

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Григорьев, В. Ф. Оценка возможности применения мобильных устройств связи для проверки шумовых характеристик технологического оборудования / В. Ф. Григорьев, Ю. А. Дакало // ВЕСТНИК БрГТУ. – 2019. – №_4_(117): Машиностроение. – С. 39–42.
2. Машиностроение. Металлорежущие станки и деревообрабатывающее оборудование. / Б. И. Черпаков [и др.]. – Под ред. Б.И. Черпакова. – 2-е изд., испр. 2002. – Т. IV – 7 – 864 с.
3. Определение эквивалентных уровней звуковой мощности металлорежущих станков в процессе их эксплуатации. Методические рекомендации / Сост. М. П. Козочкин, В. Д. Кузнецов. М. : ЭНИМС, 1983. – 27 с.
4. Шумомер-вибромметр, анализатор спектра. ЭКОФИЗИКА-110А. Руководство по эксплуатации. ПРИБОРОСТРОИТЕЛЬНОЕ ОБЪЕДИНЕНИЕ «ОКТАВА-ЭЛЕКТРОНДИЗАЙН» ООО «ПКФ Цифровые приборы», 2011.
5. Металлорежущие станки: учеб. пособие для вузов / Н. С. Колев [и др.]. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1980. – 500 с., ил.

УДК 621.833

МЕТОДИЧЕСКИЙ ПОДХОД К ОЦЕНКЕ ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ВИБРОДИАГНОСТИКИ

Дакало Ю. А.¹, Ишин Н. Н.², Гоман А. М.², Скороходов А. С.²

1) Брестский государственный технический университет,
г. Брест, Республика Беларусь

2) Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси,
г. Минск, Республика Беларусь

Введение. В основу предлагаемого методического подхода положен способ вибрационно-импульсной диагностики, по которому снимают параметры вибраций с диагностируемого подшипникового узла, из полученных данных выделяют информативные составляющие, в качестве которых служат амплитуды снятых параметров вибраций, определяют параметры динамической нагруженности, в частности амплитуды ударных импульсов, по которым с помощью расчетных зависимостей определяют величину радиального зазора в подшипнике. В результате получают расчетно-экспериментальные графические зависимости изменения радиального зазора в подшипнике во времени, по которым рассчитывают остаточный ресурс диагностируемого подшипника. Получаемые в процессе вибромониторинга данные по износу элементов подшипника могут быть использованы при принятии решений о продолжении эксплуатации подшипника, проведении мероприятий по техническому обслуживанию для поддержания работоспособности или замене подшипника.

Основная часть. Одним из основных параметров, характеризующих техническое состояние подшипникового узла, является радиальный зазор подшипника, по которому с достаточной вероятностью можно прогнозировать ожидаемый отказ. При этом изменение величины радиального зазора при работе машины удовлетворяет требованиям к диагностическому параметру, который может информировать о состоянии подшипника и о возможном приближении его к отказу.

При проведении диагностики результаты измерений величины радиального зазора подшипника необходимо сравнивать с номинальными и максимально допустимыми значениями для данного типа. Это позволяет выполнить практическую оценку фактического технического состояния подшипников и в условиях эксплуатации без демонтажа и разборки машины, своевременно осуществить техническое обслуживание или замену подшипников.

Наличие конструктивных радиальных зазоров в подшипниках качения обуславливает образование ударных импульсов. Вследствие того, что ось вала подшипника не остается неподвижной и совершает прецессию, вал сталкивается с телами качения и имеет место ударное взаимодействие, вызывающее вибрации в механизме. Соударения тел качения подшипника с дорожками качения характеризуются малой длительностью (порядка 10^{-4} с) и значительными по величине ударными силами, вызывающими возникновение дефектов в подшипниках: питтинг, отслаивание материалов, износ и др.

Процесс возникновения ударных сил при столкновении вала с телами качения (рисунок 1) происходит следующим образом:

- вследствие радиального зазора Δ при вращении положение вала устойчиво в течение промежутка времени, при котором он опирается на два тела качения;
- в момент времени, когда одно из тел качения достигает нижнего положения, внутреннее кольцо подшипника вместе с валом опрокидывается на следующее за ним тело качения.

Из-за радиального зазора радиус R_B дорожки качения внутреннего кольца (рисунок 1, а) меньше радиуса окружности R_{1B} , касающейся всех шариков [1]:

$$R_{1B} = R_B + \Delta.$$

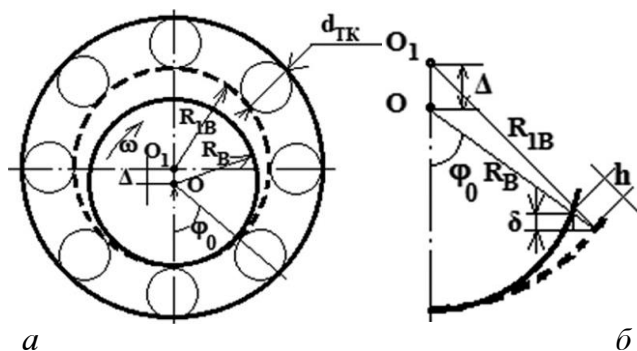


Рисунок 1 — Процесс возникновения ударных импульсов при столкновении вала с телами качения

Периодические падения вала и создают периодические ударные импульсы.

При падении внутреннее кольцо подшипника проходит расстояние h (см. рисунок 1, б):

$$h = \Delta(1 - \cos\varphi_0), \quad (1)$$

где $\varphi_0 = 2\pi/N$ — угловое расстояние между соседними телами качения,
 N — число тел качения.

Скорость вала, приобретенная к моменту удара, определяется из равенства кинетической энергии вала с закрепленными на нем телами работе радиальной силы. Кинетическая энергия вала в момент столкновения равна

$$T = \frac{MV_0^2}{2}, \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (2)$$

где M — масса вала с закрепленными на нем телами, кг;
 V_0 — скорость вала в момент удара, м/с.

Работа радиальной силы F , действующей на вал:

$$A = F \cdot \delta, \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (3)$$

где $\delta = h \cdot \cos \varphi_0$ (рисунок 1, б).

Из равенства выражений (2), (3) с учетом (1) находится скорость удара:

$$V_0 = \sqrt{\frac{2F\Delta}{M}(1 - \cos \varphi_0) \cos \varphi_0} = \sqrt{\frac{2F\Delta}{M} \left(1 - \cos \frac{2\pi}{N}\right) \cos \frac{2\pi}{N}}. \quad (4)$$

Для малых углов φ_0 можно принять, что

$$\cos \varphi_0 \approx 1, \quad 1 - \cos \varphi_0 \approx \varphi_0^2/2 \quad (5)$$

После подстановки (5) в (4) получим

$$V_0 = \varphi_0 \sqrt{\frac{F\Delta}{M}} = \frac{2\pi}{N} \sqrt{\frac{F\Delta}{M}}.$$

Основными параметрами ударного импульса являются амплитуда и время действия. Процесс ударного взаимодействия вала подшипника с телами качения показан на рисунке 2. Рассматривается упругий удар двух тел. Первое тело массой M (приведенная к подшипнику масса) ударяется со скоростью V_0 во второе тело массой m (тело качения). При этом имеет место центральный удар двух тел. Принимается, что масса тела качения существенно меньше массы вала: $m \ll M$.

Дифференциальное уравнение движение вала имеет вид:

$$M \ddot{\delta} = F - P(\delta_{\text{ш}}), \quad (6)$$

где P — контактная сила; $\delta_{\text{ш}} = \delta_1^{\text{ш}} + \delta_2^{\text{ш}}$ — сближение тел вследствие местного сжатия (δ_1 — сближение внутреннего кольца подшипника и тела качения; δ_2 — сближение тела качения и наружного кольца).

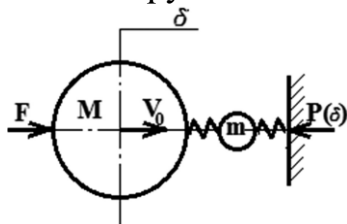


Рисунок 2 — Ударное взаимодействие вала с телом качения

Для шарикоподшипников, у которых имеет место контактное взаимодействие тел, ограниченных криволинейными поверхностями и соприкасающихся до деформации в одной точке, сближение тел определяется по формуле [2]:

$$\delta_{\text{ш}} = \frac{1}{2} \left(\sum_{i=1}^2 n_{\delta i} \sqrt[3]{\frac{9}{4} \eta_i^2 \sum k_i} \right) P^{\frac{2}{3}}, \quad (7)$$

где n_{δ} — коэффициент, входящий в выражение для сближения соприкасающихся тел;

η — упругая постоянная соприкасающихся тел, которая для одинаковых материалов равна

$$\eta = \frac{2(1 - \nu^2)}{E}, \quad (8)$$

где E — модуль упругости; ν — коэффициент Пуассона; Σk — сумма главных кривизн поверхностей соприкасающихся тел.

Из выражения (7) находится связь между контактной силой P и сближением тел $\delta_{\text{ш}}$:

$$P(\delta) = \lambda \delta_{\text{ш}}^{\frac{3}{2}}, \quad (9)$$

где

$$\lambda = \frac{2^{\frac{3}{2}}}{\left(\sum_{i=1}^2 n_{\delta i} \sqrt[3]{\frac{9}{4} \eta_i^2 \sum k_i} \right)^{\frac{2}{3}}}. \quad (10)$$

Проинтегрировав и проведя ряд преобразований уравнение для определения $\delta_{\text{шmax}}$ примет вид:

$$\delta_{\text{шmax}}^{\frac{5}{2}} - \frac{5F}{2\lambda} \delta_{\text{шmax}} - \frac{5MV_0^2}{4\lambda} = 0 \quad (11)$$

или с учетом (4)

$$\delta_{\text{шmax}}^{\frac{5}{2}} - \frac{5F}{2\lambda} \delta_{\text{шmax}} - \frac{5F\Delta}{2\lambda} (1 - \cos \varphi_0) \cos \varphi_0 = 0. \quad (12)$$

Выразив Δ из (12), получим формулу для определения радиального зазора в подшипнике

$$\Delta = \frac{2\lambda \left(-\delta_{\text{шmax}}^{\frac{5}{2}} + \frac{5F}{2\lambda} \delta_{\text{шmax}} \right)}{5F(1 - \cos \varphi_0) \cos \varphi_0}, \quad (13)$$

С учетом того, что амплитуда ударного импульса равна

$$P_{\text{max}} = \lambda \delta_{\text{шmax}}^{\frac{3}{2}}, \quad (14)$$

$$\delta_{\text{шmax}} = \left(\frac{P_{\text{max}}}{\lambda} \right)^{\frac{2}{3}}. \quad (15)$$

Подставив (15) в (13), получим

$$\Delta = \frac{2\lambda \left(-\left(\frac{P_{\text{max}}}{\lambda} \right)^{\frac{5}{3}} + \frac{5F}{2\lambda} \left(\frac{P_{\text{max}}}{\lambda} \right)^{\frac{2}{3}} \right)}{5F(1 - \cos \varphi_0) \cos \varphi_0} = \frac{-2\lambda \left(\frac{P_{\text{max}}}{\lambda} \right)^{\frac{5}{3}} + 5F \left(\frac{P_{\text{max}}}{\lambda} \right)^{\frac{2}{3}}}{5F(1 - \cos \varphi_0) \cos \varphi_0}. \quad (16)$$

Типичный вид протекания процесса изнашивания подшипника качения во времени содержит три периода (рисунок 3): I – приработка, II – установившийся износ, III – ускоренный (катастрофический) износ [3]. Ресурс работы подшипника T_p определяется предельным значением радиального зазора $\Delta_{\text{пр}}$.

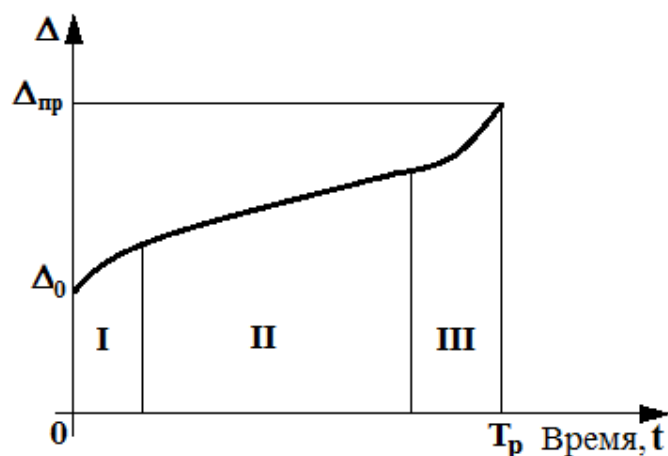


Рисунок 3 — Периоды изнашивания подшипника качения

Началу эксплуатации подшипника после его приработки соответствует величина начального радиального зазора Δ_0 (времени t_0).

Суть решения поставленной задачи заключается в определении величины промежутка времени (остаточного ресурса работы подшипника), за который величина радиального зазора достигнет предельного значения $\Delta_{пр}$.

Достаточная точность расчета остаточного ресурса достигается в предположении, что величина радиального зазора в подшипнике при эксплуатации изменяется во времени по линейному закону.

В первом приближении можно считать, что на этапе установившегося износа (участок II) скорость изменения зазора в подшипнике качения определяется по формуле:

$$v_{\Delta} = \frac{\Delta_i - \Delta_{i-1}}{t_i - t_{i-1}}, \quad (17)$$

где t_{i-1} и t_i – время предыдущего и последующего замеров амплитуд виброимпульсов; Δ_{i-1} и Δ_i – рассчитанные по формуле (16) величины радиальных зазоров.

В этом случае зависимость (16) позволяет по экспериментально определенным амплитудам ударных импульсов (P_{max}) рассчитать величины радиальных зазоров в подшипниках качения в эксплуатационных условиях.

Остаточный ресурс подшипника находится из выражения:

$$t_{ост} = \frac{\Delta_{пр} - \Delta_i}{v_{\Delta}}. \quad (18)$$

Заключение. Предложенный методический подход к эксплуатационной оценке остаточного ресурса подшипников качения по результатам вибромониторинга ударных импульсов позволяет перейти от планово-предупредительного обслуживания подшипниковых узлов механизмов и машин к обслуживанию по фактическому техническому состоянию.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Поддубко, С. Н. Вибрационно-импульсный метод оценки технического состояния подшипников качения. Расчёт параметров ударных импульсов / С. Н. Поддубко [и др.] // Международный научно-технический журнал «Механика машин, механизмов и материалов». – Минск, 2019. – Выпуск №1(46): Общие проблемы механики– С. 5-12.

2. Прочность, устойчивость, колебания: справ. в 3 т. / под ред. И. А. Биргера, Я. Г. Пановко. – М. : Книга по требованию, 2012. – Т. 2. – 463 с.
3. Мигаль, В. Д. Техническая диагностика автомобилей: справочное пособие: в 6 т. / В. Д. Мигаль. – Х.: Майдан, 2012. – Том 6: Диагностическое обеспечение технической и экологической безопасности. – 538 с.
4. Комплексный контроль и повышение качества зубчатых приводных механизмов для машиностроения / О.В. Берестнев [и др.]. — Минск : БелГИСС, 2009. – 115 с.
5. Поддубко, С. Н. Вибрационно-импульсный метод оценки технического состояния подшипников качения. Исследование параметров ударных импульсов при изнашивании элементов подшипника. / С. Н. Поддубко [и др.] // Международный научно-технический журнал «Механика машин, механизмов и материалов» – Минск, 2019 – Выпуск № 2(47): Общие проблемы механики. – С. 5–13.

УДК 621.113

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ЭЛЕКТРОННОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ДВИГАТЕЛЕМ

Кострицкий В. В.

Полоцкий государственный университет;
г. Новополоцк, Республика Беларусь

Введение. К настоящему времени все производимые автомобили оборудуются электронными системами управления двигателем (ЭСУД). ЭСУД управляет работой современного двигателя внутреннего сгорания, которая позволяет добиться высоких технико-экономических показателей работы ДВС [1].

В процессе эксплуатации в конструктивных элементах ЭСУД, как и в любой другой системе автомобиля, неизбежно возникают различные неисправности (нарушение регулировок, изменение электрических характеристик, коррозионное разрушение контактов, повреждение изоляции и т. д.). Это влечет за собой ухудшение выходных параметров работы ДВС (мощности, топливной экономичности, выбросов вредных веществ с отработавшими газами) и, в конечном счете, приводит к частичной или полной потере им работоспособного состояния [2].

Для предупреждения отказов и обеспечения заданного уровня эксплуатационной надежности ЭСУД при проведении регламентных работ технического обслуживания (ТО) автомобилей целесообразно контролировать состояние конструктивных элементов этой системы и при необходимости устранять в них возникшие повреждения. При этом заводами-изготовителями при проведении регламентных ТО рекомендуется проверять лишь коды неисправностей в памяти электронного блока управления двигателя (ЭБУД) и только при их наличии выполнять необходимые контрольно-диагностические операции. При отсутствии в ЭБУД кодов неисправностей ЭСУД признается технически исправной и дополнительные проверки не проводятся. В большинстве случаев коды неисправностей не указывают конкретно на неисправный элемент, а указывают на отклонения допустимого диапазона параметров ЭСУД [3]. Кроме того, отклонения значений параметров в элементах ЭСУД, не превышающие предельные значения