

УДК 621.833

МОДЕЛИРОВАНИЕ ИЗНОСА НА РАБОЧИХ ПОВЕРХНОСТЯХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЁС

Т.Д. Стасенко, Д.Л. Стасенко

Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П.О. Сухого», г. Гомель, Республика Беларусь

Введение. Одна из основных причин выхода из строя деталей машин - износ. Наиболее подвержены износу трущиеся детали, к которым относятся зубчатые колеса. Для улучшения показателей долговечности зубчатых колес используются различные методы, а значит, проводится большое число испытаний, требующих много времени и материальных затрат. В процессе эксплуатации редукторов наблюдаются следующие основные виды разрушения зубьев зубчатых передач: усталостное выкрашивание из-за высоких контактных напряжений в полюсе зацепления; поломка зубьев из-за недостаточной изгибной прочности и абразивный износ зубьев из-за скольжения профилей зубьев при наличии абразивных частиц между ними в условиях открытых передач. Некоторые неисправности зубчатых колес также могут возникать из-за проблем с проницаемостью упрочненного слоя, которые сводят на нет методы избирательного маскирования цементацией для защиты поверхности от повреждений. Геометрия шестерни и слишком глубокая цементация для конкретного профиля зуба могут вызвать растрескивание упрочненного слоя, которое начинается в подповерхностном слое. [1] Это явление обычно называют образованием трещин по границе упрочненного слоя. Снижение высоких концентраций углерода на поверхности и выбор глубины упрочненного слоя в соответствии с нижним предельным значением, указанным в спецификации, зачастую помогает избежать этой проблемы. Одним из способов снижения себестоимости проектирования производства и испытаний является математическое моделирование зубчатых колес, которая в свою очередь является неотъемлемой частью процессов изготовления, исследования и использования зубчатых колес. Поэтому благодаря математическому моделированию возможно в кратчайшие сроки и без больших материальных затрат воссоздать как само зубчатое колесо, так и условия его применения [2]. Поэтому создание математической модели износа рабочей поверхности зубчатого колеса является важной и актуальной задачей.

Основная часть. Цилиндрические эвольвентные передачи весьма чувствительны к погрешностям, которые вызывают кромочный контакт и повышенные напряжения. С целью ослабления или исключения торцевого кромочного контакта используют продольную модификацию рабочих

поверхностей зубьев (обычно одного из пары колес), придавая им слегка бочкообразную форму. При наличии технологических погрешностей и деформаций деталей происходит перекатывание поверхностей таких зубьев в продольном направлении с перемещением контактной площадки в сторону одного из торцов зубчатого венца. Учитывая, что бочкообразные зубья работают в условиях локального контакта (объемного напряженного деформированного состояния), то изгибные напряжения в основании зубьев, выполненных на базе стандартного исходного контура, можно определить по формуле:

$$\sigma_F = 2TY_E \cdot Y_{\text{вс}} \cdot K_F / (m^3 z),$$

где T – передаваемый крутящий момент; m – модуль колес; z – число зубьев колеса; Y_E – коэффициент, учитывающий влияние перекрытия зубьев; $Y_{\text{вс}}$ – приведенный объемный коэффициент, учитывающий распределение нагрузки вдоль длины бесконечно длинного зуба; K_F – коэффициент нагрузки.

Коэффициент нагрузки можно представить в виде стандартной формулы:

$$K_F = K_A \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta},$$

где K_A и $K_{F\beta}$ – коэффициенты внешней и внутренней динамической нагрузки; $K_{F\alpha}$ – коэффициент распределения нагрузки между зубьями; $K_{F\beta}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий.

Прогнозирование износа рабочей поверхности зубчатых колёс особенно важно в целях испытания спроектированной детали и, при необходимости, корректирования его параметров до этапа производства. Благодаря современным САПР возможно испытание зубчатых колес и передач на трение и износ. Особый подход к расчету изнашиваемых кинематических пар содержится в работах В.В. Шульца, в которых на основании вариационных методов определены устойчивые формы естественного износа, обладающие свойством энергетического экстремума в заданном относительном движении. Расчеты передач на износ производятся с целью определения ресурса работы или стыкования конструктивных параметров передачи, при которых он имеет максимальное значение. Суть моделирования основывается на положениях упруго-статической модели, успешно применяемой при синтезе приближенных зацеплений. В соответствии с этой моделью предполагается: все зубья геометрически одинаковы и равномерно распределены по ободу колеса; контакт зубьев осуществляется по активным поверхностям; под нагрузкой зубья колес деформируются и их упругие свойства одинаковы; пластические деформации отсутствуют.

Дополнительно приняты следующие допущения: зубья каждого колеса изнашиваются одинаково; условия работы передачи (температура

окружающей среды, свойства смазывающего материала, концентрация и свойства абразивных частиц и т.д.) считаются неизменными; к выходному валу приложен постоянный момент сопротивления; шестерня вращается с постоянной угловой скоростью; частота вращения шестерни достаточно мала, чтобы динамическими нагрузками, обусловленными неравномерностью вращения колеса, можно было пренебречь; износ считается достаточно малым, чтобы можно было не учитывать изменения упругих свойств зубьев; трение в зацеплении не учитывается.

В основе эволюционного подхода к моделированию лежит деление процесса изнашивания на ряд шагов. Изменение наработки Δn на каждом шаге выбирается настолько малым, что в его пределах условия изнашивания можно считать постоянными. Отсюда следует, что приращение износа ΔH_i можно считать постоянным и в любой i -ой точке профиля с достаточной степенью точности можно выразить уравнением:

$$\Delta H_i = I_i \cdot \Delta n_i,$$

где I_i – интенсивность изнашивания: $I_i' = \frac{\partial H}{\partial S} = k \cdot q^\alpha$,

где ∂H – величина износа, ∂S – путь трения, q – контактное давление, α – находится, в пределах $1 \leq \alpha \leq 3$ (для приработанных поверхностей $\alpha \approx 1$), k – интенсивность физико-химических процессов во фрикционном контакте, определяемая экспериментально. Толщина износа поверхности зуба:

$$\delta_u = J_u S$$

где J_u — интенсивность изнашивания; S - общий путь трения за время работы зубчатой передачи (скольжение по площадке контакта в области контакта зубьев колеса и шестерни). Путь трения имеет следующий вид:

для головки зуба $S_1 = \frac{v_1 - v_2}{v_1}$; для ножки зуба $S_2 = \frac{v_1 - v_2}{v_2}$, где v_1 и v_2 —

скорость качения опережающей и отстающей поверхностей зубьев. После подстановок и несложных преобразований получаем формулы для расчета долговечности зубчатой передачи:

- для опережающей поверхности (начальной головки зуба шестерни)

$$t_1 = \frac{[\delta_u]}{2,25 J_{u1} \sqrt{q_n \frac{\rho_{np}}{E_{np}} \left(1 - \frac{1}{u_{12}} \frac{\rho_2}{\rho_1}\right) n_1 n_3}}$$

- для отстающей поверхности (начальной ножки зуба колеса)

$$t_1 = \frac{[\delta_u]}{2,25 J_{u2} \sqrt{q_n \frac{\rho_{np}}{E_{np}} \left(1 - \frac{1}{u_{12}} \frac{\rho_1}{\rho_2}\right) n_2 n_3}}$$

где $[\delta_u]$ - допустимое значение износа шестерни или колеса; J_{u1} и J_{u2} - интенсивность изнашивания шестерни и колеса; q_n - погонная нагрузка по длине контактной линии; ρ_{np} - приведенный радиус кривизны в

характерной точке контакта профилей; E_{np} - приведенный модуль упругости материалов зубчатой пары. Износ эквивалентен перемещению точки по нормали к поверхности трения (рис. 1) и, при известных координатах достаточно большого (m) числа точек, задающих профиль зуба в начале шага изнашивания $\{x_i, y_i\}_{i=1}^{i=m}$ их координаты $\{x_i^h, y_i^h\}_{i=1}^{i=m}$ в конце этого шага равны: $x_i^h = x_i + I_i \cdot e_{ix} \cdot \Delta n$; $y_i^h = y_i + I_i \cdot e_{iy} \cdot \Delta n$ где e_{ix} , e_{iy} – проекции орта нормали на оси координат.

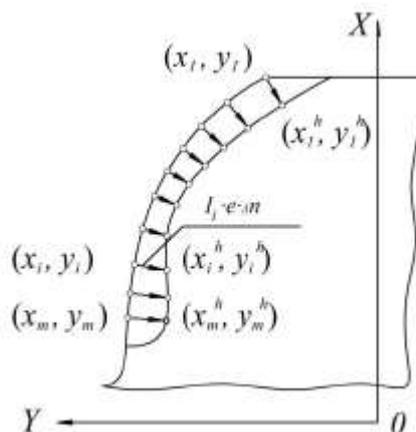


Рис. 1 – Математическая модель процесса трения

Суммарный износ зубьев в контактной точке $\sum I = I_1 + I_2$ определяется износом зуба шестерни и колеса. Каждое из этих слагаемых представляет собой сумму основного износа, обусловленного кинематикой зацепления, и дополнительного износа вследствие относительного смещения зубьев из-за радиального биения зубчатых колес:

$$\sum I = I_1 + I_2 = (I_{z1} + I_{b1}) + (I_{z2} + I_{b2}) = I_z + I_b = (I_{z1} + I_{z2}) + (I_{b1} + I_{b2})$$

Принято, что суммарный износ зубьев шестерни и колеса в контактной точке прямо пропорционален значениям удельной мощности сил трения Pfz и Pfb ($\frac{Bm}{мм^2}$):

$$I_z = I_{z1} + I_{z2} = a_z k_q Pfz = a_z k_q (fz \sigma H v_{sz}); \quad I_b = I_{b1} + I_{b2} = a_b k_q Pfb = a_b k_q (fb \sigma H v_{sb}),$$

где a_z , a_b - исходные значение удельной интенсивности изнашивания зубьев ($\frac{мм^3}{Bm}$); k_q - коэффициент вариации интенсивности изнашивания; fz - коэффициент трения между зубьями в процессе их зацепления [3]; fb - коэффициент трения между зубьями при их взаимном скольжении из-за радиального биения зубчатых колес [3]; σH - контактные напряжения (MPa); v_{sz} , v_{sb} - значения скоростей скольжения ($\frac{м}{с}$). Коэффициенты распределения суммарного износа между зубьями шестерни и колеса в точке их контакта и приняты прямо пропорциональными скоростям перемещения контактной точки по профилю зуба (определяемого в

кинематической модели) и обратно пропорциональными твердости их рабочих поверхностей:

$$k = \frac{I_1}{I_2} = \frac{v_2}{v_1} \frac{HRC_2}{HRC_1}$$

По мере изнашивания зуба твердость его рабочей поверхности снижается. По данным работы [3] эта зависимость представлена на рис.2.

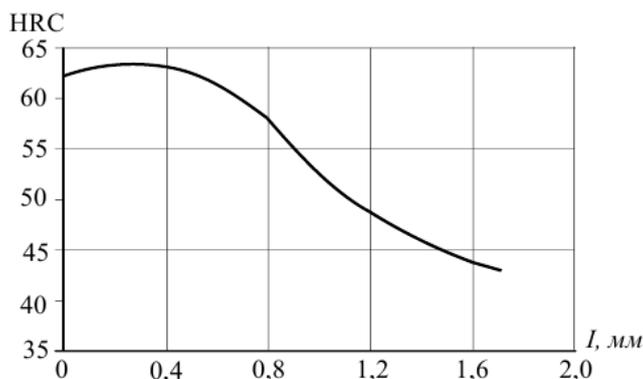


Рис. 2 – Изменение твёрдости по глубине цементационного слоя стали 20Х2Н4А

С учетом значений коэффициентов k_z и k_b износ зубьев колеса I_2 и шестерни I_1 в контактной точке будет равен:

$$I_2 = Iz_2 + Ib_2 = \frac{Iz}{1+k_z} + \frac{Ib}{1+k_b} ; I_1 = Iz_1 + Ib_1 = \left(\frac{Iz}{1+k_z} + \frac{Ib}{1+k_b} \right) k_u$$

В результате проведенных исследований предложена математическая модель для определения износа по рабочим поверхностям зубчатого колеса и сопряжённого с ним шестерни. Для прогнозирования срока службы редукторов необходимо обеспечить на всех этапах от проектирования до сборки выполнять предварительно расчёты, а по указанным моделям выполнять расчёт интенсивности износа зубчатых передач.

Литература

1. Короткин В.И. и др.. Эффективные контактные напряжения на поверхностях прямых бочкообразных зубьев эвольвентных зубчатых колес// Вестник машиностроения. – 2011. – №8. – С.3 – 8.
2. Попов В.А. Модифицированная цилиндрическая эвольвентная косозубая передача внешнего зацепления с повышенными эксплуатационными свойствами// Вестник машиностроения. – 2011. – №6. – С.37 – 40.
3. Онищенко В.П. Моделирование эксплуатационного износа зубьев зубчатых колес угольных комбайнов // Известия Донецкого горного института, №1.2001, Всеукраинский научно-технический журнал горного профиля, Донецкий национальный технический университет. – С. 12 – 16.