

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНОЙ ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ГИБРИДНЫХ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Ю.Л. Лаврентьев

lavrentev@ciam.ru

Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова,
Москва, Российская Федерация

Аннотация

Проведен анализ области нагрузок и частот вращения, при которых целесообразно использование гибридных подшипников качения с керамическими телами качения. Выполнена сравнительная оценка напряжений в контакте шариков с дорожками качения в гибридном и стальном подшипниках с учетом действия центробежных сил. Предложен критерий для оценки необходимости использования гибридных подшипников. Приведены области режимов работы подшипников главного вала авиационных двигателей (осевая и радиальная нагрузки, частота вращения), для которых использование гибридных шариковых радиально-упорных подшипников с керамическими телами является целесообразным. Предложен метод оценки долговечности гибридных шариковых подшипников с керамическими телами качения

Ключевые слова

Керамика, гибридные подшипники, контактные напряжения, усталостная долговечность, авиационный двигатель

Поступила в редакцию 13.02.2017
© МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2018

Введение. Вместе с развитием авиационных двигателей совершенствуется конструкция подшипников опор роторов этих двигателей [1] (рис. 1). Начиная с 60-х годов прошлого века конструкция подшипника значительно изменилась от простой, с внутренним разрезным кольцом (рис. 1, а), до конструкции с развитым наружным кольцом (рис. 1, б), включающей в себя демпферный элемент — беличье колесо, и с подводом охлаждающего масла к дорожкам качения через внутренние кольца (рис. 1, в).

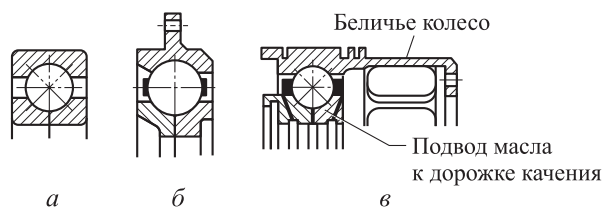


Рис. 1. Развитие конструкции подшипников главного вала авиационного двигателя [1]

Изменение конструкции подшипников опор роторов газотурбинных двигателей во многом связано с увеличением частоты вращения ротора. Для оценки работоспособности подшипников при высоких частотах вращения применяется пара-

метр быстроходности, представляющий собой произведение среднего диаметра подшипника (диаметр центров тел качений) на частоту вращения вала $d_m n$. У современных зарубежных двигателей параметр быстроходности подшипников имеет следующие величины: для двигателя PW4000 — $d_m n = 2,5 \cdot 10^6$ мм·об/мин; для двигателя RB211 — $d_m n = 2,7 \cdot 10^6$ мм·об/мин; для двигателя RR Trent800 — $d_m n = 2,8 \cdot 10^6$ мм·об/мин [1]. Для вновь разрабатываемых двигателей это значение может достигать $3,2 \cdot 10^6$ мм·об/мин, что существенно повысит нагрузки на дорожки качения наружных колец со стороны тел качений и снизит долговечность подшипника.

Разрабатываемые технологии создания подшипников опор должны быть направлены на обеспечение их работоспособности в этих условиях. Уменьшить значения центробежной силы и напряжений, действующих на дорожку качения наружного кольца, можно путем применения легких керамических тел качения. Использование керамических тел качения дает дополнительное преимущество в том, что нитрид кремния и подшипниковая сталь имеют высокое сопротивление адгезии контактных пар и, как следствие, меньшее трение в контакте, что приводит к уменьшению тепловыделения трения. Подшипники, имеющие стальные кольца и керамические тела качения, получили название гибридные.

Методы решения задачи и принятые допущения. Расчет долговечности подшипников проводится на усталость. В ГОСТ 18855–2013 (ISO 281:2007) не учитывается действие центробежных нагрузок, имеющих место при высоких частотах вращения. Поэтому в настоящей работе расчет выполнялся согласно методике расчета долговечности авиационных подшипников, разработанной в ЦИАМ им. П.И. Баранова [2], и методике NASA [3], в которой принято, что долговечность подшипника обратно пропорциональна нормальным максимальным контактным напряжениям:

$$L \sim \frac{1}{\sigma^n},$$

где σ — максимальные контактные напряжения в пятне контакта наиболее нагруженного тела качения; n — показатель степени.

Согласно [2], показатель степени контактных напряжений в формуле долговечности для шариковых подшипников $n = 10$, тогда долговечность подшипника L вычисляется по формуле

$$L = \frac{10^7}{60n_0 Z} \left(\frac{[\sigma]_{\text{см}}}{\sigma_{\text{см}}} \right)^{10}, \quad (1)$$

где n_0 — частота вращения сепаратора (центров шариков); Z — число шариков; $[\sigma]_{\text{см}}$ — максимально допустимые напряжения смятия; $\sigma_{\text{см}}$ — максимальные напряжения смятия в контакте.

Записав уравнение долговечности подшипника (1) через контактные напряжения для гибридного и стального подшипников, можно получить зави-

симось для расчета долговечности гибридных подшипников качения через долговечность стального подшипника:

$$L_H = K_{\frac{L_H}{L_S}} L_S, \quad (2)$$

где $K_{\frac{L_H}{L_S}} = \left(\frac{\sigma_S}{\sigma_H} \right)^n$ — коэффициент долговечности, σ_S, σ_H — максимальные контактные напряжения в стальном и гибридном подшипниках, $n = 10$.

Максимальные контактные напряжения в подшипнике [4]

$$\sigma_{\max} = \frac{3Q}{2\pi ab}, \quad (3)$$

где Q — нормальная составляющая силы в пятне контакта наиболее нагруженного тела качения; a, b — большая и малая полуоси эллипса пятна контакта:

$$a = a^* \left\{ \frac{3Q}{2\Sigma\rho} \left[\frac{(1-\varepsilon_1)^2}{E_1} + \frac{(1-\varepsilon_2)^2}{E_2} \right] \right\}^{1/3}; \quad (4)$$

$$b = b^* \left\{ \frac{3Q}{2\Sigma\rho} \left[\frac{(1-\varepsilon_1)^2}{E_1} + \frac{(1-\varepsilon_2)^2}{E_2} \right] \right\}^{1/3},$$

где a^*, b^* — безразмерные коэффициенты, зависящие от разности кривизн поверхностей, определяемые по таблицам [4]; $\Sigma\rho = \frac{1}{r_{11}} + \frac{1}{r_{12}} + \frac{1}{r_{21}} + \frac{1}{r_{22}}$ — сумма кривизн контактирующих поверхностей (тел качения и желобов дорожек качения в двух перпендикулярных плоскостях контакта (индексы I, II)); ε — коэффициент Пуассона; E — модуль упругости. Индекс 1 относится к кольцам подшипника, индекс 2 — к шарикам.

Из уравнений (3) и (4) следует, что максимальное нормальное напряжение

$$\sigma_{\max} = \frac{3Q}{2\pi a^* b^* \left\{ \frac{3Q}{2\Sigma\rho} \left[\frac{(1-\varepsilon_1)^2}{E_1} + \frac{(1-\varepsilon_2)^2}{E_2} \right] \right\}^{2/3}}. \quad (5)$$

Оценим, при каких нагрузках и частотах вращения целесообразно применять подшипники с телами качения из керамики. В качестве допущения принимаем, что сравниваемые подшипники имеют одинаковую геометрию (равные число и диаметр тел качения, радиусы желобов дорожек качения и др.) и отличаются лишь материалом тел качений. Запишем уравнение (5) для гибридного (индекс H) и стального (индекс S) подшипников, затем разделим первое уравнение на второе. Получим отношение напряжений в гибридном и стальном подшипниках при одинаковых условиях нагружения:

$$\frac{\sigma_H}{\sigma_S} = \left(\frac{Q_H}{Q_S} \right)^{1/3} \left(\frac{\left[\frac{(1-\varepsilon_1)^2}{E_1} + \frac{(1-\varepsilon_2)^2}{E_2} \right]_S}{\left[\frac{(1-\varepsilon_1)^2}{E_1} + \frac{(1-\varepsilon_2)^2}{E_2} \right]_H} \right)^{2/3}. \quad (6)$$

В общем случае

$$Q = Q_{Fr} + Q_{Fa} + Q_{Fc}, \quad (7)$$

где $Q_{Fr} = \frac{5F_r}{Z \cos \alpha}$, $Q_{Fa} = \frac{F_a}{Z \sin \alpha}$, $Q_{Fc} = \frac{F_c}{\cos \alpha}$ — нормальные (к площадке контакта) составляющие действующих радиальной, осевой и центробежной сил соответственно (F_r , F_a , F_c — радиальная, осевая и центробежная нагрузки, действующие на подшипник); α — угол контакта.

Для внутреннего кольца центробежная нагрузка от действия тел качения равна нулю, $Q_{Fc} = 0$, и напряжения на внутреннем кольце гибридного подшипника при одинаковой геометрии всегда будут больше, чем в полностью стальном подшипнике.

Для наружного кольца с ростом частоты вращения напряжения в гибридном подшипнике будут меньше, чем в полностью стальном. Нормальная составляющая от центробежной нагрузки для наружного кольца будет пропорциональна плотностям стали и керамики.

Введем вспомогательные безразмерные параметры:

$$A = \left(\frac{Q_{Fc}}{Q_{Fr} + Q_{Fa}} \right)_S; \quad (8)$$

$$B = \left(\frac{\left[\frac{(1-\varepsilon_1)^2}{E_1} + \frac{(1-\varepsilon_2)^2}{E_2} \right]_S}{\left[\frac{(1-\varepsilon_1)^2}{E_1} + \frac{(1-\varepsilon_2)^2}{E_2} \right]_H} \right)^{2/3}; \quad (9)$$

$$R = \frac{\rho_{ceram}}{\rho_{steel}}. \quad (10)$$

Параметр A характеризует отношение нормальной составляющей в контакте от центробежной нагрузки к сумме нормальных составляющих от радиальной и осевой нагрузок; B — отношение упругих свойств стального подшипника (S) к упругим свойствам гибридного (H); R — отношение плотности керамики к плотности стали. Другими словами, A характеризует, насколько сильное влияние на напряженное состояние оказывают центробежные силы, а коэффициенты B и R отражают разность в физических и механических свойствах керамики и стали.

Поскольку значения нормальных составляющих от действия радиальной Q_{Fr} и осевой Q_{Fa} нагрузок для гибридного и стального подшипников равны, то отношение нормальных составляющих силы в пятне контакта гибридного (Q_H) и стального (Q_S) подшипников можно записать следующим образом:

$$\frac{Q_H}{Q_S} = \frac{(Q_{Fr} + Q_{Fa} + Q_{Fc})_H}{(Q_{Fr} + Q_{Fa} + Q_{Fc})_S} = \frac{1 + \frac{(Q_{Fc})_H}{Q_{Fr} + Q_{Fa}}}{1 + \frac{(Q_{Fc})_S}{Q_{Fr} + Q_{Fa}}} = \frac{1 + RA}{1 + A}. \quad (11)$$

С учетом (8)–(10) уравнение (6) можно переписать в следующем виде:

$$\frac{\sigma_H}{\sigma_S} = \left(\frac{1 + RA}{1 + A} \right)^{1/3} B. \quad (12)$$

Применение гибридных подшипников целесообразно в случае, когда отношение напряжений в уравнении (12) меньше единицы, т. е. когда напряжения в гибридном подшипнике будут меньше, чем в стальном.

Упростим выражение (12), поставив значения свойств материалов подшипниковой стали и керамики. В таблице приведены характеристики отечественной стали ЭИ-347 и нитрида кремния Si_3N_4 , Cerbec NBD-200.

Характеристики материалов

Материал	Модуль упругости, МПа	Коэффициент Пуассона	Плотность, кг/мм ³
Сталь ЭИ-347	$2,1 \cdot 10^5$	0,33	$8,2 \cdot 10^{-6}$
Si_3N_4 , Cerbec NBD-200	$3,2 \cdot 10^5$	0,26	$3,16 \cdot 10^{-6}$

Для приведенных в таблице материалов параметры B , R и отношение напряжений составляют:

$$B = \left(\frac{\left[\frac{(1-0,33)^2}{2,1 \cdot 10^5} + \frac{(1-0,33)^2}{2,1 \cdot 10^5} \right]_S}{\left[\frac{(1-0,33)^2}{2,1 \cdot 10^5} + \frac{(1-0,26)^2}{3,2 \cdot 10^5} \right]_H} \right)^{2/3} = 1,12;$$

$$R = \frac{\rho_{ceram}}{\rho_{steel}} = \frac{3,16 \cdot 10^{-6}}{8,2 \cdot 10^{-6}} = 0,385;$$

$$\frac{\sigma_H}{\sigma_S} = \left(\frac{1 + 0,385A}{1 + A} \right)^{1/3} \cdot 1,12.$$

Формула отношения напряжений верна для контакта с внутренним и наружным кольцами. На внутреннее кольцо не действуют центробежные силы и параметр $A = 0$, и отношение напряжений $\sigma_H / \sigma_S = 1,12$.

Напряжения в контакте керамического шарика с дорожкой качения внутреннего кольца в гибридном подшипнике за счет более высокого модуля упругости керамики будут всегда больше: для выбранных материалов больше в 1,12 раза, чем в полностью стальном подшипнике.

Записав уравнения (2) через полученное отношение контактных напряжений (12) для гибридного и стального подшипников, получаем отношение долговечности гибридного подшипника к долговечности стального:

$$K_{L_H/L_S} = \frac{L_H}{L_S} = \left(\frac{\sigma_S}{\sigma_H} \right)^n = \left(\left(\frac{1+RA}{A} \right)^{1/3} B \right)^n.$$

Обсуждение результатов. Для наружного кольца с увеличением частоты вращения (центробежной нагрузки) с некоторого момента времени значения контактных напряжений в полностью стальном подшипнике начнут превышать значения контактных напряжений в гибридном подшипнике. Теоретически, максимальные контактные напряжения равны между собой $\sigma_H = \sigma_S$ при коэффициенте $A = 0,886$ (12). При больших значениях A становится выгодным использование гибридных подшипников с точки зрения обеспечения меньших напряжений на наружном кольце подшипника (рис. 2).

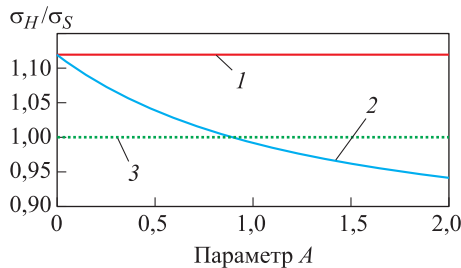


Рис. 2. Отношение максимальных напряжений в пятне контакта наружного и внутреннего колец (1 и 2) гибридного подшипника к напряжениям в стальном подшипнике (при одинаковых геометрии и нагрузках для колец из стали ЭИ347 и тел качения из нитрида кремния Cerberc NBD-200; 3 — $\sigma_H/\sigma_S = 1$)

Параметр A в формуле (11) выражен через нормальные составляющие от нагрузки в пятне контакта. Выразив нормальные составляющие от нагрузок через радиальную и осевую силы (F_r , F_a) и частоту вращения n , для радиально-упорного подшипника с углом контакта $\alpha = 26^\circ$ получим

$$A = \left(\frac{Q_{F_c}}{Q_{F_r} + Q_{F_a}} \right)_S = \left(\frac{\frac{F_c}{\cos \alpha}}{\frac{5F_r}{Z \cos \alpha} + \frac{F_a}{Z \sin \alpha}} \right)_S = \frac{F_c Z}{5F_r + F_a \operatorname{ctg} \alpha} \approx \frac{F_c Z}{5F_r + 2,05F_a} \approx \frac{Cn^2}{5F_r + 2,05F_a},$$

где C — константа для подшипника данного типоразмера.

На рис. 3 приведены графики кривых равных напряжений для разных внутренних диаметров d шариковых радиально-упорных подшипников легкой серии

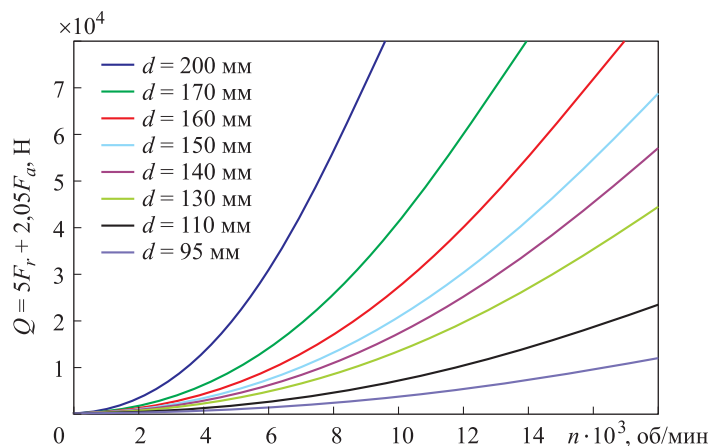


Рис. 3. Кривые равных напряжений в контакте наружного кольца для гибридных и стальных подшипников

с разрезным кольцом. Ниже кривых находится область, в которой напряжения на наружном кольце гибридного подшипника будут меньше, чем в полностью стальном.

На рис. 4 приведены графики зависимости отношения контактных напряжений σ_H/σ_S на дорожке наружного кольца подшипника и коэффициента долговечности гибридного подшипника K_{L_h/L_s} от параметра A . Например, при $A = 0,886$ значения долговечности гибридного и стального подшипников равны, а при $A = 4$ долговечность гибридного подшипника более чем в 3 раза превышает долговечность полностью стального подшипника.

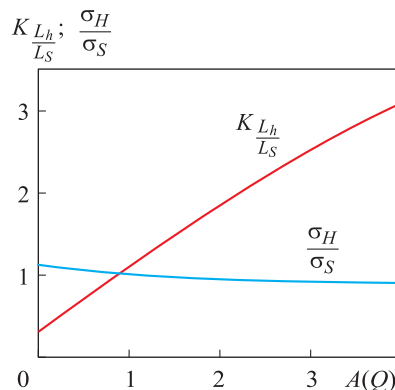


Рис. 4. Коэффициент долговечности K_{L_h/L_s} для гибридных подшипников и отношение напряжений σ_H/σ_S в зависимости от параметра нагрузки $A(Q)$

Заключение. Гибридные подшипники с керамическими телами качения имеют ряд преимуществ по сравнению со стальными. Однако существует область режимов работы (малые частоты вращения, высокие нагрузки), где использование гибридных подшипников с точки зрения контактных напряжений нецелесообразно. Рациональная область применения гибридных подшипников характеризуется высокими частотами вращения при относительно небольших нагрузках.

Автор выражает благодарность д-ру техн. наук Ю.А. Ножницкому и канд. техн. наук Н.И. Петрову за полезные советы и замечания, сделанные в ходе работы над статьей.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Ebert F.-J.* An overview of performance characteristics, experiences and trends of aerospace engine bearings technologies // *Chinese Journal of Aeronautics*. 2007. Vol. 20. No. 4. P. 378–384. DOI: 10.1016/S1000-9361(07)60058-2
URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1000936107600582>
2. *Методика* расчетной оценки долговечности подшипников качения авиационных двигателей и их агрегатов, требования к конструктивным параметрам опор. М.: ЦИАМ, ОАО «ВНИПП», 1997. 30 с.
3. *Zaretsky E.V., Vlcek B.L., Hendriks R.C.* Effect of silicon nitride balls and rollers on rolling bearing life // *ASME/STLE International Joint Tribology Conference*. 2004. Paper No. TRIB2004-64246. P. 781–793. DOI: 10.1115/TRIB2004-64246
4. *Harris T.A., Kotzalas M.N.* Essential concepts of bearing technology. CRC Press, 2006. 392 p.

Лаврентьев Юрий Львович — аспирант, инженер сектора исследования подшипников Центрального института авиационного моторостроения им. П.И. Баранова (Российская Федерация, 111116, Москва, Авиамоторная ул., д. 2).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Лаврентьев Ю.Л. Определение оптимальной области применения гибридных подшипников качения // *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*. 2018. № 1. С. 57–65. DOI: 10.18698/0236-3941-2018-1-57-65

DETERMINING THE OPTIMAL SPHERE OF APPLICATION OF HYBRID ROLLING BEARINGS

Yu.L. Lavrentev

lavrentev@ciam.ru

**Central Institute of Aviation Motors named after P.I. Baranov,
Moscow, Russian Federation**

Abstract

The paper presents the analysis of loads and speed for which the usage of hybrid bearings with ceramic rolling elements is advisable. We compare the stresses in the contact of the balls with the roller paths in hybrid and steel bearings taking into account the effect of centrifugal forces. As a result, we offer the necessity criteria for hybrid bearing usage. Moreover, we describe the regions of operation (axial and radial forces, speed) for aircraft main shaft bearings, where hybrid angular bearings with ceramic balls are advisable to use. The study presents a method for evaluation of lifecycle of hybrid roller bearings with ceramic rolling elements

Keywords

Ceramics, hybrid bearings, contact stresses, bearing fatigue life, aircraftengine

Received 13.02.2017

© BMSTU, 2018

REFERENCES

- [1] Ebert F.-J. An overview of performance characteristics, experiences and trends of aerospace engine bearings technologies. *Chinese Journal of Aeronautics*, 2007, vol. 20, no. 4, pp. 378–384. DOI: 10.1016/S1000-9361(07)60058-2
Available at: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1000936107600582>
- [2] Metodika raschetnoy otsenki dolgovechnosti podshipnikov kacheniya aviatsionnykh dvigateley i ikh agregatov, trebovaniya k konstruktivnym parametram opor [Life duration calculation estimation of roller bearings of aircraft engines and their units; requirements to blocks design parameter]. Moscow, TsIAM Publ., OAO "VNIPP" Publ., 1997. 30 p.
- [3] Zaretsky E.V., Vlcek B.L., Hendriks R.C. Effect of silicon nitride balls and rollers on rolling bearing life. *ASME/STLE International Joint Tribology Conference*, 2014, paper no. TRIB2004-64246, pp. 781–793. DOI: 10.1115/TRIB2004-64246
- [4] Harris T.A., Kotzalas M.N. *Essential concepts of bearing technology*. CRC Press, 2006. 392 p.

Lavrentev Yu.L. — post-graduate student, engineer, Sector of bearing research, Central Institute of Aviation Motors named after P.I. Baranov (Aviamotornaya ul. 2, Moscow, 111116 Russian Federation).

Please cite this article in English as:

Lavrentev Yu.L. Determining the Optimal Sphere of Application of Hybrid Rolling Bearings. *Vestn. Mosk. Gos. Tekh. Univ. im. N.E. Baumana, Mashinostr.* [Herald of the Bauman Moscow State Tech. Univ., Mech. Eng.], 2018, no. 1, pp. 57–65 (in Russ.).
DOI: 10.18698/0236-3941-2018-1-57-65