

УДК 621.833

# Исследование интерференции зубьев в нагруженной волновой зубчатой передаче

С.Е. Люминарский<sup>1</sup>, И.Е. Люминарский<sup>2</sup><sup>1</sup> МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1<sup>2</sup> Московский государственный индустриальный университет, 115280, Москва, Российская Федерация, ул. Автозаводская, д. 16

## Analysis of meshing interference in a loaded harmonic drive

S.E. Lyuminarsky<sup>1</sup>, I.E. Lyuminarsky<sup>2</sup><sup>1</sup> BMSTU, 105005, Moscow, Russian Federation, 2<sup>nd</sup> Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1<sup>2</sup> Moscow State Industrial University, 115280, Moscow, Russian Federation, Avtozavodskaya St., Bldg. 16

e-mail: katjstas@mail.ru, lie260@mail.ru



При проектировании волновых зубчатых передач (ВЗП) актуальной является задача исключения интерференции зубьев в зацеплении гибкого и жесткого колес. Если интерференция достаточно большая, то при повороте генератора зубья гибкого и жесткого колес упрутся поверхностями вершин. При этом жесткое колесо растягивается, а генератор волн сжимается. В результате этих деформаций при большой интерференции зубьев происходит проскок генератора. При этом зубья на входе в зацепление вначале упрутся поверхностями вершин, а при дальнейшем повороте генератора соскакивают и зацепляют боковыми поверхностями. Такая работа передачи недопустима, так как она приводит к увеличению динамических нагрузок и износу вершин зубьев. Продукты износа засоряют смазку, что может привести к порче гибкого подшипника. Приведена методика определения максимального момента сопротивления  $M_c^*$ , при котором отсутствует интерференция зубьев. Представлены результаты теоретических исследований влияния различных геометрических параметров передачи на указанный момент  $M_c^*$ . Исследовано влияние качества точности деталей рассматриваемой ВЗП на интерференцию зубьев. Результаты исследования расширяют знания об интерференции зубьев в ВЗП.

**Ключевые слова:** волновая зубчатая передача, гибкое колесо, жесткое колесо, интерференция зубьев, качество точности.



When designing harmonic drives it is important to avoid meshing interference of the flex spline and the circular spline. If the interference is significant, then the teeth of the flex and circular splines bear against the top lands of each other when the wave generator turns. At the same time, the rigid gear stretches and the wave generator contracts. As the result of these deformations at large meshing interference, the wave generator skips. First, the teeth bear against the top lands of each other and, as the wave generator turns further, come off and catch the side surfaces. The operation of the harmonic drive under such conditions is unacceptable as it leads to the increased dynamic loads and the wear of the top lands. The wear debris can clog the lubricant and cause damage to the flexible bearing. The article describes a method for determining the maximum torque  $M_c^*$  when meshing interference is absent. The results of the theoretical research into the influence of various geometrical parameters onto the specified torque  $M_c^*$  are presented. The relationship between the accura-

cy of the harmonic drive parts and the meshing interference is analyzed. The results presented in the article broaden knowledge about meshing interference in harmonic drives.

**Keywords:** harmonic drive, flex spline, circular spline, meshing interference, accuracy.

Перспективное направление развития электромеханических приводов — использование волновых зубчатых передач (ВЗП). Благодаря наличию гибкого элемента они позволяют получить большое передаточное число при малых габаритах, имеют большую нагрузочную способность и высокую кинематическую точность.

В настоящее время нагрузочную способность ВЗП определяют по условиям усталостной прочности гибкого колеса (ГК) и долговечности подшипников генератора волн [1–3]. Экспериментальные исследования и эксплуатация этих передач показывают, что волновые передачи выходят из строя не только из-за поломки ГК или генератора волн. Нарушение работоспособности может также наступать вследствие проскока генератора в результате интерференции зубьев на входе в зацепление [4–6]. Поэтому одним из важнейших факторов нормальной работы ВЗП является отсутствие интерференции зубьев.

Цель работы — определение для нагруженной ВЗП максимального момента  $M_c^*$ , при котором отсутствует интерференция зубьев; исследование влияния геометрических параметров передачи и класса точности деталей на этот момент.

В волновой зубчатой передаче возможны два вида интерференции зубьев. Первый вид интерференции обусловлен контактом зубьев на переходных поверхностях гибкого и жесткого колес. В этом случае нарушается эвольвентный характер зацепления, что вызывает увеличение нагрузок на зубья, повышенный их износ и снижение КПД. Второй вид интерференции заключается в том, что на входе (или выходе) зацепления зазоры между боковыми поверхностями зубьев имеют отрицательные значения. При этом зубья начинают взаимодействовать не боковыми поверхностями, а поверхностями вершин в результате чего жесткое колесо (ЖК) растягивается, а генератор волн сжимается. При большой интерференции это приводит к проскоку. Момент на ведомом звене, при котором происходит проскок, принято называть предельным моментом.

Если интерференция зубьев 2-го рода небольшая, то проскока не будет. При входе в зацепление зубья вначале будут упираться поверхностями вершин, а при дальнейшем повороте генератора — соскакивать и зацепляться

боковыми поверхностями зубьев. Такая работа передачи недопустима, так как она обуславливает увеличение динамических нагрузок, износ боковых поверхностей зубьев, снижение КПД.

При проектировании первых ВЗП допускалась небольшая интерференция зубьев. Предполагалось, что после приработки интерференция исчезнет. Однако, как показала эксплуатация волновых передач, даже небольшая интерференция засоряет смазку и может привести к выходу их строя гибких подшипников.

Обычно при выборе параметров передачи проверяют отсутствие интерференции на холостом ходу. В работе [4] рассмотрены области существования основных параметров при нулевой нагрузке. В нагруженной передаче боковые зазоры изменяются, что может способствовать интерференции зубьев. Как показывают расчеты, при увеличении момента на выходном валу минимальный боковой зазор  $\delta_{\min}$  при входе в зацепление уменьшается. Момент на выходном валу, при котором указанный зазор становится равным нулю, назовем моментом начала интерференции  $M_c^*$ . При увеличении момента сопротивления  $M_c$  зазор  $\delta_{\min}$  уменьшается. Следовательно, при  $M_c > M_c^*$  в передаче происходит интерференция зубьев 2-го рода.

**Математическая модель.** В отличие от зубчатых передач с ЖК в ВЗП интерференция зависит от нагрузки, т. е. от момента на выходном валу. Поэтому для исследования интерференции необходим расчет силового взаимодействия элементов ВЗП. Силовой расчет волновых передач рассмотрен во многих работах. Однако в них силы взаимодействия элементов передачи приводятся к одной расчетной плоскости, т. е. не учитывается пространственный характер деформации элементов передачи. Изменение зазоров по длине зубчатого венца определяется приближенно, путем учета перекоса образующей оболочки ГК.

Для исследования интерференции зубьев в настоящей работе была использована математическая модель волновой передачи, в которой учитывается пространственный характер взаимодействия ее элементов [7, 8].

Исследуемая ВЗП с кулачковым генератором волн представлена на рис. 1. В расчетной модели ЖК 5 считается упругим, т. е. его деформация подчиняется закону Гука. Расчет узловых

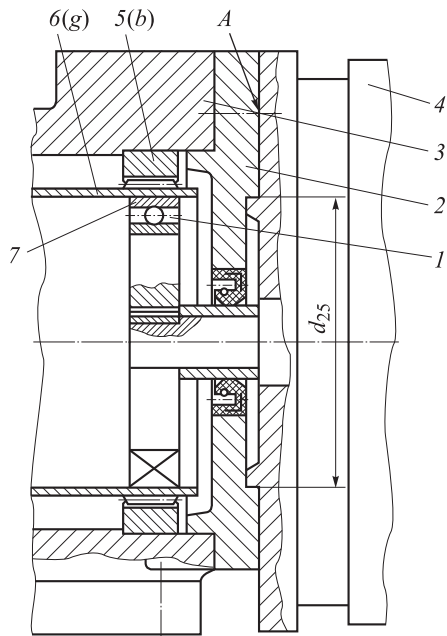


Рис. 1. Волновая зубчатая передача:

1 — гибкий подшипник; 2 — крышка корпуса; 3 — корпус волнового редуктора; 4 — фланцевый двигатель; 5 — ЖК; 6 — ГК; 7 — наружное кольцо гибкого подшипника

податливостей ЖК выполнен методом конечных элементов. Жесткое колесо установлено с натягом в корпусе и из-за погрешности изготовления деталей может смещаться в плоскости вращения кулачка.

Гибкое колесо может взаимодействовать с ЖК по рабочим и нерабочим боковым поверхностям зубьев. При расчете оно заменяется ортотропной оболочкой с эквивалентными жесткостями в области зубчатого венца.

Наружное кольцо гибкого подшипника (НКГП) 7 не закреплено и уравнивается силами, действующими со стороны ГК и тел качения. При расчете учитываются только нормальные силы взаимодействия поверхностей. Расчет узловых податливостей НКГП и ГК выполняется по линейной теории оболочек методом ортогональной прогонки. При расчете учитывается взаимодействие боковых поверхностей зубьев, внутренней поверхности ГК и наружной поверхности НКГП, внутренней поверхности НКГП и тел качения. Силы взаимодействия между поверхностями заменяются поверхностными силами с кусочно-линейным распределением [9]. Для этого все указанные поверхности разбиваются на треугольные области. Каждому узлу образованной сетки ставится в соответствие функция Куранта  $\varphi_k(q_1, q_2)$  [9], которая представляет собой шестиугольную пирамиду с единичной высотой. В качестве ба-

зисных функций используются функции  $u_k = 3\varphi_k/S_k$  ( $S_k$  — площадь основания пирамиды). Базисные функции представляют собой шестиугольные пирамиды с единичным объемом и имеют размерность  $m^{-2}$ .

Для составления разрешающей системы уравнений используется метод Бубнова — Галлеркина. В общем виде эта система записывается следующим образом:

$$\begin{pmatrix} D^{(b)} & D^{(23)} & 0 & G^{(1)} & G^{(2)} & 0 & 0 \\ D^{(32)} & D^{(g)} & D^{(45)} & 0 & G^{(3)} & G^{(4)} & 0 \\ 0 & D^{(54)} & D^{(55)} & 0 & 0 & G^{(5)} & G^{(6)} \\ A^b & 0 & 0 & C^b & 0 & 0 & 0 \\ -A^{b^*} & A^g & 0 & 0 & C^g & 0 & 0 \\ 0 & -A^{g^*} & A^c & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -A^{c^*} & 0 & 0 & 0 & C^k \end{pmatrix} \begin{pmatrix} P^b \\ P^g \\ P^c \\ a^b \\ a^g \\ a^c \\ a^k \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \delta^b - \delta_0^b \\ \delta^g - \delta_0^g \\ \delta^c - \delta_0^c \\ B^b \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}; \quad (1)$$

$$\delta_j \geq 0; P_j \geq 0; \delta_j P_j = 0, j = 1, \dots, N.$$

Здесь  $D^{(b)}$ ,  $D^{(23)}$ ,  $D^{(32)}$ ,  $D^{(g)}$ ,  $D^{(45)}$ ,  $D^{(54)}$ ,  $D^{(55)}$  — матрицы узловых податливостей;  $A^b$ ,  $A^{b^*}$ ,  $A^g$ ,  $A^{g^*}$ ,  $A^c$ ,  $A^{c^*}$  — матрицы коэффициентов в уравнениях равновесия ЖК, ГК, НКГП и кулачка как жестких тел в плоскости движения;  $P^b$ ,  $P^g$ ,  $P^c$  — векторы узловых сил между поверхностями взаимодействия (боковыми поверхностями зубьев, ГК и НКГП, внутренним кольцом гибкого подшипника и телами качения);  $a^b$ ,  $a^g$ ,  $a^c$  и  $a^k$  — векторы смещения ЖК, ГК, НКГП и кулачка как жестких тел в плоскости движения;  $\delta = (\delta^b \ \delta^g \ \delta^c)^T$  — вектор зазоров в узловых точках между поверхностями взаимодействия;  $\delta_0 = (\delta_0^b \ \delta_0^g \ \delta_0^c)^T$  — вектор начальных зазоров;  $G^{(1)}$ ,  $G^{(2)}$ ,  $G^{(3)}$ ,  $G^{(4)}$ ,  $G^{(5)}$ ,  $G^{(6)}$  — матрицы, связывающие приращения зазоров в узловых точках с векторами смещений  $a^b$ ,  $a^g$ ,  $a^c$  и  $a^k$ .

Последние четыре строки системы линейных уравнений в системе (1) являются уравнениями равновесия ЖК и ГК, НКГП и кулачка. Два неравенства и последнее уравнение выражают односторонний характер взаимодействия.

Решение системы линейных уравнений и неравенств разрешающей (1) выполняется методом введения восстанавливающих сил [7]. В результате расчета определяются зоны кон-

такта взаимодействующих поверхностей, значения зазоров и давлений в узловых точках, величины захода зубьев ГК во впадины ЖК.

Поскольку зазоры между взаимодействующими поверхностями нелинейно зависят от перемещений точек ЖК, ГК и НКГП, расчет выполняется методом итераций. На первой итерации начальные зазоры  $\delta_0$  равны зазорам между недеформированными элементами передачи. На последующих итерациях они уточняются и считаются равными зазорам в нагруженной передаче за исключением упругих составляющих зазоров, полученных на предыдущей итерации.

При задании векторов смещений ЖК и кулачка  $a^b$ ,  $a^k$  учитывались погрешности изготовления и установки деталей передачи: отклонение от перпендикулярности торца корпуса относительно отверстия под ЖК; отклонение от параллельности торцевых поверхностей крышки; несоосность наружной и внутренней поверхностей крышки; торцевое биение поверхности А (см. рис. 1) фланцевого электродвигателя; радиальное биение вала электродвигателя относительно оси вращения; радиальное биение поверхности  $d_{25}$  фланцевого электродвигателя; радиальное биение зубчатых венцов; радиальное биение наружной поверхности кулачка; радиальное биение отверстия под ЖК; радиальное биение наружной поверхности гибкого подшипника; радиальный зазор между крышкой и корпусом; радиальный зазор между фланцем электродвигателя и крышкой.

Допуски параллельности, перпендикулярности, радиального биения и соосности приняты в соответствии со стандартом СТ СЭВ 636–77, предельные отклонения размеров и формы поверхностей фланцевых электродвигателей — по ГОСТ 8592–79, предельные отклонения размеров гибкого подшипника — по ГОСТ 520–89.

Все указанные погрешности приведены к одной расчетной плоскости с помощью коэффициентов приведения [9].

Погрешности изготовления деталей и их монтажа учитывались путем задания смещения кулачка относительно ЖК  $e_H$ . Данное смещение является случайной величиной и его характеристики зависят от качества точности деталей. Определение интерференции зубьев выполнялось при таком значении  $e_H$ , вероятность превышения которого составляет 0,27%. Это значение  $e_H$  вычисляли методом статистических испытаний.

Для определения момента начала интерференции  $M_c^*$  упругое взаимодействие элементов

ВЗП рассчитывали при различных значениях момента сопротивления  $M_c$  и положениях кулачка  $\varphi_H$  относительно ЖК. Момент  $M_c$  последовательно увеличивали от значения  $M_c = 0$  с шагом  $\Delta M_c = 100$  Н·м. На каждом шаге силовые расчеты выполняли при  $\varphi_H = 0, \Delta\varphi_H, 2\Delta\varphi_H, \dots, 2\pi$ . Если при расчете на входе в зацепление значения зазоров становились отрицательными, расчет заканчивался.

**Результаты исследования.** Для теоретического исследования влияния различных параметров на момент наступления интерференции  $M_c^*$  была выбрана ВЗП со следующими параметрами: число зубьев ГК  $z_g = 200$ , число зубьев ЖК  $z_b = 202$ , модуль зацепления  $m = 0,8$  мм, наружный диаметр ГК  $D_p = 160$  мм, толщина оболочки ГК  $h_l = 1,4$  мм, толщина ГК под зубом  $h_0 = 1,5$  мм, коэффициент приращения радиус-вектора кулачка на большой оси  $W_{0k}^* = W_{0k}/m = 1,2$ , коэффициент захода зубьев  $h_g^* = h_g/m = 1,0$ , длина оболочки ГК  $L = 160$  мм, коэффициент ширины зуба  $K_s = 1,4$ , толщина ЖК  $h_b = 20$  мм.

Коэффициенты смещения зубчатых колес  $x_g$ ,  $x_b$  и радиусы окружностей вершин  $R_{ag}$  и впадин  $R_{fg}$  ГК определяли по следующим формулам:

$$R_{fg} = 0,5D_p + h_0;$$

$$x_g = \frac{R_{fg}}{m} - 0,5z_g + c^* + h_a^*;$$

$$x_b = x_g + \frac{W_0}{m} - 1;$$

$$R_{ag} = R_{lg} + h_g^* m,$$

где  $h_a^*$ ,  $c^*$  — коэффициенты высоты головки зуба и радиального зазора исходного контура;  $W_0$  — максимальная радиальная деформация ГК;  $R_{lg}$  — радиус окружности граничных точек ГК.

Если вычисленное значение радиуса окружности вершин ГК превышало значение  $R_{ag}^* = (0,5z_g + h_a^* + x_g)m$ , то принимали  $R_{ag} = R_{ag}^*$ .

Для исключения интерференции 1-го рода у ножки зуба ГК радиус окружности вершин ЖК рассчитывали через радиус окружности граничных точек ГК:  $R_{ab} = R_{lg} + W_0$ . Если полученное значение радиуса окружности вершин ЖК было меньше значения  $R_{ab}^* = (0,5z_b - h_a^* + x_b)m$ , то принимали  $R_{ab} = R_{ab}^*$ . Для исключения интерференции 1-го рода у ножки зуба ЖК радиус окружности вершин долька задавали таким, чтобы радиус граничных точек ЖК удовлетворял условию  $R_{lb} > R_{ag} + W_0$ .

Если в приведенных ниже зависимостях используются другие значения параметров передачи, то они указываются дополнительно.

Как известно, при деформации ГК его окружные перемещения зубьев на входе в зацепление направлены от рабочей боковой поверхности ЖК. С увеличением приращения радиус-вектора кулачка  $W_{0k}$  эти окружные перемещения возрастают и, следовательно, увеличивается зазор между рабочими поверхностями зубьев на входе в зацепление, что приводит к повышению момента начала интерференции  $M_c^*$ . Зависимости этого момента от  $W_{0k}$  для рассматриваемой передачи представлены на рис. 2. Как видно на рисунке (кривая 2) момент наступления интерференции  $M_c^*$  при длине ГК  $L=160$  мм и  $W_{0k}^* = 1,2$  приблизительно равен номинальному моменту ( $M_{ном} = 1200$  Н·м). При  $L=80$  мм момент  $M_c^* > M_{ном}$  только при  $W_{0k}^* > 1,3$ .

Зависимость  $M_c^*$  момента начала интерференции от длины оболочки ГК  $L$  приведена на рис. 3. Уменьшение длины ГК  $L$  до 80 мм приводит к значительному снижению момента наступления интерференции  $M_c^*$ .

При исследовании влияния угла  $\alpha$  главного профиля исходного контура (ИК) на  $M_c^*$  коэф-

фициенты смещения зубчатых колес считаются постоянными. Изменение этих коэффициентов приведет к уменьшению толщины ГК под зубом, что снизит его прочность. Поэтому при изменении значения угла  $\alpha$  пересчитывают коэффициент ширины зуба  $K_S$ , равный отношению ширины впадины к толщине зуба по делительной прямой ИК. Этот коэффициент подбирают из условия  $e_F \approx 0,32m$  ( $e_F$  — ширина впадина у основания зуба). Значения  $K_S$  при различных значениях угла  $\alpha$  приведены ниже:

$\alpha$ , град	20	22	24	26	28
$K_S$	1,4	1,5	1,7	2,0	2,35

Очевидно, что увеличение угла  $\alpha$  до  $24^\circ$  позволяет повысить момент наступления интерференции  $M_c^*$  в 1,7 раза, а увеличение  $\alpha$  до  $28^\circ$  — в 2,7 раза (рис. 4).

На рис. 2–4 видно, что пренебрежение погрешностями изготовления деталей ВЗП приводит к значительному увеличению момента сопротивления, при котором наступает интерференция зубьев. Влияние качества точности деталей рассматриваемой передачи (см. рис. 1) на момент наступления интерференции  $M_c^*$  приведено на рис. 5.

Расчетные исследования показали, что большое влияние на интерференцию зубьев оказывает податливость ЖК. Значительный рост момента наступления интерференции  $M_c^*$  происходит при увеличении толщины ЖК  $h_b$  от 0 до

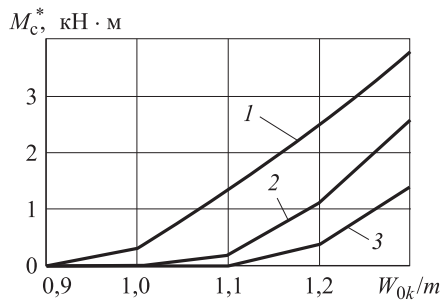


Рис. 2. Зависимость момента начала интерференции  $M_c^*$  от радиус-вектора кулачка  $W_{0k}/m$ :

- 1 — номинальные размеры деталей,  $L = 160$  мм;
- 2 — 7-й квалитет точности деталей,  $L = 160$  мм;
- 3 — 7-й квалитет точности деталей,  $L = 80$  мм

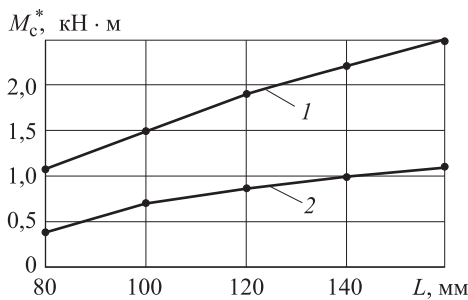


Рис. 3. Зависимость момента начала интерференции  $M_c^*$  от длины гибкого колеса  $L$ :  
1 — номинальные размеры деталей; 2 — 7-й квалитет точности деталей

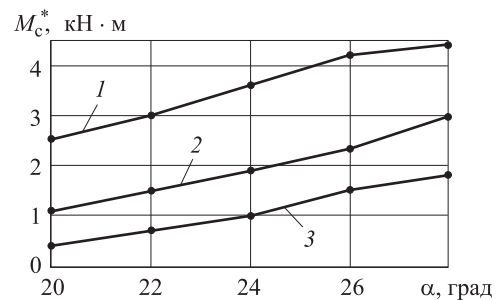


Рис. 4. Зависимость момента начала интерференции  $M_c^*$  от угла главного профиля  $\alpha$ :

- 1 — номинальные размеры деталей,  $L = 160$  мм;
- 2 — 7-й квалитет точности деталей,  $L = 160$  мм;
- 3 — 7-й квалитет точности деталей,  $L = 80$  мм

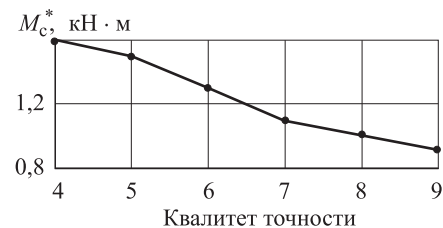


Рис. 5. Зависимость момента начала интерференции  $M_c^*$  от качества точности деталей

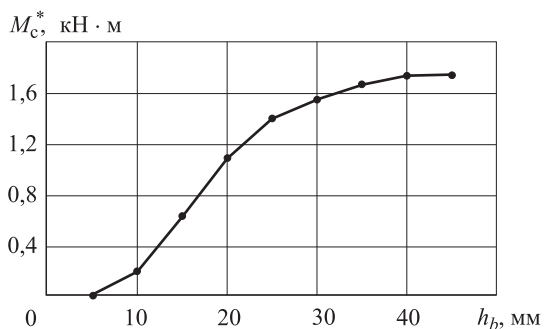


Рис. 6. Зависимость момента начала интерференции  $M_c^*$  от толщины ЖК  $h_b$

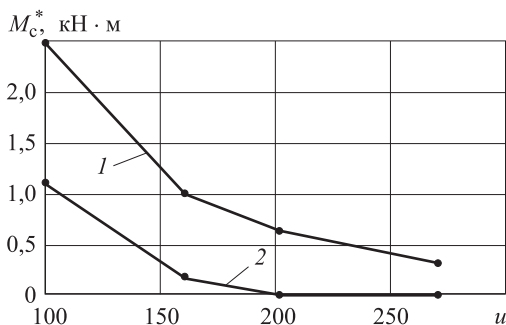


Рис. 7. Зависимость момента начала интерференции  $M_c^*$  от передаточного отношения  $u$ :  
1 — номинальные размеры деталей; 2 — 7-й класс точности деталей

35 мм. При  $h_b > 35$  мм  $M_c^*$  изменяется незначительно (рис. 6).

Зависимости момента наступления интерференции  $M_c^*$  от передаточного отношения  $u$  представлены на рис. 7. Приведенные зависимости получены при неизменных значениях наружного диаметра ГК  $D_p$  и коэффициентов смещения зубчатых колес. Различные значения передаточного отношения были получены за счет изменения чисел зубьев колес и модуля зацепления. Значения этих величин для рассматриваемых вариантов расчета приведены ниже:

$u$ .....	100	161	202	270
$m$ .....	0,8	0,5	0,4	0,3
$z_b$ .....	202	324	406	542
$z_g$ .....	200	322	404	540

### Литература

- [1] Иванов М.Н. *Волновые зубчатые передачи*. Москва, Высшая школа, 1981. 184 с.
- [2] Гинзбург Е.П. *Волновая зубчатая передача*. Ленинград, Машиностроение, 1979. 200 с.
- [3] Шувалов С.А. Основные критерии работоспособности волновых зубчатых передач. *Вестник машиностроения*, 1976, № 11, с. 17–20.
- [4] Тимофеев Г.А. *Разработка методов расчета и проектирования волновых зубчатых передач для приводов следящих систем*. Дис. ... д-ра техн. наук. Москва, 1997. 352 с.

Анализ приведенных на рис. 7 зависимостей показывает, что увеличение передаточного отношения  $u$  значительно снижает момент  $M_c^*$ . Этот факт можно объяснить следующим образом. Увеличение  $u$  при неизменном значении  $D_p$  обуславливает необходимость уменьшения модуля  $m$ , а следовательно, снижения радиальной деформации ГК  $W_0$ . Такое изменение  $W_0$  уменьшает окружные перемещения зубьев ГК, которые направлены от рабочей поверхности зубьев ЖК.

При теоретическом исследовании интерференции зубьев в ВЗП важно учитывать пространственную деформацию ГК, деформацию ЖК, погрешность установки кулачка относительно ЖК. Игнорирование этих факторов может привести к неверному определению момента наступления интерференции. Исключение интерференции зубьев является одной из важнейших задач при проектировании волновых передач с большим передаточным числом  $u > 150$ .

### Выводы

1. Интерференция зубьев обычно наступает на входе в зацепление у внутреннего торца гибкого колеса.
2. При увеличении нагрузки уменьшаются зазоры на входе в зацепление зубьев и при достижении момента сопротивления определенного значения наступает интерференция.
3. Значительное влияние на момент наступления интерференции  $M_c^*$  оказывают величина радиальной деформации гибкого колеса, длина оболочки гибкого колеса, угол главного профиля ИК и толщина жесткого колеса.
4. При определении интерференции зубьев необходимо учитывать погрешности изготовления деталей ВЗП.
5. Увеличение передаточного отношения при неизменных размерах передачи приводит к значительному снижению момента наступления интерференции.

- [5] Стрельников В.Н., Суков Г.С., Суков М.Г. Устранение интерференции зубьев в крупной волновой передаче. *Вестник национального технического университета «ХПИ»*, 2013, № 41, с. 142–146.
- [6] Полетучий А.И., Стеценко Я.А. Оптимизация параметров волновой зубчатой передачи по предельному вращающему моменту. *Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии*, 2007, № 37, с. 73–79.
- [7] Люминарский И.Е., Люминарский С.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.
- [8] Люминарский С.Е., Люминарский И.Е. Математическая модель волновой зубчатой передачи с дисковым генератором волн. *Машиностроение и инженерное образование*, 2012, № 2, с. 45–52.
- [9] Марчук Г.И. *Методы вычислительной математики*. Москва, Наука, Гл. ред. физ.-мат. лит., 1989, с. 122–126.
- [10] Дунаев А.Ф., Леликов О.П. *Расчет допусков размеров*. Москва, Машиностроение, 2006. 399 с.

## References

- [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] Shuvalov S.A. Osnovnye kriterii rabotosposobnosti volnovykh zubchatykh peredach. *Vestnik mashinostroeniia* [Russian Engineering Research]. 1976, no. 11, pp. 17–20.
- [4] Timofeev G.A. *Razrabotka metodov rascheta i proektirovaniia volnovykh zubchatykh peredach dlia privodov slediashchikh system*. Diss. dokt. tekhn. nauk [Development of methods of calculation and design of wave gear drives for servo systems. Dr. tech. sci. diss.]. Moscow, 1997. 352 p.
- [5] Strel'nikov V.N., Sukov G.S., Sukov M.G. Ustranenie interferentsii zub'ev v krupnoi volnvoi peredache [Elimination of interference of teeth in a large wave transmission]. *Vestnik natsional'nogo tekhnicheskogo universiteta «KhPI»* [Bulletin of National Technical University «KPI»]. 2013, no. 41, pp. 142–146.
- [6] Poletuchii A.I., Stetsenko Ia.A. Optimizatsiia parametrov volnvoi zubchatoi peredachi po predel'nomu vrashchaiushchemu momentu [Optimization of the parameters of the wave gear for torque limit]. *Otkrytye informatsionnye i komp'iuternye integrirovannye tekhnologii* [Open information and computer integrated technologies]. 2007, no. 37, pp. 73–79.
- [7] Liuminarskii I.E., Liuminarskii S.E. Raschet sil vzaimodeistviia elementov volnvoi zubchatoi peredachi [The calculation of the forces of interaction elements wave gear]. *Vestnik MGTU im. N. E. Baumana. Ser. Mashinostroenie* [Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Mechanical Engineering]. 2011, special issue «Energeticheskoe i transportnoe mashinostroenie», pp. 230–240.
- [8] Liuminarskii S.E., Liuminarskii I.E. Matematicheskaia model' volnvoi zubchatoi peredachi s diskovym generatorom voln [Mathematical model of wave gear rotary wave generator]. *Mashinostroenie i inzhenernoe obrazovanie* [Mechanical engineering and engineering education]. 2012, no. 2, pp. 45–52.
- [9] Marchuk G.I. *Metody vychislitel'noi matematiki* [Methods of Computational Mathematics]. Moscow, Nauka, Gl. red. fiz.-mat. lit., 1989, pp. 122–126.
- [10] Dunaev A.F., Lelikov O.P. *Raschet dopuskov razmerov* [Calculation dimensional tolerances]. Moscow, Mashinostroenie publ., 2006. 399 p.

Статья поступила в редакцию 17.03.2015

## 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 «Техническая механика». Московский государственный индустриальный университет (115280, Москва, Российская Федерация, ул. Автозаводская, д. 16, e-mail: lie260@mail.ru).

## Information about the authors

**LYUMINARSKY Stanislav Evgenievich** (Moscow) — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Theory of Mechanisms and Machines. BMSTU (105005, Moscow, Russian Federation, 2<sup>nd</sup> Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: katjstas@mail.ru)

**LYUMINARSKY Igor Evgenievich** (Moscow) — Doctor of Science (Eng.), Professor, Department of Technical Mechanics. Moscow State Industrial University (115280, Moscow, Russian Federation, Avtozavodskaya St., Bldg. 16, e-mail: lie260@mail.ru).



Издательство «Инфра-Инженерия»  
представляет новую книгу **В.Н. Фещенко**  
«Справочник конструктора» в двух книгах:

Кн. 1 «Машины и механизмы»

Кн. 2 «Проектирование машин и их деталей»

Представлен теоретический материал и таблицы по конструктивным и смазочным материалам, допускам и посадкам, размерным цепям, деталям машин и их элементам. Дана методика их применения и оценки их нагрузочной способности. Приведены принятые на чертежах условные изображения деталей и сборочных единиц и принятые на них обозначения. Дано описание деталей, получаемых механической обработкой из проката, поковок, литья, после сварки, штамповки и т.д. Приведена методика создания конструкций сборочных единиц на подшипниках качения и скольжения, а также методика применения механических передач. Представлены конструкции сварных и литых корпусных и базовых деталей и некоторых механизмов на примере металлорежущих станков.

Справочник предназначен для инженеров, техников-конструкторов, студентов машиностроительных специальностей технических вузов и учащихся профессионально-технических училищ.

Оформить заказ на книги можно  
на сайте издательства «Инфра-Инженерия»:

<http://www.infra-e.ru>

Справки по тел.: +7(911)512-48-48

Skype: infra\_e