УДК 514.8

МЕХАНИЗМ ИЗНОСА ОПОРНОГО ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ НА МАСЛЯНОЙ ПОДУШКЕ

© 2026 О. А. Королева

Саратовский государственный технический университет имени Гагарина Ю.А., г. Саратов, Россия

Статья поступила в редакцию 16.05.2026

Выполнено исследование механизма износа опорного подшипника скольжения на масляной подушке. Масляная подушка образуется за счет создания на дорожке скольжения нижнего кольца специальной канавки, заполненной смазкой. Так как выдавливание смазки из масляной канавки ограничено контактирующими поверхностями, то при деформации колец подшипника под действием внешней нагрузки и под действием износа дорожек скольжения объем масляной канавки уменьшается, а в смазке возникает избыточное давление. Давление смазки воспринимает на себя часть внешней нагрузки, разгружая тем самым контактирующие поверхности подшипника и способствуя снижению их износа. Таким образом, создается динамическое равновесие в подшипнике на всем протяжении его работы. Математическое моделирование процесса износа дорожек скольжения выполнено на основе теории Арчарда, установившего зависимость объема изнашиваемых поверхностей от твердости материала контактирующих тел, давления на поверхности контакта и пути трения. Из условия равновесия внешней нагрузки на подшипник и суммы сил, возникающих в масляной канавке и на поверхности контакта, определена сила на поверхности контакта, оказывающая влияние на износ дорожек скольжения. При этом учитывается, что часть смазки, находящейся в масляной канавке, под действием возникающего давления выдавливается через неровности контактирующих поверхностей. Со временем возникает динамическое равновесие между объемом смазки, выдавливаемой из масляной канавки, и уменьшением объема масляной канавки. Это вызывает стабилизацию давления масла в масляной канавке и на поверхности контакта, а скорость износа поверхностей контакта становится минимальной. Численный эксперимент, выполненный для условий работы подшипника в рулевом механизме легкового автомобиля, показал, что износ опорного подшипника скольжения на масляной подушке верхней опоры передней подвески автомобиля семейства ВАЗ на порядок и более ниже, чем износ обычного опорного подшипника скольжения, не имеющего масляной канавки, и по критерию долговечности он вполне может заменить традиционный шариковый подшипник.

Ключевые слова: Трение, скольжение, износ, масляная подушка, моделирование.

DOI: 10.37313/1990-5378-2026-28-5-72-79
EDN: OUSNXN

Моделирование процесса износа опор скольжения осуществлялось многими исследователями [1-3, 7-10]. Поэтому в этой области накопились глубокие теоретические знания и большой практический опыт. Однако подшипник скольжения на масляной подушке, впервые предложенный автором [4-6], имеет свои особенности, и поэтому требует специальных исследований.

Целью исследования является выявление особенностей механизма износа опорного подшипника скольжения на масляной подушке и разработка математической модели этого процесса.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

Конструкция опорного подшипника на масляной подушке представлена на рис. 1.

Как видно из рисунка 1, опорный подшипник скольжения содержит верхнее 1, нижнее 2 опорные кольца, изготовленные из полимерного материала, например, стеклонаполненного полиамида, полиацеталя и расположенную между ними антифрикционную кольцевую прокладку 3, изготовленную из антифрикционного материала, например, ПТФЭ, тефлона, композиционной пленки типа DU, DX, полиамидной пленки, латунной ленты, ткани с пропиткой ПТФЭ, графитом или молибденом и другие. Рабочие поверхности опорных колец расположены аксиально относительно оси подшипника и имеют тороидальную форму. Толщина антифрикционной кольцевой прокладки не превышает 0,9 мм. Рабочая часть нижнего опорного кольца 2 имеет вогнутость с радиусом профиля r_n, рабочая часть верхнего

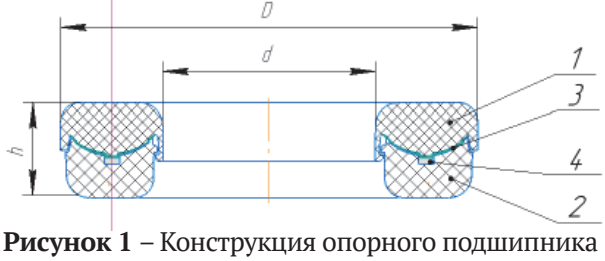

Рисунок 1 – Конструкция опорного подшипника скольжения на масляной подушке

Королева Омфитария Андреевна, аспирант кафедры «Технология машиностроения». E-mail: fita47@yandex.ru

опорного кольца имеет выпуклость в сторону нижнего кольца с радиусом профиля $r_v = k \cdot r_n$, где $k = 0 \div 1,2$. В центре дорожек скольжения нижнего кольца выполнена масляная канавка, заполненная пластичной смазкой 4.

Упорный подшипник скольжения работает следующим образом. Подшипник нагружают осевой силой P и радиальной силой F, а одному из опорных колец, например, верхнему кольцу 1, придают возвратно-поступательное качательное движение на угол φ вокруг оси подшипника. Так как радиус профиля дорожки скольжения верхнего опорного кольца 1 больше радиуса профиля дорожки скольжения нижнего опорного кольца 2, то начальный контакт дорожек скольжения и антифрикционной прокладки 3 возникает по краям дорожек скольжения, образуя в центре контакта небольшое пространство, заполненное смазкой, так называемую масляную подушку.

Контакт по краям дорожек скольжения предотвращает возможность потери соосности верхнего и нижнего опорных колец, предотвращает попадание в рабочую зону загрязнений и влаги, а также создает в центре рабочих поверхностей несжимаемую масляную прослойку, которая при деформации опорных колец под внешней нагрузкой воспринимает на себя часть этой нагрузки, снижая трение в подшипнике. При относительном движении колец 1 и 2 подшипника момент трения возникает только на участке их контакта с антифрикционной прокладкой, а в зоне нахождения смазки трение отсутствует. Поэтому момент трения в подшипнике резко снижается и приближается к моменту трения подшипников качения.

Так как фторопластовая кольцевая прокладка 3 обладает высокими демпфирующими свойствами, то подшипник обладает высокой сопротивляемостью к ударным нагрузкам и не подвержен, в отличие от шариковых подшипников, разрушению под действием эффекта ложного бринеллирования. Подшипник прост в конструкции и эксплуатации, так как не требует никакого ухода и обслуживания.

Следует определить, насколько существенно масляная подушка разгружает зону контакта подшипника, насколько снижаются контактное напряжений и как значительно это влияет на износ подшипника. В процессе исследования примем следующие допущения: 1. Подшипник совершает качательные движения на угол $\pm \varphi^{\hat{i}}$. В таком режиме работает большинство подшипников, установленных в рулевом управлении автомобилей, вертолетов, самолетов и другой транспортной техники. 2. Скорость движения подшипника невелика, так что подшипник рабоает в режиме гидростатики. Если на самом деле в процессе работы подшипника и появляются гидродинамический эффект, то это только будет способствовать повышению работоспособности подшипника. 3. Подшипник находится только под осевой нагрузкой, влиянием радиальной нагрузки пренебрегаем. Это обычное условие работы опорного подшипника в рулевых системах транспортной техники. Если на подшипник и действует радиальная нагрузка, то она в несколько раз меньше осевой нагрузки и не оказывает на работу подшипника существенного влияния.

Обычно для расчета износа пар трения скольжения используют зависимость, предложенную Арчардом [1-3]:

$$dV_{изн} = k_i \cdot \frac{P_k}{H_k} \cdot dx\,, \tag{1}$$

где $V_{изн}$ – объем износа (*м*); k_o – безразмерный коэффициент износостойкости; H_k – твердость материала (*Па*); P_k – нормальная сила к поверхности контакта (*Н*); *x* – путь трения (*м*).

Разделив правую и левую части равенства (1) на фактическую площадь контакта рабочих поверхностей подшипника и на время, получим износ поверхностей в единицу времени:

$$\frac{dh_{изн}}{dt} = k_o \cdot \frac{p_k \cdot \vartheta_o}{\psi \cdot H_k}\,, \tag{2}$$

где ϑ_i - средняя скорость качательного движения подшипника (м), равная:

$$\vartheta_i = 2 \cdot D_o \cdot n \cdot \varphi\,, \tag{3}$$

D_0 – средний диаметр качательного движения (м); частота качаний (1/с); φ – угол качания в одну сторону (рад); $\psi = A_f/A_n$; A_f– фактическая площадь контакта, м^2; A_n – номинальная площадь контакта, м^2; p_k – номинальное давление на поверхности контакта (Па).

Номинальное давление на поверхности контакта определяется из уравнения равновесия внешней силы и реакции опоры и давления смазки в смазочной канавке:

$$P = p_k \cdot A_k + p_m \cdot A_m\,, \tag{4}$$

где p_m – давление в смазочной канавке (Па); A_k и A_m – соответственно площади поверхности контакта и поверхности смазочной канавки (м^2).

Определим давление смазки в масляной подушке. Оно зависит от степени уменьшения объема масляной канавки при деформации колец подшипника под действием внешней нагрузки и от степени износа подшипника:

$$p_m = \frac{\Delta V}{\beta \cdot V} = \frac{\pi D_o \cdot a \cdot (w_k - w_m)}{\beta \cdot \pi D_o \cdot a \cdot h} = \frac{w_k - w_m}{\beta \cdot h} \text{ при } w_k > w_m, \quad (5)$$

где V – объем масляной канавки, м³; ΔV – уменьшение объема масляной канавки, м³; w_m – деформация канавки, возникающая под действием повышенного давления смазки, м; w_k – деформация и износ площадок контакта по краю масляной канавки $w_k = 0{,}5(w(a/2)+w(-a/2))+h_{изн}$, м; β - коэффициент сжимаемости смазки, 1/МПа.

Если канавка отсутствует, например, если она исчезла в результате износа подшипника, то неравенство (5) не соблюдается. В этом случае , , а номинальная площадь контакта становится равной .

Номинальные значения площади контактирующих поверхностей и площадь масляной канавки равны:

$$A_k = \frac{\pi}{4}\left(\left(D_o + b\right)^2 - \left(D_o + a\right)^2 + \left(D_o - a\right)^2 - \left(D_o - b\right)^2\right) = 4D_o(b - a);$$

$$A_m = \pi \cdot D_o \cdot a,$$

a – ширина масляной канавки (м); b – ширина рабочей зоны подшипника (м).

Определим деформацию контактирующих тел. В соответствии с решением Фламана (1), прогиб поверхности упругого полупространства при плоской деформации описывается дифференциальным уравнением.

Деформацию контактирующих поверхностей определим на основе теоремы Флагмана [7-10]. В соответствии с решением Фламана, прогиб поверхности упругого полупространства при плоской деформации описывается дифференциальным уравнением:

$$dw(x) = \frac{2 \cdot \eta}{\pi} p(\xi) \cdot \ln\left(\frac{|x - \xi|}{b}\right) d\xi, \quad (6)$$

где $p(\xi)$ -нагрузка, распределенная вдоль окружности, проходящей через т. ξ, Н/м; ξ – точка приложения нагрузки, мм; x – точка наблюдения, мм; η – коэффициент жесткости контакта (1/МПа), определяемый из выражения:

$$\eta = (1 - \mu_1^2) / E_1 + (1 - \mu_2^2) / E_2,$$

E_1 и E_2 – модули упругости материалов первого и второго тела, МПа; μ_1 и μ_2 – коэффициенты Пуассона первого и второго тела;

После интегрирования (6) по переменной ξ найдем перемещение в т. x:

$$w(x) = \frac{2 \cdot \eta}{\pi} \int_{\xi_n}^{\xi_k} p(\xi) \cdot \ln\left(\frac{|x - \xi|}{b}\right) d\xi. \quad (7)$$

где ξ_n и ξ_k - начальная и конечная точки профиля контактирующих поверхностей.

В равенстве (7)

$$p(\xi) = 2\pi p_k \cdot (D_o \pm \xi), \quad (8)$$

знак «плюс» используется для дорожки скольжения, расположенной слева от масляной канавки, а знак «минус» – для дорожки скольжения, расположенной справа от масляной канавки.

Подставляя выражение (8) в равенство (7), получим:

$$w(x) = 4 \cdot \eta \cdot p_k \int_{\xi_n}^{\xi_k} \left(D_o \pm \xi\right) \cdot \ln\left(\frac{|x - \xi|}{b}\right) d\xi. \quad (9)$$

Введем обозначение:

$$t = \frac{|x - \xi|}{b}, \text{ тогда } \xi = x - bt, \; d\xi = -bdt.$$

Используя полученное обозначение и преобразуя равенство (8), определим деформацию контактирующих поверхностей с большими и с меньшими диаметральными размерами:

$$w_b(x) = 4 \cdot \eta \cdot p_k \cdot b \cdot \int_{\frac{x - D_o}{b} - 1}^{\frac{x - D_o - a}{b}} \left(D_o - x + bt\right) \cdot \ln t dt, \quad (10)$$

$$w_m(x) = 4 \cdot \eta \cdot p_k \cdot b \cdot \int_{\frac{x - D_o + b}{b}}^{\frac{x - D_o + a}{b}} \left(D_o + x - bt\right) \cdot \ln t dt.$$

После интегрирования получим для большей и для меньшей дорожек скольжения:

$$w_b(x) = 2\cdot\eta\cdot p_k\cdot\begin{bmatrix}\pi D_o\cdot\left(\left(F1(x,-b/2)-F1\left(x,-a/2\right)\right)+\right.\\ +2\pi\cdot\left(\left(F2(x,-b/2)-F2\left(x,-a/2\right)\right)\right.\end{bmatrix};$$

$$w_m(x) = 2\cdot\eta\cdot p_k\cdot\begin{bmatrix}\pi D_o\cdot\left(\left(F1(x,a/2)-F1\left(x,b/2\right)\right)+\right.\\ +2\pi\cdot\left(\left(F2(x,a/2)-F2\left(x,b/2\right)\right)\right.\end{bmatrix}, \quad (11)$$

где

$$F1(x,\xi) = (x-\xi)\left(\ln\frac{|x-\xi|}{b}-1\right);$$

$$F2 = x(x-\xi)\left(\ln\frac{|x-\xi|}{b}-1\right)-\frac{|x-\xi|^2}{2}\ln\frac{|x-\xi|}{b}+\frac{|x-\xi|^2}{4}.$$

Из выражения (10) можно найти деформацию w(a/2) по границе масляной канавки при $x=\pm a/2$. Деформация канавки приводит к уменьшению ее объема, в результате чего в смазке возникает давление p_m.

Деформацию канавки тоже можно определить с применением ядра Фламана:

$$w(x) = \frac{2\cdot\eta}{\pi}\int_{-a/2}^{a/2} p(\xi)\cdot\ln\left(\frac{|x-\xi|}{b}\right)d\xi. \quad (12)$$

Осуществляя интегрирование выражения (13), аналогично (10) определим:

$$w(x) = 2\cdot\eta\cdot p_m\cdot\begin{bmatrix}\pi D_o\cdot\left(\left(F1(x,-a/2)-F1\left(x,+a/2\right)\right)+\right.\\ +2\pi\cdot\left(\left(F2(x,-a/2)-F2\left(x,+a/2\right)\right)\right.\end{bmatrix}. \quad (13)$$

Обозначим:

$$w_m = \frac{2}{3}\cdot\eta\cdot p_m\cdot\left(w(0)+w(-a/2)+w(-a/2)\right) = p_m\cdot\eta\cdot K_m;$$

$$w_k = p_k\cdot\left(\eta\cdot K_k + K_{изн}\right), \quad (14)$$

где $K_{изн}$ –коэффициент износа дорожек скольжения (м/Па); K_k и K_m - соответственно коэффициенты деформации дорожек скольжения и масляной канавки (м), равные:

$$K_k = \begin{bmatrix}\pi D_o\cdot\left(\left(F1(-a/2,-b/2)-F1\left(-a/2,-a/2\right)\right)+\right.\\ +2\pi\cdot\left(\left(F2(-a/2,-b/2)-F2\left(-a/2,-a/2\right)\right)+\right.\\ +\pi D_o\cdot\left(\left(F1(a/2,a/2)-F1\left(a/2,b/2\right)\right)+\right.\\ +2\pi\cdot\left(\left(F2(a/2,a/2)-F2\left(a/2,b/2\right)\right)\right.\end{bmatrix};$$

$$K_m = \frac{2}{3}\cdot\begin{bmatrix}\pi D_o\cdot\left(\left(F1(-a/2,-a/2)-F1\left(-a/2,+a/2\right)\right)+\right.\\ +2\pi\cdot\left(\left(F2(-a/2,-a/2)-F2\left(-a/2,+a/2\right)\right)+\right.\\ +\pi D_o\cdot\left(\left(F1(0,-a/2)-F1\left(0,+a/2\right)\right)+\right.\\ +2\pi\cdot\left(\left(F2(0,-a/2)-F2\left(0,+a/2\right)\right)+\right.\\ +\pi D_o\cdot\left(\left(F1(a/2,-a/2)-F1\left(a/2,+a/2\right)\right)+\right.\\ +2\pi\cdot\left(\left(F2(a/2,-a/2)-F2\left(a/2,+a/2\right)\right)+\right.\end{bmatrix};$$

Подставляя обозначения (14) в равенство (5), определим:

$$p_m = \frac{p_k \cdot (\eta \cdot K_k + K_{изн}) - p_m \cdot \eta \cdot K_m}{\beta \cdot h}. \quad (15)$$

Из (16) следует:

$$p_k(p_m) = \frac{(\beta \cdot h + \eta \cdot K_m)}{(\eta \cdot K_k + K_{изн})} p_m. \quad (16)$$

Величину p_m можно найти из баланса сил (5):

$$p_m = \frac{P}{\frac{(\beta \cdot h + \eta K_m)}{(\eta \cdot K_k + K_{изн})} A_k + A_m}, \quad (17)$$

Таким образом, из равенств (17) и (16) можно найти значение p_k, и, подставив его в выражение (2), можно найти мгновенный износ контактирующих поверхностей. Но это равенство получается в неявном виде, так как в выражении (17) присутствует коэффициент износа $K_{изн}$ к рассматриваемому моменту времени t, а в равенстве (5) определяется мгновенный износ в заданный момент времени. Чтобы из равенства (5) определить износ, надо проинтегрировать его по времени. Для этого необходимо знать зависимость составляющих этого выражения от времени.

Например, величины ϑ_i и $H_к$ можно принять постоянными величинами. Величина ψ явно зависит от времени, так как шероховатость контактирующих поверхностей изменяется. Известно, что шероховатость поверхности в процессе трения изменяется следующим образом. На первом этапе происходит приработка поверхностей, в результате чего шероховатость поверхности снижается. Затем она становится равной равновесной шероховатости, при которой затраты энергии получаются минимальными. Постепенно со временем шероховатость растет. При значительном износе контактирующих поверхностей шероховатость поверхности значительно возрастает. Наиболее адекватно этот процесс изменения шероховатости можно представить в виде следующей зависимости [11-15]:

$$\psi(t) = \psi_p - (\psi_p - \psi_o) \cdot \exp(-t/t_p), \quad (18)$$

где ψ_p =0,95 после приработки поверхностей; ψ_o =0,3 для начального момента времени; t – время работы подшипника, с; t_p – время приработки поверхностей, с.

Большое влияние на износ оказывают и многие другие факторы, например, температура. Например, для пластичных материалов температура оказывает влияние на безразмерный коэффициент износостойкости k_o. Например, для полиамида коэффициент износа:

$$k_o(T) = k_o \cdot \exp\left(\frac{E_a}{R}\left(\frac{1}{T_o} - \frac{1}{T}\right)\right), \quad (19)$$

где: E_a – энергия активации износа, кДж/моль (~50–100 кДж/моль для ПА6); R – универсальная газовая постоянная, кДж/моль; T_0 – температура окружающей среды, К; T – температура в зоне контакта, К.

В свою очередь температура зависит от условий выделения тепла в зоне контатка и отвода тепла из зоны контакта. Выделение тепла в контакте:

$$Q_{ген} = f \cdot p_k \cdot v \cdot A_f. \ [Вт]. \quad (20)$$

Отвод тепла (конвекция):

$$Q_{отвод} = \alpha_{тепл} \cdot S_{охл} \cdot (T - T_0), [Вт]. \quad (21)$$

где $\alpha_{тепл}$ – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К), $S_{охл}$ – площадь охлаждаемой поверхности, м².

Накопление тела в материале:

$$Q_{накоп} = m \cdot c \cdot \frac{dT}{dt} = \rho \cdot V_{матер} \cdot c \cdot \frac{dT}{dt}, [Вт]. \quad (22)$$

где m – масса материала, кг; c – удельная теплоёмкость, Дж/(кг·К); ρ – плотность материала поверхностей трения, кг/м³; $V_{матер}$ – объём материала, участвующего в теплообмене, м³.

На основе (20)-(22) получим полное уравнение теплового баланса:

$$\rho \cdot V_{матер} \cdot c \cdot \frac{dT}{dt} = f \cdot p_k \cdot v \cdot A_f - \alpha_{тепл} \cdot S_{охл} \cdot (T - T_0). \quad (23)$$

При установившемся режиме () из (23) имеем:

$$\mu_m \cdot p_k \cdot v \cdot A_k = \alpha_{тепл} \cdot S_{охл} \cdot (T - T_0), \quad (24)$$

Из равенства (24) определим

$$T = T_0 + \frac{\mu_m \cdot p_k \cdot \vartheta_0 \cdot A_f}{\alpha_t \cdot S_{охл}}, \tag{25}$$

где μ_m – вязкость смазки (м^2/с); $S_{охл}$ – поверхность теплоотвода (м^2).

Поверхность, через которую отводится тепло, равна:

$$S_{охл} = S_t + S_b = \pi B_p \cdot D_o + \frac{\pi}{4}\left(D^2 - d^2\right),$$

где B_p – высота подшипника, м (B_p=12·10^{-3} м); D и d – наружный и внутренний диаметр подшипника, м (D=87^{-3} м, d=61^{-3} м).

В свою очередь, вязкость смазки зависит от температуры и от давления

Вязкость масла изменяется со временем [16-18]:

$$\mu_m(T,p) = \mu_{mo} \cdot exp\left(\alpha_p \cdot p + \frac{E_a}{R}\left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_0}\right)\right), \tag{26}$$

где a_p – коэффициент увеличения вязкости смазки при возрастании давления, 1/Па (для Литола 24 a_p = 1,5^{-8} 1/Па); b_T – коэффициент снижения вязкости смазки при повышении температуры, 1/К (для Литола 24 b_T = 0,045 1/К).

Во многом износ зависит от режима смазки [19, 20]:

$$f_{см}\left(h_{см}, t\right) = \begin{cases} 1 & \text{при } \dfrac{h_{см}}{1,25 \cdot Ra} < 0,5; \\ 0,7 + 0,3 \cdot \exp\left(-2\dfrac{h_{см}}{1,25 \cdot Ra(t)} - 0,5\right) & \text{при } \dfrac{h_{см}}{1,25 \cdot Ra(t)} \geq 0,5, \end{cases}$$

где Ra – обобщенная шероховатость поверхности трения (м), равная $Ra = \sqrt{Ra_1^2 + Ra_2^2}$; Ra_1 и Ra_2 – шероховатости поверхностей первого и второго тела (м); $h_{см}$ – толщина смазочного слоя (м), для статического режима смазки определяемая равенством:

$$h_{см} = 1,25 \cdot \kappa_{см} \cdot Ra(t).$$

Подставляя это равенство в предыдущее, получим:

$$f_{см}\left(\kappa_{см}\right) = \begin{cases} 1 & \text{при } \kappa_{см} < 0,5; \\ 0,7 + 0,3 \cdot \exp\left(-2\kappa_{см} - 0,5\right) & \text{при } \kappa_{см} \geq 0,5. \end{cases} \tag{27}$$

Значительное влияние на износ оказывает шероховатость поверхности [21-24]. Для учета этого влияния примем простейшую линейную аппроксимацию:

$$g(Ra) = 1 + k_{из}\frac{Ra}{Ra0}, \tag{28}$$

где Ra — средняя арифметическая шероховатость, м; $Ra0$ – эталонная шероховатость, м (обычно 0,1 мкм); $k_{из}$ – коэффициент влияния шероховатости на износ (для полированных поверхностей: $k_{из} \approx$ 0,1 – 0,3, для нормальной обработки: $k_{из} \approx$ 0,5 – 1,0, для грубых поверхностей: $k_{из} \approx$ 1,5 – 3,0.

Стеклонаполненный полиамид царапает поверхность, обуславливая появление абразивного износа [25, 26]. Для учета абразивного износа используем зависимость:

$$f_3(V_n) = 1 + \varsigma V_n, \tag{29}$$

где V_n — объёмная доля наполнителя (доля стекловолокна в композите), безразмерная ($0 \leqslant V_n \leqslant 1$); ς – коэффициент влияния наполнителя на износ, безразмерный (без смазки $\varsigma = -\left(0,75...1,75\right)$ – высокий износ, со смазкой $\varsigma = -0,3...+0,3$ – низкий износ).

Таким образом, используя накопленный опыт в области износа в процессе трения скольжения, представим равенство (2) в следующем виде:

$$\frac{dh_{изн}}{dt} = k_o(T) \cdot \frac{p_k(t) \cdot \vartheta_o}{\psi(t) \cdot H_k} \cdot f_{см}\left(\kappa_{см}\right) \cdot \left(1 + k_{из}\frac{Ra(t)}{Rao}\right) \cdot \left(1 + \varsigma \cdot V_n\right). \tag{30}$$

Как видно из равенства (29), износ поверхности контакта подшипника скольжения на масляной подушке зависит от множества различных факторов. Из всех влияющих факторов особое значение имеет давление на поверхности контакта $p_k(t)$. Исходя из баланса сил (4) в подшипнике скольжения, давление на поверхности контакта дорожек скольжения зависит от давления масла в масляной канавке p_m. В связи с упругой деформацией колец и износом давление масла в масляной канавке мо-

жет значительно возрастать (17), что снижает давление на поверхности контакта и, как следствие, износ контактирующих поверхностей.

Для определения степени влияния этого фактора на основе выполненных исследований была разработана компьютерная программа и выполнен расчет износа подшипника скольжения на масляной подушке. Определялся сравнительный износ автомобильного подшипника скольжения на масляной подушке 11182902840, который устанавливается в верхней опоре передней подвески автомобилей семейства ВАЗ. Кольца этого подшипника обычно изготавливаются из стеклонаполненного полиамида ПА6СВ30. Наружный диаметр подшипника составляет 86 мм, внутренний диаметр 61 мм, высота подшипника 12 мм. Рабочая нагрузка P=5000 Н. В расчете принято: радиус дорожек скольжения r=8 мм, ширина рабочей части подшипника b=9 мм, ширина масляной канавки a=3 мм, глубина масляной канавки h= 0,7 мм. Верхнее кольцо подшипника поворачивается на угол $\varphi = \pm 37^{i}$ с частотой n=1 Гц. В качестве смазки используется Литол 24.

Результаты расчета представлены в табл. 1

Таблица 1. Сравнительные результаты моделирования износа (мкм) автомобильного подшипника скольжения 11182902840 на масляной подушке и без подушки

Время работы подшипника, час.	240	1000	2000	3000	4000
Без масляной подушки	680	1075	1520	1862	2147
С масляной подушкой	40	45	47	49	50

Как видно из табл.1, износ подшипника на масляной подушке получается более чем в 40 раз меньшим, чем износ обычного подшипника скольжения. Подшипник на масляной подушке с минимальным износом проработал 4000 часов при повышенной частоте качания, что соответствует более 14 млн. циклов. Для сравнения, в соответствии с ТУ на испытание шариковых опорных подшипников допустимое минимальное число циклов нагружения составляет 2 млн. Следовательно, по долговечности подшипник скольжения на масляной подушке не уступает шариковым подшипникам и даже их превосходит. Это открывает возможность широкого практического применения подобных подшипников скольжения на масляной подушке.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Моделирование процесса износа опорного подшипника скольжения на масляной подушке показало, что давление масла, находящегося в масляной канавке, зависит от упругой деформации колец подшипника под действием внешней нагрузки и от износа дорожек скольжения. В результате упругой деформации и износа дорожек скольжения уменьшается объем масляной канавки, что создает повышенной давление в масляной канавке. Избыточное давленеи в масляной канавке компенсирует значительную часть внешней нагрузки, что существенно разгружает поверхность контакта дорожек скольжения. Это является причиной снижения износа дорожек скольжения и значительного повышения долговечности работы подшипника.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Archard, J.F.* (1953) «Contact and Rubbing of Flat Surfaces» // Journal of Applied Physics, Vol. 24, No. 8, pp. 981-988.
2. *Archard, J.F.* (1953) «Contact and Rubbing of Flat Surfaces» // Journal of Applied Physics, Vol. 24, No. 8, pp. 981-988.
3. *Tallian T.E.* «On Competing Failure Modes in Rolling Contact» (1967).
4. RU No. 197 349 U1. Thrust sliding bearing. Published: April 22, 2020, Bulletin No. 12. Authors and patent holders: Koroleva A.A. (RU), Korolev A.V. (RU), Korolev A.A. (RU).
5. RU 214097 U. Thrust sliding bearing. Published: 11.10.2022, Bulletin No. 29. Authors and patent holders: Koroleva A.A. (RU), Korolev A.V. (RU), Korolev A.A. (RU).
6. RU 212099 U1. Thrust sliding bearing. Published: 06.07.2022, Bulletin No. 19. Authors and patent holders: Koroleva A.A. (RU), Korolev A.V. (RU), Korolev A.A. (RU).
7. *Flamant A.* «Sur la répartition des pressions dans un solide…» // Comptes Rendus, 1892 — original work.
8. *Timoshenko S.P., Goodier J.N.* «Theory of Elasticity» (1951) — chapter 13, pp. 97-101.
9. *Johnson K.L.* «Contact Mechanics» (1985) — chapter 2, стр. 54-58.
10. *Galin L.A.*, «Contact Problems in the Theory of Elasticity» (1953) — a classic in Russian.
11. *K. Friedrich, Z. Zhang, A.K. Schlarb.* «Effects of various fillers on the sliding wear of polymer composites». Composites Science and Technology: 2005, T. 65, Issue 15-16, pp 2329-2343.
12. *S. Cirino, K. Friedrich, R. B. Pipes.* «The effect of fibre orientation on the abrasive wear behaviour of polymer composite materials». Wear: 1988, T. 121, Issue 2, pp 127-141.

13. *B. Suresha, G. Chandramohan, P. R. Sadananda Rao, P. Sampathkumaran, S. Seetharamu.* «Influence of SiC filler on the wear behaviour of glass fabric–epoxy composite systems». Journal of Reinforced Plastics and Composites: 2007, T. 26, Issue 6, pp 565-578.
14. *J. Karger-Kocsis, L. K. Moskala.* «Microhardness and sliding wear be-havior of PA66 composites». Polymer Engineering & Science: 2000, T. 40, Issue 6, pp 1329-1340.
15. *Blau, P.J.* (2005). «On the Nature of Running-In» Tribology International, 38(11-12), 1007-1012.
16. *Cousseau, T., Graça, B. M., Campos, A. V., & Seabra, J. H.* (2012). Friction torque in grease lubricated thrust ball bearings. Tribology International, 46, 245-255.
17. *Cen, H., Lugt, P. M., & Morales-Espejel, G. E.* (2014). On the film thickness of grease-lubricated contacts at low speeds. Tribology Transactions, 57(4), 668-678.
18. *Kumar, N., & Raman, R. S.* (2019). Grease Rheology and its Influence on Lubrication Performance: A Review. Industrial Lubrication and Tribology, 71(5), 625-634.
19. *Barnes, H. A., Hutton, J. F., & Walters, K.* (1989). An Introduction to Rheology. Elsevier. (This chapter is devoted to flow in channels and lubrication.).
20. *Cousseau, T., Graça, B. M., Campos, A. V., & Seabra, J. H.* (2010). Experimental measurement of film thickness in grease lubricated thrust ball bearings. Tribology Letters, 39(2), 177-184.
21. *Myshkin, N. K., Petrokovets, M. I., & Kovalev, A. V.* (2005). Tribology of polymers: Adhesion, friction, wear, and mass-transfer. Tribology International, 38(11-13), 910-921.
22. *Stachowiak, G. W., & Batchelor, A. W.* (2014). Engineering Tribolo-gy (4th ed.). Butterworth-Heinemann.
23. *Bhushan, B.* (2013). Principles and Applications of Tribology (2nd ed.). John Wiley & Sons.
24. *Friedrich, K., Zhang, Z., & Schlarb, A. K.* (2005). Effects of various fillers on the sliding wear of polymer composites. Composites Science and Technology, 65(15-16), 2329-2343.
25. *Shi, Y., Feng, X., Wang, H., Lu, X., & Shen, J.* (2007). Tribological and mechanical properties of PTFE-filled polyamide 66 composites. Journal of Macromolecular Science, Part B: Physics, 46(4), 797-807.
26. *Lu, Z. P., & Friedrich, K.* (1995). On sliding friction and wear of PEEK and its composites. Wear, 181, 624-631.

WEAR MECHANISM OF A PLAIN THRUST BEARING ON AN OIL CUSHION

© 2026 O. A. Koroleva

Yu. A. Gagarin Saratov State Technical University, Saratov, Russia

This article examines the wear mechanism of a plain thrust bearing on an oil cushion. The oil cushion is formed by creating a special groove filled with grease on the sliding raceway of the lower ring. Since the lubricant extrusion from the oil groove is limited by the contacting surfaces, when the bearing rings deform under external load and wear on the sliding raceways, the volume of the oil groove decreases, creating excess pressure in the grease. The grease pressure absorbs part of the external load, thereby relieving the contacting surfaces of the bearing and reducing their wear. This creates dynamic equilibrium in the bearing throughout its entire service life. Mathematical modeling of the sliding raceway wear process is based on Archard›s theory, which established the dependence of the volume of wear surfaces on the hardness of the contacting materials, the pressure on the contact surface, and the friction path. The contact surface force affecting sliding raceway wear is determined from the equilibrium condition of the external load on the bearing and the sum of the forces arising in the oil groove and on the contact surface. This takes into account that some of the lubricant in the oil groove is forced out through the irregularities of the contacting surfaces under the resulting pressure. Over time, a dynamic equilibrium develops between the volume of lubricant forced out of the oil groove and the reduction in the oil groove volume. This stabilizes the oil pressure in the oil groove and on the contact surface, and the wear rate of the contact surfaces becomes minimal. A numerical experiment conducted for the operating conditions of a bearing in a passenger car steering gear showed that the wear of a plain bearing on an oil cushion in the upper mount of the front suspension of a VAZ family car is an order of magnitude or more lower than that of a conventional plain bearing without an oil groove. In terms of durability, it can easily replace a traditional ball bearing.

Keywords: Friction, sliding, wear, oil cushion, modeling.

DOI: 10.37313/1990-5378-2026-28-5-72-79
EDN: OUSNXN

Omphitaria Koroleva, Postgraduate Student, Department of Mechanical Engineering. E-mail: fita47@yandex.ru