

ДИАГНОСТИКА СОСТОЯНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ МУФТ СВОБОДНОГО ХОДА

А.А. Серегин, А.Г. Кравцов

Оренбургский государственный университет, г. Оренбург, Россия

В статье представлены результаты теоретического исследования, которое проводилось в рамках поиска решения задачи аналитической диагностики погрешностей геометрии деталей муфт. Решение данной задачи способствует повышению точности и достоверности оценки состояния муфт и обеспечивает рост уровня надежности их эксплуатации и эксплуатации механизмов в целом. Авторами разработан новый диагностический метод для проведения точной оценки качества поверхности вращающейся обоймы либо ступицы и роликов. Суть метода заключается в том, что оценка состояния элементов деталей муфт производится за счёт анализа уровня шума, который является результатом проявления таких его источников, как дефекты, имеющиеся на поверхностях этих элементов. Для обнаружения и классификации дефектов производится проверка возникающих всплесков, регистрируемых в фиксируемые моменты времени, и которые могут быть рассчитаны с использованием координат расположения дефектов, конструкции ступицы и частоты её вращения. Предлагаемая новая методика была использована для оценки состояния элементов деталей как обгонных механизмов металлорежущих станков, так и роликовых замков технологических приспособлений. Степень точности производившейся отбраковки деталей составила от 83 до 89 %. В качестве преимуществ предлагаемого метода можно выделить следующие положения: 1) контролёр имеет возможность определить суммарное число дефектов с высокой степенью точности; 2) сокращено время оценки износа и отклонений геометрии деталей муфт; 3) точность оценки качества поверхности может быть проверена сравнением с результатами измерений, проведёнными с использованием аттестованного оборудования.

Представляемая статья является одной из первых работ по вибродиагностике муфт. В ней даны феноменологические формулы для расчёта габаритов дефектов на элементах деталей обгонных роликовых механизмов свободного хода.

Ключевые слова: *вибродиагностика, лунка износа, муфта свободного хода, оценка дефектов изделия по уровню шума.*

Введение. К роликовым механизмам свободного хода (МСХ), используемых в станках, станочных приспособлениях и автоматических роторных машинах, предъявляют высокие требования к сохранению их выходных характеристик в процессе эксплуатации. Одним из путей обеспечения надёжности работы МСХ является их своевременная диагностика. Вопросы надёжности МСХ не рассматривали в литературе в течение длительного промежутка времени, так как последней наиболее объёмной работой была монография [1]. Если обойма, ступица (звёздочка) или ролики МСХ имеют дефекты изготовления или износ, возникает вибрация во время работы МСХ. Увеличение амплитуды вибраций увеличивает уровень шума, изменение частоты влечёт за собой изменение спектра шумовых характеристик. На основе этого предложен метод диагностики МСХ в процессе её эксплуатации.

Предпосылками для проведения теоретических исследований послужили работы отечественных [2–4] и ряда зарубежных исследователей [5–15] по анализу шума, производимого при работе роликовых подшипников, зубчатых и цепных передач.

Трудоёмкость проведения диагностики с применением известных теоретических [6, 7, 16] положений очень высока. Использование числовых [10, 12–14] и вероятностных [11] математических моделей не уменьшает объёма вычислительных работ. К этому необходимо добавить высокую стоимость и сложность в эксплуатации лабораторного оборудования [8, 9] и программного

обеспечения [17], используемого для вибродиагностики, а также острую нехватку специалистов в этой области на предприятиях РФ. На основе вышеизложенного сформулируем цель работы: снижение общих затрат на проведение технического надзора за состоянием МСХ.

1. Теоретическое обоснование методов аналитической диагностики. Известно, что амплитуда вибрационного сигнала, порождаемого столкновением ролика о край локального дефекта, пропорциональна его габаритам [3, 4] и [6, 7]. Если в точках m и n на обойме муфты имеются лунки износа, то происходит возникновение вибрационных сигналов с амплитудами, равными

$$q(m)_i \cdot \delta(t - t_0) \text{ и } q(n)_i \cdot \delta(t - t_0),$$

где $q(x)$ – амплитуда сигнала в точке x ; $\delta(t)$ – функция Дирака, характеризующая единичный импульс в момент t .

При наличии нескольких локальных дефектов каждый импульс вызывает свободные колебания элементов МСХ и регистрируемый поток шума будет не чем иным, как взвешенной суммой колебаний (рис. 1). Уравнения этого потока будет иметь вид

$$N(t)_i = \Omega_\alpha \alpha(t) \{s(t) * q(m)\delta(t - t_0)\} + \Omega_\beta \beta(t) \{s(t) * q(n)\delta(t - t_0)\}, \quad (1)$$

где $s(t)$ – импульсная переходная функция свободных колебаний; α (β) – угол между прецизионным микрофоном и i -м роликом МСХ в момент t ; Ω_α – значение весовой функции для угла α (используют в уравнении (1) как оператор компенсирующий погрешность оценки амплитуды). * – знак свёртки. Операция свёртки это интеграл произведения 1-го сигнала на 2-й со сдвигом по времени второго сигнала относительно первого. Результат свёртки показывает, в каких точках 1-й сигнал похож на 2-й, а в каких отличается.

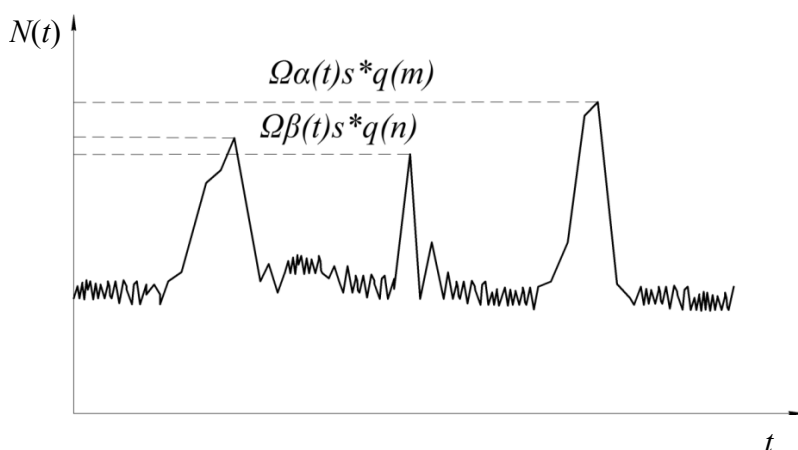


Рис. 1. Поток шума, регистрируемый цифровым диктофоном

Так как значение и вид $s(t)$ определяют размером и материалом обоймы, то колебания, вызванные импульсами в точках m и n , имеют одинаковые характеристики (за исключением величины амплитуды). Следовательно, зависимость для сигнала, регистрируемого прецизионным микрофоном, можно представить в упрощённом виде

$$N(t)_i = s(t) * \Psi(t),$$

где $\Psi(t)$ – оператор, представляющий собой единый эквивалентный импульс, рассчитанный как сумма двух импульсов в точках m и n .

$$\Psi(t)_i = \Omega_\alpha \alpha(t) \cdot q(m)\delta(t - t_1) + \Omega_\beta \beta(t) \cdot q(n)\delta(t - t_1). \quad (2)$$

Таким образом, наблюдаемый сигнал $N(t)$ – это колебания, носящие характер шума и вызываемые импульсом $\Psi(t)$ от столкновений роликов с гранью дефекта в точках m и n .

В процессе работы МСХ ролики вновь сталкиваются с зонами локального отклонения, но уже в обратном порядке в точке n , затем m . Тогда в уравнении (2) изменятся множители при операторах Ω_i . Соответственно, Ω_α должен быть перемножен с $q(n)$, а Ω_β с $q(m)$. Таким образом, задача по определению единого эквивалентного импульса сводится к решению системы уравнений для $\Psi(t)$, найденных в различные промежутки времени.

Для решения указанной системы уравнений необходимо выполнение следующих условий:

- 1) угловая скорость ступицы и роликов известна (например, может быть получена расчётным путём или измерена тахометром);
- 2) начальный угол ролика относительно прецизионного микрофона известен;
- 3) оператор Ω_i задан заранее по первичным пробным испытаниям МСХ аналогичной конструкции;
- 4) известна обратная импульсная переходная функция $s(t)^{-1}$, такая что $s(t)^{-1} * s(t) = \delta(t)$.

В этом случае единый эквивалентный импульс можно будет рассчитать по формуле

$$\Psi(t) = N(t) * s(t)^{-1}. \quad (3)$$

Решая уравнение (3) для различных промежутков времени, определяют значения амплитуд импульсов $q(n)$ и $q(m)$, по которым производят оценку величины лунок износа.

Наибольшую трудность представляет определение операторов по пунктам 3 и 4. Рассмотрим их нахождение подробнее.

2. Определение основных операторов уравнений. Решение задачи нахождения операторов предлагаемых зависимостей осуществим в порядке рассмотрения условий.

1. Значения угловых скоростей ступицы и роликов можно измерить либо получить расчётом по известным формулам теоретической механики.

2. Нахождение начального угла ролика относительно прецизионного микрофона производят путём анализа конструкции МСХ и устройства, в котором она установлена.

3. Расчёт значений оператора Ω_i производят путём сравнения эталонного сигнала, полученного априори, с вибрационным сигналом, получаемым при работе МСХ с изношенными деталями. При этом отмечают точное расположение дефекта относительно прецизионного микрофона (датчика). Далее эталонный сигнал дискретизируют с периодом выборки соответствующей конструкции МСХ и габаритами исследуемого дефекта (рис. 2). Таким образом, получают ряд узкополосных сигналов, из которого выделяют пик $Q_{\max}^{\text{э}}$ с максимальной амплитудой. Величину оператора находят как отношение регистрируемого сигнала $Q_{\max}^{\text{р}}$ к эталонному $Q_{\max}^{\text{э}}$, умноженное на коэффициент затухания колебаний [5] в материале обоймы. Периодичность вибраций, вызываемых несколькими исследуемыми дефектами, оценивают по эталонному сигналу, полученному от МСХ с таким же числом лунок износа.

Суть метода основана на том, что регистрируют сигнал, производимый в точке расположения дефекта. Шум, издаваемый роликом при качении по желобу без дефектов, уменьшают за счёт снижения угловой скорости обоймы или ступицы и исключают из рассмотрения при дискретизации сигнала. Но в реальных условиях на вибрационный сигнал накладывается аддитивный шум, поэтому более точную оценку размеров дефектов осуществляют применением метода наименьших квадратов.

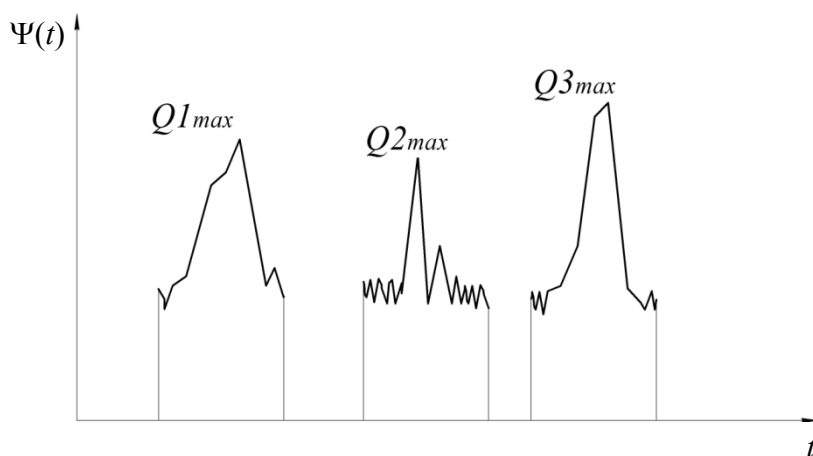


Рис. 2. Результат проведения дискретизации сигнала

4. Вид обратной импульсной переходной функции определяют объединением вибрационных сигналов от импульсов, порождаемых простыми дефектами. Вибрация, вызванная дефектом про-

стой конфигурации, является суммой нескольких колебательных движений, порожденных двумя импульсами. Первый импульс возникает в момент удара ролика о край дефекта. Вторым импульсом является отскок ролика и его столкновение с внутренней поверхностью обоймы. Таким образом, математическая модель вибрационного сигнала будет представлять собой линейную комбинацию комплексных функций $\exp(j\omega t + \alpha)$, описывающих первый и второй импульсы. Если задать колебательное движение деталей МСХ в тригонометрической форме, то расчёт $N(t)$ по уравнению (1) будет осложнен тем, что компоненты этого уравнения становятся трансцендентными. Это обстоятельство делает невозможным проведение вычислений. Поэтому наиболее удобной для расчётов является комплексная форма $\exp(j\omega t + \alpha)$, где ω – частота колебаний.

Решая задачу по минимизации разности между значением математической модели вибрационного сигнала и наблюдаемым сигналом для различных интервалов времени, оцениваем параметры полюсов возникновения колебаний и по этим параметрам определяем $s(t)^{-1}$. При условии неизменности частоты вращения ступицы МСХ сигналы будут проявляться во времени со строгой периодичностью, прямо пропорционально расстоянию между дефектами и частоте вращения ступицы.

Для апробации предлагаемой методики амплитуду импульса представляли как вибрационное перемещение точки исследуемой детали МСХ. Как известно из результатов теоретических исследований [18], проекция вектора вибрационного перемещения на ось времени равна частоте колебаний. Величина перемещения во времени связана с вибрационной скоростью и вибрационным ускорением известными зависимостями [18]. Расчёт габаритов дефекта производили по значению амплитуды импульса на основе работ [3, 4, 6].

3. Апробация методики. Проверку теоретических положений на практике производили с использованием МСХ, эксплуатируемых на металлорежущих станках в течение одного ремонтного цикла. МСХ устанавливали на стенде [19], изготовленном на базе универсального оборудования (рис. 3). Съём информации о вибрационной скорости и вибрационном ускорении на неподвижной обойме МСХ осуществляли виброизмерительными пьезоэлектрическими преобразователями ДН-3-М1 и ДН-4-М1 (позиция 1 на рис. 3) с дальнейшей её обработкой измерителем вибраций ВШВ-008-М2 (позиция 2 на рис. 3).

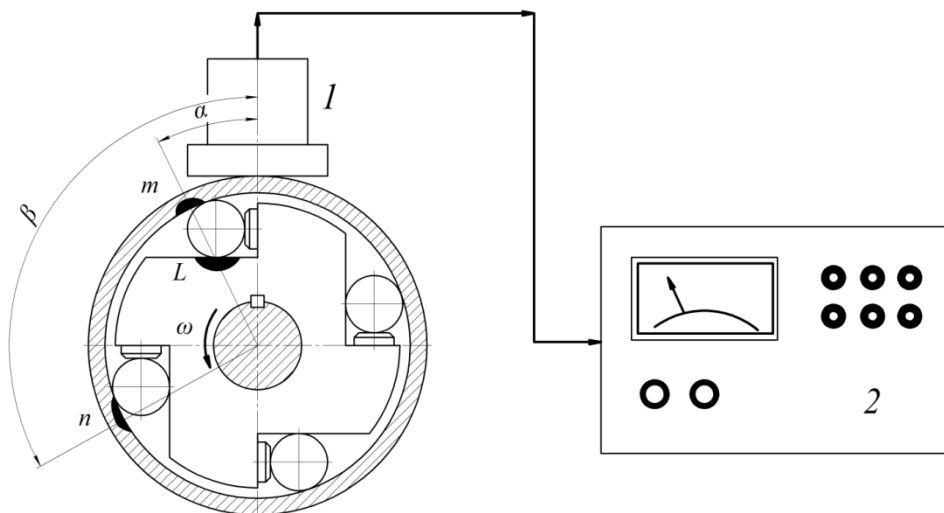


Рис. 3. Схема проведения экспериментальной проверки:
 L – лунка износа на ступице (звездочке); ω – угловая скорость ступицы

Измерение износа обоймы в точках m и n производили с помощью нутромера. Измерение износа роликов производили микрометром с точностью до 0,01 мм. Геометрию лунки износа ступицы строили в координатах универсального измерительного микроскопа УИМ-23 после предварительного удаления неизношенной части. Сравнение расчетов и результатов измерений дало совпадение по габаритам L дефектов в пределах от 83 до 89 %.

На основе проведенных исследований можно считать, что среднее значение амплитуды порождаемого столкновением импульса пропорционально габаритам дефекта в степени 1, 2.

Заключение. Предложен новый метод для оценки отклонений геометрии деталей МСХ от номинальной. Метод основан на аналитическом разложении спектра шума, производимого при работе муфты в режиме обгона. Он позволяет на основе интегрального измерения шумовых характеристик определить габариты износа деталей МСХ без разборки, что было невозможно при использовании известных способов аналитической диагностики. Исследования направлены на снижение трудоёмкости диагностики механизмов.

Литература

1. Мальцев, В.Ф. Роликовые механизмы свободного хода / В.Ф. Мальцев. – М.: Машиностроение, 1968. – 415 с.
2. Фот, А.П. О шуме передач с зубчатыми цепями / А.П. Фот, П.Н. Учаев, Б.В. Яковлев // Известия ВУЗов. Машиностроение. – 1980. – № 12. – С. 46–48.
3. Явленский, К.Н. Вибродиагностика и прогнозирование качества механических систем / К.Н. Явленский, А.К. Явленский. – Л.: Машиностроение, 1983. – 239 с.
4. Явленский, К.Н. Теория динамики и диагностики систем трения качения / К.Н. Явленский, А.К. Явленский. – Л.: Изд-во ЛГУ, 1978. – 184 с.
5. Williams, E.G. A Technique for Measurement of Structure-Borne Intensity in Plates / E.G. Williams, H.D. Dardy, R.G. Fink // Journal of the Acoustical of America. – 1985. – Vol. 78. – P. 2061–2068.
6. Kanai, H. Detection Slight Defects in Ball Bearings by Vibration Analysis / H. Kanai, M. Abe, K. Kido // Journal of the Acoustical Society of Japan. – 1986. – Vol. (E)-7. – No. 2. – P. 121–131.
7. Kanai, H. Detection and Discrimination of Flaws in Ball Bearings by Non-periodic Analysis / H. Kanai, M. Abe, K. Kido // Journal of the Acoustical Society of Japan. – 1986. – Vol. (E)-7. – P. 219–228.
8. Levin, H. A Note on Sound Radiation from Distributed Source / H. Levin // Journal of Sound and Vibration. – 1980. – Vol. 68. – P. 203–207.
9. Mba, D. Development of acoustic emission technology for condition monitoring and diagnosis of rotating machines: bearings, pumps, gearboxes, engines and rotating structures / D. Mba, B.K.N. Rao // The Shock and Vibration Digest. – 2006. – Vol. 38, No. 1. – P. 3–16. DOI: 10.1177/0583102405059054
10. Antoni, J. Differential diagnosis of gear and bearing faults / J. Antoni, R.B. Randall // Journal of Vibration and Acoustics. – 2002. – Vol. 124, No. 2. – P. 165–171. DOI: 10.1115/1.1456906
11. Antoni, J. A stochastic model for simulation and diagnostics of rolling element bearings with localized faults / J. Antoni, R.B. Randall // Journal of Vibration and Acoustics. – 2003. – Vol. 125, No. 3. – P. 282–289. DOI: 10.1115/1.1569940
12. Patel, V.D. A dynamic model for vibration studies of deep groove ball bearings considering single and multiple defects in races / V.D. Patel, N. Tandon, R.K. Pandey // Journal of Tribology. – 2010. – Vol. 1325, No. 4. – P. 10. DOI: 10.1115/1.4002333
13. Slack, T.S. Explicit finite element modeling of subsurface initiated spalling in rolling contact / T.S. Slack, F. Sadeghi // Tribology International. – 2010. – Vol. 43, No. 9. – P. 1693–1702. DOI: 10.1016/j.triboint.2010.03.019
14. Laniado-Jacoe, E. A study of sliding between rollers and races in a roller bearing with a numerical model for mechanical event simulations / E. Laniado-Jacoe, J. Meneses-Alonso, V. Diaz-Lopes // Tribology International. – 2010. – Vol. 43, No. 11. – P. 2175–2182. DOI: 10.1016/j.triboint.2010.06.014
15. Analysis of bearing stiffness variations, contact forces and vibrations in radially loaded double row ball bearings with raceway defects / D. Petersen, C. Howard, N. Sawalhi et al. // Mechanical Systems and Signal Processing. – 2014. – Vol. 50, No. 51. – P. 139–160. DOI: 10.1016/j.ymssp.2014.04.014
16. Махов, В.Е. Исследование методов и алгоритмов компьютерных технологий фирмы NATIONAL INSTRUMENTS для виброакустической диагностики механических систем. Теоретические исследования / В.Е. Махов, Д.В. Орлов, А.И. Потапов // Справ. Инженер. журн. с прил. – 2015. – № 3. – С. 37–48.
17. Махов, В.Е. Исследование методов и алгоритмов компьютерных технологий фирмы NATIONAL INSTRUMENTS для виброакустической диагностики механических систем. Экспериментальные исследования / В.Е. Махов, Д.В. Орлов, А.И. Потапов // Справ. Инженер. журн. с прил. – 2015. – № 3. – С. 48–56.
18. Серёгин, А.А. Математическая модель точности станка с учётом колебаний его рабочих органов / А.А. Серёгин // СТИН. – 2007. – № 4. – С. 2–6.

19. Серегин, А.А. Модернизация роликовых механизмов свободного хода / А.А. Серегин // Ремонт, восстановление, модернизация. – 2008. – № 12. – С. 7–10.

Серегин Андрей Алексеевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Технология машиностроения, металлообрабатывающие станки и комплексы», Оренбургский государственный университет, aasdom@yandex.ru.

Кравцов Александр Григорьевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Технология машиностроения, металлообрабатывающие станки и комплексы», Оренбургский государственный университет, teplo1955@mail.ru.

Поступила в редакцию 2 сентября 2017 г.

DOI: 10.14529/engin170305

DIAGNOSTICS OF ELEMENTS FREEWHEEL

A.A. Seregin, aasdom@yandex.ru,

A.G. Kravtsov, teplo1955@mail.ru

Orenburg State University, Orenburg, Russian Federation

The article presents the results of theoretical research, which was conducted in the framework of finding solutions task analytical diagnosis of the errors of geometry of the freewheel mechanisms. The solution to this problem enhancing the accuracy and reliability of the assessment of the clutches and provides the increase of reliability of operation and operating mechanisms in General. The authors have developed a new diagnostic method for accurate assessment of the quality of the surface of the rotating cage or hub and rollers. The essence of the method lies in the fact that the assessment of elements of parts of freewheels is made by analyzing the level of noise that is the result of the manifestation of such sources, as defects, are available on the surfaces of these elements. For the detection and classification of defects check emerging bursts recorded at fixed points in time and which can be calculated using the coordinates of location of defects, construction of the hub and the frequency of its rotation. The proposed new technique has been used to assess the condition of parts as one-way mechanisms of metal-cutting machines and roller locks for technological devices. The degree of accuracy produced by the rejection of parts made from 83 % to 89 %. The advantages of the proposed method are the following provisions: 1) the controller is able to determine the total number of defects with a high degree of accuracy; 2) reduced time to assess the wear and deviations of the geometry of the parts of the freewheel mechanisms; 3) accuracy of evaluation of surface quality can be checked by comparison with results of measurements carried out using certified equipment.

Present article is one of the first works on vibration diagnostics of the freewheel mechanisms. In the article the phenomenological formula for calculating the dimensions of the defects on the parts overrunning roller freewheel mechanisms.

Keywords: vibration diagnostics, hole wear, clutch, evaluation of defects on noise.

References

1. Maltsev V.F. *Rolikovyе mekhanizmy svobodnogo khoda* [Roller Mechanisms Freewheel]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1968, 415 p.
2. Fot A.P., Uchaev P.N., Yakovlev B.V. [About the Noise of Gears with Toothed Chains]. *Izvestiya Vuzov. Mashinostroenie*, 1980, no. 12, pp. 46–48. (in Russ.)
3. Jawlensky K.N., Jawlensky A.K. *Vibrodiagnostika i prognozirovanie kachestva mekhanicheskikh sistem* [Vibration Diagnostics and Forecasting of Quality of Mechanical Systems]. L.: Mashinostroenie Publ. 1983, 239 p.

4. Jawlensky K.N., Jawlensky A.K. *Teoriya dinamiki i diagnostiki sistem treniya kacheniya* [The Theory of the Dynamics and Diagnosis Systems of Rolling Friction]. Leningrad, LSU Publ., 1978. 184 p.
5. Williams E.G., Dardy H.D., Fink R.G. A Technique for Measurement of Structure-Borne Intensity in Plates. *Journal of the Acoustical of America*, 1985, vol. 78, pp. 2061–2068.
6. Kanai H., Abe M., Kido K. Detection Slight Defects in Ball Bearings by Vibration Analysis. *Journal of the Acoustical Society of Japan*, 1986, vol. (E)-7, no. 2, pp. 121–131.
7. Kanai H., Abe M., Kido K. Detection and Discrimination of Flaws in Ball Bearings by Non-periodic Analysis. *Journal of the Acoustical Society of Japan*, 1986, vol. (E)-7, pp. 219–228.
8. Levin H. A Note on Sound Radiation from Distributed Source. *Journal of Sound and Vibration*, 1980, vol. 68, pp. 203–207.
9. Mba D. Development of Acoustic Emission Technology for Condition Monitoring and Diagnosis of Rotating Machines: Bearings, Pumps, Gearboxes, Engines and Rotating Structures. *The Shock and Vibration Digest*, 2006, vol. 38, no. 1, pp. 3–16. DOI: 10.1177/0583102405059054
10. Antoni J., Randall R.B. Differential Diagnosis of Gear and Bearing Faults. *Journal of Vibration and Acoustics*, 2002, vol. 124, no. 2, pp. 165–171. DOI: 10.1115/1.1456906
11. Antoni J., Randall R.B. A Stochastic Model for Simulation and Diagnostics of Rolling Element Bearings with Localized Faults. *Journal of Vibration and Acoustics*, 2003, vol. 125, no. 3, pp. 282–289. DOI: 10.1115/1.1569940
12. Patel V.D., Tandon N., Pandey R.K. A Dynamic Model for Vibration Studies of Deep Groove Ball Bearings Considering Single and Multiple Defects in Races. *Journal of Tribology*, 2010, vol. 1325, no. 4, pp. 10. DOI: 10.1115/1.4002333
13. Slack T.S., Sadeghi F. Explicit Finite Element Modeling of Subsurface Initiated Spalling in Rolling Contact. *Tribology International*, 2010, vol. 43, no. 9, pp. 1693–1702. DOI: 10.1016/j.triboint.2010.03.019
14. Laniado-Jacoe E., Meneses-Alonso J., Diaz-Lopes V. A Study of Sliding Between Rollers and Races in a Roller Bearing with a Numerical Model for Mechanical Event Simulations. *Tribology International*, 2010, vol. 43, no. 11, pp. 2175–2182. DOI: 10.1016/j.triboint.2010.06.014
15. Petersen D., Howard C., Sawalhi N. Analysis of Bearing Stiffness Variations, Contact Forces and Vibrations in Radially Loaded Double Row Ball Bearings with Raceway Defects. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2014, vol. 50, no. 51, pp. 139–160. DOI: 10.1016/j.ymspt.2014.04.014
16. Makhov V.E., Orlov D.V., Potapov A.I. [Research into the Methods and Algorithms of Computer Technology of NATIONAL INSTRUMENTS Corporation for Acoustic Diagnostics of Mechanical Systems. Theoretical studies]. *Spravochnik. Inzhenernyi zhurnal*, 2015, no. 3, pp. 37–48. (in Russ.)
17. Makhov V.E., Orlov D.V., Potapov A.I. [Research into the Methods and Algorithms of Computer Technology of NATIONAL INSTRUMENTS Corporation for Acoustic Diagnostics of Mechanical Systems. Experimental Studies]. *Spravochnik. Inzhenernyi zhurnal*, 2015, no. 3, pp. 48–56. (in Russ.)
18. Seregin A.A. [The Mathematical Model the Accuracy of the Machine Adjusted its Working Bodies]. *STIN*, 2007, no. 4, pp. 2–6. (in Russ.)
19. Seregin A. A. [The Modernization of Roller Mechanisms Freewheel]. *Repair, restoration, modernization*, 2008, no. 12, pp. 7–10. (in Russ.)

Received 2 September 2017

ОБРАЗЕЦ ЦИТИРОВАНИЯ

Серегин, А.А. Диагностика состояния элементов муфт свободного хода / А.А. Серегин, А.Г. Кравцов // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2017. – Т. 17, № 3. – С. 41–47. DOI: 10.14529/engin170305

FOR CITATION

Seregin A.A., Kravtsov A.G. Diagnostics of Elements Freewheel. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2017, vol. 17, no. 3, pp. 41–47. (in Russ.) DOI: 10.14529/engin170305