

билей. - М., 1980. З. Автушко В.П. Математическая модель питающей части гидравлического привода автомобиля. - В сб.: Автотракторостроение. Автоматические системы управления мобильными машинами, 1979, вып. 12, с. 106 - 112.

УДК 621.822.6

Е.Н.Азямова, Е.В.Камоско, П.В.Кислейко,
Л.И.Оффенгейм, В.И.Поляков

ВЛИЯНИЕ РАДИАЛЬНОГО ЗАЗОРА НА НАГРУЖЕННОСТЬ РАДИАЛЬНЫХ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Исследованию влияния радиального зазора на нагруженность радиальных-подшипников посвящены работы Г.А.Игнатьева [1], Б.В.Цыпкина [2], В.Н.Трейера [3], Румбаргера [4] и других авторов. В большинстве этих работ изложено лишь выведение общих зависимостей для определения усилий на тела качения. Рекомендации по учету влияния радиального зазора на срок службы подшипника имеются в работах [2] и [4], однако из-за сложности они не нашли широкого применения в расчетной практике. В упомянутой литературе работоспособность подшипника при данном зазоре оценивается по отношению к нулевому зазору, что, по нашему мнению, неверно.

В связи с тем, что радиальные подшипники широко используются в автомобилестроении, было решено теоретически и экспериментально исследовать влияние радиального зазора в радиальных подшипниках на их работоспособность. Были поставлены следующие основные задачи:

- 1) определить нагруженность тел качения в радиальных подшипниках в зависимости от величины радиального посадочного зазора и уровня радиальной нагрузки;
- 2) определить параметры, характеризующие распределение нагрузки в радиальных подшипниках;
- 3) разработать рекомендации по учету радиального зазора при расчете долговечности радиальных подшипников.

Для экспериментальных исследований были взяты радиальные однорядные подшипники легкой серии класса точности "О" по ГОСТ 520 - 71 - шариковые №207 и роликовые № 2207. По каждому типу подшипника подбирались образцы с различными начальными радиальными зазорами Δ_n .

Нагруженность тел качения в подшипнике исследовалась тензометрическим методом с помощью тензодатчика, наклеенного на внутреннее вращающееся кольцо. Испытания прово-

дилься при различных уровнях радиальной нагрузки (от 300 до 15500 Н) на стенде ЦКБ-50 производства опытного завода ВНИПП.

Для усиления электрических сигналов с тензодатчиков применялся тензоусилитель постоянного тока ТУП-101. Сигналы записывались магнитоэлектрическим осциллографом К-12-22 при каждом значении радиальной нагрузки за период 20 - 30 оборотов внутреннего кольца подшипника. Образец осциллограммы приведен на рис. 1.

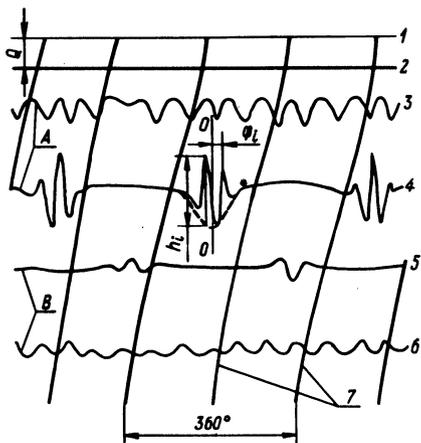


Рис. 1. Образец осциллограммы:

А - левый подшипник; В - правый подшипник; 1 - базовая линия; показания датчиков: 2 - радиальной нагрузки на подшипник; 3, 6 - наружных колец; 4, 5 - внутренних колец; 7 - угла поворота внутренних колец.

В результате обработки осциллограмм измерены и вычислены следующие величины:

- амплитуды h_i (мм), характеризующие нагруженность тел качения;

- угловые координаты φ_i , определяющие положение тел качения относительно середины зоны нагружения подшипника;

- количество полных оборотов внутреннего кольца подшипника n ;

- количество замеренных амплитуд показаний тензодатчика внутреннего кольца N за число оборотов n ;

- значения $R = \frac{\sum h_i \cos \varphi_i}{n}$ (характеризует радиальную нагрузку на подшипник);

- значения $\sigma = \frac{\sum h_i^m}{n}$ (характеризует среднюю эквивалентную контактную напряженность тел качения за один оборот подшипника; $m = 3$ - для шарикоподшипников, $m = 10/3$ - для роликоподшипников).

Значения всех перечисленных величин по каждому образцу подшипника заносились в таблицы.

Амплитуды h_i и угловые координаты φ_i — исходный материал для построения эпюр распределения нагрузки в подшипнике. В качестве примера на рис. 2 показаны экспериментальные эпюры распределения нагрузки в роликоподшипнике 2207 при постоянном радиальном зазоре и двух уровнях радиальной нагрузки, а также при постоянной радиальной нагрузке и двух значениях радиального зазора. Экспериментальные эпюры показывают, что распределение нагрузки в подшипнике, характеризующееся размером зоны нагружения $2\varphi_{гр}$ и нагруженностью центрального тела качения h_o , зависит $\Gamma_{р}$ как от величины радиального зазора, так и от величины действующей на подшипник радиальной нагрузки Q : с увеличением радиального зазора зона нагружения уменьшается, а нагруженность тела качения возрастает; с увеличением нагрузки зона нагружения увеличивается, а нагруженность центрального тела качения уменьшается.

Нагруженность центрального тела качения может быть также оценена безразмерным коэффициентом G (усилие на центральное тело качения равно $P_o = \frac{G \cdot R}{z}$).

При дальнейшем анализе влияния радиального зазора на характер нагружения подшипника были приняты два параметра $2\varphi_{гр}$ и G , значения которых определялись без построения экспериментальных эпюр распределения нагрузки по следующим зависимостям:

$$2\varphi_{гр} = \frac{360^\circ}{z \left(\frac{d_T + D_o}{2D_o} \right)} \frac{N}{n}; \quad (1)$$

$$G = \frac{h_{о\text{ср}}}{R} z \left(\frac{d_T + D_o}{2D_o} \right), \quad (2)$$

где z — количество тел качения в подшипнике; d_T — диаметр тела качения; D_o — диаметр окружности, проходящий через центры тел качения; $h_{о\text{ср}}$ — амплитуда, характеризующая нагруженность центрального тела качения (определяется как среднеарифметическое амплитуд в интервале углов $\varphi_i = \pm 5^\circ$).

Изменение характера распределения нагрузки в подшипнике должно отразиться и на работоспособности подшипника. Влияние радиального зазора на работоспособность подшипника может быть учтено коэффициентом зазора K_3 .

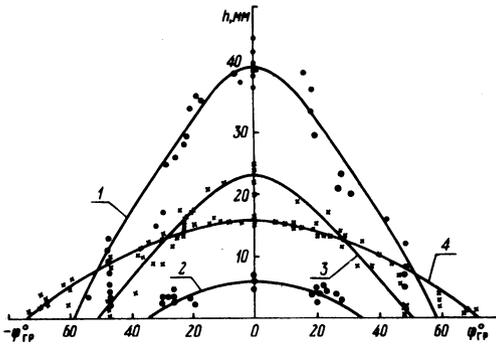


Рис. 2. Экспериментальные эпюры распределения нагрузки в роликоподшипнике 2207:

● — $\Delta_{\Pi} = 0,090$ мм; 1 — $Q = 9810$ Н; 2 — $Q = 1720$ Н; х — $Q = 5327$ Н; 3 — $\Delta_{\Pi} = 0,090$ мм; 4 — $\Delta_{\Pi} = 0,013$ мм.

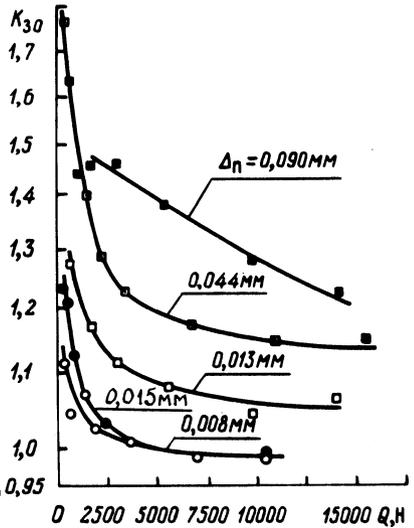


Рис. 3. Зависимость коэффициента радиального зазора K_{30} от величины радиальной нагрузки Q :

○, ● — подшипник 207; □, ▨, ■ — подшипник 2207.

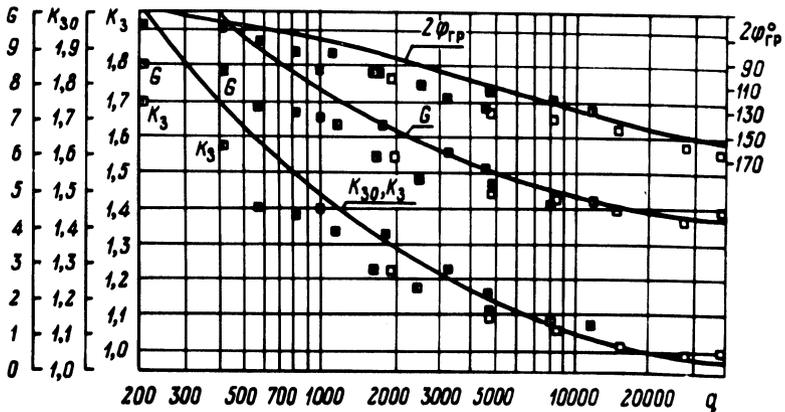


Рис. 4. Зависимость теоретических и экспериментальных значений K_3 , G и $2\varphi_{гр}$ от параметра q для роликоподшипников:

□ — $\Delta_{\Pi} = 0,013$ мм; □ — $\Delta_{\Pi} = 0,044$ мм; ■ — $\Delta_{\Pi} = 0,090$ мм.

Численные значения коэффициента зазора по экспериментальным данным определены на основании сопоставления уравнений усталости подшипника при постоянной нагрузке и двух значениях посадочного радиального зазора: фактическом зазоре и нулевом. Такой принцип обусловлен тем, что для нулевого зазора известны теоретические значения параметров распределения нагрузки в подшипнике: $2\varphi_{гр} = 180^\circ$; $G = 4,37$ - для шарикоподшипников и $G = 4,08$ - для роликоподшипников. В дальнейшем коэффициент зазора, вычисленный на основании указанного принципа, будет обозначаться K_{30} . Расчет численных значений коэффициента K_{30} производился по следующим зависимостям:

а) для шарикоподшипников

$$K_{30} = 0,229 \frac{z \left(\frac{d_r + D_o}{2D_o} \right)}{\sqrt[3]{\Sigma \cos^{4,5}(i\gamma_k)}} \cdot \frac{n \sqrt[3]{\frac{\Sigma h_i^3}{n}}}{\Sigma h_i \cos \varphi_i}; \quad (3)$$

б) для роликоподшипников

$$K_{30} = 0,245 \frac{z \left(\frac{d_r + D_o}{2D_o} \right)}{\sqrt[10/3]{\Sigma \cos^{3,7}(i\gamma_k)}} \cdot \frac{n \sqrt[10/3]{\frac{\Sigma h_i^{10/3}}{n}}}{\Sigma h_i \cos \varphi_i}, \quad (4)$$

где $\gamma_k = \frac{360^\circ}{z \left(\frac{d_r + D_o}{2D_o} \right)}$ - угол поворота внутреннего кольца подшипника между двумя последовательными контактами тел качения с участком кольца, на котором наклеен тензодатчик; i - номер тела качения в зоне нагружения.

Расчитанные по формуле (4) значения экспериментальных коэффициентов зазора K_{30} в зависимости от уровня радиальной нагрузки на подшипник приведены на рис. 3. Из графиков видно, что коэффициент зазора, так же как и параметры распределения нагрузки, зависит от величины радиального зазора и от уровня радиальной нагрузки: с увеличением посадочного радиального зазора $\Delta_{п}$ коэффициент K_{30} возрастает, с ростом радиальной нагрузки - уменьшается. При этом роликовые подшипники более чувствительны к радиальному зазору. Объясняется это более высокой радиальной жесткостью роликоподшипников.

Наряду с экспериментальными исследованиями влияния радиального зазора на распределение нагрузки в подшипнике и на его работоспособность проведены теоретические расчеты и построены графики зависимостей значений $2\varphi_{гр}$, G и $K_{зо}$ от обобщенного параметра q . Параметр q комплексно учитывает конструктивные особенности подшипника, величину посадочного радиального зазора, уровень действующей на подшипник радиальной нагрузки и рассчитывается по следующим зависимостям:

а) для шарикоподшипников

$$q = \frac{Q}{z \Delta_r^{1,5} d_w^{0,5}}; \quad (5)$$

б) для роликоподшипников

$$q = \frac{Q}{z \Delta_r^{1,11} l_p^{0,89}}; \quad (6)$$

где d_w и l_p — соответственно диаметр шарика и контактная длина ролика, мм; Δ_r — половина посадочного радиального зазора Δ_p , мм; Q — радиальная нагрузка на подшипник, Н.

На рис. 4 представлены теоретические графики коэффициента зазора $K_{зо}$ и параметров распределения нагрузки $2\varphi_{гр}$ и G в зависимости от параметра q , справедливые для всех типоразмеров радиальных роликоподшипников. На этом же рисунке нанесены также и экспериментальные значения $K_{зо}$, $2\varphi_{гр}$ и G для подшипников 2207. Из этого рисунка видно, что между теоретическими и экспериментальными данными имеется вполне удовлетворительное совпадение. Разброс экспериментальных значений относительно теоретических объясняется влиянием неточности элементов подшипника на нагруженность тел качения, а также неизбежными погрешностями при обработке осциллограмм.

Из практики эксплуатации подшипников качения известно, что радиальные подшипники во избежание заклинивания тел качения вследствие неточности элементов подшипника, тепловых деформаций всегда монтируются с некоторым радиальным зазором. Поэтому для правильного учета влияния зазора на работоспособность подшипника вместо коэффициента зазора $K_{зо}$ необходимо принимать скорректированное значение — $K_{з}$. В теории подшипников качения для учета радиального зазора прини-

маются следующие значения коэффициента нагруженности центрального тела качения G [5]: для шарикоподшипников $-G = 5$ (вместо 4,37); для роликоподшипников $-G = 4,6$ (вместо 4,08).

Согласно графику (рис. 4), указанному значению коэффициента нагруженности G для роликоподшипников соответствуют следующие величины параметра q и коэффициента зазора K_{30} : $q \approx 20000$; $K_{30} \approx 1,06$.

Следовательно, для получения скорректированных значений коэффициента зазора K_3 необходимо теоретические и экспериментальные значения коэффициента K_{30} уменьшить в 1,06 раза. Исходя из этой рекомендации, на рис. 4 дана дополнительная шкала для определения значений коэффициента K_3 .

Результаты теоретических и экспериментальных исследований позволяют сделать ряд выводов.

1. Радиальный зазор влияет на характер распределения нагрузки в подшипнике. С его увеличением уменьшается зона нагружения подшипника и возрастает нагрузка на центральное тело качения, что приводит к снижению срока службы подшипника.

2. Влияние радиального зазора на характер распределения нагрузки в подшипнике и на его работоспособность проявляется в комплексе с уровнем радиальной нагрузки и с конструктивными параметрами подшипника. При этом влияние зазора более резко проявляется при малых радиальных нагрузках.

3. Воздействие радиального зазора на работоспособность в большей степени проявляется в роликовых подшипниках, обладающих более высокой радиальной жесткостью по сравнению с шарикоподшипниками. В практических расчетах долговечности шарикоподшипников влияние зазора можно не учитывать.

4. Теоретический график (рис. 4) может быть использован для определения коэффициента зазора K_3 при расчете срока службы радиальных роликоподшипников (расчетная радиальная нагрузка должна умножаться на коэффициент K_3). При значениях $q \geq 20000$ следует принимать $K_3 = 1$. Максимальное значение коэффициента зазора также имеет ограничение: если K_3 , найденное по графику рис. 4, превышает предельное значение $K_{3\text{пр}} \approx 0,22 \approx 0,7$, следует принимать $K_3 = K_{3\text{пр}}$.

Экспериментальная проверка влияния радиального зазора на срок службы радиальных роликоподшипников была проведена во ВНИПП [6]. При стендовых испытаниях роликоподшипников с начальными радиальными зазорами $\Delta_H = 0,015 - 0,030$ мм

примерно вдвое превышала среднюю долговечность партии подшипников с начальными радиальными зазорами $\Delta_n = 0,020 - 0,055$ мм.

Л и т е р а т у р а

1. Игнатъев Г.А. Распределение нагрузки по элементам радиального подшипника. - Подшипник, 1938, №4. 2. Цыпкин Б.В. Метод расчета подшипников качения с учетом влияния радиального зазора. - Вестник машиностроения, 1951, №5. 3. Трейер В.Н. О распределении нагрузки по шарикам и роликам в подшипниках качения. - Машиностроитель Белоруссии, 1957, №2 (3). 4. Расчет подшипников качения на долговечность с учетом влияния диаметрального зазора. - Экспресс-информ. Детали машин. М., 1961, №42, реф. 341. 5. Решетов Д.Н. Детали машин. - М., 1974. 6. Спришевский А.И. Подшипники качения. - М., 1969.

УДК 629.113 - 597.5

П.Р.Бартош

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ МНОГОКОНТУРНОГО ТОРМОЗНОГО ПРИВОДА

Известны математические модели [1], с помощью которых можно рассчитать переходные характеристики пневматических тормозных приводов прицепов. Однако они позволяют проводить аналитические исследования только простейших приводов. Существующие и перспективные пневматические тормозные системы прицепов и полуприцепов могут включать в себя большое число (например, 8) тормозных камер и несколько воздухо-распределительных клапанов (ВРК). Поэтому известные модели [1] для таких систем в некоторых случаях будут некорректными, так как при расчете переходных характеристик необходимо расчетные схемы значительно и притом неоправданно упрощать из-за вынужденного принятия ряда дополнительных допущений. По этой причине требуется разработка математической модели, которая позволяла бы более точно проводить аналитические исследования многоконтурного тормозного привода.

Расчетная схема многоконтурного пневматического тормозного привода (рис. 1), оснащенного корректирующим устройством (КУ) для повышения его быстродействия, состоит из тормозного крана 1, магистрали управления 2, КУ 3, выпол-