

## ВЛИЯНИЕ ИЗНОСА ТЕЛ КАЧЕНИЯ И БЕГОВЫХ ДОРОЖЕК НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

© 2025 В.Б. Балякин

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

Статья поступила в редакцию 27.05.2025

На основании экспериментальных данных получены зависимости интенсивности износа беговых дорожек от величины контактных напряжений. Эксперименты проводились на трибометре при пяти разных контактных напряжениях и по полученным экспериментальным данным были построены графики зависимости коэффициента интенсивности изнашивания беговой дорожки колец от контактных напряжений. Автором была разработана программа для расчета долговечности подшипника с учетом проскальзывания тел качения при определенном дискретном значении радиального зазора. Разработана методика определения долговечности подшипников качения с учётом износа. Приводятся результаты расчёта долговечности подшипника с учётом износа тел качения и беговых дорожек. Показано, что износ тел качения и дорожек качения приводит к увеличению радиального зазора. Выявлено, что долговечность подшипников качения существенно зависит от их износа. Показано, что погрешность в определении долговечности без учёта износа в зависимости от условия работы подшипника может достигать 50%. Разработанная методика расчета долговечности роликовых и шариковых подшипников с учётом износа дает возможность выбирать параметры подшипников, повышающие их долговечность.

*Ключевые слова:* подшипник качения, шарик, ролик, дорожка качения, износ, долговечность.

DOI: 10.37313/1990-5378-2025-27-4-111-117

EDN: EYIXKH

### ВВЕДЕНИЕ

В процессе работы подшипников качения наблюдается проскальзывание тел качения, что обуславливает наличие трения скольжения в контакте с беговыми дорожками [1]. Это приводит к износу тел качения и беговых дорожек в процессе работы и увеличению радиального зазора в подшипнике [2,3]. Автор наблюдал износ роликов подшипника свободной турбины изделия НК-12СТ после эксплуатации на перекачивающей станции в Средней Азии, который достигал нескольких миллиметров. Это было обусловлено назначенным ресурсом в 100000 часов и эксплуатацией при попадании в систему смазки песчаной пыли мелкой фракции, частицы которой не улавливались фильтрами с тонкостью очистки 20 мкм. Износ в подшипнике приводит к перекосу колец и снижению долговечности [4,5]. Теоретические [6,7] и экспериментальные [8] исследования показали существенное влияние геометрических параметров на характеристики подшипников качения. Кроме этого, увеличение зазора в подшипниках качения влияет на жёсткость опор роторов и как следствие на собственные частоты системы [9,10]. Следовательно, очень важно знать истинное значение радиального зазора в подшипниках качения, который меняется в процессе работы, и учитывать это при расчёте характеристик подшипников качения.

Цель исследования – повышение долговечности подшипников качения за счёт разработки методики расчёта подшипников с учётом износа тел качения и беговых дорожек.

### ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

В работе [3] было показано, что во время работы подшипника происходит износ тел качения. Этот износ приводит к увеличению радиального зазора в подшипнике, что влияет на долговечность подшипника. Полученные экспериментально результаты [4] показали экспоненциальную зависимость между интенсивностью изнашивания  $I$  и контактными напряжениями  $\sigma_H$

$$I = ae^{c\sigma_H} + b, \quad (1)$$

где  $a=9,036 \cdot 10^{-3}$ ,  $b=0,961$ ,  $c=4,984 \cdot 10^{-3}$ .

Полученная зависимость (1) позволяет определить изменение радиального зазора в роликовом подшипнике  $\Delta g$  за счёт износа тел качения:

*Балякин Валерий Борисович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой основ конструирования машин. E-mail: 029-029@mail.ru*

$$\Delta g_{\varepsilon} = 2 \sum_1^z \Delta g_{\varepsilon i} / z, \quad (2)$$

где  $\Delta g_{\varepsilon i} = \frac{I_{\varepsilon i} v_{\varepsilon} \Delta L_h}{\pi D_p l_p}$  – износ от контакта с внутренним кольцом;

$$\Delta g_{\eta} = 2 \sum_1^z \Delta g_{\eta i} / z, \quad (3)$$

где  $\Delta g_{\eta i} = \frac{I_{\eta i} v_{\eta} \Delta L_h}{\pi D_p l_p}$  – износ от контакта с наружным кольцом.

Для шарикового подшипника:

$$\Delta g_{\varepsilon i} = \frac{I_{\varepsilon i} v_{\varepsilon} \Delta L_h}{\pi D_w^2} \text{ – износ от контакта с внутренним кольцом;} \quad (4)$$

$$\Delta g_{\eta i} = \frac{I_{\eta i} v_{\eta} \Delta L_h}{\pi D_w^2} \text{ – износ от контакта с наружным кольцом,} \quad (5)$$

где  $z$  – число тел качения,  $\Delta g_{\varepsilon i}$ ,  $\Delta g_{\eta i}$  – износ тела качения на  $i$ -ом участке с расчётным значением интенсивности износа  $I_{\varepsilon i}$  и  $I_{\eta i}$  в контакте с внутренним и наружным кольцами соответственно,  $I_{\varepsilon i}$ ,  $I_{\eta i}$  – интенсивность износа тела качения при расчетном значении контактного напряжения  $\sigma_{H\varepsilon i}$  и  $\sigma_{H\eta i}$  в контакте с внутренним и наружным кольцами соответственно,  $v_{\varepsilon}$ ,  $v_{\eta}$  – скорость скольжения относительно внутренней и наружной дорожек качения соответственно,  $D_w$  и  $D_p$  – диаметр шарика и диаметр ролика соответственно,  $l_p$  – рабочая длина ролика.

Несмотря на то, что результаты работы [4] можно использовать для учета влияния износа подшипника при расчете долговечности, нужно отметить, что сделанное предположение, что износ тел качения сопоставим с износом дорожек качения не было подтверждено экспериментальными данными. Задача этого исследования заключается в том, чтобы определить экспериментальным путем величину износа дорожки качения с целью учета при определении изменения радиального зазора подшипника качения, а также разработать методику расчета долговечности подшипника с учетом износа тел и дорожек качения.

## МЕТОДЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ

В данной работе, проведены эксперименты для определения износа дорожек качения подшипника и их влияние на радиальный зазор в подшипнике. Эксперименты проводились с использованием трибометра швейцарской фирмы CSM в режиме пары трения сфера плоскость. Шарик диаметром 9,525 мм из стали устанавливался в держатель и со скоростью 1 м/с скользил по смазанному кольцу из той же стали с твердостью  $HRC=62...63$ . Длительность испытаний устанавливалась в виде длины пути  $S=100\,000$  м.

После испытаний профиль поверхности кольца измерялся с помощью профилометра SURTRONIC 25. Профилометр устанавливался на экспериментальном столе, как показано на рисунке 1, и в шестнадцати равномерно расположенных по окружности сечениях измерялся профиль микронеровностей поверхности кольца в радиальном направлении.

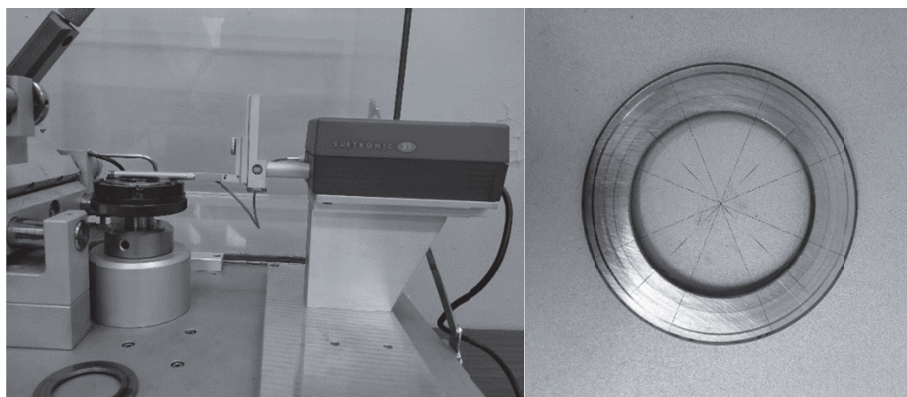


Рисунок 1 – Измерение профиля поверхности кольца подшипника

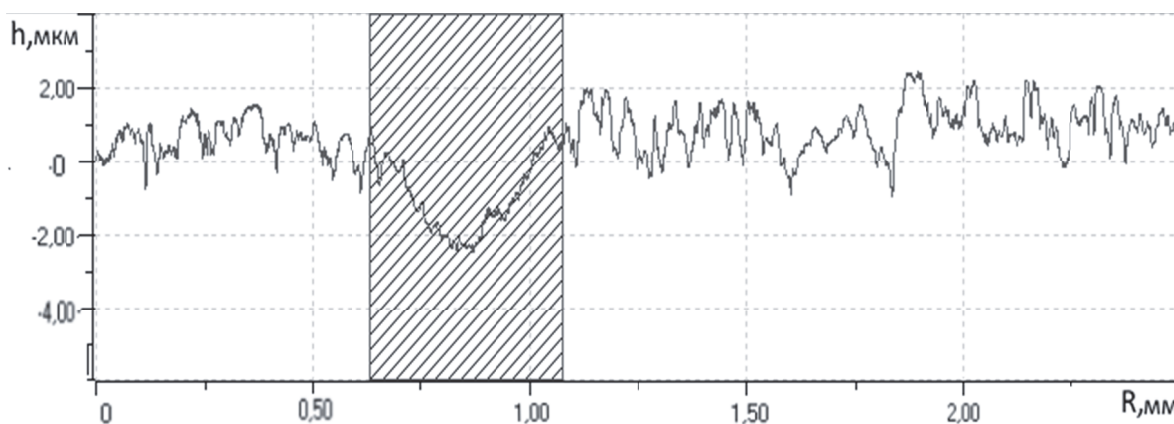


Рисунок 2 – Профиль микронеровностей  $h$  поверхности по радиусу кольца после испытаний

Результат измерения профиля микронеровностей поверхности по радиусу  $R$  показан на рисунке 2, где выделена область износа.

Объем изношенного материала рассчитывался автоматически программным обеспечением трибометра и определялась величина интенсивности износа дорожки  $I_d$  с размерностью  $\text{мм}^3/\text{м}$ .

Среднее значение шестнадцати измерений принималось за истинное значение интенсивности износа кольца.

В качестве материала шариков и колец при испытаниях использовались стали ШХ-15, ШХ-15Ш, 8Х4В9Ф2(ЭИ347), 95Х18, которые наиболее часто применимы в отечественных подшипниках, а в качестве смазки масло ИПМ-10. Исследования проводились для пяти разных контактных напряжений – 500 МПа, 750 МПа, 1000 МПа, 1250 МПа, 1500 МПа. Величина контактных напряжений обеспечивалась набором тарированных грузов. По полученным экспериментальным данным были построены графики зависимости коэффициента интенсивности изнашивания кольца от контактных напряжений, представленные на рисунке 3. Экспериментальные кривые на рисунке 3 были аппроксимированы с погрешностью не более 11% нелинейной зависимостью в виде

$$I_d = ae^{c\sigma_H} + b, \quad (6)$$

где  $a=9,55 \cdot 10^{-3}$ ,  $b=0,98$ ,  $c=5,234 \cdot 10^{-3}$  для ШХ-15;

$a=9,028 \cdot 10^{-3}$ ,  $b=0,957$ ,  $c=4,981 \cdot 10^{-3}$  для ШХ-15Ш;

$a=8,827 \cdot 10^{-3}$ ,  $b=0,757$ ,  $c=4,682 \cdot 10^{-3}$  для 95Х18;

$a=3,438 \cdot 10^{-3}$ ,  $b=0,612$ ,  $c=6,275 \cdot 10^{-3}$  для ЭИ-347.

Полученные данные в результате эксперимента показали, что разность между интенсивностью износа кольца по уравнению (6) и тел качения, согласно уравнению (1), не превышает 10% во всем рассматриваемом диапазоне.

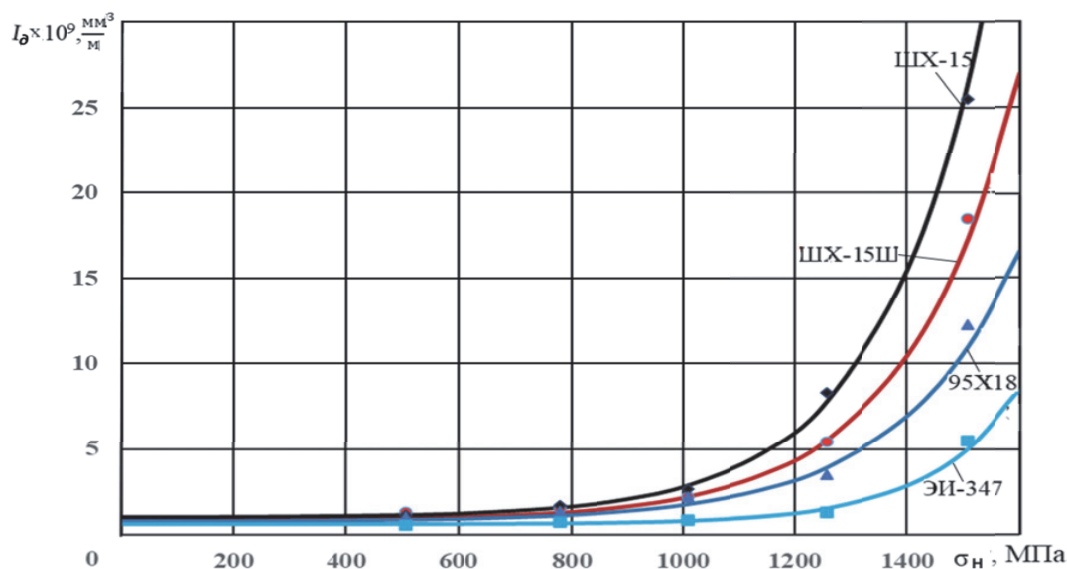


Рисунок 3 – Зависимости коэффициента интенсивности изнашивания колец от контактных напряжений для подшипниковых сталей

Для применения полученных выше результатов исследования в расчете долговечности подшипника предлагается рассматривать долговечность подшипника на отдельных участках с дискретным значением зазора. Эквивалентную долговечность подшипника необходимо определять [11] в виде

$$L_h = \left( \sum_{i=1}^N L_{hj}^{-1} \right)^{-1} \cdot N,$$

где  $N$  – число интервалов разбиения долговечности для дискретизации величины изменяющегося зазора,  $L_{hj}$  – долговечность подшипника при каждом дискретном значении зазора.

Величина износа наружной и внутренней беговой дорожки будет различной, так как будут различными линейные скорости скольжения тел качения и контактные напряжения. Поэтому отдельно определяем величину изменения зазора при износе внутренней и наружной дорожек качения от каждого тела качения, которое имеет контакт.

Для роликового подшипника уравнения получим в следующем виде:

$$\Delta g_{\partial i} = \sum_{i=1}^z \Delta g_{\partial i}, \text{ где } \Delta g_{\partial i} = \frac{I_{\partial i} v_{\partial i} \Delta L_h}{\pi D_{\partial i} l_p} - \text{ для внутренней дорожки качения;} \quad (7)$$

$$\Delta g_{\partial n} = \sum_{i=1}^z \Delta g_{\partial n}, \text{ где } \Delta g_{\partial n} = \frac{I_{\partial n} v_{\partial n} \Delta L_h}{\pi D_{\partial n} l_p} - \text{ для наружной дорожки качения;} \quad (8)$$

Здесь  $\Delta g_{\partial i}$  и  $\Delta g_{\partial n}$  – износ внутренней и наружной дорожки качения от одного тела качения (ролик или шарик) на участке с расчётным значением контактных напряжений  $\sigma_{H\partial i}$  и  $\sigma_{H\partial n}$  в контакте с внутренним и наружным кольцом соответственно,  $I_{\partial i}$ ,  $I_{\partial n}$  – интенсивности износа внутренней и наружной дорожек качения при расчётном значении контактных напряжений  $\sigma_{H\partial i}$  и  $\sigma_{H\partial n}$  в контакте с внутренним и наружным кольцами соответственно,  $D_{\partial i}$  и  $D_{\partial n}$  – диаметр внутренней и наружной беговой дорожки соответственно.

Для шарикового подшипника вместо рабочей длины ролика необходимо использовать значение  $b$  – ширины площадки контакта шарика с беговой дорожкой.

Алгоритм расчета долговечности с учетом износа тел качения и беговых дорожек

1. Выполняем расчет долговечности подшипника  $L_{h0}$  при заданном исходном значении зазора  $g_1$  без учета износа.

2. Полученное значение долговечности делим на  $N = 10 \dots 100$ , получаем  $\Delta L_h$  – время работы подшипника с промежуточным дискретным значением величины зазора.

3. По полученным из программы значениям скоростей скольжения  $v$  и напряжений  $\sigma_H$  в контакте каждого тела качения с наружным и внутренним кольцом определяем интенсивность изнашивания  $I$ .

4. Вычисляем величины износа тел качения, согласно уравнениям (2) и (3) для роликоподшипника или (4) и (5) для шарикоподшипника.

5. Вычисляем величину износа беговых дорожек внутреннего и наружного колец от каждого тела качения, согласно уравнению (7) и (8) соответственно.

6. Вычисляем новое значение зазора

$$g_{j+1} = g_j + 2(\Delta g_{\partial i} + \Delta g_{\partial n} + \Delta g_{\partial i} + \Delta g_{\partial n}).$$

7. Выполняем расчет долговечности  $L_{hj+1}$  с новым значением зазора  $g_{j+1}$  и повторяем с п. 2  $N$  раз.

8. Вычисляем эквивалентную долговечность подшипника с учетом износа:

$$L_h = \left( \sum_{i=1}^N L_{hj}^{-1} \right)^{-1} \cdot N.$$

Приведем пример расчета долговечности подшипника с учетом износа тел качения и беговых дорожек по разработанной методике.

Автором использовалась методика [12] и разработанная программа для расчета долговечности подшипника с учетом проскальзывания тел качения.

Был рассчитан межсальниковый роликовый подшипник 5-272822 P2[10].

Подшипник имеет номинальную долговечность без учета износа  $L_{h1} = 1472,7$  ч. Разделим это время на 10 равных интервалов согласно предложенному алгоритму. При работе подшипника радиальный зазор в подшипнике будет увеличиваться в зависимости от скорости скольжения и контактных напряжений. Для каждого из десяти участков вычислялись дискретные значения зазоров согласно уравнениям (1) и (2) с помощью программы определялась скорость скольжения и контактные на-

пряжения, а также соответствующие долговечности при каждом зазоре. Рассмотрим порядок расчета первой итерации.

Полученные результаты дают нам исходные данные для расчета нового радиального зазора и расчета долговечности при второй итерации:  $\Delta t_h = 1472,7$  ч;  $v_b = 3,843$  м/с;  $v_n = 0,416$  м/с; контактные напряжения в телах качения при контакте с внутренним кольцом  $\sigma_{bi}$  и с наружным кольцом  $\sigma_{ni}$ .

Для определения следующего значения долговечности  $L_{h1}$  вводим новое значение радиального зазора в программу расчета и получим  $L_{h2} = 1547,3$  ч. Расчет проводится аналогичным образом для всех итерации долговечности и при каждом интервале, результаты которых приведены в таблице 1.

**Таблица 1** - Результаты расчета долговечности при различных значениях радиального зазора

| П/н | Радиальный зазор, мм | Долговечность, ч |
|-----|----------------------|------------------|
| 1   | 0,02000              | 1472,7           |
| 2   | 0,02029              | 1547,3           |
| 3   | 0,02058              | 1626,8           |
| 4   | 0,02086              | 1706,2           |
| 5   | 0,02114              | 1787,6           |
| 6   | 0,02140              | 1863,7           |
| 7   | 0,02165              | 1946,1           |
| 8   | 0,02190              | 2022,0           |
| 9   | 0,02213              | 2098,5           |
| 10  | 0,02237              | 2179,3           |

Эквивалентная долговечность подшипника с учетом износа колец и тел качения определялась в виде [11]

$$L_h = \left( \frac{1}{1472,7} + \frac{1}{1547,3} + \frac{1}{1626,8} + \frac{1}{1706,2} + \frac{1}{1787,6} + \frac{1}{1863,7} + \frac{1}{1946,1} + \frac{1}{2022,0} + \frac{1}{2098,5} + \frac{1}{2179,3} \right)^{-1} \cdot 10 = 1796,7 \text{ ч.}$$

Таким образом, эквивалентная долговечность рассматриваемого подшипника с учётом износа тел качения и беговых дорожек возрастает. Погрешность в определении долговечности без учёта износа составляет 22%.

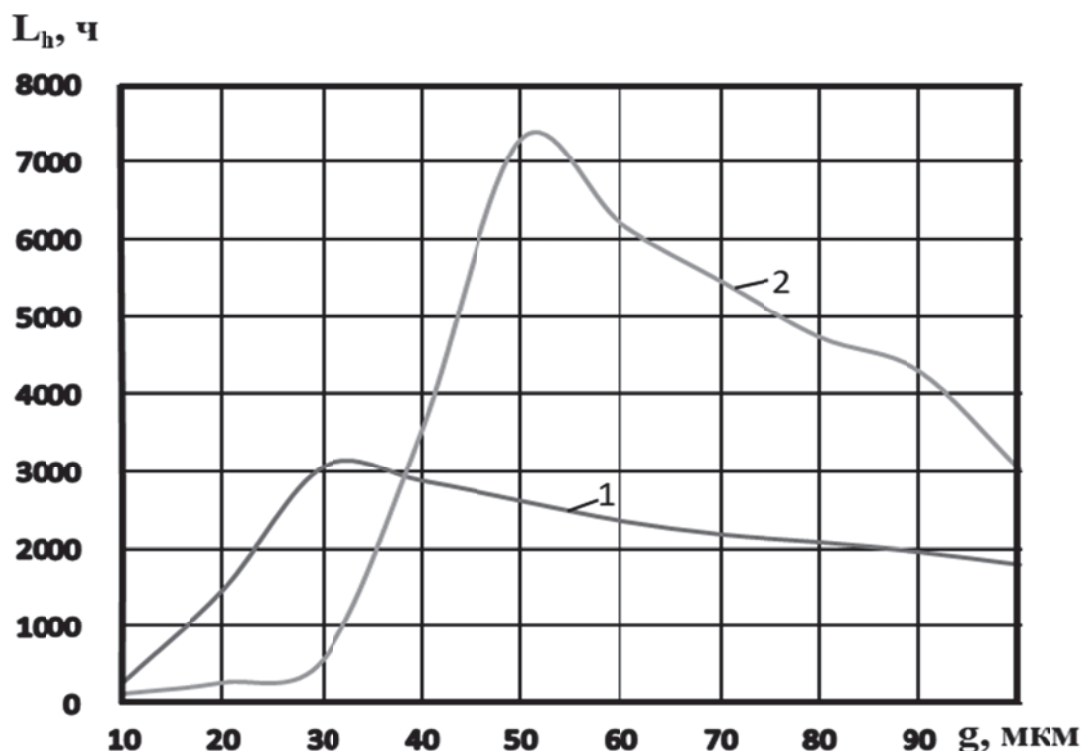
Расчёт данного подшипника на другом режиме работы при скоростях вращения внутреннего кольца 7200 об/мин и наружного 9200 об/мин показал, что погрешность при расчёте без учёта износа может составить 50%.

На рисунке 4 показаны зависимости долговечности подшипника 5-272822P2 от величины радиального зазора при различных скоростях вращения валов. Из рисунка видно, что в зависимости от величины исходного значения зазора долговечность с увеличением зазора от износа сначала увеличивается, а затем уменьшается.

Для каждого из режимов работы имеет место оптимальная величина радиального зазора. Таким образом, для многорежимных изделий невозможно обеспечить оптимальный зазор во всём диапазоне работы.

## ВЫВОДЫ

Разработанная методика позволяет рассчитать долговечность подшипников с учётом износа тел качения и беговых дорожек. Определение долговечности конкретного типа подшипника показало, что, если не учитывать износ в подшипниках качения, погрешность в определении долговечности может достигать 50%. Разработанная методика расчета долговечности роликовых и шариковых подшипников с учётом износа дает возможность выбирать параметры подшипников, повышающие их долговечность.



**Рисунок 4** – Зависимость долговечности подшипника от радиального зазора:

- 1 – при частотах вращения колец  $n_b = 10200$  об/мин и  $n_n = 13300$  об/мин;  
 2 – при частотах оборота колец  $n_b = 7200$  об/мин и  $n_n = 9300$  об/мин

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Клебанов, Я.М. Критическое скольжение в подшипниках качения при гидродинамическом трении / Я.М. Клебанов, А.Д. Москалик, А.М. Бражникова // Трение и износ. – 2022. – Т. 43. – № 4. – С. 387-396.
2. Жильников, Е.П. Трение и изнашивание в узлах авиационной техники / Е.П. Жильников, В.Н. Самсонов. – Самара: Изд. Самарского аэрокосм. ун-та. – 2007. – 143 с.
3. Силаев, Б.М. Метод расчёта высокоскоростной опоры качения двигателей летательных аппаратов с учётом изнашивания / Б.М. Силаев, П.А. Даниленко // Трение и износ. – 2015. – Т. 36. – № 4. – С. 453-460.
4. Balyakin, V.B., Zhilnikov, E.P., Pilla, K.K. Method for Calculating the Fatigue Life of Bearings Taking into Account Wearing of Rolling Elements (2020) Journal of Friction and Wear, 41 (4), pp. 359-364.
5. Клебанов, Я.М. Численное исследование влияния профиля ролика и перекоса колец на нормальное давление в области контакта ролика с дорожками качения цилиндрического роликового подшипника / Я.М. Клебанов, В.Р. Петров, И.Е. Адеянов // Инженерный журнал «Наука и инновации». – 2019. – № 10(94). – С. 2-8.
6. Королев, А.А. Влияние геометрических параметров рабочих поверхностей шарикоподшипника на его работоспособность / А.А. Королев, А.В. Королев // Трение и износ. – 2015. – Т. 36. – № 2. – С. 244-248.
7. Ebert, F.J. Fundamentals of Design and Technology of Rolling Element Bearings // Chinese Journal of Aeronautics, 2010. – 23 (1). – pp. 123-136.
8. Королев, А.В. Экспериментальное исследование влияния геометрии контакта тел и дорожек качения шариковых подшипников на момент трения качения / А.В. Королев, А.А. Королев // Трение и износ. – 2016. – Т. 37. – № 2. – С. 156-161.
9. Жильников, Е.П. Влияние осевой силы на жёсткость и долговечность радиально-упорного подшипника / Е.П. Жильников, В.Б. Балякин // Ракетно-космическая техника. Серия XII: Сб. науч. тр. Самара. – 2000. Вып. I. – С. 132-141.
10. Клебанов, Я.М. Динамика двухрядных конических роликовых подшипников / Я.М. Клебанов, К.А. Поляков, А.М. Бражникова // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2024, – № 2. – С. 3-9.
11. Балякин, В.Б. Теория и проектирование опор роторов авиационных ГТД / В.Б. Балякин, Е.П. Жильников, В.В. Макаrchук, В.Н. Самсонов. – Самара: Издательство Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2007. – 254 с.
12. Акифьев, В.И. Разработка методики расчета роликоподшипников опор ГТД с учетом проскальзывания: дисс. ... канд. техн. наук: 01.02.06 / Акифьев Владимир Иванович. – Самара: СГАУ, 1998. – 167 с.

## THE EFFECT OF WEAR ON ROLLING ELEMENTS AND TREADMILLS ON THE DURABILITY OF ROLLING BEARINGS

© 2025 V.B. Balyakin

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

On the basis of experimental data, the dependences of the wear intensity of treadmills on the magnitude of contact stresses are obtained. The experiments were carried out on a tribometer at five different contact stresses and, based on the experimental data obtained, graphs of the dependence of the coefficient of wear intensity of the treadmill rings on contact stresses were constructed. The author have developed a program for calculating the durability of a bearing, taking into account the slippage of rolling elements at a certain discrete value of the radial clearance. A method for determining the durability of rolling bearings, taking into account wear, has been developed. The results of calculating the durability of the bearing, taking into account the wear of rolling elements and treadmills, are presented. It is shown that the error in determining durability without taking into account wear, depending on the operating conditions of the bearing, can reach 50%. The developed technique makes it possible to use it to calculate the durability of roller and ball bearings with increased reliability requirements.

*Keywords:* rolling bearing, ball, roller, raceway, wear, durability.

DOI: 10.37313/1990-5378-2025-27-4-111-117

EDN: EYIXKH

### REFERENCES

1. *Klebanov, Ya.M.* Kriticheskoe skol'zhenie v podshipnikah kacheniya pri gidrodinamicheskom trenii / Ya.M. Klebanov, A.D. Moskalik, A.M. Brazhnikova // *Trenie i iznos.* – 2022. – T. 43. – № 4. – S. 387-396.
2. *Zhil'nikov, E.P.* Trenie i iznashivanie v uzlah aviacionnoj tekhniki / E.P. Zhil'nikov, V.N. Samsonov. – Samara: Izd. Samarskogo aerokosm. un-ta. – 2007. – 143 s.
3. *Silaev, B.M.* Metod raschyota vysokoskorostnoj opory kacheniya dvigatelej letatel'nyh apparatov s uchyotom iznashivaniya / B.M. Silaev, P.A. Danilenko // *Trenie i iznos.* – 2015. – T. 36. – № 4. – S. 453-460.
4. *Balyakin, V.B., Zhilnikov, E.P., Pilla, K.K.* Method for Calculating the Fatigue Life of Bearings Taking into Account Wearing of Rolling Elements (2020) *Journal of Friction and Wear*, 41 (4), pp. 359-364.
5. *Klebanov, Ya.M.* Chislennoe issledovanie vliyaniya profilya rolika i perekosa kolec na normal'noe davlenie v oblasti kontakta rolika s dorozhkami kacheniya cilindricheskogo rolikovogo podshipnika / Ya.M. Klebanov, V.R. Petrov, I.E. Adeyanov // *Inzhenernyj zhurnal »Nauka i innovacii«*. – 2019. – № 10(94). – С. 2-8.
6. *Korolev, A.A.* Vliyanie geometricheskikh parametrov rabochih poverhnostej sharikopodshipnika na ego rabotosposobnost' / A.A. Korolev, A.V. Korolev // *Trenie i iznos.* – 2015. – T. 36. – № 2. – S. 244-248.
7. *Ebert, F.J.* Fundamentals of Design and Technology of Rolling Element Bearings // *Chinese Journal of Aeronautics*, 2010. – 23 (1). – pp. 123-136.
8. *Korolev, A.V.* Eksperimental'noe issledovanie vliyaniya geometrii kontakta tel i dorozhek kacheniya sharikovyh podshipnikov na moment treniya kacheniya / A.V. Korolev, A.A. Korolev // *Trenie i iznos.* – 2016. – T. 37. – № 2. – S. 156-161.
9. *Zhil'nikov, E.P.* Vliyanie osevoj sily na zhyostkost' i dolgovechnost' radial'no-upornogo podshipnika / E.P. Zhil'nikov, V.B. Balyakin // *Raketno-kosmicheskaya tekhnika. Seriya III: Sb. nauch. tr. Samara.* – 2000. Vyp.I. – S. 132-141.
10. *Klebanov, Ya.M.* Dinamika dvuhryadnyh konicheskikh rolikovyh podshipnikov / Ya.M. Klebanov, K.A. Polyakov, A.M. Brazhnikova // *Izvestiya vysshih uchebnykh zavedenij. Mashinostroenie.* – 2024. – № 2. – S. 3-9.
11. *Balyakin, V.B.* Teoriya i proektirovanie opor rotorov aviacionnyh 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.
12. *Akif'ev, V.I.* Razrabotka metodiki rascheta rolkopodshipnikov opor GTD s uchetoм proskal'zyvaniya: diss. ... kand. tekhn. nauk: 01.02.06 / Akif'ev Vladimir Ivanovich. – Samara: SGAU, 1998. – 167 s.