

Алгоритм расчёта величины износа на поверхности зуба во время приработки цилиндрической косозубой передачи*

А. Ю. Луконин

При приработке передачи происходит износ зубьев. Описан алгоритм расчёта величины такого износа в косозубой цилиндрической передаче с точечным контактом. Работа алгоритма демонстрируется на примере расчёта косозубой цилиндрической передачи с круговым профилем зуба в торцевом сечении. Задача решается с помощью программной системы конечноэлементного анализа ANSYS. Описано применение разработанного алгоритма для конечноэлементной модели зацепления пары зубьев зубчатой передачи. Проведён анализ изменения поверхностного распределения контактных давлений в зависимости от величины износа, полученного при приработке зубьев. Установлено следующее. Зубчатые передачи с круговым контуром зуба в торцевом сечении обладают новыми свойствами по сравнению с передачами, имеющими точечный или линейный контакт. Рассмотрена приработка зубьев в зацеплении с круговыми контурами. В этом случае при увеличении износа максимальные контактные давления уменьшаются и перемещаются со средней линии зуба в центр пятна контакта.

Ключевые слова: зубчатые передачи, контактные напряжения, приработка передачи.

Введение. В процессе эксплуатации зубчатых передач происходит износ рабочих поверхностей зубьев. Он может по-разному влиять на несущую способность передачи. Иногда износ приводит к разрушению контактирующих поверхностей (так всегда происходит, например, в эвольвентном зацеплении). Но износ может способствовать и улучшению контактной несущей способности передачи — например, в процессе приработки передач с зацеплением Новикова [1] (износ типа истирания [2]). Аналогичный процесс происходит при приработке передач эллиптического типа [3] с круговым профилем зуба в торцевом сечении.

При нагружении зацепления эллиптического типа в локальных зонах контакта на средней линии зуба возникают большие контактные давления. В процессе приработки поверхностей они вполне могут нивелироваться в силу высокой степени согласованности поверхностей контакта. Поэтому в данной работе исследуется процесс приработки поверхностей контакта эллиптического зацепления на начальном этапе эксплуатации зубчатой передачи.

Алгоритм оценки величины износа на рабочей поверхности зуба. Рассмотрим процесс приработки передачи, которая происходит в результате истирания поверхностей контакта. Тогда можем предположить, что величина dr износа на площадке dS поверхности пропорциональна работе A сил трения на этом участке [4]:

$$A = B_{\text{мат}} \cdot dr \cdot dS, \quad (1)$$

где $B_{\text{мат}}$ — константа, определяющая свойства материала.

При вращении зубчатых колёс пятно контакта в зацеплении эллиптического типа движется вдоль средней линии зуба. Поэтому работу сил трения на площадке dS за один цикл контакта можем записать:

$$A = dSk_{\text{тр}} \int_{t_1}^{t_2} V_{\text{ск}} p(t) dt, \quad (2)$$

* Работа выполнена в рамках инициативной НИР.

где V_{ck} — скорость скольжения; k_{tp} — коэффициент трения; $p(t)$ — контактное давление на площадке dS ; t_1 — момент времени вхождения площадки dS в пятно контакта; t_2 — момент выхода из пятна контакта.

Скорость скольжения в пятне контакта постоянна:

$$V_{ck} = r(\omega_k + \omega_{ш}), \quad (3)$$

Здесь r — радиус кривизны головки и основания зуба (рис. 1), $\omega_k, \omega_{ш}$ — соответственно угловые скорости вращения колеса и шестерни.

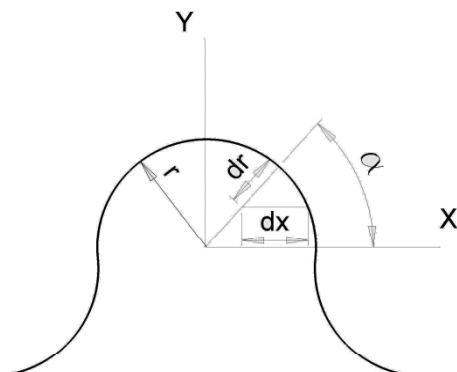


Рис. 1. Величина износа

Поэтому скорость скольжения можно вынести из-под знака интеграла и перейти к интегрированию по статическому пятну контакта. Для этого сделаем замену переменных

$$dl = V_n dt, \quad (4)$$

где V_n — скорость пятна контакта вдоль средней линии зуба, которая является постоянной величиной.

Тогда выражение (2) для работы A за один цикл контакта можем записать в виде

$$A = \frac{k_{tp} V_{ck} dS}{V_n} \int_L p_L(l) dl, \quad (5)$$

где L — кривая, параллельная средней линии зуба и пересекающая центр площадки dS ; $p_L(l)$ — контактные давления на этой кривой.

Из (1) и (5) для величины износа зуба в любой точке кривой L получаем

$$dr = \frac{k_{tp} V_{ck}}{B_{mat} V_n} \int_L p_L(l) dl. \quad (6)$$

В каждом торцевом контуре зуба построим полярную систему координат, как показано на рис. 1. Из (6) следует: для любой точки с полярной координатой α на контуре зуба зубчатого колеса, вращающегося с угловой скоростью ω , получаем выражение для вычисления величины износа за время t :

$$dr_\alpha(t) = C(t) g_\alpha, \quad g_\alpha = \int_{L_\alpha} p_{L_\alpha}(l) dl, \quad C(t) = \frac{k_{tp} V_{ck}}{B_{mat} V_n} \omega t, \quad (7)$$

где L_α — кривая L , проходящая через точку с полярной координатой α в полярной системе координат контура торцевого сечения (см. рис. 1).

Из (7) получаем, что если обозначить $dr_0(t) = \Delta_0$, то для величины износа в точке с произвольной координатой α можем записать:

$$dr_a = \frac{g_a}{g_0} \Delta_0. \quad (8)$$

Оценка величин g_a проводилась с помощью системы конечноэлементного анализа ANSYS. Конечноэлементная модель зуба для исследования процессов приработки его поверхности представлена на рис. 2.

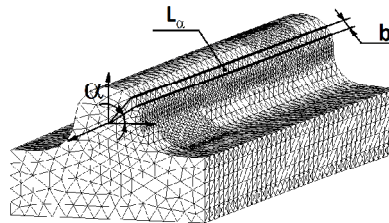


Рис. 2. Конечноэлементная модель зуба

Для оценки g_a выделим на поверхности контакта слой конечных элементов вдоль линии L_a шириной b (см. рис. 2). Тогда согласно (7) можем записать

$$g_a \approx \frac{1}{b} \sum_i p_i s_i, \quad (9)$$

где суммирование проводится по элементам выделенного слоя; s_i — площадь i -го контактного поверхностного элемента; p_i — контактное давление в i -м элементе.

Выражения (8) и (9) описывают расчёт приработки зуба, в предположении, что контактные давления не зависят от времени. Это справедливо при малых t и dr_a . Если это допущение не выполняется, то соотношения (8) и (9) из выражений для вычисления величины износа превращаются в систему нелинейных уравнений для вычисления величин $dr_a(t)$ и $p_i(dr_a(t))$.

Согласно общей методологии исследования нелинейных систем в ANSYS для решения этой нелинейной системы уравнений использована пошаговая процедура расщепления нелинейных связей.

Шаг 0.

Задаём начальную форму поверхности контакта с помощью узловых точек $\vec{r}_{ij}^{(0)}$. Здесь i — номер узла в j -м торцевом сечении зубчатого колеса. При этом узлы равномерно (с шагом b) распределены вдоль контура каждого торцевого сечения на поверхности контакта, а множества узлов $\vec{r}_{i-1,j}^{(0)}$ и $\vec{r}_{ij}^{(0)}$ задают границы i -го слоя конечных элементов (рис. 2). В начальной конфигурации зуба в торцевых сечениях узлы лежат на дугах радиуса r (радиус головки зуба) [3].

Цикл по шагам $k = 1, \dots, N$. На каждом шаге процедуры предполагается, что в точках базового слоя $r_{j0}^{(k)}$ величина износа равна Δ_0 .

Шаг k.

1. Используя координаты узлов $\vec{r}_{ij}^{(k-1)}$ на контактной поверхности, построим конечноэлементную модель зацепления и рассчитаем поле $p_i^{(k)}$ контактных давлений (i — номер контактного элемента на поверхности контакта).

2. Вычисляем $g_i^{(k)}$ с помощью (9).

3. Используя (8), вычисляем величины приработки в узлах контактной поверхности:

$$dr_{ij}^{(k)} = \frac{g_i^{(k)}}{g_0^{(k)}} \Delta_0.$$

4. Находим новые координаты узлов, которые они получают в результате вычисления приработки зуба на k -м шаге процедуры:

$$\vec{r}_{ij}^{(k)} = \vec{r}_{ij}^{(k-1)} - dr_{ij}^{(k)} \vec{n}_{ij}^{(k-1)},$$

где $\vec{n}_{ij}^{(k-1)}$ — единичная внешняя нормаль к поверхности контакта в узле с координатами $\vec{r}_{ij}^{(k-1)}$.

Конец Шага k .

Изменение контактных давлений в процессе приработки зубчатой пары. Оценка поля контактных давлений в эллиптическом зацеплении проводилась для зубчатой пары, нагруженной так, что окружная сила в зацеплении равна 8000 Н. При этом радиус головки зуба равен 3 мм. Контактные давления на рабочей поверхности исходной конфигурации зуба, рассчитанные в системе ANSYS, представлены на рис. 3.

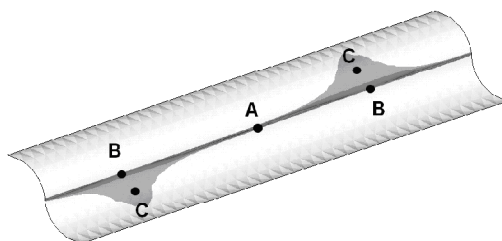


Рис. 3. Распределение контактных давлений на рабочей поверхности зуба

Максимальные контактные давления в выбранном примере достигают 754 МПа в области точки А (см. рис. 3), а в области точки С уровень давлений не превышает 130 МПа.

Для исследования процесса изменения контактных давлений в процессе приработки передачи к данному примеру нагружения зубчатой пары был применён алгоритм расчёта износа, описанный выше. На каждом шаге итерации в качестве базового выбирался слой вдоль средней линии зуба $B - A - B$ (см. рис. 3). Приращение Δ_0 величины износа в базовом слое устанавливалось равным 10^{-6} м. В результате приработки зуба до величины износа в базовом слое, равной 10^{-5} м, происходит изменение контура зуба, показанное на рис. 4.

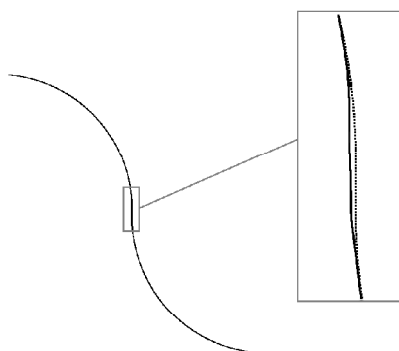


Рис. 4. Изменение контура зуба при приработке передачи

Распределения контактных давлений при величине износа в базовом слое, равной $5 \cdot 10^{-6}$ м и 10^{-5} м, представлены на рис. 5.

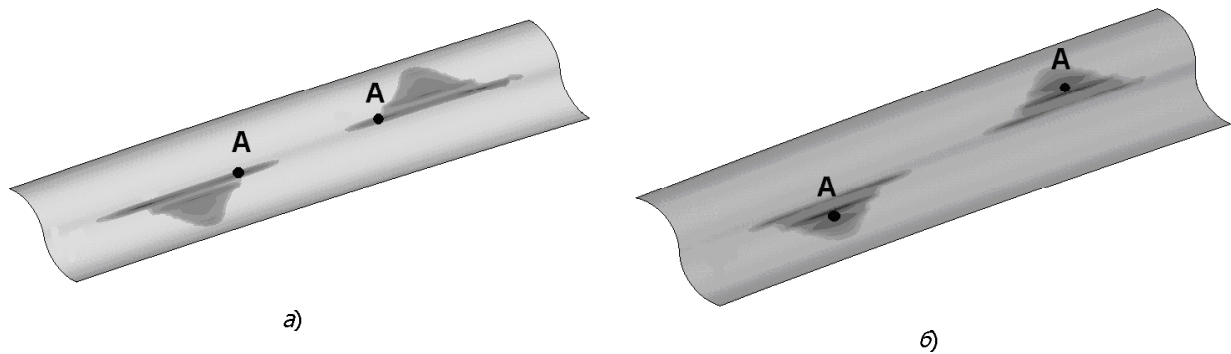


Рис. 5. Изменение контактных давлений в процессе приработки передачи при величине износа в базовом слое, равной $5 \cdot 10^{-5}$ м (а) и 10^{-5} м (б)

Точками А на рис. 5 обозначены зоны максимальных давлений. Из рис. 3 и 5 следует, что при увеличении износа пятно контакта разбивается на два не связанных пятна, а область максимальных давлений перемещается в центр каждого пятна. При этом максимальные давления уменьшаются с 754 МПа при отсутствии износа до 501 МПа при величине износа в базовом слое, равной 10^{-5} м.

Выводы. Проведённые исследования показывают, что контакт поверхностей в зацеплении эллиптического типа обладает новыми свойствами, по сравнению с герцевским контактом. В зубчатых парах с контактом Герца приработка ассоциируется лишь с процедурой шлифования контактирующих поверхностей. А в процессе приработки контакта в зацеплении эллиптического типа существенно меняется распределение контактных давлений по поверхности контакта. Кроме того, в этом случае снижается уровень максимальных давлений. Так, в рассмотренном примере при величине износа $\sim 10^{-5}$ м максимальные контактные давления уменьшаются более чем в 1,5 раза по сравнению с давлениями в зацеплении с исходной геометрией. Данное свойство является следствием большей согласованности поверхностей контакта в эллиптическом зацеплении по сравнению с контактом Герца.

Библиографический список

1. Севрюк, В. Н. Конические передачи с зацеплением Новикова / В. Н. Севрюк. — Львов : Изд-во Львов. ун-та, 1968. — 125 с.
2. Дмитриев, В. А. Детали машин / В. А. Дмитриев. — Ленинград : Судостроение, 1970. — 790 с.
3. Зубчатая передача : патент 2057267 Рос. Федерация : F16H 1/24 / Г. П. Гребенюк. — № 93013849/28 ; заявл. 07.04.1993 ; опубл. 27.03.1996, Бюл. № 7. — 4 с.
4. Милевская, Т. В. Возможные имитационные модели износа силовой открытой зубчатой передачи с большим передаточным отношением / Т. В. Милевская // Наука и образование. — 2008. — № 8. — 3 с.

Материал поступил в редакцию 16.04.2013.

References

1. Sevryuk, V. N. Konicheskiye peredachi s zatsepleniym Novikova. [Bevel gear with Novikov gearing.] Lviv: Izdatelstvo Lvovskogo universiteta, 1968, 125 p. (in Russian).
2. Dmitriyev, V. A. Detali mashin. [Machine parts.] Leningrad: Sudostroyeniye, 1970, 790 p. (in Russian).

3. Grebenyuk, G. P. Zubchataya peredacha: patent 2057267 Ros. Federatsiya: F16H 1/24. [Gearing: patent RF 2057267: F16H 1/24.] Patent RF no. 93013849/28, 1996, 4 p. (in Russian).

4. Milevskaya, T. V. Vozmozhnyye imitatsionnyye modeli iznosa silovoy otkrytoy zubchatoy peredachi s bolshim peredatochnym otnosheniyem. [Possible simulation models of the power open gear wear with great gear ratio.] Nauka i obrazovaniye, 2008, no. 8, 3 p. (in Russian).

ESTIMATION ALGORITHM OF WEAR RATE ON TOOTH SURFACE AT CIRCULAR HELICAL-GEAR BREAKING-IN*

A. Y. Lukonin

In the process of gearing breaking-in, teeth are worn down. The estimation algorithm of such wear rate in the circular helical point gearing is described. The algorithm performance is illustrated by the example of calculating the circular helical gearing with the circular tooth profile in the frontal cross section. The problem is solved using ANSYS software system of the finite-element analysis. The application of the developed algorithm for a finite-element model of meshing a pair of gearing teeth is described. The variation of the contact pressure surface distribution is analyzed in relation to the wear rate under the teeth breaking-in. The following is established. The gear with a circular tooth contour in the front cross section shows new properties compared to the gears with a linear or point contact. Breaking-in of the teeth in the gearing with circular contours is considered. In this case, under increasing the wear rate, peak contact pressures decrease and move from the mean line of the tooth to the tooth bearing centre.

Keywords: toothed gearing, contact pressures, breaking-in.

* The research is done within the frame of the independent R&D.