

Научная статья  
УДК 629.7.036  
DOI: [10.34759/trd-2022-126-08](https://doi.org/10.34759/trd-2022-126-08)

**МЕТОД АКУСТИКО-ЭМИССИОННОГО КОНТРОЛЯ  
КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ЭЛЕМЕНТОВ  
ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ ПРИ ОЦЕНИВАНИИ  
ПРАВИЛЬНОСТИ РЕСУРСНОЙ СБОРКИ  
ШАРИКОПОДШИПНИКОВЫХ ОПОР КАК ТРИБОЛОГИЧЕСКОЙ  
СИСТЕМЫ РОТОРОВ СИЛОВЫХ ГИРОСКОПОВ**

**Евгений Леонидович Лебедев<sup>1</sup>, Алексей Олегович Репин<sup>2</sup>**

<sup>1,2</sup>Военно-космическая академия имени А.Ф.Можайского,  
Санкт-Петербург, Россия

<sup>2</sup>[vka@mil.ru](mailto:vka@mil.ru)

*Аннотация.* В работе представлен способ контроля качества сборки шарикоподшипниковых опор силовых гироскопических комплексов, функционирующих в условиях вакуумного пространства, с помощью оценивания величины зазора подшипника по параметрам сигналов акустической эмиссии.

От качества операции регулировки шарикоподшипниковых опор зависит способность подшипника выдерживать нагрузки, а также сопротивляться негативным факторам вакуумного пространства. Тенденции к уменьшению массогабаритных характеристик космических аппаратов, снижает эффективность существующих способов контроля качества сборки регулировки. В данной статье представлены

результаты экспериментального исследования использования акустико-эмиссионного метода контроля и резонансного, при неподвижном состоянии механических узлов, для оценивания качества регулировки шарикоподшипниковых узлов.

**Ключевые слова:** акустическая эмиссия, радиальный зазор, момент инерции, коэффициент трения, модуль упругости, напряжение, шарикоподшипник

**Для цитирования:** Лебедев Е.Л., Репин А.О. Метод акустико-эмиссионного контроля контактного взаимодействия элементов подшипников качения при оценивании правильности ресурсной сборки шарикоподшипниковых опор как трибологической системы роторов силовых гироскопов // Труды МАИ. 2022. № 126. DOI: [10.34759/trd-2022-126-08](https://doi.org/10.34759/trd-2022-126-08)

Original article

**METHOD OF ACOUSTIC EMISSION CONTROL OF THE CONTACT INTERACTION OF ROLLING BEARING ELEMENTS WHEN EVALUATING THE CORRECTNESS OF THE RESOURCE ASSEMBLY OF BALL BEARING SUPPORTS AS A TRIBOLOGICAL SYSTEM OF POWER GYROSCOPES ROTORS**

**Evgeny L. Lebedev<sup>1</sup>, Alexey O. Repin<sup>2</sup>**

<sup>1,2</sup>Military space Academy named after A.F. Mozhaisky, Saint Petersburg, Russia

<sup>2</sup>[vka@mil.ru](mailto:vka@mil.ru)

**Abstract:** The autonomous functioning of the power gyroscopic complexes of small spacecraft does not allow maintenance during its operation. One of the most loaded elements

of the power gyroscope are rolling bearings. Since the functioning of rolling bearings depends on the correctness of their assembly and the presence of lubrication, in order to ensure the autonomous functioning of the rotors of power gyroscopic systems, the technology of resource lubrication and resource assembly of the bearing assembly is used in their manufacture, which implies one-time lubrication and assembly (without the possibility of adjustment) for the entire life of the device.

The article presents the results of research on the use of a method for quality control of assembly of ball bearing bearings of power gyroscopic complexes operating in vacuum space by estimating the size of the bearing clearance by the parameters of acoustic emission signals.

The definition of the limiting state of the bearing supports of the rotors of power gyroscopic systems is given, by which it is necessary to understand the state when the friction losses of the bearing (taking into account the progressive heat release) will exceed the difference between the maximum torque generated by the electric motor of the rotor of the power gyroscope and the torque necessary to ensure the required angular velocity of the rotor flywheel, taking into account its moment of inertia.

It is proved that the main criterion for the correctness of the resource assembly of a ball bearing assembly is to ensure the correct contact interaction of its elements as a tribological system. At the same time, the main controlled parameters are the force that the bearing perceives after the rotor assembly, as well as the parameters of elastic deformation in the ball–ring bearing system.

A model of natural frequencies of elements of bearing supports of power gyroscopic systems has been developed taking into account their stress-strain state.

The dependence of the frequency of natural oscillations of the bearing ball on the force acting on the bearing after its assembly is proved. This dependence is of a power-law nature and can be used in the development of a new method of quality control of the resource assembly of bearing supports of power gyroscopes.

**Keywords:** acoustic emission, radial clearance, moment of inertia, coefficient of friction, modulus of elasticity, stress, ball bearing

**For citation:** Lebedev E.L., Repin A.O. Method of acoustic emission control of the contact interaction of rolling bearing elements when evaluating the correctness of the resource assembly of ball bearing supports as a tribological system of power gyroscopes rotors. *Trudy MAI*. 2022, no. 126. DOI: [10.34759/trd-2022-126-08](https://doi.org/10.34759/trd-2022-126-08)

## Введение

Особенностями функционирования роторов силовых гироскопических систем космических аппаратов являются с одной стороны – автономность функционирования, с другой – высокие требования к их ресурсу (требуемое значение ресурса может составлять 5-ть лет). [4,16,17] Последнее обстоятельство не позволяет проводить техническое обслуживание данного устройства, одними из наиболее нагруженных элементов которого, являются подшипники качения. Поскольку функционирование подшипников качения зависит от правильности их сборки и наличия смазки, то для обеспечения автономного функционирования роторов

силовых гироскопических систем, при их изготовлении применяется технология ресурсного смазывания и ресурсной сборки подшипникового узла, что подразумевает одноразовое смазывание и сборку (без возможности регулировки) на весь ресурс устройства. [6,9,11,14,20,21,23] Однако необходимо отметить, что при функционировании космических аппаратов на орбите, условия функционирования подшипниковых опор роторов силовых гироскопов могут изменяться. Это определяется тенденциями в технологиях космических систем, которые заключаются в повышении мощности элементной базы, уменьшении габаритов космических аппаратов и условий их охлаждения. [8,16,19] В свою очередь, это приводит к наличию мало-прогнозируемых тепловых потоков, которые могут негативно влиять на функционирование подшипниковых опор, а значит и на систему силовых гироскопов в целом.

Важным является то, что в условиях ограниченной мощности электродвигателей роторов силовых гироскопических систем, ресурс определяется, как правило, не износом, или разрушением элементов подшипниковых опор, а соблюдением баланса моментов:

$$M_{\text{эд}} = M_{\text{тр.п}} + M_{\text{м.треб}}, \quad (1)$$

где  $M_{\text{эд}}$  – момент, генерируемый электродвигателем ротора силового гироскопа,  $M_{\text{тр.п}}$  – момент трения подшипниковых опор,  $M_{\text{м.треб}}$  – момент, необходимый для обеспечения угловой скорости маховика ротора с учетом его момента инерции. Данный баланс моментов показывает, что момент, создаваемый электродвигателем должен преодолеть трение подшипника и раскрутить маховик

ротора до требуемого значения угловой скорости. В случае если трение подшипника качения повысится, то согласно представленному балансу электродвигатель сможет обеспечить вращение маховика ротора со скоростью меньше требуемого значения, что будет являться нарушением функционирования силового гироскопа. Учитывая определение ресурса, как суммарной наработки объекта от начала его эксплуатации до перехода в предельное состояние [23]. Можно дать новое определение предельного состояния подшипниковых опор роторов силовых гироскопических систем, под которым необходимо понимать состояние, когда потери на трение подшипника будут превышать разницу между максимальным моментом, генерируемым электродвигателем ротора силового гироскопа и моментом, необходимым для обеспечения требуемой угловой скорости маховика ротора с учетом его момента инерции.

$$M_{\text{тр.п}} > M_{\text{эд max}} - M_{\text{м.треб}}, \quad (2)$$

где  $M_{\text{эд max}}$  – максимальное значение момента, генерируемого электродвигателем. Данное значение определяется энергетическими возможностями данного двигателя, а также иными факторами.

Согласно [2] момент подшипника качения зависит от усилия –  $P$ , действующего на подшипник и его коэффициента трения –  $f_{\text{тр}}$  :

$$M_{\text{тр.п}} = 1,3 \cdot f_{\text{тр}} \cdot P \frac{D_0}{d_{\text{ш}}} + \frac{1}{2} \cdot f \cdot z \cdot F_{\text{в}} \cdot (1 + f) \cdot \left( \frac{D_0}{d_{\text{ш}}} - 1 \right) \quad (3)$$

где  $f_{\text{тр}}$  – коэффициент трения качения в см;  $P$  – радиальная нагрузка на подшипник в Н;  $D_0$  – диаметр окружности расположения центров шариков в см;  $d_{\text{ш}}$  – диаметр шариков в см.

$z$  – число шариков;  $f$  – коэффициент трения скольжения шарика о гнездо сепаратора;  $F_b$  – центробежная сила,  $f_{тр}$  - коэффициент трения качения в см.

Как было указано ранее, мало-прогнозируемые тепловые потоки на борту космического аппарата могут влиять на функционирование подшипника. При незначительном нагреве элементов ротора, может увеличиться усилие, действующее на подшипник. В этом случае момент подшипника также увеличится и наступит предельное состояние, определяемое выражением (3). Поскольку в условиях автономного функционирования нет возможности провести ремонтную юстировку элементов ротора, то для обеспечения требуемого значения момента подшипника необходима его правильная ресурсная сборка. Критерием правильности данной сборки является обеспечение правильного контактного взаимодействия элементов подшипника как трибологической системы. [1,2,3,6,7,15] При этом основными контролируемыми параметрами при этом являются усилие, которое подшипник воспринимает после сборки ротора, а также параметры упругого деформирования в системе шарик – кольцо подшипника. Учитывая конструкцию ротора, технологию его сборки, определить прямыми измерениями данные параметры не представляется возможным. Используются косвенные методы контроля. Сегодня правильность такой сборки определяется по сбегу ротора, однако практика показывает, что данный критерий не обеспечивает достаточную чувствительность этого метода. В данной статье предлагается новый метод контроля правильности ресурсной сборки подшипников, основанный на зависимости частот собственных колебаний его элементов от усилия, действующего на подшипник.

Суть предлагаемого метода заключается в регистрации собственных частот элементов подшипников акустико-эмиссионной системой. [5] Зная значения собственных частот и их зависимость от параметров контактного взаимодействия элементов подшипника как трибологической системы, косвенно определяются значения этих параметров. Особенность метода заключается в том, что для повышения чувствительности, контроль акустико-эмиссионной системой собственных частот колебаний элементов подшипника осуществляется в условиях, когда подшипник не вращается. Возбуждение колебаний осуществляется пропусканием ультразвуковой волны через контролируемый подшипник.

Для обоснования предлагаемого метода в статье представлена модель свободных колебаний элементов подшипника, которая определяет зависимость собственных частот данных колебаний от параметров контактного взаимодействия элементов подшипника как трибологической системы, а также результаты экспериментальных исследований этой зависимости как основы предлагаемого метода.

### **Модель свободных колебаний элементов подшипника**

Трибологическое взаимодействие элементов подшипника определяется контактом его основных элементов: шарика, а также внутреннего и наружного колец подшипника. С точки зрения анализа свободных колебаний данной системы можно предположить, что они будут определяться доминирующими колебаниями шарика, зажатою между двумя упругими элементами – кольцами подшипника. Поскольку

кольца подшипника не имеют степеней свободы в рассматриваемой системе, их колебаниями можно пренебречь. Кроме этого, учитывая, что колебания шарика будут определяться только усилием, действующим на подшипник и упругими деформациями в данной системе от указанного усилия, то свободные колебания шарика можно рассмотреть для одной степени свободы – вдоль действия усилия. Также можно сделать допущения, что свойства конструкционных материалов колец подшипника одинаковы, а значит одинаковы упругие деформации от внедрения в них шарика, деформацией шарика также решено пренебречь.

Согласно второму закону Ньютона, движение шарика, на которого действуют упругие силы от колец подшипника определяется следующим соотношением:

$$m \cdot a = -2F \cdot \sigma, \quad (4)$$

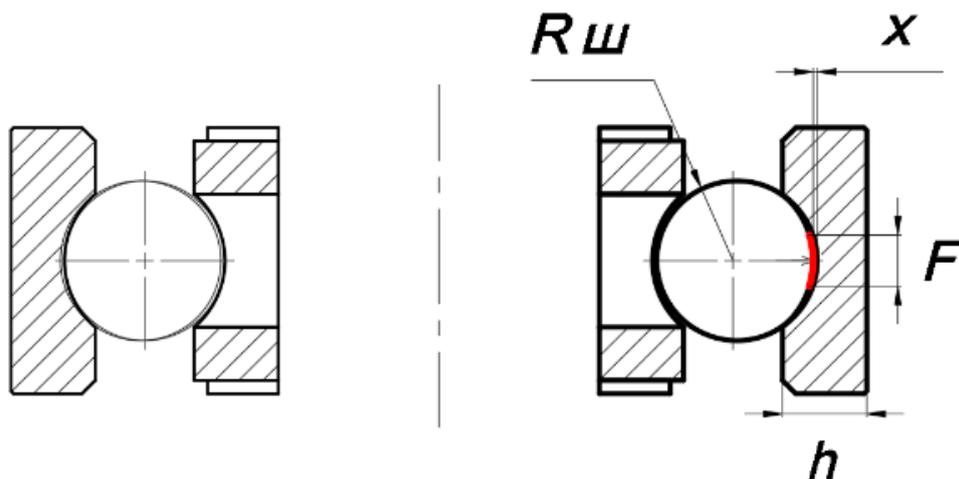
где  $m$  и  $a$  – масса и ускорение шарика;  $\sigma$  – напряжения, возникающие в местах контакта шарика с кольцами,  $F$  – площадь этого контакта. Напряжения, возникающие в кольцах подшипника в местах вдавливания шарика, будут определяться законом Гука:

$$\sigma = E \cdot \delta, \quad (5)$$

где  $E$  – модуль упругости конструкционного материала колец,

$$\delta = x/h, \quad (6)$$

относительные деформации колец подшипника, которая определяется соотношением абсолютного значения глубины вдавливания шарика в кольцо –  $x$  и высотой кольца –  $h$ .



*Рис. 1. Контактное взаимодействие шарика подшипника и его колец с учетом принятых допущений*

Поскольку перемещения шарика при колебании определяется упругим деформирование колец –  $x$ , то выражение (4) с учетом (5) и (6) может быть записано в следующем виде:

$$\ddot{x} = -2F \frac{E}{m \cdot h} x. \quad (7)$$

Сравнивая выражение (7) с уравнением колебаний  $\ddot{x} = -\omega^2 \cdot x$  можно показать, что круговая частота собственных колебаний шарика подшипника определяется следующим соотношением:

$$\omega = \sqrt{2F \frac{E}{m \cdot h}}. \quad (8)$$

Зная соотношение собственных и круговой частот  $\nu = \omega / 2 \cdot \pi$  можно показать, что собственная частота определяется следующим соотношением:

$$\nu = \frac{1}{\pi} \sqrt{F \frac{E}{2 \cdot m \cdot h}} \quad (9)$$

Поскольку площадь контактного взаимодействия в условиях упругих деформаций можно определить из соотношения силы, действующей на подшипник –  $P$  и напряжения –  $\sigma$

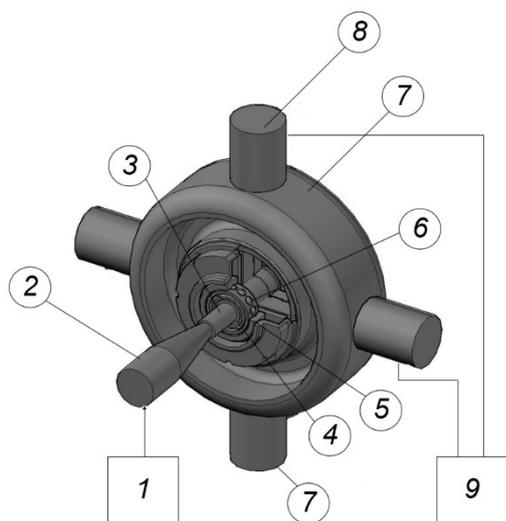
$$F = P/\sigma, \quad (10)$$

а напряжение выразить из закона Гука (5) и выражения для относительной деформации (6), то собственная частота колебания шарика подшипника в зависимости от контролируемых параметров ресурсной сборки, а именно усилия –  $P$ , которое подшипник воспринимает после сборки ротора, а также параметра упругого деформирования в системе шарик-кольцо подшипника –  $x$  имеет вид:

$$\nu = \frac{1}{\pi} \sqrt{\frac{P}{2 \cdot m \cdot x}}. \quad (11)$$

Таким образом, согласно представленной зависимости (11) можно утверждать, что собственная частота колебания шарика подшипника в условиях упругого контактного взаимодействия с кольцами подшипника зависит от контролируемых параметров ресурсной сборки, а именно прямо пропорциональна усилию в степени 0,5 и обратно пропорциональна глубине вдавливания. также в степени 0,5. Наличие данной зависимости подтверждает, что собственная частота колебания шарика может являться диагностическим признаком косвенного определения качества сборки подшипниковых узлов силовых гироскопических систем.

**Оборудование и результаты экспериментального исследования возможности применения метода акустико-эмиссионного контроля правильности сборки подшипников качения**



*Рис.2 Модель шарикоподшипникового узла гиродин*

Целью проводимого эксперимента является оценка изменения параметров сигналов АЭ [10,12,13,18,24,25,26] от: 1. Величины момента затяжки болтовых соединений; 2. Искусственно созданного перекоса колец подшипника; 3. От изменения предварительной осевой нагрузки приложенной на вал ротора. Для проведения эксперимента была изготовлена модель шарикоподшипниковой опоры гиродин. (Рис.2) в

корпусе которой установлен шариковый радиальный подшипник 201 (6201), из стали ШХ15, с размерами 12\*32\*10 мм. Внутреннее кольцо ШП сопряжено с валом вращения. Крепление подшипникового щита к корпусу модели осуществлялось с помощью болтовых соединений. По наружной поверхности корпуса модели были установлены 4 пьезоэлектрических преобразователя АЭ сигналов ДР 15И (ПАЭ) от АЭ системы «Малахит АС- 12А», которая на протяжении эксперимента непрерывно производила запись изменения поступающих сигналов. На один из концов вала прикладывалась осевая нагрузка 3-5 кг., с помощью которой кольца подшипника смещались, тем самым изменялась величина осевой нагрузки. В связи с тем, что между моментом затяжки болтовых соединений подшипникового щитка и давлением, создаваемым на поверхности наружного кольца шарикоподшипника, существует прямая зависимость, то коррекцию распределения осевой нагрузки осуществляли с помощью изменения момента затяжки болтовых соединений (3):

$$F = \frac{M}{d_{\text{рез}}k}. \quad (13)$$

где  $M$  — Момент затяжки болтовых соединений, Нм;  $d_{\text{рез}}$  — Наружный диаметр резьбы, мм;  $k$  - Коэффициент трения в зависимости от смазки (от 0,013 до 0,037) см.

С другой стороны вала, посредством внешнего источника ультразвуковых волн подавались импульсы, от внешнего источника ультразвуковых волн с частотой  $F = 2.5\text{МГц}$ .

В ходе эксперимента излучателем ультразвуковых колебаний 2, установленного на валу 3, вырабатывались ультразвуковые импульсы, которые, проходя через вал 3, воздействовали на подшипник, состоящий из внутреннего кольца 4, шарика 6 и наружного кольца 5. В результате данного воздействия возникают упругие колебания в шарикоподшипнике, сопровождаемые акустико-эмиссионными сигналами, которые, проходя через маховик ротора 7, принимаются преобразователями акустической эмиссии 8, связанными с акустико-эмиссионной системой 9. В зависимости от силы поджатия подшипника, собственная частота колебаний изменяется, следствием чего является изменение параметров регистрируемых акустических сигналов. В результате проведенного эксперимента

были получены числовые данные, параметров АЭ сигналов, представленные в графическом виде. (Рис.3 и 4)

Согласно представленным зависимостям видно, что частота колебания шариков зависит от усилия поджатия подшипника (Рис. 3 и 4), что позволяет косвенно оценивать значение данного поджатия. Также показано, что при наличии перекоса наблюдается разница собственных частот колебаний шариков с различным поджатием (Рис. 3), а при отсутствии перекоса данная разница уменьшается (Рис. 4), что позволяет контролировать наличие перекоса.

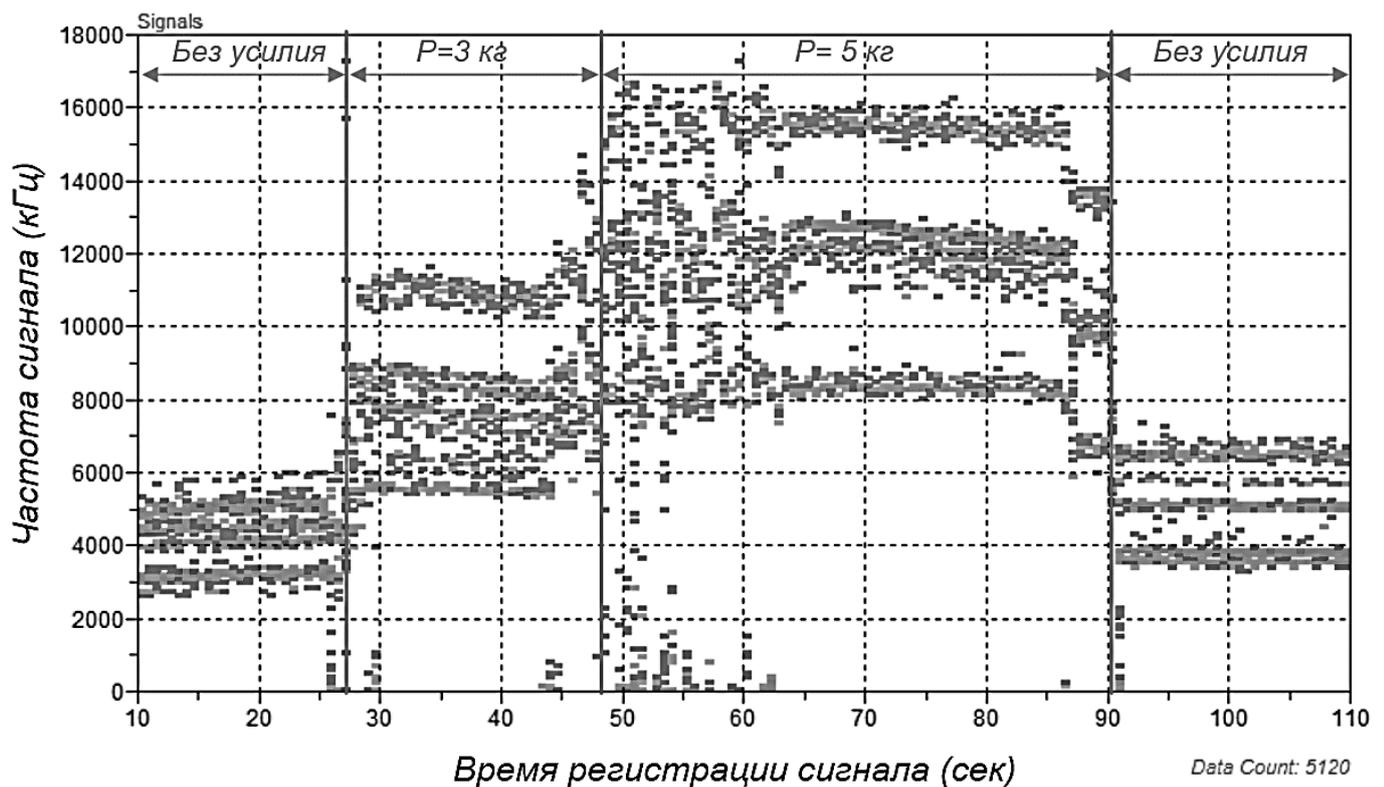
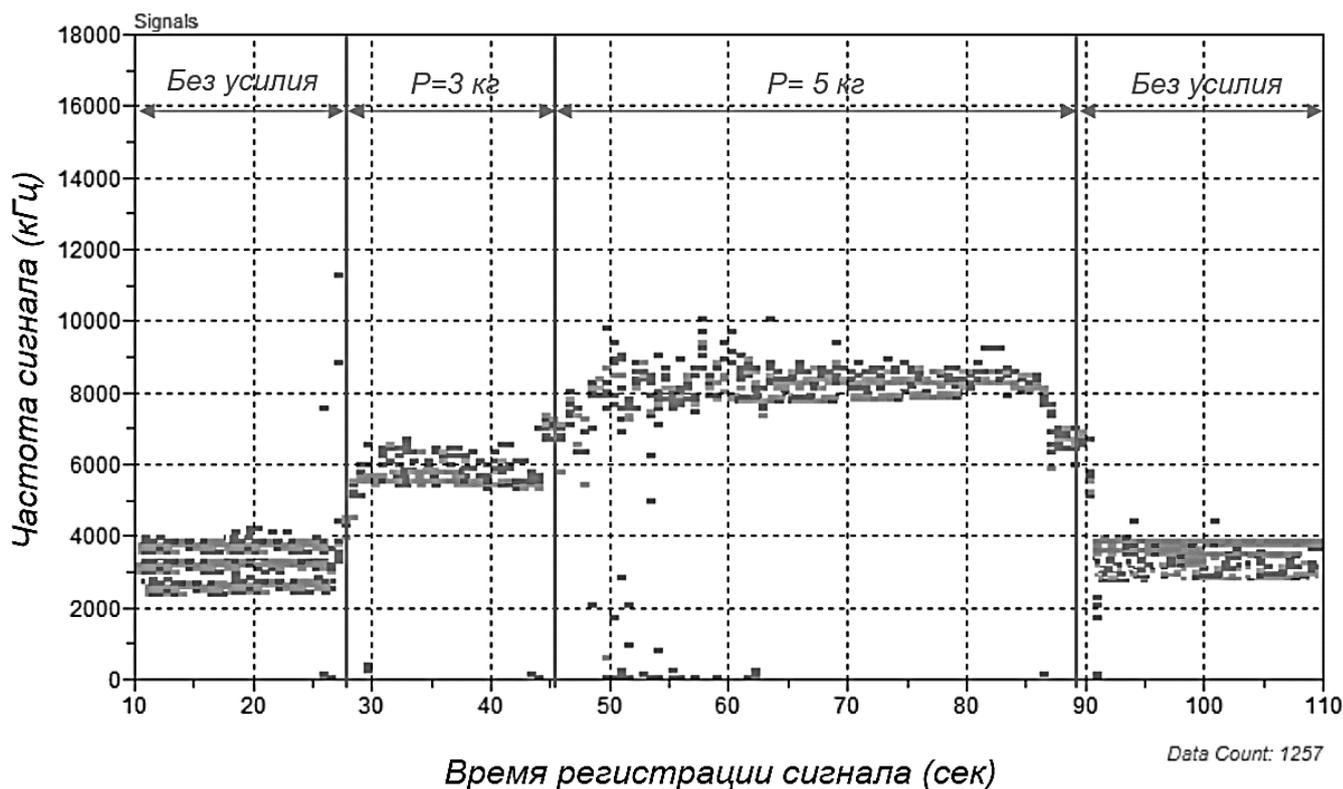


Рис.3 Изменение АЭ сигналов при различных значениях осевого усилия, при перекосе колец.



*Рис.4 Изменение АЭ сигналов при различных значениях осевого усилия, без перекоса наружного кольца ШП в посадочном отверстии.*

Стоит отметить, что разница в моментах затяжки болтовых соединений не оказывала влияния на изменение параметров акустико-эмиссионных сигналов, что позволяет сделать вывод о невозможности устранения перекоса колец подшипника при увеличении усилий затяжки болтовых соединениях подшипникового щита.

При отсутствии перекоса колец подшипника (Рис 4.) на четырех ПАЭ наблюдается интерференция сигналов АЭ, а при создании искусственного перекоса (Рис 3.) сигналы существенно отличаются. На графике данное отличие (Рис.3) выражается в виде разделения на четыре независимых потока сигналов при создании усилия на валу ротора, причем при увеличении нагрузки один из потоков исчезает и появляется после снятия нагрузки. Исчезновение потока регистрируемых данных связано с тем, что при монтаже подшипника в корпус был создан искусственный

перекос наружного кольца относительно посадочного отверстия. При устранении перекоса регистрация сигналов АЭ на четырех ПАЭ осуществлялась непрерывно, независимо от величины прикладываемого усилия. (Рис.4)

## Заключение

Проведенное экспериментальное исследование позволяет сделать следующие выводы:

1. Оценку качества сборки шарикоподшипниковых опор силовых гироскопических комплексов, можно проводить при сравнении собственных частот колебаний шарика подшипника, рассчитанных по формуле (11), и частотой колебаний шариков, полученной при возбуждении их внешним источником ультразвуковых колебаний и измерении параметров акустико-эмиссионных сигналов тангенциального удара колеблющегося шарика о стенки колец подшипника;

2. Предложенная технология оценивания качества сборки шарикоподшипниковых узлов позволяет проводить технологический контроль на разных стадиях сборки СГК.

3. Повышение стабильности величины предварительной осевой нагрузки, устанавливаемой на шарикоподшипниковые опоры и контролируемой на всех стадиях сборки СГК, может послужить основой увеличения ресурса шарикоподшипника и долговечности космических аппаратов, использующих СГК в качестве органов управления.

## Список источников

1. Бальмонт В.Б., Матвеев В.А. Опоры качения приборов – М.: Машиностроение, 1984. – 240 с.
2. Иванов М.Н., Финагенов В.А. Детали машин. – М.: Высшая школа, 2003. – 408 с.
3. Пельпор Д.С., Никитин Е.А., Шестов Е.А., Матвеев В.А. Гироскопические системы. Элементы гироскопических приборов. – М.: Высшая школа, 1988. – 432 с.
4. Хохлов Б.А., Сыроватченко П.В., Чернышев Е.П. и др. Технология производства гироскопических приборов. – М.: Машиностроение, 1969. – 416 с.
5. Алексушин С.В. О расчете собственных колебаний частот стабилизатора летательного аппарата на ранних этапах проектирования // Труды МАИ. 2014. № 73.  
URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=48459>
6. Батищева О.М. Папшев В.А., Родимов Г.А. Технологическое обеспечение надежности и качества сборки машин // Труды международного симпозиума "Надежность и качество". 2015. Т. 1. С. 28-29.
7. Бритова Ю.А. Частотный анализ шарикоподшипниковой опоры исполнительного органа на базе управляемого двигателя-маховика, применяемого для управления ориентацией космического аппарата // Современные проблемы науки и образования. 2012. № 3. С. 172.
8. Хаустов А.И., Шашкин И.Н., Мальгичев В.А., Невзоров А.М. Конструирования особенности проектирования подшипниковых узлов для осевых насосов систем

терморегуляции летательных аппаратов // Труды МАИ. 2012. № 50. URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=28697>

9. Котурга В.П., Бородин Д.А., Смыслова И.В. Модель формирования зазоров и производных характеристик в шариковых радиальных подшипниках // Вестник Кузбасского государственного технического университета. 2010. № 1 (77). С. 76-80.
10. Криштал М.М., Мерсон Д.Л., Чугунов А.В. Деформация и разрушение материалов // Тяжелое машиностроение. 2007. № 12. С. 14 – 18.
11. Кузнецов М.М. Монтаж ответственных узлов гироскопических приборов // Гео-Сибирь. 2009. № 1 (5). С. 132-135.
12. Мазнев А.С., Федоров Д.В. Тенденции развития систем акустико-эмиссионной диагностики подшипниковых узлов локомотивов // Известия Петербургского университета путей сообщения. 2007. № 1(10). С. 69-78.
13. Маленко П.И. Исследование методом акустической эмиссии поверхностей трения в условиях смазывания // Конденсированные среды и межфазные границы. 2011. Т. 13. № 2. С. 164-171.
14. Федулов А.А., Некрасов И.И., Спиридонов В.А., Александрова А.С. Монтаж подшипниковых опор: электронный образовательный ресурс. – Екатеринбург: Уральский федеральный университет, 2019. – 44 с.
15. Родимов Г.А., Батищева О.М., Папшев В.А. Повышение качества сборки агрегатов машин на подшипниках качения // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2015. Т. 17. № 2-4. С. 886-890.

16. Хруцкая М.В., Камалдинов А.М. Технологические резервы увеличения долговечности силовых гироскопов и двигателей маховиков: сборник научных трудов «Прогрессивные разработки учёных – новым изделиям ракетно-космической техники». – М.: Изд-во «Фолиум», 2013.
17. Хруцкая М.В., Камалдинов А.М. К вопросу увеличения ресурса силовых гироскопов и двигателей-маховиков // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. 2013. № 4 (42). С. 271-278.
18. Шемякин В.В. Применение метода акустической эмиссии для диагностики промышленного оборудования // Экспозиция Нефть Газ. 2008. № 2. С. 62 – 64.
19. Яковец О.Б., Акашев Д.И. Перспективный силовой гироскопический комплекс для высокоманевренных космических аппаратов // Ракетно-космическая техника. 2013. Т. 1. № 1(2). С. 16.
20. Источники колебаний в подшипнике. Все о транспорте газа. URL: <https://www.turbunist.ru/34263-istochniki-vibracii-pri-rabote-v-podshipnike.html>.
21. ГОСТ 24810-2013. Подшипники качения. Внутренние зазоры. - М.: Стандартинформ, 2013. - 18 с.
22. ГОСТ 27.002-15. Надежность в технике. Термины и определения. - М.: Стандартинформ, 2016. - 24 с.
23. Бамбалас П.Б., Рагульскис К.М., Рондоманкас М.С., Чуприн В.И. Способ контроля качества сборки подшипников качения // Авторское свидетельство № 905690 А1 СССР, 1982.02.15

24. V. Vital Rao, Ch. Ratnam, T. Meher Krishna, B.S.N Murthy. Study of fault in outer race of Roller Bearings using Acoustic emission and Vibration analysis // International Journal of Engineering Science Invention, pp 62–66.
25. Filip Hort, Pavel Mazal, Frantisek Vlastic. Monitoring of Acoustic Emission Signal of Loaded Axial Bearings // Journal of Materials Science and Engineering, 2011, pp. 717–724.
26. Morhain A., Mba D. Bearing defect diagnosis and acoustic emission // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J, Journal of Engineering Tribology, 1994, vol. 217, no. 4, pp 257-272. DOI:[10.1243/135065003768618614](https://doi.org/10.1243/135065003768618614)

## References

1. Bal'mont V.B., Matveev V.A. *Opory kacheniya priborov* (Rolling supports of devices), Moscow, Mashinostroenie, 1984, 240 p.
2. Ivanov M.N., Finagenov V.A. *Detali mashin* (Machine parts), Moscow, Vysshaya shkola, 2003, 408 p.
3. Pel'por D.S., Nikitin E.A., Shestov E.A., Matveev V.A. *Giroskopicheskie sistemy. Elementy giroskopicheskikh priborov* (Gyroscopic systems. Elements of gyroscopic devices), Moscow, Vysshaya shkola, 1988, 432 p.
4. Khokhlov B.A., Syrovatchenko P.V., Chernyshev E.P. et al. *Tekhnologiya proizvodstva giroskopicheskikh priborov* (Production technology of gyroscopic devices), Moscow, Mashinostroenie, 1969, 416 p.

5. Aleksushin S.V. *Trudy MAI*, 2014, no. 73. URL: <https://trudymai.ru/eng/published.php?ID=48459>
6. Batishcheva O.M., Papshev V.A., Rodimov G.A. *Trudy mezhdunarodnogo simpoziuma "Nadezhnost' i kachestvo"*, 2015, vol. 1, pp. 28-29.
7. Britova Yu.A. *Sovremennye problemy nauki i obrazovaniya*, 2012, no. 3, pp. 172.
8. Khaustov A.I., Shashkin I.N., Mal'gichev V.A., Nevzorov A.M. *Trudy MAI*, 2012, no. 50, URL: <https://trudymai.ru/eng/published.php?ID=28697>
9. Koturga V.P., Borodin D.A., Smyslova I.V. *Vestnik Kuzbasskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2010, no. 1 (77), pp. 76-80.
10. Krishtal M.M., Merson D.L., Chugunov A.V. *Tyazheloe mashinostroenie*, 2007, no. 12, pp. 14 – 18.
11. Kuznetsov M.M. *Geo-Sibir'*, 2009, no. 1 (5), pp. 132-135.
12. Maznev A.S., Fedorov D.V. *Izvestiya Peterburgskogo universiteta putei soobshcheniya*, 2007, no. 1(10), pp. 69-78.
13. Malenko P.I. *Kondensirovannye sredy i mezhfaznye granitsy*, 2011, vol. 13, no. 2, pp. 164-171.
14. Fedulov A.A., Nekrasov I.I., Spiridonov V.A., Aleksandrova A.S. *Montazh podshipnikovyx opor: elektronnyi obrazovatel'nyi resurs* (Mounting of bearing supports: an electronic educational resource), Ekaterinburg, Ural'skii federal'nyi universitet, 2019, 44 p.
15. Rodimov G.A., Batishcheva O.M., Papshev V.A. *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra Rossiiskoi akademii nauk*, 2015, vol. 17, no. 2-4, pp. 886-890.

16. Khrutskaya M.V., Kamaldinov A.M. *Tekhnologicheskie rezervy uvelicheniya dolgovechnosti silovykh giroskopov i dvigatelei makhovikov: sbornik nauchnykh trudov «Progressivnye razrabotki uchenykh – novym izdeliyam raketno-kosmicheskoi tekhniki»* (Technological reserves of increase durability of power gyroscopes and propulsion engines / Progressive developments of scientists – new products of rocket and space technology, Moscow, Izd-vo «Folium», 2013.
17. Khrutskaya M.V., Kamaldinov A.M. *Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo aerokosmicheskogo universiteta*, 2013, no. 4 (42), pp. 271-278.
18. Shemyakin V.V. *Ekspozitsiya Neft' Gaz*, 2008, no. 2, pp. 62 – 64.
19. Yakovets O.B., Akashev D.I. *Raketno-kosmicheskaya tekhnika*, 2013, vol. 1, no. 1(2), pp. 16.
20. *Istochniki kolebanii v podshipnike. Vse o transporte gaza*. URL: <https://www.turbinist.ru/34263-istochniki-vibracii-pri-rabote-v-podshipnike.html>.
21. *GOST 24810-2013. Podshipniki kacheniya. Vnutrennie zazory* (GOST 24810-2013. Rolling bearings. Internal gaps), Moscow, Standartinform, 2013, 18 p.
22. *GOST 27.002-15. Nadezhnost' v tekhnike. Terminy i opredeleniya* (GOST 27.002-15. Reliability in technology. Terms and definitions), Moscow, Standartinform, 2016, 24 p.
23. Bambalas P.B., Ragul'skis K.M., Randomanskas M.S., Chuprin V.I. *Avtorskoe svidetel'stvo 905690 AI SSSR*, 1982.02.15
24. V. Vital Rao, Ch. Ratnam, T. Meher Krishna, B.S.N Murthy. Study of fault in outer race of Roller Bearings using Acoustic emission and Vibration analysis, *International Journal of Engineering Science Invention*, pp. 62–66.

25. Filip Hort, Pavel Mazal, Frantisek Vlasic. Monitoring of Acoustic Emission Signal of Loaded Axial Bearings, *Journal of Materials Science and Engineering*, 2011, pp. 717–724.
26. Morhain A., Mba D. Bearing defect diagnosis and acoustic emission, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J, Journal of Engineering Tribology*, 1994, vol. 217, no. 4, pp 257-272. DOI:[10.1243/135065003768618614](https://doi.org/10.1243/135065003768618614)

Статья поступила в редакцию 16.06.2022

Статья после доработки 19.06.2022

Одобрена после рецензирования 30.08.2022

Принята к публикации 12.10.2022

The article was submitted on 16.06.2022; approved after reviewing on 30.08.2022; accepted for publication on 12.10.2022