

<https://doi.org/10.26160/2572-4347-2019-8-34-37>

РАСЧЕТ РЕСУРСА И НАДЕЖНОСТИ РАБОТЫ ТОРЦЕВОГО УПЛОТНЕНИЯ

Алисин В.В.

Ключевые слова: торцевое уплотнение, математическая модель, ресурс, износ, трение.

Аннотация. Первые неисправности машин часто связаны с износом уплотнительных элементов. Для выбора лучшего технического решения необходимо математическое моделирование процесса износа. Статья посвящена изложению методики расчета торцевых уплотнений на износ.

CALCULATION OF SERVICE LIFE AND RELIABILITY OF THE FACE SEAL

Alisin V.V.

Keywords: mechanical seal, mathematical model, resource, wear, friction.

Abstract. The first failures of machines are often associated with wear of sealing elements. To choose the best technical solution, mathematical modeling of the wear process is necessary. The article is devoted to the method of calculation of mechanical seals for wear.

В настоящее время отсутствуют рекомендации по проектированию и изготовлению торцевых уплотнений упорных подшипников скольжения, работающих в условиях граничного и сухого трения. Износ трибосопряжений в условиях режимов граничного и сухого трения в основном определяет ресурс и надежность работы абсолютного большинства машин, оборудования, механизмов. Повышение ресурса работы торцевых уплотнений стыков, особенно в агрессивных средах и при высоких температурах [1], требует применения новых материалов, как правило труднообрабатываемых и дорогостоящих экспериментов, поэтому математическое моделирование процесса их изнашивания является актуальной проблемой. Важность и значимость этой работы обусловлена большой потребностью изделий из высокопрочных износостойких керамических композиционных материалах в промышленности: авиадвигателестроении, авиакосмической промышленности, точном приборостроении, химической, электротехнической и кабельной промышленности, медицине, часовой промышленности, текстильном производстве, и др. отраслях, поэтому проблеме обеспечения ресурса уплотнений уделяется много внимания. Измерены износ, момент трения и температура поверхности уплотнительных поверхностей в условиях сухой, водяной и паровой смазки. В работе [2] разработана практическая модель адгезионно-усталостного двухрежимного износа для поверхностей в контактных парах цилиндр-плоскость. Получены формулы для расчета износа для поверхностей трения. Предложена [3] герметизирующая трибосистема на основе многослойных алмазных покрытий. Трибологическое поведение исследовалось в плоском контакте кольцо-кольцо. Теоретической основы

поддержки средств проектирования по технологии компьютерного моделирования рассмотрены в работе [4].

Цель работы – разработка научных основ проектирования торцевых уплотнений по критерию предельного износа

Методика расчета торцевых уплотнений на ресурс по критерию износа на основе стандартных справочных данных. Размеры площади контакта, форма эпюры (рисунок 1) и величины контактных давлений зависят от геометрии сопряженных тел, механических свойств материалов, режимов нагружения трибосопряжения (нагрузка, скорость скольжения, температура) и величины износа деталей в процессе ее работы. Интенсивность изнашивания $J(p)$ материалов можно определить по справочникам [1], в которых накоплен большой объем справочных данных для расчетов на износ деталей машин или экспериментально определив интенсивность изнашивания на лабораторных установках в условиях приближенных к работе узла трения и зная величину предельного износа $[h]$, тогда формула для ресурса работы узла трения принимает вид

$$T = \frac{1}{v} \cdot \int_0^{[h]} \frac{dh}{J(p, H, \varepsilon \dots)},$$

где h – величина изношенного слоя материала на пути трения p – контактное давление; H и ε – микротвердость и предельная деформация разрушения материала.

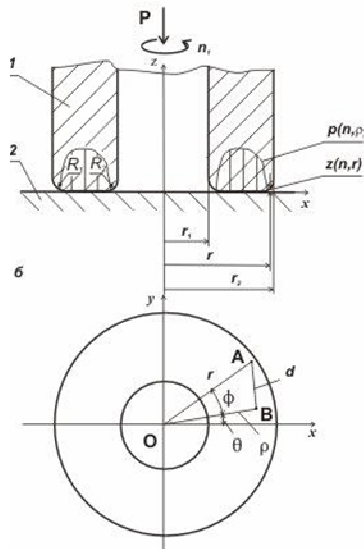


Рис. 1. Расчетная модель

Точность расчетов определяется, прежде всего, достоверностью установления элементного закона изнашивания $J(p, H, \varepsilon)$, [1]. Метод универсален, может быть применен к различным типовым узлам трения.

Торцевое уплотнение моделируется (рисунок 1) в виде кольцевого штампа 1 с радиусами r_1 и r_2 и упругими свойствами материала μ_1 , E_1 и

упругого полупространства 2 с упругими свойствами материала μ_2 , E_2 . Торцевая поверхность тела 1 имеет в радиальном сечении радиусы закругления R_1 и R_2 . К телу 1 приложена вертикальная нагрузка P и оно совершает равномерное вращательное движение с частотой вращения $n_1 = \text{const}$. В процессе контактного взаимодействия происходит износ тела 1 (h_1) и тела 2 (h_2). Ресурс работы подшипника определяется в виде числа оборотов тела 1, или адекватного ему времени его работы $T = N/n_1$, при котором суммарный износ тел 1 и 2 достигнет величины предельно допустимого износа $[h] = h_1 + h_2$. Предельно допустимый износ $[h]$ задается конструктором машины исходя из ее назначения и условий эксплуатации. Контактное давление $p(n, \rho, \theta)$ зависит от времени работы подшипника и различно в каждой точке площадки контакта (n – число оборотов; ρ, θ – координаты точки В). Вследствие осевой симметрии давление p остается постоянным по координате θ – $p(n, \rho)$. На n -ом обороте зазор между телами выражается уравнением:

$$z(n, r) = z_0(0, r, R_1, R_2) + z_h(n, r, R_1, R_2, h_1, h_2), \quad (1)$$

где $z_0(0, r, R_1, R_2)$ – начальный зазор на расстоянии r от оси вращения подшипника, учитывающий первоначальную его форму и наличие радиусов закруглений R_1, R_2 ; $z_h(n, r, R_1, R_2, h_1, h_2)$ – зазор на расстоянии r , образующийся вследствие износа тела 1 (h_1) и тела 2 (h_2) за n оборотов тела 1.

Для определения контактных давлений p запишем условие совместности деформаций сопряженных точек поверхностей тел 1 и 2 в пределах площадки контакта:

$$u_{z1}(n, r) + u_{z2}(n, r) = \xi(n) - z(n, r) \quad (2)$$

где $u_{z1}(n, r)$ и $u_{z2}(n, r)$ – упругие смещения тел 1 и 2; $\xi(n)$ – сближение тел 1 и 2, определяемое по сближению точек этих деталей, для которых упругие смещения пренебрежимо малы.

Упругие перемещения точек поверхностей тел 1 и 2 от контактного давления $p(n, \rho)$ в вертикальном направлении будут равны ($j = 1, 2$):

$$u_{zj}(n, r) = \vartheta_j \int_0^{2\pi r_2} \int_{r_1}^{\infty} \frac{p(n, \rho) \cdot \rho \cdot d\rho \cdot d\varphi}{\sqrt{r^2 + \rho^2 - 2r \cdot \rho \cdot \cos \varphi}}, \quad (3)$$

где $\vartheta_j = (1 - \mu_j^2) / (\pi \cdot E_j)$; $p(n, \rho)$ – контактное давление; r – радиус-вектор, проведенный из начала координат в точку, где определяется вертикальное перемещение; ρ – радиус-вектор, проведенный из начала координат в точку В, где приложена сила $P = p(n, \rho) \cdot \rho \cdot d\rho \cdot d\varphi$.

Выделив контактное давление в безразмерном виде $q = p / H B_1$, и учитывая, что за один оборот пути трения для точек поверхностей тел 1 и 2 равны соответственно $L_1 = L_2 = 2\pi r$, величины износа тел 1 и 2 Δh_j ,

$$\Delta h_j(1, r) = A_j \int_0^{L_j} (q(n, r))^{m_j} \cdot dl, \quad (4)$$

где A_j – константы элементарного закона изнашивания.

Подставляя в уравнение (4) выражения A_j и обозначая через $\vartheta = \vartheta_1 + \vartheta_2$, получаем нелинейное интегральное уравнение для определения контактного давления $q(n, \rho)$ с учетом износа тел 1 и 2.

Поскольку имеем две неизвестных величины $q(n, \rho)$ и $\xi(n)$, то к нему необходимо добавить уравнение равновесия:

$$P = HB_1 \int_0^{2\pi r_2} \int_{r_1} q(n, \rho) \cdot \rho \cdot d\rho \cdot d\varphi. \quad (5)$$

Полученная система уравнений решается численным методом.

Список литературы

1. Дроздов Ю.Н., Павлов В.Г., Пучков В.Н. Трение и износ в экстремальных условиях. М.: Машиностроение, 1986. 224 с.
2. Wenjun Gong, Yunxia Chen, Mengwei Li, Rui Kang. Adhesion-fatigue dual mode wear model for fractal surfaces in AISI 1045 cylinder-plane contact pairs. Wear, 2019, Vol. 430-431, p. 327-339.
3. M. Shabani, J.M. Carrapichano, F.J. Oliveira, R.F. Silva. Multilayered diamond mechanical seal rings under biodiesel lubrication and the full sealing conditions of pressurized water. Wear, 2017, Vol. 384-85, p.178-184.
4. J.A. Williams. Wear modelling: analytical, computational and mapping: a continuum mechanics approach. Wear, 1999, Vol. 225-229, p.1-17.

References

1. Drozdov Yu.N., Pavlov V.G., Puchkov V.N. Friction and wear in extreme conditions. Handbook. M.: Mechanical Engineering, 1986. 224 p.
2. Wenjun Gong, Yunxia Chen, Mengwei Li, Rui Kang. Adhesion-fatigue dual mode wear model for fractal surfaces in AISI 1045 cylinder-plane contact pairs. Wear, 2019, Vol. 430-431, p. 327-339.
3. M. Shabani, J. M. Carrapichano, F. J. Oliveira, R. F. Silva. Multilayered diamond mechanical seal rings under biodiesel lubrication and the full sealing conditions of pressurized water. Wear, 2017, Vol. 384-85, p.178-184.
4. J.A. Williams. Wear modelling: analytical, computational and mapping: a continuum mechanics approach. Wear, 1999, Vol. 225-229, p.1-17.

Алисин Валерий Васильевич – кандидат технических наук, ведущий научный сотрудник, Институт машиноведения имени А.А. Благонравова Российской академии наук, Россия, Москва, vva-imash@yandex.ru

Alisin Valery Vasilyevich – candidate of technical sciences, leading research associate, Institute of mechanical engineering named A.A. Blagonravov of Russian Academy of Sciences, Moscow, Russia, vva-imash@yandex.ru

Received 30.10.2019