DOI: 10.18411/vntr2025-176-2

УДК621.891

ВЛИЯНИЕ ПРОЦЕССА ИЗНАШИВАНИЯ НА РЕСУРС ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Сергей Андреевич Поляков[2,1], Кирилл Романович Назаров[2], Лидия Ивановна Куксенова[1], Екатерина Михайловна Кулешова[2]
[1] Федеральное государственное бюджетное учреждение науки Институт машиноведения им. А.А.Благонравова Российской академии наук, Москва, Россия
[2]Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия
serpol50z@rambler.ru, lkukc@mail.ru, thepenguih@gmail.com, kuleshova.em@mail.ru

***Аннотация**: Показано, что при расчете ресурса подшипника качения необходимо учитывать внутреннюю динамику, возникающую в результате его изнашивания. Показано, что прирост нагрузки на подшипник в виде динамической составляющей влечет за собой пропорциональный рост силы трения. Получено уравнение динамики изнашивания подшипника качения на основе экспериментальных данных, проведенных на лабораторной установке ДМ-28М.*
***Ключевые слова:** подшипник качения, износ, ресурс, износостойкость, динамика изнашивания.*

INFLUENCE OF THE WEAR PROCESS ON THE LIFE OF ROLLING BEARINGS

S.A. Polyakov[1,2], K. R. Nazarov[2], L. I. Kuksenova[1], E. M. Kuleshova[2]
[1] Mechanical Engineering Research Institute the Russian Academy of Sciences, Moscow, Russia
[2]N.E. Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia
serpol50z@rambler.ru, lkukc@mail.ru, thepenguih@gmail.com, kuleshova.em@mail.ru

***Abstract.** It is shown that when calculating the service life of a rolling bearing, it is necessary to take into account the internal dynamics that arise as a result of its wear. It is shown that an increase in the load on the bearing in the form of a dynamic component entails a proportional increase in the friction force. An equation for the dynamics of wear of a rolling bearing is obtained based on experimental data conducted on a DM-28M laboratory setup.*
***Keywords:** rolling bearing, wear, resource, durability, wear dynamics.*

Введение. Известно, что в результате эксплуатации в подшипниках качения могут изменяться форма и размер тел качения, включая форму рабочих поверхностей колец подшипников [1]. Данная проблема является малоисследованной, что определяет ее актуальность и новизну. В связи с этим важно рассмотреть те факторы, которые могут оказывать влияние на этот процесс, а также роль и весомость каждого из этих факторов.

Важно также отметить, что изменение формы тел качения, в первую очередь, образование желоба на дорожке качения внешнего кольца подшипника качения должно приводить к изменению динамики его работы. Традиционные методы расчета подшипников качения учитывают только внешнюю динамику в работе подшипнка [2], поэтому вопрос учета внутренней динамики, возникающей в результате изнашивания, при расчете подшипников качения имеет очевидную новизну и актуальность. Дело в том, что наличие внутренней динамики в трибосопряжении приводит, как правило, к существенному изменению динамики достижения предельного износа, иначе говоря, динамики изнашивания. Ярким примером влияния динамики изнашивания на долговечность и ресурс трибосопряжений является работа [3], иллюстрация которой дана на рис. 1. Автор проводил оценку износа и измерение люфта в соединениях шасси самолетов, в которые вводилась обычная смазка и смазка с добавлением модифицированной добавки. Было обнаружено, что с увеличением люфта растут динамические нагрузки, которые приводят к увеличению скорости изнашивания. В случае применения обычной смазки износ по наработке изменялся по экспоненте, а в случае применения модифицированной добавки скорость изнашивания снижалась и износ по наработке изменялся линейно. На рис. 1 показана принципиальная схема определения ресурса сопряжений скольжения.

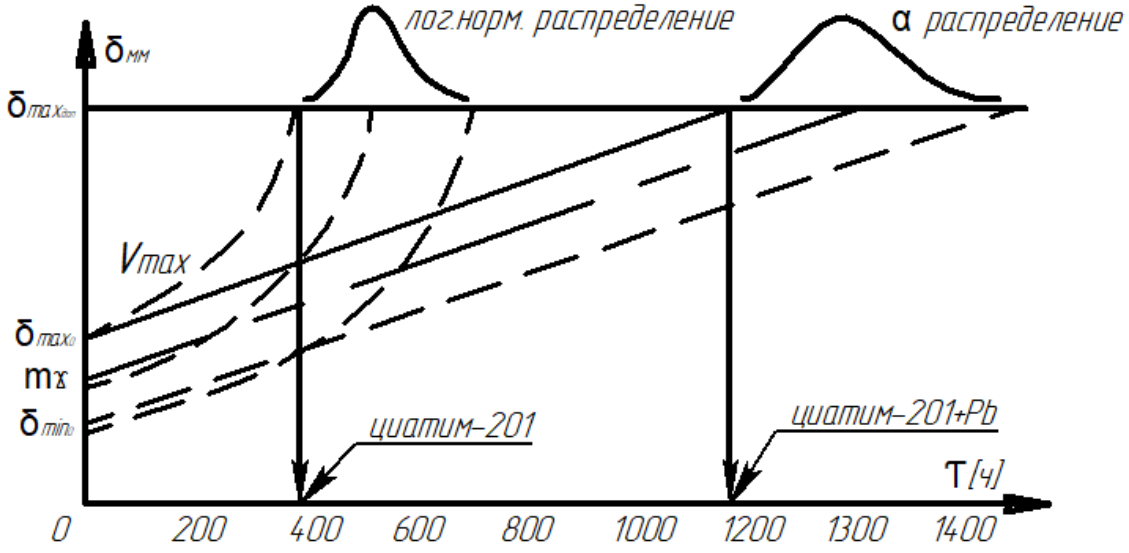


Рис. 1. Результаты испытаний пары вал-втулка, которые проводились при использовании минеральной смазки и при использовании модифицированной добавки.

Испытания показали, что применение модифицированной добавки дает возможность увеличить ресурс пары трения примерно в несколько раз. Данная методика оценки ресурса сопряжений скольжения может быть применена и для оценки ресурса других трибосопряжений. В частности, необходимый аппарат для оценки ресурса на основе предложенной модели динамики изнашивания был разработан (применительно к червячным передачам) в работе [3]. Основанием для подобного подхода применительно к подшипникам

качения является полученная в работе [1] схема изнашивания и основанная на экспериментальных данных форма области изнашивания, показанная на рис. 2.
Очевидно, что изменение формы желоба во внешнем кольце подшипника качения, возникающее в результате изнашивания, будет приводить к изменению динамики работы подшипника, что отразится и на процессе динамики изнашивания, и на оценке ресурса.

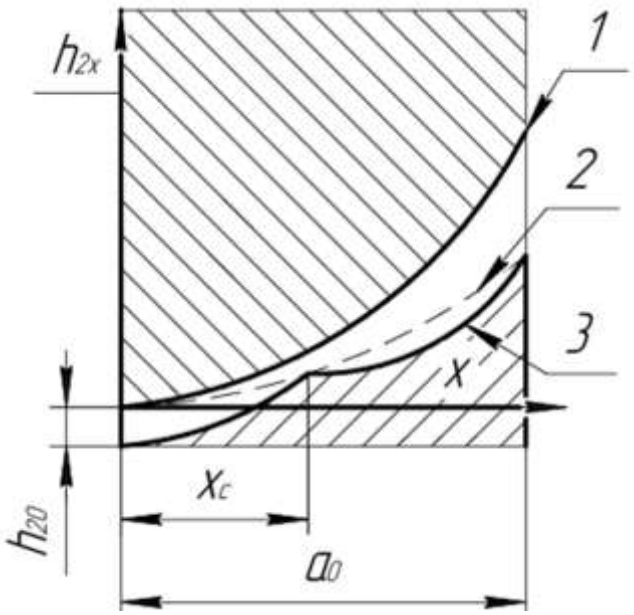


Рис.2. Область контакта шарика с желобом наружного кольца ПК.
1 – шарик; 2 – профиль желоба исходной формы; 3 – профиль изношенного желоба; h_{20} – величина износа наружного кольца подшипника в точке контакта с шариком при нагрузке P_0; x_c – координата мгновенной оси вращения шарика относительно желоба [1].

Целью данной работы является разработка уравнения динамики изнашивания подшипника качения на основе экспериментальных данных.

Материалы и методики исследования. Для разработки уравнения динамики изнашивания необходимо рассмотреть экспериментальные данные по изменению параметров технического состояния подшипника качения. Ниже приводится краткое изложение методики испытаний подшипников качения, более подробно изложенной в работе [5]. Схема лабораторной установки ДМ-28М показана на рис.3.
Испытуемый подшипник размещают в корпусе стенда, вращение внутреннего кольца подшипника происходит в результате передачи вращающего момента от электродвигателя – 1 на вал – 3, входящий в подшипник, через ременную передачу – 2. Описание работы установки дано в работе [5]. Схема работы состоит в том, что, что по мере увеличения нагрузки через нагружающий винт – 12 и динамометрическую скобу – 10 и роста в результате силы трения в подшипнике качения, происходит поворот подвеса – 6 для измерения силы трения в подшипнике относительно шкалы измерительного устройства – 8, а угол поворота указывает на значение силы трения.
Основным дополнением к методике, изложенной выше, является использование тензометрического устройства для замера момента трения на подшипнике, сигнал с которого поступает через тензостанцию на компьютер. Тарировка устройства осуществляется с помощью подвешивания грузов известной массы на рычаге заданной длины с определением

величины вращающего момента через произведение силы на рычаге на длину рычага и сопоставление этого значения с величиной сигнала на экране компьютера. Кроме того, на экране можно фиксировать колебания силы трения, возникающие в результате неравномерности сопротивления вращению внутреннего кольца подшипника в результате действия его конструктивных особенностей. Одной из таких особенностей является зазор в подшипнике, с изменением которого по мере изнашивания подшипника может меняться и частота колебаний силы трения.

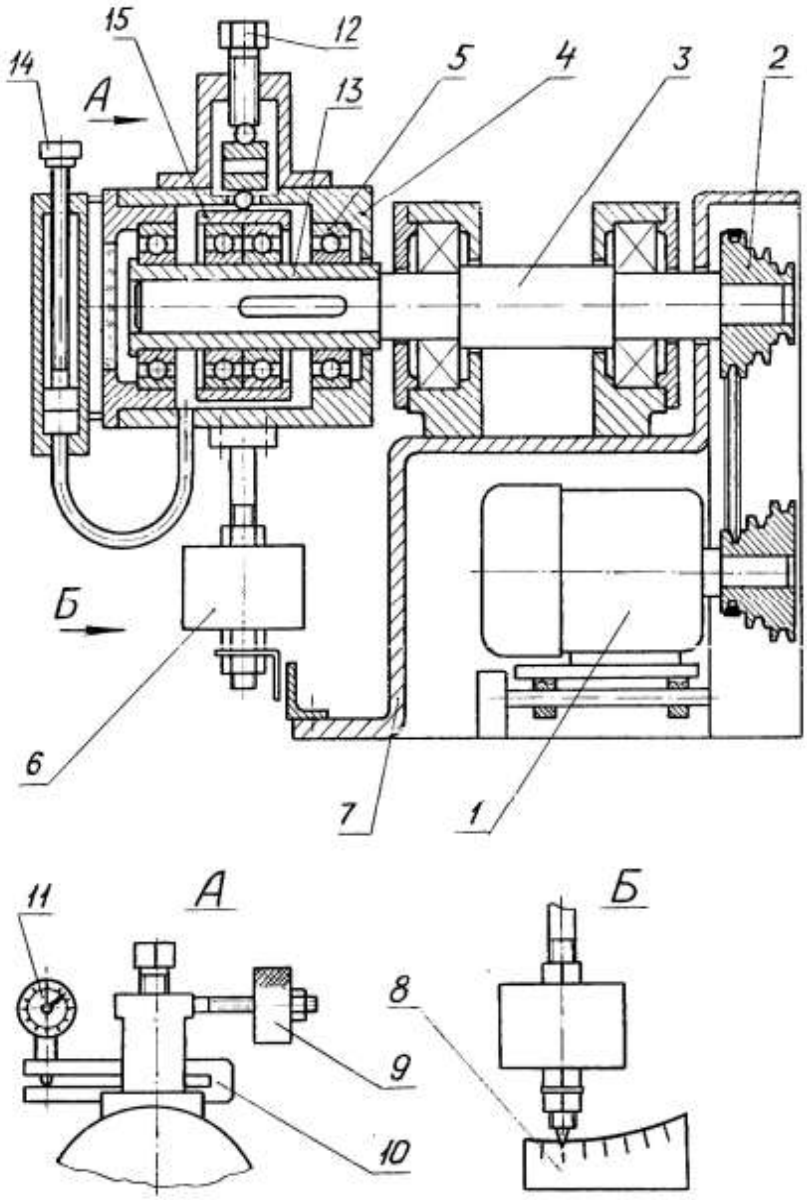


Рис. 3. Схема лабораторной установки ДМ-28М [5]. 1 – электродвигатель; 2 – ременная передача; 3 – вал; 4 – корпус испытательного устройства; 5 – подшипник; 6 - подвес для измерения силы трения; 7 – основание стенда; 8 – шкала измерительного устройства; 9 – регулировочный противовес; 10 – динамометрическая скоба; 11 – индикатор для фиксации деформации скобы; 12 – нагружающий винт; 13 – втулка, на которую напрессованы испытуемые подшипники качения; 14 – смазочное устройство; 15 – испытуемые подшипники качения

Результаты и их обсуждение. Основным результатом испытаний подшипников качения явилось сравнение показателей для новых и изношенных подшипников, рис. 4.

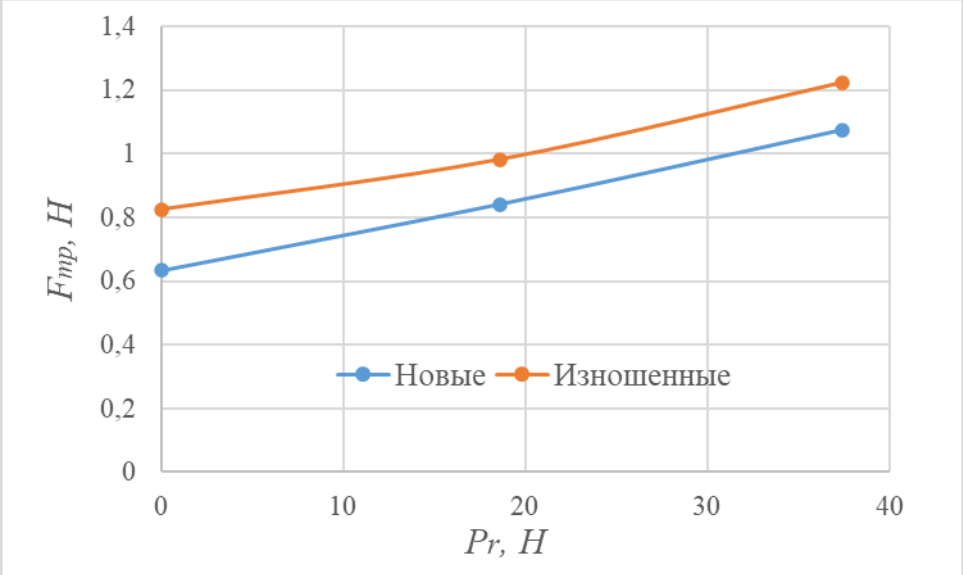


Рис. 4 Зависимость силы трения F_{mp} в подшипнике качения от нормальной нагрузки F_r.

Из графика на рис. 4 видно, что изношенные подшипники качения обладают более высокой силой трения, чем новые. Причиной ухудшения показателей подшипников качения является изменение рельефа трущейся поверхности, как это показано на рис. 2. Наличие данного рельефа ведет к возникновению внутренней динамики подшипника. Как показывает анализ причин повышение силы трения – это образование выемки на желобе и возникновение внутренней динамической составляющей нормальной нагрузки. Очевидно, что взаимодействие шарика с выступом на желобе, образующемся в результате изнашивания, должно давать дополнительную реакцию

$$\Delta P = \frac{m\Delta v}{\Delta t} \text{ (Н)}, \quad (1)$$

где m – масса шарика (кг), Δv – приращение линейной скорости шарика в направлении действия реакции желоба (м/с), Δt – время прохождения выступа (с).

В свою очередь, Δv будет определяться как отношение величины износа h_{20} (определяющего высоту выступа, поскольку под действием нагрузки зазор будет выбран) к времени прохождения выступа Δt, которое определяется отношением длины углубления x_c к линейной скорости шарика, рис. 2.

Констатация факта возникновения динамической составляющей влечет ряд важных выводов. Во-первых, прирост нагрузки в виде динамической составляющей влечет за собой пропорциональный рост силы трения, что наглядно наблюдается на рис.4. Если оценить величину ΔP через данные по размерам области износа, приводимого, например, в работе [1], и параметрам шарика, то на стадии предельного износа эта величина может составлять до 40% прироста к стандартной нагрузке. Это значение хорошо согласуется с данными измерений силы трения (рис.4).

Кроме того, учет динамической составляющей можно провести через введение коэффициента динамичности. Величину коэффициента динамичности K_d можно оценить по формуле:

$$K_d = 1 + \frac{\Delta P}{P}, \quad (2)$$

где – ΔP прирост нормальной силы (Н) в соответствии с формулой (1).
Прирост нормальной силы ведет к приросту контактного давления. Тогда в выражении для интенсивности изнашивания величину контактного давления надо умножать на K_d.

$$J = K_u \left(\frac{pK_d}{HRC} \right)^m, \quad (3)$$

где p – контактное давление (МПа); HRC – твердость материала; K_u, m – экспериментально устанавливаемые коэффициенты.
Однако, в соответствии с ранее приведенными соотношениями, сам коэффициент динамичности зависит от величины износа, поскольку прирост нормальной силы пропорционален величине износа, что следует из формулы (1), а коэффициент динамичности пропорционален приросту нормальной силы (2). Поэтому процесс изнашивания будет развиваться динамически, для чего предлагается разработать соответствующее уравнение, методические основы которого заложены в работе [4].
Для разработки уравнения динамики изнашивания, необходимо сначала оценить зависимости износа от времени, для этого рассмотрим влияние изнашивания на динамическую нагрузку. При достижении некоторого уровня изношенности коэффициент динамичности монотонно растет с ростом износа, то есть, если принять в первом приближении, что рост пропорциональный, можно записать в следующем виде зависимость коэффициента динамичности от износа наружного кольца подшипника:

$$K_d = \frac{h_{20}}{K_a},$$

где K_a — коэффициент пропорциональности (м).
Скорость изнашивания с учетом динамических составляющих определяется по формуле:

$$\frac{dh_{20}}{dt} = K_d J^* v = \frac{h_{20}}{K_a} J^* v, (\text{м/ с}),$$

где J^* – зависимость интенсивности изнашивания от нагрузки по формуле (3), v – скорость относительного скольжения (м/с).
Таким образом, скорость изнашивания наружного кольца подшипника пропорциональна текущей величине износа. Это значит, что зависимость износа от времени (уравнение динамики изнашивания) имеет экспоненциальный характер и будет выражаться соотношением

$$h_{20}(t) = h_0 \exp\left[\frac{J^*}{K_a} vt \right] (\text{м}), \quad (4)$$

где h_0 – величина приработочного износа. Также, для того чтобы оценить ресурс подшипника качения необходимо определить величину предельного износа, которая зависит от предельно допустимого коэффициента динамичности [K_d].

Выводы

1. Важной причиной снижения работоспособности подшипника качения является изнашивание – образование желоба и возникновение динамической составляющей ΔP, что не нашло отражения в литературе.
2. Процесс изнашивания ведет к экспоненциальному росту как самого износа, так и одной из его причин – коэффициента динамичности, как это показано в формуле (4), что должно существенно сокращать ресурс подшипника качения.
3. Для повышения работоспособности подшипника качения необходимо снижение интенсивности изнашивания, в первую очередь, за счет улучшения условий смазывания и подбора новых смазочных материалов.

Список литературы

1. Павлов В.Г. Ресурс работы радиального шарикоподшипника по условию предельно допустимого износа// Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2007. - № 6. – С.102 – 111.
2. Фомин, М. В. Расчеты опор с подшипниками качения: учебное пособие / М. В. Фомин. 2-е изд. – М.: Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана, 2018. – 58 с.
3. Шепер М.Н. Испытания металлоплакирующих смазочных материалов, их разработка и внедрение. Избирательный перенос в тяжелонагруженных узлах трения / Под ред. Д.Н. Гаркунова. – М., 1982. – С. 162-174.
4. Кулешова Е.М. Повышение износостойкости червячных передач посредством применения наномодифицированного смазочного материала. Автореф. диссертации на соиск.уч.степени канд.техн.наук. – М.: БГТУ, 2024. – 23 с.
5. Исследование трения в подшипниках качения: Методические указания к выполнению и оформлению лабораторной работы №2 / Сост. В.М. Плисс. – Хабаровск: Издательство Хабаровского государственного технического университета, 2002. – 15 с.

Дата поступления: 4 апреля 2025 г.