Вестник Московского авиационного института. 2025. Т. 32. № 1. С. 163–171. Aerospace MAI Journal, 2025, vol. 32, no. 1, pp. 1163–171. (In Russ.).

Научная статья УДК 62.251 URL: https://vestnikmai.ru/publications.php?ID=184459 EDN: https://www.elibrary.ru/YBHYPL



# Экспериментальное определение момента трения в радиально-упорном шариковом подшипнике ЖРД при комбинированном нагружении

Валерий Борисович Балякин<sup>1</sup><sup>™</sup>, Андрей Владимирович Лаврин<sup>2</sup>, Дмитрий Евгеньевич Долгих<sup>3</sup>

<sup>1, 2, 3</sup> Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва (Самарский университет), Самара, Российская Федерация

<sup>1</sup>029-029@mail.ru<sup>™</sup>

<sup>2</sup> av lavrin@mail.ru

<sup>3</sup>i@dolgih-work.ru

Аннотация. С целью экспериментального подтверждения вновь созданной методики расчета момента трения низкооборотного шарикоподшипника при использовании консистентной смазки разработана лабораторная установка, способная создавать радиальную и осевую нагрузку в заданном диапазоне. Исследовался серийный шарикоподшипник 6-208Ю2, массово применяемый в шарнирных рулевых агрегатах ЖРД российской разработки. Условия работы выбранного подшипника характерны для комбинированного режима нагружения с реализацией моментов трения, которые предварительно были рассчитаны согласно вновь разработанным аналитическим зависимостям. Полученный массив эмпирических данных обрабатывался по известной методике обработки косвенных замеров с определением возможного диапазона значений, исходя из 99%-ной вероятности. Незначительность полученных расхождений теоретических и экспериментальных данных подтвердила достоверность вновь разработанной методики для проектировочных и проверочных расчетов радиальных шарикоподшипников, включая используемые в изделиях ракетно-космической техники (РКТ). Осуществленный эксперимент наряду с теоретическими расчетами показал возможность разброса моментных характеристик рулевых агрегатов, изготавливаемых по единым техническим условиям, с учетом влияния индивидуальных условий работы опорных подшипников. Полученные результаты могут быть применены для анализа результатов испытаний серийных изделий с целью оценки их пригодности для использования по назначению.

*Ключевые слова:* низкооборотный шарикоподшипник, экспериментальная установка, комбинированное нагружение, момент трения

Для цитирования: Балякин В.Б., Лаврин А.В., Долгих Д.Е. Экспериментальное определение момента трения в радиально-упорном шариковом подшипнике ЖРД при комбинированном нагружении // Вестник Московского авиационного института. 2025. Т. 32. № 1. С. 163–171. URL: https://vestnikmai.ru/ publications.php?ID=184459

Original article

# Friction Torque Experimental Determining in the LRE Radial Angular-Contact Ball Bearing under Combined Loading

# Valerii B. Balyakin<sup>1™</sup>, Andrei V. Lavrin<sup>2</sup>, Dmitrii E. Dolgikh<sup>3</sup>

<sup>1, 2, 3</sup> Samara National Research University, Samara, Russian Federation

<sup>1</sup>029-029@mail.ru<sup>™</sup>

<sup>2</sup> av lavrin@mail.ru

<sup>3</sup>i@dolgih-work.ru

© Балякин В.Б., Лаврин А.В., Долгих Д.Е., 2025

# Abstract

It is urgent to know the exact values of friction torques, originating in the bearing subassemblies, while liquid jet engines designing. For example, torque characteristics are of most importance while the rocket engine steering drives elaboration. The rolling motion subassemblies are being as well employed in the hinged units of the liquid jet engines as path-forming elements for the low-boiling fuel components supplying, where application of the radial ball-bearings is the most rational way for the thrust effort transfer with contemporaneous mobility ensuring. Laboratory installation capable of creating both radial and axial loading within the specified range was developed to confirm experimentally the newly developed technique for the torque moment computing of the low-speed bearing under conditions of grease lubricant application. Experimental technique for obtaining reliable torque characteristic of the bearings under study was developed. All basic types of errors inherent to the said installation were accounted for herewith. The 6-208Y2 serial ball bearing, which is widely applied in the hinged steering units of the Russian-designed liquid jet engines, was employed for the study. Operating conditions of the selected ball bearing are characteristic for the combined loading mode with the friction torques implementation, which were computed in advance according to newly developed analytical dependencies. Processing of the obtained empirical data array was performed with a well-known technique for the indirect measurements processing with a possible range of values determining on the assumption of the 99% probability. Experimental studies have been performed in the ranges 0-6 kN for axial and 4,905-15,696 kN for radial loads, which corresponds to the working area of the RD-107 rocket engine steering units loads. As the result, it was demonstrated that, the theoretical method was confirmed with a probability of 0.99 by experimental data, and the maximum error herewith does not exceed 9%. The obtained minor discrepancies between theoretical and experimental data confirmed the reliability of the newly developed technique for design and verification computations of radial ball bearings, including those employed in rocket and space technology products., Along with theoretical calculations, the performed experiment revealed the possibility of torque characteristics spread of the steering units manufactured according to uniform specifications with account for the of individual operating conditions effect of the support ball bearings. The obtained results may be applied to the analysis of test results of mass-produced products to assess their adequacy for suitable application. The said technique may be applied, among other things, for determining the permissible increase in the friction torque of steering units, based on its bearings functioning. The data obtained may be employed for assessing condition of the steering units based on test results and confirming normal functioning of all other tribo-joints in the cases when direct measurement of their characteristics is difficult or impossible for technological reasons.

Keywords: low-speed ball bearing, experimental installation, combined loading, friction torque

*For citation:* Balyakin V.B., Lavrin A.V., Dolgikh D.E. Friction Torque Experimental Determining in the LRE Radial Angular-Contact Ball Bearing under Combined Loading. *Aerospace MAI Journal*. 2025;32(1): 163–171. (In Russ.). URL: https://vestnikmai.ru/publications.php?ID=184459

## List of Figures

Fig. 1. Scheme of the experimental setup: 1 - shaft; 2, 3 - standard housings; 4 - base; 5 - cage; 6 - bearings;

- 7 turnbuckle; 8 check; 9 nut; 10 bracket; 11 calibrated weight
- Fig. 2. View of the experimental installation in operating position
- Fig. 3. The torque characteristic of the bearing at  $0.5F_{oR} = 4.905 \text{ kH}$
- Fig. 4. The torque characteristic of the bearing at  $0.5F_{oR} = 9.81 \text{ kH}$
- Fig. 5. The torque characteristic of the bearing at  $0.5F_{oR} = 15,696 \text{ kH}$

# List of Tables

- Table 1. Loading values and radial force  $F_{oR}$  error
- Table 2. Loading stages and axial force error
- Table 3. Friction torque of the 6-203Y2 bearing without axial loading
- Table 4. Values of theoretical and experimental data at a fixed radial load

## Введение

В настоящее время в опорах авиационных и ракетных двигателей, как правило, используются подшипники качения [1–3]. Исследованиям работоспособности и долговечности подшипников качения посвящено достаточно много работ как у нас в стране, так и за рубежом [4–8]. При про-

ектировании агрегатов ЖРД важно знать точные значения моментов сопротивления, возникающих в подшипниковых узлах [9, 10]. Например, при разработке рулевых приводов ракетного двигателя наиболее важными являются моментные характеристики [11, 12]. В шарнирных рулевых агрегатах (РА) ЖРД, узлы качания которых также используются в качестве трактообразующих элементов подвода низкокипящих компонентов топлива, наиболее рациональным способом передачи усилия тяги с одновременным обеспечением подвижности является применение радиальных шарикоподшипников. Их работа имеет ряд особенностей. Наиболее существенные из них - небольшая угловая скорость, обязательное наличие осевого усилия F<sub>a</sub>, использование только консистентных смазок. Основной вид нагружения таких подшипников — радиальная нагрузка *F<sub>r</sub>* — является фиксированным параметром, определяемым только тягой РА, изменяемой в узком диапазоне. Как показано в работе [13], второй параметр нагружения  $F_a$  при этом не отличается стабильностью, что может повлиять на моментные характеристики РА в целом. Однако он вполне поддается определению и может быть учтен как при проектировочных, так и при проверочных расчетах. Количественная оценка дополнительного прироста момента трения РА вследствие наличия  $F_a$  важна, так как в ряде случаев только она может объяснить разброс характеристик РА одной модификации, работающих в сходных условиях. Достоверное определение параметра F<sub>a</sub> в качестве причины увеличения момента позволяет исключить версию о ненормальном функционировании других трибосопряжений РА, что в ряде случаев может помочь в принятии решения о годности изделий.

На первый взгляд расчет момента трения радиального шарикоподшипника хорошо изучен. В наиболее авторитетных отечественных работах [14-17] приводится ряд эмпирических зависимостей, характеризующих момент трения радиального шарикоподшипника при одновременной реализации F<sub>a</sub> и F<sub>r</sub>. Однако применительно к конструкции шарнирных РА они могут быть малопригодны, так как данные формулы аппроксимируют статистические характеристики высокооборотных подшипников, работающих в условиях жидкостной смазки. Другим немаловажным фактором является реализуемое отношение  $F_a/F_r$ , которое, согласно [14], должно превышать 0,44. Однако, как показано в [13], такое неравенство в опорных подшипниках шарнирных РА может не выполняться. Указанное соотношение по факту может быть значительно меньшим. Таким образом, современное состояние вопроса делает актуальным разработку методики расчета момента трения опорного радиального шарикоподшипника, работающего в специфических условиях шарнирного РА ЖРД. В настоящее время такая методика создана в Самарском университете [18]. Данная методика позволяет оперировать любыми комбинациями геометрических параметров подшипников при одновременном нагружении F<sub>a</sub> V.B. Balyakin, A.V. Lavrin, D.E. Dolgikh

и *F<sub>r</sub>*. Ее достоверность должна быть подтверждена экспериментально в лабораторных условиях.

#### Описание экспериментальной установки

В качестве исследуемого образца был выбран типичный радиальный шарикоподшипник 6-208Ю2, который входит в конструкцию наиболее массового отечественного шарнирного РА ЖРД РД-107А/108А/.

Подшипник 6-208Ю2 является одним из основных трибосопряжений узлов качания. Его момент трения в зависимости от сочетания радиальной и осевой нагрузок определялся на специально нами спроектированной экспериментальной установке. Конструкция такой установки показана на рис. 1. Она представляет собой вал 1 на двух опорах, роль которых играют штатные корпуса 2 и 3 узлов качания. Корпуса устанавливаются опорными поверхностями на базовую поверхность основания 4, имеющую разновысотность в пределах 0,05 мм. Нагрузка на середину вала прикладывается через обойму 5 с двумя подшипниками 6 посредством талрепа 7, свободно закрепленного на нижнем П-образном силовом элементе установки. Фактически талреп представляет собой удлиненную гайку, на торцах которой имеется правая и левая резьба М12 × 1,25. Вращением талрепа за гайку обеспечивается сближение его резьбовых наконечников, благодаря чему создается стягивающее усилие нужной величины. Нижняя проушина талрепа 7 вставлена в прорезь П-образного элемента и прошита цилиндрической чекой 8, благодаря чему обеспечивается перпендикулярность талрепа к базовой плоскости. Осевое усилие создается динамометрическим ключом путем вращения гайки 9 на ввернутом резьбовом наконечнике вала. Стягивающее осевое усилие передается на внутренние подшипниковые кольца внешних подшипников. Средние подшипники обоймы не воспринимают



Рис. 1. Схема экспериментальной установки: 1 – вал; 2, 3 – штатные корпуса; 4 – основание; 5 – обойма; 6 – подшипники; 7 – талреп; 8 – чека; 9 – гайка; 10 – кронштейн; 11 – тарированный груз осевого усилия, что необходимо учитывать при обработке результатов замера совокупного момента. Момент вращения в резьбовой паре создается моментным (динамометрическим) ключом.

Усилие в талрепе (радиальная нагрузка) создается путем его вращения вторым динамометрическим ключом с большим диапазоном создаваемых моментов. Момент трения на валу замеряется на закрепленной горизонтально установке с помощью уравновешенного кронштейна *10*, играющего роль линейки, и специально тарированного груза *11*, создающего момент вращения вала. Рабочее положение установки представлено на рис. 2. При работе с установкой крутящий момент создается путем перемещения специального тарированного груза на фиксированную величину плеча (рис. 2). Момент трения в подшипниковых парах становится равным крутящему моменту при перемещении линейки после страгивания на угол 5 ... 7°.

#### Методика проведения эксперимента

Для получения достоверной моментной характеристики исследуемых подшипников необходимо учесть все виды погрешностей, свойственных рассматриваемой установке. К указанным погрешностям относятся:

– погрешность измерения массы специального груза;

 инструментальная погрешность определения длины плеча (до ближайшего целого деления);

 погрешность определения значения между метками шкалы линейки;

 – случайная погрешность в определении длины (разброс в значениях полной длины плеча при прочих фиксированных условиях);

 инструментальная погрешность в реализации моментов затяжки динамометрическими ключами.

Для создания усилия  $F_{0R}$  в резьбовой паре согласно [19] необходимо приложение крутящего момента



Рис. 2. Вид экспериментальной установки в рабочем положении

$$T_{\rm p} = F_{0R} d_2 \left( 0, 16 \frac{P}{d_2} + 0, 5f_{\rm p} \right), \tag{1}$$

где  $d_2 = 11,188$  мм — средний диаметр резьбы, для применяемого талрепа с резьбой М12;

P = 1,25 мм — шаг резьбы;

 $f_{\rm p} = 0.16$  — коэффициент трения в резьбе, для резьбовой пары, изготовленной из стали 38ХА с покрытием «цинк-хром».

Ввиду того что при вращении талрепа преодолевается момент трения двух идентичных резьбовых пар, момент на ключе  $T_{\rm kn}$  принимает значение

$$T_{\rm KR} = 2T_{\rm p}$$

Для фиксированного значения  $F_0 = 31,39$  кH (3200 кгс) значение момента  $T_{\kappa\pi} = 68,7$  H · м.

Относительная погрешность задания момента в процентах вычисляется в соответствии с [8] по формуле

$$\frac{\delta T_{\rm kp}}{T_{\rm kp}} = \sqrt{1 + \left(\frac{0, 5 \cdot 100}{N}\right)^2 \cdot 3} , \label{eq:deltaTk}$$

где *N* – текущее показание индикатора моментного ключа.

Соответствие показаний индикатора моментного ключа определенным значениям момента получалось из имеющейся тарировочной характеристики. С учетом того что момент затяжки пропорционален усилию затяжки, относительная погрешность задания осевого усилия соответствует относительной погрешности задания момента

$$\frac{\delta T_{\rm KJ}}{T_{\rm KJ}} = \frac{\delta F_0}{F_0}.$$

Расчетные значения погрешности радиальных усилий представлены в табл. 1.

Таблица 1. Значения нагружения и погрешность радиальных усилий *F*<sub>oR</sub>

<i>F<sub>oR</sub></i> , кН	$T_{\mathrm{k}\pi},\mathrm{H}\cdot\mathrm{m}$	N	$\frac{\delta T_{\rm KJ}}{T_{\rm KJ}}$	$\frac{\delta F_{oR}}{F_{oR}}$	δ <i>F<sub>oR</sub></i> , кН
31,39	68,7	44,0	±0,024		±0,75
19,62	43,16	28,4	±0,032		±0,63
9,81	21,58	14,3	±0,061		±0,60

По третьему закону Ньютона создание осевого усилия на внутреннем кольце одного из подшипников приводит к возникновению аналогичной нагрузки во втором подшипнике. Момент затяжки осевой резьбовой пары рассчитывался по следующей схеме:

 с фиксированным шагом задавались усилия *F<sub>oA</sub>* в осевой резьбовой паре; 2) определялся приведенный радиус трения в сопряжении «гайка + шайба»;

Для гайки с размером под ключ S = 36; D = 36 мм;  $d_o = 25$  мм

$$R_T = \frac{1}{3} \cdot \frac{D^3 - d_o^3}{D^2 - d_o^2} =$$
$$= \frac{1}{3} \cdot \frac{36^3 - 25^3}{36^2 - 25^2} = 15,41 \text{ mm};$$

3) определялся момент трения по торцу гайки

$$T_T = f_T \cdot R_T \cdot F_o,$$

где $f_T = 0,11$  [16];

4) вычислялся момент трения в резьбе гайки

$$T_{\rm p} = F_{oA} \cdot d_2 \left( 0, 16 \frac{P}{d_2} + 0, 5f_{\rm p} \right);$$

5) определяется момент на ключе

$$T_{\rm \kappa\pi} = T_T + T_{\rm p};$$

6) относительная погрешность задания момента вычислялась в соответствии с ранее приведенной зависимостью

$$\frac{\delta T_{\rm KR}}{T_{\rm KR}} = \sqrt{1 + \left(\frac{0, 5 \cdot 100}{N}\right)^2 \cdot 3} \,.$$

Соответствие показаний индикатора моментного ключа определенным значениям момента получалось из имеющейся тарировочной характеристики. С учетом того что момент затяжки пропорционален усилию затяжки, относительная погрешность задания осевого усилия соответствует относительной погрешности задания момента:

$$\frac{\delta T_{\rm KR}}{T_{\rm KR}} = \frac{\delta F_{0A}}{F_{0A}}$$

Расчетные значения погрешности осевых усилий представлены в табл. 2. Перед началом замеров была определена фактическая высота осей подшипников в корпусах 2 и 3 над базовой поверхностью, которая составила 85,494 мм и 85,256 мм соответственно. Для компенсации указанной разновысотности была использована пара шудов толщиной 0.2 мм в качестве

пользована пара щупов толщиной 0,2 мм в качестве промежуточной опоры между корпусом с высотой 85,256 и базовой плоскостью установки. Полученная на базовой длине 200 мм после установки щупов фактическая разновысотность в 0,038 мм была эквивалентна перекосу менее 1' (фактически 0,65'), что с определенной долей точности позволило считать, что полученные значения моментов трения подшипников 6-208Ю2 соответствуют нулевому перекосу вала.

Момент трения в подшипнике 6-208Ю2 измерялся при следующих условиях:

- плечо замерялось на приспособлении с ценой деления (10  $\pm$ 0,2) мм;

 промежуточные (между делениями) значения снимались с точностью ±0,5 мм;

- масса груза составляла (1000±0,5) г.

Значение момента вместе с погрешностью определялось по следующей методике:

а) по результатам 16 замеров находились средняя величина плеча  $l_{cp}$  и среднее квадратичное отклонение замера  $\sigma$  (после каждого замера вал установки проворачивался на один оборот);

б) значение  $l_{cp}$  округлялось до ближайшего целого деления N, после чего находилась инструментальная погрешность замера  $\delta l_1$ :

$$\delta l_1 = \sqrt{N \cdot 0, 2^2},$$

где 0,2 – абсолютная погрешность цены деления, мм;

в) погрешность съема промежуточных (между делениями) показаний задавалась величиной  $\delta l_2 = \pm 0,5$  мм;

г) с доверительной вероятностью 99% случайная погрешность замера плеча определялась величиной

N⁰	<i>F<sub>04</sub></i> , кН (кгс)	<i>Т<sub>т</sub></i> , Н · м (кгс · м)	<i>Т</i> <sub>р</sub> , Н · м (кгс · м)	<i>Т</i> <sub>кл</sub> , Н · м (кгс · м)	N	$rac{\delta T_{\mathrm{KJ}}}{T_{\mathrm{KJ}}}$	$\frac{\delta F_{oR}}{F_{oR}}$	δ <i>F<sub>oA</sub></i> , кН
1	1,962 (200)	3,32 (0,34)	4,08 (0,42)	7,40 (0,76)	31	±0,	030	±0,058
2	2,943 (300)	4,98 (0,51)	6,12 (0,62)	11,1 (1,13)	47,5	±0,	021	±0,062
3	3,924 (400)	6,65 (0,68)	8,17 (0,83)	14,82 (1,51)	63,5	±0,	017	±0,067
4	4,905 (500)	8,31 (0,85)	10,21 (1,04)	18,52 (1,89)	77	±0,	015	±0,074
5	5,886 (600)	9,98 (1,02)	12,20 (1,25)	22,24 (2,27)	85	±0,	014	±0,082

Таблица 2. Этапы нагружения и погрешность осевого усилия

$$\delta l_3 = \pm 3\sigma;$$

д) суммарная погрешность замера плеча составляла среднюю квадратичную сумму погрешностей:

$$\delta l_{\Sigma} = \sqrt{\delta l_1^2 + \delta l_2^2 + \delta l_3^2};$$

е) вычислялась относительная погрешность замера  $\delta l_{\Sigma}/l_{c_3}$ ;

ж) рассчитывалось среднее значение момента трения:

$$M_{\rm cp} = g \cdot m_{\rm cp} \cdot l_{\rm cp};$$

з) поскольку в соответствии с [20] относительная погрешность произведения равна среднеквадратичной сумме исходных относительных погрешностей, относительная погрешность замера момента находилась по формуле

$$\frac{\delta M_{\rm yc}}{M_{\rm cp}} = \sqrt{\left(\frac{\delta m}{m_{\rm cp}}\right)^2 + \left(\frac{\delta l_{\Sigma}}{l_{\rm cp}}\right)^2};$$

и) окончательное значение момента трения установки определялось как

$$M_{\rm yc} = M_{\rm cp} \pm \left(\frac{M_{\rm yc}}{M_{\rm cp}}\right) M_{\rm cp};$$

к) с учетом того, что все четыре подшипника установки на всех этапах нагружения воспринимали одинаковую радиальную нагрузку, момент трения одного подшипника, при отсутствии осевого усилия, находился по формуле

$$M_{\text{под}} = 0,25M_{\text{yc}};$$
  
 $M_{\text{под}} = 0,25M_{\text{cp}} \pm 0,25 \left(\frac{M_{\text{yc}}}{M_{\text{cp}}}\right) M_{\text{cp}};$   
 $M_{\text{под}} = M_{\text{ср.под}} \pm \delta M_{\text{под}}.$ 

Тогда

$$\delta M_{\rm nog} = 0,25M_{\rm cp},$$
$$\delta M_{\rm nog} = \pm 0,25 \left(\frac{M_{\rm yc}}{M_{\rm cp}}\right) M_{\rm cp}.$$

0 25 11

Последняя зависимость полностью соответствует утверждению, что погрешность функции вида q = Bx, где B – постоянное число, также равна погрешности аргумента, умноженного на данное фиксированное число.

Исходя из аналогичных рассуждений, с учетом того что усилие от затяжки талрепа равномерно распределяется на два подшипника, усилие в одном подшипнике установки

$$F_{\text{под}}R = 0,5F_{0R}.$$

Погрешность усилия, приходящегося на один подшипник, составляет

$$\delta F_{\text{под}}R = 0,5F_{0R}.$$

Расчетно-экспериментальные значения момента трения подшипника 6-208Ю2 при нулевой осевой нагрузке приведены в табл. 3.

Таблица 3. Момент трения	подшипника 6-203Ю2 без
осевого нагружения	

<i>F<sub>oR</sub></i> , кН (кгс)	9,81 (1000)	19,62 (2000)	31,39 (3200)
δ <i>F<sub>oR</sub></i> , кН (кгс)	$\pm 0,60$	±0,63	±0,75
<i>F</i> <sub>под<i>R</i></sub> , кН	4,905	9,81	15,695
δ <i>F</i> <sub>под<i>R</i></sub> , кН	$\pm 0,30$	±0,315	$\pm 0,375$
<i>l</i> <sub>ср</sub> , мм	216,6	429,15	341,6
σ, мм	7,6	10,2	7,10
$\delta l_{\Sigma}$ , мм	22,8	30,6	21,9
$M_{ m cp}, { m H} \cdot$ мм	1062	2105,0	3351,1
$\overline{ rac{\delta M_{ m yc}}{M_{ m cp}} }$	0,105	0,071	0,064
$M_{ m cp.под},{ m H}\cdot{ m mm}$	265,6	526,3	837,8
$\delta M_{\rm ср.под},{ m H}\cdot{ m MM}$	±27,9	±37,5	±53,7

Методика организации замеров повторяла последовательность действий при определении момента в отсутствие осевого усилия по подпунктам а–и (см. выше) с добавлением условия, что каждому последующему этапу осевого нагружения предшествовало полное снятие осевой нагрузки с подшипникового узла. Осевые нагружения выполнялись в соответствии с табл. 4.

По каждому этапу нагружения определялся момент трения установки с погрешностью

$$M_{\rm yc} = M_{\rm cp} \pm \left(\frac{\delta M_{\rm yc}}{M_{\rm cp}}\right)$$

Для нахождения момента трения 2*M*<sub>a</sub> пары подшипников, нагруженных радиальной и осевой нагрузкой, из момента трения установки необходимо вычесть удвоенный момент трения подшипников, воспринимающих только радиальную нагрузку. Эта величина известна из анализа ранее проведенных нагружений.

Известно, что при вычитании двух вероятностных величин их среднеквадратичые погрешности складываются. Тогда момент трения подшипника, нагруженного комбинированным усилием, находится из выражения

$$\begin{split} M_{aR} = & \frac{1}{2} \left\{ \left( M_{\rm cp} - M_{\rm cp. nog} \right) \pm \right. \\ \pm & \sqrt{\left[ \left( \frac{\delta M_{\rm yc}}{M_{\rm cp}} \right) M_{\rm cp} \right]^2 + \left( 2\delta M_{\rm cp. nog} \right)^2} \right\}; \end{split}$$

$$M_{aR} = M_{aR_{cp}} \pm \delta M_{aR}; \ M_{aR_{cp}} = \frac{M_{cp} - M_{cp.nog}}{2};$$
  
$$\delta M_{aR} = \frac{1}{2} \sqrt{\left[ \left[ \left( \frac{\delta M_{yc}}{M_{cp}} \right) M_{cp} \right]^2 \left( 2\delta M_{cp.nog} \right)^2 \right]}.$$

# Полученные экспериментальные данные и их анализ

Расчетно-экспериментальные значения момента трения подшипника 6-208Ю2 при комбинированном нагружении приведены в табл. 4.

Теоретические значения были рассчитаны по методике, описанной в работе [14] На рис. 3–5 показаны расчетные и экспериментальные значения момента трения подшипника при переменном осевом и фиксированном радиальном нагружении.

Экспериментальные значения показаны на рисунках в виде эллипсов с размером вертикальной полуоси  $\delta M_{aR}$ , а горизонтальной  $\delta F_{0A}$ , координаты центров эллипсов соответствуют значениям  $M_{aR.cp}$  для фиксированной осевой нагрузки. Относительная погрешность теоретических и экспериментальных значений моментов сопро-

Таблица 4. Теоретические и экспериментальные данные, полученные при различной радиальной нагрузке

$\frac{1}{2}F_{oR}$ , кН	<i>F<sub>oA</sub></i> , кН	$M_{aR.cp}, H \cdot мм$	$M_{aR. ext{reop}}, \mathbf{H} \cdot \mathbf{MM}$	δ, %
	0	265,6	281,3	5,581
	1,962	304,6	301,7	0,961
4,905	2,943	324,3	326,8	0,765
	3,924	339,9	365,3	6,953
	4,905	406,9	410,1	0,780
	5,886	448,3	461,2	2,797
	0	526,3	595,4	11,61
	1,962	553,6	607,6	8,887
0.910	2,943	585,7	622,7	5,942
9,810	3,924	622,3	643,7	3,325
	4,905	670,1	669,2	0,134
	5,886	708,6	700,2	1,200
	0	837,8	831,0	0,818
	1,962	1107,1	1025	8,010
15 (0)	2,943	1200,3	1125	6,693
13,090	3,924	1306,7	1229	6,322
	4,905	1411,2	1336	5,629
	5,886	1510,2	1445	4,512

тивления, приведенная в табл. 4, определялась по зависимости

$$\delta = \frac{\left| M_{aR.cp} - M_{aR.cp.teop} \right|}{M_{aR.cp.teop}} \cdot 100\%.$$

Следовательно, теоретическая методика расчета момента трения в шариковом радиально-упорном подшипнике подтверждается экспериментальными данными во всем диапазоне возможных нагрузок в узле качания рулевого агрегата двигателя РД-107.

#### Выводы

Сконструирована экспериментальная установка для определения момента трения в радиальноупорном шариковом подшипнике. Разработана



Рис. 3. Моментная характеристика подшипника при 0,5*F*<sub>oR</sub> = 4,905 кН



Рис. 4. Моментная характеристика подшипника при  $0,5F_{oR} = 9,81~{\rm kH}$ 





методика эксперимента для получения достоверной моментной характеристики исследуемых подшипников, при этом были учтены все основные виды погрешностей, свойственные данной установке. Проведены экспериментальные исследования в диапазонах 0–6 кН при осевой и 4,905–15,696 кН при радиальной нагрузке, что соответствует рабочей области нагрузок узлов качания рулевого агрегата двигателя РД-107. В результате было показано, что с вероятностью 0,99 теоретическая методика подтверждается экспериментальными данными, при этом максимальная погрешность не превышает 9%.

Указанная методика может быть использована в том числе для определения допустимого прироста момента трения рулевого агрегата, исходя из особенностей функционирования его подшипников. Полученные данные могут быть применены для оценки состояния рулевого агрегата по результатам испытаний и подтверждения нормального функционирования всех остальных его трибосопряжений в случае, когда прямой замер их характеристик затруднен или невозможен по технологическим соображениям.

#### Список источников

- 1. Семенова А.С., Кузьмин М.В., Кирсанов А.Р. Численное моделирование вращения межроторного подшипника с имитацией реальных условий работы // Вестник Московского авиационного института. 2024. Т. 31. № 2. С. 124–132. URL: https://vestnikmai.ru/publications. php?ID=180655
- 2. Силаев Б.М., Даниленко П.А. Метод расчета высокоскоростной опоры качения двигателей летательных аппаратов с учетом изнашивания // Трение и износ. 2015. Т. 36. № 4. С. 453-460.
- 3. Балакин Д.А., Зубко А.И., Зубко А.А., Штыков В.В. Вибрационная диагностика технического состояния подшипниковых опор газотурбинных двигателей с с помощью ритмограмм и скаттерограмм // Вестник Московского авиационного института. 2021. Т. 28. № 4. С. 151-162. DOI: 10.34759/vst-2021-4-151-162
- *Ebert F.-J.* Fundamentals of Design and Technology of Rolling Element Bearings // Chinese Journal of Aeronautics. 2010. Vol. 23. No. 1, pp. 123-136. DOI: 10.1016/S1000-9361(09)60196-5
- Leblanc A., Nelias D. Analysis of ball bearings with 2, 3 or 4 contact points // Tribology Transactions. 2008. Vol. 51. No. 3, pp. 372-380. DOI: 10.1080/10402000801888887
- 6. *Королев А.А., Королев А.В.* Влияние геометрических параметров рабочих поверхностей шарикоподшипника на его работоспособность // Трение и износ. 2015. Т. 36. № 2. С. 244-248.

- 7. Зубко А.И. Перспективный комплекс виброакустической диагностики подшипниковых опор авиационных газотурбинных двигателей // Вестник Московского авиационного института. 2016. Т. 23. № 1. С. 47-55.
- 8. Семенова А.С., Кузьмин М.В., Кирсанов А.Р. Исследование влияния частоты вращения внутреннего кольца сегментного керамического подшипника ГТД на его прочность // Вестник Московского авиационного института. 2023. Т. 30. № 3. С. 101-108.
- 9. Королев А.В., Королев А.А. Экспериментальное исследование влияния геометрии контакта тел и дорожек качения шариковых подшипников на момент трения качения // Трение и износ. 2016. Т. 37. № 2. С. 156-161.
- Hokao M. Low torque technologies for rolling bearings with grease lubrication // Journal of Japanese Society of Tribologists. 2018;2(63):69-74.
- 11. Балякин В.Б., Лаврин А.В. Методы и средства снижения момента трения в узле подвода окислителя рулевого агрегата ракетного двигателя // Известия СНЦ РАН. 2015. Т. 17. № 2. С. 184-187.
- 12. Балякин В.Б., Лаврин А.В., Долгих Д.Е. Оптимизация параметров и границы применения эксцентриковых втулок как средства повышения допустимого момента трения шарнирных рулевых агрегатов жидкостных ракетных двигателей // Вестник Московского авиационного института. 2023. Т. 30. № 3. С. 109-116.
- Балякин В.Б., Лаврин А.В., Долгих Д.Е. Влияние комплексного нагружения радиальных подшипников узлов качания рулевых агрегатов ЖРД на момент трения // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2023. Т. 22. № 2. С. 21–32. DOI: 10.18287/2541-7533-2023-22-2-21-32
- Перель Л.Я. Подшипники качения: Расчет, проектирование и обслуживание опор. Справочник. М.: Машиностроение, 1983. 543 с.
- Бейзельман, Р.Д., Цыпкин Б.В., Перель Л.Я. Подшипники качения: Справочник. 6-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1975. 574 с.
- Спришевский А.И. Подшипники качения: Справочник. М.: Машиностроение, 1968. 748 с.
- 17. *Галахов М.А., Бурмистров А.И.* Расчет подшипниковых узлов. М: Машиностроение, 1988. 272 с.
- 18. Балякин В.Б., Жильников Е.П., Косенок Б.Б., Лаврин А.В. Исследование влияния перекоса колец подшипника качения на момент трения и долговечность опор // Трение и износ. 2016. Т. 37. № 6. С. 693–698.
- 19. Иосилевич Г.Б. Детали машин: Учебник. М.: Машиностроение, 1988. 368 с.
- 20. *Тейлор Дж.* Введение в теорию ошибок / Пер. с англ. Л.Г. Деденко. М.: Мир, 1985. 272 с.

#### References

- Semenova AS, Kuz'min MV, Kirsanov AR. Numerical Modeling of Inter-Rotor Bearing Rotation with Real Operating Conditions Simulation. *Aerospace MAI Journal*. 2024;31(2):124-132. (In Russ.). URL: https://vestnikmai. ru/eng/publications.php?ID=180655
- Silayev BM, Danilenko PA. Method of calculating high-speed rolling bearings intended for an aircraft engine based on considering the wear process. *Friction and Wear*. 2015;36(4):350-354. DOI: 10.3103/ S1068366615040169
- Balakin DA, Zubko AI, Zubko AA, Shtykov VV. Vibration diagnostics of gas turbine engines bearing assemblies technical condition with rhythmograms and scatterograms. *Aerospace MAI Journal*. 2021;28(4):151-162. (In Russ.). DOI: 10.34759/vst-2021-4-151-162
- Ebert F-J. Fundamentals of Design and Technology of Rolling Element Bearings. *Chinese Journal of Aeronautics*. 2010;23(1):123-136. DOI: 10.1016/S1000-9361(09)60196-5
- Leblanc A, Nelias D. Analysis of ball bearings with 2, 3 or 4 contact points. *Tribology Transactions*. 2008;51(3):372-380. DOI: 10.1080/10402000801888887
- 6. Korolev AA, Korolev AV. Influence of geometrical parameters of the working surface of the bearing raceway on its operability. *Friction and Wear*. 2015;36(2):189-192. DOI: 10.3103/S1068366615020099
- Zubko AI. Perspective vibroacoustics diagnostic complex for aircraft gas-turbine engines bearing assemblies. *Aerospace MAI Journal*. 2016;23(1):47-55. (In Russ.).
- Semenova AS, Kuz'min MV, Kirsanov AR. The study of rotation frequency of the GTE ceramic segmental bearing internal ring impact on its strength. *Aerospace MAI Journal*. 2023;30(3):101-108. (In Russ.).
- 9. Korolev AV, Korolev AA. Experimental study of the balls and raceways contact geometry effect on the rolling-friction torque. *Friction and Wear*. 2016;37(2):119-123. DOI: 10.3103/ S1068366616020094

- Hokao M. Low torque technologies for rolling bearings with grease lubrication. *Journal of Japanese Society of Tribologists*. 2018;2(63):69-74.
- Balyakin VB, Lavrin AV. Methods and means of reducing the friction moment in the assembly for supplying oxidizing agent to the steering aggregate of a rocket engine. *Izvestiya SNTs RAN*. 2015;17(2):184–187. (In Russ.).
- Balyakin VB, Lavrin AV, Dolgikh DE. Parameters optimization and application scope of eccentric hubs as means for permissible friction torque enhancing of liquid rocket engines articulated steering units. *Aerospace MAI Journal*. 2023;30(3):109-116. (In Russ.).
- Balyakin VB, Lavrin AV, Dolgikh DE. Influence of complex loading of radial bearings of the oscillation groups of liquid propellant engine steering gear on the frictional moment. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2023;22(2):21-32. (In Russ.). DOI: 10.18287/2541-7533-2023-22-2-21-32
- Perel' LYa. Rolling bearings: Calculation, design and maintenance of supports. Handbook. Moscow; Mashinostroenie; 1983. 543 p. (In Russ.).
- Beizel'man RD, Tsypkin BV, Perel' LYa. *Rolling bearings: Handbook.* 6th ed. Moscow: Mashinostroenie; 1975. 574 p. (In Russ.).
- Sprishevskii AI. *Rolling bearings: Handbook*. Moscow: Mashinostroenie; 1968. 748 p. (In Russ.).
- 17. Galakhov MA, Burmistrov AI. *Calculation of bearing assemblies*. Moscow: Mashinostroenie; 1988. 272 p. (In Russ.).
- Balyakin VB, Zhilnikov EP, Kosenok BB, Lavrin AV. Investigation of the influence of ring misalignment of rolling bearings on frictional torque and durability of supports. *Trenie i iznos.* 2016;37(6):693–698. (In Russ.).
- Iosilevich G.B. *Machine parts*. Moscow: Mashinostroenie; 1988. 368 p. (In Russ.).
- Taylor JR. An introduction to error analysis: The Study of Uncertainties in Physical Measurements. 2nd ed. University Science Books; 1996. 327 p.

Статья поступила в редакцию / Received 10.01.2025 Одобрена после рецензирования / Revised 05.02.2025 Принята к публикации / Accepted 09.02.2025