

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ НА ОСНОВЕ КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ РОТОРА И ВКЛАДЫША

В. Н. ДОЦЕНКО¹, Н. И. НАВАЛЬНЕВ²

¹Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт». 61070, г. Харьков, ул. Чкалова, 17. E-mail: khai@khai.edu

²Харьковский территориальный центр филиала НПЦ «Техдиагаз». 61002, г. Харьков, ул. Маршала Конева, 16. E-mail: shkorina-enbung@i.ua

В статье рассмотрена возможность получения дополнительной информации о состоянии подшипника скольжения при проведении вибрационного обследования. Предлагается использовать как источник информации колебания контактной площадки подшипника скольжения. Библиогр. 3, рис. 4.

Ключевые слова: виброакустические измерения, ротор, подшипник скольжения, частота свободных колебаний, контактное взаимодействие

Практика эксплуатации и научная литература, например работа [1], показывают, что подшипники скольжения обладают слабой виброакустической активностью, когда диагностический сигнал очень трудно выделить из шума. С другой стороны процесс разрушения антифрикционных покрытий, в частности баббита Б83, носит быстротекущий характер. Поэтому диагностика работоспособности подшипника скольжения, в конечном счете, сводится к контролю состояния рабочих зазоров между ротором и вкладышами подшипника в процессе эксплуатации оборудования.

Следует отметить, что заедание – это аварийный дефект, и он приводит к аварийному останову агрегата вследствие заклинивания ротора.

В условиях эксплуатации предусмотрен контроль вертикального, горизонтального и осевого смещения ротора. На рис. 1 представлено типичное индукционное смещение ротора.

Осовой сдвиг ротора регламентируется технической документацией до величины 380 мкм, не более. На практике величины вертикального и горизонтального смещений устанавливают в зависимости от типа конструкции оборудования. Фактическая величина смещений в основном находится в пределах 16...38 мкм. Фактическая величина осевого смещения ротора 50...60 мкм.

На практике [2] отмечалось, что виброакустическая диагностика определяет техническое состояние подшипников как удовлетворительное, но уже параллельно, как показывает рентгенофлуоресцентный анализ смазывающей жидкости [3], идет износ, и даже можно сказать значительный. Это означает, что ротор уже работает в подшипнике в режиме полужидкостного трения.

На основе опыта диагностирования однозначно определено, что заедание приводит к появлению чередующихся сигналов, частота появления которых резко возрастает, а перед наступлением полного заедания уменьшается. Неустойчивые колебания ротора определяются появлением в спектре частот 0,42...0,48 от частоты вращения ротора f_p [2].

В данной работе мы хотим показать, что можно определять работоспособность подшипника скольжения используя методы и наработки теории контактного взаимодействия. Эти предположения будут сделаны только под углом технической диагностики и будут носить, в основном, оценочный характер.

На рис. 2 приведено состояние рабочих поверхностей вкладыша подшипника скольжения. Нароботка 4000 ч.

На наш взгляд в технической литературе вообще представлено мало работ по влиянию контактного взаимодействия ротора и вкладыша подшип-



Рис. 1. Расположение индукционного датчика смещений ротора

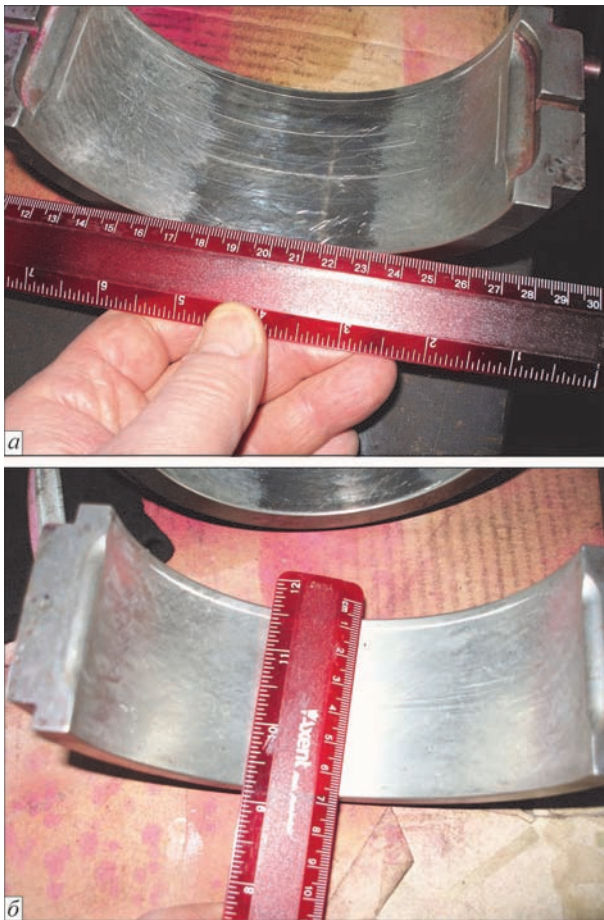


Рис. 2. Измерение геометрических размеров вкладыша подшипника

ника при гидродинамической смазке на запуске и останове. Также отсутствуют признаки работоспособности подшипников скольжения исходя из контактного взаимодействия ротора и вкладыша.

Покажем на примере, что происходило в подшипниках скольжения во время эксплуатации оборудования.

Приведем данные по материалам подшипника и его геометрическим характеристикам. Материал ротора – легированная сталь с модулем Юнга $2,1 \cdot 10^6$ кгс/см² и коэффициентом Пуассона – 0,3.

Материал вкладыша – баббит Б83 с модулем Юнга $0,55 \cdot 10^6$ кгс /см² и коэффициентом Пуассона – 0,305.

Диаметр ротора – 152 мм. Диаметр вкладыша – 152,2 мм. Длина рабочей поверхности вкладыша 60 мм. Вес ротора 600 кг.

В конструкции агрегата предусмотрен опорно-упорный подшипник и опорный подшипник.

Из работы [4] находим ширину прямоугольной площадки контакта:

$$b = 2,15 \sqrt{\frac{q}{2L} \frac{1}{\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2}} \frac{1}{\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_2}}}, \quad (1)$$

где R_1, R_2 – радиусы щеки вала и вкладыша подшипника скольжения, см; E_1, E_2 – модули Юнга стали и баббита Б83.

$$b = 2,15 \sqrt{\frac{600}{2 \cdot 6,0} \cdot \frac{1}{\frac{1}{2,1 \cdot 10^6} + \frac{1}{0,55 \cdot 10^6}} \frac{1}{\frac{1}{7,6} - \frac{1}{7,61}}} = 1,63 \text{ см.}$$

Из работы [5] находим частоту колебаний прямоугольной пластины размером $L \times b \times \delta = 6 \times 1,63 \times 0,044$ см (рис. 3). Величина деформации δ равна 0,044 см. Эта величина найдена из геометрических соотношений размеров вала и вкладыша подшипника:

$$\begin{aligned} \delta &= R - \sqrt{R^2 - \left(\frac{b}{2}\right)^2} = \\ &= 7,61 - \sqrt{7,61^2 - \left(\frac{1,63}{2}\right)^2} = 0,044 \text{ см.} \end{aligned} \quad (2)$$

На рис. 3 представлена схема расположения прямоугольной контактной площадки.

Частоту свободных колебаний пластины вычислим по формуле:

$$f = 0,159 \frac{k^2}{b^2} \sqrt{\frac{D}{\rho \delta}}, \quad (3)$$

где k – коэффициент закрепления контура. Для случая, когда пластина жестко закреплена двумя противоположными сторонами и не опирается двумя другими:

$$k^2 = \pi^2 \sqrt{1,506^4 + 2,496 \frac{12}{\pi^2} (1 - \gamma) \frac{b^2}{a^2}}, \quad (4)$$

$D = \frac{E \delta^3}{12(1 - \gamma^2)}$, цилиндрическая жесткость пластины, кг·см; ρ – плотность баббита Б83 – 0,00738 кг/см³; δ – толщина пластины (толщина деформированного слоя), см; γ – коэффициент Пуассона для баббита Б83, равный 0,305.

Тогда:

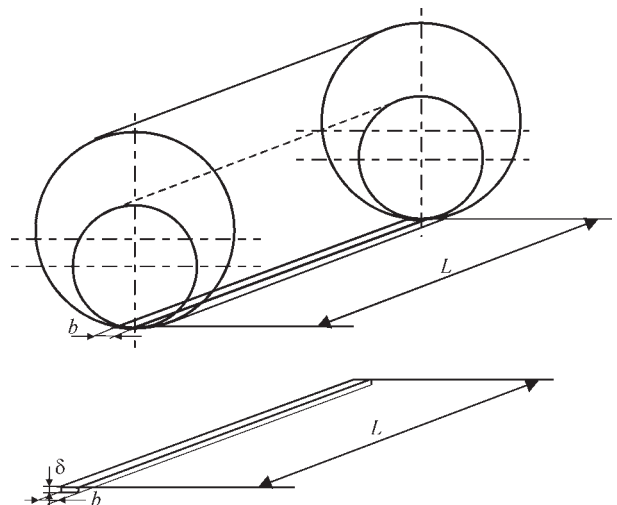


Рис. 3. Расположение контактной площадки в узле подшипника скольжения

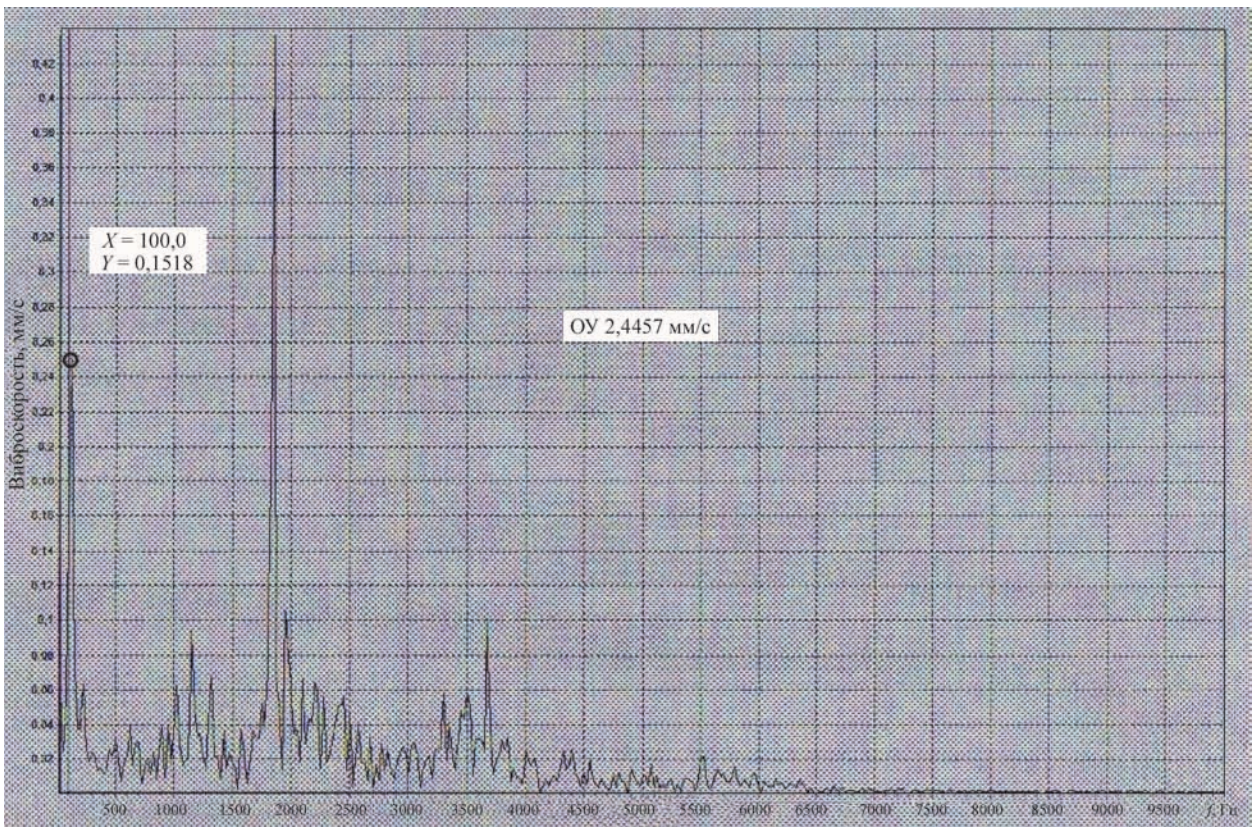


Рис. 4. Виброграмма подшипника скольжения. Вертикальная составляющая виброскорости

$$D = \frac{0,55 \cdot 10^6 \cdot 0,044^3}{12(1 - 0,305^2)} = \frac{0,55 \cdot 10^6 \cdot 0,0008}{12(1 - 0,305^2)} = 4,03 \text{ кг}\cdot\text{см}$$

$$k^2 = 3,14^2 \sqrt{1,506^4 + 2,496 \frac{12}{3,14^2} (1 - 0,305) \frac{1,63^2}{6^2}} = 22,7$$

Тогда f :

$$f = 0,159 \frac{22,7}{1,63^2} \sqrt{\frac{4,03}{0,00738 \cdot 0,044}} = 156,3 \text{ Гц}$$

Сравним рассчитанную частоту с полученными замерами виброакустического обследования (рис. 4). Видим, что на виброграмме имеется данная частота 156 Гц с уровнем 0,25 мм/с. При этом первая оборотная частота равна 100 Гц с уровнем 0,518

Выводы

1. Собственная частота колебания площадки контакта является важнейшим источником информации о процессах, протекающих в подшипнике скольжения.

2. В силу того, что отклонения различных параметров вызывают изменения геометрии контактной площадки, это приводит к повышенному износу и, как следствие, появлению в спектре более высоких частот.

Следует отметить, что на частоте 156,3 Гц амплитуда виброскорости равна 0,25 мм/с и тогда отсюда вытекает величина вибро смещения, рав-

ная 0,25 мкм, что сопоставимо с реальными величинами износа.

3. При исчезновении масляного клина, когда ротор начинает взаимодействовать с вкладышем подшипника, появление частот свободных колебаний (либо кратных ей) площадки контакта, будет свидетельствовать о характере работы всего подшипникового узла.

4. Считаем, что данное направление следует развивать и результаты внедрять в практику диагностических обследований подшипников скольжения.

Такой подход к выполнению вибрационной диагностики послужит дополнительной основой для осуществления комплексной диагностики энерго-механического оборудования [6].

Список литературы

1. Генкин М. Д., Соколова А. Г. (1987) *Виброакустическая диагностика машин и механизмов*. Москва, Машиностроение.
2. Русов В. А. (1996) *Спектральная вибродиагностика*. Пермь, Виброцентр.
3. Навальнев Н. И., Ковтун В. Е. (2011) *Использование метода рентгенофлуоресцентного анализа при трибодиагностике газоперекачивающих агрегатов*. Москва, Газовая промышленность, Приложение.
4. (1979) *Сопротивление материалов*. Учебник для вузов. Г. С. Писаренко (ред.). Киев, Вища школа.
5. Вайнберг Д. В. (1973) *Справочник по прочности, устойчивости и колебаниям пластин*. Киев, Будивельник.
6. Кудря В. Д., Навальнев Н. И. (2017) *Комплексная диагностика энергомеханического оборудования и ее информационно-контрольное обеспечение. Идея и механизм реализации*. Харьков, Факт.

References

1. Genkin, M.D., Sokolova, A.G. (1987) *Vibroacoustic diagnostics of machines and mechanisms*. Moscow, Mashinostroenie [in Russian].
2. Rusov, V.A. (1996) *Spectral vibrodiagnostics*. Perm, Vibrotsentr [in Russian].
3. Navalnev, N.I., Kovtun, V.E. (2011) *Application of the method of X-ray fluorescence analysis in tribodiagnostics of gas-pumping units*. Moscow, Gazovaya Promyshlennost, Appendix [in Russian].
4. (1979) *Strength of materials: Manual for higher education institutes*. Ed. by G.S. Pisarenko. Kiev, Vyshcha Shkola [in Russian].
5. Vajnberg, D.V. (1973) *Reference book on strength, stability and vibrations of plates*. Kiev, Budivelnik [in Russian].
6. Kudrya, V.D., Navalnev, N.I. (2017) *Comprehensive diagnostics of power mechanical equipment and its information and control software. Idea and mechanism of realization*. Kharkov, Fakt [in Russian].

**ВИЗНАЧЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ПІДШИПНИКА
КОВЗАННЯ НА ОСНОВІ КОНТАКТНОЇ ВЗАЄМОДІЇ
РОТОРА ТА ВКЛАДИША**

В. М. ДОЦЕНКО¹, М. І. НАВАЛЬНЄВ²

¹Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського «Харківський авіаційний інститут». 61070, м. Харків, вул. Чкалова, 17. E-mail: khai@khai.edu

²Харківський територіальний центр філії НВЦ «Техдіагаз». 61002, м. Харків, вул. Маршала Конєва, 16. E-mail: shkorina-enburg@i.ua

У статті розглянуто можливість отримання додаткової інформації про стан підшипника ковзання при проведенні вібраційного обстеження. Пропонується використовувати як джерело інформації коливання контактної площадки підшипника ковзання. Бібліогр. 3, рис. 4.

Ключові слова: віброакустичні вимірювання, ротор, підшипник ковзання, частота вільних коливань, контактна взаємодія

DETERMINATION OF SERVICEABILITY OF SLIDE BEARING BASED ON CONTACT INTERACTION OF THE ROTOR AND INSERT

V.N. DOTSENKO¹, N.I. NAVALNEV²

¹National Aerospace University N.E. Zhukovsky «Kharkiv Aviation Institute», 17 Chkalov, 61070, Kharkiv, E-mail: khai@khai.ua

²Kharkiv Territorial Center of SPC «Tekhdiagaz» branch, 16 Marshall Konev Str., 61002 Kharkiv. E-mail: shkorina-enburg@i.ua

The paper deals with the possibility of obtaining additional information about the state of slide bearing during vibration examination. It is proposed to use the vibrations of slide bearing contact pad as a source of information. 3 Ref., 4 Fig.

Keywords: vibroacoustic measurements, rotor, slide bearing, free oscillation frequency, contact interaction

*Поступила в редакцію
21.11.2018*



Институт электросварки им. Е.О. Патона НАН Украины
Национальный технический университет Украины
«Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского»
Международная Ассоциация «Сварка»

**Девятая международная конференция
ЛУЧЕВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ В СВАРКЕ И
ОБРАБОТКЕ МАТЕРИАЛОВ**

9 – 13 сентября 2019 г.
Украина, Одесса

**Председатель программного комитета
академик И.В. Кривцун**

Тематика конференции

- Лазерная и электронно-лучевая сварка, резка, наплавка, термообработка, нанесение покрытий
- Электронно-лучевая плавка и рафинирование
- Гибридные процессы
- 3D-технологии
- Моделирование лучевых технологий
- Материаловедческие проблемы лазерных и электронно-лучевых технологий

ОБОРУДОВАНИЕ ♦ ТЕХНОЛОГИИ ♦ МОДЕЛИРОВАНИЕ



АДРЕС ОРГКОМИТЕТА
Украина, 03150, г. Киев, ул. Казимира Малевича, 11
Институт электросварки им. Е.О. Патона НАН Украины
Тел./факс: (38044) 200-82-77, 200-81-45
E-mail: journal@paton.kiev.ua
http://pwi-scientists.com/rus/twmp2019

