

АНАЛИЗ ВИБРАЦИОННОГО СОСТОЯНИЯ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ ПРИ ДЕФЕКТЕ «ИЗНОС ВНУТРЕННЕЙ ОБОЙМЫ ПОДШИПНИКА»

М. В. Баляба,
А. Н. Крючков,
М. А. Ермилов,
С. М. Плотников,
Е. Н. Ермилова,
А. Н. Видяскина,

Самарский национальный
исследовательский университет
имени академика С. П. Королёва

Московское шоссе, 34,
г. Самара, Российская Федера-ция,
443086

bmw-surgut@yandex.ru

В данной работе затронуты вопросы, которые необходимо учитывать при анализе вибрационного состояния подшипников качения при дефекте «износ внутренней обоймы подшипника». Представлена конструктивная схема подшипников качения и схема сил, действующих на подшипники при их работе в винтовом компрессоре. Проведены исследования вибрационного состояния подшипников качения на действующем винтовом компрессоре на реальном промышленном объекте. Замеры вибрации проводились при работе компрессора с новыми подшипниками и с рабочими, на которых наблюдался явный износ внутренней обоймы. Показано влияние износа внутренней обоймы подшипника на вибрационное состояние винтового компрессора. Установлено, что для данного типа дефекта подшипников, применительно к исследуемому объекту, при анализе вибрационного состояния использование параметров прямого автоспектра малоэффективно. Для рассматриваемого случая наиболее эффективными являются параметры амплитудной и частотной модуляций.

Ключевые слова: винтовой компрессор; подшипники качения; вибрационное состояние; амплитудная модуляция; частотная модуляция

1 Введение

В винтовых компрессорах из-за разницы давления на входе и выходе на винтовую пару действует статическая сила, равная произведению перепада давления ($P_{ВЫХ} - P_{ВХ}$) на эффективную площадь ($S_{ЭФ}$)

винтовой пары (рис-сунок 1). А также динамическая сила, возникающая при открытии окна винтовой пары и выхода порции газа. Картина может усугубиться, если давление этой порции не равно выходному давлению.

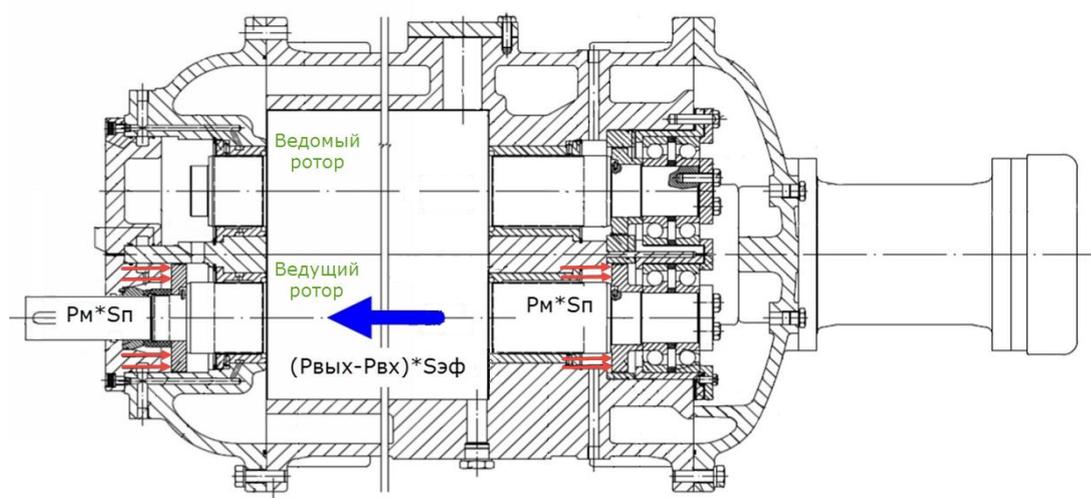


Рисунок 1. Схема сил, действующих на подшипники винтового компрессора

В конструкции компрессора имеется два разгрузочных поршня площадью СП, на которые действует давление масла РМ, создающее силу для компенсации статической нагрузки. При недостаточном давлении масла (меньшим, чем рекомендует производитель) разгрузка винтовой пары будет происходить не в полном объёме.

Самым нагруженным элементом в конструкции компрессора является контакт тел качения и внутреннего кольца радиально-упорного подшипника. Результирующая сила от перепада давления на винтовой паре и компенсирующих поршней воздействует на внутреннее кольцо одного подшипника (рисунок 2). Оно в свою очередь давит на 12 тел качения (шаров). Кроме статической силы, на винтовые пары, а следовательно и на тела качения, воздействует колебательная сила. Единственное, кроме упругости всех металлических деталей (шарики, корпус и т.д.) это воздействие поглощает слой масляной плёнки, образованный в местах контакта тел качения и внутреннего кольца (внешнее кольцо так же испытывает эту силу, но в отличие от внутреннего кольца, имеет большую площадь соприкосновения, а следовательно меньшие напряжения, влияющие на износ).

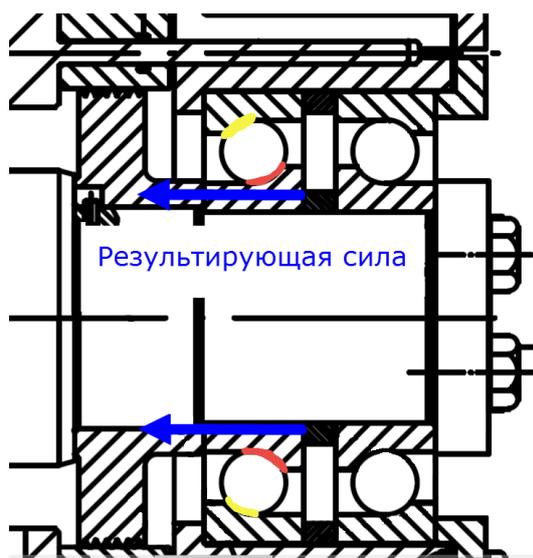


Рисунок 2. Радиально-упорный подшипник с обозначением наиболее напряжённых мест (красный и жёлтый цвет)

Толщина этого слоя напрямую влияет на износ элементов подшипника и уровень генерируемой вибрации. Уменьшение масляного слоя может происходить из-за:

- снижения давления в подводящей смазывающей системе;
- нарушение в подводе смазки (не в двух, а в одном месте, например);
- вязкость масла;
- чистота масла (грязь, попадающая в зазор между телами качения и кольцами из-за большой нагрузки, в контактных точках деформирует поверхность).

2 Исследование

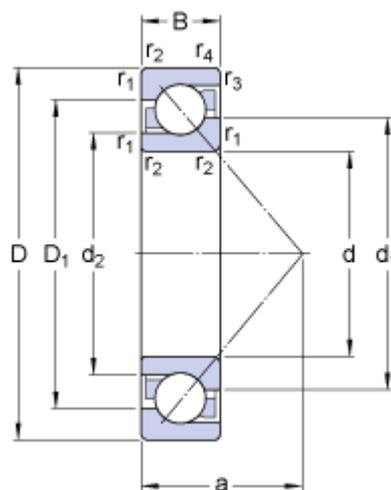
Были исследованы две компрессорные установки, на роторах которых были установлены подшипники 7320 BEGAF (SKF) (рисунок 3).

Технические данные подшипника:

- d – 100 мм;
- D – 215 мм;
- B – 47 мм;
- d_1 – 144,5 мм;
- d_2 – 120,46 мм;
- D_1 – 173,75 мм;
- a – 90 мм;
- $r_{1,2}$ – минимальный – 3 мм;
- $r_{3,4}$ – минимальный – 1,1 мм;
- d_a – минимальный – 114 мм;
- D_a – максимальный – 201 мм;
- D_b – максимальный – 208 мм;
- r_a – максимальный – 2,5 мм;
- r_b – максимальный – 1 мм;
- Динамическая грузоподъёмность – C – 216 кН;
- Статическая грузоподъёмность – C_0 – 208 кН;
- Граничная нагрузка по усталости – P_u – 7 кН;
- Номинальная частота вращения – 4000 об/мин;
- Предельная частота вращения – 4000 об/мин;
- Количество шариков – 12 шт;
- Масса подшипника – 7,5 кг.



а



б

Рисунок 3. Подшипник 7320 BEGAF (SKF) (а) и схема его геометрических параметров (б)

На одной установке стояли новые подшипники, на другой – с износом. Износ внутреннего кольца подшипника показан на рисунке 4.

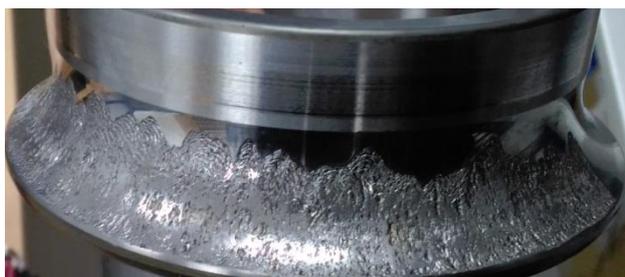


Рисунок 4. Износ внутреннего кольца подшипника

Замеры вибрации проводились на крышке компрессора в местах наиболее близких к подшипникам (рисунок 5).



Рисунок 5. Места установки датчиков вибрации

Для автоматизации измерений, обработки и анализа информации использовалась специализированная компьютерная система LMS SCADAS Mobile (рисунок 6) производства компании LMS International.



Рисунок 6. Система LMS SCADAS Mobile

LMS SCADAS Mobile – современная мобильная многоканальная система сбора и предварительной обработки данных, в компактной и защищенной конструкции, обеспечивает разнообразные возможности по сбору и обработке сигналов. Система SCADAS Mobile, сконструированная для эффективного проведения испытаний и измерений, является наиболее мощной в своем классе. Система SACADS Mobile может работать как с программным обеспечением LMS Test.Lab для обеспечения экспериментальной отработки конструкции по шуму, вибрации, ресурсу, так и с программным обеспечением LMS Test.Xpress в режиме анализатора шума и вибрации и системы для многоканальной

записи сигналов с практически любых типов датчиков.

Краткие технические характеристики LMS SCADAS Mobile:

- от 4 до 72 каналов на один корпус;
- частота дискретизации (выборки) до 102,4 кГц на канал (не зависит от числа каналов);
- 24 битная технология цифровой обработки сигналов (сбор и обработка динамических данных испытаний);
- отношение сигнал/шум 105 дБ;
- пропускная способность 8 Мегавыборок в секунду;
- высокоскоростное соединение по интерфейсу Ethernet (1 Гбит или 100 Мбит в зависимости от модели);
- работа от внутренней батареи до 4 часов и более;
- возможность работы в тяжёлых условиях и при высокой температуре.

Минимальные требования к применяемому совместно со SCADAS Mobile персональному компьютеру:

- Операционная система: Microsoft Windows XP Service Pack 2;
- Центральный процессор: Intel Pentium 2 GHz;
- Объём оперативной памяти: 512 Mb;
- Разрешение монитора: 1024*768.

Совместно с LMS SCADAS Mobile для измерения вибрации использовались однокомпонентные датчики вибрации фирмы PCB. Внешний вид показан на рисунке 7.



Рисунок 7. Датчик вибрации фирмы PCB

Технические данные датчика вибрации:

- чувствительность ($\pm 10\%$) – 10 мВ/г;
- динамический диапазон – ± 500 г;
- частотный диапазон – 0,3-15000 Гц;

- разрешение – 0,005 м/с² (СКЗ);
- резонансная частота – ≥ 50 кГц.

На рисунке 8 показаны спектры измеренных виброускорений крышки подшипников для случая подшипника с износом (а) и для вновь установленного нового подшипника (б).

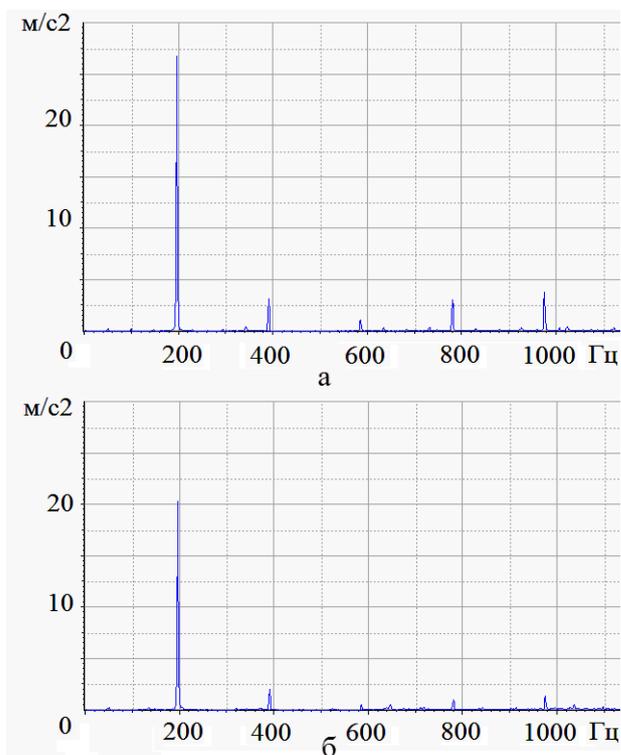


Рисунок 8. Спектры виброускорений

Анализ измерений показал, что основным источником колебательной энергии является винтовая компрессорная установка, принцип работы которой связан с дискретностью подачи газа при его вытеснении из парной полости винтов.

Из анализа спектров (рисунок 8) установлено, что максимум вибрации на частоте близкой к 200 Гц. Это частота выкида порций газа из парной полости компрессора. Ведущий вал вращается с частотой около 50 Гц, и за один оборот ротора вытесняется газ из 4 полостей. Поэтому за 1 секунду вал делает 50 оборотов по 4 порции газа.

3 Анализ вибрационного состояния

Анализ вибрационного состояния

подшипников качения при дефекте «износ внутренней обоймы подшипника» принято производить по нескольким направлениям:

- на основе интенсивности характерных для этого дефекта составляющих спектра;
- на базе оценки параметров модуляционных явлений.

Для эффективной идентификации дефектов подшипников качения принято оценивать параметры амплитудной (АМ) и частотной (ЧМ) модуляций.

Методика оценки глубины АМ заключается в выборе частотной области фильтрации узкополосного процесса (обычно 1/3 октавы, т.е. 23%), выделении огибающей, спектрального анализа огибающей, нормировании полученного спектра относительно среднего значения огибающей [1]. Полоса узкополосного процесса обычно выбирается или в области шумовой составляющей спектра, или на резонансной частоте интересующего узла машины, или около некоторой дискретной составляющей спектра. В нашем случае выбраны некоторые дискретные составляющие, кратные роторной гармонике.

Оценка индекса ЧМ заключается в расчёте текущей частоты узкополосного процесса (нами используется алгоритм, изложенный в [2], обычно используют преобразование Гильберта), получение по массиву текущей частоты автоспектра и расчёта индекса частотной модуляции путём деления величины частоты по оси Y на частоту интересующей составляющей (ось X) [3].

При износе внутренней обоймы подшипника можно выделить несколько характерных частот [4]:

- частота возбуждения при изменении формы дорожки

$$f_{\text{дор}} = \frac{f_1 \cdot z}{2} \cdot \left(1 + \frac{d_{\text{ш}}}{D_0}\right) \quad (1)$$

где f_1 – частота вращения ротора (внутренней обоймы подшипника), z – число тел качения (12 шт.), $d_{\text{ш}}$ – диаметр тел качения (16,58 мм), $D_0 = (D_{\text{вн}} + D_{\text{н}})/2$ –

диаметр окружности, проходящей через центр шариков, $D_{\text{вн}}$ – диаметр внутренней обоймы (100 мм), $D_{\text{н}}$ – диаметр наружной обоймы (215 мм). В скобках представлены соответствующие геометрические параметры подшипника;

- частота возбуждения при волнистости дорожки

$$f_{\text{вол}} = f_{\text{дор}} \frac{n}{q} \quad (2)$$

где n – число волн, q – наибольший общий делитель между z и n ;

- частота возбуждения при неравномерном износе вращающегося кольца $2f_1$;

- частота возбуждения при возникновении радиального зазора в подшипнике $z/(2f_1)$.

Кроме того, значительный износ подшипника может привести к возбуждению колебаний на основных характерных частотах подшипника (f_C, f_{TK}, f_H, f_{BH}) [5] и их суммарных и разностных частот.

Частота вращения сепаратора

$$f_C = \frac{f_1}{2} \cdot \left(1 - \frac{d_{\text{ш}}}{D_0} \cdot \cos \beta\right) \quad (3)$$

где β – угол контакта в градусах.

Частота вращения тел качения

$$f_{TK} = \frac{f_1}{2} \cdot \frac{D_0}{d_{\text{ш}}} \left[1 - \left(\frac{d_{\text{ш}}}{D_0}\right)^2 \cdot \cos^2 \beta\right] \quad (4)$$

Частота мелькания тел качения по наружному кольцу

$$f_H = z \cdot \frac{f_1}{2} \cdot \left(1 - \frac{d_{\text{ш}}}{D_0} \cdot \cos \beta\right) \quad (5)$$

Частота мелькания тел качения по внутреннему кольцу

$$f_{BH} = z \cdot \frac{f_1}{2} \cdot \left(1 + \frac{d_{\text{ш}}}{D_0} \cdot \cos \beta\right) \quad (6)$$

Анализ автоспектров (рисунок 8), полученных на крышке подшипников для случая подшипника с износом (а) и для вновь установленного (б), показывает:

- превалирование в спектре кратных гармоник относительно четвертой от частоты f_1 ;

– сложность идентификации составляющих, описанных выше, из-за их низкой интенсивности.

Для выявления диагностических признаков износа оценим параметры модуляции. На рисунках 9-12 представлены данные для подшипника с износом (верхний рисунок) и для нового (нижний рисунок). Для амплитудной модуляции по оси Y представлена глубина АМ. Для ЧМ по оси Y – индекс ЧМ (в обоих случаях это безразмерные величины). Для глубины АМ принята следующая градация по пороговым значениям:

- слабый дефект – 5-7%;
- сильный дефект – 20%;
- средний дефект – как среднее значение между ними.

По индексу ЧМ таких данных нет. Разделение состояний производится по анализу соответствующих статистик.

На рисунке 9 представлены спектры огибающей узкополосного процесса в полосе 519-654 Гц (23% от частоты 12 гармоники f_1). Глубина амплитудной модуляции для изношенного подшипника на частоте f_1 более чем в два раза выше, чем для нового подшипника.

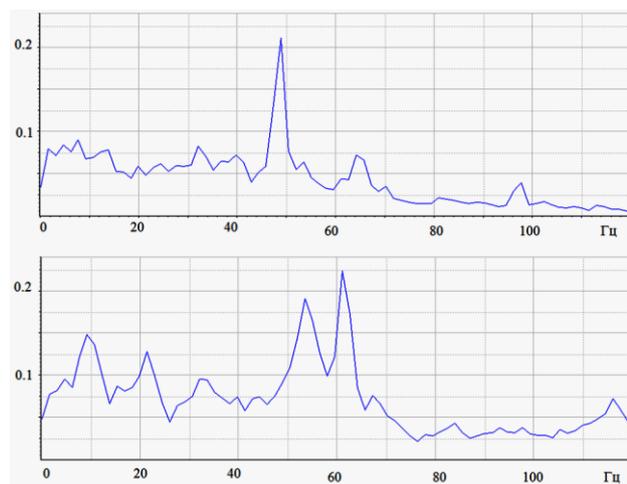


Рисунок 9. Спектры огибающей узкополосного процесса в полосе 519-654 Гц (АМ)

На рисунке 10 представлены аналогичные данные для случая частотной модуляции. Здесь индекс частотной модуляции на

частоте f_1 более чем в три раза выше для случая подшипника с износом.

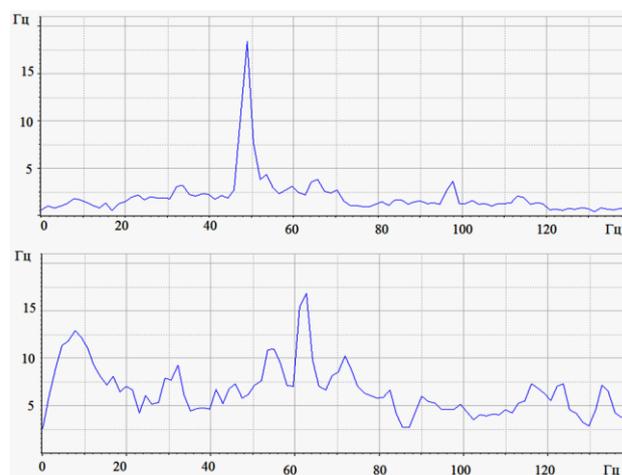


Рисунок 10. Спектры огибающей узкополосного процесса в полосе 519-654 Гц (ЧМ)

На рисунке 11 приведены данные по частотной модуляции для узкополосного процесса в полосе 135-255 Гц (23% от частоты 4 гармоники f_1). Здесь индекс частотной модуляции на комбинационной частоте $f_H - f_{TK}$ в 2,7 раза больше для подшипника с износом.

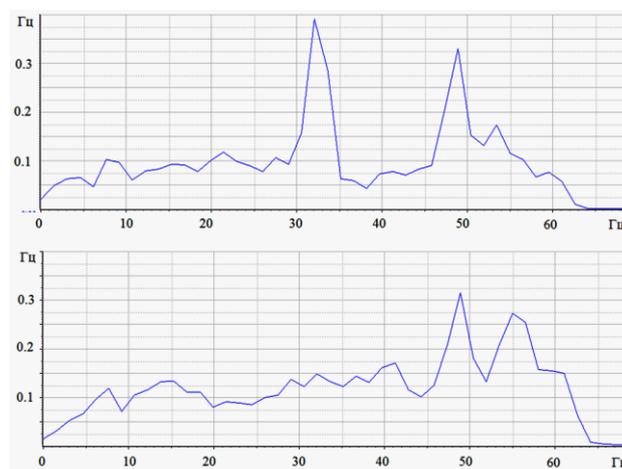


Рисунок 11. Спектры огибающей узкополосного процесса в полосе 135-255 Гц (ЧМ)

На рисунке 12 представлены данные по частотной модуляции узкополосного процесса в полосе 3455-4353 Гц (23% от частоты 80 гармоники f_1). Здесь индекс частотной модуляции на частоте $4f_1$ более чем в два раза выше для случая подшипника с износом.

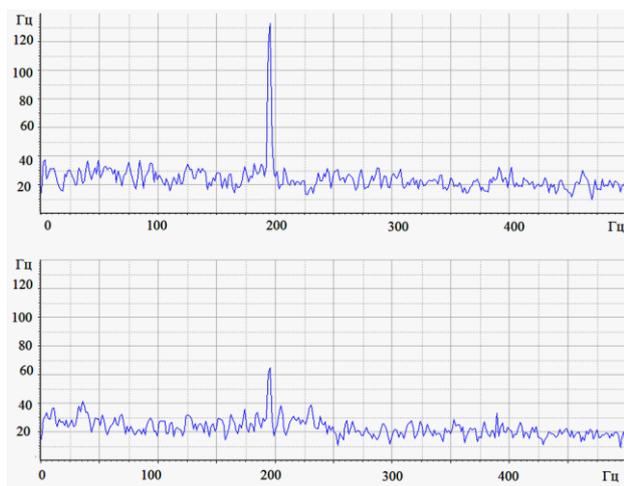


Рисунок 12. Спектры огибающей узкополосного процесса в полосе 3455-4353 Гц (ЧМ)

На следующих двух рисунках представлены спектры амплитудной (рисунок 13) и частотной (рисунок 14) модуляций в узкополосном процессе шириной 23% около составляющей $10f_{BH}$.

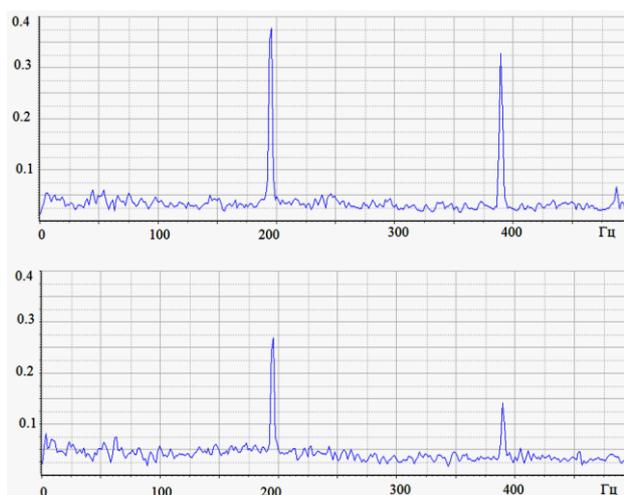


Рисунок 13. Спектры амплитудной модуляции около составляющей $10f_{BH}$

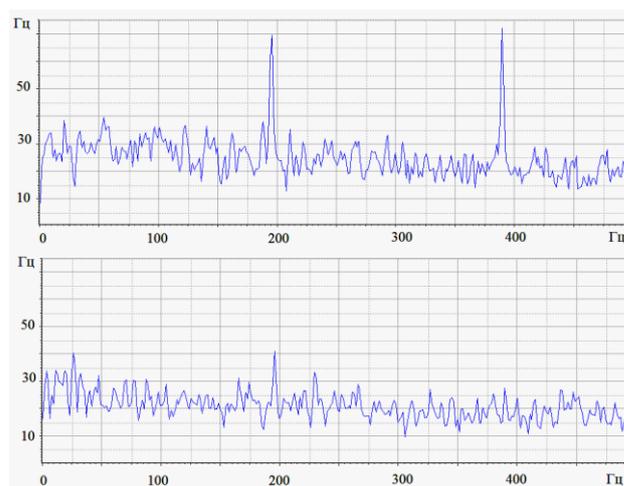


Рисунок 14. Спектры частотной модуляции около составляющей $10f_{BH}$

Как видно из представленных данных, на изношенном подшипнике глубина амплитудной модуляции на частоте $4f_i$ в 1,4 раза выше, на частоте $8f_i$ – в 2,4 раза. Индекс частотной модуляции соответственно выше в 1,8 и в 2,7 раза.

4 Заключение

Таким образом, полученные данные показывают, что для данного типа дефекта, применительно к исследуемому объекту, использование параметров прямого автоспектра малоэффективно. Для рассматриваемого случая наиболее эффективными являются параметры амплитудной и частотной модуляций. Причём, последняя в рассмотренных случаях более чувствительна, чем параметры амплитудной модуляции. Полученные результаты могут быть использованы при разработке соответствующих методик износа внутренней обоймы подшипника для рассмотренного типа машин.

5 Благодарности

Результаты исследования были получены в рамках выполнения государственного задания Минобрнауки России (Проект № 0777-2020-0015).

Список литературы

[1] Диагностика дефектов машинного оборудования в нелинейной вибродиагностике методом каскадной демодуляции вибрации [Текст] / Ф.Я. Балицкий, А.Г. Соколова, Г.В. Долаберидзе [и др.] // Вестник научно-технического развития. – 2013. – № 12 (76). – С. 3-12.

[2] Оценка ширины дискретных составляющих спектра энергетических машин [Текст] / А.Е. Сундуков, Е.В., Сундуков, А.В. Бит-Зая [и др.] // Проблемы железнодорожного транспорта на современном этапе развития. Вестник СНЦ РАН. – 2006. – С. 194-197.

[3] Неразрушающий контроль: Справочник: в 7 т./ под ред. акад. РАН В.В. Клюева, Т.7, кн.2. Вибродиагностика [Текст] / Ф.Я. Балицкий, А.В. Барков, И.А. Баркова [и др.]. – М.: Машиностроение, 2005. – 828 с.

[4] Лукьянов, А.В. Классификатор виброакустических признаков отказов центробежного машинного оборудования [Текст] / А.В. Лукьянов. – Иркутск: ИНИКИХМ, 1999. – 195 с.

[5] Коллакот, Р.А. Диагностирование механического оборудования [Текст] / Р.А. Коллакот. – Л.: Су-достоение, 1980. – 296 с.

ANALYSIS OF THE VIBRATION STATE OF ROLLING BEARINGS WITH THE DEFECT "WEAR OF THE INNER BEARING CAGE"

**Maxim V. Balyaba,
Alexander N. Kryuchkov,
Mikhail A. Ermilov,
Sergey M. Plotnikov,
Elena N. Ermilova,
Anna N. Vidyaskina**

Samara National Research University 34,
Moskovskoeshosse, Samara, 443086,
Russian Federation

bmw-surgut@yandex.ru

In this paper, the issues that need to be taken into account when analyzing the vibration state of rolling bearings with the defect "wear of the inner bearing cage" are touched upon. A design diagram of rolling bearings and a diagram of the forces acting on the bearings during their operation in a screw compressor are presented. Studies of the vibration state of rolling bearings on an operating screw compressor at a real industrial facility have been carried out. Vibration measurements were carried out when the compressor was operating with new bearings and with workers on whom there was obvious wear of the inner cage. The effect of wear of the inner bearing cage on the vibration state of the screw compressor is shown. It is established that for this type of bearing defect, in relation to the object under study, when analyzing the vibration state, the use of direct autospectral parameters is ineffective. For the case under consideration, the most effective are the parameters of amplitude and frequency modulation.

Key words: screw compressor; rolling bearings; vibration state; amplitude modulation; frequency modulation

Reference

- [1] Balitskiy, F.Ya, Sokolova, A.G., Dolaberidze, G.V., Ivanova, A.I. (2013), "Diagnostics of machine equipment defects in nonlinear vibration diagnostics by cascade vibration demodulation" ["Diagnostika defektov mashynnogo oborudovaniya v nelineynoy vibrodiagnostike metodom kaskadnoy demodulyatsyi vibratsyi"], Bulletin of Scientific and Technical development [Vestnik nauchno-tekhnicheskogo razvitiya], V. 76, No. 12, pp. 3-12. (in Russian).
- [2] Sundukov, A.E, Sundukov, E.V., Bit-Zaya, A.V., Roslyakov, A.D. (2006), "Estimation of the width of discrete components of the spectrum of energy machines" ["Otsenka shyriny diskretnykh sostavlyayushchikh spektra energeticheskikh mashin"], Izvestia of RAS SamSC [Vestnik SNTs RAN], pp. 194-197. (in Russian).
- [3] Balitskiy, F.Ya, Barkov, A.V., Barkova, B.A., Klyuev, V.V. (2005), Non-destructive testing [Nerazrushayushchiy kontrol'], Mashinostroenie Publishers, Moscow, 828 p. (in Russian).
- [4] Luk'yanov, A.V. (1999), Classifier of vibroacoustic signs of failures of centrifugal machinery [Klassifikator vibroakusticheskikh priznakov otkazov tsentrobezhnogo mashynnogo oborudovaniya], INIKIKhM, Irkutsk, 195 p. (in Russian).
- [5] Kollakot, R.A. (1980), Diagnostics of mechanical equipment [Diagnostirovanie mekhanicheskogo oborudovaniya], Leningrad, 296 p. (in Russian).