

Машиностроение

УДК 621.9.08

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА ЗАВИСИМОСТИ ВИБРОДИАГНОСТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ШПИНДЕЛЬНОГО УЗЛА ОТ ВЕЛИЧИНЫ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО НАТЯГА ЕГО ОПОР

Э.С. Гаспаров, А.Ф. Денисенко, Л.Б. Гаспарова

Самарский государственный технический университет
Россия, 443100, г. Самара, ул. Молодогвардейская, 244

Рассмотрена методика определения усилия предварительного натяга подшипниковых опор шпиндельного узла, работающего в режиме холостого хода. Разработан экспериментальный стенд для определения виброакустического параметра, характеризующего величину установленного усилия предварительного натяга. Экспериментальным путем были получены амплитудно-частотные характеристики откликов виброускорения шпиндельного узла при кратковременном воздействии силой непосредственно на его шпиндель. Выбран частотный диапазон сигнала виброускорения, на котором собственные колебания шпиндельного узла наиболее сильно реагируют на изменение усилия предварительного натяга, от 3200 до 4200 Гц. Проанализирован частотный состав амплитудных спектров сигнала виброускорения с целью определения пиков собственных частот шпиндельного узла при 5 различных значениях предварительного натяга. Получены зависимости абсциссы и ординаты центра тяжести спектрограммы мощности сигнала виброускорения с корпуса мотор-шпинделя в режиме холостого хода и при частоте вращения 60000 об/мин от усилия предварительного натяга.

Ключевые слова: *высокоскоростной шпиндель, подшипниковые опоры, датчик температуры, датчик виброускорения, предварительный натяг, амплитудно-частотная характеристика, режим холостого хода, пиковая частота, относительная мощность.*

Актуальность и необходимость контроля усилия предварительного натяга опор качения шпиндельных узлов и роторных систем в целом, на стадии изготовления и сборки и на всем этапе эксплуатации приведена в работах многих авторов [1]. Величина установки предварительного натяга непосредственно влияет на быстроходность опоры качения и выбор технологического режима работы шпиндельного узла в целом. Однако большинство работ практической вибродиагностики посвящено обнаружению дефекта узла, а не обеспечению параметрической надежности, путем изменения упругих характеристик опор за счет регулирования усилия предварительного натяга.

Эрик Сергеевич Гаспаров, ассистент кафедры «Транспортные процессы и технологические комплексы».

Александр Федорович Денисенко (д.т.н., проф.), заведующий кафедрой «Автоматизированные станочные и инструментальные системы».

Лана Багратовна Гаспарова (к.п.н.), доцент кафедры «Автоматизированные станочные и инструментальные системы».

Среди различных методов практической диагностики и контроля состояния подшипников качения по вибрации можно выделить три основных, различающихся по своей физической основе. Первый включает в себя контроль мощности вибрации подшипника, второй – анализ формы вибрации, возбуждаемой короткими ударными импульсами, а третий – спектральный анализ флуктуаций мощности вибрации [2]. В большей степени это касается высокочастотного диапазона вибрации как наиболее информативного в случае зарождающегося дефекта, но системы глубокой диагностики обязательно контролируют низкочастотный и среднечастотный диапазоны. Для разделения спектра сигнала на диапазоны используются частотные фильтры.

Существуют два различных подхода к выбору полосы частот диапазонного фильтра. Первый использует полосу частот, в которой возникает сильная резонансная вибрация с собственными частотами колебаний элементов подшипника. Второй подход заключается в использовании более высокочастотной нерезонансной вибрации [2, 3]. Оба подхода дают близкие результаты, но лишь в случае, когда в полосу частот фильтра не попадают гармонические составляющие вибрации, по мощности превышающие случайную вибрацию. В противном случае методы, в частности методы анализа формы, дают искаженную информацию о состоянии подшипника. На основе результатов определения собственной АЧХ узла, полученных ранее и рассмотренных в работе [4], в обработке экспериментальных данных при выборе частотной полосы фильтра в дальнейшем был использован первый подход.

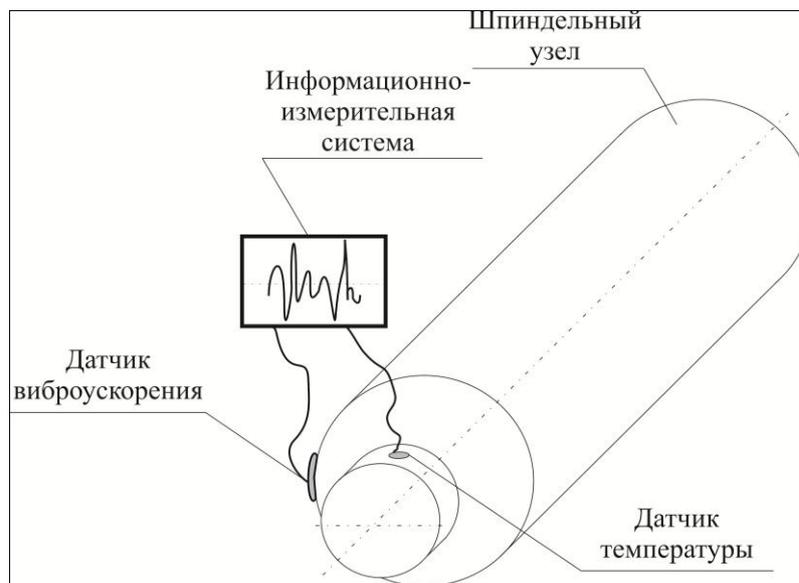


Рис. 1. Экспериментальный стенд

Для апробации возможности использования результатов исследования и полученных критериев был проведен эксперимент, целью которого являлось определение зависимости данных диагностических параметров от величины предварительного натяга опор мотор-шпинделя, работающего в режиме холостого хода.

Общий вид экспериментальной установки приведен на рис. 1. В качестве объекта исследования использовался тот же высокоскоростной шлифовальный мотор-шпиндель. Шпиндельный узел был жестко закреплен на массивном чу-

гунном столе. В его передней и задней опорах установлены одиночные радиально-упорные подшипники 76101Е. В качестве источника напряжения питания мотор-шпинделя использовался преобразователь частоты фирмы Delta, который с высокой точностью обеспечил заданную частоту вращения шпинделя на всем интервале значений установки предварительного натяга.

Используемая информационно-измерительная система состоит из датчика виброускорения, датчика силы, датчика температуры (термопары), контроллера и программного обеспечения National Instruments. Датчик виброускорения был закреплен на корпусе (у передней опоры ротора). Температурный датчик измерял непосредственно температуру наружного кольца подшипника качения передней опоры. Для этого использовалось технологическое отверстие в крышке корпуса.

Для измерения и контроля силы предварительного натяга в конструкцию мотор-шпинделя были внесены изменения – установлен датчик силы между регулировочным винтом и пружиной предварительного натяга (рис. 2).



Рис. 2. Схема последовательного расположения элементов измененной конструкции мотор-шпинделя:

1 – регулировочный винт предварительного натяга; 2 – датчик силы; 3 – пружина предварительного натяга; 4 – задняя (плавающая) опора; 5 – шпиндель; 6 – передняя опора

Эксперимент проведен следующим образом: после 15 мин непрерывной работы на частоте вращения 60000 об/мин регулировочным винтом устанавливали значение усилия предварительного натяга и в течение пяти секунд записывали сигналы виброускорения с акселерометра, датчиков силы и температуры. Датчик температуры позволял контролировать и поддерживать температуру наружного кольца около 30–35 °С изменением расхода воды для охлаждения статора. Таким образом были получены временные реализации сигнала виброускорения для пяти значений усилия предварительного натяга.

Анализ амплитудно-частотных характеристик шпиндельного узла показывает (рис. 3, 4), что с увеличением значения предварительного натяга спектр начинает смещаться в область более высоких частот, а начиная со значения предварительного натяга, равного 80 Н, происходит заметное сужение «эффективной ширины» спектра [4].

Выберем частотный диапазон сигнала виброускорения, на котором собственные колебания шпиндельного узла наиболее сильно реагируют на изменение усилия предварительного натяга, от 3200 до 4200 Гц. При частоте вращения

60000 об/мин на данном частотном диапазоне находится 4-я гармоника частоты вращения ротора, мощность которой более чем на порядок выше относительно мощности остальных составляющих спектра выбранного диапазона, что делает неприменимыми выбранные критерии. В связи с этим для подавления данной гармоники был применен режекторный БИХ-фильтр для диапазона 3950–4050 Гц с ослаблением более 120 дБ на частоте 4000 Гц. На рис. 5 приведен спектр сигнала до (а) и после фильтрации (б).

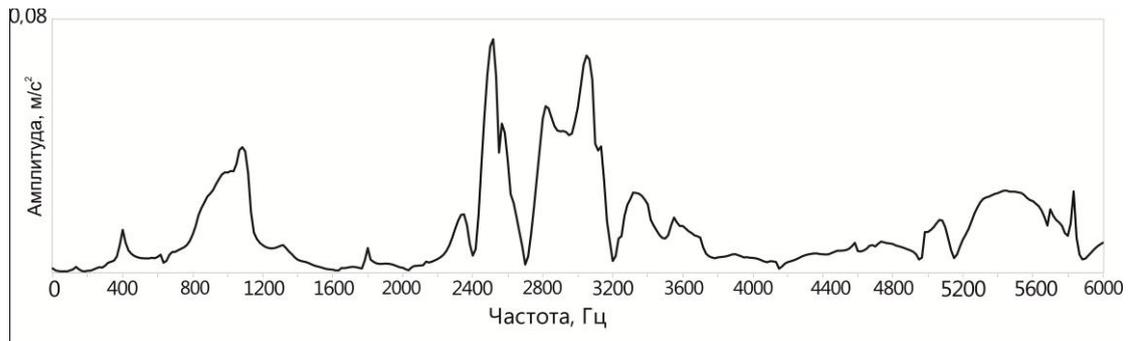


Рис. 3. АЧХ шпиндельного узла при усилии предварительного натяга 0,9 Н

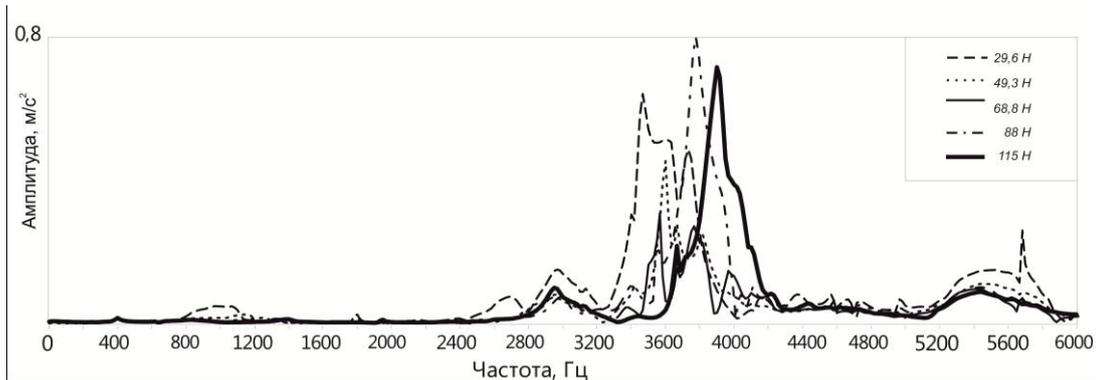


Рис. 4. АЧХ шпиндельного узла при различных значениях усилии предварительного натяга

В случае дискретного спектра формулы для расчета относительной пиковой частоты и мощности перепишем в виде формул (1) и (2), где Δf – расстояние между линиями спектра, a и b – нижняя и верхняя границы частотного диапазона в Гц соответственно:

$$f_c = \frac{\sum_{n=\frac{a}{\Delta f}}^{\frac{b}{\Delta f}} n \cdot S(n) \cdot \Delta f}{\sum_{n=\frac{a}{\Delta f}}^{\frac{b}{\Delta f}} S(n)} ; \quad (1)$$

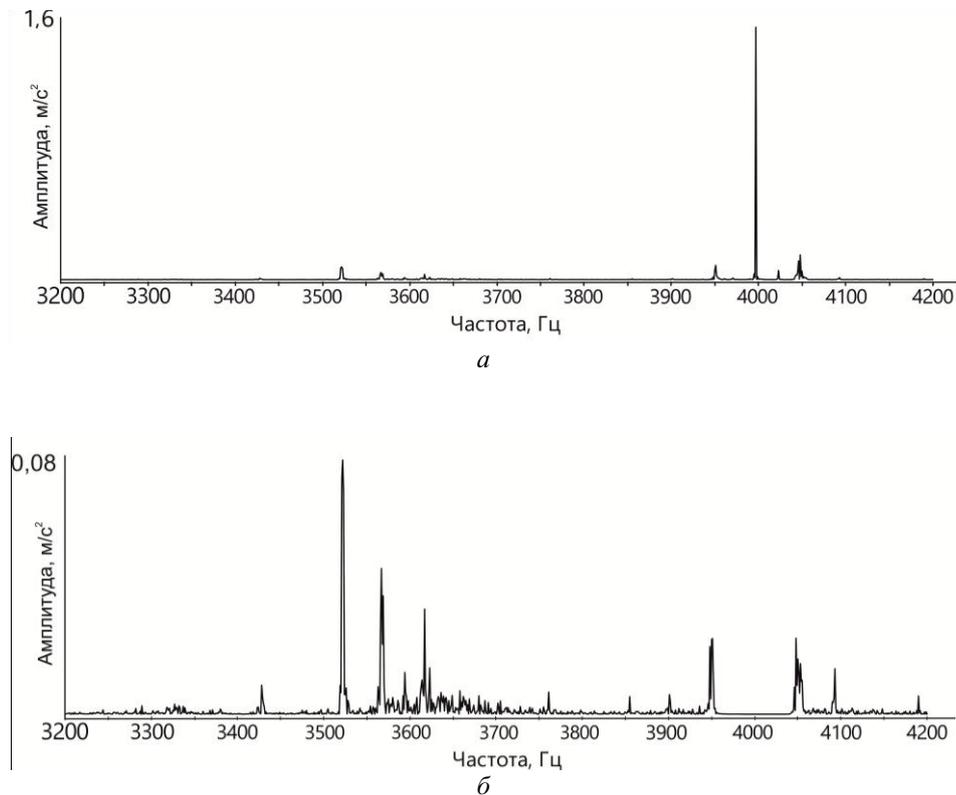


Рис. 5. График спектров сигнала:
a – до фильтрации; *б* – после фильтрации

$$P_{\text{относит}} = \frac{\sum_{n=\frac{a}{\Delta f}}^{\frac{b}{\Delta f}} S(n) \cdot S(n)}{\sum_{n=\frac{a}{\Delta f}}^{\frac{b}{\Delta f}} S(n)} . \quad (2)$$

В результате эксперимента для пяти значений предварительного натяга были получены временные реализации сигналов виброускорений. Для двенадцати интервалов длительностью в одну секунду каждой реализации были вычислены относительные частота и мощность как абсцисса и ордината центра тяжести спектрограммы соответственно. Для каждого значения усилия предварительного натяга вычислены математические ожидания соответствующих значений относительных частоты и мощности. Полученные в результате обработки экспериментальных данных зависимости абсциссы и ординаты центра тяжести спектрограммы сигнала виброускорения с корпуса мотор-шпинделя в режиме холостого хода и при частоте вращения 60000 об/мин от усилия предварительного натяга приведены в таблице и на рис. 6 (*a*, *б*). Интерполяция точек проведена кубическим сплайном Эрмита.

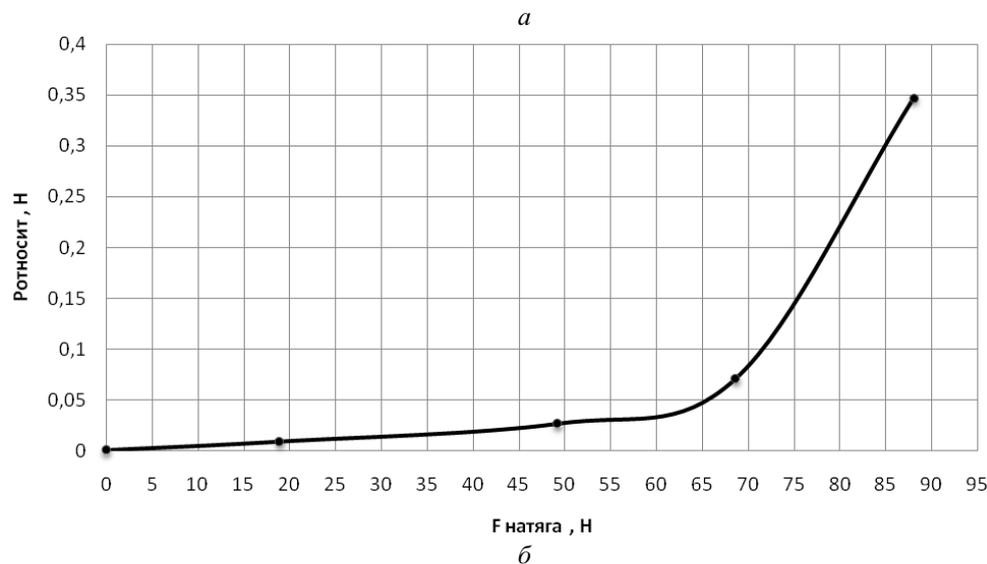
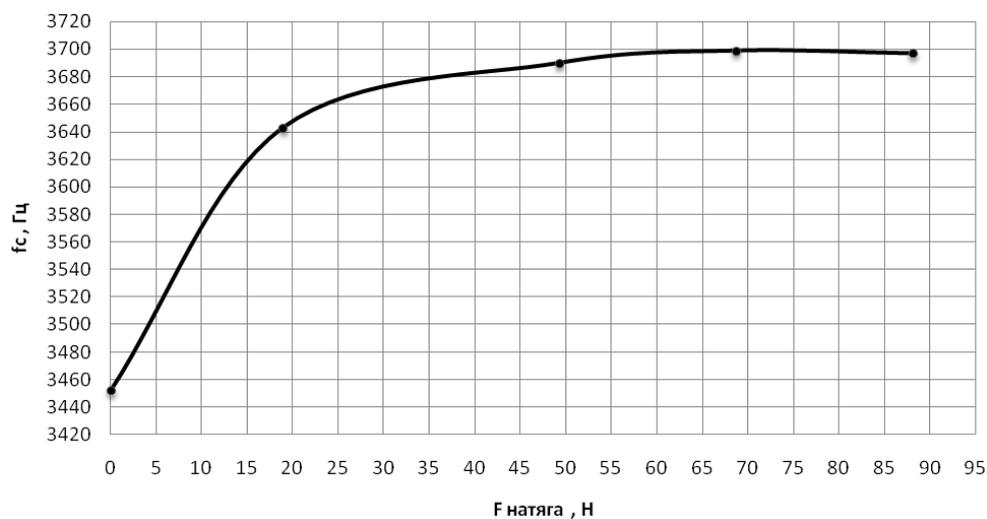


Рис. 6. Графики экспериментальных зависимостей:
a – относительной пиковой частоты от усилия предварительного натяга;
б – относительной мощности от усилия предварительного натяга

Зависимости абсциссы и ординаты центра тяжести спектрограммы мощности сигнала виброускорения с корпуса мотор-шпинделя

F _{натяга} , Н	0	18,9	49,2	68,6	88
f _c , Гц	3452	3643	3690	3699	3697
P _{относит} , Н	0,000909	0,00933	0,02695	0,0712	0,34712

Анализируя полученные результаты и исходя из того, что спектры вращающихся узлов содержат модулированные колебания с несущими в виде гармоник роторной частоты, а их боковые полосы содержат гармоники и субгармоники частоты вращения сепаратора, опираясь на известную формулу связи частоты сепаратора с роторной частотой, приходим к выводу, что растекание боковых

лепестков модулированных колебаний происходит как в сторону высоких частот, так и в область низких [1]. Именно с этим и с неравномерностью огибающей спектра собственных частот связана неоднозначность относительной пиковой частоты как критерия для определения величины усилия предварительного натяга. Для его улучшения необходимо применение гребенчатых фильтров и детальное изучение поведения вынужденных частот на фоне собственных частот колебаний узла для определения параметров диапазонного фильтра. Однако, как видно из рис. 6, а, для порогового критерия наличия предварительного натяга использование относительной частоты вполне возможно и при подавлении только роторной гармоники.

Выводы

1. Относительная мощность, вычисляемая как ордината центра тяжести спектрограммы, с хорошей разрешающей способностью характеризует значение усилия предварительного натяга.

2. При соответствующей фильтрации сигнала вибрации относительная пиковая частота также может являться критерием для определения значения предварительного натяга.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Бейзельман Р.Д., Цыпкин Б.В., Перель Л.Я.* Подшипники качения: Справ. – 6-е изд. – М.: Машиностроение, 1975. – 574 с.
2. *Barkov A.V., Barkova N.A., Mitchell J.S.* Condition Assessment and Life Prediction of Rolling Element Bearings. – Part 1, Sound and Vibration, June, 1995, pp. 10–17.
3. *Мартин Анжело.* Мониторизация механических колебаний машинного оборудования. – Брюль и Кьер, Технический обзор № 1, 1987.
4. *Гаспаров Э.С., Денисенко А.Ф., Гаспарова Л.Б.* Методика определения усилия предварительного натяга подшипниковых опор шпиндельного узла // Вестник Самарского государственного технического университета. Сер. Технические науки. – 2014. – № 2 (42). – С. 94–98.

Статья поступила в редакцию 25 февраля 2015 г.

EXPERIMENTAL ASSESSMENT OF DEPENDENCE VIBRATIONAL AND DIAGNOSTIC PARAMETERS OF SPINDLE ON THE PRELOAD OF BEARINGS

E.S. Gasparov, A.F. Denisenko, L.B. Gasparova

Samara State Technical University
244, Molodogvardeyskaya st., Samara, 443100, Russian Federation

The method of rating the forcing of bearing assembly spindle unit preload. A test-bench has been developed to quantify vibroacoustics, featuring the dimension of the identified preload forcing. Amplitude-frequency response characteristics of vibration acceleration of spindle unit during short-term forcing directly on the spindle became available by experiments. The frequency range of a signal of vibration acceleration was selected from 3200 Hz to 4200 Hz. The frequency content of amplitude spectra has been analyzed to determine eigen frequency peaks of spindle unit at various preload values.

Keywords: *high speed spindle, bearings, the temperature sensor, the acceleration sensor, preload force, amplitude-frequency characteristic, no-load conditions, peak frequency, relative power.*

Erik S. Gasparov, Assistant.

Alexander F. Denisenko (Dr. Sci. (Techn.)), Professor.

Lana B. Gasparova (Ph.D. (Pedag.)), Associate Professor.