

ПОВЫШЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ШАРНИРНЫХ СФЕРИЧЕСКИХ ПОДШИПНИКОВ ЗА СЧЁТ ПРИМЕНЕНИЯ АНТИФРИКЦИОННОГО ПОКРЫТИЯ НА ОСНОВЕ СЕРЕБРА

© 2024 В.Б. Балякин¹, А.А. Филиппов², Д.Е. Долгих¹

¹ Самарский национальный исследовательский университет им. академика С.П. Королёва, г. Самара, Россия

² Вологодский завод специальных подшипников, г. Вологда, Россия

Статья поступила в редакцию 15.10.2024

В настоящей статье приводится методика определения долговечности шарнирных сферических подшипников. Приведены результаты определения коэффициента интенсивности изнашивания в паре трения сталь ШХ-15 и антифрикционный материал на основе серебра с добавлением 6% дисульфида молибдена. Экспериментальные значения коэффициента интенсивности изнашивания антифрикционного материала были аппроксимированы аналитической зависимостью в виде полинома четвёртой степени относительно контактных напряжений. Погрешность аппроксимации не превышала 10%. Данная методика позволяет определить число циклов срабатывания подшипника до предельного значения износа антифрикционного материала с учётом изменения контактных напряжений в процессе изнашивания. Применение антифрикционного покрытия на основе серебра повышает долговечность шарнирных подшипников.

Ключевые слова: шарнирные подшипники, долговечность, износ, антифрикционное покрытие.

DOI: 10.37313/1990-5378-2024-26-4(3)-465-471

EDN: PRYARI

ВВЕДЕНИЕ

Шарнирные сферические подшипники [1] широко используются в опорах механизмов систем управления и шасси самолётов, рулевых агрегатов ракетносителей и двигателей коррекции космических летательных аппаратов. При этом они часто работают при отсутствии смазки. Для снижения трения на сферическую поверхность наружного кольца или шара наносится слой антифрикционного материала на основе полиамидов или фторопласта [2, 3]. Эти антифрикционные материалы имеют невысокую прочность 100...200 МПа и низкую износостойкость. Критериями работоспособности шарнирного подшипника для авиационных шасси является прочность и износостойкость [4], а для систем управления и коррекции ещё и момент сопротивления вращению [5]. В отечественной и зарубежной литературе [4, 6, 7] приводятся методы расчёта долговечности шарнирных сферических подшипников для конкретных антифрикционных материалов. В настоящее время для тяжело нагруженных шарнирных подшипников предлагаются новые антифрикционные материалы на основе серебра с добавлением дисульфида молибдена или графита [8, 9]. Это

Балякин Валерий Борисович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой основ конструирования машин. E-mail: 029-029@mail.ru
Филиппов Александр Александрович, заместитель Генерального директора.
Долгих Дмитрий Евгеньевич, аспирант.

требует разработки новых методик расчёта долговечности шарнирных подшипников с такими антифрикционными покрытиями.

Цель работы – повышение долговечности шарнирных подшипников за счёт применения антифрикционного материала на основе серебра с добавлением 6% дисульфида молибдена и разработка методики определения ресурса сферического шарнирного подшипника.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ И МЕТОДЫ РЕШЕНИЯ

Шарнирные подшипники работают при качательном движении. При этом возможны два вида движения – качательное движение относительно оси подшипника (рисунок 1, а) и качательное движение в виде перекоса оси (рисунок 1, б). Качательное движение при перекосе оси ограничивается допускаемым углом перекоса $\alpha = (\alpha_1 + \alpha_2)$, зависящим от соотношения ширин внутреннего и наружного колец и конструкции подшипника: $\alpha_1 \leq \alpha$ и $\alpha_2 \leq \alpha$. В ряде случаев подшипник совершает два качательных движения в этом случае расчётное значение угла качания подшипника рекомендуется определять по формуле $\beta_1 = \sqrt{\beta^2 + (\alpha_1 + \alpha_2)^2}$. Шарнирные подшипники воспринимают преимущественно радиальные нагрузки. Но в некоторых случаях они нагружаются и радиальной F_r , и осевой F_a нагрузками одновременно. В зависимости от технических требований на

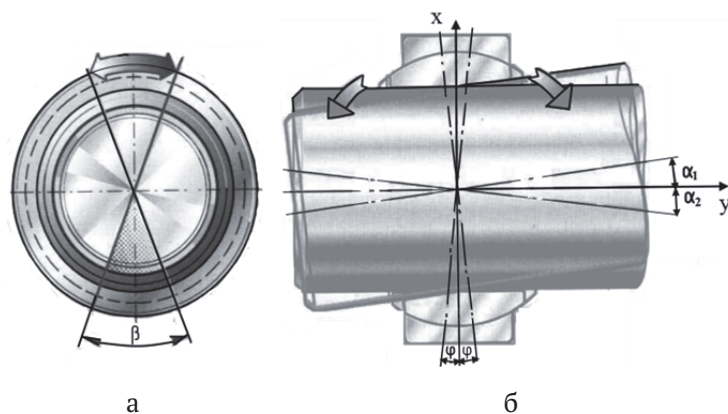


Рисунок 1 - Направления движения в сферическом подшипнике

сферический шарнирный подшипник необходимо профилировать форму зазора с одной или двумя точками контакта на углах ϕ . Если требуется минимальное сопротивление вращению, как в легко нагруженных системах управления или коррекции, то используют шарнирные подшипники с одной точкой контакта. Для тяжело нагруженных сферических шарнирных подшипников, например, в шасси самолётов, зазор профилируют таким образом, чтобы были две точки контакта.

Принимая предположение, что износ поверхности происходит по сфере, что характерно при равновероятном изменении угла поворота сферы. Так как максимальный угол поворота обусловлен шириной наружной втулки и равен 30 градусам при ширине равной радиусу шара. Можно определить площадку поверхности износа, радиус r проекции которой не будет изменяться со временем (рисунок 2).

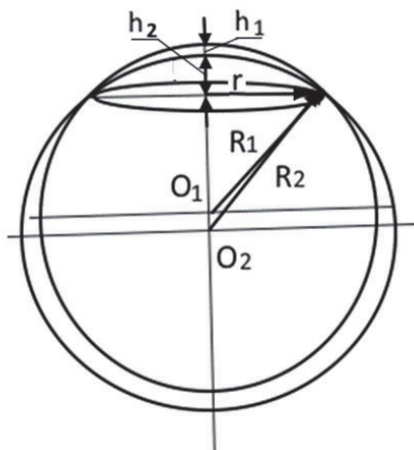


Рисунок 2 – Изменение геометрии сферы при износе в сферическом шарнирном подшипнике

При изнашивании материала шара радиусом R_1 будет меняться кривизна изнашиваемой поверхности, которая будет определяться радиусом R_2 воображаемой сферы. Изменение кривизны поверхности можно определить из следующих геометрических соотношений:

$$R_1^2 - (R_1 - h_1)^2 = R_2^2 - (R_2 - h_2)^2, \quad (1)$$

где h_1 и h_2 – расстояние от поверхности шара до сечения с радиусом r ,

Радиус воображаемой сферы R_2 для полученной в результате износа кривизны поверхности будет определяться из уравнения (1) в виде

$$R_2 = (2R_1 h_1 + h_1^2 - h_2^2) / 2 h_2. \quad (2)$$

Зная параметры R и h можно определить объём шарового сегмента по зависимости $V_{c1} = \pi h_1^2 (R_1 - h_1/3)$ и $V_{c2} = \pi h_2^2 (R_2 - h_2/3)$.

Разность объёмов этих сегментов будет определять объём изношенного антифрикционного материала на сфере $V_c = \pi h_1^2 (R_1 - h_1/3) - \pi h_2^2 (R_2 - h_2/3)$.

По стандартам [10 и 11] – допускаемая величина износа установлена в 50% от толщины покрытия.

Задавшись величиной допустимого износа $[h] = h_1 - h_2 = \delta/2$,

где δ – толщина антифрикционного слоя можно определить величину допустимого изношенного объёма в виде

$$[V] = \pi h_1^2 (R_1 - h_1/3) - \pi h_2^2 (R_2 - h_2/3), \quad (3)$$

где $h_1 = R_1 [1 - \cos(\alpha/2)]$; $h_2 = h_1 - \delta/2$; R_1 – радиус сферы; R_2 – из уравнения (2).

Таким образом мы получим функцию $[V] = f(R_1, \alpha, \delta)$, которая зависит только от начальных параметров сферического подшипника. В случае, если антифрикционный материал нанесён на внутреннюю поверхность наружной втулки, то в уравнении (3) $R_2 = R_1 + g_0$, где g_0 – радиальный зазор в подшипнике.

При увеличении кривизны поверхности шара ρ в области контакта будут уменьшаться контактные напряжения. Если антифрикционный слой наносится на внутреннюю поверхность кольца, то при изнашивании радиус кривизны поверхности будет уменьшаться. В этом случае контактные напряжения будут увеличиваться со временем и интенсивность износа будет возрастать. Интенсивность износа антифрикционного материала зависит от контактных напряжений, поэтому зная зависимость коэффициента интенсивности изнашивания от контактного давления можно разбить процесс

изнашивания на несколько этапов и на каждом интервале рассчитывать величину износа при конкретном контактном напряжении. Проведённые экспериментальные исследования по методике, описанной в работе [12], позволило найти интенсивность износа в зависимости от контактных напряжений для антифрикционных покрытий на основе серебра. Наиболее подходящим антифрикционным покрытием для сферических шарнирных подшипников было признано покрытие из серебра с добавлением 6% дисульфида молибдена, обладающее пониженным коэффициентом трения 0,13 и коэффициентом интенсивности изнашивания (рисунок 3).

Зависимость интенсивности изнашивания от контактных напряжений, приведенная на рисунке 3, может быть аппроксимирована с погрешностью, не превышающей 10%, следующей зависимостью:

$$I = 5,77 \cdot 10^{-10} \cdot \sigma_H^4 - 6,95 \cdot 10^{-7} \cdot \sigma_H^3 + 2,41 \cdot 10^{-4} \cdot \sigma_H^2 - 3,3 \cdot 10^{-3} \cdot \sigma_H, \quad (4)$$

где σ_H – контактные напряжения.

Так как поверхность втулки и поверхность сферы изготовлены из различных материалов, характеристики модулей упругости в контакте определим по следующей зависимости:

$$E_{np} = 2/(\eta_\epsilon + \eta_w),$$

где $\eta_\epsilon = (1 - \epsilon_\epsilon^2)/E_\epsilon$, и $\eta_w = (1 - \epsilon_w^2)/E_w$.

Здесь E_ϵ и E_w – модули упругости, а ϵ_ϵ и ϵ_w – коэффициенты Пуассона материалов ра-

бочей поверхности втулки и поверхности сферы.

Радиус кривизны сферы $R_w = D_w/2$, где D_w – диаметр сферы.

Радиусы кривизны желоба втулки:

$R_{\epsilon 1} = R_\epsilon$ – в сечении, по направлению оси подшипника;

$R_{\epsilon 2} = R_w \cos(\varphi) + g_0$ – в сечении перпендикулярном оси подшипника,

где φ – угловое положение точек контакта относительно оси X.

Приведенные радиусы кривизны в контактах будут равны:

$R_{y\epsilon} = R_w R_{\epsilon 2} / (R_{\epsilon 2} - R_w)$ – в сечении по направлению оси подшипника y;

$R_{x\epsilon} = R_w \cdot R_{\epsilon 1} / (R_{\epsilon 1} - R_w)$ – в сечении, перпендикулярном оси подшипника по оси x

Вспомогательный коэффициент согласно работы [13] принимаем

$$Y_\epsilon = 1 - (1 - R_{y\epsilon}/R_{x\epsilon})^3.$$

Безразмерный коэффициент [9] для расчета контактных напряжений примем

$$k_{p\epsilon} = 0,2295 \cdot Y_\epsilon^{0,189}.$$

Значения приведенной кривизны в контактах определятся уравнением

$$\rho_{np\epsilon} = 1/R_{\epsilon 2} - 1/R_{\epsilon 1}.$$

Контактные напряжения для точечного контакта сферы с внутренней поверхностью втулки определяются уравнением [13]

$$\sigma_{H\epsilon} = k_{p\epsilon} \sqrt[3]{F_\epsilon (E_{np} \rho_{np\epsilon})^2}, \quad (5)$$

где $F_\epsilon = F_r \cos(\varphi)$ – для контакта в одной точке и $F_\epsilon = F_r \cos(\varphi)/2$ – для контакта в двух точках.

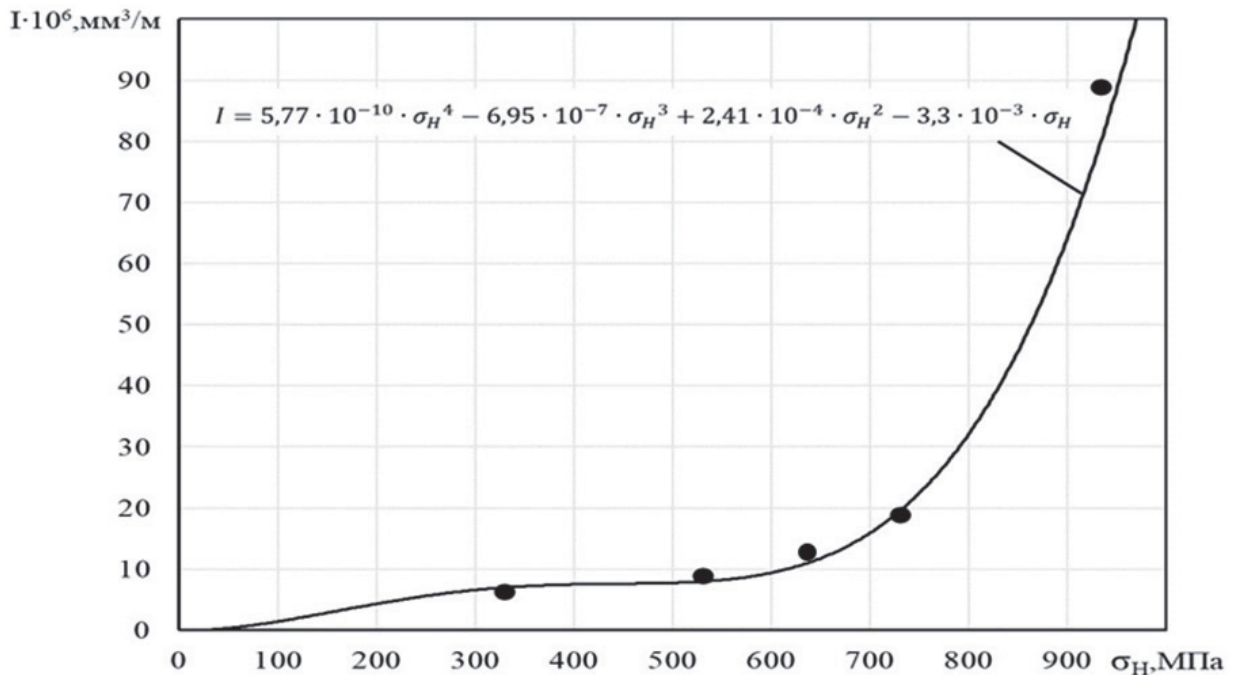


Рисунок 3- Зависимость коэффициента изнашивания I антифрикционного покрытия на основе серебра с добавлением 6% дисульфида молибдена от контактных напряжений σ_H

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ РЕСУРСА ШАРНИРНОГО ПОДШИПНИКА

Ресурс шарнирного подшипника согласно ГОСТ [9] принято оценивать в количестве качаний до износа половины толщины антифрикционного слоя. Рассмотрим методику определения долговечности шарнирного сферического подшипника используемого в узле качания рулевого агрегата космического аппарата, используемого для корректировки траектории движения. В этом случае для максимальной скорости изменения траектории отклонение сопла должно производиться на максимальный угол. Если за максимальный угол отклонения мы приняли в конструкции 30 градусов, то за один цикл регулирования при угловом ходе в 60 градусов длина пути будет $S_1 = \pi D_w / 6$.

Зная из конструкторской документации диаметр сферы D_w и радиусы кривизны R_{g1} и R_{g2} внутренней поверхности наружной втулки можно определить по зависимости (5) напряжения в точке контакта.

Контактные напряжения можно более точно определить с помощью программного комплекса ANSYS.

По контактному напряжению согласно уравнению (4) находится интенсивность изнашивания антифрикционного материала. Длину пути S до предельного значения износа можно определить из выражения $S = [V]/I$. Долговечность шарнирного подшипника L_h обычно измеряют в числе циклов срабатывания до заданного допустимого износа, которое определим из уравнения $n = S/S_1 = 6S/\pi D_w$.

Так как в процессе износа антифрикционного материала будет изменяться кривизна контактирующих поверхностей, то можно весь допустимый износ $[h]$ разбить на N участков и вычислять долговечность на каждом участке отдельно, а эквивалентное значение долговечности определять по зависимости [14]

$$L_h = \left(\sum_1^N L_{hj}^{-1} \right)^{-1} \cdot N, \quad (6)$$

где L_{hj} – долговечность подшипника на каждом из участков предполагаемого износа, N -число участков при разбиении допустимого износа.

В каждом следующем расчёте R_{i+1} должно принимать значение R_{2i} из предыдущего расчёта.

В качестве примера рассмотрим расчёт долговечности подшипника ШГ1ШД-08

Геометрические параметры подшипника принимались следующими:

радиус шара $R_w = 15,9$ мм, радиусы жёлоба втулки $R_{g1} = 16,1$ мм, $R_{g2} = 18,1$ мм, радиальный зазор $g_R = 0,2$ мм, толщина антифрикционного покрытия $\delta = 40$ мкм, ширина втулки $B = 15,9$ мм, угол $\alpha = 60^\circ$, частота цикла $\nu = 2$ Гц, радиальная нагрузка $F_r = 60$ кН.

Расчётные теоретические значения контактных напряжений по зависимости (5) принимают значения 140,2 МПа.

Вид пятна контакта и контактные напряжения можно более точно определить с помощью программного комплекса ANSYS, как показано на рисунке 4.

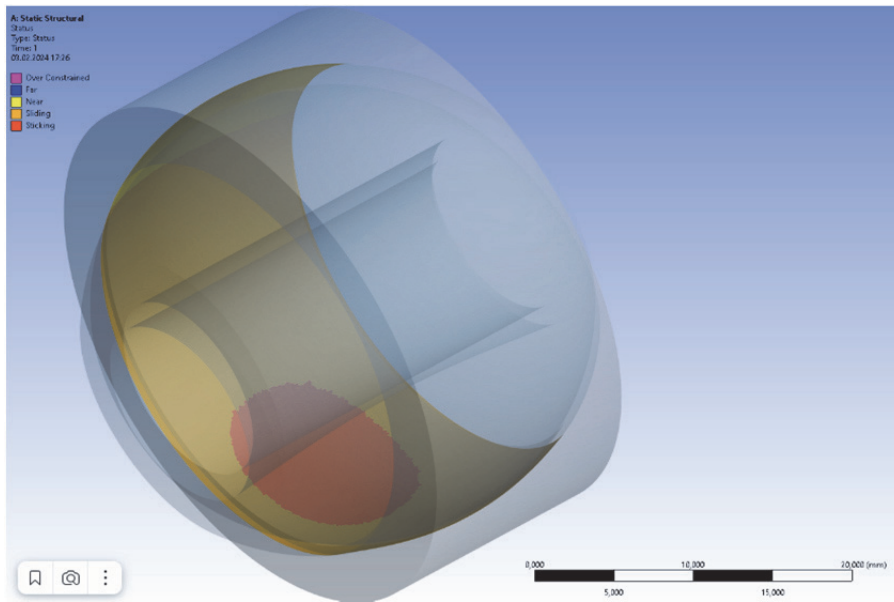
Проверка при расчёте с помощью программы ANSYS (см. рис. 4) показала, что максимальные контактные напряжения в пятне контакта составили 142,7 МПа. Теоретическим контактным напряжениям согласно уравнения (5) соответствует величина коэффициента интенсивности изнашивания антифрикционного материала на основе серебра с добавлением 6% дисульфида молибдена $2,6 \times 10^{-6}$ мм³/м. Принимая величину допустимого износа $[h] = \delta/2 = 20$ мкм, получим согласно уравнению (3) величину допустимого изношенного объёма $[V] = 1,564$ мм³.

Следовательно, длина пути до предельного износа составит $6,06 \times 10^5$ м без учёта изменения контактных напряжений из-за увеличения кривизны поверхности контакта, например, при нанесении антифрикционного покрытия на поверхность втулки. Долговечность в циклах получим $L = 360^\circ S / \alpha \pi D_w = 3,6 \times 10^7$. Переводя в часы, получим $L_h = L / \sqrt{3600} = 5055$ часов непрерывной работы. С учётом изменения кривизны поверхности контакта при разбиении допустимого износа 20 мкм на пять интервалов получим согласно уравнению (6) эквивалентную долговечность $L_{h3} = 8620$ часов. Погрешность в определении долговечности в этом случае без учёта изменения кривизны поверхности от износа составит 70 %.

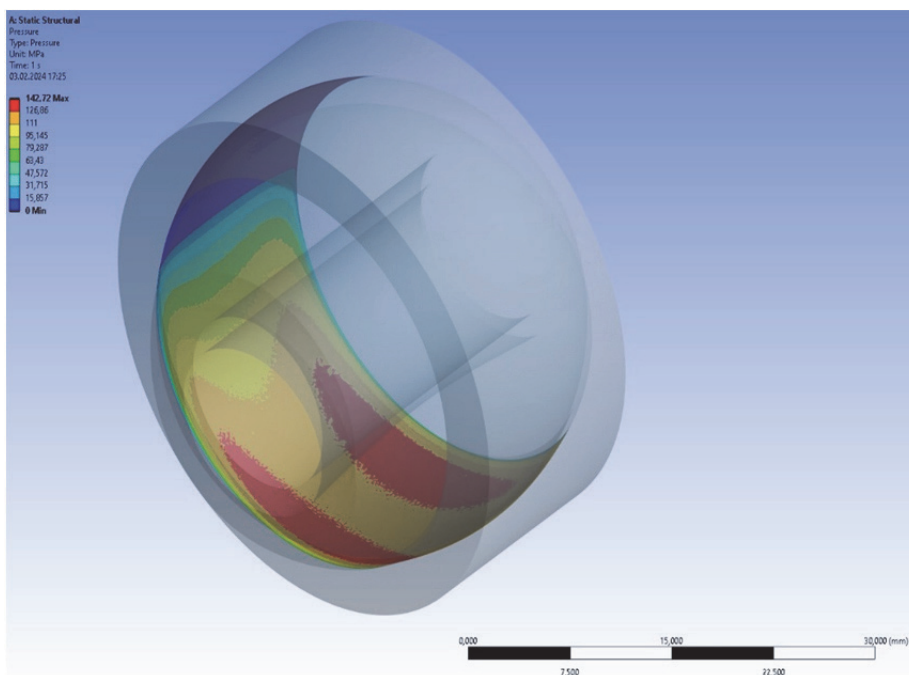
ВЫВОДЫ

Разработана методика определения долговечности шарнирных сферических подшипников. Данная методика позволяет определить число циклов срабатывания подшипника до предельного значения износа антифрикционного материала с учётом изменения контактных напряжений в процессе изнашивания. Получены зависимости для определения объёма допустимого износа в сферическом шарнирном подшипнике. Приведены аналитические зависимости определения контактных напряжений в сферическом контакте разнородных тел.

Представлены результаты определения коэффициента интенсивности изнашивания в паре трения сталь ШХ-15 и антифрикционный материал на основе серебра с добавлением 6% дисульфида молибдена. Экспериментальные значения коэффициента интенсивности изнашивания антифрикционного материала были аппроксимированы аналитической зависимостью в виде полинома четвёртой степени относительно контактных напряжений. По-



а)



б)

Рисунок 4 – Вид пятна контакта (а) и контактные напряжения (б) в подшипнике ШГ1ЩД-08 при радиальной нагрузке 60 кН

грешность аппроксимации не превышала 10%. Применение антифрикционного покрытия на основе серебра повышает долговечность шарнирных подшипников.

Разработанная методика расчёта долговечности шарнирных подшипников внедрена на предприятии подшипниковой промышленности «Вологодский завод специальных подшипников» и позволяет выбирать оптимальные значения толщины антифрикционного слоя.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Каталог 2012. ЕРК. Дивизион специальных подшипников. – Самара, Изд-во ОАО «ЕПК Самара», 2012. – 54 с.
2. Чернец, М. Трибоанализ антифрикционных материалов на основе полиамидов для металлополимерных подшипников скольжения / М. Чернец, С. Шилько, А. Корниенко, М. Пашечко // Трение и износ. – 2023. – Т. 44. – № 2. – С. 103-113.
3. Адамов, А.А. Оценка работоспособности ПТФЭ-

- композитов в качестве антифрикционных слоев опорных частей с шаровым сегментом / А.А. Адамов, И.Э. Келлер, Д.С. Петухов и др. // Трение и износ. – 2023. – Т. 44. – № 3. – С. 201-211.
4. Дроздов, Ю.Н. Прикладная трибология (трение, износ, смазка) / Ю.Н. Дроздов, Е.Г. Юдин, А.И. Белов [под ред. Ю.Н. Дроздова]. – М.: Эко-Пресс, 2010. – 604 с.
 5. Balyakin V. B., Lavrin A.V. A Method to Increase the Permissible Torque of the Friction Force in Steering Units of Liquid Propellant Engines // Journal of Friction and Wear 2021. – Vol. 42. Issue 3. – P. 211-216
 6. Черневский, Л.В. Подшипники качения: Справочник-каталог / Л.В.Черневский, Р.В. Коросташевский, Б.А. Яхин и др. [под ред. Л.В.Черневского и Р.В. Коросташевского]. – М.: Машиностроение, 1997. – 896 с.
 7. Spherical plain bearings plain bushes rod ends. Catalog 238. – INA-Schaeffler KG. – Herzogenaurach (Germany) – 176 s.
 8. Балякин, В.Б. Триботехнические характеристики антифрикционного материала на основе серебра с добавлением дисульфида молибдена / В.Б. Балякин, А.А. Филиппов, Д.Е. Долгих // Трение и износ. – 2024. – Т. 45. – № 5. – С. 449-454.
 9. Балякин, В.Б. Улучшение триботехнических характеристик поверхности антифрикционного материала на основе серебра за счёт модификации графитом с целью повышения долговечности шарнирных подшипников / В.Б. Балякин, А.А. Филиппов, Д.Е. Долгих // Известия СНИЦ РАН. – 2024. – Т. 26. – № 4. – С. 26-34.
 10. Подшипники шарнирные с покрытием из органического волокна. ТУ 4649-025-05808824-2006. – 9 с.
 11. Подшипники шарнирные. Технические условия. ГОСТ 3635-78. – М.: Государственный комитет СССР по управлению качеством продукции и стандартами. – 26 с.
 12. Балякин, В.Б. Повышение триботехнических параметров деталей из бронзы путём нанесения покрытия из молибдена / В.Б. Балякин, С.В. Фалалеев, Д.Е. Долгих и др. // Трение и износ. – 2023. – Т. 44. – № 3. – С. 233-240.
 13. Галахов, М.А. Расчёт подшипниковых узлов / М.А. Галахов, А.И. Бурмистров. – М: Машиностроение, 1988. – 272 с.
 14. Балякин, В.Б. Теория и проектирование опор роторов авиационных ГТД / В.Б. Балякин, Е.П. Жильников, В.В. Макачук, В.Н. Самсонов. – Самара: Издательство Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2007. – 254 с.

INCREASING THE DURABILITY OF ARTICULATED SPHERICAL BEARINGS THROUGH THE USE OF A SILVER-BASED ANTIFRICTION COATING

© 2024 V.B. Balyakin¹, A.A. Filippov², D.E. Dolgikh¹

¹ Samara National Research University named after Academician S.P. Korolyov, Samara, Russia

² Vologda Plant of Special Bearings, Vologda, Russia

This article provides a method for determining the durability of articulated spherical bearings. The results of determining the coefficient of wear intensity in a friction pair of steel SHX-15 and an antifricition material based on silver with the addition of 6% molybdenum disulfide are presented. The experimental values of the coefficient of wear intensity of the antifricition material were approximated by an analytical dependence in the form of a polynomial of the fourth degree with respect to contact stresses. The approximation error did not exceed 10%. This technique allows us to determine the number of cycles of operation of the bearing up to the limit value of wear of the antifricition material, taking into account changes in contact stresses during wear. The use of a silver-based antifricition coating increases the durability of articulated bearings.

Keywords: articulated bearings, durability, wear, anti-friction coating

DOI: 10.37313/1990-5378-2024-26-4(3)-465-471

EDN: PRYARI

REFERENCES

1. Каталог 2012. ERK. Divizion special'nyh podshipnikov. – Samara, Izd-vo OAO «EPK Samara», 2012. – 54 s.
2. Chernec, M. Triboanaliz antifrikcionnyh materialov na osnove poliamidov dlya metallopolimernyh podshipnikov skol'zheniya / M. CHernec, S. SHil'ko, A. Kornienko, M. Pashechko // Trenie i iznos. – 2023. – Т. 44. – № 2. – С. 103-113.
3. Adamov, A.A. Ocenka rabotosposobnosti PTFE-kompozitov v kachestve antifrikcionnyh sloev opornyh chastej s sharovym segmentom / A.A. Adamov, I.E. Keller, D.S. Petuhov i dr. // Trenie i iznos. – 2023. – Т. 44. – № 3. – С. 201-211.
4. Dроздов, Ю.Н. Прикладная трибология (трение, износ, смазка) / Ю.Н. Дроздов, Е.Г. Юдин, А.И. Белов [под ред. Ю.Н. Дроздова]. – М.: Эко-Пресс, 2010. – 604 с.
5. Balyakin V. B., Lavrin A.V. A Method to Increase the Permissible Torque of the Friction Force in Steering Units of Liquid Propellant Engines // Journal of Friction and Wear 2021. – Vol. 42. Issue 3. – P. 211-216
6. Черневский, Л.В. Подшипники качения: Справочник-каталог / Л.В.Черневский, Р.В. Коросташевский, Б.А. Яхин и др. [под ред. Л.В.Черневского и Р.В. Коросташевского]. – М.: Машиностроение, 1997. – 896 с.

7. Spherical plain bearings plain bushes rod ends. Catalog 238. – INA-Schaeffler KG. – Herzogenaurach (Germany) – 176 s.
8. *Balyakin, V.B.* Tribotekhnicheskie karakteristiki antifrikcionnogo materiala na osnove serebra s dobavleniem disul'fida molibdena / V.B. Balyakin, A.A. Filippov, D.E. Dolgih // *Trenie i iznos.* – 2024. – T. 45. – № 5. – S. 449-454.
9. *Balyakin, V.B.* Uluchshenie tribotekhnicheskikh karakteristik poverhnosti antifrikcionnogo materiala na osnove serebra za schyot modifikacii grafitom s cel'yu povysheniya dolgovechnosti sharnirnykh podshipnikov / V.B. Balyakin, A.A. Filippov, D.E. Dolgih // *Izvestiya SNC RAN.* – 2024. – T. 26. – № 4. – S. 26-34.
10. Podshipniki sharnirnye s pokrytiem iz organovoloknita. TU 4649-025-05808824-2006. – 9 c.
11. Podshipniki sharnirnye. Tekhnicheskie usloviya. GOST 3635-78. – M.: Gosudarstvennyj komitet SSSR po upravleniyu kachestvom produkcii i standartami. – 26 s.
12. *Balyakin, V.B.* Povyshenie tribotekhnicheskikh parametrov detalej iz bronzy putyom naneseniya pokrytiya iz molibdena / V.B. Balyakin, S.V. Falaleev, D.E. Dolgih i dr. // *Trenie i iznos.* – 2023. – T. 44. – № 3. – S. 233-240.
13. *Galahov, M.A.* Raschyot podshipnikovyh uzlov / M.A. Galahov, A.I. Burmistrov. – M: Mashinostroenie, 1988. – 272 s.
14. *Balyakin, V.B.* Teoriya i proektirovanie opor rotorov aviacionnykh GTD / V.B. Balyakin, E.P. Zhil'nikov, V.V. Makarchuk, V.N. Samsonov. – Samara: Izdatel'stvo Samar. gos. aerokosm. un-ta, 2007. – 254 s.

*Valery Balyakin, Doctor of Technical Sciences, Head at the Department of Machine Design Fundamentals.
E-mail: 029-029@mail.ru
Alexandr Filippov, Deputy General Director
Dmitry Dolgikh, Graduate Student.*

Известия Самарского научного центра Российской академии наук

Учредитель: федеральное государственное бюджетное учреждение науки
Самарский федеральный исследовательский центр Российской академии наук
Журнал зарегистрирован в Роскомнадзоре, свидетельство ПИ № ФС77-61347 от 07.04.2015
Главный редактор: академик РАН Ф.В. Гречников
Том 26, номер 4(3) (120), 12.11.2024
Индекс: 36622. Распространяется бесплатно
Адрес учредителя, издателя и редакции – 443001, Самарская область,
г. Самара, Студенческий пер., 3а. Тел. 8 (846) 340-06-20
Издание не маркируется

Сдано в набор 18.10.2024 г.

Подписано к печати 12.11.2024 г.

Формат бумаги А4

Офсетная печать

Усл. печ. л. 17,205

Тираж 200 экз.

Зак. 40

Отпечатано в типографии ООО "Инсома-пресс.

Адрес типографии: 443080, Самарская область, г. Самара, ул. Санфириковой, 110А, офис 22А. Тел. 8 (846) 222-92-40