

# Расчет и конструирование машин

УДК 621.833

DOI 10.18698/0536-1044-2017-6-3-10

## Коэффициент износа зубьев волновой зубчатой передачи

И.Е. Люминарский<sup>1</sup>, С.Е. Люминарский<sup>1</sup>, Ю.С. Иванов<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 политехнический университет, 105005, Москва, Российская Федерация, ул. Большая Семеновская, д. 38

## The Tooth Wear Coefficient of a Harmonic Drive

I.E. Luminarskiy<sup>1</sup>, S.E. Luminarskiy<sup>1</sup>, Y.S. Ivanov<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 Polytechnic University, 105005, Moscow, Russian Federation, Bolshaya Semenovskaya St., Bldg. 38

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

**i** Уменьшение износа зубьев является одной из основных задач при проектировании волновых зубчатых передач (ВЗП). Изложена методика оценки износостойкости боковых поверхностей зубьев в ВЗП с кулачковым генератором волн и гибким колесом, выполненным в виде стакана с гибким дном. Представлены результаты численного исследования влияния различных параметров на износ боковых поверхностей зубьев. Для теоретического определения износа зубьев предложено использовать новые показатели — коэффициент износа зубьев и осредненный коэффициент износа. Эти показатели учитывают влияние на износ контактных напряжений и пути трения. Найдены зависимости коэффициентов износа от радиальной деформации гибкого колеса, длины оболочки гибкого колеса, положения гибкого подшипника и момента сопротивления. Все расчеты выполнены с помощью математической модели ВЗП, учитывающей пространственный характер деформирования и взаимодействия элементов передачи. Разрешающая система уравнений получена методом Бубнова-Галеркина. Коэффициенты влияния определены методами теории упругости.

**Ключевые слова:** волновая передача, гибкое колесо, жесткое колесо, генератор волн, износ рабочих поверхностей, интенсивность износа.

**i** Reduction of the tooth wear rate is one of the main problem to address when designing harmonic drives. The authors describe methods for evaluating wear resistance of the tooth side surfaces in a harmonic drive with a cam wave generator and a flex spline shaped as a cup with a flexible bottom. The results of numerical studies determining the influence of various parameters on the wear of the tooth side surfaces are presented. New criteria — tooth wear coefficient and average wear coefficient — are proposed for theoretical determination of the tooth wear. These criteria take into account the influence of contact stresses and friction paths on the wear. Relations between the wear coefficients and radial deformation of the flex spline, length of the flex spline shell, position of the flexible bearing, and torque are determined. All the calculations are performed using a mathematical model allowing for spatial nature of the deformation and the interaction between the elements of the harmonic drive gears. The resolving system of equations is obtained using the Bubnov-Galerkin method. The coefficients are determined on the basis of the theory of elasticity.

**Keywords:** harmonic drive, flex spline, circular spline, wave generator, working surface wear, wear rate.

Волновые зубчатые передачи (ВЗП) нашли широкое распространение в различных отраслях техники. Их применяют в приводах станков, грузоподъемных машин, конвейеров, промышленных роботов, а также в космической и авиационной технике. К достоинствам ВЗП можно отнести большое передаточное отношение при малых габаритных размерах, высокую нагрузочную способность и кинематическую точность, небольшой «мертвый» ход.

Срок службы ВЗП во многом определяется долговечностью гибкого колеса (ГК) [1–3], которое может выходить из строя вследствие усталостного разрушения и износа рабочих поверхностей зубьев. Особенности работы зубчатого зацепления ВЗП являются: кромочный контакт, возникающий из-за перекоса образующей ГК; скольжение зубьев; многопарность и неравномерность распределения сил между зубьями. Эти особенности приводят к длительной приработке зубьев в новой передаче и невысокой износостойкости при эксплуатации [2, 4]. Кроме того, повышенный износ снижает кинематическую точность и увеличивает мертвый ход передачи. Снижение интенсивности износа и его неравномерности по активным боковым поверхностям позволит уменьшить длительность приработки, а также изменить качественные показатели в процессе эксплуатации. Поэтому задача исследования влияния различных параметров на износ зубьев волновой передачи является актуальной.

**Постановка задачи.** Исследованию износа рабочих поверхностей зубьев посвящены многие работы, в частности [5, 6]. В настоящее время оценка износа зубьев в волновой передаче при инженерных расчетах практически не проводится. Сложность теоретического определения износа зубьев в ВЗП заключается в том, что, во-первых, силы, действующие на боковые поверхности зубьев, распределены неравномерно как по зубьям, так и по площади боковых поверхностей, во-вторых, в процессе износа изменяется форма последних. Изменение профилей зубьев оказывает влияние на интенсивность и распределение износа по боковым поверхностям зубьев.

Цель работы — выработка упрощенных критериев износа рабочих поверхностей зубьев ВЗП и теоретическое исследование влияния

различных параметров на интенсивность и неравномерность износа зубьев.

**Математическая модель.** Особенностью работы ВЗП является наличие упругого элемента ГК, деформация которого влияет на силы взаимодействия между зубьями, которые неравномерно распределены и по ним, и по боковым рабочим поверхностям. Для определения этого распределения необходимо решить задачу упругого взаимодействия элементов ВЗП, учитывая пространственный характер деформации ГК. Расчет упругого взаимодействия элементов ВЗП выполняется с помощью пространственной математической модели, которая учитывает упругое взаимодействие зубчатых колес, а также взаимодействие ГК с наружным кольцом гибкого подшипника (ГП) и тел качения с дорожками качения ГП.

При определении упругого взаимодействия элементов ВЗП рабочие поверхности разбивают на прямоугольные подобласти. Каждому узлу сетки ставится в соответствие безразмерная функция Куранта  $\varphi_i$  [7]. При составлении разрешающей системы уравнений применяют метод Бубнова–Галеркина. Коэффициенты влияния определяют с использованием линейной теории оболочек и метода конечных элементов. Более подробно методика расчета изложена в работах [8, 9].

Изнашивание — это процесс изменения размеров деталей при трении, который проявляется в отделении с поверхности трения материала и в остаточной деформации детали. Изнашиванию деталей в передачах посвящено достаточно много публикаций, среди которых можно отметить труды [10–14].

Износ можно определять по изменению размера, объема или массы тела. Под линейным износом понимается изменение размера вдоль нормали к поверхности трения. Важнейшей характеристикой износа является интенсивность изнашивания

$$J = \frac{t}{S}, \quad (1)$$

где  $t$  — линейный износ;  $S$  — путь трения, т. е. путь, который проходит точка одной поверхности по поверхности другой в их относительном движении.

Если путь трения в каждой точке истираемой поверхности одинаков и износ равномерно распределен по ней, то интенсивность изнашивания является характеристикой всей поверхности. В противном случае она представляется функцией положения точки, в которой определяется износ.

Интенсивность изнашивания может изменяться в широких пределах и зависит от вида контактного взаимодействия сопряженных поверхностей, их материала, физико-химических процессов, протекающих в контакте, температуры окружающей среды и других факторов [6, 10]. В работе [10] интенсивность изнашивания — функция нескольких переменных:

$$J = f(x_1, x_2, x_3). \quad (2)$$

Здесь

$$x_1 = \frac{\sigma_H}{HB}; \quad x_2 = \frac{p_c}{p_{кр}}; \quad x_3 = \frac{T_k}{T_{кр}},$$

где  $\sigma_H$  — нормальные контактные напряжения;  $HB$  — твердость по Бринеллю контактных поверхностей;  $p_c$  — давление окружающей среды;  $p_{кр}$  — давление насыщенных паров при критической температуре;  $T_k$  — максимальная температура в контакте;  $T_{кр}$  — критическая температура для применяемого смазочного материала.

Для определения интенсивности изнашивания зубчатых колес формула (2) записывается в виде [5]

$$J = \exp(k) x_1^{\alpha_1} x_2^{\alpha_2} x_3^{\alpha_3}, \quad (3)$$

где  $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$  — коэффициенты, зависящие от материалов трущихся поверхностей, смазки и температуры окружающей среды соответственно. Для стальных колес  $\alpha_1 = 1,01 \dots 1,313$ ;  $\alpha_2 = 0,03 \dots 0,013$ ;  $\alpha_3 = 11,8 \dots 14,955$ ;  $k = 12,2 \dots 15$ .

Изменение геометрических параметров ВЗП оказывает основное влияние на напряжения зубьев  $\sigma_H$  и не сказывается на остальных переменных, входящих в состав формулы (2). Следовательно, при изучении влияния геометрических размеров волновой передачи на распределение интенсивности износа по рабочей поверхности зубьев в выражении (3) можно ограничиться только одним параметром

$$J = ax_1^{\alpha_1}, \quad (4)$$

где

$$a = \exp(k) \left( \frac{1}{HB} \right)^{\alpha_1} \left( \frac{p_c}{p_{кр}} \right)^{\alpha_2} \left( \frac{T_k}{T_{кр}} \right)^{\alpha_3} = \text{const.}$$

При определении интенсивности изнашивания зубьев рабочая поверхность разбивается на прямоугольные области размером  $\Delta h \times \Delta z$ . Высота и ширина каждой области находится по формулам  $\Delta h = h/N_h$  и  $\Delta z = b_w/N_z$ , где  $h$  и  $b_w$  — высота активной части зуба и ширина зубчатого венца ГК;  $N_h$  и  $N_z$  — число участков, на которые разбивается рабочая поверхность зуба по высоте и длине зуба. Количество площадок, где вычисляется интенсивность изнашивания  $N = N_h N_z$ .

Выражение для расчета интенсивности изнашивания произвольной  $i$ -й площадки имеет вид

$$J_i = \frac{t_i}{S_i}, \quad (5)$$

где  $t_i$  и  $S_i$  — толщина изношенной поверхности и путь трения скольжения  $i$ -й площадки.

Из соотношений (4) и (5) следует, что значение износа  $i$ -й площадки  $j$ -го зуба ГК при повороте генератора волн на один угловой шаг ГК рассчитывается по формуле

$$t_{ij}^* = a (\sigma_{Hij})^{\alpha_1} \Delta S_{ij}, \quad (6)$$

где  $\sigma_{Hij}$  и  $\Delta S_{ij}$  — среднее контактное напряжение и путь трения в  $i$ -й площадке  $j$ -го зуба ГК при повороте генератора волн на угол  $\Delta \varphi_H = 2\pi/z_f$  ( $z_f$  — число зубьев ГК).

Контактное напряжение  $\sigma_{Hij}$  принято равным среднему давлению на  $i$ -й площадке  $j$ -го зуба, которое определяется при решении разрешающей системы уравнений, выражающей упругое взаимодействие элементов ВЗП [8, 9].

Значение износа  $i$ -й площадки боковой поверхности зуба за один оборот генератора волн вычисляется суммированием износов соответствующих площадок зубьев, находящихся в зацеплении:

$$t_i = \sum_{j=1}^{z_f} t_{ij}^*. \quad (7)$$

Путь трения разных площадок боковых поверхностей зубьев определяется через их радиальные перемещения:

$$\Delta S_{ij} = \left| \frac{\Delta W_{i,j}}{\cos \alpha_i} \right|, \quad (8)$$

где  $\Delta W_{i,j}$  — разность радиальных перемещений центров тяжести  $i$ -х площадок боковых поверхностей  $(j+1)$ -го и  $j$ -го (соседних) зубьев ГК,  $\Delta W_{i,j} = W_{i,j+1} - W_{i,j}$ ;  $\alpha_i$  — угол профиля зуба ГК в центре тяжести  $i$ -й площадки.

Для исследования влияния геометрических параметров передачи на износ площадок боковых поверхностей зубьев введем коэффициент износа  $i$ -й площадки

$$K_i = \frac{t_i}{a} = \sum_{j=1}^{z_f} \sigma_{H_{ij}}^{\alpha_1} \Delta S_{ij}. \quad (9)$$

Коэффициент износа  $K_i$ , пропорциональный износу площадок боковых поверхностей зубьев за один оборот генератора волн, позволяет приближенно исследовать распределение износа боковой поверхности зубьев. Для определения износа за один оборот  $t_i$  необходимо учитывать температуру в контакте, давление окружающей среды и тип смазки, что значительно усложняет расчет. В проведенных исследованиях коэффициент  $\alpha_1$  принят равным единице.

Для оценки износа боковых поверхностей зубьев использованы осредненный коэффициент износа этих поверхностей  $K_{cp}$ , коэффициент износа зубьев  $K_{max}$  и относительная площадь износа  $K_F$  (отношение площади износа боковой поверхности зуба к площади возможного износа), соответственно равные:

$$\begin{aligned} K_{cp} &= \frac{1}{N^*} \sum_{i=1}^{N^*} K_i; \\ K_{max} &= \max_i (K_i); \\ K_F &= \frac{F}{F_H}, \end{aligned} \quad (10)$$

где  $N^*$  — количество площадок боковой поверхности зуба размером  $\Delta h \times \Delta z$ , в которых происходит износ;  $F$  — площадь износа боковой поверхности зуба ГК;  $F_H$  — площадь возможного износа, т. е. произведение ширины зубчатого венца на глубину захода зубьев.

Осредненный коэффициент износа зубьев ВЗП  $K_{cp}$  пропорционален среднему значению износа боковой поверхности зуба за один оборот генератора волн. Коэффициент износа  $K_i$  характеризует износ боковой поверхности в заданной точке, а коэффициент износа зубьев  $K_{max}$  — максимальный износ боковой поверхности зуба ГК. Коэффициенты  $K_i$  и  $K_{max}$  также вычисляются за один оборот генератора волн.

**Результаты исследования.** По предложенной методике выполнен расчет ВЗП с кулачковым генератором волн МВЗ-160 при следующих параметрах: числа зубьев колес — гибкого

$Z_g = 200$  и жесткого (ЖК)  $Z_B = 202$ ; модуль зацепления  $m = 0,8$  мм; ширина зубчатого венца ГК  $b_W = 32$  мм; внутренний диаметр ГК  $D = 160$  мм; толщина ГК под зубом  $h_1 = 1,7$  мм; толщина оболочки ГК  $h_0 = 1,4$  мм; коэффициент захода зубьев  $h_g^* = h_g/m = 1,0$ ; длина ГК  $L = 160$  мм; коэффициент ширины впадины  $K_S = 1$ ; толщина жесткого колеса  $h_b = 30$  мм; коэффициент максимальной деформации ГК  $W_0^* = W_0/m = 1,1$ . Номинальный момент на выходном валу  $M_H = 400$  Н·м. Стандартный ГП расположен посередине зубчатого венца ГК.

Зависимость осредненного коэффициента износа зубьев  $K_{cp}$  от коэффициента радиальной деформации ГК  $W_0^*$  при номинальной нагрузке представлена на рис. 1, а. С увеличением  $W_0^*$  коэффициент  $K_{cp}$  повышается при  $W_0^* > 1,05$  и снижается при  $W_0^* < 1,05$ . Рост  $K_{cp}$  при  $W_0^* > 1,05$  объясняется смещением зоны контакта зубьев от большой оси кулачка. В результате зубья с высокими значениями контактных напряжений имеют больший путь скольжения.

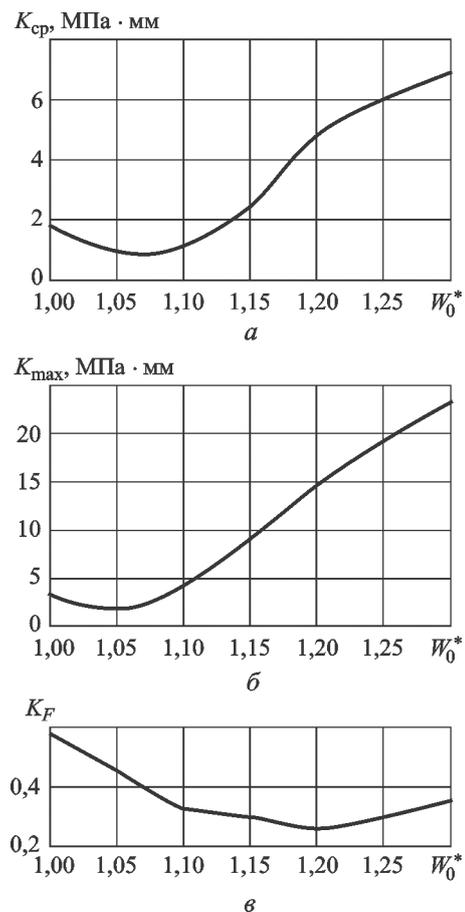


Рис. 1. Зависимости осредненного коэффициента износа зубьев  $K_{cp}$  (а), коэффициента износа зубьев  $K_{max}$  (б) и относительной площади износа  $K_F$  (в) от коэффициента радиальной деформации ГК  $W_0^*$

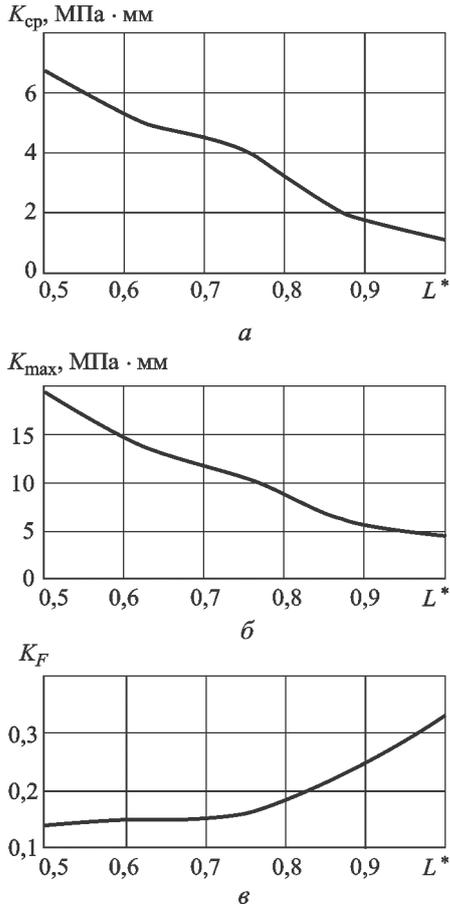


Рис. 2. Зависимости осредненного коэффициента износа зубьев  $K_{cp}$  (а), коэффициента износа  $K_{max}$  (б) и относительной площади износа  $K_F$  (в) от относительной длины ГК  $L^*$

Уменьшение  $K_{cp}$  при  $W_0^* < 1,05$  связано с резким увеличением размера пятен контакта зубьев вдоль оси зуба.

Как видно из рис. 1, б, коэффициент износа зубьев  $K_{max}$  в 2–4 раза превышает осредненный коэффициент износа  $K_{cp}$ . При  $W_0^* < 1,1$  наибольший износ зубьев наблюдается в верхней части зуба ГК со стороны внешнего торца, а при  $W_0^* > 1,1$  — в нижней.

Площадь износа боковых поверхностей зубьев составляет менее 50 % площади этих поверхностей (рис. 1, в), что свидетельствует о нерациональном взаимодействии зубьев ГК и ЖК. При увеличении радиальной деформации  $W_0^*$  возрастает перекося образующей ГК, что приводит к уменьшению площади пятна контакта зубьев при  $W_0^* < 1,2$ . При  $W_0^* > 1,2$  начинается взаимодействие зубьев по нерабочим боковым поверхностям, что повышает нагрузки на зубья по рабочим поверхностям. В результате увеличиваются площади пятен контакта

зубьев, а следовательно, и относительная площадь износа  $K_F$ .

На рис. 2 показано влияние относительной длины ГК  $L^* = L/D$  на износ боковых поверхностей зубьев. Уменьшение  $L^*$  с 1,0 до 0,5 сопровождается повышением осредненного коэффициента износа  $K_{cp}$  (приблизительно в 6 раз) и коэффициента износа зубьев  $K_{max}$  (в 4 раза). Это вызвано сокращением длины пятна контакта зубьев вдоль оси зуба и, следовательно, возрастанием контактных напряжений. Сужение относительной площади пятна контакта зубьев приводит к уменьшению площади износа в 2 раза (рис. 2, в).

На рис. 3, а приведена зависимость осредненного коэффициента износа зубьев  $K_{cp}$  и коэффициента износа  $K_{max}$  от положения ГП относительно зубчатого венца ГК. Положение ГП обычно определяется расстоянием от его среднего сечения до внутреннего края зубчатого венца ГК (со стороны заделанного торца)  $Z_{п}$  [1]. В представленной зависимости положение ГП задано относительной величиной  $Z_{п}^* = Z_{п}/b_w$ . При  $Z_{п}^* = 0,5$  среднее сечение ГП расположено посередине зубчатого венца ГК, при  $Z_{п}^* = 0$  — по внутреннему торцу зубчатого венца.

При смещении ГП в сторону заделанного края (уменьшении  $Z_{п}^*$ ) осредненный коэффициент износа  $K_{cp}$  изменяется слабо, а коэффи-

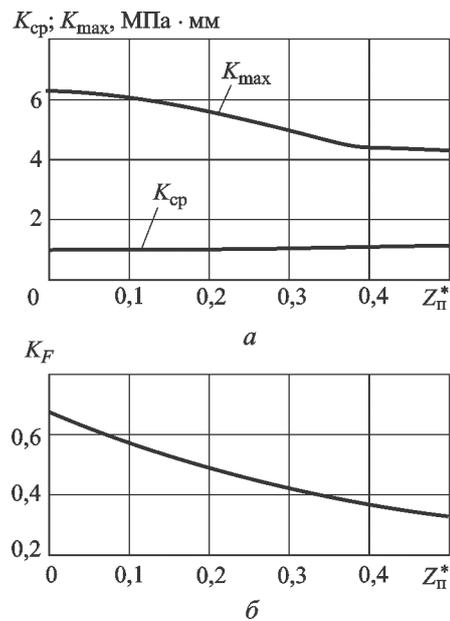


Рис. 3. Зависимости осредненного коэффициента износа  $K_{cp}$ , коэффициента износа зубьев  $K_{max}$  (а) и относительной площади износа  $K_F$  (б) от положения ГП  $Z_{п}^*$

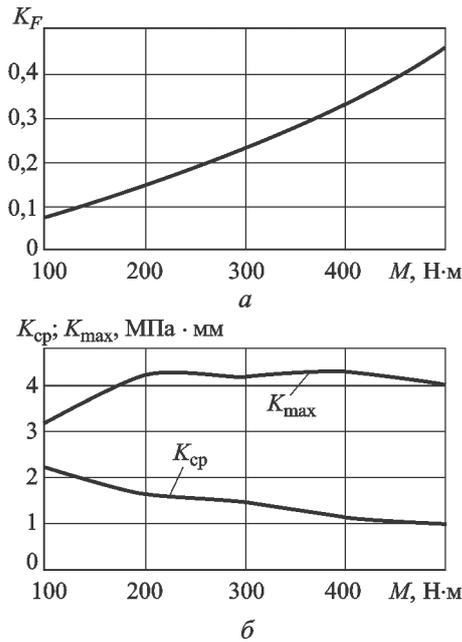


Рис. 4. Зависимости относительной площади износа  $K_F$  (а), осредненного коэффициента износа  $K_{cp}$  и коэффициента износа зубьев  $K_{max}$  (б) от момента сопротивления  $M$

коэффициент износа зубьев  $K_{max}$  (см. рис. 3, а) и относительная площадь износа  $K_F$  (рис. 3, б) увеличиваются, что свидетельствует о росте неравномерности изнашивания боковых поверхностей зубьев. В работе [1] рекомендовано располагать ГП на расстоянии  $Z_{II} = (1/3 \dots 1/2)b_w$ . При уменьшении  $Z_{II}^*$  с  $1/2$  до  $1/3$  коэффициент износа зубьев  $K_{max}$  повышается приблизительно на 10 %.

На рис. 4 приведены зависимости коэффициентов  $K_F$ ,  $K_{cp}$ , и  $K_{max}$  от момента сопротивления  $M$ , приложенного к ГК. При возрастании

момента  $M$  увеличиваются силы взаимодействия зубьев ГК и ЖК, что приводит к увеличению площади пятен их контакта, а следовательно, и площадей износа боковых поверхностей зубьев (рис. 4, а).

Как видно из рис. 4, б, при повышении момента сопротивления со 100 до 500 Н·м осредненный коэффициент  $K_{cp}$  уменьшается более чем в 2 раза (что вызвано ростом площадей контакта зубьев), а коэффициент  $K_{max}$  увеличивается в 1,25 раза (что свидетельствует о снижении неравномерности износа зубьев).

## Выводы

1. Для оценки интенсивности износа боковых поверхностей зубьев ВЗП предложены следующие критерии: коэффициент износа в заданной точке боковой поверхности  $K_i$ , коэффициент износа зубьев  $K_{max}$  и осредненный коэффициент износа  $K_{cp}$ .

2. Для МВЗ-160 расчетным путем установлено значительное превышение коэффициентом  $K_{max}$  осредненного коэффициента  $K_{cp}$ , что указывает на неравномерность износа боковых поверхностей зубьев. Эта неравномерность во многом определяется перекосом образующей ГК.

3. Предложенные коэффициенты  $K_i$  и  $K_{max}$  не учитывают влияние изменения размеров зубьев из-за износа на распределение сил их взаимодействия по боковым поверхностям. Поэтому для оценки износа зубьев при длительной работе эти коэффициенты необходимо пересчитывать после некоторого количества оборотов генератора волн.

## Литература

- [1] Иванов М.Н. *Волновые зубчатые передачи*. Москва, Высшая школа, 1981. 184 с.
- [2] Гинзбург Е.Г. *Волновые зубчатые передачи*. Ленинград, Машиностроение, 1979. 200 с.
- [3] Янгулов В.С. *Волновые и винтовые механизмы и передачи*. Томск, Изд-во Томского политехнического университета, 2011. 184 с.
- [4] Бучаков Ю.В. *Модификация профиля зубьев волновых передач с целью получения бескромочного зацепления стандартным инструментом*. Дис. ... канд. техн. наук. Москва, 1983. 222 с.
- [5] Ковалев Е.П. *Разработка метода прогнозирования ресурса зубчатых передач Новикова в вакууме*. Дис. ... канд. техн. наук. Москва, 1983. 131 с.
- [6] Мышкин Н.К., Петроковец М.И. *Трение, смазка, износ. Физические основы и технические приложения трибологии*. Москва, Физматлит, 2007. 368 с.
- [7] Марчук Г.И. *Методы вычислительной математики*. Санкт-Петербург, Лань, 2011. 608 с.

- [8] 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.
- [9] Люминарский С.Е., Люминарский И.Е. Математическая модель волновой зубчатой передачи с дисковым генератором волн. *Машиностроение и инженерное образование*, 2012, № 2, с. 45–52.
- [10] Крагельский И.В. Фрикционное взаимодействие твердых тел. *Трение и износ*, 1980, т. 1, № 1, с. 12–29.
- [11] Малащенко В.А. Аналитическое исследование глубины износа зубьев крупногабаритных зубчатых передач. *Приводы и компоненты машин*, 2013, № 2–3, с. 27–28.
- [12] Чернец М.В., Чернец Ю.М. Оценка прочности, износа и ресурса скорректированной цилиндрической зубчатой передачи с учетом условий зацепления зубьев. *Трение и износ*, 2016, т. 37, № 1, с. 89–97.
- [13] Чичинадзе А.В. *Трение, износ и смазка*. Москва, Машиностроение, 2003. 576 с.
- [14] Гаркунов Д.Н. *Триботехника, износ и безызносность*. Москва, Изд-во МСХА, 2001. 616 с.

## References

- [1] Ivanov M.N. *Volnovye zubchatye peredachi* [The wave gear drive]. Moscow, Vysshaia shkola publ., 1981. 184 p.
- [2] Ginzburg E.G. *Volnovye zubchatye peredachi* [The wave gear drive]. Leningrad, Mashinostroenie publ., 1979. 200 p.
- [3] Iangulov V.S. *Volnovye i vintovye mekhanizmy i peredachi* [Wave and screw mechanism and transmission]. Tomsk, Tomskogo politekhnicheskogo universiteta publ., 2011. 184 p.
- [4] Buchakov Iu.V. *Modifikatsiia profilia zub'ev volnovykh peredach s tsel'iu polucheniia beskromchnogo zatsepleniia standartnym instrumentom*. Diss. kand. tekhn. nauk [Modification of the tooth profile of the wave gear with the aim of obtaining besckromchnoi gear standard tool. Cand. tech. sci. diss.]. Moscow, 1983. 222 p.
- [5] Kovalev E.P. *Razrabotka metoda prognozirovaniia resursa zubchatykh peredach Novikova v vakuume*. Diss. kand. tekhn. nauk [Development of a method to predict resource Novikov gears in vacuum. Cand. tech. sci. diss.]. Moscow, 1983. 131 p.
- [6] Myshkin N.K., Petrokovets M.I. *Trenie, smazka, iznos. Fizicheskie osnovy i tekhnicheskie prilozheniia tribologii* [Friction, lubrication, wear. Physical foundations and technical applications of tribology]. Moscow, Fizmatlit publ., 2007. 368 p.
- [7] Marchuk G.I. *Metody vychislitel'noi matematiki* [Methods of computational mathematics]. Sankt-Petersburg, Lan' publ., 2011. 608 p.
- [8] Liuminarskii I.E., Liuminarskii S.E. Raschet sil vzaimodeistviia elementov volnvoi zubchatoi peredachi [Calculation of forces of interaction of elements of the wave gear drive]. *Vestnik MGTU im. N.E. Bauman. Ser. Mashinostroenie* [Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Mechanical Engineering]. 2011, spets. vyp. Energeticheskoe i transportnoe mashinostroenie, pp. 230–240.
- [9] Liuminarskii S.E., Liuminarskii I.E. Matematicheskaiia model' volnvoi zubchatoi peredachi s diskovym generatorom voln [Mathematical model of a harmonic drive with the disk wave generator]. *Mashinostroenie i inzhenernoe obrazovanie* [Mechanical Engineering and Engineering Education]. 2012, no. 2, pp. 45–52.
- [10] Kragel'skii I.V. Friksionnoe vzaimodeistvie tverdykh tel [Friction interaction of solids]. *Trenie i iznos* [Friction and Wear]. 1980, vol. 1, no. 1, pp. 12–29.
- [11] Malashchenko V.A. Analiticheskoe issledovanie glubiny iznosa zub'ev krupnogabaritnykh zubchatykh peredach [Analytical definition of wearing depth of teeth of large-sized gear drives]. *Privody i komponenty mashin* [Machine drives and parts]. 2013, no. 2–3, pp. 27–28.
- [12] Chernets M.V., Chernets Iu.M. Otsenka prochnosti, iznosa i resursa korrigirovannoi tsilindricheskoi zubchatoi peredachi s uchetom uslovii zatsepleniia zub'ev [Evaluation of the strength, wear, and durability of a corrected cylindrical involute gearing, with due re-

- gard for the tooth engagement conditions]. *Trenie i iznos* [Friction and Wear]. 2016, vol. 37, no. 1, pp. 71–77.
- [13] Chichinadze A.V. *Trenie, iznos i smazka* [Friction, wear and lubrication]. Moscow, Mashinostroenie publ., 2003. 576 p.
- [14] Garkunov D.N. *Tribotekhnika, iznos i bezyznosnost'* [Tribology, wear and bezyznosnosti]. Moscow, MSKha publ., 2001. 616 p.

Статья поступила в редакцию 07.03.2017

## Информация об авторах

**ЛЮМИНАРСКИЙ Игорь Евгеньевич** (Москва) — доктор технических наук, профессор кафедры «Теория механизмов и машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: lie260@mail.ru).

**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).

**ИВАНОВ Юрий Сергеевич** (Москва) — кандидат технических наук, доцент кафедры «Техническая механика». Московский политехнический университет (105005, Москва, Российская Федерация, ул. Большая Семеновская, д. 38, e-mail: jsivanov@mail.msiu.ru).

## Information about the authors

**LYUMINARSKIY Igor Evgenievich** (Moscow) — Doctor of Science (Eng.), Professor, Theory of Mechanisms and Machines Department. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2<sup>nd</sup> Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: lie260@mail.ru).

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

**IVANOV Yuriy Sergeevich** (Moscow) — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Theoretical Mechanics Department. Moscow Polytechnic University (105005, Moscow, Russian Federation, Bolshaya Semenovskaya St., Bldg. 38, e-mail: jsivanov@mail.msiu.ru).



В Издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана  
вышла в свет монография  
**А.И. Смородина, Е.И. Сторча**

### «Бесфлюсовая пайка алюминия в криогенной технике»

Обобщены результаты исследований по технологии высоко-температурной бесфлюсовой пайки алюминия и ее внедрению при создании ответственных изделий криогенной техники.

Книга будет полезна инженерно-техническим работникам научно-исследовательских и проектных институтов, конструкторам и технологам, а также студентам вузов и техникумов.

**По вопросам приобретения обращайтесь:**

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