

УДК 621.9

Diagnostics of the state of machines by vibration characteristics**Диагностика состояния станков по вибрационным характеристикам**

*M. P. Kozochkin, F. S. Sabirov *, V. V. Molodtsov*
*М. П. Козочкин, Ф. С. Сабиров *, В. В. Молодцов*

Moscow State University of Technology «STANKIN», Vadkovskiy per. 3-a, Moscow, Russia

* fanira5057@yandex.ru

Московский государственный технологический университет «СТАНКИН», Россия, Москва, Вадковский пер., 3-а

* fanira5057@yandex.ru

ABSTRACT

Based on studies of vibrations in metal-cutting machines, it is shown that the use of modern vibration measuring equipment and sensors, in particular three-component vibration sensors, increases the accuracy of measurements, significantly expands the possibilities of vibration analysis, allows to assess the trajectory of oscillatory motion, to obtain attractors and to diagnose on this basis the presence and magnitude of imbalances, the quality of installation and condition of bearing assemblies and the bearing system of machines.

KEYWORDS

Vibration measurement; machine health-monitoring system; three-component vibration sensors; spatial variations; phase trajectories; attractors.

АННОТАЦИЯ

На основе исследований колебаний в металлорежущих станках показано, что применение современной виброизмерительной аппаратуры и датчиков, в частности трехкомпонентных датчиков вибраций, увеличивает точность измерений, значительно расширяет возможности вибрационного анализа, позволяет оценивать траекторию колебательного движения, получать аттракторы и диагностировать на этой основе наличие и величину дисбалансов, качество монтажа и состояние подшипниковых узлов и несущей системы станков.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА

Измерение вибраций; диагностика станков; трехкомпонентные датчики вибраций; пространственные колебания; фазовые траектории; аттракторы.

Введение

Постоянно растущие требования к надежности технологического оборудования автоматизированного производства выдвигают на первый план необходимость получения и анализа информации о состоянии узлов и механизмов оборудования, информации о состоянии инструмента, заготовок, информации о протекании процесса обработки [1, 2]. Наиболее удобным для целей диагностики является вибрационный сигнал, который получается с датчиков вибраций – акселерометров. Современные средства для измерения абсолютных колебаний, например, такие как трехкомпонентные датчики вибрации, позволяют получать информацию о состоянии механизма в наиболее полном виде. Анализ информации о вибрационном состоянии оборудования

может производиться не только по величине суммарной виброскорости, амплитуде и фазе оборотной гармоника (как это принято в практике виброисследований [3]), но и по траектории движения измеряемой точки в плоскостях и пространстве, и по формам колебаний конструкции в целом [4, 5].

Применение трехкомпонентных датчиков вибрации уменьшает трудоемкость работ по сбору информации. Так одним датчиком за один замер можно получить вибрационные характеристики сразу по трем направлениям (осям), что при обычном способе измерений (три однокомпонентных датчика) порой не представляется возможным в силу конструктивных особенностей объекта изучения. Применение датчиков нового типа увеличивает точность измерений, поскольку

наличие одного чувствительного элемента напрямую влияет на качество представления информации о вибрационном состоянии изучаемого объекта.

В работе [6] показано применение трехкомпонентных датчиков вибрации для диагностики процесса обработки на станках, для оценки состояния режущего инструмента и заготовок. Говоря о диагностике непосредственно оборудования, в частности шпиндельных узлов, как наиболее ответственных узлов станков, следует отметить, что за рубежом методы вибродиагностики широко распространены [7, 8]. Они составляют основу любой системы технического мониторинга и часто функционально объединены с системами автоматического управления. Например, шпиндельные узлы фирмы «GF Agie Charmilles» оснащены не только датчиками температуры, но и стационарными акселерометрами. С их помощью контролируется уровень вибраций при обработке. Сигналы с акселерометров можно использовать для диагностики состояния опор шпинделя.

Простейший контроль шпиндельного узла может опираться на статистические характеристики вибросигнала, взятого в том или ином частотных диапазонах. Это среднеквадратичное значение (СКЗ), пиковое значение, пик-фактор (отношение пикового значения к СКЗ), эксцесс [9]. Все эти параметры несут информацию об общем состоянии подшипникового узла, но с их помощью нельзя конкретизировать причину повышенной вибрации. Предварительные исследования шпиндельных узлов на стадии обкатки и мониторинг в процессе эксплуатации может выявить те вибрационные параметры, за которыми надо следить и нормировать в первую очередь.

Подшипники, в которых установлен шпиндель, в значительной степени определяют состояние всего узла и являются источником вынуждающих сил. Колебания в подшипнике качения порождаются несовершенной геометрией его элементов, силами трения и ударными импульсами, создаваемыми телами качения.

1. Результаты исследования

В качестве примера предлагается рассмотреть результаты исследований 2 одинаковых

шлифовальных шпинделей на подшипниках качения. На рис. 1 показаны спектры виброакустических (ВА) сигналов в радиальном направлении, полученных с помощью трехкомпонентного акселерометра. На рис. 1, а показан спектр виброускорений шпинделя № 1, который после часовой обкатки на 9000 об/мин имел температуру нагрева корпуса в месте установки передних подшипников на 15 градусов ниже по сравнению со шпинделем № 2, спектр виброускорения которого приведен на рис. 1, б. Из этих спектров видно, что у шпинделя № 2 резко повышена амплитуда составляющих в районе 4,5 кГц. Это говорит о более интенсивном фрикционном взаимодействии подшипниковых колец в шпинделе № 2 с телами качения.

При применении методов ВА диагностики к анализу состояния подшипников традиционно применяется метод спектрального разложения огибающей высокочастотного ВА сигнала. На рис. 2 представлены подобные разложения для двух шпинделей. Для построения огибающей из регистрируемого ВА сигнала с помощью полосового фильтра была выделена составляющая в диапазоне от 2,8 до 5,6 кГц. Далее по программе сигнал разбивался на временные интервалы (величина интервала определялась требуемым частотным диапазоном спектрального разложения), для каждого из которых определялось эффективное значение амплитуды, в результате получалось дискретное представление огибающей, которое затем разлагалось в спектр. На рис. 2, а представлен спектр огибающей для шпинделя № 1, а на рис. 2, б – для шпинделя № 2. На обоих спектрах видно по три основных составляющих, которые проявляются на первой, второй и третьей частотах вращения сепаратора относительно наружного кольца. Это может говорить об износе тел качения и о перекосе подшипниковых колец друг относительно друга при сборке шпиндельного узла. В работе [3] говорится, что момент сил сопротивления вращению подшипника аналогичен характеру и амплитудам колебаний, вызываемых заеданием в сепараторе. В приведенном примере в обоих шпинделях проявляются колебания, связанные с вращением сепаратора, однако видно, что у второго шпинделя амплитуда этих гармоник в несколько раз больше, чем у шпинделя № 1.

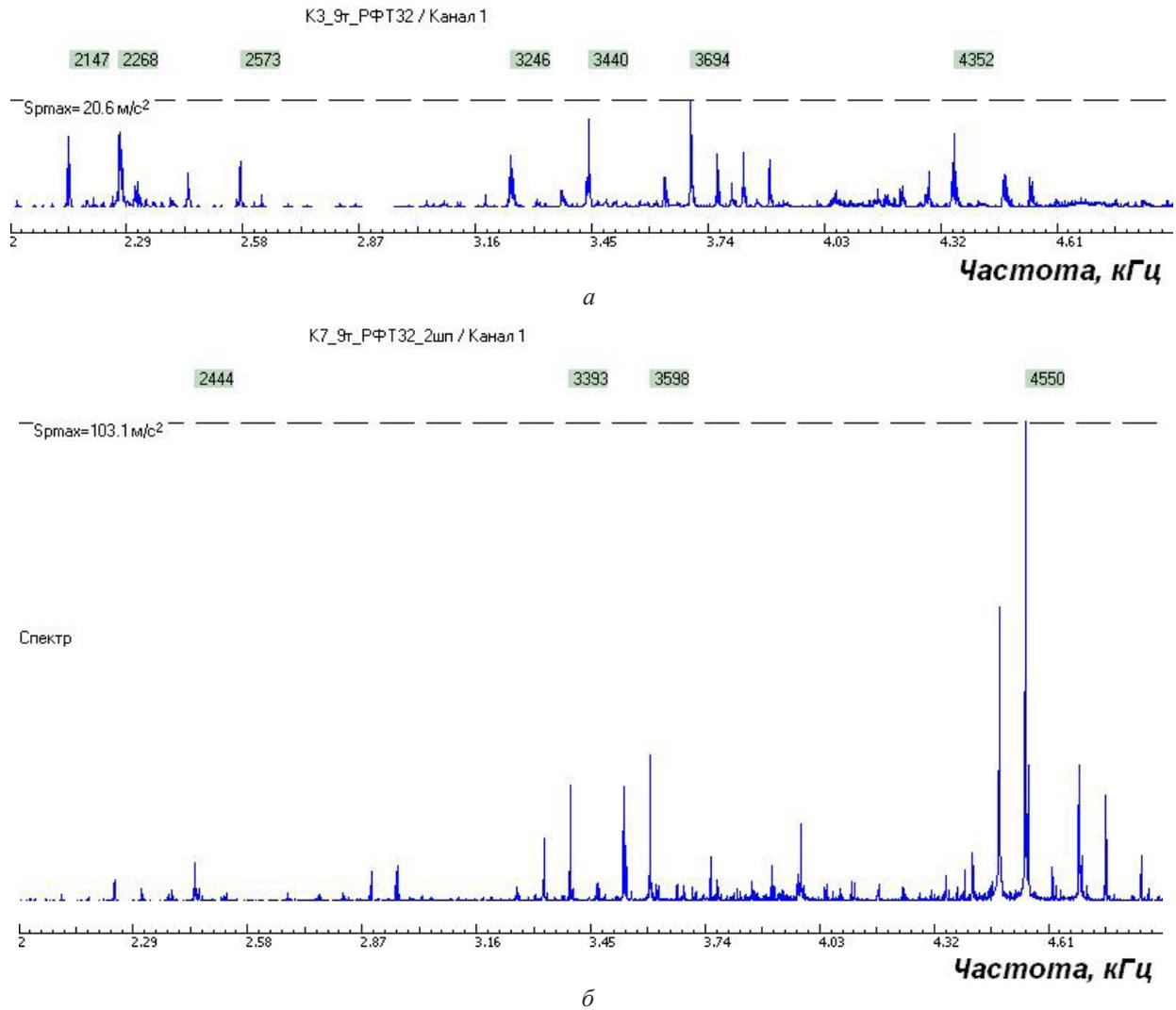


Рис. 1. Спектры виброускорений корпуса шпинделя при частоте 9000 об/мин по оси Y для шпинделя № 1 (а) и шпинделя № 2 (б)

Fig. 1. Vibration acceleration spectra of the spindle body at a frequency of 9000 rpm Y axis for spindle № 1 (a) and spindle № 2 (b)

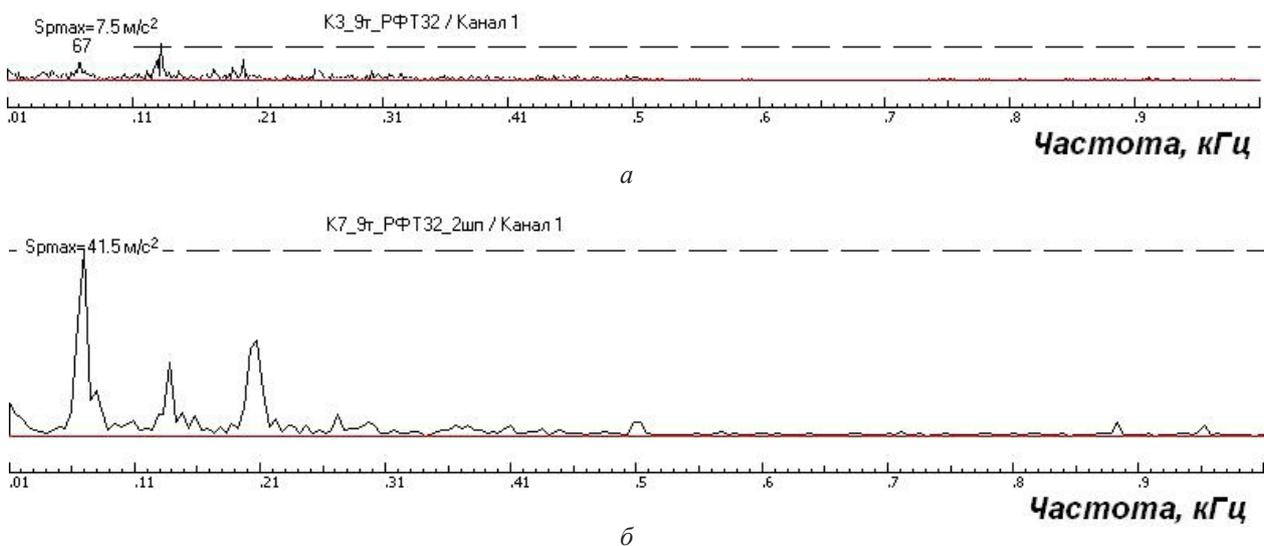


Рис. 2. Спектры огибающей ВА сигнала со шпинделя № 1 (а) и шпинделя № 2 (б) в октавной полосе со средней геометрической частотой (СГЧ) 4 кГц при частоте вращения 9000 об/мин

Fig. 2. Spectra of the envelope VA of the signal from spindle No. 1 (a) and spindle No. 2 (b) in the octave band with an average geometric frequency (SHF) of 4 kHz at a speed of 9000 rpm

Качеству диагностики опор шпинделя могут способствовать амплитудно-частотные характеристики (АЧХ), полученные экспериментально, например, с помощью импульсного нагружения шпинделя [10, 11] (рис. 3). Такие характеристики мало применялись непосредственно к диагностике подшипников.

На рис. 4 показаны АЧХ шпинделя № 2, построенные по двум взаимно перпендикулярным осям. Акселерометр устанавливался на корпусе шпинделя. Динамометрическим молотком наносились удары по концу шпинделя в радиальном направлении. Вектор импульсного воздействия и ось акселерометра

лежат в одной плоскости, проходящей через ось шпинделя.

В идеальном случае АЧХ не должны существенно зависеть от выбора плоскости расположения ударного импульса и акселерометра. На рис. 4 показаны АЧХ, построенные для вертикальной (ось Z) и горизонтальной (ось Y) плоскостей. Видно, что в направлении оси Y податливость, особенно в районе частоты 1257 Гц, значительно выше, чем податливость по оси Z. Это можно трактовать как следствие неравномерного радиального натяга в подшипнике, вызванного искажением радиальной геометрии при посадке колец.

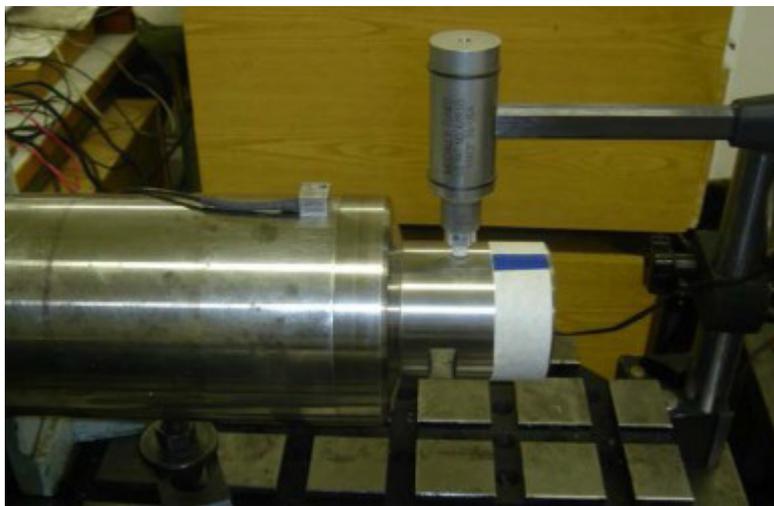


Рис. 3. Импульсное нагружение шпинделя и измерение реакции трехкомпонентным акселерометром
Fig. 3. Impulse loading of the spindle and measure the response of a three-component accelerometer

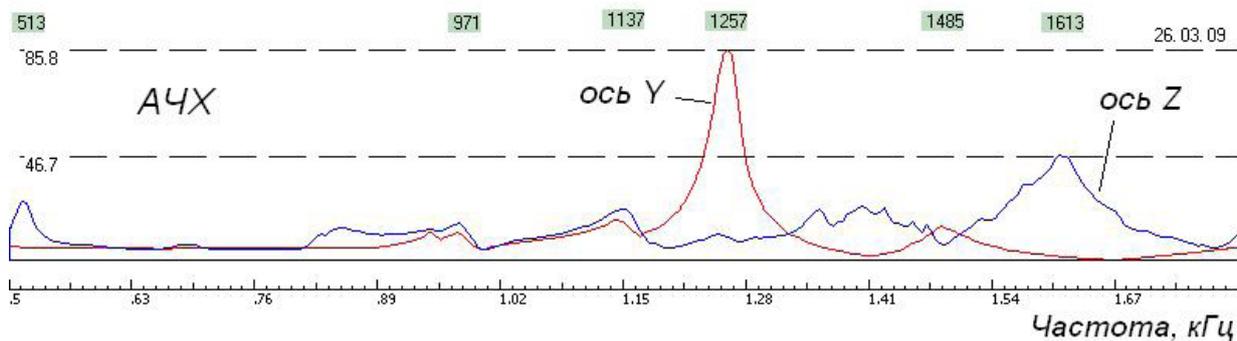


Рис. 4. АЧХ шпинделя № 2 по осям Z и Y
Fig. 4. Frequency response of spindle № 2 on Z and Y axes

Построение АЧХ дает полезную информацию о состоянии подшипникового узла [12, 13], но такая методика связана с необходимостью применения динамометрического молотка, который может отсутствовать на предприятии. Информацию о качестве работы шпинделя можно получить, подключая к стенду для обкатки шпинделя трехкомпонентный датчик вибраций, с помощью которого можно следить за поведением вектора ускорения, виброскорости или виброперемещения по направлению координатных осей. На рис. 5 показаны примеры пространственного представления распределения вибраций при холостом вращении шпинделей на 9 000 об/мин. На рис. 5, а показано пространственное распределение колебаний в диапазоне 2,8–5,6 кГц для шпинделя № 1. Цветом выделено ядро распределения. В этих ячейках пространства вектор колебаний присутствует основное время. В других частях пространства, обозначенных точками, вектор колебаний тоже бывает, но реже. Для сравнения на рис. 5, б показано аналогичное пространственное распределение для шпин-

деля № 2. Ось X изображения совпадает с осью шпинделя, ось Z шпинделя расположена вертикально и перпендикулярна оси шпинделя, ось Y шпинделя расположена горизонтально.

Обращает на себя внимание тот факт, что пространственное изображение колебаний шпинделя № 2 имеет больший (почти в 2 раза) разброс позиций вектора в пространстве и большую вытянутость распределения вдоль оси Y. Это подтверждает вывод, сделанный с помощью анализа АЧХ. Таким образом, большая податливость порождает большой разброс высокочастотных колебаний. Соответственно, по форме и размаху пространственного изображения можно судить о ряде недостатков шпиндельного узла. На рис. 6 показаны примеры представления колебаний, полученных с трехкомпонентного акселерометра, стоящего на корпусе шпинделя по осям Y и Z. Здесь время присутствия вектора колебаний в точках пространства изображено линиями равного уровня. Показанные на рис. 6, а и рис. 6, б два изображения для шпинделей № 1 и 2 по аналогии с рис. 5 показывают рост размаха колебаний и вытянутости по оси Y у шпинделя № 2 по сравнению со шпинделем № 1.

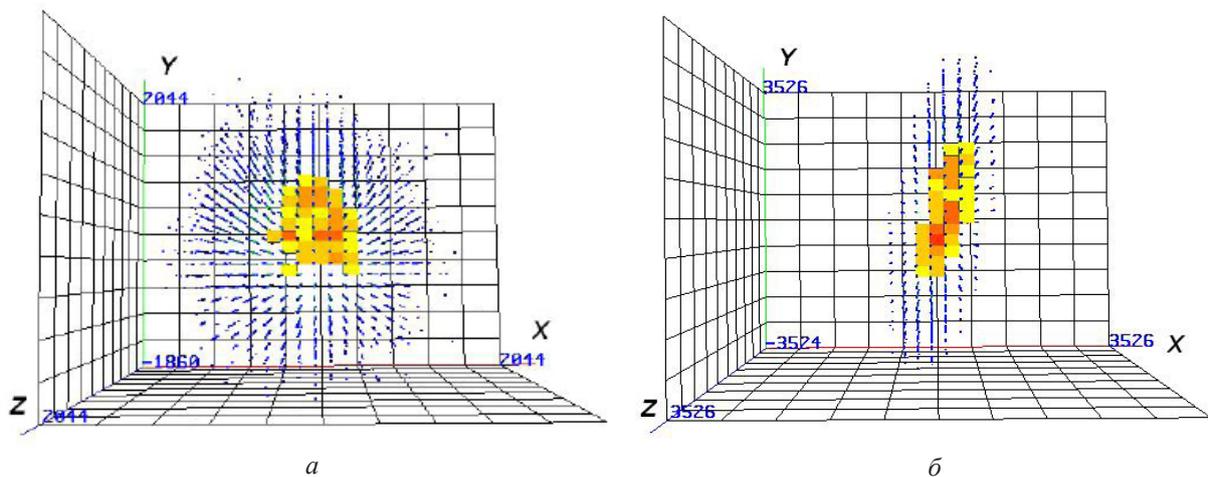


Рис. 5. Объемное изображение колебаний в октаве с СГЧ 4 кГц со стороны оси Z:
а – шпиндель № 1; б – шпиндель № 2

Fig. 5. Three-dimensional image of oscillations in an octave with a frequency of 4 kHz from the Z axis:
a – spindle № 1; b – spindle № 2

Выше указывалось, что шпиндель № 2 при прогоне в течение часа на 9000 об/мин показал температуру на корпусе вблизи передней опоры на 15 градусов выше, чем шпиндель № 1 при аналогичных условиях. Надо отметить, что такой относительный прирост температуры не вывел его за пределы нормы, он был признан годным к эксплуатации. Однако из приведенных данных экспериментов видно, что полученные в результате анализа параметры ВА сигнала у шпинделя № 2 заметно отличаются. Это говорит о высокой чувствительности параметров ВА сигнала к изменению состояния шпиндельного узла.

Дальнейшие задачи разработчиков методов ВА диагностики в приложении к оценке качества шпиндельных узлов состоят в определении границ изменения диагностических параметров, полученных с помощью различных представлений ВА сигнала [9]. Но основная трудность лежит на пути установления связей тех или иных несоответствий, возникающих в процессе изготовления шпиндельного узла с изменением одного или нескольких параметров ВА сигнала. На первых порах

можно опираться на методики ВА диагностики состояния подшипников, но они не могут в полной мере отражать особенности шпиндельного узла. Это и наличие собственных форм изгибных колебаний шпинделя [14], и изменение натяга с ростом температуры [15], и значительно более высокие скорости вращения шпиндельного узла по сравнению со стандартными скоростями испытания самих подшипников [16]. Так, например, радиальная амплитуда колебаний на частоте вращения при увеличении угловой скорости с 2 000 об/мин до 11 000 об/мин может увеличиться в десятки раз. На рис. 7 и 8 показаны спектры виброускорения шпинделя фрезерного станка мод. 6М13, зафиксированных при разных числах оборотов. На рис. 7 скорость вращения была 2 000 об/мин, на рис. 8 эта скорость составляла 11 000 об/мин. Видно, что на малых оборотах в спектре практически отсутствует амплитуда на оборотной частоте, видны только ее вторая и третья гармоники. На больших оборотах картина меняется, на спектре доминирует первая гармоника, ее амплитуда несоизмеримо возрастает.

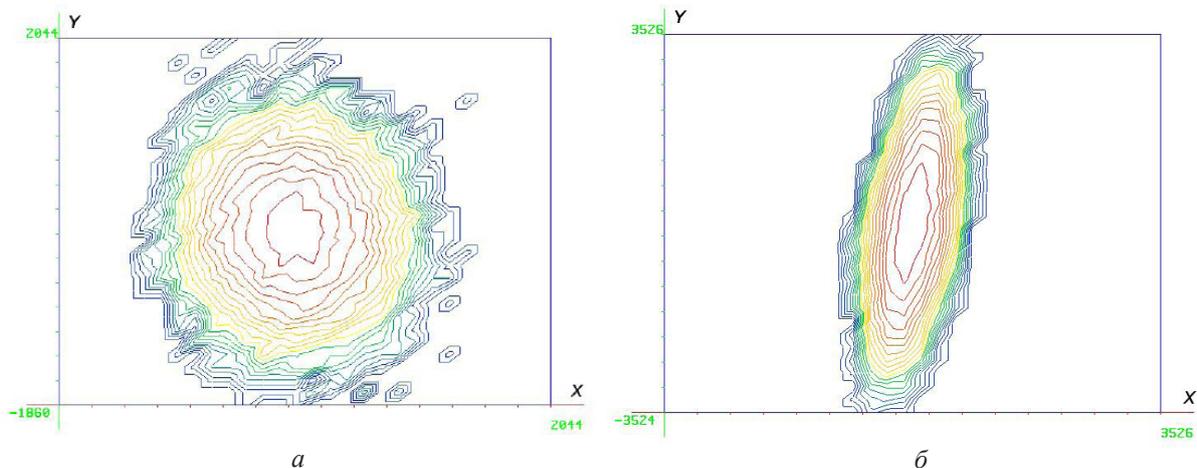


Рис. 6. Двумерные законы распределения вероятности присутствия вектора колебаний в точках плоскости XOY: *a* – шпиндель № 1; *б* – шпиндель № 2

Fig. 6. Two-dimensional distributions of the probability of presence of vector vibrations in the plane points XOY: *a* – spindle № 1; *b* – spindle № 2

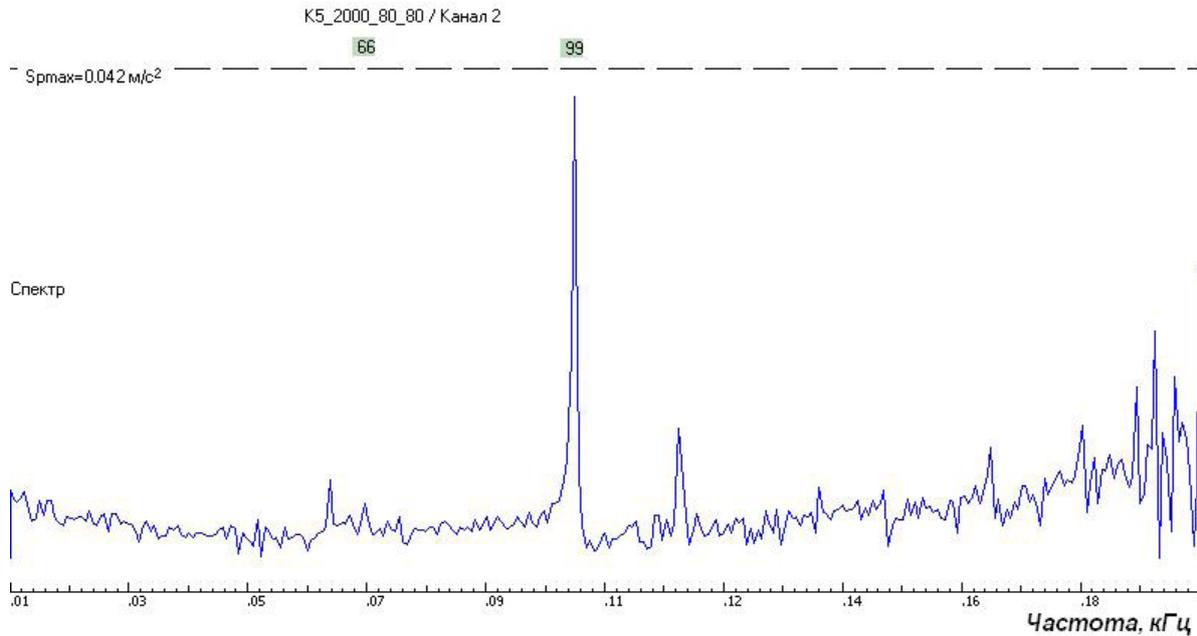


Рис. 7. Спектр колебаний корпуса шпинделя по оси У (по нормали к плоскости направляющих) при 2000 об/мин. Частота 66 Гц соответствует второй гармонике оборотной частоты, 99 Гц – третья гармоника

Fig. 7. The vibration spectrum of the spindle body along the Y axis (normal to the plane of the guides) at 2000 rpm. Frequency 66 Hz corresponds to the second harmonic of the reverse frequency, 99 Hz – the third harmonic

На рис. 9 с помощью линий равного уровня показано распределение колебаний корпуса шпинделя в плоскости ХОУ в районе передней опоры при 11 000 об/мин. Видно, что по оси У присутствуют редкие, но значительные по амплитуде отклонения шпинделя от плоскости направляющих.

Дело в том, что отклонения от идеальной модели присутствуют всегда. Это перекосы колец подшипников, некруглость дорожек качения, остаточный дисбаланс шпинделя и т.п. Степень проявления этих отклонений в параметрах ВА сигналов зависит от числа оборотов, величины и направления нагрузок, действующих на шпиндель в процессе рабочего цикла.

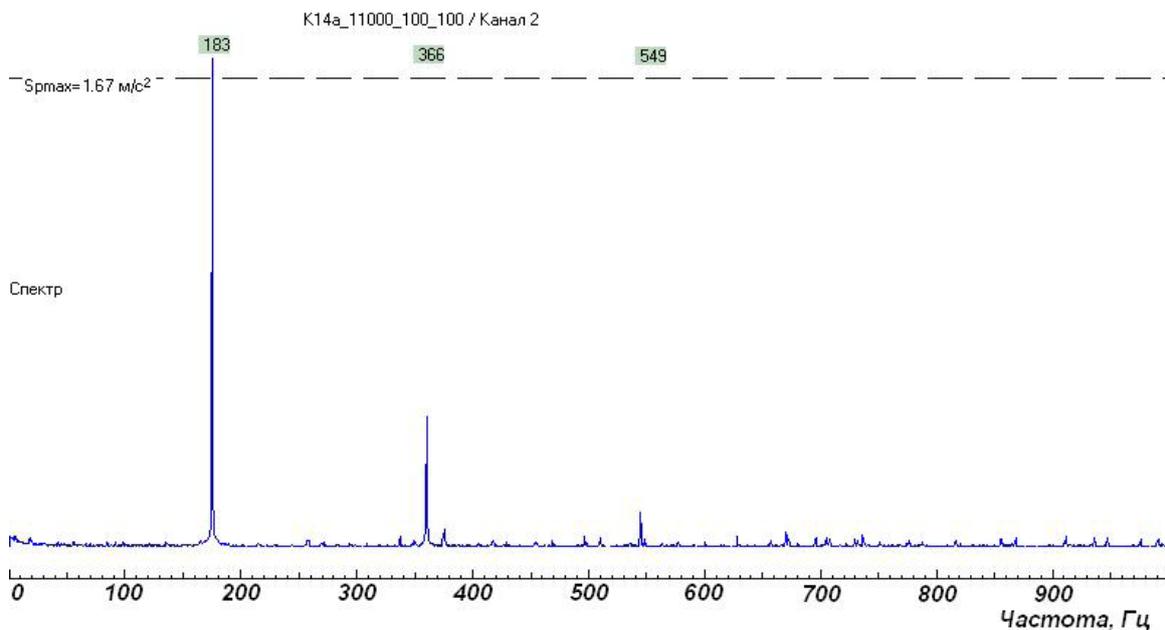


Рис. 8. Спектр виброускорения по оси У шпинделя на 11000 об/мин. Видны 1-я, 2-я и 3-я гармоники оборотной частоты

Fig. 8. The spectrum of vibration acceleration along the axis Y of the spindle at 11000 rpm. Visible 1, 2 and 3 harmonics of the rpm

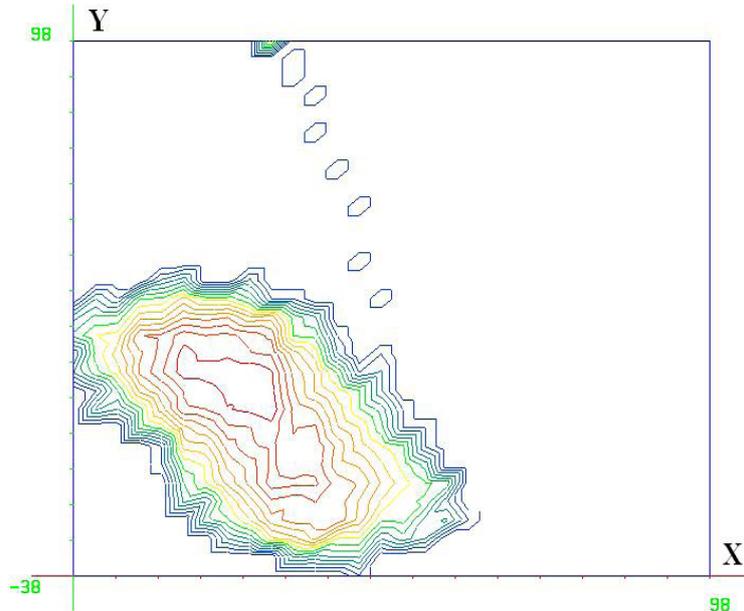


Рис. 9. Распределение колебаний шпинделя в плоскости XOY на 11 000 об/мин. Ось X параллельна направляющим, ось Y перпендикулярна плоскости направляющих. Видно, что по оси Y присутствуют кратковременные отклонения шпинделя от плоскости направляющих

Fig. 9. The distribution of spindle oscillations in the plane of the XOY of 11 000 rpm. X-Axis is parallel to the guide rails, Y-axis perpendicular to the plane of the guides. It is seen that the axis Y present short-term deviations of the spindle from the plane of the guides

Заключение

Представляется, что перечисленные в данной статье проблемы, решение которых можно осуществлять с помощью трехкомпонентных датчиков вибраций и анализа аттракторов, не исчерпывают всех направлений возможных исследований, количество которых может увеличиваться по мере совершенствования процедур регистрации и анализа фазовых траекторий.

Список литературы

1. Диагностика и сертификация металлорежущего оборудования / М. П. Козочкин и др. М.: Инновационное машиностроение, 2017. 240 с.
2. Teleshevsky V. I., Emelyanov P. N., Sokolov V. A. Program correction of volumetric geometric errors of multi-coordinate systems based on laser interference measurements // STIN. 2016. No. 3. P. 14–19.
3. Барков А. В., Баркова Н. А., Азовцев А. Ю. Мониторинг и диагностика роторных машин по вибрации: учеб. пособие. СПб.: Изд. центр СПбМТУ, 2000. 159 с.
4. Kochinev N. A., Sabirov F. S. Quasistatic method for measuring the balance of elastic displacements of the bearing system of machine tools // Measuring technique. 2006. No. 6. P. 32–35.
5. Сабиров Ф. С. Производительность и точность в рабочем пространстве станков. М.: ИЦ ФГБОУ ВПО МГТУ «СТАНКИН», 2012. 175 с.
6. Sabirov F. S. Sensors of spatial vibrations and diagnostics of the processing process on machines // Sensors and systems. 2017. V. 212, No. 3. P. 55–61.
7. Vibration performance of the cutter during cutting large welded cylinder / Y. Cheng et. al. // Zhendong Ceshi Yu Zhenduan. 2015. V. 35, No. 3. P. 507–512.
8. Approach to health monitoring and assessment of rolling bearing / L. Chen et. al. // Journal of Vibroengineering. 2013. V. 15, No. 2. P. 746–760.
9. Kozochkin M. P., Sabirov F. S. Vibroacoustic diagnostics of spindle units // STIN. 2009. No. 5. P. 8–12 (2009).
10. Kochinev N. A., Sabirov F. S. Measurement of the dynamic characteristics of machine tools by a pulse loading method // Measurement Techniques, Springer New York. 2009. V. 52, No. 6. P. 621–624.
11. Sabirov F. S. The pulse method for assessing the dynamic characteristics of the

elastic systems of machine tools // Reference. Engineering Journal. 2009. No. 11. P. 38–43.

12. Vibroacoustic diagnostics of the bearings of machine spindles for high-speed processing / M. P. Kozochkin et. al. // STIN. 2010. No. 6. P. 17–21. (2010).

13. Kozochkin M. P., Sabirov F. S. Identification of defects of spindle assemblies by vibroacoustic methods // Bulletin of USATU. 2009. V. 13, No. 34. P. 133–138.

14. Khomyakov V. S., Kochinev N. A., Sabirov F. S. Experimental and computational

study of the dynamic characteristics of spindle nodes // STIN. 2009. No. 3. P. 5–9.

15. Polyakov A. N. The construction of the law of the distribution of the temperature function in the thermal model of the spindle assembly on the rolling bearings // Engineering Engineering. 2001. No. 3. P. 82–88.

16. Sabirov F. S., Shemyakin A. A. Operational assessment of vibration resistance of machines and the state of spindle bearings // Vestnik mashinostroeniya. 2015. No. 8. P. 14–16.