

Т.В. Зиновьева¹, А.Р. Галяутдинова², А.К. Беляев³

ОЦЕНКА РАСПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЗКИ И КОНТАКТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ ВНУТРИ РОЛИКОПОДШИПНИКА В ПРИСУТСТВИИ ВОДОРОДА



¹Татьяна Владимировна Зиновьева, к.т.н., с.н.с.,
Институт Проблем Машиноведения РАН
Россия, Санкт-Петербург
E-mail: tatiana.zinovieva@gmail.com



²Алия Радиковна Галяутдинова, аспирант,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
E-mail: aliyagalyautdinova@gmail.com



³Александр Константинович Беляев, д.ф.-м.н., г.н.с.,
Институт Проблем Машиноведения РАН
Россия, Санкт-Петербург
E-mail: vice.ipme@gmail.com

Аннотация

Исследовано влияние ослабленного водородом слоя внутреннего кольца подшипника на напряженно-деформированное состояние системы вал-подшипник. Установлено, что водород, выделяющийся из смазки, вызывает дополнительное расширение внутреннего кольца, что уменьшает рабочий радиальный зазор и перераспределяет осевую нагрузку между телами качения, в некоторых случаях увеличивая прижимную силу к наиболее нагруженному элементу. Решена задача о контакте кольца подшипника и цилиндрического ролика, определены напряжения в кольце под поверхностью контакта. Показано, что с увеличением прижимающей силы опасная область высоких напряжений смещается вглубь кольца, способствуя зарождению усталостных подповерхностных дефектов.

Ключевые слова: роликподшипник, водородная деградация металла, коэффициент Штрибека, контактные напряжения.

Введение

Водород, как один из самых распространенных химических элементов, играет важную роль в механике материалов, в том числе в связи с эксплуатацией подшипников, которые обеспечивают движение многих механизмов с минимальным трением и износом [1]. Однако долговечность подшипников может быть серьезно подорвана из-за воздействия водорода [2].

При наличии водорода в окружающей среде или в смазочном материале [3], он может проникать в структуру стали подшипников, вызывая явление, известное как водородное хрупкое разрушение. Это приводит к образованию трещин и снижению прочности материала [4, 5]. Важно отметить, что контактные напряжения в подшипниках, возникающие из-за механических нагрузок, могут усугубляться воздействием водорода. Высокие контактные напряжения способствуют более глубокому проникновению водорода в микротрещины и дефекты, что увеличивает вероятность разрушения. В работе [6] было изучено влияние механических напряжений на диффузию и накопление водорода в контакте подшипника. Выводы работы показывают, что избыточное прокатывание и накопление пластической деформации под поверхностью приводят к изменению остаточных напряжений, что, в свою очередь, способствует транспортировке водорода в области растяжения.

Изучение воздействия водорода на контактные напряжения в подшипниках позволяет лучше понять механизмы повреждений и разрабатывать более устойчивые материалы. Это критически важно для создания надежных конструкций, способных противостоять негативным воздействиям окружающей среды и обеспечивать долговечность в высоконагруженных системах.

В работах [7, 8] было рассчитано напряженное состояние подшипника, посаженного на вал с натягом, и найдено распределение диффузионно-подвижного водорода в материале внутреннего кольца подшипника во время его эксплуатации. Предварительная оценка влияния водорода показала образование в кольце слоя с ослабленными механическими характеристиками.

В данной работе исследуется влияние этого ослабленного слоя на напряженно-деформированное состояние внутреннего кольца подшипника на валу и перераспределение нагрузки между телами качения, а также оцениваются напряжения, возникающие во внутреннем кольце от контактного давления цилиндрических роликов подшипника.

1. Влияние ослабленного слоя на напряженно-деформированное состояние вала и кольца

Полый вал и подшипник качения, посаженный на него с натягом, рассматриваются как два упругих кольца, вращающихся с постоянной угловой скоростью ω . Задача рассматривается в постановке плоской деформации.

Вал и кольцо изготовлены из упругих однородных материалов с модулями упругости E_1 и E_2 соответственно. Расчеты, проведенные в работе [8], показали, что вал оказывается сжатым, а кольцо подшипника растянуто в окружном направлении; свободный водород диффундирует в область максимальных напряжений и ослабляет материал кольца вблизи поверхности его посадки на вал.

Этот эффект водородной поврежденности материала кольца предлагается описывать введением ослабленного слоя толщины h с уменьшенным по определенному закону модулем упругости E_* . Предположим, как и авторы работ [9, 10], что водород экспоненциально ослабляет модуль упругости, и используем такую аппроксимацию:

$$E_*(r) = E_2 \left(n + (1-n) \frac{(e^{\alpha(r-R_c)} - 1)}{(e^{\alpha h} - 1)} \right), \quad 0 < n \leq 1, \quad (1)$$

здесь R_c – радиус посадки, nE_2 – модуль упругости на внутренней границе слоя, который постепенно достигает значения E_2 на внешней границе, α – коэффициент затухания по толщине слоя. Значения параметров n , α , h в аппроксимации (1) будут определяться заданными объемными нагрузками и условиями на границах, их можно получить, решив связанную задачу теории упругости и диффузии.

Введём полярную систему координат (r, φ) , вращающуюся вместе с валом, начало координат выберем на его оси вращения. Нагрузкой является контактное давление от натяга кольца на вал и центробежная сила. Рассматриваемая задача осесимметрична, для вала и кольца в отдельности уравнение баланса сил, совместности деформаций и соотношения упругости имеют вид [11]

$$\begin{aligned} \sigma'_r &= \frac{1}{r}(\sigma_\varphi - \sigma_r) - \rho_3 \omega^2 r, \quad \sigma_s = \nu(\sigma_r + \sigma_\varphi), \\ \varepsilon'_\varphi &= \frac{1}{r}(\varepsilon_r - \varepsilon_\varphi), \quad \varepsilon_r = u' = \frac{1}{E(r)} [\sigma_r - \nu(\sigma_\varphi + \sigma_s)], \\ \varepsilon_\varphi &= \frac{u}{r} = \frac{1}{E(r)} [\sigma_\varphi - \nu(\sigma_r + \sigma_s)]. \end{aligned} \quad (2)$$

Здесь σ_r , σ_ϕ , σ_s – радиальное, окружное и осевое напряжение соответственно, $(...)' = d/dr$, ρ_3 – объёмная плотность материала. Модуль упругости $E(r)$ как функция радиальной координаты позволяет учитывать деградацию материала под воздействием водорода. Уравнения (2) дополняются граничными условиями: отсутствием внешнего давления, непрерывности радиального напряжения и условием натяга

$$\begin{aligned} \sigma_r^{(1)}(R_1) = \sigma_r^{(2)}(R_2) = 0, \\ \sigma_r^{(1)}(R_c) = \sigma_r^{(2)}(R_c), \quad u^{(2)}(R_c) = u^{(1)}(R_c) + \delta. \end{aligned} \quad (3)$$

Здесь R_1 – внутренний радиус вала, R_2 – внешний радиус кольца, функции с индексом (1) соответствуют валу, а с индексом (2) – кольцу, δ – заданный радиальный натяг. Численное решение строится методом конечных разностей.

Расчет проводился для роликового радиального однорядного цилиндрического подшипника NU 2205 ЕС, предназначенного для больших радиальных нагрузок в комбинации с высокими частотами вращения. Параметры задачи: $R_1 = 10$ мм, $R_2 = 16$ мм, $R_c = 12.5$ мм, радиальный натяг $\delta = 30$ мкм, скорость вращения вала $\omega = 12000$ об/мин. Материалы вала и подшипника – стали с параметрами $E_1 = 215$ ГПа, $\rho_{31} = 7820$ кг/м³, $E_2 = 211$ ГПа, $\rho_{32} = 7812$ кг/м³, коэффициент Пуассона $\nu = 0.28$ принят одинаковым.

На рис. 1 а пунктирными линиями показаны графики напряжений, возникающие в вале и кольце подшипника, сплошными линиями показаны те же компоненты в системе с ослабленным водородом слоем кольца толщины $h = 3.3$ мм и параметрами $n = 0.7$, $\alpha = 3$. Видно, что водород способствует увеличению окружных и осевых напряжений на внешнем радиусе кольца, в зоне контакта с роликами, окружные напряжения увеличились там на 14%.

Под воздействием натяга и вращения кольцо подшипника расширилось, радиальное смещение внешней его поверхности составило 14.1 мкм. Появление ослабленного слоя вызвало дополнительное расширение кольца на 2 мкм.

Поскольку внутреннее кольцо подшипника находится в сборке с внешним кольцом, то его дополнительное расширение под воздействием водорода приведет к уменьшению рабочего радиального зазора и перераспределению осевой нагрузки между телами качения. Для оценки этого эффекта построены зависимости расширения кольца от толщины ослабленного слоя для трех значений параметра n и $\alpha = 3$ (рис. 1 б).

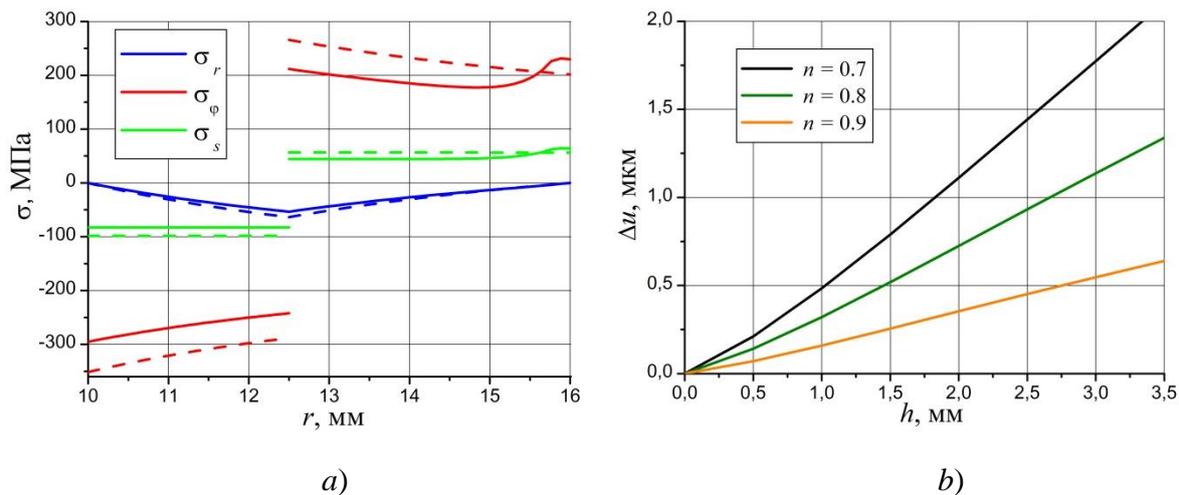


Рис. 1. Напряжения в валу и кольце *a)*; зависимость расширения кольца от толщины ослабленного слоя *b)*.

2. Распределение нагрузки по телам качения

Внешняя радиальная нагрузка на вал распределяется между телами качения неравномерно, это распределение в значительной степени зависит от величины зазора в подшипнике. Нагрузку воспринимают только нижние тела качения, при этом наибольшая нагрузка приходится на тело в точке “*c*” (рис. 2).

В практических расчетах для подшипников принимают, что прижимающая сила, действующая на наиболее нагруженное тело качения, равна $F_1 = SF_r/N$, где S – коэффициент Штрибека, F_r – радиальное усилие, N – количество тел качения в подшипнике.

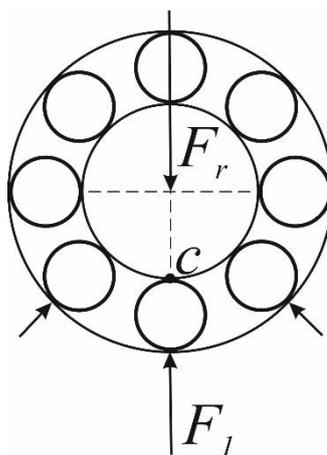


Рис. 2. Нагрузка в подшипнике

Р. Штрибек первым исследовал распределение радиальной нагрузки на тела качения [12]. Он показал, что с увеличением общего количества шариков в подшипнике с нулевым зазором коэффициент неравномерности распределения нагрузки асимптотически стремится к постоянной величине

$S = 4.37$. Позже А. Пальмгрен [13] установил, что в подшипниках с роликами коэффициент Штрибека следует брать равным $S = 4.08$.

Уравнение Штрибека является строгим с точки зрения математики, но оно не может дать достаточно точного решения для подшипников с ненулевым зазором. Работы [14 – 16] посвящены созданию математических моделей для расчета распределения радиальной нагрузки на шариковые и роликовые подшипники с положительным, нулевым и отрицательным зазором.

Тем не менее, в технических расчетах для подшипников с радиальным зазором больше нуля, влияние зазора на распределение нагрузки аппроксимируется простым увеличением значения коэффициента Штрибека до $S = 5$, независимо от величины зазора и типа тел качения [17].

В работе Томовича приведены таблицы значений силы на наиболее нагруженное тело качения для роликового подшипника NU 2205 ЕС. Данные получены путем точного решения системы нелинейных уравнений при различных значениях зазора в подшипнике. Интерес представляет сравнение коэффициента Штрибека с его аналогом, соответствующим этому точному решению. По приведенным в этой статье данным нами построены графики, представленные на рис. 3. Внешняя нагрузка варьировалась от 10 Н до 20 кН.

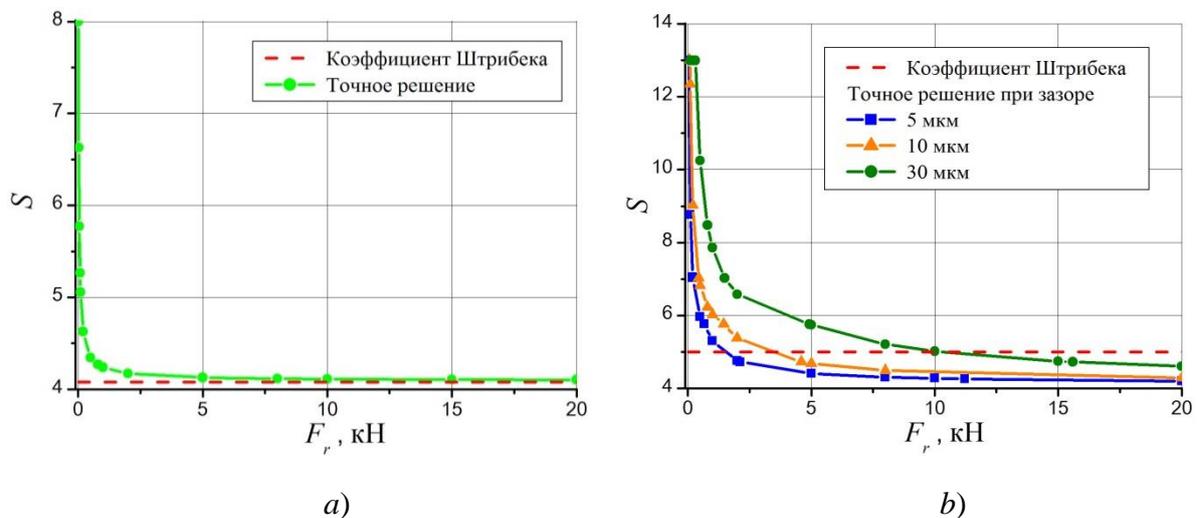


Рис. 3. Коэффициент Штрибека в роликовом подшипнике без зазора *a)* и с зазором *b)*

Из графиков видно, что при малой внешней нагрузке и большом рабочем зазоре в подшипнике классическое значение коэффициента Штрибека дает сильно заниженное значение силы, действующей на нижний ролик. При увеличении зазора область наилучшего совпадения с точным решением сдвигается в сторону увеличения внешней силы. Это объясняется тем, что при увеличении внешней нагрузки увеличивается и число воспринимающих нагрузку тел качения в подшипнике.

Для проведения исследований напряженного состояния кольца подшипника необходимо знать зависимость коэффициента Штрибека от величины зазора. По данным Томовича нами построены графики для положительных величин зазора, они показаны на рис. 4 для двух значений радиальной нагрузки.

Авторы работы [14] расширили анализ влияния внутреннего зазора в отрицательную область (состояние преднатяга подшипника). Для широкого спектра размеров подшипника ими получено решение модифицированного уравнения Штрибека, связывающего максимальную нагрузку на тела качения с внутренним зазором подшипника. Представление этих данных в безразмерном виде позволило авторам предложить аппроксимирующие математические функции для оценки коэффициента Штрибека.

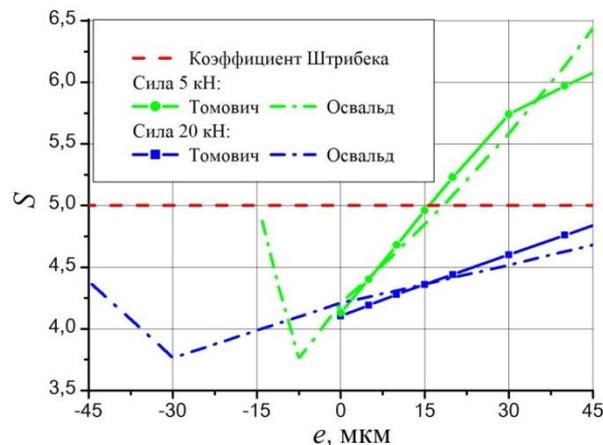


Рис. 4. Коэффициент Штрибека как функция зазора в роликовом подшипнике

В соответствии с этими функциями нами построены кривые для подшипника NU 2205 ЕС, они показаны на рис. 4 штрихпунктирными линиями. Заметим, что при нулевом зазоре коэффициент Штрибека по [14] равен 4.21, минимальное его значение одинаково при любой нагрузке и равно 3.76, но достигается при различных зазорах.

Таким образом, уменьшение положительного зазора в подшипнике ведет к перераспределению внешней нагрузки между большим количеством тел качения и, соответственно, снижению силы на наиболее нагруженное тело. При некотором отрицательном рабочем зазоре эта сила еще уменьшается, однако при дальнейшем увеличении его абсолютного значения резко возрастает.

Зазор в подшипнике может уменьшиться после его установки, при работе из-за нагрева и, как показано в п. 1, под воздействием водорода. Всё это следует учитывать, чтобы получить нулевой или требуемый отрицательный зазор в рабочих условиях, чтобы увеличить срок службы подшипника.

Увеличение прижимной силы на ролик может повлечь за собой превышение контактных напряжений относительно их расчетных значений и привести к поломке подшипника.

3. Расчет контактных напряжений

При анализе глубинных напряжений, возникающих во внутреннем кольце подшипника от давящего на него цилиндрического ролика, используем традиционный подход, пренебрегая кривизной кольца и заменив его упругим полупространством. Пусть цилиндр радиуса R прижимается к упругому полупространству силой Q (на единицу длины цилиндра), контактное давление между ними определено формулами Герца [19]:

$$p(x) = p_{\max} \sqrt{1 - \left(\frac{x}{b}\right)^2}, \quad p_{\max} = \frac{2Q}{\pi b}, \quad b = 2\sqrt{\frac{Q\beta R}{\pi}}, \quad \beta \equiv \frac{1 - \nu_0^2}{E_0} + \frac{1 - \nu^2}{E}, \quad (4)$$

здесь b – полуширина площадки контакта, p_{\max} – значение давления в центре площадки, E , E_0 и ν , ν_0 – модули упругости и коэффициенты Пуассона материалов (индекс ноль относится к цилиндру). Рассчитаем напряжённое состояние упругого полупространства под этой нагрузкой.

Воспользуемся классическим решением задачи о напряженном состоянии полупространства под нагрузкой, действующей вдоль прямой линии [20]. Будем предполагать, что в полупространстве реализуется плоское деформированное состояние. Введем декартовы координаты с началом в точке касания цилиндра и полупространства, ось z направим в глубину полупространства. В случае действия распределенной нормальной нагрузки $p(x)$ из (4) на границе полупространства $z = 0$ результирующие поля напряжений можно определить посредством суперпозиции:

$$\sigma_z(x, z) = -\frac{2}{\pi} \int_{-b}^b \frac{p(\chi) z^3}{[z^2 + (x - \chi)^2]^2} d\chi, \quad \sigma_x(x, z) = -\frac{2}{\pi} \int_{-b}^b \frac{p(\chi) z(x - \chi)^2}{[z^2 + (x - \chi)^2]^2} d\chi, \quad (5)$$

$$\tau_{xz}(x, z) = -\frac{2}{\pi} \int_{-b}^b \frac{p(\chi) z^2(x - \chi)}{[z^2 + (x - \chi)^2]^2} d\chi, \quad \sigma_y = \nu(\sigma_x + \sigma_z).$$

Начнутся ли в материале пластические деформации, определим по критерию Мизеса. Это произойдет, когда эквивалентное напряжение

$$S_{\text{eq}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_z)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_x - \sigma_y)^2 + 6\tau_{xz}^2} \quad (6)$$

достигнет предела текучести стали при растяжении.

Выражения для напряжений в глубине полупространства от контактного давления (5) в результате интегрирования получаются в замкнутой форме, но имеют громоздкий вид. В силу симметрии задачи максимальные напряжения в контактирующих телах находятся на оси z , для них получим простые выражения в безразмерном виде:

$$\bar{\sigma}_z \triangleq \frac{\sigma_z}{p_{\max}} = -\frac{1}{\sqrt{1+\zeta^2}}, \quad \bar{\sigma}_x \triangleq \frac{\sigma_x}{p_{\max}} = -\left(\frac{1+2\zeta^2}{\sqrt{1+\zeta^2}} - 2\zeta\right),$$

$$\bar{\sigma}_y \triangleq \frac{\sigma_y}{p_{\max}} = -2\nu(\sqrt{1+\zeta^2} - \zeta),$$
(7)

где введена безразмерная координата $\zeta \triangleq z/b$. На оси симметрии напряжения σ_x , σ_y и σ_z главные. Для напряжений в безразмерном виде единственным параметром остается коэффициент Пуассона для полупространства.

Для большинства сплавов и металлов коэффициент Пуассона лежит в пределах 0.25–0.35. Для трех значений этого коэффициента на рис. 5 построены графики безразмерного эквивалентного напряжения по критерию Мизеса $\bar{S}_{\text{eq}} \triangleq S_{\text{eq}}/p_{\max}$ на оси симметрии, оно достигает максимального значения на некоторой глубине под поверхностью контакта.

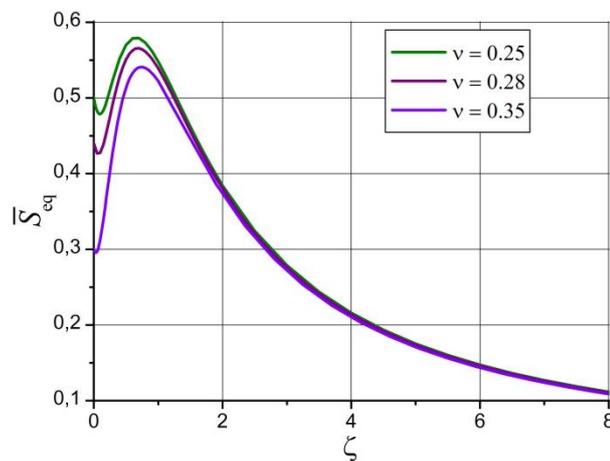


Рис. 5. Безразмерные эквивалентные напряжения на оси симметрии.

В работе [21] отмечен тот факт, что максимальное эквивалентное напряжение может возникать и на поверхности контакта, однако только для чрезмерно сжимаемых материалов (при $\nu \leq 0.19$).

Оценим эквивалентное напряжение в кольце подшипника, рассмотренного в п. 1, от его контакта с роликом. В этом подшипнике 13 роликов радиуса $R = 3$ мм и длиной 10 мм, коэффициент Штрибека при нулевом рабочем зазоре и осевой нагрузке $F_r = 20$ кН равен 4.08. Тогда на

ролик в точке “с” действует прижимающая сила $Q = 628$ Н/мм. Для ролика и кольца (полупространства) из стали с модулем упругости $E_2 = 211$ ГПа и коэффициентом Пуассона $\nu = 0.28$ по формулам (4) найдем полуширину площадки контакта $b = 0.15$ мм и контактное давление в ее центре $p_{\max} = 2761$ МПа. Безразмерное эквивалентное напряжение достигает максимума $\bar{S}_{\text{eq}} = 0.566$ на глубине $\zeta = 0.686$ под поверхностью контакта, следовательно, максимальное значение эквивалентного напряжения 1563 МПа достигается на глубине 0.1 мм. Отметим, что эквивалентные напряжения в приповерхностной зоне значительно превышают предел текучести материала – 400 МПа.

Как было показано выше, в результате воздействия водорода уменьшится радиальный зазор в подшипнике. Сила Q , прижимающая ролик, изменится вместе с коэффициентом Штрибека в соответствии с графиком на рис. 4, обозначим новое ее значение Q^H .

Поскольку безразмерные эквивалентные напряжения и глубина их расположения зависят только от коэффициента Пуассона, то из формул (4) найдем отношение эквивалентных напряжений и глубин в рассматриваемом кольце под воздействием водорода к их значению до этого воздействия:

$$\frac{S_{\text{eq}}^H}{S_{\text{eq}}} = \frac{z_{\max}^H}{z_{\max}} = \sqrt{\frac{Q^H}{Q}} . \quad (8)$$

Таким образом, максимальные эквивалентные напряжения в кольце подшипника развиваются на небольшой глубине под поверхностью контакта с телами качения, с увеличением прижимающей силы напряжения увеличиваются, а опасная область смещается вглубь. Высокие напряжения, повторяющиеся с периодичностью вращения вала, приводят к усталости материала, зарождению трещин. Под действием нагрузок микротрещины способны к быстрому росту и слиянию друг с другом [22, 23].

Заключение

В работе показано, что под воздействием водорода, выделенного из смазки подшипника, его внутреннее кольцо испытывает дополнительное расширение, уменьшая рабочий радиальный зазор. Это приводит к перераспределению осевой нагрузки на подшипник между телами качения и в некоторых случаях может привести к увеличению силы, прижимающей наиболее нагруженное тело качения к кольцу.

Проведен расчет напряжений в кольце подшипника под поверхностью контакта с цилиндрическим роликом. Показано, что напряжения достигают максимума на некоторой глубине.

Микротрещины, вызванные контактной усталостью, начинают образовываться под поверхностью в зоне максимальной нагрузки и развиваются в направлении к поверхности, приводя к выкрашиванию материала дорожек кольца подшипника.

Работа выполнена в рамках госзадания ИПМаш РАН FFNF-2024-0003 № 124041100005-4.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Alexander Stopher, M., Rivera-Diaz-del-Castillo, P.E.J. Hydrogen embrittlement in bearing steels. 2016. *Materials Science and Technology*. 32(11), pp. 1184-1193. DOI: 10.1080/02670836.2016.1156810.
- [2] Wei, X., Li, X. Early failure analysis of automobile generator bearing. 2024. *Engineering Failure Analysis*. 159, 108124.
- [3] Enami, K., Yamada, H., Komata, H. Hydrogen generation from lubricant under rolling-sliding contact. 2024. *Tribology Online*. 19(4), pp. 298-307. DOI: 10.2474/trol.19.298.
- [4] Vegter, R.H., Slycke, J.T. The Role of Hydrogen on Rolling Contact Fatigue Response of Rolling Element Bearings. 2010. ASTM International. 7, 102543. DOI: 10.1520/JAI102543.
- [5] Harling, J.C., Jacobs, G., Lehmann, B. Chemical factors for premature failures of roller bearings in wind turbines due to white etching cracks: A review from literature and industry experience. 2024. *Journal of Physics: Conference Series*. 2767(4), 042015.
- [6] Khader, I., Kürten, D., Kailer, A. The influence of mechanical stresses on the diffusion and accumulation of hydrogen in a cylindrical roller thrust bearing. 2020. *Bearing World Journal*. 5, pp. 81-91.
- [7] Зиновьева Т.В., Галяутдинова А.Р. Распределение водорода внутри кольца подшипника под воздействием натяга и вращения вала. *Современное машиностроение: Наука и образование*. 2023. С.191-203. DOI: 10.18720/SPBPU/2/id23-532.
- [8] Zinovieva, T.V., Galyautdinova, A.R. Hydrogen Degradation of Material of a Bearing Ring Fitted on a Rotating Shaft. 2024. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*. pp. 66–76. DOI: 10.1007/978-3-031-48851-1_7.
- [9] Зиновьева Т.В. Моделирование условий возникновения трещин в трубе под давлением водородосодержащей среды. 2023. *Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Механика*. 3, С. 86–96.
- [10] Филиппенко Г.В., Зиновьева Т.В. О влиянии водородной коррозии на колебания трубы как многослойной цилиндрической оболочки. *Современное машиностроение: Наука и образование*. 2021. С.334-347.

- [11] Елисеев В.В. Механика деформируемого твердого тела. СПб: Изд-во Политехн. ун-та. 2006. 231 с.
- [12] Stribeck, R. Ball bearings for various loads. 1907. Trans ASME. 29, pp. 420-463.
- [13] Palmgren, A. Ball and Roller Bearing Engineering. SKF Industries, Philadelphia, PA, USA. 1959.
- [14] Oswald, F.B., Zaretsky, E.V., Poplawski, J.V. Effect of Internal Clearance on Load Distribution and Life of Radially Loaded Ball and Roller Bearings. 2012. Tribology Transactions. 55(2), pp. 245–265. DOI: 10.1080/10402004.2011.639050
- [15] Ren Xiaoli, Zhai Jia, Ren Ge. Calculation of radial load distribution on ball and roller bearings with positive, negative and zero clearance. 2017 – International Journal of Mechanical Sciences. 131–132, pp. 1-7. DOI: 10.1016/j.ijmecsci.2017.06.042.
- [16] Tomovi'c, R. A New Approach for the Load Calculation of the Most-Loaded Rolling Element of the Rolling Bearing with Internal Radial Clearance—A Case Study. 2022. Lubricants. 10(11), 306. DOI: 10.3390/lubricants10110306.
- [17] International Standard ISO-76:2017; Rolling Bearings—Static Load Ratings. International Standards Organizations: Geneva, Switzerland. 2017.
- [18] Биргер И.А., Пановко Я.Г. Прочность, устойчивость, колебания. Справочник в трех томах, Т. 2. М.: Машиностроение. 1968. 464 с.
- [19] Johnson, K.L. Contact Mechanics. Cambridge University Press. 1985.
- [20] Новацкий В. Теория упругости. М.: Мир. 1975. 872 с.
- [21] Green, I. Poisson Ratio Effects on the Von Mises and Maximum Shear Stresses in Cylindrical Contacts. 2005. Int. J. of Applied Mechanics and Engineering. 10(3), pp. 451-462.
- [22] Kundu, T. Fundamentals of Fracture Mechanics. CRC Press, Boca Raton. 2008.
- [23] McEvily, A.J. Metal Failures: Mechanisms, Analysis, Prevention. John Wiley & Sons, Hoboken, New Jersey. 2013.

T.V. Zinovieva¹, A.R. Galyautdinova², A.K. Belyaev¹

ESTIMATION OF LOAD DISTRIBUTION AND CONTACT STRESSES INSIDE THE ROLLER BEARING IN THE PRESENCE OF HYDROGEN

¹Institute for Problems in Mechanical Engineering of the Russian Academy of Sciences, St.-Petersburg, Russia;

²Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia.

Abstract

The influence of the hydrogen-weakened layer of the inner ring of the bearing on the stress-strain state of the shaft-bearing system is investigated. It was found that hydrogen released from the lubricant causes additional expansion of the inner ring, which reduces the working radial clearance and redistributes the axial load between rolling elements, in some cases increasing the clamping force to the most loaded element. The problem of contact between a bearing ring and a cylindrical roller is solved, and the stresses in the ring under the contact surface is determined. It is shown that with the increase of the clamping force the dangerous region of high stresses is shifted to the depth of the ring, contributing to the nucleation of fatigue subsurface defects.

Key words: roller bearing, hydrogen degradation of metal, Stribeck coefficient, contact stresses.

REFERENCES

- [1] Alexander Stopher, M., Rivera-Diaz-del-Castillo, P.E.J. Hydrogen embrittlement in bearing steels. 2016. *Materials Science and Technology*. 32(11), pp. 1184-1193. DOI: 10.1080/02670836.2016.1156810.
- [2] Wei, X., Li, X. Early failure analysis of automobile generator bearing. 2024. *Engineering Failure Analysis*. 159, 108124.
- [3] Enami, K., Yamada, H., Komata, H. Hydrogen generation from lubricant under rolling-sliding contact. 2024. *Tribology Online*. 19(4), pp. 298-307. DOI: 10.2474/trol.19.298.
- [4] Vegter, R.H., Slycke, J.T. The Role of Hydrogen on Rolling Contact Fatigue Response of Rolling Element Bearings. 2010. ASTM International. 7, 102543. DOI: 10.1520/JAI102543.
- [5] Harling, J.C., Jacobs, G., Lehmann, B. Chemical factors for premature failures of roller bearings in wind turbines due to white etching cracks: A review from literature and industry experience. 2024. *Journal of Physics: Conference Series*. 2767(4), 042015.
- [6] Khader, I., Kürten, D., Kailer, A. The influence of mechanical stresses on the diffusion and accumulation of hydrogen in a cylindrical roller thrust bearing. 2020. *Bearing World Journal*. 5, pp. 81-91.
- [7] Zinovieva, T.V., Galyautdinova, A.R. Hydrogen distribution inside the bearing ring under the influence of interference and shaft rotation. *Modern mechanical engineering: Science and education*. 2023. pp. 191-203. (rus.).
- [8] Zinovieva, T.V., Galyautdinova, A.R. Hydrogen Degradation of Material of a Bearing Ring Fitted on a Rotating Shaft. 2024. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*. pp. 66–76. DOI: 10.1007/978-3-031-48851-1_7.

- [9] Zinovieva, T.V. Modeling of the initiation conditions of cracks in a pipe under pressure of a hydrogenous medium. 2023. PNRPU Mechanics Bulletin. 3, pp. 86-96. (rus.)
- [10] Filippenko, G.V., Zinovieva, T.V. On the effect of hydrogen corrosion on the vibrations of the pipe as a multilayer cylindrical shell. Modern mechanical engineering: Science and education. 2021. pp. 334-347. (rus.)
- [11] Eliseev, V.V. Mechanics of Deformable Solids. 2003. St. Petersburg, Polytechnic University Press. 336 p. (rus.)
- [12] Stribeck, R. Ball bearings for various loads. 1907. Trans ASME. 29, pp. 420-463.
- [13] Palmgren, A. Ball and Roller Bearing Engineering. SKF Industries, Philadelphia, PA, USA. 1959.
- [14] Oswald, F.B., Zaretsky, E.V., Poplawski, J.V. Effect of Internal Clearance on Load Distribution and Life of Radially Loaded Ball and Roller Bearings. 2012. Tribology Transactions. 55(2), pp. 245–265. DOI: 10.1080/10402004.2011.639050
- [15] Ren Xiaoli, Zhai Jia, Ren Ge. Calculation of radial load distribution on ball and roller bearings with positive, negative and zero clearance. 2017 – International Journal of Mechanical Sciences. 131–132, pp. 1-7. DOI: 10.1016/j.ijmecsci.2017.06.042.
- [16] Tomovi'c, R. A New Approach for the Load Calculation of the Most-Loaded Rolling Element of the Rolling Bearing with Internal Radial Clearance—A Case Study. 2022. Lubricants. 10(11), 306. DOI: 10.3390/lubricants10110306.
- [17] International Standard ISO-76:2017; Rolling Bearings—Static Load Ratings. International Standards Organizations: Geneva, Switzerland. 2017.
- [18] Birger, I.A., Panovko, Ya.G. Strength, stability, vibrations. Handbook in three volumes, V. 2. M.: Mashinostroenie. 1968. 464 p. (rus.)
- [19] Johnson, K.L. Contact Mechanics. Cambridge University Press. 1985.
- [20] Novackij, V. Theory of elasticity. M.: Mir. 1975. 872 p. (rus.)
- [21] Green, I. Poisson Ratio Effects on the Von Mises and Maximum Shear Stresses in Cylindrical Contacts. 2005. Int. J. of Applied Mechanics and Engineering. 10(3), pp. 451-462.
- [22] Kundu, T. Fundamentals of Fracture Mechanics. CRC Press, Boca Raton. 2008.
- [23] McEvily, A.J. Metal Failures: Mechanisms, Analysis, Prevention. John Wiley & Sons, Hoboken, New Jersey. 2013.