

О ПРОГНОЗИРОВАНИИ ИЗНОСА В ВЫСШИХ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАХ

Авсиевич А.М., Николаев В.А., Адаменко Д.В.

Белорусский национальный технический университет, Минск

The problem of wear calculation for gears working profiles is considered. The calculation algorithm which account the profiles changes appeared as result of wear is shown.

Интенсивность изнашивания сопряжений, как в высших, так и в низших кинематических парах I определяется в соответствии с известной формулой /1/

$$I = k \cdot p^m \cdot V^n . \quad (1)$$

Она зависит от величины контактного давления p и относительной скорости скольжения V /1/, которые являются переменными величинами в каждой точке изнашиваемых поверхностей и изменяются также во времени. Здесь величина контактного давления характеризует напряженное состояние локального участка поверхности трения. Относительная скорость определяет длительность его нахождения под воздействием факторов износа и поэтому может быть заменена таким параметром как удельное скольжение профилей λ . Учитывая, что в высших парах реализуется сложное движение, качение со скольжением, в общем случае предположительно целесообразно ввести в формулу (1) множитель ω_{12}^q , где ω_{12} - относительная угловая скорость, а q – числовой коэффициент.

Более точное определение данных параметров аналитическими методами позволит повысить качество расчетов на износ, разработать рекомендации по оптимизации конструкции пар трения и технологий поверхностного упрочнения, усовершенствовать методики испытаний на износостойкость. Для этого необходим учет влияния на процесс изнашивания кинематики относительных перемещений и динамики нагружения звеньев машин, обусловленных функционированием пары трения в машинном агрегате. Изменение контактного давления определяется переменными внешними силами и изменением радиуса кривизны рабочих поверхностей высших пар. Важно учитывать, что радиус кривизны в одной и той же точке меняется в результате изнашивания. Распределение давления по площадке контакта двух криволинейных поверхностей, в том числе с учетом изменения радиусов кривизны, рассчитывается на основе решения классической задачи о контакте двух цилиндров /2/.

Для более точного расчета величин износа сопряженных поверхностей необходимо учитывать их относительное скольжение, зависящее от радиусов кривизны и кинематики относительных перемещений в паре трения и связанное с относительной скоростью. В технике наиболее часто встречаются высшие пары с контактом двух эвольвентных профилей в цилиндрических зубчатых передачах. В частности для таких профилей удельные скольжения определяются по формулам

$$\lambda_1 = \frac{V_{T1} - V_{T2}}{V_{T1}} = 1 - \frac{\rho_2 \cdot Z_1}{\rho_1 \cdot Z_2}, \quad \lambda_2 = \frac{V_{T2} - V_{T1}}{V_{T2}} = 1 - \frac{\rho_1 \cdot Z_2}{\rho_2 \cdot Z_1}, \quad (2)$$

где ρ_i – радиус кривизны поверхности в данной точке.

Коэффициент износостойкости k и показатели степени m , n и q в формуле (1) для данных материалов и условий трения могут быть приняты постоянными и определены эмпирически при наблюдении постоянства геометрии изнашиваемых поверхностей в процессе эксперимента.

Алгоритм расчета на износ криволинейных поверхностей высшей пары трения, позволяющий проследить динамику процесса изнашивания, основан на учете изменения контактного давления и удельного скольжения в различных точках поверхностей и представляет собой последовательное решение следующих частных задач:

1) математическое описание формы исходных поверхностей в полярных или декартовых координатах, определение массива точек поверхности, в которых будет производиться расчет с заданным шагом; для расчета зубчатой передачи эта задача включает в себя определение полярных координат точек номинальной эвольвенты (r_i и θ_i) на участке от окружности вершин до окружности, проходящей через граничную точку активной линии зацепления;

2) расчет радиусов кривизны поверхностей для заданного массива точек;

3) расчет в данных точках величин контактного давления и удельного скольжения; относительная угловая скорость для зубчатых передач определяется передаточным отношением и является постоянной, контактное давление при передаче постоянного усилия является функцией радиуса кривизны и уменьшается по мере приближения к окружности вершин;

4) расчет интенсивности изнашивания в данных точках и величин износа за определенное количество циклов нагружения, кратное числу периодов работы машинного агрегата; для эвольвентной зубчатой передачи в частности известно, что максимальное удельное скольжение λ_{\max} соответствует граничной точке P активной линии зацепления; приняв, что некоторому значению произведения $\lambda_{\max} \cdot \rho_P$ соответствует определяемый эмпирически – максимальный износ U_{\max} , износ в каждой i -й точке можно определить из соотношения

$$U_i = U_{\max} \frac{\lambda_i \cdot \rho_i}{\lambda_{\max} \cdot \rho_P}$$

5) определение координат точек изношенной поверхности; в зубчатом зацеплении можно принять, что в результате износа зуб утончается, изменяется полярный угол θ_i при неизменном радиусе r_i ; полярные координаты изношенного профиля: r_i и $(\theta_i \pm \Delta\theta_i)$, где

$$\Delta\theta_i = \frac{U_i}{r_i};$$

далее определяем положения центров кривизны точек изношенного профиля и повторяем расчеты по пп. 2 – 5.

Точность расчетов величины износа зависит от точности определения ради-

усов кривизны, производимого по трем соседним точкам. Поэтому следует вести расчеты с минимальным шагом между точками. Учитывая возможно непрямую зависимость износа в каждой точке от числа циклов нагружения, целесообразно повторять цикл расчетов через минимальное число циклов нагружения, предпочтительно – через один акт износа.

Для реализации цикла одной из задач, требующих дополнительных исследований для конкретных механизмов, является уточнение расчетных формул для определения удельного скольжения. При расчете величины износа каждой точки необходимо учитывать, что в пределах одного цикла работы механизма она подвержена изнашиванию определенный промежуток времени, меньший времени цикла, в пределах которого давление и относительная скорость постоянно меняются.

Определение координат и времени начала и конца взаимодействия точки с сопряженной поверхностью осуществляется путем исследования кинематики заменяющего механизма с низшими парами. Размеры звеньев такого механизма определяются исходя из известных координат центров кривизны, величин радиусов кривизны и условия нахождения центров кривизны в контактирующих точках на общей нормали к поверхностям пары трения.

Литература

1. Трение, износ и смазка: (Трибология и триботехника) / А.В. Чичинадзе, Э.М. Берлинер, Э.Д. Браун и др.; Под общ. ред. Чичинадзе А.В. - М.: Машиностроение, 2003. – 575 с.
2. Комраков В.В. Решение задач о контакте двух упругих тел бочкообразной формы с учетом износа. Автореф. дисс. ... канд. техн. наук: 01.02.04 / БелГУТ. – Гомель, 2007. – 23 с.