_2 – вращающий момент на тихоходном валу, Н×м;

d – диаметр вала для шпонок и делительный диаметр для шлицев, мм;

l – длина шпонки (шлица), мм;

h – высота шпонки (шлица), мм;

z – число шпонок (шлицев);

$$K_{ш} = 6,67 * 10^{-4} \frac{\text{мм}^3}{\text{Н}}$$

для призматических шпонок;

$$K_{ш} = 14,28 * 10^{-4} \frac{\text{мм}^3}{\text{Н}}$$

для сегментных шпонок;

$$K_{ш} = 4,0 * 10^{-4} \frac{\text{мм}^3}{\text{Н}}$$

для шлицев.

Угловые перемещения в кулачковой муфте тихоходного вала, рад,

$$\theta_{КМ} = \frac{4 * K_1 * T_2}{D_{СР}^2 * K_2 * Z * b * h}, \quad (44)$$

где $D_{СР}$ – средний диаметр по кулачкам;

Z – число кулачков;

b, h – рабочая ширина и высота кулачка;

$$K_1 = (0,3..0,4) * 10^{-3} \frac{\text{мм}^3}{\text{Н}}$$
 – коэффициент кон-

тактной податливости;

$K_2 = 0,3..0,5$ – коэффициент, учитывающий фактическое количество кулачков, передающих вращающий момент.

Суммарный угол упругого поворота системы элементов, взаимодействующих с одним гибким колесом, его зацеплением и генератором:

$$\theta_{С1} = \theta_{Г1} + \theta_{З1} + \theta_{ДЖ1} + \theta_{ЗГ1} + \theta_{КЖ1} + \theta_{КГ1}, \quad (45)$$

где $\theta_{Г1}$ – угол поворота вследствие радиальных зазоров и податливости в системе гибкое колесо-генератор волн;

$\theta_{З1}$ – угол поворота как результат наличия исходных боковых зазоров между зубьями, возникающих после нарезания гибкого и жесткого колес и сборки передачи, а также контактных деформаций, изгиба, перекоса зубьев и растяжения гибкого колеса;

$\theta_{ДЖ1}$ – угол поворота из-за деформирования (растяжения) жесткого колеса;

$\theta_{зг}$ – угол поворота вследствие закрутки гибкого колеса;

$\theta_{кжл}$, $\theta_{клг}$ – угол поворота в результате податливости крепления жесткого и гибкого колес.

По изложенной теории были выполнены расчеты углов θ для экспериментальной ВЗП, имеющей $i = 86$, $D_n = 120$ мм, при моментах нагрузки на тихоходном валу T_2 от 100 до 800 Н*м. Результаты расчетов приведены ниже в табл. 1.

Здесь приведены также значения составляющих углов θ_i в минутах и в процентах к углу поворота выходного звена θ , за которое принималось гибкое зубчатое колесо.

Наибольший вклад в суммарный угол θ при рассматриваемом моменте вносят крепление гибкого колеса – 25,62%, радиальные зазоры и перемещение от контактных деформаций в цепи гибкое колесо – генератор волн – 23,64%, закрутка гибкого колеса – 19,23%, зазоры в зацеплении – 15,01%, деформация жесткого колеса – 10,53% и крепление жесткого колеса – 5,73%. Все перечисленные факторы, за исключением закрутки гибкого колеса, можно регулировать конструктивными и технологическими мероприятиями с целью снижения податливости системы.

Эти мероприятия легко наметить, анализируя приведенные выше формулы для определения θ_i .

Радиальные перемещения от контактных деформаций и зазоры при различных моментах T_2 на тихоходном валу приведены в табл. 2, где обозначено:

δ_k – суммарные радиальные перемещения от контактных деформаций в гибком подшипнике;

$\delta_{ст}$ – суммарные контактные перемещения в стыках системы гибкое колесо – генератор волн;

$\delta_з$ – радиальные зазоры в этой системе;

$\delta_{изн}$ – радиальный зазор, появившийся от износа поверхностей.

Из табл. 2 видно, что зазоры $\delta_з$ и $\delta_{изн}$, возникающие за счет посадок и износа, приняты постоянными при всех моментах. Суммарные радиальные перемещения δ_Σ увеличиваются за счет контактных перемещений δ_k и $\delta_{ст}$.

В строчке 6 табл. 2 показана доля δ_Σ в процентах от радиальных перемещений W_0 . Для исследуемой ВЗП $W_0 = 1,1$ $m = 0,77$ мм. Видим, что при всех моментах δ_Σ уменьшается расчетное значение W_0 более чем на 10%. Эти результаты необходимо учитывать при проектировании кулачка генератора и выборе геометрии зацепления путем соответствующего увеличения W_0 .

Таблица 1

Радиальные перемещения и зазоры от контактных деформаций

№ п/п	Перемещения, мм	T_2 , Н·м						
		100	200	300	400	459	600	800
1	δ_k	0,011	0,018	0,023	0,028	0,031	0,037	0,045
2	$\delta_{ст}$	0,0059	0,0084	0,01	0,012	0,013	0,015	0,017
3	$\delta_з$	0,044	0,044	0,044	0,044	0,044	0,044	0,044
4	$\delta_{изн}$	0,021	0,021	0,021	0,021	0,021	0,021	0,021
5	δ_Σ	0,082	0,091	0,098	0,105	0,109	0,117	0,127
6	$\delta_\Sigma \cdot 100\% / W_0$	10,6%	11,8%	12,7%	13,6%	14,1%	15,2%	16,5%

Таблица 2

Расчетные значения углов θ для ВЗП с одним гибким колесом

№ п/п	$T_2,$ Н·м	1	2	3	4	5	6	7	8	$\Sigma\theta_{1-8}$	9	10	11	$\Sigma\theta_{9-11}$	$\Sigma\theta_{1-11}$
		$\theta_{ВГ}$ МИН %	$\theta_{Ш1}$ МИН %	$\theta_{Г1}$ МИН %	$\theta_{З1}$ МИН %	$\theta_{ДЖ1}$ МИН %	$\theta_{ЗГ1}$ МИН %	$\theta_{КЖ1}$ МИН %	$\theta_{КГ1}$ МИН %	$\Sigma\theta_{1-8}$ МИН %	$\theta_{ВГ}$ МИН %	$\theta_{Ш2}$ МИН %	$\theta_{КМ}$ МИН %	$\Sigma\theta_{9-11}$ МИН %	$\Sigma\theta_{1-11}$ МИН %
1	100	$\frac{0,00435}{0,087}$	$\frac{0,00076}{0,015}$	$\frac{1,9}{38,0}$	$\frac{2,017}{41,17}$	$\frac{0,244}{4,89}$	$\frac{0,445}{8,91}$	$\frac{0,132}{2,64}$	$\frac{0,242}{4,85}$	$\frac{4,989}{100}$	$\frac{0,939}{18,82}$	$\frac{0,126}{2,52}$	$\frac{0,477}{9,56}$	$\frac{1,543}{30,92}$	$\frac{6,532}{130,92}$
2	200	$\frac{0,0087}{0,1297}$	$\frac{0,00162}{0,0226}$	$\frac{2,11}{31,48}$	$\frac{1,90}{28,34}$	$\frac{0,487}{7,26}$	$\frac{0,889}{13,26}$	$\frac{0,265}{3,95}$	$\frac{1,042}{15,54}$	$\frac{6,7032}{100}$	$\frac{1,878}{28,0}$	$\frac{0,252}{3,76}$	$\frac{0,9549}{14,24}$	$\frac{3,085}{46,02}$	$\frac{9,79}{146,05}$
3	300	$\frac{0,0130}{0,157}$	$\frac{0,00228}{0,0276}$	$\frac{2,28}{27,63}$	$\frac{1,78}{21,57}$	$\frac{0,731}{8,86}$	$\frac{1,334}{16,17}$	$\frac{0,396}{4,8}$	$\frac{1,715}{20,78}$	$\frac{8,25}{100}$	$\frac{2,817}{34,14}$	$\frac{0,378}{4,58}$	$\frac{1,432}{17,35}$	$\frac{4,628}{56,09}$	$\frac{12,878}{156,03}$
4	400	$\frac{0,0174}{0,179}$	$\frac{0,00304}{0,03}$	$\frac{2,43}{25,09}$	$\frac{1,597}{16,49}$	$\frac{0,974}{10,06}$	$\frac{1,7782}{18,36}$	$\frac{0,531}{5,48}$	$\frac{2,352}{24,29}$	$\frac{9,683}{100}$	$\frac{3,758}{38,81}$	$\frac{0,504}{5,20}$	$\frac{1,9}{19,62}$	$\frac{6,162}{63,63}$	$\frac{15,845}{163,63}$
5	459	$\frac{0,020}{0,188}$	$\frac{0,0035}{0,033}$	$\frac{2,51}{23,64}$	$\frac{1,594}{15,01}$	$\frac{1,118}{10,53}$	$\frac{2,042}{19,23}$	$\frac{0,609}{5,73}$	$\frac{2,72}{25,62}$	$\frac{10,616}{100}$	$\frac{4,31}{40,59}$	$\frac{0,578}{5,44}$	$\frac{2,18}{20,53}$	$\frac{7,068}{66,57}$	$\frac{17,684}{166,57}$
6	600	$\frac{0,0261}{0,206}$	$\frac{0,00456}{0,0363}$	$\frac{2,69}{22,42}$	$\frac{1,35}{10,75}$	$\frac{1,461}{11,63}$	$\frac{2,668}{21,24}$	$\frac{0,792}{6,3}$	$\frac{3,572}{28,43}$	$\frac{12,56}{100}$	$\frac{5,63}{44,82}$	$\frac{0,756}{6,02}$	$\frac{2,865}{22,81}$	$\frac{9,251}{73,65}$	$\frac{21,81}{173,65}$
7	800	$\frac{0,0348}{0,226}$	$\frac{0,00608}{0,039}$	$\frac{2,93}{19,02}$	$\frac{1,12}{7,27}$	$\frac{1,949}{12,56}$	$\frac{3,557}{23,08}$	$\frac{1,056}{6,85}$	$\frac{4,754}{30,85}$	$\frac{15,407}{100}$	$\frac{7,51}{48,74}$	$\frac{1,008}{6,54}$	$\frac{3,82}{24,79}$	$\frac{12,338}{80,08}$	$\frac{27,745}{180,08}$

Это реализуется следующим образом. Мы предложили закон деформирования по форме:

$$\rho = r + W_0 \cos 2\varphi - A \sin^2 2\varphi, \quad (46)$$

где r – радиус срединной поверхности круглого гибкого колеса;

W_0 – расчетная радиальная деформация гибкого колеса по большой оси деформации.

Для обеспечения расчетного значения W_0 необходимо скорректировать размеры кулачка генератора с учетом радиальных перемещений в цепи генератор волн – гибкое колесо – жесткое колесо. Поэтому для кулачка:

$$\rho_k = r + W_{0Г} \cos 2\varphi - A \sin^2 2\varphi, \quad (47)$$

где $W_{0Г} = K_W * W_0$; $K_W = 0,08..0,12$ – коэффициент, учитывающий константы деформации и зазоры.

Заключение

1. Разработаны аналитические зависимости для определения упругих перемещений звеньев, зубьев, соединений и стыков в волновом зубчатом редукторе.

2. Расчеты показывают, наибольший вклад в угол закрутки выходного звена редуктора вносят крепление гибкого колеса, деформации в цепи генератор – гибкое колесо – жесткое колесо, закрутка гибкого колеса.

3. Закон деформирования гибкого колеса должен учитывать величины контактных деформаций и зазоров.

Литература

1. Шамсутдинов Ф.А. Поперечная жесткость гибкого колеса волновой зубчатой передачи // Известия вузов. Машиностроение. – 1984. – №2. – С.36-40.
2. Иванов М.Н. Волновые зубчатые передачи. – М.: Высш. шк, 1984. – 184 с.
3. Шувалов С.А. Расчет волновых передач с учетом податливости зубьев // Вестник машиностроения. – 1984. – № 6. – С. 21-23.
4. Полетучий А.И. Теория и конструирование высокоэффективных волновых зубчатых механизмов: Монография. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», 2005. – 675 с.
5. Перель Л.Я. Подшипники качения: Справочник. – М.: Машиностроение, 1983. – 543 с.
6. ГОСТ 1643-81. Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски. – М.: Изд-во стандартов, 1981. – 69 с.
7. ГОСТ 9178-81. Передачи зубчатые цилиндрические мелкомодульные. Допуски. – М.: Изд-во стандартов. 1981. – 42 с.

Поступила в редакцию 14.11.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.Н. Доценко, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.