

УДК 621.9.06–233.1

doi:10.20998/2413-4295.2020.02.01

ВИБРОДИАГНОСТИКА ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ НА ОПОРАХ КАЧЕНИЯ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ИЗМЕРЕНИЯ ВИБРАЦИЙ КОРПУСА

Ю. М. ДАНИЛЬЧЕНКО*, А. И. ПЕТРИШИН

Кафедра Прикладной гидроаэромеханики и мехатроники, Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского», Киев, УКРАИНА

*e-mail: yumd@i.ua

АННОТАЦИЯ Проведен анализ современных методов оценки точности и технического состояния шпиндельных узлов на опорах качения и дана оценка перспективности проведения измерений в зонах резонансных колебаний. Для оценки точности и технического состояния шпиндельных узлов на опорах качения на стадиях изготовления и эксплуатации предложено использовать ранее разработанный авторами метод косвенного измерения резонансных колебаний шпинделя, в основе которого лежит измерение вибраций на корпусе шпиндельного узла с последующим расчетом колебаний шпинделя (закрепленной в шпинделе оправки) по теоретической функции соответствия. Для использования этого метода при решении задач оценки точности и диагностики дефектов изготовления и сборки шпиндельного узла дано теоретическое обоснование схем измерения, проведена адаптация динамической модели экспериментального стенда и разработаны соответствующие методики проведения исследований. Общая экспериментальная часть методик проведения исследований предусматривает: определение первой собственной частоты рамы стенда; определение частот вращения шпинделя, соответствующих условиям возникновения резонансных колебаний рамы в результате проявления дефектов изготовления и сборки шпиндельного узла; измерение вибраций корпуса на этих частотах вращения. Общая теоретическая часть методик предполагает: расчет динамических податливостей и функции соответствия, связывающей колебания подсистем оправки и корпуса; расчет спектров колебаний оправки по экспериментальным спектрам вибрациям корпуса и определение амплитуд относительных колебаний точки оправки на характерных частотах вынужденных колебаний. По полученным результатам, в зависимости от поставленной задачи, рассчитывается 3D спектр вибраций или диаграмма погрешности вращения шпинделя в заданном диапазоне частот вращения. Представлены результаты оценки точности и технического состояния шлифовальной головки на холостом ходу и под нагрузкой.

Ключевые слова: шпиндельный узел; подшипники качения; дефекты изготовления и сборки; погрешность вращения шпинделя, вибродиагностика; механическая колебательная система; динамическая податливость

DIAGNOSTIC OF SPINDLE UNITS ON ROLLING BEARINGS BASED ON MEASURING OF THE HOUSING VIBRATIONS

Yu. DANYLCHENKO*, A. PETRYSHYN

Applied Fluid Mechanics and Mechatronic Department, National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute", Kyiv, UKRAINE

ABSTRACT The analysis of modern methods of accuracy and technical condition evaluation of spindle units on rolling bearings has been performed. The prospectivity of measurements in the resonant vibrations zones is assessed. To evaluate the accuracy and technical condition of spindle units on rolling bearings at the stages of manufacturing and maintenance, it is proposed to use the previously developed method for indirect measurement of resonance vibrations of the spindle, based on spindle quill vibration measurement of the spindle units with subsequent calculation of spindle vibrations (mandrel installed in the spindle) using theoretical compliance function. Usage of this method in accuracy and diagnosing defects identification in manufacturing and assembly of the spindle units, a theoretical justification of the measurement schemes is given, the dynamic model of the test rig is adapted, and the corresponding research methods are developed. The general experimental part of research methods provides for: determining the first natural frequency of the test rig frame; determination of spindle speeds corresponding to frame resonant vibrations as a result of manifestation of manufacturing and assembling defects of the spindle unit; spindle quill vibrations measurement at these rotational speeds. The general theoretical part of the methods assumes: the calculation of dynamic compliance and the compliance function which connects mandrel and spindle quill subsystems vibrations; mandrel vibration spectra calculation from the experimental spectra of the spindle quill and determination of the relative vibrations amplitudes of the mandrel at the forced vibrations characteristic frequencies. Based on the results, depending on the task, a 3D spectrum of vibrations or a spindle rotation error diagram in a given range of rotation frequencies is calculated. The results of evaluating the accuracy and technical condition of the grinding head at idle and under load are presented.

Key words: spindle unit; rolling bearings; manufacturing and assembly defects; spindle rotation error; vibration diagnostics; mechanical oscillatory system; dynamic compliance

Введение

Современные тенденции повышения производительности металлорежущих станков с

одновременным обеспечением их высокой точности и надежности требуют внедрения систем оценки технического состояния наиболее ответственных узлов станков, и прежде всего – шпиндельных.

В общем случае точность шпиндельных узлов (ШУ) характеризуется двумя параметрами [1]:

- радиальным биением шпинделя, то есть смещением геометрического центра шпинделя относительно центра его вращения в плоскости измерения;

- погрешностью вращения шпинделя, то есть смещением мгновенной оси поворота шпинделя.

Первый параметр характеризует эксцентриситет шпинделя, а второй – результат взаимодействия вращающихся и неподвижных поверхностей посредством несущих элементов (тела качения, масляная пленка, поток воздуха, магнитное поле).

Для ШУ на подшипниках качения первый параметр характеризует эксцентриситет рабочих и посадочных поверхностей подшипников и шпинделя, а второй – результат упругого взаимодействия дорожек и тел качения подшипников.

При спектральном анализе процесса смещения оси шпинделя, радиальное биение (Δr) – это удвоенная амплитуда спектральной составляющей на частоте вращения шпинделя, а погрешность вращения (Δ) – удвоенная векторная сумма амплитуд всех остальных спектральных составляющих.

Таким образом, оценку точности ШУ на опорах качения целесообразно проводить по результатам измерения вибраций с учетом особенностей влияния качества изготовления подшипников и их монтажа на шпиндель и в корпус [2].

Современные методы контроля погрешности вращения шпинделей построены на схемах бесконтактного измерения линейных смещений шпинделя по измерительным эталонным поверхностям шпинделя или оправки [3, 4]. Но при этом возникает необходимость выделения из результатов измерения составляющей, обусловленной погрешностью формы измерительной поверхности. А от способа решения этой проблемы зависит точность определения погрешности вращения шпинделя [4], что особенно это актуально для прецизионных ШУ, погрешность вращения которых соизмерима с погрешностью формы измерительной поверхности [5]. Такая процедура определения погрешности вращения шпинделя требует обеспечения специальных условий для проведения измерений. Это, в свою очередь, делает проблематичным ее применение для определения погрешности вращения закрепленной в шпинделе заготовки или инструмента в зоне резания во время работы станка. Альтернативой прямому измерению колебаний шпинделя может стать измерение колебаний на корпусе шпиндельного узла с последующей идентификацией этих колебаний по теоретически установленной функции соответствия [6].

Согласно [1], подшипники качения опор шпинделя непосредственно определяют точность ШУ. Но они же, при возникновении локальных повреждений поверхностей дорожек и тел качения в

процессе работы [7], определяют и изменение его технического состояния.

Сигнал вибрации дефектного подшипника качения включает в себя детерминированные сигналы, сигналы дефектов элементов подшипника и шум [8]. Детерминированные сигналы – это, как правило, низкочастотные сигналы, обусловленные погрешностями изготовления дорожек и тел качения подшипников. Сигналы дефектов элементов подшипника – это периодические резонансные колебания несущих элементов, возникающие в результате коротких импульсов, генерируемых каждый раз, когда дефект ударяется по его сопрягаемому элементу [9]. Именно это различие в сигналах позволяет выделять из общего сигнала сигналы дефектов элементов подшипника. Также это различие определяет эффективность методов мониторинга состояния и диагностики неисправностей подшипников качения [10].

Наиболее эффективными для диагностики отказов подшипников считаются методы высокочастотного возбуждения ударными импульсами с последующим анализом огибающей спектра вибраций [8, 9, 10]. Применение низкочастотного возбуждения для обнаружения дефектов элементов низкоскоростных подшипников считается практически невозможным. Основной причиной этого считается ограничения по уровню энергии, генерируемой дефектами элементов подшипника вне резонансных зон [11].

Таким образом, измерение вибраций в резонансных зонах позволяет значительно усилить полезный диагностический сигнал, что и определяет перспективность создание средств и методов проведения такой диагностики.

Цель исследования

Целью исследования является проверка перспективности применения метода косвенного измерения резонансных колебаний шпинделя [6] для оценки точности и технического состояния ШУ на опорах качения как на этапах их изготовления, так и эксплуатации.

Цель реализуется путем решения задач:

- теоретического обоснования схемы косвенного измерения вибраций ШУ на опорах качения для оценки их точности и технического состояния на стадиях изготовления и эксплуатации;

- адаптации динамической модели экспериментального стенда [12] для решения задач оценки точности и технического состояния ШУ на стадиях изготовления и эксплуатации;

- разработки методики проведения исследований при оценке точности и технического состояния ШУ на опорах качения на стадиях изготовления и эксплуатации;

- проведения исследований и анализа полученных результатов.

Основная идея метода косвенного измерения колебаний шпинделя

В основе косвенного метода измерения колебаний шпинделя лежит измерение вибраций на корпусе шпиндельного узла с последующим расчетом колебаний оси шпинделя (закрепленной в шпинделе оправки) по теоретической функции соответствия $W(\omega)$ [6]. Для представленных на рис. 1 схем измерения, функция соответствия $W(\omega)$ связывает колебания корпуса, в месте выполнения измерений (позиция 1) и оси инструментальной оправки (позиция 2).

В общем случае функция соответствия $W(\omega)$ определяется зависимостью:

$$W(\omega) = \frac{q_2(\omega)}{q_1(\omega)}, \quad (1)$$

где $q_2(\omega)$ и $q_1(\omega)$ - расчетные функции перемещения инструментальной оправки в точке 2 и корпуса в точке 1 под действием приложенной в точке 3 единичной гармонической силы (Рис. 1); ω - частота возбуждения.

Размещение точки 3 определяется поставленной задачей. При оценке погрешности изготовления и сборки ШУ на опорах качения точка 3 находится на оси шпинделя под первым передним подшипником (рис. 1,а) [12]. При оценке погрешности вращения шпинделя в процессе обработки, точка 3 находится на оси инструментальной оправки под зоной резания, то есть положения точек 2 и 3 совпадают (рис. 1,б).

Расчет спектра колебаний оси инструментальной оправки по измеренным вибрациям корпуса проводится по зависимости:

$$A_2(\omega_i) = A_1(\omega_i) \cdot W(\omega_i), \quad (2)$$

где $A_1(\omega_i)$ и $A_2(\omega_i)$ - амплитуды i -х спектральных составляющих колебаний экспериментального спектра вибраций корпуса и теоретического спектра колебаний оси оправки соответственно.

Данные спектры являются спектрами абсолютных колебаний. Спектр колебаний оси оправки относительно корпуса получается в результате векторного вычитания соответствующих спектров абсолютных колебаний с учетом фаз спектральных составляющих.

Предложенный теоретико-экспериментальный метод [6] позволяет упростить процедуру оценки и мониторинга состояния шпиндельного узла. Кроме того он не требует использования высокоточных

измерительных поверхностей при определении колебаний шпинделя.

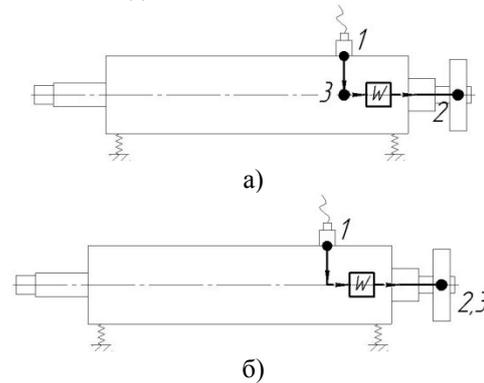


Рис. 1. – Схема измерения для оценки погрешности изготовления и сборки ШУ на опорах качения (а) и колебаний шпинделя (б): 1 – точка измерения вибраций корпуса; 2 – точка расчета колебаний оси шпинделя (оправки); 3 – точка приложения единичной гармонической силы

Конструкция экспериментального стенда

Для проведения исследований использовался разработанный авторами специальный стенд [13] с низкой частотой собственных колебаний.

Основной причиной разработки и использования этого стенда является выполнение поставленной задачи усиления сигнала при диагностировании дефектов подшипников качения опор низкооборотных ШУ.

В общем случае, для обнаружения таких дефектов желательно создать условия резонансного возбуждения вынужденных колебаний, обусловленных погрешностями изготовления рабочих поверхностей дорожек и тел качения подшипников, а также их повреждением (выбоины, сколы) в процессе работы. Для этого нужно обеспечить выполнение условия совпадения частот вынужденных колебаний с одной из частот собственных колебаний механической системы, что сложно реализовать исключительно механической системой ШУ. Так, согласно [14] для вертикально-фрезерного станка первая собственная частота шпиндельной бабки равна 315 Гц, а шпинделя – 1410 Гц. Такие значения собственных частот не позволяют создать условия, достаточные для диагностики дефектов, вызывающих низкочастотные вибрации.

Стенд (рис. 2) представляет собой раму 1, шарнирно закрепленную на массивной основе 2. На раме 1 закреплен ШУ 3 с оправкой 4. Рама 1 крепится к основе 2 пружиной или жестким стержнем 5, что дает ей возможность осуществления колебательного движения в вертикальной плоскости. Бесступенчатое вращение шпинделя обеспечивается двигателем 6 с частотным управлением 7.

В качестве исследуемого ШУ использовалась шлифовальная головка. Корпус головки выполнен в

форме гильзы с наружным диаметром 65 мм и длиной 250 мм. Вал шпинделя смонтирован на дуплексированных радиально-упорных шариковых подшипниках типа 7004, собранных по схеме "тандем-Х".

Низшая собственная частота станда зависит от выбора способа крепления и регулирования угловой жесткости рамы. Применение упругой или жесткой систем фиксации рамы позволяет изменять значение первой собственной частоты станда в диапазоне 5-37 Гц.

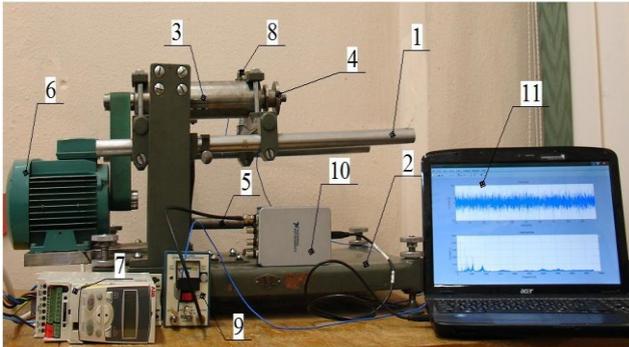


Рис. 2 – Конструкция станда: 1 – рама; 2 – основа; 3 – ШУ; 4 – оправка; 5 – пружина/стержень; 6 – двигатель; 7 – частотный преобразователь; 8 – вибродатчик; 9 – усилитель; 10 – аналого-цифровой преобразователь; 11 – ПК

Динамическая модель станда

Динамическая модель станда с закрепленным на нем ШУ (рис. 3, а) выполнена в виде механической колебательной системы, состоящей из 4-х подсистем: оправки (индекс $s = 1$), шпинделя (индекс $s = 2$), корпуса ШУ (индекс $s = 3$) и рамы (индекс $s = 4$). Все подсистемы представлены в виде стержней с распределенной массой и соединены между собой связями, обладающими упругими и диссипативными свойствами [6].

В зависимости от поставленной задачи диагностики в i -х точках подсистем оправки или шпинделя прикладываются единичные гармонические нагрузки $P_i^{(s)}(\omega) = 1 \cdot \sin \omega t$. Так, при оценке погрешности изготовления и сборки ШУ на опорах качения нагрузка $P_1^{(2)}(\omega)$ прикладывается в сечении $1^{(2)}$ шпинделя (схема 1, рис. 3, а), а при оценке погрешности вращения шпинделя – в сечении $0^{(1)}$ оправки (нагрузка $P_0^{(1)}(\omega)$, (схема 2, рис. 3, а).

Для разделения (декомпозиции) системы на более простые подсистемы используется метод динамических податливостей. При использовании этого метода, в направлении отброшенных связей прикладывают их гармонические реакции, которые затем определяют из условия совместности деформаций подсистем, то есть условий равенства

амплитуд обобщенных перемещений (линейных и угловых) в точках отделения подсистем [15, 16].

Последовательность разработки динамической модели механической колебательной системы, состоящей из нескольких подсистем подробно представлена в [17].

Расчетные схемы подсистем механической системы станда описаны в [6] и представлены на рис. 3, б.

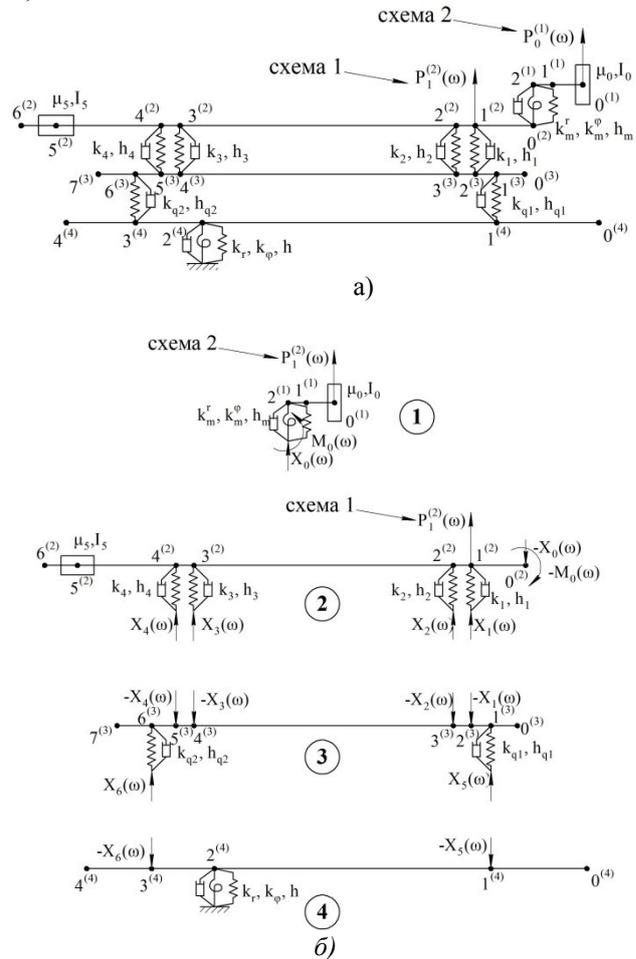


Рис. 3 – Динамическая модель станда (а) и расчетные схемы подсистем станда (б)

Первая подсистема (оправка, индекс $s = 1$) рассматривается в виде стержня, состоящего из двух участков с распределенной массой. На переднем конце оправки (сечение $0^{(1)}$) размещен сосредоточенный груз (диск). В сечении $2^{(1)}$ оправка соединяется со шпинделем (сечение $0^{(2)}$ шпинделя), что учитывается упругой связью с радиальной k_m^r и угловой k_m^φ жесткостями.

Вторая подсистема (шпиндель, индекс $s = 2$) рассматривается в виде стержня, состоящего из шести участков с распределенной массой. В сечениях $1^{(2)}$, $2^{(2)}$, $3^{(2)}$ и $4^{(2)}$ размещены подшипники опор, что учитывается упругими связями шпинделя с корпусом

с жесткостями k_1, k_2, k_3 и k_4 соответственно. В сечении $5^{(2)}$ размещен сосредоточенный груз (шків).

Третья подсистема (корпус, индекс $s = 3$) рассматривается в виде полого стержня, состоящего из семи участков с распределенной массой. В сечениях $2^{(3)}, 3^{(3)}, 4^{(3)}$ и $5^{(3)}$ корпус соединяется со шпинделем. В сечениях $1^{(3)}$ и $6^{(3)}$ корпус соединяется с рамой, что учитывается упругими опорами с жесткостью k_{q1} и k_{q2} .

Четвертая подсистема (рама, индекс $s = 4$) рассматривается в виде эквивалентного стержня, состоящего из четырех участков с распределенной массой. В сечениях $1^{(4)}, 3^{(4)}$ к раме присоединен ШУ, а в сечении $2^{(4)}$ рама крепится к основе стенда поворотным шарниром с возможностью угловых и вертикальных линейных перемещений, что учитывается угловой k_φ и радиальной k_r жесткостями.

Связями подсистем являются: соединение оправки со шпинделем для подсистем 1 и 2; подшипники опор шпинделя для подсистем 2 и 3; крепеж для подсистем 3 и 4 и поворотный шарнир.

Функции $W(\omega)$ (1) соответствия колебаний различных элементов системы для разных задач диагностики будут отличаться, но для их определения используется одинаковый подход [6]. Поэтому для их вывода будем записывать условия совместности деформаций в точках размыкания подсистем в обобщенном виде с выделением составляющих, зависящих от места приложения единичных гармонических нагрузок $P_i^{(s)}(\omega) = 1 \cdot \sin \omega t$.

Принимаем, что в соответствии со схемами измерения (рис. 1), схеме 1 (рис. 1, а) соответствует приложение нагрузки $P_1^{(2)}(\omega)$ на схеме декомпозиции (рис. 3, б), а схеме 2 (рис. 1, б) - приложение нагрузки $P_0^{(1)}(\omega)$.

Тогда, в соответствии со схемой декомпозиции (рис. 3, б), условия совместности деформаций в точках размыкания подсистем будут такими:

– для подсистем 1 и 2:

–

$$\begin{cases} \alpha_{00}^{12} \cdot X_0 + \gamma_{00}^{12} \cdot M_0 - \sum_{j=1}^4 \alpha_{0j}^{(2)} \cdot X_j = \alpha_p^{12} \\ \beta_{00}^{12} \cdot X_0 + \varphi_{00}^{12} \cdot M_0 - \sum_{j=1}^4 \beta_{0j}^{(2)} \cdot X_j = \beta_p^{12} \end{cases}, \quad (3)$$

где

$$\alpha_p^{12} = \begin{cases} \alpha_p^{(2)} = \alpha_{01}^{(2)} \cdot P_1^{(2)} & \text{для схемы 1} \\ -\alpha_p^{(1)} = -\alpha_{20}^{(1)} \cdot P_0^{(1)} & \text{для схемы 2} \end{cases}$$

$$\beta_p^{12} = \begin{cases} \beta_p^{(2)} = \beta_{01}^{(2)} \cdot P_1^{(2)} & \text{для схемы 1} \\ -\beta_p^{(1)} = -\beta_{20}^{(1)} \cdot P_0^{(1)} & \text{для схемы 2} \end{cases}$$

– для подсистем 2 и 3:

$$\begin{cases} -\alpha_{10}^{(2)} \cdot X_0 - \gamma_{10}^{(2)} \cdot M_0 + \sum_{j=1}^4 \alpha_{1j}^{23} \cdot X_j - \alpha_{21}^{(3)} \cdot X_5 - \alpha_{26}^{(3)} \cdot X_6 = -\alpha_{1P}^{23} \\ -\alpha_{20}^{(2)} \cdot X_0 - \gamma_{20}^{(2)} \cdot M_0 + \sum_{j=1}^4 \alpha_{2j}^{23} \cdot X_j - \alpha_{31}^{(3)} \cdot X_5 - \alpha_{36}^{(3)} \cdot X_6 = -\alpha_{2P}^{23} \\ -\alpha_{30}^{(2)} \cdot X_0 - \gamma_{30}^{(2)} \cdot M_0 + \sum_{j=1}^4 \alpha_{3j}^{23} \cdot X_j - \alpha_{41}^{(3)} \cdot X_5 - \alpha_{46}^{(3)} \cdot X_6 = -\alpha_{3P}^{23} \\ -\alpha_{40}^{(2)} \cdot X_0 - \gamma_{40}^{(2)} \cdot M_0 + \sum_{j=1}^4 \alpha_{4j}^{23} \cdot X_j - \alpha_{51}^{(3)} \cdot X_5 - \alpha_{56}^{(3)} \cdot X_6 = -\alpha_{4P}^{23} \end{cases} \quad (4)$$

где

$$\alpha_{iP}^{23} = \begin{cases} \alpha_{iP}^{(2)} = \alpha_{i1}^{(2)} \cdot P_1^{(2)} & \text{для схемы 1} \\ 0 & \text{для схемы 2} \end{cases}$$

– для подсистем 3 и 4:

$$\begin{cases} -\sum_{j=1}^4 \alpha_{4(j+1)}^{(3)} \cdot X_j + \alpha_{11}^{34} \cdot X_5 + \alpha_{16}^{34} \cdot X_6 = 0 \\ -\sum_{j=1}^4 \alpha_{6(j+1)}^{(3)} \cdot X_j + \alpha_{61}^{34} \cdot X_5 + \alpha_{66}^{34} \cdot X_6 = 0 \end{cases} \quad (5)$$

или в матричной форме:

$$[\mathbf{D}(\omega)] \cdot \mathbf{P} = \mathbf{\Delta}_P \quad (6)$$

где $[\mathbf{D}(\omega)]$ – матрица гармонических коэффициентов влияния, состоящая из динамических податливостей в точках размыкания подсистем s $\alpha_{ij}^{(s)}, \beta_{ij}^{(s)}, \gamma_{ij}^{(s)}, \varphi_{ij}^{(s)}$ и обобщенных коэффициентов влияния смежных подсистем $\alpha_{ij}^{s(s+1)}, \beta_{ij}^{s(s+1)}, \gamma_{ij}^{s(s+1)}, \varphi_{ij}^{s(s+1)}$, определяемых по зависимостям [6]; \mathbf{P} – вектор амплитуд гармонических реакций отброшенных связей, $\mathbf{P} = (X_0, M_0, X_1, X_2, X_3, X_4, X_5, X_6)^T$; $\mathbf{\Delta}_P$ – вектор обобщенных амплитуд перемещений, $\mathbf{\Delta}_P = (\alpha_p^{12}, \beta_p^{12}, -\alpha_{1P}^{23}, -\alpha_{2P}^{23}, -\alpha_{3P}^{23}, -\alpha_{4P}^{23}, 0, 0)^T$.

Из системы уравнений (6) определяются реакции отброшенных связей, а затем – амплитуды $q_i^{(s)}$ ($i = 0 \div u$) поперечных (радиальных) перемещений характерных точек подсистем:

– оправки ($s = 1, i = 0 \div 2$):

$$q_i^{(1)} = \alpha_{i2}^{(1)} \cdot X_0 + \gamma_{i2}^{(1)} \cdot M_0 + \alpha_{iP}^{(1)} \quad (7)$$

где

$$\alpha_{iP}^{(1)} = \begin{cases} 0 & \text{для схемы 1} \\ \alpha_{i0}^{(1)} \cdot P_0^{(1)} & \text{для схемы 2} \end{cases}$$

– шпинделя ($s = 2, i = 0 \div 6$)

$$q_i^{(2)} = -\alpha_{i0}^{(2)} \cdot X_0 - \gamma_{i0}^{(2)} \cdot M_0 + \sum_{j=1}^4 \alpha_{ij}^{(2)} \cdot X_j + \alpha_{iP}^{(2)} \quad (8)$$

где

$$\alpha_{iP}^{(2)} = \begin{cases} \alpha_{i1}^{(2)} \cdot P_1^{(2)} & \text{для схемы 1} \\ 0 & \text{для схемы 2} \end{cases}$$

– корпуса ($s = 3, i = 0 \div 7$)

$$q_i^{(3)} = -\sum_{j=1}^4 \alpha_{i,(j+1)}^{(3)} \cdot X_j + \alpha_{i5}^{(3)} \cdot X_5 + \alpha_{i6}^{(3)} \cdot X_6 \quad (9)$$

– рамы ($s = 4, i = 0 \div 4$)

$$q_i^{(4)} = -\alpha_{i1}^{(4)} \cdot X_5 - \alpha_{i3}^{(4)} \cdot X_6 \quad (10)$$

Функция соответствия $W(\omega)_{13}$, связывающие колебания точки $0^{(1)}$ подсистемы оправки ($s = 1$) с вибрациями корпуса ($s = 3$) в точке $2^{(3)}$ под действием единичных гармонических сил (рис. 3) определяются зависимостью:

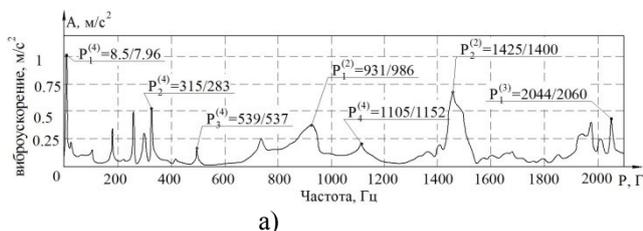
$$W(\omega)_{13} = \frac{q_0^{(1)}(\omega)}{q_2^{(3)}(\omega)} = \frac{\alpha_{02}^{(1)} \cdot X_0 + \gamma_{02}^{(1)} \cdot M_0 + \alpha_{0P}^{(1)}}{-\sum_{j=1}^4 \alpha_{2,(j+1)}^{(3)} \cdot X_j + \alpha_{25}^{(3)} \cdot X_5 + \alpha_{26}^{(3)} \cdot X_6} \quad (11)$$

Где

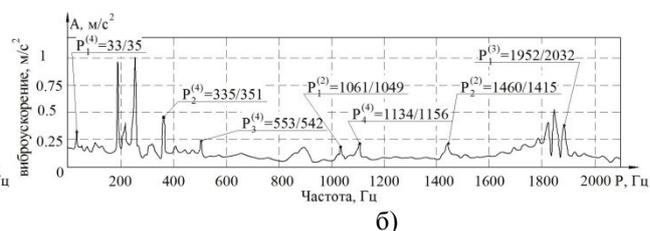
$$\alpha_{iP}^{(1)} = \begin{cases} 0 & \text{для схемы 1} \\ \alpha_{00}^{(1)} \cdot P_0^{(1)} & \text{для схемы 2} \end{cases}$$

Экспериментальное определение динамических характеристик стенда

Динамические характеристики стенда определяются путем измерения и спектрального анализа гармонического отклика системы на импульсную ударную нагрузку (рис. 4).



а)



б)

Рис. 5 – Спектры собственных частот стенда для разных способов крепления рамы: а) – с пружиной; б) – со стержнем

Порядок проведения исследований при оценке точности и технического состояния ШУ на опорах качения

Использование метода косвенного измерения предусматривает проведение экспериментальных и теоретических исследований динамического

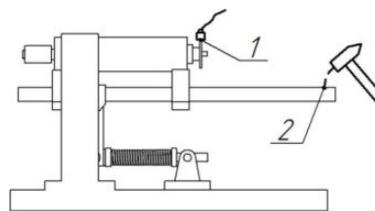


Рис. 4 – Схема установки датчика и приложения импульсной нагрузки при получении спектров собственных частот системы: 1 – датчик; 2 – место приложения нагрузки

Для определения максимальной чувствительности стенда были проведены измерения для разных способов крепления рамы: 1) угловая жесткость стенда создается пружиной растяжения; 2) угловая жесткость стенда задается жестким стержнем, установленным вместо пружины.

Измерялись колебания конца оправки (рис. 4). Импульсная нагрузка прикладывалась к раме. Для измерения использовался пьезоэлектрический датчик мод. PCB 353B15 с предусилителем PCB 480E09. Сигнал регистрировался с помощью АЦП NI USB-9215 и обрабатывался в Matlab.

Экспериментальные спектры собственных частот стенда приведены на рис. 5. Значения собственных частот $P_i^{(s)}$, указанных слева соответствуют экспериментальным значениям, справа – расчетным, полученным из условия $\det[D(\omega)] = 0$. Верхний индекс собственной частоты указывает на принадлежность определенной подсистеме s , а нижний – на ее номер.

Для дальнейших исследований выбрана схема крепления рамы стержнем с ярко выраженной частотой собственных колебаний рамы $P_1^{(4)} = 33 \text{ Гц}$ (рис. 5, б)

поведения ШУ, закрепленного на экспериментальном стенде [6].

Методики оценки точности и технического состояния ШУ на опорах качения имеют общую экспериментальную и теоретическую части.

Общая экспериментальная часть исследования (рис. 1) предусматривает [12]:

1. Определение первой собственной частоты $P_1^{(4)}$ рамы станда.

2. Определение частот вращения шпинделя, соответствующих условиям возникновения резонансных колебаний рамы в результате проявления дефектов изготовления и сборки ШУ включительно с дефектами самих подшипников опор шпинделя.

3. Измерение вибраций корпуса на этих частотах вращения.

Частоты вращения шпинделя, при которых возникают резонансные колебания рамы, определяются условием совмещения первой собственной частоты рамы с частотами вынужденных колебаний, вызванных дефектами изготовления и сборки ШУ на опорах качения. Характерные частоты вынужденных колебаний [1, 18] и частоты вращения шпинделя, соответствующие условиям возникновения резонансных колебаний рамы [12] приведены в таблице 1.

Общая теоретическая часть исследования предусматривает [12]:

1. Расчет функций $q_0^{(1)}(\omega)$ и $q_2^{(3)}(\omega)$ амплитуд перемещения точки $0^{(1)}$ (оправки) и точки $2^{(3)}$ (корпуса) от действия единичных гармонических нагрузок. Эти функции, по сути, являются динамическими податливостями подсистем оправки и корпуса и рассчитываются по зависимостям (7) и (8).

2. Расчет функции соответствия $W(\omega)_{13}$, связывающей колебания точек $0^{(1)}$ оправки и точки $2^{(3)}$ корпуса (11).

3. Расчет по зависимости (2) спектров колебаний оси оправки на характерных частотах вращения шпинделя (табл. 1) по экспериментальным спектрам вибрациям корпуса.

4. Расчет спектров относительных колебаний оправки и корпуса и определение амплитуд относительных колебаний точки $0^{(1)}$ оправки на характерных частотах вынужденных колебаний.

Специальная часть методики предусматривает расчет и построение 3D спектр вибраций для оценки наличия и уровня дефектов ШУ и диаграммы погрешности вращения шпинделя в заданном диапазоне частот вращения для оценки точности ШУ.

Таблица 1 – Основные частоты вынужденных колебаний, вызванных дефектами изготовления и сборки шпиндельных узлов на опорах качения и расчетные частоты вращения шпинделя шлифовальной головки, соответствующая резонансным колебаниям рамы

№ п/п	Частота вынужденных колебаний	Расчетная формула	Частота вращения шпинделя f_o , соответствующая резонансным колебаниям рамы, Гц
1	Частота вращения шпинделя	$f_o = n / 60$	$f_o = 33$
2	Вторая гармоника частоты вращения шпинделя	$2f_o$	$f_o = 16.5$
3	Третья гармоника частоты вращения шпинделя	$3f_o$	$f_o = 11$
2	Частота вращения сепаратора	$f_c = \frac{1}{2} \cdot f_o \cdot \left(1 - \frac{d_{ш}}{d_c} \cdot \cos \alpha \right)$	$f_o = 85.77$
3	Частота перекачивания тел качения по наружному кольцу	$f_{c/n} = f_c \cdot z$	$f_o = 9.55$
4	Частота перекачивания тел качения по внутреннему кольцу	$f_{c/в} = (f_o - f_c) \cdot z$	$f_o = 5.96$
5	Частота вращения шариков относительно собственной оси	$f_{ш} = \frac{1}{2} \cdot f_o \cdot \frac{d_c}{d_{ш}} \cdot \left(1 - \frac{d_{ш}^2}{d_c^2} \cdot \cos^2 \alpha \right)$	$f_o = 16.1$
Примечание: n – частота вращения шпинделя, об/мин; $d_{ш}$ – диаметр шариков, мм; z – количество шариков; d_c – средний диаметр подшипника, мм; α – угол контакта подшипника; P_1 – первая собственная частота рамы станда; подшипники - радиально-упорные шариковые типа 7004			

Расчет погрешности вращения шпинделя Δ от частоты вращения n производится по расчетным данным действительных резонансных амплитуд a_{oi}^p

по условию независимости действия различных источников возмущения.

Для этого по значениям резонансных амплитуд a_{oi}^p колебаний на частотах вращения шпинделя f_0 , соответствующих условиям резонансных колебаний рамы (табл. 1) рассчитываются амплитуды a_{fi} вынужденных затухающих колебаний на частотах f_i , нормированных относительно частоты вращения шпинделя f_0 , а потом и погрешность вращения шпинделя Δ_{fi} на этой частоте вращения:

$$a_{fN_i} = \frac{a_{oi}^p \cdot \sigma}{\pi \cdot \sqrt{\left(1 - \left(\frac{N_i \cdot f_0}{p}\right)^2\right)^2 + \left(\frac{\sigma}{\pi}\right)^2 \cdot \left(\frac{N_i \cdot f_0}{p}\right)^2}}; \quad (12)$$

$$\Delta_{fi} = 2 \cdot \sqrt{\sum_{N_i=0,1}^m a_{fN_i}^2}, \quad (13)$$

где $N_i = \frac{f_i}{f_0}$ - номер гармоники частоты вращения шпинделя f_0 , $N_i = 0,1 \div 10$ с шагом $\Delta N_i = 0,1$; p - частота собственных колебаний рамы; σ - логарифмический декремент затухания колебаний.

По результатам расчета погрешностей вращения шпинделя Δ_{fi} для всего диапазона частот

вращения, строится кривая зависимости погрешности вращения шпинделя Δ от частоты вращения n .

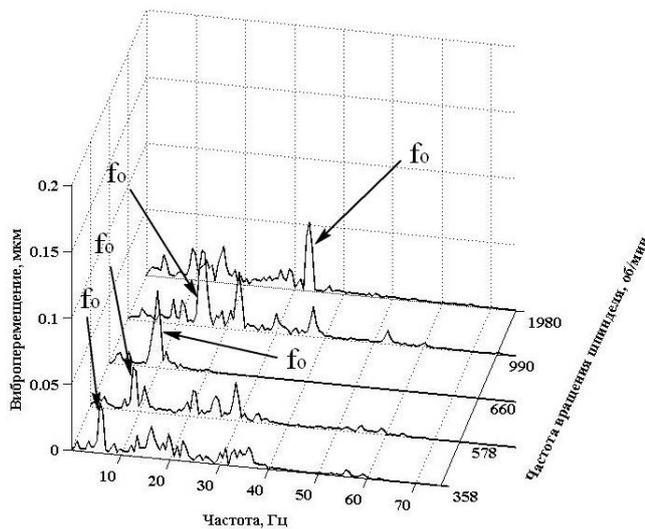
Результаты исследований

Расчетные 3D спектры относительных колебаний оправки для частот вращения шпинделя, соответствующих резонансам рамы на характерных частотах вынужденных колебаний представлены на рис. 6.

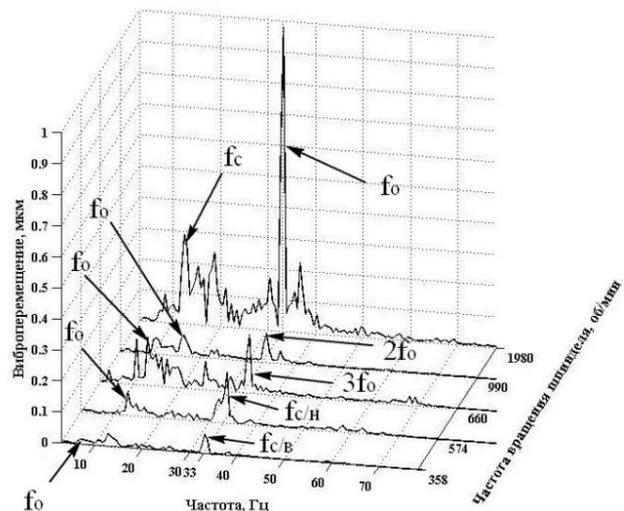
3D спектр на рис. 6, а построен для условий холостого хода шпинделя, когда возбуждение колебаний происходит только за счет наличия дефектов изготовления и сборки шлифовальной головки.

3D спектр на рис. 6, б построен для условий работы под нагрузкой. Источником нагрузки являлась центробежная сила от эксцентрично закрепленного на оправке диска.

Расчетные зависимости погрешности вращения шпинделя Δ от частоты вращения n для тех же условий представлены на рис. 7. Пиковые значения погрешности вращения шпинделя Δ формируются амплитудами резонансных колебаний на характерных частотах возмущения (на диаграмме указаны в нормированном относительно частоты вращения шпинделя f_0 виде).



а)



б)

Рис. 6 – Расчетные спектры относительных колебаний оправки для частот вращения шпинделя, соответствующих резонансам рамы на характерных частотах вынужденных колебаний: а) на холостом ходу; б) под нагрузкой

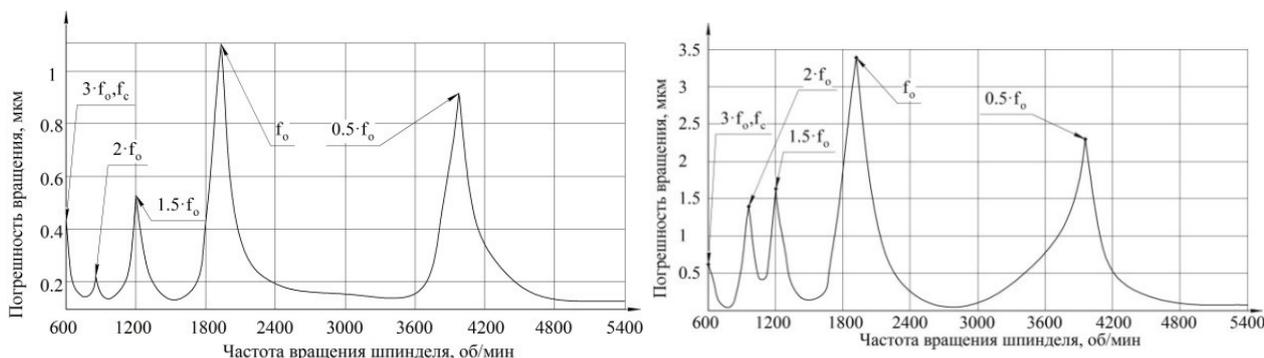


Рис. 7 – Расчетные зависимости погрешности вращения шпинделя Δ от частоты вращения n : а) на холостом ходу; б) под нагрузкой

Обсуждение результатов

Как видно из рис. 6, а, энергии, генерируемой на холостом ходу дефектами изготовления и сборки шлифовальной головки недостаточно для развития значительных колебаний станда, хотя наличие на частоте вращения шпинделя $f_0 = P_1^{(4)} = 33$ Гц резонансных колебаний на характерных частотах возмущения все же наблюдается.

При работе под нагрузкой (рис. 6, б) наблюдается значительный рост амплитуд колебаний на характерных частотах возмущения, что свидетельствует о перспективности применения разработанного метода косвенного измерения колебаний шпинделя именно для условий эксплуатации ШУ.

Расчетные зависимости погрешности вращения шпинделя Δ от частоты вращения n (рис.7) являются дополнительным подтверждением этого вывода.

Выводы

Альтернативой прямому измерению колебаний шпинделя (или оправки) может стать их идентификация по результатам измерения резонансных колебаний корпуса ШУ с использованием расчетной функции соответствия, характеризующей соотношение колебаний в точках измерения и идентификации.

Проведенные исследования подтвердили перспективность применения такого метода измерения колебаний для оценки точности и технического состояния низкооборотных ШУ на опорах качения как на этапах их изготовления, так и эксплуатации.

Список литературы

1. *Axes of rotation, methods for specifying and testing*. An American National Standard, ASME B89.3.4-2010.
2. *Vibration Diagnostic Guide*. URL: www.skfreliaibility.com.
3. Graham T. Smith. *Machine Tool Metrology. An Industrial Handbook*. Springer International Publishing Switzerland. 2016, 700 p. doi: 10.1007/978-3-319-25109-7.

4. Anandan K. P., Ozdoganlar O. B. Analysis of error motions of ultra-high-speed (UHS) micromachining spindles. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, V. 70. 2013. p. 1-14. doi: 10.1016/j.ijmactools.2013.02.005.
5. Nahata S., Anandan K. P., Ozdoganlar O. B. LDV-based spindle metrology for ultra-high-speed micromachining spindles. *Proceedings of NAMRI/SME*. 2013. V. 41.
6. Данильченко Ю. М., Петришин А. И. Идентификация колебаний шпинделя по результатам измерения вибраций корпуса шпиндельного узла. *Вісник НТУУ «КПІ». Серія машинобудування*. – Київ: НТУУ «КПІ». 2014. №2 (71). 147-152.
7. Shakya P., Darpe A. K., Kulkarni M. S. Vibration based fault diagnosis in rolling element bearings: ranking of various time, frequency and time-frequency domain data based damage identification parameters. *International Journal of Condition Monitoring*. 2013. V.3. № 2. p. 53–62. doi:10.1784/204764213808146626.
8. Barszcz T., Sawalhi N. Fault detection enhancement in rolling element bearings using the minimum entropy deconvolution. *Archives of Acoustics*. 2012. V. 37. № 2. p. 131-141. doi: 10.2478/v10168-012-0019-2.
9. Trivedi P., Bharti P. K. Study Of Bearing Rolling Element Defect Using Emperical Mode Decomposition Technique. *International Journal of Engineering Development and Research (IJEDR)*. 2017. V. 5. № 2. p.553-565.
10. Barzdaitis V., Zemaitis V., Zebelys K., Pocius Z., and Mazeika P. Condition monitoring of roller bearings using different diagnostic methods. *Diagnostyka*. 2004. V. 30. № 1. p. 53–60.
11. Jamaludin, N., Mba, D., Bannister, R. H. Condition monitoring of slow-speed rolling element bearings using stress waves. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*. 2001. V. 215. № 4. P. 245 - 271. doi:10.1177/095440890121500401.
12. Данильченко Ю. М., Петришин А. И. Диагностика дефектов изготовления и сборки шпиндельных узлов на опорах качения. *Вісник НТУУ «КПІ», сер. Машинобудування*. 2015. № (3) 75. С.159-164.
13. Патент на корисну модель № 112210 UA, МПК В23В 25/06 (2006.01) Стенд для діагностики похибок виготовлення і збирання шпиндельних вузлів гільзового виконання / Ю. М. Данильченко, А. І. Петришин, М. А. Данильченко. - № u201605411; заявл. 19.05.2016; опубл. 12.12.2016. Бюл. №23.
14. Jui P. Hung, Yuan L. Lai, Tzuo L. Luo and Hsi H. Hsiao. Prediction of the Dynamic Characteristics of a Milling

- Machine Using the Integrated Model of Machine Frame and Spindle Unit. *World Academy of Science, Engineering and Technology*. 2012. V. 6. p. 626-632. doi: 10.5281/zenodo.1074309.
15. Banakh, L. Y., Kempner, M. L. *Vibrations of Mechanical Systems with Regular Structure*. Springer, 2010. 250 p. doi: 10.1007/978-3-642-03126-7.
 16. Бидерман В. Л. *Прикладная теория механических колебаний: Учеб. пособие для вузов*. М.: Машиностроение, 1972. 416 с.
 17. Данильченко Ю. М., Дорошко А. О., Петришин А. И. Исследование динамических характеристик механической системы «шпиндельный узел». *Вестник МГТУ «Станкин»*. 2014. С. 81–91.
 18. Балицкий Ф. А., Барков А. В., Баркова Н. А., Васильева Р. В., Гольдин А. С., Зусман А. В., Соколова А. Г., Ширман А. Р., Якубович В. А. *Неразрушающий контроль. Справочник в 7 томах под редакцией чл.-корр. РАН В. В. Клюева. Том 7. Книга 2. Вибродиагностика*. М.: Машиностроение, 2005. 830 с.
 8. Barszcz T., Sawalhi N. Fault detection enhancement in rolling element bearings using the minimum entropy deconvolution. *Archives of Acoustics*, 2012, V. 37, № 2, p. 131-141, doi: 10.2478/v10168-012-0019-2.
 9. Trivedi P., Bharti P. K. Study Of Bearing Rolling Element Defect Using Emperical Mode Decomposition Technique. *International Journal of Engineering Development and Research (IJEDR)*, 2017, V. 5, № 2, p. 553-565.
 10. Barzdaitis V., Zemaitis V., Zebelys K., Pocius Z., and Mazeika P. Condition monitoring of roller bearings using different diagnostic methods. *Diagnostyka*, 2004, V. 30, № 1, p. 53–60.
 11. Jamaludin, N., Mba, D., Bannister, R. H. Condition monitoring of slow-speed rolling element bearings using stress waves. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*, 2001, VI. 215, № 4, p 245 – 271, doi:10.1177/095440890121500401.
 12. Danil'chenko Yu. M., Petrishin A. I. Diagnostika defektov izgotovleniya i sborki shpindel'nykh uzlov na oporakh kacheniya. *Visnik NTUU «KPI»*, *Mashinobuduvannya*, 2015, № 3 (75), p. 159-164.
 13. Patent na korisnu model' № 112210 UA, MPK B23B 25/06 (2006.01) Stend dlya diagnostiki pokhibok vigotovlennya i zbirannya shpindel'nykh vuzliv gil'zovogo vikonnannya / Yu.M. Danil'chenko, A.I. Petrishin, M.A. Danil'chenko. - № u201605411; zayavl. 19.05.2016; opubl. 12.12.2016. Byul. №23.
 14. Jui P. Hung, Yuan L. Lai, Tzuo L. Luo and Hsi H. Hsiao. Prediction of the Dynamic Characteristics of a Milling Machine Using the Integrated Model of Machine Frame and Spindle Unit. *World Academy of Science, Engineering and Technology*, 2012, V. 6, p. 626-632, doi: 10.5281/zenodo.1074309.
 15. Banakh, L. Y., Kempner, M. L. *Vibrations of Mechanical Systems with Regular Structure*. Springer, 2010, 250 p., doi: 10.1007/978-3-642-03126-7.
 16. Бидерман В. Л. *Прикладная теория механических колебаний: Учеб. пособие для вузов*. М., Машиностроение, 1972. 416 с.
 17. Danil'chenko Yu. M., Dorozhko A. O., Petrishin A. I. Issledovanie dinamicheskikh kharakteristik mekhanicheskoi sistemy «shpindel'nyi uzел». *Vestnik MGTU «Stankin»*, 2014, P. 81–91.
 18. Balitskii F. A., Barkov A. V., Barkova N. A., Vasil'eva R. V., Gol'din A. S., Zusman A. V., Sokolova A. G., Shirman A. R., Yakubovich V. A. *Неразрушающий контроль. Справочник в 7 томах под редакцией чл.-корр. РАН В. В. Клюева. Том 7. Книга 2. Вибродиагностика*. М., Машиностроение, 2005. 830 с.

References (transliterated)

1. *Axes of rotation, methods for specifying and testing*. An American National Standard, ASME B89.3.4, 2010.
2. *Vibration Diagnostic Guide*. Available at: www.skfreliability.com.
3. Graham T. Smith. *Machine Tool Metrology. An Industrial Handbook*. Springer International Publishing Switzerland. 2016, 700 p., doi: 10.1007/978-3-319-25109-7.
4. Anandan K.P., Ozdoganlar O.B., Analysis of error motions of ultra-high-speed (UHS) micromachining spindles. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 2013, V. 70, p. 1-14, doi: 10.1016/j.ijmactools.2013.02.005.
5. Nahata S., Anandan K. P., Ozdoganlar O. B. LDV-based spindle metrology for ultra-high-speed micromachining spindles. *Proceedings of NAMRI/SME*, 2013, V. 41.
6. Danil'chenko Yu. M., Petrishin A. I. Identifikatsiya kolebanii shpindelya po rezul'tatam izmereniya vibratsii korpusa shpindel'nogo uzla. *Visnik NTUU «KPI»*. *Seriya mashinobuduvannya*. – Kiiiv: NTUU «KPI», 2014, №2 (71), P. 147-152.
7. Shaky P., Darpe A.K., Kulkarni M. S. Vibration based fault diagnosis in rolling element bearings: ranking of various time, frequency and time-frequency domain data based damage identification parameters. *International Journal of Condition Monitoring*, 2013, V. 3, №2, p. 53–62, doi:10.1784/204764213808146626.

Сведения об авторах (About authors)

Данильченко Юрий Михайлович - доктор технических наук, профессор, Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского», профессор кафедры прикладной гидроаэромеханики и механотроники; г. Киев, Украина; ORCID: 0000-0002-5375-950X; e-mail: yumd@i.ua

Yuriy Danylchenko – Dr. habil. of Eng. S., professor, National Technical University of Ukraine “Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute”, professor of Applied Fluid Mechanics and Mechatronic Department; Kyiv, Ukraine; ORCID: 0000-0002-5375-950X; e-mail: yumd@i.ua

Петришин Андрей Игоревич – кандидат технических наук, Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского», старший преподаватель кафедры прикладной гидроаэромеханики и механотроники; г. Киев, Украина; ORCID: 0000-0002-5993-8779; e-mail: m.p3shka.a.i@gmail.com

Andrii Petryshyn – PhD in Eng. S., National Technical University of Ukraine “Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute”, professor of Applied Fluid Mechanics and Mechatronic Department; Kyiv, Ukraine; ORCID: 0000-0002-5993-8779; e-mail: m.p3shka.a.i@gmail.com

Пожалуйста, ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Данильченко Ю. М., Петришин А. И. Вибродиагностика шпиндельных узлов на опорах качения по результатам измерения вибраций корпуса. *Вестник Национального технического университета «ХПИ». Серия: Новые решения в современных технологиях.* – Харьков: НТУ «ХПИ». 2020. № 2 (4). С. 3- 3. doi:10.20998/2413-4295.2020.02.01.

Please cite this article as:

Danylchenko Yu., Petyrshyn A. Diagnostic of spindle units on rolling bearings based on measuring of the housing vibrations. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: New solutions in modern technology.* – Kharkiv: NTU "KhPI", 2020, no. 2 (4), pp. 3- 3, doi:10.20998/2413-4295.2020.02.01.

Будь ласка, посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Данильченко Ю. М., Петришин А. І. Вібродіагностика шпиндельних вузлів на опорах кочення по результатах вимірювань вібрацій корпусу. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Нові рішення в сучасних технологіях.* – Харків: НТУ «ХПІ». 2020. № 2 (4). С. 3- 3. doi:10.20998/2413-4295.2020.02.01.

АНОТАЦІЯ Проведено аналіз сучасних методів оцінки точності і технічного стану шпиндельних вузлів на опорах кочення і дана оцінка перспективності проведення вимірювань в зонах резонансних коливань. Для оцінки точності і технічного стану шпиндельних вузлів на опорах кочення на стадіях виготовлення і експлуатації запропоновано використовувати раніше розроблений авторами метод непрямого вимірювання резонансних коливань шпинделя, в основі якого лежить вимірювання вібрацій на корпусі шпиндельного вузла з наступним обчисленням коливань шпинделя (закріпленої в шпинделі оправки) за теоретичною функцією відповідності. Для використання цього методу при розв'язку задач оцінки точності і діагностики дефектів виготовлення і збирання шпиндельного вузла дано теоретичне обґрунтування схем вимірювання, проведена адаптація динамічної моделі експериментального стенду і розроблені відповідні методики проведення досліджень. Загальна експериментальна частина методик проведення досліджень передбачає: визначення першої власної частоти рами стенду; визначення частот обертання шпинделя, що відповідають умовам виникнення резонансних коливань рами в результаті прояву дефектів виготовлення і збирання шпиндельного вузла; вимірювання вібрацій корпусу на цих частотах обертання. Загальна теоретична частина методик передбачає: розрахунок динамічних податливостей і функції відповідності, що пов'язує коливання підсистем оправки і корпусу; обчислення спектрів коливань оправки за експериментальними спектрами вібрацій корпусу і визначення амплітуд відносних коливань кінця оправки на характерних частотах вимушених коливань. За отриманими результатами, залежно від поставленого завдання, обчислюється 3D спектр вібрацій або діаграма похибки обертання шпинделя в заданому діапазоні частот обертання. Подані результати оцінки точності і технічного стану шліфувальної головки на холостому ході і під навантаженням.

Ключові слова: шпиндельний вузол; підшипники кочення; дефекти виготовлення і збирання; похибка обертання шпинделя, вібродіагностика; механічна коливальна система; динамічна податливість

Поступила (received) 24.05.2020