



УДК 621.81

А.В. Анцупов (мл)
ФГБОУ ВО «Магнитогорский государственный
технический университет им. Г.И. Носова»
г. Магнитогорск, Россия
E-mail: a.antcupov@gmail.com
Дата поступления: 04.05.2017

АНАЛИТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ИЗНОСОВЫХ ОТКАЗОВ РОЛИКОВЫХ КОНИЧЕСКИХ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Аннотация

В статье рассмотрены физические закономерности, приводящие к отказу роликовых конических подшипников качения по причине достижения радиальным зазором предельного значения. В основу положена энерго-механическая теория изнашивания элементов подшипника. Механическая составляющая работы сил трения приводит к разрушению поверхностного слоя с определенной скоростью. Другими словами, скорость изнашивания колец и роликов определяет скорость увеличения радиального зазора в подшипнике. При достижении последним критического значения происходит отказ. В модели учтена нелинейность износа, описанная в дифференциальной форме. На основе разработанной модели возможна разработка методик прогнозирования ресурса на стадиях проектирования и эксплуатации механизма, а также методик расчета времени регулировки и замены подшипников.

Ключевые слова: роликовый конический подшипник качения, энерго-механическая теория изнашивания, отказ, критерий, износостойкость, износ, модель износных отказов.

Введение

В тяжело нагруженных опорах машин и агрегатов различного функционального назначения широко применяют радиально-упорные роликовые конические подшипники качения (РКП) [1]. Это обусловлено их высокой грузоподъемностью при относительно небольших габаритах. Основными причинами отказов РКП на практике является либо усталостное разрушение поверхностей качения, либо превышение радиальным зазором предельного значения из-за износа элементов. Как правило номинальный 90-процентный ресурс L_{10} подшипников при проектировании опор рассчитывают по эмпирической зависимости в функции динамической грузоподъемности C_r и эквивалентной нагрузки P_r [2]:

$$L_{10} = (C_r/P_r)^{10/3}. \quad (1)$$

Вводя в эту формулу коэффициент вероятности безотказной работы a_1 и системный коэффициент загрязнения и условий смазки a_{ISO} , получают эмпирическую зависимость для расчета модифицированного ресурса [2]:

$$L_{nm} = a_1 a_{ISO} L_{10}. \quad (2)$$

Предлагаемый расчет номинального или модифицированного ресурса выполняется для предупреждения усталостного разрушения элементов подшипников, не предполагая их отказ по критерию износостойкости рабочих поверхностей. Полуэмпирические модели износных отказов с использованием гипотезы Г. Хизкоута о проскальзывании элементов и экспериментальных характеристик - линейной или энергетической интенсивности изнашивания, построены только для шариковых подшипников [3-5] и не могут быть использованы для оценки ресурса РКП.

В связи с этим целью настоящих исследований является разработка модели формирования отказов роликовых конических подшипников по критерию износостойкости рабочих поверхностей элементов на основе современных достижений теории параметрической надежности деталей машин [6, 7] и энерго-механической концепции изнашивания трибосопряжений [7, 8]. Последняя, в свою очередь, построена на синтезе базовых положений молекулярно-механической [9] и структурно-энергетической [10-14] теорий трения.

Аналитическая модель износных отказов роликовых конических подшипников

Рассмотрим роликовый однорядный подшипник с числом роликов N_p , схема нагружения которого представлена на рис. 1. В соответствии с правилами прогнозирования параметрической надежности деталей машин [6, 7] в качестве параметра $x(t)$ состояния исследуемого конического подшипника принимаем текущий (в момент времени t) радиальный зазор. Под ним будем понимать текущее вертикальное ($\alpha = 0$, рисунок 1) смещение оси внутреннего вращающегося кольца относительно оси неподвижного наружного кольца в результате действия силы $F_r(t)$, с учетом установочной осевой игры z_a и износа элементов РПК (рисунок 2 и 3). Величину этого смещения можно определить по уравнению:

$$x(t) = \min_{l \in [0, L]} (x_b(\alpha = 0, l, t)) + \min_{l \in [0, L]} (x_n(\alpha = 0, l, t)), \quad (3)$$

где $x_{b,n}(\alpha = 0, l, t)$ - текущие распределения зазоров в наиболее нагруженных ($\alpha = 0$, рис.1) контактах ролика длиной L с внутренним и наружным кольцами по координате l (рисунок 3), которые определяются при условии совмещения оси симметрии расположения роликов с осями колец и сепаратора (рисунок 2б).

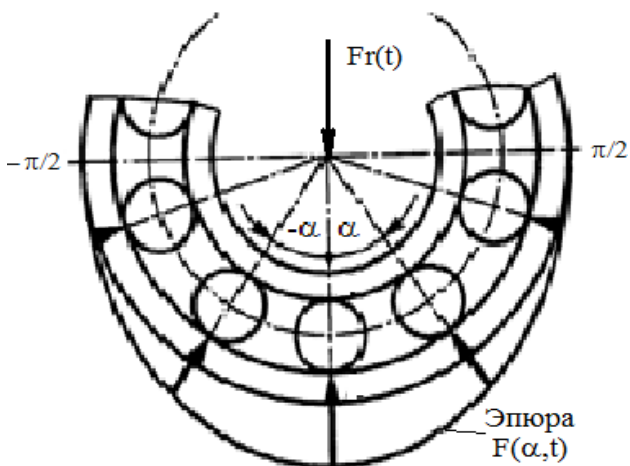


Рисунок 1. Расчетная схема РПК

Текущий зазор в процессе эксплуатации изменяется от начального значения $x(t = 0) = x_0$, обусловленного осевой игрой z_a , до критического - $x(t = t_*) = x_*$, назначаемого в нормативно-технической

документации. Здесь t_* - ресурс подшипника.

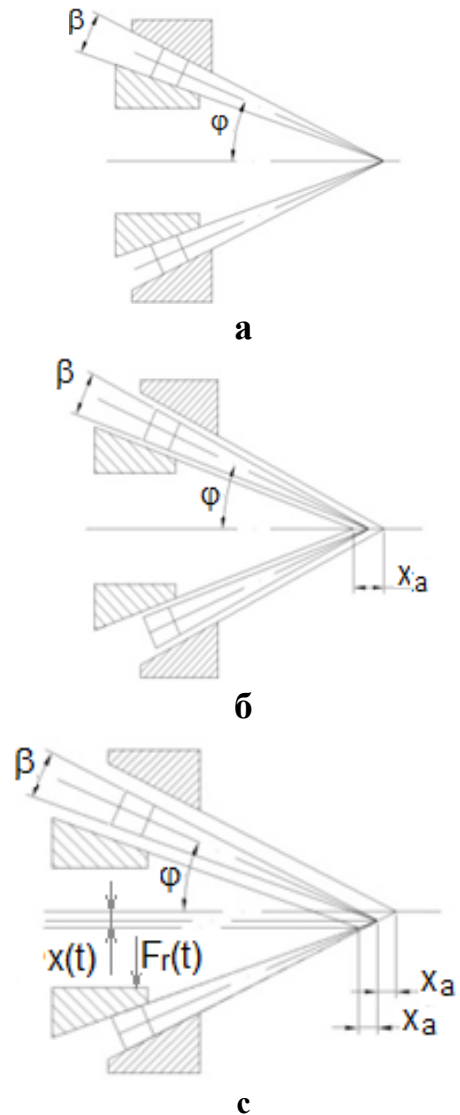


Рисунок 2. Схема расположения элементов РПК: а - без осевого зазора; б - с обеспечением осевого зазора z_a ; в - при действии радиальной нагрузки $F_r(t)$

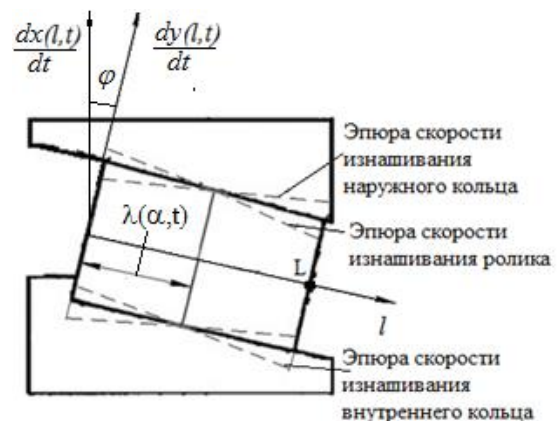


Рисунок 3. Эпюра скоростей износа элементов РПК в момент времени t

В этом случае модель износовых отказов РКП для расчетной оценки их ресурса можно представить системой следующих уравнений [7]:

- уравнения перехода РКП в предельное состояние;
- двух уравнений, описывающих распределение текущих зазоров в контактах ролика с внутренним и наружным кольцами $x_{в,н}(\alpha, l, t = 0)$

- с учетом начального смещения z_a ;
- двух уравнений для оценки скоростей $\frac{\partial x_{в,н}(\alpha, l, t)}{\partial t}$ изменения зазора в контактах ролика с внутренним и наружным кольцами как суммы скоростей износа ролика $\frac{\partial y_p(\alpha, l, t)}{\partial t}$ и соответствующего кольца $\frac{\partial y_{в,н}(\alpha, l, t)}{\partial t}$.

Математически эту систему можно записать в виде:

$$\left\{ \begin{aligned} x(t_*) &= \min_{l \in [0, L]} (x_{в}(\alpha = 0, l, t_*)) + \min_{l \in [0, L]} (x_{н}(\alpha = 0, l, t_*)) = x_*; \\ x_{в}(\alpha, l, t) &= x_{в}(\alpha, l, 0) + \int_0^t \frac{\partial x_{в}(\alpha, l, t)}{\partial t} dt; \\ x_{н}(\alpha, l, t) &= x_{н}(\alpha, l, 0) + \int_0^t \frac{\partial x_{н}(\alpha, l, t)}{\partial t} dt; \\ \frac{\partial x_{в}(\alpha, l, t)}{\partial t} &= \left(\frac{\partial y_{в}(\alpha, l, t)}{\partial t} + \frac{\partial y_p(\alpha, l, t)}{\partial t} \right) / \sin(\varphi); \\ \frac{\partial x_{н}(\alpha, l, t)}{\partial t} &= \left(\frac{\partial y_{н}(\alpha, l, t)}{\partial t} + \frac{\partial y_p(\alpha, l, t)}{\partial t} \right) / \sin(\varphi). \end{aligned} \right. \quad (4)$$

Для того, чтобы система уравнений (4) оказалась замкнутой и появилась возможность определения ресурса РКП решением первого уравнения относительно t_* , необходимо сформулировать уравнения для расчета скоростей изнашивания колец и роликов $\frac{\partial y_{в,н,р}(\alpha, l, t)}{\partial t}$. Изнашивание этих элементов происходит в зонах относительного проскальзывания контактных поверхностей роликов и колец, которые образуются из-за смещения вершин конусов (рис. 2) в соответствии с [15].

Чистое качение имеет место только в одной точке контакта (полюсе качения $\lambda(\alpha, t)$, рис.3), где окружные скорости точек ролика и колец совпадают. На остальной поверхности контакта ролика с дорожкой происходит их относительное проскальзывание из-за разности окружных скоростей, вызванных непостоянной величиной отношения радиусов ролика и колец по координате l . Со стороны большего диаметра (нижняя часть эпюры) ролика его точки опережают точки дорожки в направлении качения, со стороны малого диаметра (верхняя часть эпюры) – отстают.

Для расчета скоростей изнашивания элементов РКП $\frac{\partial y_{в,н,р}(\alpha, l, t)}{\partial t}$ используем базовое уравнение. энерго-механической кон-

цепции изнашивания стационарных сопряжений [7, 14], при этом полагая, что:

- скорость вращения сепаратора равна половине скорости $\omega(t)$ вращения внутреннего кольца $\omega_c(t) = 0,5\omega(t)$;
- координата полюса качения ролика по внутреннему $\lambda(\alpha, t)$ кольцу совпадает по значению с координатой полюса качения ролика по наружному кольцу (здесь $\alpha \in \left[-\frac{\pi}{2}, \frac{\pi}{2}\right]$ - угол положения ролика в соответствии с рисунком 1);
- скорость изнашивания точек внутреннего подвижного кольца одинакова по длине окружности, и зависит от времени t и координаты l :

$$\frac{\partial y_{в}(\alpha, l, t)}{\partial t} = \quad (5)$$

$$= \frac{\int_{-\pi/2}^{\pi/2} v_{в} \cdot \sigma_{в}(\alpha, l, t) \cdot f_{мех в}(\alpha, l, t) \cdot v_{ск в}(\alpha, l, t) d\alpha}{2\pi R_{в}(\alpha, l, t) \Delta u_{е* в}};$$

- скорость изнашивания наружного неподвижного кольца определяется в нижнем наиболее нагруженном контакте при $\alpha = 0$, рис.2:

$$\frac{\partial y_{н}(\alpha, l, t)}{\partial t} = \frac{v_{н} \cdot \sigma_{н}(\alpha, l, t) \cdot f_{мех н}(\alpha, l, t) \cdot v_{ск н}(\alpha, l, t)}{\Delta u_{е* н}}; \quad (6)$$

- скорость изнашивания ролика равномерна по длине окружности:

$$\frac{\partial y_p(\alpha, l, t)}{\partial t} = \frac{\int_{-\pi/2}^{\pi/2} \left[\frac{(1-\nu_B) \cdot \sigma_B(\alpha, l, t) \cdot f_{\text{Мех В}}(\alpha, l, t) \cdot \nu_{\text{СК В}}(\alpha, l, t)}{\Delta u_{e^* \text{ В}}} + \frac{(1-\nu_H) \cdot \sigma_H(\alpha, l, t) \cdot f_{\text{Мех Н}}(\alpha, l, t) \cdot \nu_{\text{СК Н}}(\alpha, l, t)}{\Delta u_{e^* \text{ Н}}} \right] d\alpha}{2\pi R_p(\alpha, l, t)}. \quad (7)$$

Определим параметры, входящие в уравнения (5)-(7).

1. Распределение изношенных радиусов колец и ролика по координате l на момент времени t :

$$R_H(\alpha, l, t) = R_H(l, t = 0) + \int_0^t \frac{\partial y_H(\alpha, l, t)}{\partial t} dt, \quad (8.a)$$

$$R_{B,p}(\alpha, l, t) = R_{B,p}(l, t = 0) - \int_0^t \frac{\partial y_{B,p}(\alpha, l, t)}{\partial t} dt, \quad (8.б)$$

В начальный момент времени $t = 0$ распределение радиусов элементов РКП $R_{H,B,p}(l, t = 0)$ в соответствии со вторым допущением зависит от наличия смещения вершин конусов рабочих поверхностей:

$$R_p(l, t = 0) = R_p(l = 0, t = 0) - l \cdot tg \frac{\beta}{2}, \quad (9.a)$$

$$R_H(l, t = 0) = R_p \left(1 + \frac{z_a}{\cos(\varphi + \frac{\beta}{2})}, t=0 \right) \sin(\varphi + \frac{\beta}{2}) = \frac{\sin(\beta/2)}{\sin(\beta/2)}, \quad (9.б)$$

$$R_B(l, t = 0) = R_p \left(1 - \frac{z_a}{\cos(\varphi - \frac{\beta}{2})}, t=0 \right) \sin(\varphi - \frac{\beta}{2}) = \frac{\sin(\beta/2)}{\sin(\beta/2)} \quad (9.в)$$

где β -угол конусности ролика;
 φ -угол между осями вращения внутреннего кольца и роликов.

2. Коэффициенты ν_B и ν_H поглощения (преобразования) внешней энергии материалом поверхностного слоя изнашиваемого внутреннего и наружного колец соответственно [7]:

$$\nu_B = \left[\frac{\theta_B^{2/3} \cdot Ra_B^{1/3}}{\theta_p^{2/3} \cdot Ra_p^{1/3}} \right] / \left[1 + \frac{\theta_B^{2/3} \cdot Ra_B^{1/3}}{\theta_p^{2/3} \cdot Ra_p^{1/3}} \right]; \quad (10.a)$$

$$\nu_H = \left[\frac{\theta_H^{2/3} \cdot Ra_H^{1/3}}{\theta_p^{2/3} \cdot Ra_p^{1/3}} \right] / \left[1 + \frac{\theta_H^{2/3} \cdot Ra_H^{1/3}}{\theta_p^{2/3} \cdot Ra_p^{1/3}} \right]; \quad (10.б)$$

где $\theta_{B,H,p} = \frac{1-\mu_{B,H,p}^2}{E_{B,H,p}}$ – упругие постоянные материалов внутреннего, наружного колец и ролика соответственно;

$\mu_{B,H,p}$ и $E_{B,H,p}$ – коэффициенты Пуассона и модули упругости материалов поверхностных слоев внутреннего и наружного колец и роликов;

$Ra_{B,H,p}$ – средняя арифметическая высота микронеровностей профиля поверхностей внутреннего и наружного колец и роликов.

3. Распределение напряжений $\sigma_B(\alpha, l, t)$ и $\sigma_H(\alpha, l, t)$ на контактах $\alpha \in \left[-\frac{\pi}{2}; \frac{\pi}{2}\right]$ роликов с внутренним и наружным кольцами являются периодическими во времени функциями с периодом $T_{\Pi}(t) = \frac{2\pi}{N_p \cdot \omega_c(t)}$,

если $t \in \left[-\frac{a_B(\alpha, l, t)}{\omega_c(t) \cdot R_B(\alpha, l, t)}; \frac{2\pi}{N_p \cdot \omega_c(t)} - \frac{a_B(\alpha, l, t)}{\omega_c(t) \cdot R_B(\alpha, l, t)} \right]$:

$$\sigma_B(\alpha, l, t) = \begin{cases} \sigma_B^{\max}(\alpha, l, t) \cdot \left(1 - \left(\frac{t \cdot \omega_c(t) \cdot R_B(\alpha, l, t)}{2 \cdot a_B(\alpha, l, t)} \right)^2 \right), & \text{если } t \in \left[-\frac{a_B(\alpha, l, t)}{\omega_c(t) \cdot R_B(\alpha, l, t)}; \frac{a_B(\alpha, l, t)}{\omega_c(t) \cdot R_B(\alpha, l, t)} \right]; \\ 0, & \text{если } t \notin \left(-\frac{a_B(\alpha, l, t)}{\omega_c(t) \cdot R_B(\alpha, l, t)}; \frac{a_B(\alpha, l, t)}{\omega_c(t) \cdot R_B(\alpha, l, t)} \right) \end{cases}; \quad (11.a)$$

$$\sigma_H(\alpha, l, t) = \begin{cases} \sigma_H^{\max}(\alpha, l, t) \cdot \left(1 - \left(\frac{t \cdot \omega_c(t) \cdot R_H(\alpha, l, t)}{2 \cdot a_H(\alpha, l, t)} \right)^2 \right), & \text{если } t \in \left[-\frac{a_H(\alpha, l, t)}{\omega_c(t) \cdot R_H(\alpha, l, t)}; \frac{a_H(\alpha, l, t)}{\omega_c(t) \cdot R_H(\alpha, l, t)} \right]; \\ 0, & \text{если } t \notin \left(-\frac{a_H(\alpha, l, t)}{\omega_c(t) \cdot R_H(\alpha, l, t)}; \frac{a_H(\alpha, l, t)}{\omega_c(t) \cdot R_H(\alpha, l, t)} \right) \end{cases}; \quad (11.б)$$

где $\sigma_B^{\max}(\alpha, l, t)$ и $\sigma_H^{\max}(\alpha, l, t)$ – максимальные напряжения для контактов ролика с внутренним и наружным кольцами соответственно, рис.4:

$$\sigma_B^{\max}(\alpha, l, t) = \frac{3q(\alpha, t)}{4 \cdot a_H(\alpha, l, t)}; \quad (12.a)$$

$$\sigma_H^{\max}(\alpha, l, t) = \frac{3q(\alpha, t)}{4 \cdot a_B(\alpha, l, t)}; \quad (12.6)$$

$a_H(\alpha, l, t)$ и $a_B(\alpha, l, t)$ - полуширины полосы контакта ролика с наружным и внутренним кольцами соответственно, рис.4, [16]:

$$a_H(\alpha, l, t) = 2 \sqrt{\frac{q(\alpha, t) \cdot (\theta_H + \theta_p)}{1/R_H(l, t) + 1/R_p(l, t)}}; \quad (13.a)$$

$$a_B(\alpha, l, t) = 2 \sqrt{\frac{q(\alpha, t) \cdot (\theta_B + \theta_p)}{1/R_B(l, t) + 1/R_p(l, t)}}; \quad (13.б)$$

$q(\alpha, t)$ - погонная нагрузка на ролик в зависимости от его положения:

$$q(\alpha, t) = \frac{F(\alpha, t)}{L}; \quad (14)$$

$F(\alpha, t)$ - сила действующая на ролик со стороны колец, рис.1, [16]:

$$F(\alpha, t) = F(0, t) + 2F(0, t)\cos^{2,5}(2\alpha) + \dots + 2F(0, t)\cos^{2,5}(N_p\alpha), \quad (15)$$

$F(0, t) = \frac{4,37 \cdot F_T(t)}{N_p}$ - усилие, действующее на ролик с координатой $\alpha = 0$.

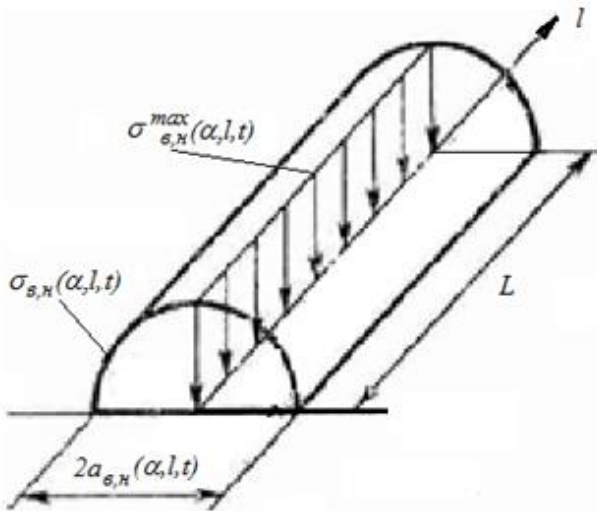


Рисунок 4. Эпюра напряжений в контактах ролика с кольцами

Распределения скоростей скольжения $v_{скн}(\alpha, l, t)$ и $v_{скв}(\alpha, l, t)$ определим, рассматривая вращение внутреннего и наружного колец относительно неподвижного сепаратора с роликами. В этом случае исследуемые элементы совершают только вращательное движение: ролики - с угловыми

скоростями $\omega_p(\alpha, t)$, кольца - с $\pm\omega_c(t)$. Скорости скольжения на контактах ролика и колец найдем как разность соответствующих окружных скоростей:

$$v_{скн}(\alpha, l, t) = v_p(\alpha, l, t) - v_H(\alpha, l, t); \quad (16.a)$$

$$v_{скв}(\alpha, l, t) = v_p(\alpha, l, t) - v_B(\alpha, l, t), \quad (16.б)$$

где $v_H(l, t)$, $v_B(l, t)$ и $v_p(\alpha, l, t)$ - окружные скорости контактных точек наружного и внутреннего колец и роликов соответственно:

$$v_B(\alpha, l, t) = R_B(\alpha, l, t) \cdot \omega_c(t); \quad (17.a)$$

$$v_H(\alpha, l, t) = R_H(\alpha, l, t) \cdot \omega_c(t); \quad (17.б)$$

$$v_p(\alpha, l, t) = R_p(l, t) \cdot \omega_p(\alpha, t). \quad (17.в)$$

Угловая скорость ролика $\omega_p(\alpha, t)$ зависит от координаты полюса качения $\lambda(\alpha, t)$, для определения которой необходимо составить и решить относительно $\lambda(\alpha, t)$ уравнение равенства моментов, действующих на ролик, рис.1:

$$M_{трв}(\alpha, t) + M_{трн}(\alpha, t) = 0; \quad (18)$$

Здесь результирующий момент трения, действующий на ролик со стороны внутреннего кольца:

$$M_{трв}(\alpha, t) = \int_0^{\lambda(\alpha, t)} R_p(l, t) \cdot \sigma_B(\alpha, l, t) \cdot f_B(\alpha, l, t) dl - \quad (18.a)$$

$$- \int_{\lambda(\alpha, t)}^L R_p(l, t) \cdot \sigma_B(\alpha, l, t) \cdot f_B(\alpha, l, t) dl,$$

Результирующий момент трения, действующий на ролик со стороны наружного кольца:

$$M_{\text{тр н}}(\alpha, t) = \int_0^{\lambda(\alpha, t)} R_p(l, t) \cdot \sigma_H(\alpha, l, t) \cdot f_H(\alpha, l, t) dl - \int_{\lambda(\alpha, t)}^L R_p(l, t) \cdot \sigma_H(\alpha, l, t) \cdot f_H(\alpha, l, t) dl. \quad (18.6)$$

Тогда

$$\omega_p(\alpha, t) = \omega_c(t) \frac{R_p(l=\lambda(\alpha, t))}{R_p(l=\lambda(\alpha, t))} \quad (19)$$

Входящие в уравнения (5) - (7) и (18.а,б) коэффициент трения и его механическую составляющую, можно определить в зависимости от условий нагружения, приводящих к появлению того или иного вида контакта по методике Крагельского-Михина [9].

Критическое приращение, $\Delta u_{e* н}$ и $\Delta u_{e* р}$ плотности скрытой энергии дефектов структуры материалов внутреннего, наружного колец и ролика соответственно [7,10]:

$$\Delta u_{e* в, н, р} = \Delta H_{S в, н, р} - u_{e0 в, н, р} - u_{T в, н, р}, \quad (20)$$

где $\Delta H_{S в, н, р}$ – энтальпия плавления материалов внутреннего кольца, наружного кольца и ролика соответственно в жидком состоянии при температуре T_S плавления;

$$u_{e0 в, н, р} = \frac{(0,071 \cdot HV_{в, н, р})^{2.4}}{6 \cdot G \cdot (6,47 \cdot 10^{-6} \cdot HV_{в, н, р} + 0,12 \cdot 10^{-2})^2} - \text{ис-}$$

ходная плотность скрытой энергии дефектов материалов внутреннего кольца, наружного кольца и ролика соответственно

$u_{T в, н, р} = \int_0^T c_{в, н, р} \cdot \rho_{в, н, р} \cdot dT$ – энтальпия материалов внутреннего кольца, наружного кольца и ролика соответственно при рабочей температуре $T = const$ РКП, величины которых определяются при формулировании начальных условий;

$c_{в, н, р}$ – теплоёмкость материалов внутреннего кольца, наружного кольца и ролика соответственно;

$\rho_{в, н, р}$ – плотность материалов соответственно;

$HV_{в, н, р}$ – твердость материалов по Виккерсу соответственно.

Заключение

Таким образом, математическая модель отказов РКП представляет собой совокупность уравнений (3) - (20), учитывающих влияние основных технологических факторов, таких, как:

- макро- и микрогеометрические характеристики элементов подшипника;
- физико-химические свойства материалов;
- условия внешнего нагружения;
- кинематические и температурные условия работы подшипника;
- наличие смазочных материалов и их характеристик.

В отличие от большинства линейных моделей износа, представленная система уравнений записана в дифференциальной форме. Ее использование предполагает учет нелинейности процесса изнашивания из-за непостоянства во времени исходных данных. Сложность математического аппарата поставленной краевой задачи не позволяет получить аналитическую методику расчета проектного ресурса РКП. Поэтому для прогнозирования ресурса необходимо применение численных методов решения дифференциальных уравнений.

Библиографический список

1. ГОСТ 3395-89 ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ. ТИПЫ И КОНСТРУКТИВНЫЕ ИСПОЛНЕНИЯ.
2. ГОСТ 18855-2013 "ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ. Динамическая грузоподъемность и номинальный ресурс"
3. Когаев В.П., Дроздов Ю.Н. Прочность и износостойкость деталей машин: учеб. пособие для машиностр. спец. вузов.- М.: Высш. шк., 1991.-319 с.
4. Павлов В.Г. Расчетная оценка ресурса работы опор качения по критерию износа // Вестник машиностроения. 2002. №7. С. 27-30.
5. Дьякова А.Г., Дроздов Ю.Н. Износ подшипников в водной среде // Вестник машиностроения. 1971. №8. С. 27-30.

6. Проников А.С. Параметрическая надежность машин. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002.- 560с.
7. Анцупов А.В. (мл.), Анцупов А.В., Анцупов В.П. Теория и практика обеспечения надежности деталей машин по критериям кинетической прочности и износостойкости материалов: монография. Магнитогорск: Изд-во Магнитогорск. гос. техн. ун-та им. Г.И. Носова, 2015. 308с.
8. Энерго-механическая концепция прогнозирования ресурса узлов трения по критерию износостойкости элементов/ А.В. Анцупов (мл.), А.В. Анцупов, В.П.Анцупов, М.Г. Слободянский, В.А. Русанов// Трение и износ, 2016. т.37. №5. С.510-516.
9. Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С. Основы расчетов на трение и износ.- М.: Машиностроение, 1977.- 526 с.
10. Федоров С.В. Основы трибоэродинамики и физико-химические предпосылки теории совместимости.- Калининград: КГТУ, 2003.- 409 с.
11. Структурно-энергетический подход к оценке фрикционной надежности материалов и деталей машин / В.П. Анцупов, А.В. Анцупов, А.В. Анцупов (мл.) и др. // Материалы 66-й науч.-техн. конф.: сб. докл. – Магнитогорск: ГОУ ВПО «МГТУ», 2008.- Т.1.- С. 258-262.
12. Структурно-энергетическая интерпретация взаимосвязи процессов трения и изнашивания/А.В.Анцупов, А.В.Анцупов (мл.), В.П.Анцупов, и др.//Процессы и оборудованные металлургического производства: межрегион. сб. науч. тр./ под ред. Платова С.И. Вып.8.-Магнитогорск: ГОУ ВПО «МГТУ», 2009. – С.233-240.
13. Прогнозирование показателей надежности трибосопряжений / А.В. Анцупов, А.В. Анцупов (мл.), А.С. Губин и др. // Актуальные проблемы современной науки, техники и образования: материалы 68-й межрегиональной научно-технической конференции. Магнитогорск: ГОУ ВПО «МГТУ», 2010. т.1. С.262-264.
14. Модель процесса изнашивания трибосопряжений на основе термодинамического анализа их состояния/ А.В. Анцупов, А.В.Анцупов (мл.), М.Г. Слободянский и др.//Материалы 68-й науч.-техн. конф.: сб. докл. – Магнитогорск: ГОУ ВПО «МГТУ», 2010.-С.264-268.
15. Виравов Р.В. Тяговые свойства фрикционных передач. – М.: Машиностроение, 1982. – 263с.
16. Перель Л.Я. Подшипники качения: Расчет, проектирование и обслуживание опор: Справочник.-М.: Машиностроение, 1983.-543с.

Information about the paper in English

A.V. Antsupov (Jr.)
 Nosov Magnitogorsk State Technical University
 Magnitogorsk, Russian Federation
 E-mail: a.antcupov@gmail.com
 Received 04.05.2017

ANALYTICAL MODEL OF WEAROUT FAILURES OF TAPERED ROLLER BEARINGS

Abstract

The article examines the physical laws that determine the failure of a tapered roller bearing when the radial clearance reaches the critical value. The analysis is based on the theory of mechanical wear. The mechanical element of the friction work affects the surface layer causing it to deteriorate at a certain rate. In other words, how fast the radial clearance grows is determined by the wear rate of the rings and the rollers. The bearing fails when the radial clearance reaches the critical size. The model allows for the non-linear nature of the wear, which is described in a differential form. The model can help develop techniques for projecting the life of the bearing at the design and operation stages, as well as techniques for estimating the bearing adjustment and change-out times.

Keywords: tapered roller bearing, the theory of mechanical wear, failure, criterion, wear resistance, wear, wear out failure model.
