

В.П. ОНИЩЕНКО, д.т.н., Донецк, ДонНТУ

МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ЗАЕДАНИЯ НА ФОРМУ ПРОФИЛЕЙ ИЗНОШЕННЫХ ЗУБЬЕВ

In this work there was regarded the problem of profile teeth changing as a result of their wear in the process of working surfaces scuffing. For numerical experiments the computer model of prognostication of gear transmission was used. The comparison of the received results with the experimental data showed their good coincidence that indicates the high level of their trustworthiness of the method of decisions of problem.

В практике расчетов зубьев зубчатых колес на заедание определение мгновенной температуры в зоне контакта производится по теоретическим значениям параметров зацепления. При этом не учитывается тот факт, что в результате износа (даже приработочного) изменяется форма профилей зубьев, что приводит к изменениям параметров контакта и, соответственно, меняется мгновенная температура контакта – основная причина заедания контактных поверхностей. Следовательно, учет взаимовлияния формы профилей зубьев, определяемой их износом, зависящим от параметров контакта, которые, в свою очередь, зависят от формы профилей зубьев, позволит в значительной степени повысить надежность расчетов зубьев на заедание.

Оценка степени влияния изменения геометрии профилей зубьев на параметры зацепления производилась с помощью геометрической модели зацепления зубьев с произвольной формой профилей [1,2,6]. Модель позволяет учитывать изменение мгновенного значения передаточного числа и жесткости зубьев. Использование этой модели потребовало разработки специальных подходов к математическому описанию формы профилей зубчатых колес с изношенными зубьями на основе двухступенчатой полиномиально-сплайновой аппроксимации [3,6]. Это позволило создать модель синтеза изношенного профиля зуба.

В связи с тем, что искажения профилей, вызванные износом, неравномерны по высоте профиля зуба, имеет место, как уже отмечалось, непостоянство передаточного числа. Это приводит к переменности угловой скорости ведомого звена передачи, результатом чего является наличие углового ускорения, которое с учетом инерционности вращающихся масс вызывает появление динамических нагрузок в зацеплении. Для определения этих нагрузок применялась динамическая модель, учитывающая переменность передаточного числа, силы трения в зацеплении, нормальный боковой зазор, инерционные и диссипативные характеристики передачи и привода машины [4,6].

Влияние параметров процесса заедания зубьев на их износ оценивалось с помощью модели изнашивания, используемой для исследования износа зубьев тяжело нагруженных машин [5,6]. При этом, в модель изнашивания вводились соответствующие поправки, характеризующие процесс заедания зубьев. Износ зубьев в контактной точке - I рассматривался как сумма износа, определяемого характеристиками зацепления зубьев (трение качения со скольжением) - I_z и скольжением зубьев в результате их радиального биения - I_j :

$$I = I_z + I_j. \quad (1)$$

Суммарный (шестерни и колеса) износ в зоне контакта зубьев принимался пропорциональным удельной мощности сил трения, определяемой как произведение контактных напряжений на скорость скольжения и коэффициент трения:

$$\left. \begin{aligned} I_z &= i_z b f_z \sigma_H |v_z|; \\ I_j &= i_j f_j \sigma_H v_j; \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где i_z и i_j - интенсивности изнашивания для данных условий эксплуатации, определяемые на основе экспериментальных данных; $b = b(t)$ - коэффициент, учитывающий влияние мгновенной температуры контакта;

$f_z = f_z(t)$ и $f_j = f_j(t)$ - соответствующие значения коэффициента трения;
 $\sigma_H = \sigma_H(t)$ - контактные напряжения с учетом динамического нагружения,
 найденного с помощью динамической модели; $v_z = v_z(t)$ и $v_j = v_j(t)$
 соответствующие значения скоростей скольжения.

Введение в зависимость (1) составляющей износа, зависящей от радиального биения, позволяет учесть подтвержденный экспериментально факт наличия износа в зоне полюса зацепления, несмотря на то, что скорость скольжения в полюсе равна нулю.

Коэффициент b определяется отношением мгновенной температуры в контакте по Блоку - θ_b к ее критическому значению - θ_s (см., например, стандарт ISO/DIS 6336/IV). С учетом экспериментально найденных поправок формула для вычисления коэффициента b имеет вид:

$$b = \frac{\theta_b}{\theta_s} = \frac{0.68 f_z |v_{t1} - v_{t2}| (q R_p)^{0.25}}{(\sqrt{v_{t1}} + \sqrt{v_{t2}}) C_p \mu_{50^\circ C}^{0.06}} \geq 1 \quad (3)$$

где v_{t1} и v_{t2} - скорости перемещения точки контакта по профилям зубьев, м/с; q - удельная нагрузка по длине зуба, Н/м; $R_p = R_p(t)$ - приведенный радиус кривизны м; C_p - коэффициент качества смазки: без противозадирных присадок - $C_p = 1.7$, с присадками - $C_p = 2.2$; $\mu_{50^\circ C}$ - кинематическая вязкость масла при температуре $50^\circ C$, m^2/c .

Коэффициент трения f_z определялся по формуле Ю.Н. Дроздова для условий тяжело нагруженного контакта зубьев, тогда как при определении коэффициента трения f_j использовалась формула Крагельского И.В. для условий возвратно-поступательного скольжения:

$$f_z = \frac{4.5 \cdot 10^{-3} \sigma_H^{0.02} \left[10 + \lg \left(\frac{HB_{\min} R_a}{E_p R_p} \right) \right]}{\mu^{0.07} (\nu_{t1} + \nu_{t2})^{0.12} |\nu_{t1} - \nu_{t2}|^{0.2}} \leq 0.12 \quad (4)$$

$$f_j = 0.09 + 0.04 \left(\frac{\sigma_H}{HB_{\min}} \right)^{0.25}$$

где HB_{\min} - минимальное значение твердости рабочей поверхности зуба; R_a - среднеарифметическая шероховатость, мкм; E_p - приведенный модуль упругости, МПа; μ - кинематическая вязкость масла при рабочей температуре, m^2/c .

Скорость перемещения точки контакта по профилю зуба в результате радиального биения определялась приближенно в функции допустимого радиального биения для данной степени точности F_r (м), угловой скорости зубчатого колеса ω (c^{-1}) и угла зацепления α_ω по следующей формуле:

$$\nu_j = 0.56 F_r \omega \cos \alpha_\omega. \quad (5)$$

Суммарный износ в контактной точке, найденный по формуле (2), распределялся между зубом шестерни и колеса следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} I_z &= I_{z1} + I_{z2}; \\ I_{z1} &= \alpha_z I_{z2}; \end{aligned} \right\} \\ \left. \begin{aligned} I_j &= I_{j1} + I_{j2}; \\ I_{j1} &= \alpha_j I_{j2}; \end{aligned} \right\}. \quad (6)$$

Коэффициенты распределения суммарного износа α_z и α_j приняты прямо пропорциональными отношению скоростей перемещения точки контакта по профилям зубьев и обратно пропорциональными отношению их твердости. Кроме того, необходимо учитывать и частоту вхождения зубьев в зацепление. Несмотря на то, что зуб шестерни входит в зацепление в передаточное число - u раз чаще, результаты экспериментальных исследований не подтверждают такого же увеличения износа зуба шестерни.

Поэтому в окончательную формулу износа зубьев шестерни и колеса в контактной точке введен экспериментально обоснованный поправочный коэффициент:

$$\left. \begin{aligned} I_2 &= I_{z2} + I_{j2}; \\ I_1 &= 0.75u(I_{z1} + I_{j1}); \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Оценка взаимовлияния параметров зацепления и формы зубьев в процессе их заедания производилась в итерационном цикле в соответствии с алгоритмом, схема которого представлена на рис.1.

Численный и физический эксперименты были проведены на базе зубчатой передачи с модулем 12 мм, числами зубьев 11 и 31,

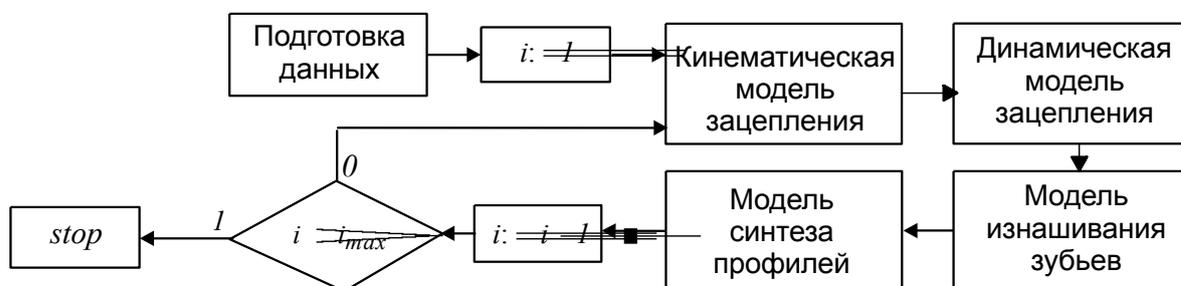


Рис.1 – Блок-схема моделирования кинетики взаимовлияния параметров зацепления и формы профилей зубьев

коэффициентами коррекции 0.55 и 0.3, длиной зуба 32 мм и 30 мм, межосевым расстоянием 261.09 мм, с твердостью рабочей поверхности 58-63 HRC и нагруженной максимальным моментом $T_{\max} = 3634 \text{ Нм}$.

Зубчатая передача проходила приработку по следующей схеме: холостой ход – 0.5 час, нагрузка $0.20 T_{\max}$ - 0.5 час, нагрузка $0.65 T_{\max}$ - 1.0 час, нагрузка $0.80 T_{\max}$ - 0.5 час. Дальнейшие испытания проводились при полной нагрузке до наступления заедания. Если в течение 2-3 час заедание не наступало, испытания прекращались. В качестве смазочного масла применялось масло Цилиндровое-24 без противозадирных присадок. Измерение износа производилось в 10-20 точках по высоте зуба с точностью 0.015 мм.

Параметры исследованной передачи были введены в разработанную

модель. При этом в качестве удельной интенсивности изнашивания были приняты следующие значения: $i_z = 0.001 \text{ мм}^3/\text{вт}$ и $i_j = 0.2 \text{ мм}^3/\text{вт}$. Результаты численного эксперимента сравнивались с результатами экспериментальных исследований. Сопоставление производилось по двум параметрам: объемный износ (рис. 2) и линейный износ (рис. 3). Кроме того,

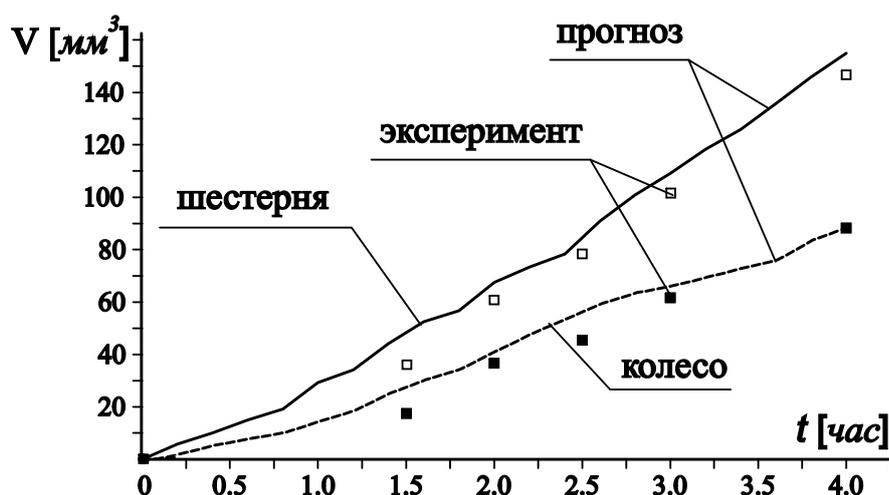


Рис. 2 – Сравнение результатов численного эксперимента с экспериментальными данными по объемному износу зубьев

на рис. 3 для ориентации показаны характерные зоны эвольвентного зацепления: HF и DE – зоны двух парного зацепления, FD – зона однопарного зацепления, P – полюс зацепления, I – предельная граница износа зуба.

Резкое увеличение интенсивности изнашивания (рис. 2) говорит о наступлении процесса заедания зубьев, приводящего к ухудшению качества рабочей поверхности зубьев и к увеличению коэффициента трения. Значительное изменение формы зуба (рис.3) через два часа после начала испытаний подтверждает факт наступления заедания зубьев

Численная оценка степени соответствия результатов численного эксперимента и экспериментальных исследований производилась по вероятности нахождения экспериментальных данных в границах доверительного интервала, отсчитываемого от прогнозируемых данных. Кроме того, выполнялась качественная оценка совпадения поля корреляции опытных дан-

ных и формы доверительного интервала. Сравнительный анализ результатов показал, что вероятность совпадения расчетных и экспериментальных данных составляет величину порядка 0.65...0.70, что говорит о достаточно высоком уровне адекватности действительных и моделируемых процессов.

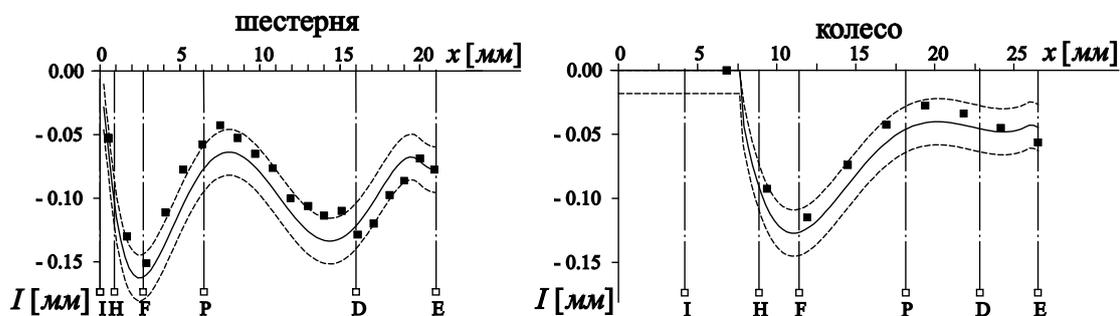


Рис. 3 – Сравнение результатов численного эксперимента с экспериментальными данными по линейному износу зубьев (время испытаний – $t=2$ часа)

Можно считать доказанным справедливость подходов, положенных в основу создания модели прогнозирования параметров зубчатой передачи с учетом явления заедания зубьев. Модель позволяет в течение нескольких часов получить информацию о качественных характеристиках передачи, на что обычно при проведении физического эксперимента требуются большие затраты времени и финансовых ресурсов. Подбором исходных параметров можно найти оптимальные характеристики проектируемой передачи. Программа прогнозирования кинетики параметров зубчатой передачи может быть встроена в систему автоматизированного проектирования приводов машин.

Список литературы: 1. *Онищенко В.П., Симонов А.Л., Матко П.М.* Моделирование зацепления изношенных профилей зубьев зубчатых колес на ЭЦВМ и прогнозирование их долговечности // Теория и практика расчетов деталей машин на износ. - М.: Наука. - 1983. С. 99-105. 2. *Онищенко В.П.* Геометрична модель зачеплення зубчастої передачі із зношеними зубцями // Міжвідомчий науково-технічний збірник “Прикладна геометрія та інженерна графіка”, випуск 68. Київський національний університет будівництва і архітектури. Київ, - 2001. – С. 57-62. 3. *Онищенко В.П.* Математическое

описание профилей зубьев при моделировании их изнашивания // Прогрессивные технологии и системы машиностроения, Международный сборник научных трудов. Выпуск 10. – Донецк: Донецкий государственный технический университет. – 2000. – С. 188-197. 4. *Онищенко В.П., Войнаровски Юзеф* Кинетика динамической нагрузки в процессе эксплуатации зубчатой передачи // Доповіді Національної Академії Наук України, №4, 1998. С. 81-88. 5. *В. Онищенко* Вплив спрацювання зубців на характеристики зачеплення зубчастих передач важко навантажених машин // «Машинознавство» 2001, №10(52), Всеукраїнський щомісячний науково-технічний і виробничий журнал. – С. 38-46. 6. *Валентин Онищенко* Прогнозирование долговечности тяжело нагруженных зубчатых передач на основе моделирования износа зубьев. – Gliwice (Polska): Politechnika Śląska Z. 131 (1410) Mechanika, 1999. – 199 с.