

## ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ РАДИАЛЬНЫХ И ОСЕВЫХ ЗАЗОРОВ В ШАРИКОВЫХ ПОДШИПНИКАХ КАЧЕНИЯ, СМАЗЫВАЕМЫХ МАЛОВЯЗКИМИ ЖИДКОСТЯМИ

© 2022

**Б. М. Силаев** доктор технических наук, профессор, профессор кафедры основ конструирования машин; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; [okm@ssau.ru](mailto:okm@ssau.ru)

**И. С. Барманов** кандидат технических наук, доцент кафедры основ конструирования машин; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; [isbarmanov@mail.ru](mailto:isbarmanov@mail.ru)

Детали подшипников качения, смазываемые маловязкими жидкостями, подвержены интенсивному изнашиванию рабочих поверхностей. Долговечность подшипника в этих условиях зависит от интенсивности изнашивания поверхностей трения. Поэтому актуально установить взаимосвязь между интенсивностью изнашивания, изменением зазоров и продолжительностью работы. В статье представлены результаты испытаний на износ шариковых подшипников качения. После испытаний проводились замеры радиальных и осевых зазоров, анализировались их изменения и продолжительность работы. Рассчитаны интенсивности изнашивания подшипников по величинам изменения радиального и осевого зазоров. Построены зависимости интенсивности изнашивания подшипника по осевому и радиальному зазорам от приведенной (эквивалентной) нагрузки. Зависимости аппроксимированы линейной функцией с достоверностью не менее 0,98. Полученные аналитические выражения позволяют проводить экспресс-расчёты по изменению зазоров в подшипнике, что позволит сделать прогнозы по продолжительности работы подшипника с учётом износа рабочих поверхностей в заданных условиях, обеспечив при этом правильное функционирование опорного узла.

*Шариковый подшипник; приведённая нагрузка; маловязкие жидкости; износ; радиальный зазор; осевой зазор; интенсивность изнашивания*

---

**Цитирование:** Силаев Б.М., Барманов И.С. Прогнозирование изменения радиальных и осевых зазоров в шариковых подшипниках качения, смазываемых маловязкими жидкостями // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2022. Т. 21, № 2. С. 100-108. DOI: 10.18287/2541-7533-2022-21-2-100-108

Подшипники качения (ПК), смазываемые жидкостями с малой вязкостью (криогенные компоненты топлива, керосин, вода и др.), подвержены интенсивному коррозионно-механическому изнашиванию рабочих поверхностей трения. Продолжительность работы ПК в этих условиях главным образом будет зависеть от интенсивности изнашивания рабочих поверхностей трения.

В настоящее время данным вопросам посвящены работы, связанные с влиянием различных факторов на износ подшипников, с методами и методиками расчёта ресурса и изменения параметров подшипника и т.д. В работе [1] показано значительное влияние геометрических параметров на характеристики и ресурс ПК. В работе [2] представлены решения контактных задач с учётом износа, что особенно важно при определении долговечности. Законы, описывающие процессы изнашивания тел на основе трибоиспытаний, представлены в работе [3]. Подобные закономерности протекания процессов трения повышают достоверность расчёта ресурса ПК. В работе [4] представлено испытательное оборудование для триботехнических исследований в широком спектре эксплуатационных воздействий. Это позволяет совершенствовать методы и средства

оценки трибопараметров и моделировать процессы, характерные для условий эксплуатации машин. В работе [5] показано влияние увеличения радиального зазора вследствие изнашивания поверхностей трения в ПК на работоспособность техники. В данной статье приводится анализ причин, снижающих долговечность узла, установлена физическая сущность процессов, вызывающих отказ, и выявлены закономерности развития этих процессов. В работе [6] описывается взаимодействие тел качения и колец в шариковых ПК в присутствии смазочного материала. Рассматривается процесс образования модифицированного слоя и влияние на интенсивность изнашивания деталей ПК. Влияние износа на работоспособность опор качения показано в работе [7].

Много работ посвящено исследованиям по разработке математических моделей, методов и методик расчёта ПК на износ, на долговечность с учётом изнашивания поверхностей и т.д. В работе [8] представлен метод расчёта высокоскоростной опоры качения авиационного двигателя с учётом изнашивания. В [9] предлагается закон изнашивания для контактных давлений и скорости скольжения с учётом свойств смазочных и конструкционных материалов. На основе решения обратных износосеконтактных задач были получены расчётные формулы для определения параметров закона изнашивания. Полученные в результате модели изнашивания позволяют количественно прогнозировать и оптимизировать износостойкость различных узлов трения.

В работе [10] на основе экспериментальных данных износа тел качения разработана методика определения долговечности ПК с учётом их износа. Показано, что износ тел качения снижает долговечность подшипников. В работах [11 – 13] обоснованы методы расчёта ресурса работы радиального шарикоподшипника по предельно допустимому износу. Математическая модель учитывает распределение внешней нагрузки по телам качения с учётом износа колец ПК, напряженно-деформированное состояние и кинематику. Это позволяет прогнозировать форму изнашиваемых поверхностей жёлобов колец. В работах [14; 15] проводятся расчёты и практические испытания подшипника, которые подтвердили эффективность предложенного метода расчёта упорных подшипников качения на износ. Предлагается обобщенное решение контактной задачи о взаимодействии шара и плоскости при износе плоскости.

Актуально установить взаимосвязь между износом ПК, интенсивностью изнашивания и продолжительностью работы подшипника в условиях эксплуатации. Следует отметить, что представленные в указанных работах математические модели и методики (методы) расчётов основаны на глубоких научных исследованиях, что, в свою очередь, может вызвать определённые затруднения при выполнении расчётов ПК на износ в связи с необходимостью учёта многих параметров и сложных вычислительных операций. Поэтому актуальными остаются исследования по прогнозированию износа ПК, работающих в среде маловязких жидкостей. Для подобных условий работы важно иметь методики, позволяющие проводить оценочные расчёты по изменению радиальных и осевых зазоров в зависимости от эксплуатационных параметров, что позволит оценить продолжительность работы с учётом интенсивного изнашивания поверхностей трения вследствие низкой смазывающей способности маловязких жидкостей.

В данной работе представлены результаты испытаний подшипников качения на износ, которые проводились на стендовой машине трения [16]. Испытаниям подвергались шариковые подшипники 8A207Ю7, работающие в условиях циркуляционной смазки водой. После проведения испытаний проводились замеры радиальных и осевых зазоров в подшипниках, анализировались их изменения в зависимости от условий работы (частота вращения  $n$ , осевая нагрузка  $F_a$ , радиальная нагрузка  $F_r$  и продолжительности работы  $T$ ).

Изменение радиальных и осевых зазоров в подшипниках соответственно определялось по следующим выражениям:

$$\Delta S_r = S_r - S_{r0};$$

$$\Delta S_a = S_a - S_{a0},$$

где  $S_r$  – радиальный зазор после испытаний подшипников, мкм;  $S_{r0}$  – радиальный зазор до испытаний подшипников, мкм;  $S_a$  – осевой зазор после испытаний подшипников, мкм;  $S_{a0}$  – осевой зазор до испытаний подшипников, мкм.

Исходные данные и результаты исследований приведены в табл. 1.

Таблица 1. Исходные данные и результаты замеров зазоров в подшипниках

№ ПК	$n$ , об/мин	$F_r$ , Н	$F_a$ , Н	$T$ , мин	$S_{r0}$ , мкм	$S_r$ , мкм	$\Delta S_r$ , мкм	$S_{a0}$ , мкм	$S_a$ , мкм	$\Delta S_a$ , мкм	
1	20000	1500	1700	150	46,5	52	5,5	250	293	43	
2		3000	4000	44	44	48,5	4,5	240	273	33	
3		5000	5600	26	48	51	3	253	296	43	
4				51	42,5	44	1,5	220	260	40	
5				21	43	48	5	260	290	30	
6				37	42,5	75	32,5	230	380	150	
7				15000	23	44	50	6	245	290	45
8				25000	20	43	45	2	236	242	6

Радиальная  $I_{hr}$  и осевая  $I_{ha}$  интенсивности изнашивания рабочих поверхностей подшипников по изменению радиального и осевого зазоров определялись по следующим формулам:

$$I_{hr} = \frac{\Delta S_r}{S_f} = \frac{S_r - S_{r0}}{S_f};$$

$$I_{ha} = \frac{\Delta S_a}{S_f} = \frac{S_a - S_{a0}}{S_f},$$

где  $S_f$  – путь трения, мкм.

Путь трения для подшипника в целом был рассчитан по формуле:

$$S_f = 1000\pi d_0 n T,$$

где  $d_0$  – средний диаметр подшипника, мм.

Учитывая средний диаметр для подшипников 8А207Ю7  $d_0 = 53,5$  мм, получим:  $S_f = 1000\pi d_0 n T = 1000 \cdot 3,141 \cdot 53,5 n T = 168000 n T$ , мкм. Интенсивности изнашивания получим в виде:

$$I_{hr} = \frac{S_r - S_{r0}}{168000 n T};$$

$$I_{ha} = \frac{S_a - S_{a0}}{168000 n T}.$$

Результаты расчёта интенсивности изнашивания по изменению радиальных и осевых зазоров представлены в табл. 2. На рис. 1, 2 представлены гистограммы интен-

сивности изнашивания для исследуемых подшипников. На рис. 3, 4 представлены интенсивности изнашивания для подшипников № 3-8, для которых исследования проводились при одинаковых нагрузках и частотах вращения. Далее эти данные были обработаны с учётом разброса полученных значений интенсивности изнашивания. Для подшипников № 3-8 были рассчитаны средние значения (табл. 2). При этом сильно отличающиеся значения интенсивности изнашивания для подшипника № 6 в расчётах не учитывались.

Таблица 2. Результаты расчёта интенсивности изнашивания по изменению радиальных и осевых зазоров

№ ПК	$\frac{F_a}{C_0}$	$Y$	$e$	$\frac{F_a}{F_r}$	$P, Н$	$S_f, 10^{10}$ мкм	$I_{hr}, 10^{-10}$	$I_{ha}, 10^{-10}$	$\bar{I}_{hr}, 10^{-10}$	$\bar{I}_{ha}, 10^{-10}$
1	0,1	1,5	0,29	1,13	3390	50,400	0,109	0,853	0,109	0,853
2	0,25	1,2	0,37	1,33	6480	14,784	0,304	2,232	0,304	2,232
3	0,35	1,1	0,4	1,12	8960	8,736	0,343	4,922	0,482	3,997
4						17,136	0,087	2,334		
5						7,056	0,708	4,251		
6						12,432	2,614	12,065		
7						5,796	1,035	7,763		
8						8,400	0,238	0,714		

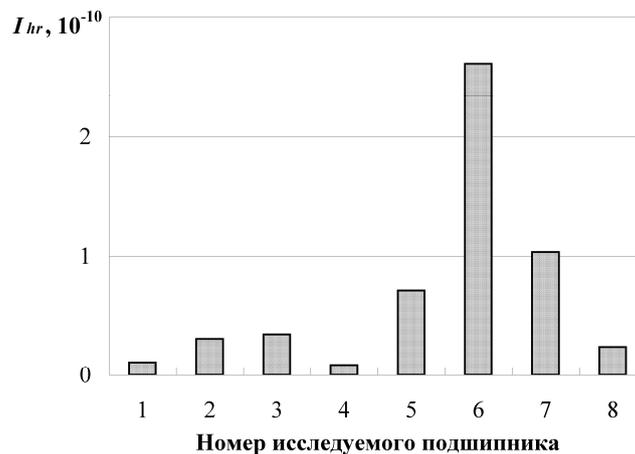


Рис. 1. Гистограмма радиальной интенсивности изнашивания подшипников

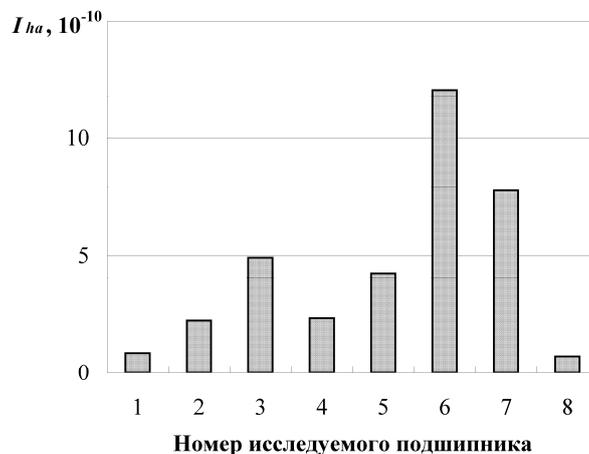


Рис. 2. Гистограмма осевой интенсивности изнашивания подшипников

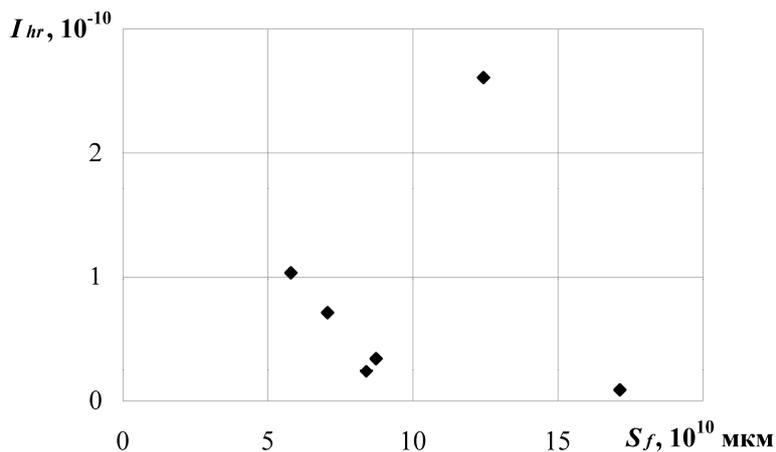


Рис. 3. Зависимость радиальной интенсивности изнашивания от пути трения

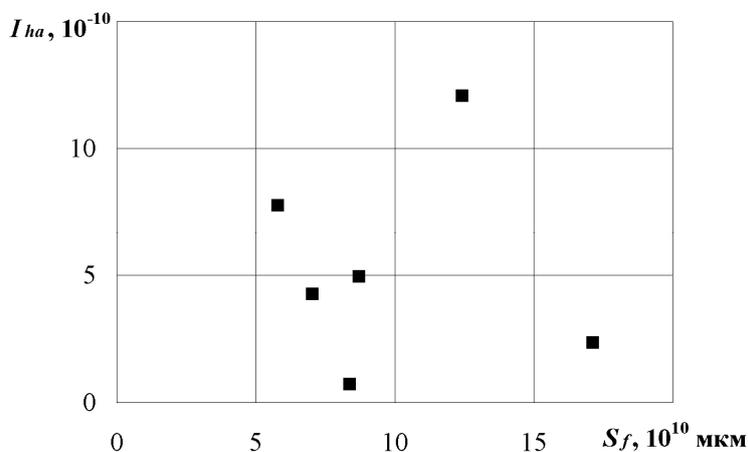


Рис. 4. Зависимость осевой интенсивности изнашивания от пути трения

Согласно [17] были определены коэффициент осевого нагружения  $e$  и коэффициент приведения осевой нагрузки в зависимости от соотношения  $\frac{F_a}{C_0}$ . Статическая грузоподъёмность для ПК 8A207Ю7 составляет  $C_0 = 15800$  Н [17]. Поскольку для всех подшипников выполнялось условие  $\frac{F_a}{F_r} > e$ , то приведённая (эквивалентная) нагрузка рассчитывалась по формуле [17]:

$$P = 0,56F_r + YF_a.$$

Далее для подшипников № 3-8 (за исключением № 6) была рассчитана средняя интенсивность изнашивания (табл. 2):

$$\bar{I}_{hr} = \frac{\sum_{i=1}^n I_{hr}}{n};$$

$$\bar{I}_{ha} = \frac{\sum_1^n I_{ha}}{n}.$$

На рис. 5 представлены графики зависимостей средних интенсивностей изнашивания от приведенной нагрузки.

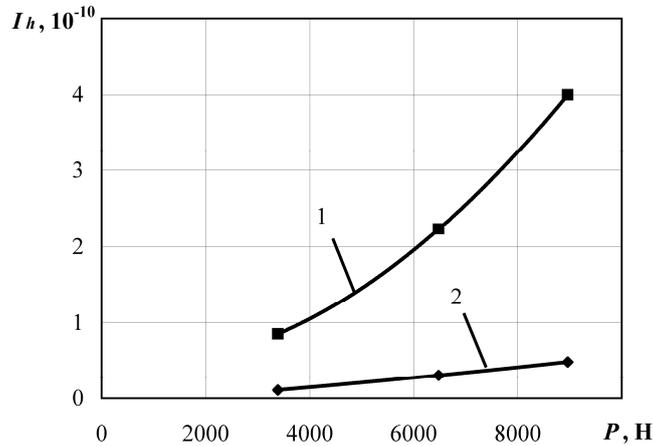


Рис. 5. Графики зависимости интенсивности изнашивания от приведённой нагрузки:  
1 – осевая; 2 – радиальная

Из рис. 5 видно, что интенсивности изнашивания имеют нелинейные зависимости, причём радиальная имеет менее выраженную кривизну и близка к линейной зависимости. С увеличением эквивалентной нагрузки интенсивность изнашивания рабочих поверхностей подшипника увеличивается. Данные зависимости интенсивностей изнашивания по изменению осевого и радиального зазора были аппроксимированы квадратичной функцией с достоверностью аппроксимации  $R^2 = 1$ :

$$I_{ha} = f_a(P) = 5 \cdot 10^{-18} P^2 - 2 \cdot 10^{-15} P + 0,387 \cdot 10^{-10},$$

$$I_{hr} = f_r(P) = 2 \cdot 10^{-19} P^2 - 5 \cdot 10^{-15} P + 0,071 \cdot 10^{-10}.$$

Для упрощения вычислений зависимости интенсивностей изнашивания по изменению осевого и радиального зазора были аппроксимированы линейной функцией с достоверностью аппроксимации  $R^2 = 0,982$  и  $R^2 = 0,998$  соответственно, что не вносит существенной погрешности вычислений:

$$I_{ha} = 6 \cdot 10^{-14} P - 1,152 \cdot 10^{-10},$$

$$I_{hr} = 7 \cdot 10^{-15} P - 0,121 \cdot 10^{-10}.$$

С учётом полученных зависимостей далее найдём выражения для расчёта прогнозных величин изменения осевых и радиальных зазоров для подшипников 8А207Ю7:

$$\Delta S_a = I_{ha} S_f = (6 \cdot 10^{-14} P - 1,152 \cdot 10^{-10}) 168000 n T = (1,008 \cdot 10^{-8} P - 0,193 \cdot 10^{-4}) n T;$$

$$\Delta S_r = I_{hr} S_f = (7 \cdot 10^{-15} P - 0,121 \cdot 10^{-10}) 168000 n T = (1,176 \cdot 10^{-9} P - 0,02 \cdot 10^{-4}) n T.$$

Полученные аналитические выражения позволяют проводить расчёты величины износа исследуемых подшипников по параметрам эксплуатации (действующие нагрузки, частота вращения, продолжительность работы). Результаты данной работы могут быть полезны для расчётной экспресс-оценки величин износа подшипника и изменения радиальных и осевых зазоров. Это позволит сделать прогнозы по продолжительности работы подшипника в заданных условиях, обеспечив при этом правильное функционирование опорного узла, не допуская предельного износа подшипников.

### **Библиографический список**

1. 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.
2. Горячева И.Г., Солдатенков И.А. Контактные задачи с учётом износа // В кн.: «Механика контактных взаимодействий». М.: Физматлит, 2001. С. 438-458.
3. Солдатенков И.А., Мезрин А.М., Сачек Б.Я. Использование модели изнашивания жёстких тел для идентификации закона изнашивания по результатам трибоиспытаний // Трение и износ. 2015. Т. 36, № 6. С. 683-689.
4. Пилюшина Г.А., Памфилов Е.А., Пыриков П.Г., Капустин В.В. Обеспечение качества машин на основе совершенствования методов и средств оценки триботехнических параметров их функциональных узлов // Вестник Брянского государственного технического университета. 2020. № 2 (87). С. 19-27. DOI: 10.30987/1999-8775-2020-2020-2-19-27
5. Калентичев П.В., Иванчиков Ю.В., Андреев Р.В. Исследование причин отказов узлов подшипников качения сельскохозяйственных тракторов // Материалы XV Всероссийской научно-практической конференции молодых учёных, аспирантов и студентов «Молодёжь и инновации» (14-15 марта 2019 г., Чебоксары). Чебоксары: Чувашская государственная сельскохозяйственная академия, 2019. С. 350-355.
6. Шец С.П., Сакало В.И. Влияние смазочного материала на процессы, протекающие в подшипниках качения // Вестник Брянского государственного технического университета. 2016. № 2 (50). С. 31-35. DOI: 10.12737/20240
7. Орлов А.В. Влияние износа на работоспособность опор качения // Проблемы машиностроения и надёжности машин. 2007. № 5. С. 71-79.
8. Силаев Б.М., Даниленко П.А. Метод расчёта высокоскоростной опоры качения двигателей летательных аппаратов с учётом изнашивания // Трение и износ. 2015. Т. 36, № 4. С. 453-460.
9. Дыха А.В., Марченко Д.Д., Дытынюк В.А. Определение параметров закона изнашивания по результатам лабораторных испытаний // Трение и износ. 2020. Т. 41, № 2. С. 207-216.
10. Балякин В.Б., Жильников Е.П., Пилла К.К. Методика расчёта долговечности подшипников с учётом износа тел качения // Трение и износ. 2020. Т. 41, № 4. С. 491-497. DOI: 10.32864/0202-4977-2020-41-4-491-497
11. Павлов В.Г. Ресурс работы радиального шарикоподшипника по условию предельно допустимого износа // Проблемы машиностроения и надёжности машин. 2007. № 6. С. 102-111.
12. Павлов В.Г. Разработка математической модели для оценки ресурса работы радиального подшипника качения по условию предельно допустимого износа // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2007. № 9. С. 32-39.
13. Павлов В.Г. Расчёт на износ радиально-упорного шарикоподшипника // Физика, химия и механика трибосистем. 2011. № 10. С. 30-36.

14. Кузьменко А.Г., Криворотько В.М. Расчёты и испытания на износ и надёжность упорных шарикоподшипников качения (УПК) // Проблемы трибологии. 2009. № 4 (54). С. 30-53.

15. Кузьменко А.Г., Криворотько В.М. Метод испытания и расчётов подшипников качения при использовании обобщённой модели изнашивания плоскости и желоба // Проблемы трибологии. 2011. № 2 (60). С. 143-154.

16. Силаев Б.М. Трибология деталей машин в маловязких смазочных средах. Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2008. 264 с.

17. Подшипники качения: справочник-каталог / под ред. В.Н. Нарышкина и Р.В. Коросташевского. М.: Машиностроение, 1984. 280 с.

## PREDICTING CHANGES IN RADIAL AND AXIAL CLEARANCES IN BALL BEARINGS LUBRICATED WITH LOW-VISCOSITY LIQUIDS

© 2022

**B. M. Silayev** Doctor of Science (Engineering), Professor, Professor of the Department of Machine Design Principles; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; [okm@ssau.ru](mailto:okm@ssau.ru)

**I. S. Barmanov** Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Department of Machine Design Principles; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; [isbarmanov@mail.ru](mailto:isbarmanov@mail.ru)

Parts of rolling bearings lubricated with low-viscosity fluids are subject to intense wear of the working surfaces. The bearing life cycle under these conditions depends on the wear rate of the friction surfaces. Therefore, it is important to establish the relationship between the wear rate, the change in the clearances and the duration of work. This paper presents the results of wear tests for rolling ball bearings. After the tests the radial and axial clearances were measured, their changes and the duration of operation were analyzed. Having determined the path of friction, the wear rates of the bearings were calculated based on the values of changes in the radial and axial clearances. The wear rate of the bearing on the axial and radial clearances was plotted against the reduced (equivalent) load. The obtained dependences were approximated with a confidence of at least 98%. The obtained analytical expressions allow us to perform express calculations for changes in the bearing clearances. This will make it possible to forecast the bearing service time, taking into account the wear of the working surfaces under specified conditions, while ensuring correct functioning of the support assembly.

*Ball bearing; reduced load; low-viscosity fluids; wear; radial clearance; axial clearance; wear rate*

---

*Citation:* Silayev B.M., Barmanov I.S. Predicting changes in radial and axial clearances in ball bearings lubricated with low-viscosity liquids. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2022. V. 21, no. 2. P. 100-108. DOI: 10.18287/2541-7533-2022-21-2-100-108

### References

1. Korolev A.A., Korolev A.V. Influence of geometrical parameters of the working surface of the bearing raceway on its operability. *Journal of Friction and Wear*. 2015. V. 36, Iss. 2. P. 189-192. DOI: 10.3103/S1068366615020099
2. Goryacheva I.G., Soldatenkov I.A. Kontaktnye zadachi s uchetom iznosa. *V kn.: «Mekhanika Kontaknykh Vzaimodeystviy»*. Moscow: Fizmatlit Publ., 2001. P. 438-458. (In Russ.)
3. Soldatenkov I.A., Mezrin A.M., Sachek B.Y. Implementation of a wear model of rigid bodies for identifying the wear law based on the results of tribological tests. *Journal of Friction and Wear*. 2015. V. 36, Iss. 6. P. 528-533. DOI: 10.3103/S1068366615060148

4. Pilyushina G.A., Pamfilov E.A., Pyrikov P.G., Kapustin V.V. Machinery quality support based on improvement of methods and means for estimate of tribo-technical parameters of machinery functional units. *Bulletin of Bryansk State Technical University*. 2020. No. 2 (87). P. 19-27. (In Russ.). DOI: 10.30987/1999-8775-2020-2020-2-19-27
5. Kalentichiev P.V., Ivanshchikov Yu.V., Andreev R.V. Probe of causes of failures of knots of rolling bearings of agricultural tractors. *Materialy XV Vserossiyskoy nauchno-prakticheskoy konferentsii molodykh uchenykh, aspirantov i studentov «Molodezh' i Innovatsii» (March, 14-15, 2019, Cheboksary)*. Cheboksary: Chuvash State Agrarian Academy Publ., 2019. P. 350-355. (In Russ.)
6. Shets S.P., Sakalo V.I. Influence of lubricant on processes, proceeding in rolling bearings. *Bulletin of Bryansk State Technical University*. 2016. No. 2 (50). P. 31-35. (In Russ.). DOI: 10.12737/20240
7. Orlov A.V. The effect of wear on the working capacity of roller bearings. *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*. 2007. V. 36, Iss. 5. P. 454-460. DOI: 10.3103/S1052618807050123
8. Silayev B.M., Danilenko P.A. Method of calculating high-speed rolling bearings intended for an aircraft engine based on considering the wear process. *Journal of Friction and Wear*. 2015. V. 36, Iss. 4. P. 350-354. DOI: 10.3103/S1068366615040169
9. Dykha A.V., Marchenko D.D., Dytynyuk V.A. Determination of the parameters of the wear law based on the results of laboratory tests. *Journal of Friction and Wear*. 2020. V. 41, Iss. 2. P. 153-159. DOI: 10.3103/S1068366620020038
10. Balyakin V.B., Zhilnikov E.P., Pilla K.K. Method for calculating the fatigue life of bearings taking into account wearing of rolling elements. *Journal of Friction and Wear*. 2020. V. 41, Iss. 4. P. 359-364. DOI: 10.3103/S1068366620040029
11. Pavlov V.G. Operational life of a radial ball bearing determined by the condition of the maximal permissible wear. *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*. 2007. V. 36, Iss. 6. P. 586-594. DOI: 10.3103/S1052618807060155
12. Pavlov V.G. The reasoming of service life calculation is given for journal ball bearing from the position of maximum permissible wear. *Friction & Lubrication in Machines and Mechanisms*. 2007. No. 9. P. 32-39. (In Russ.)
13. Pavlov V.G. Calculation of angular contact ball bearing wear. *Fizika, Khimiya i Mekhanika Tribosistem*. 2011. No. 10. P. 30-36. (In Russ.)
14. Kuzmenko A.G., Krivorotko V.M. Calculations and tests for deterioration and reliability of persistent ball-bearings (PBB). *Problems of Tribology*. 2009. No. 4 (54). P. 30-53. (In Russ.)
15. Kuzmenko A.G., Krivorotko V.M. Method of test and computations of ball bearing at the use of the generalized model of wear of plane and chamfer by a ball. *Problems of Tribology*. 2011. No. 2 (60). P. 143-154. (In Russ.)
16. Silaev B.M. *Tribologiya detaley mashin v malovyazkikh smazochnykh sredakh* [Tribology of machine parts in low-viscosity lubricants]. Samara: Samara State Aerospace University Publ., 2008. 264 p.
17. *Podshipniki kacheniya: spravochnik-katalog* [Rolling bearings: reference catalogue / ed. by V.N. Naryshkin, R.V. Korostashevskiy]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1984. 280 p.