

ПОШАГОВОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ИЗНОСА РАБОЧИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ РОЛИКОВЫХ ПОДШИПНИКОВ ПРИ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОМ ТРЕНИИ

Я.М. Клебанов, А.М. Бражникова

Самарский государственный технический университет, Самара, brazhnikova_98@mail.ru

Ключевые слова: коэффициент износа, закон Арчарда, контактное давление, коэффициент износа, конечно-элементное моделирование.

В результате рассмотрения большого количества разработанных ранее моделей изнашивания в [1] сделан вывод, что наиболее распространенная форма этих моделей может быть представлена в следующем едином математическом выражении

$$\frac{dW}{dt} = k \frac{p^\alpha v^\beta}{H^\gamma}, \quad (1)$$

где W – величина износа, t – время, k – коэффициент износа, p – контактное давление, v – скорость скольжения, H – твердость, α , β и γ – показатели степени, которые различаются от одной модели к другой. При $\alpha = \beta = \gamma = 1$ зависимость (1) сводится к закону Арчарда. Этот закон получил широкое применение, главным образом, благодаря своей простоте, применимости в широком диапазоне условий смешанной смазки и способности описывать основные тенденции [2].

Прямой численный расчет скорости износа в контакте дорожки качения и ролика с использованием закона Арчарда включает следующие вычисления: 1) определение в динамическом расчете с использованием многомассовой модели динамики подшипника [3], включающей модель гидродинамического контактного трения, пошаговое изменение нормальной силы, скорости скольжения и толщины масляной пленки за один оборот сепаратора; 2) используя зависимость коэффициента износа от толщины масляной пленки посчитать на каждом временном шаге динамического расчета коэффициент износа; 3) для каждого шага определить распределение контактного давления вдоль выбранных линий износа; 4) рассчитать с использованием закона Арчарда пошаговые значения скорости износа и затем её среднее значение на каждой рассматриваемой линии износа за один оборот сепаратора; 5) рассчитать глубину износа за принятый период эксплуатации подшипника и скорректировать профили роликов и дорожек качения с учетом этого износа; 6) повторять пункты 1-5 для последующих периодов эксплуатации до тех пор, пока не будет достигнут заданный ресурс подшипника.

Хорошо известно, что толщина масляной плёнки оказывает критическое влияние на контактный износ рабочих поверхностей подшипника. Однако в литературе не представлены какие-либо исследования, устанавливающие количественную зависимость между коэффициентом износа и параметром масляной плёнки. Вместе с тем, детально исследовано влияние толщины плёнки на ресурс подшипника. Такая зависимость предложена, в частности, в работе [4]. Полагая, что долговечность обратно пропорциональна коэффициенту износа [5] и используя экспериментальные данные работы [6], нетрудно получить зависимость коэффициента износа от параметра масляной пленки. Эта зависимость показана на рисунке 1. Она соответствует известным экспериментальным данным [6], согласно которым диапазон изменения коэффициента износа подшипниковой стали при гидродинамическом трении укладывается в диапазон от $1 \cdot 10^{-11}$ до $5 \cdot 10^{-10}$.

В качестве примера рассмотрен износ осевой перемычки сепаратора цилиндрического роликового подшипника с короткими роликами. Используемая в расчетах конечно-элементная модель включает в себя сектор сепаратора и половину ролика. Износ рассматривался на четырех радиально направленных линиях, одна из которых, номер 2, проходила через максимум контактного давления, а остальные находились по разные стороны от нее. Результаты расчета начальной скорости износа по предложенному методу представлены на рисунке 2.

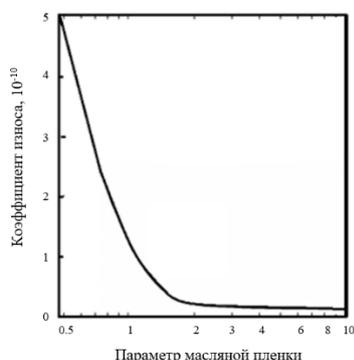


Рисунок 1 – Зависимость коэффициента износа от параметра масляной плёнки

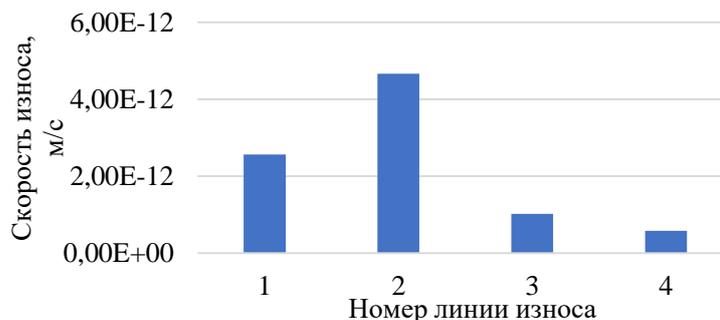


Рисунок 2 – Скорость износа осевой перемычки сепаратора цилиндрического роликоподшипника с 18 короткими роликами

Список литературы

1. Горячева И.Г. Механика фрикционного взаимодействия. М.: Наука, 2001. 479 с.
2. Meng Y., Xu J., Ma L., Jin Z., Prakash B., Ma T., Wang W. A review of advances in tribology in 2020-2021 // Friction. 2022. V. 10. No. 10. P. 1443-1595.
3. Клебанов Я.М., Мурашкин В.В., Поляков К.А., Данильченко А.И. Динамическая нагруженность массивных сепараторов высокоскоростных шарикоподшипников // Вестник машиностроения. 2017. № 11. С. 3-9.
4. Bamberger E., Harris T., Kasmarcky W., Moyer C., Parker R., Sherlock J., Zaretsky E. Life Adjustment Factors for Ball and Roller Bearings // ASME Engineering Design Guide. 1971.
5. Liu C.H., Chen X.Y., Gu J.M., Jiang S.N., and Feng Z.L. High-Speed Wear Lifetime Analysis of Instrument Ball Bearings // Journal of Engineering Tribology. 2009. V 223. No. 3. P. 497-510.
6. Morales-Espejel G.E. and Brizmer V. Micropitting Modelling in Rolling-Sliding Contacts: Application to Rolling Bearings // Tribology Transactions. 2011. V. 54. No. 4. 625-643.

Сведения об авторах

Клебанов Яков Мордухович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Механика», Самарский государственный технический университет. Область научных интересов: механика деформируемого твердого тела, динамика и прочность машин, мультидисциплинарное компьютерное моделирование сложных изделий.

Бразжникова Александра Максимовна, аспирант, ассистент кафедры «Механика», Самарский государственный технический университет. Область научных интересов: механика деформируемого твердого тела, многомассовая динамика, износ.

STEP-BY-STEP WEAR SIMULATION OF WORKING SURFACES IN ROLLER BEARINGS AT HYDRODYNAMIC FRICTION

I.M. Klebanov, A.M. Brazhnikova

Samara State Technical University, Samara, Russia, brazhnikova_98@mail.ru

Keywords: Hydrodynamic friction, Archard's law, contact pressure, wear coefficient, finite element modeling.

Based on Archard's law, a method of direct step-by-step calculation of the wear rate for conditions of variable contact loads and sliding speeds is constructed. In accordance with this method, the change in the normal force, sliding speed and thickness of the oil film in contact is determined in the dynamic calculation of the bearing, and the finite element method is used to calculate the contact pressure field. The cage pillar wear of the cylindrical roller bearing is calculated.