

УДК 621.822.6

А. В. Королев, д.т.н., проф., **О. П. Решетникова**, к.т.н., **Г. А. Семочкин**, магистрант, **А. С. Носков**, аспирант, Саратовский государственный технический университет имени Ю.А. Гагарина

E-mail: science7@bk.ru

Моделирование влияния осевой нагрузки на упорно-радиальный подшипник

В статье рассмотрен вопрос распределения нагрузки между телами качения в упорно-радиальных подшипниках. Разработана математическая модель воздействия на подшипник внешней осевой нагрузки.

Ключевые слова: подшипник, осевая нагрузка.

A. V. Korolev, O. P. Reshetnikova, G. A. Semochkin, A. S. Noskov

Modeling of Influence of the Axial Load on the Thrust-Radial Bearing

The article considered the issue of load distribution between rolling elements in the radial thrust bearings. A mathematical model of the impact on the external axial load bearing.

Keywords: the bearing, the thrust.

Распределение нагрузки между телами качения в шариковых подшипниках является важной задачей, так как позволяет оптимизировать геометрические параметры подшипника и существенно повысить несущую способность и долговечность подшипников. Однако решение данной проблемы осуществлялось только для радиально-упорных подшипников, но не доведено до логического завершения и возможности практического применения [1-4].

Для упорно - радиальных подшипников подобные исследования не проводились. Впрочем, отсутствует даже стандарт на практическое применение этих подшипников, хотя некоторые фирмы в своих автомобилях успешно используют упорно-радиальные подшипники

Для нахождения рационального угла контакта в упорно-радиальном подшипнике разработаем математическую модель механизма распределения внешней нагрузки между шариками.

На рис. 1 изображена конструкция упорно-радиального подшипника качения.

Упорно-радиальный подшипник состоит из пары противоположно расположенных колец 1 и 2, имеющих дисковую форму, и расположенные

между ними шарики 3. Дорожки качения имеют круговую форму профиля с радиусами r_{g1} и r_{g2} . Диаметры дорожек качения $D1$ и $D2$ проходят через центры радиусов профиля и имеют у кольца 1 и кольца 2 разную величину: $D1 \neq D2$. Поэтому точки контакта шариков с профилями дорожек качения кольца 1 и кольца 2 располагаются на боковой поверхности дорожек качения с разной стороны от оси симметрии шариков. В результате этого линия контакта, соединяющая две противоположные точки контакта каждого шарика с дорожками качения, располагается под углом контакта β относительно оси шарика, параллельной оси вращения подшипника.

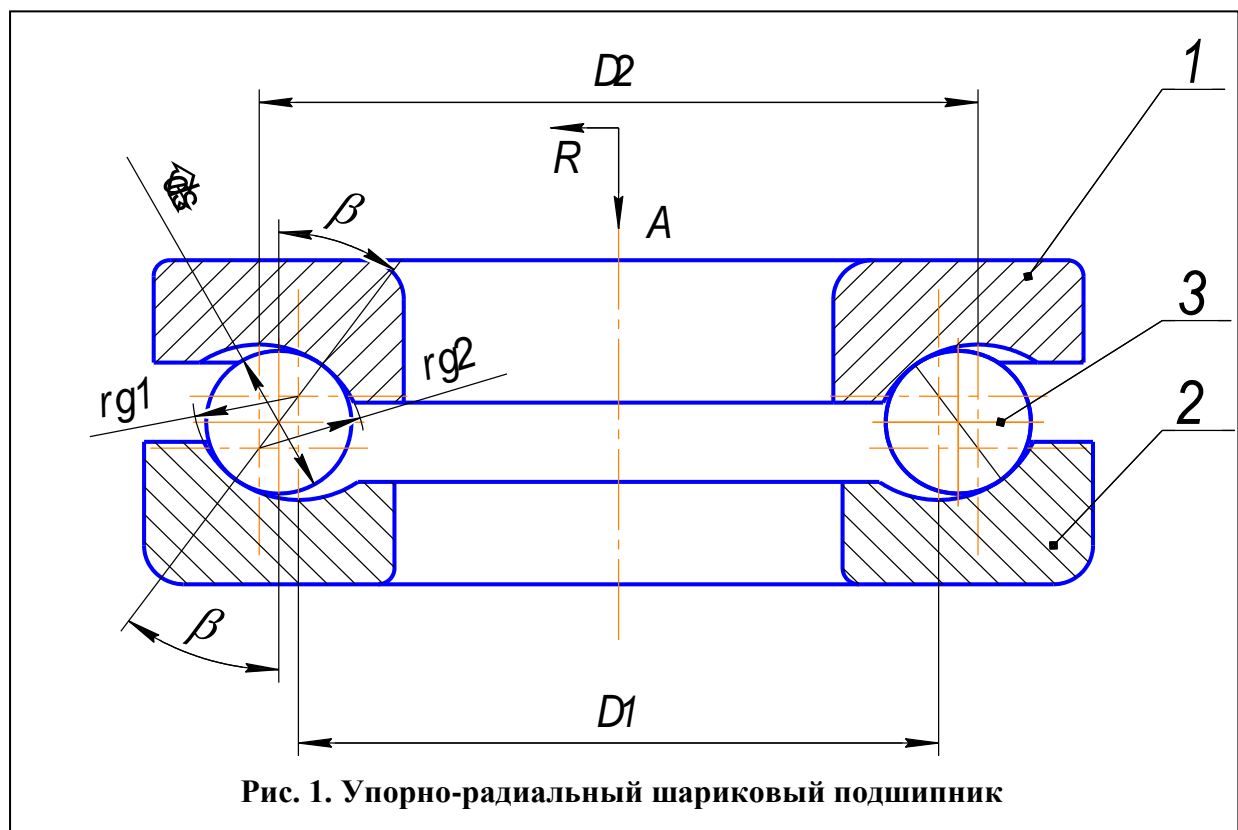


Рис. 1. Упорно-радиальный шариковый подшипник

Упорно-радиальные подшипники используют в тех случаях, когда на подшипник действуют произвольно направленные нагрузки. Эти нагрузки обычно раскладывают на 2 составляющие: осевую A , действующую вдоль оси вращения подшипника (рис.1), и радиальную R , действующую в радиальном направлении подшипника. Нагрузки A и R передаются на шарики, которые взаимодействуют с дорожками качения.

Внешние нагрузки A и R вызывают радиальное и осевое перемещения верхнего кольца 1 относительно нижнего кольца 2. Эти перемещения возникают за счет упругой деформации зоны контакта шариков и дорожек качения.

На рис. 2 приведена увеличенная часть зоны контакта шарика с дорожками качения. Обозначим осевую нагрузку, действующую в точке контакта шарика и дорожки качения, через p_o , а радиальную нагрузку p_r .

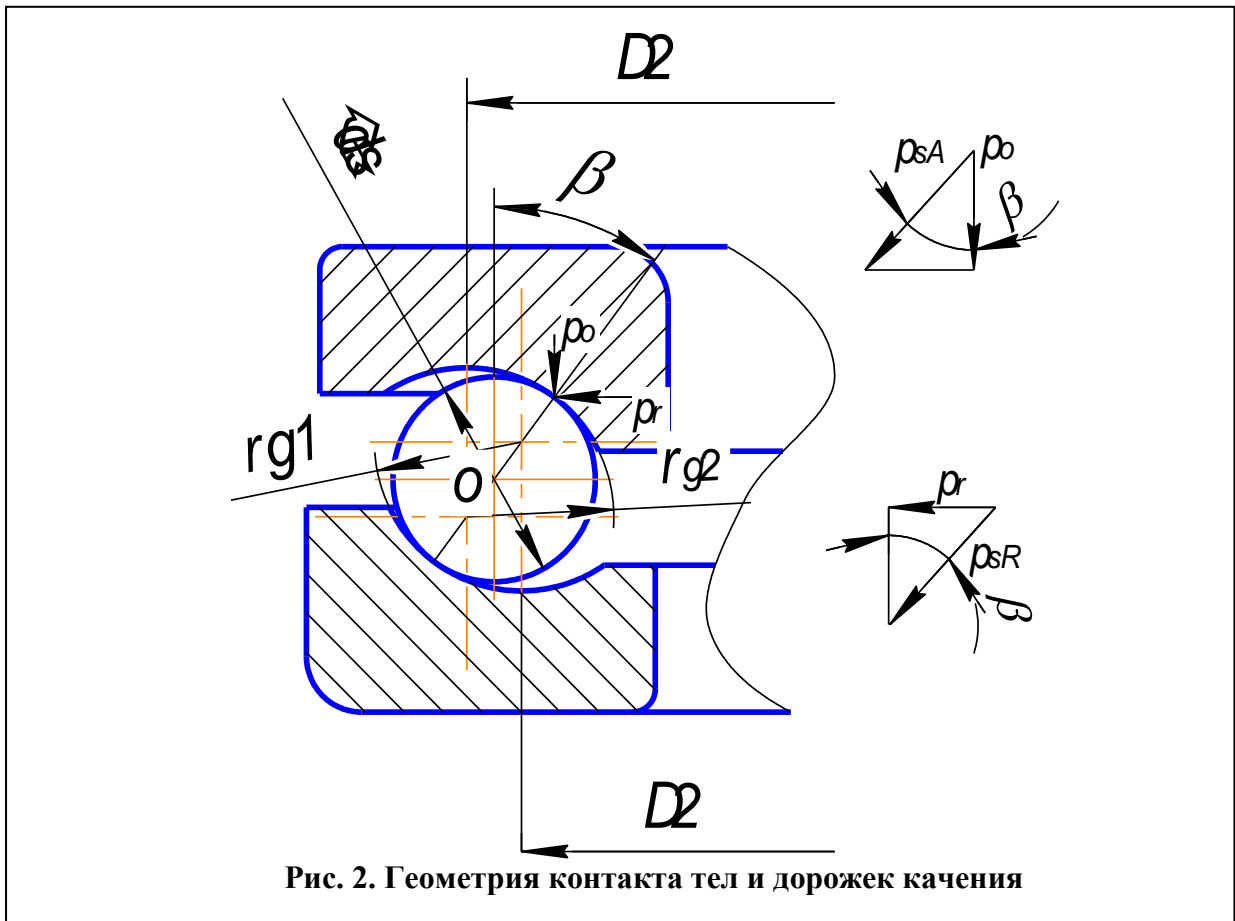


Рис. 2. Геометрия контакта тел и дорожек качения

Примем следующие допущения:

1. Деформация колец под действием внешней нагрузки пренебрежимо мала по сравнению с локальной деформацией тел и дорожек качения.

2. Локальная деформация тел и дорожек качения является упругой и подчиняется закономерностям теории упругости.

3. Осевая нагрузка на подшипник превышает радиальную нагрузку и обеспечивает непрерывный контакт всех тел качения с дорожками качения так, что осевой и радиальный зазоры в подшипнике отсутствуют.

4. Угол контакта тел и дорожек качения в подшипнике постоянный и пренебрежимо мало зависит от деформации тел и дорожек качения.

Для более полного представления механизма распределения внешней нагрузки между шариками сначала рассмотрим индивидуальное воздействие на подшипник осевой нагрузки.

Рассмотрим действие осевой нагрузки.

Внешняя нагрузка, действующая вдоль оси подшипника (далее осевая нагрузка) равномерно распределяется между шариками. Поэтому под действием внешней осевой нагрузки на каждый шарик передается нагрузка, равная:

$$p_{sA} = \frac{A}{z \cdot \cos \beta}, \quad 1)$$

где p_{sA} - нагрузка, действующая на один шарик вдоль линии его

контакта с дорожками качения, вызванная внешней осевой нагрузкой;

A - внешняя осевая нагрузка;

z - число шариков в подшипнике;

β - угол контакта между шариком и дорожками качения.

Под действием нагрузки p_{sA} между шариками и дорожками качения возникает упругая деформация, равная [6]:

$$\delta_{sA} = \sqrt[3]{p_{sA}^2} \cdot \left(k_{p1} \sqrt[3]{\frac{1}{\frac{2}{d_s} + \frac{2}{D_1} + \frac{1}{rg_1}}} + k_{p2} \sqrt[3]{\frac{1}{\frac{2}{d_s} + \frac{2}{D_2} + \frac{1}{rg_2}}} \right), \quad 2)$$

где δ_{sA} - деформация шарика с дорожками качения первого и второго колец от действия осевой нагрузки;

k_{p1} и k_{p2} - табличные коэффициенты, зависящие от соотношения размеров тел и дорожек качения первого и второго колец;

d_s - диаметр шариков;

rg_1 и rg_2 - радиусы профиля дорожек качения первого и второго колец;

D_1 и D_2 - диаметры центров профилей дорожек качения первого и второго колец подшипника.

Обозначим

$$K_g = \left(k_{p1} \sqrt[3]{\frac{1}{\frac{2}{ds} + \frac{2}{D_1} + \frac{1}{rg_1}}} + k_{p2} \sqrt[3]{\frac{1}{\frac{2}{ds} + \frac{2}{D_2} + \frac{1}{rg_2}}} \right). \quad 3)$$

Тогда выражение (9) примет вид:

$$\delta_{sA} = K_g \sqrt[3]{p_{sA}^2}. \quad 4)$$

Если разложить силу p_{sA} (1), действующую вдоль линии контакта, на две составляющие, то получим:

$$p_{rA} = p_{sA} \cdot \sin \beta = \frac{A}{z} \cdot \operatorname{tg} \beta;$$

$$p_{oA} = p_{sA} \cdot \cos \beta = \frac{A}{z}, \quad 5)$$

где p_{rA} - составляющая нагрузки на шарик, возникающая под действием осевой нагрузки на подшипник и действующая в радиальном направлении подшипника;

p_{oA} - составляющая нагрузки на шарик, возникающая под действием осевой нагрузки на подшипник и действующая в осевом направлении

подшипника.

Соответственно и величину деформации шарика и дорожек качения можно разложить на две составляющие:

$$\begin{aligned}\delta_{rA} &= \delta_{sA} \cdot \sin \beta = K_g \sqrt[3]{\frac{A^2}{z^2 \cdot \cos^2 \beta}} \cdot \sin \beta; \\ \delta_{oA} &= \delta_{sA} \cdot \cos \beta = K_g \sqrt[3]{\frac{A^2}{z^2 \cos^2 \beta}} \cdot \cos \beta.\end{aligned}\tag{6)}$$

где δ_{rA} - составляющая деформации шарика и дорожек качения, возникающей под действием осевой нагрузки на подшипник и действующая в радиальном направлении подшипника;

δ_{oA} - составляющая деформации шарика и дорожек качения, возникающей под действием осевой нагрузки на подшипник и действующая в осевом направлении подшипника.

Таким образом, при действии чисто осевой нагрузки на подшипник шарики нагружены равномерно и осуществляется одинаковая упругая деформация между шариками и дорожками качения. Силы, действующие на шарики в радиальном направлении, уравниваются между собой.

Равенство (1) также показывает, что с возрастанием значения угла контакта в подшипнике β нагрузка на шарики увеличивается. Минимальная нагрузка на шарики возникает при угле контакта $\beta = 0$.

Список литературы

1. **Stribeck R.** Kugellager fur beliebige Belastungen / R. Stribeck// Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure VDI Zeitschrift. Berlin, 1901. - Vol. 45, №3.-P. 73-79, 118-125.

2. **Решетов Д.Н.** Совместное действие на шариковые подшипники радиальной и осевой нагрузок / Д.Н. Решетов // Подшипник. 1939 №11.

3. **Белянчиков М.П.** Исследование основных силовых зависимостей в радиально-упорных шарикоподшипниках: Канд.дис. М.: 1961.

4. **Meldau E.** Druckverteilung in Radial-Rillenkugellager Werkst u Betrieb/ №87 (1954) Heft 2.

5. **SKF.** Главный каталог. В/оСтанкоимпорт, Станкоподшипник, 2010г, С 509.

6. **Спришевский А. И.** Подшипники качения / А. И. Спришевский.- М.: Машиностроение, 1969. 632 с.