

Л. И. Офенгейм

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЗКИ В КОНИЧЕСКИХ РОЛИКОПОДШИПНИКАХ КАЧЕНИЯ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ ВИДАХ ИХ НАЧАЛЬНОЙ РЕГУЛИРОВКИ

Долговечность и статическая грузоподъемность подшипников качения в значительной мере зависят от характера распределения нагрузки по элементам качения в пределах зоны нагружения подшипника. Вопрос о распределении нагрузки в радиальных подшипниках качения исследован в работах [1, 4], а в радиально-упорных подшипниках — в работах [2, 3], однако в них не отражено влияние начальной регулировки подшипников на характер распределения нагрузки и на их работоспособность.

В настоящей работе рассматривается распределение нагрузки в радиально-упорных подшипниках качения при различных видах их начальной регулировки. Опыты проводились на раздаточной коробке грузового автомобиля УРАЛ-375, являющейся составной частью стенда для испытания раздаточных коробок. Схема коробки проведена на рис. 1. Непосредственными объектами исследования были конические роликоподшипники первичного и промежуточного валов. Основные параметры исследуемых подшипников приведены в табл. 1. Значения радиальных нагрузок на опоры (R) и осевых нагрузок на зубчатых колесах (A_3) для каждой ступени коробки ($i_{p,k} = 1,3$ и $2,15$), выраженные в долях крутящего момента (M) на первичном валу раздаточной коробки, даны в табл. 2.

Рис. 1. Кинематическая схема раздаточной коробки.

Распределение нагрузки в подшипниках определялось методом тензометрирования с применением проволочных тензодатчиков сопротивления. Рабочий тензодатчик был наклеен на внутреннее,

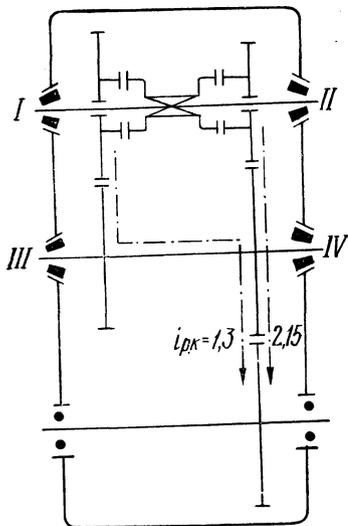


Таблица 1

Конструктивные параметры конических роликоподшипников раздаточной коробки

| Вал | Номер опоры по схеме | Номер подшипника по ГОСТу | Габариты, мм | | | Количество роликов z | Угол контак-та β |
|---------------|----------------------|---------------------------|--------------|-----|------|------------------------|------------------------|
| | | | d | D | T | | |
| Первичный | I и II | 7312 | 60 | 130 | 34 | 14 | $11^{\circ}30'$ |
| Промежуточный | III—IV | 7610 | 50 | 110 | 42,5 | 13 | $11^{\circ}10'$ |

Таблица 2

Величины радиальных нагрузок на подшипники R и осевых нагрузок A_s , выраженные в долях крутящего момента M на первичном валу раздаточной коробки

| $i_{p.k}$ | Первичный вал | | | Промежуточный вал | | |
|-----------|---------------|----------|-------|-------------------|----------|-------|
| | R_I | R_{II} | A_s | R_{III} | R_{IV} | A_s |
| 1,3 | 12,1M | 3,65M | 4,96M | 12,8M | 10,15M | 0,92M |
| 2,15 | 3,65M | 17,4M | 6,68M | 3,48M | 12,13M | — |

вращающееся кольцо подшипника в круговую канавку, шлифованную на внутренней стороне кольца; компенсационный тензодатчик наклеивался на отдельную металлическую пластинку, закрепленную на валу исследуемого подшипника. Рабочий и компенсационный тензодатчики каждого подшипника соединялись в измерительный полумостик, подключенный к тензоусилителю типа ТА-5. При вращении внутреннего кольца подшипника участок кольца вместе с наклеенным на него тензодатчиком последовательно вступал в контакт со всеми телами качения, находящимися в зоне нагружения подшипника. Возникающие при этом деформации тензодатчика пропорциональны величине усилия P , действующего на тело качения. Наличие одного рабочего датчика на кольце подшипника обеспечивало стабильность показаний при опытах и исключало необходимость в предварительной тарировке подшипника.

Показания тензодатчиков подшипников записывались на фотобумагу с помощью осциллографа Н-105. Одновременно производилась запись величины крутящего момента M на первичном валу раздаточной коробки и показаний индукционного датчика оборотов первичного вала. Отметка датчика оборотов принималась за начало отсчета угла поворота подшипника при построении экспериментальных эпюр распределения нагрузки в подшипнике.

Испытания проводились при трех видах начальной регулировки подшипников (осевой зазор, нулевой зазор, осевой преднатяг) и нескольких уровнях крутящего момента на первичном валу раз-

даточной коробки. Для получения достаточного количества точек, необходимых для построения эпюры распределения нагрузки в подшипнике, запись показаний тензодатчиков производилась за 30—40 оборотов подшипника. На рис. 2 показан образец осциллограммы с записью всех параметров.

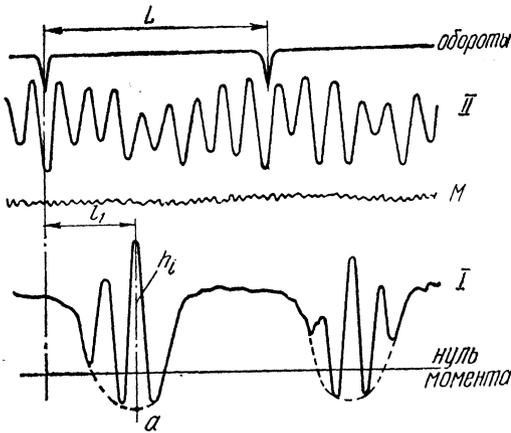


Рис. 2. Образец осциллограммы записи показаний тензодатчиков подшипников опор I и II.

Обработка осциллограмм заключалась в измерении ординат h_i , пропорциональных величине усилия P_i на тело качения, и в определении угла поворота подшипника φ_i от начальной точки вращения кольца до момента контакта тензодатчика с телом качения. Величина угла φ определялась из соотношения

$$\varphi_i = 360^\circ \frac{l_i}{L}, \quad (1)$$

где L — расстояние по осциллограмме между двумя последовательными отметками датчика оборотов; l_i — расстояние от начальной точки вращения подшипника до измеряемой ординаты.

Для построения эпюр распределения нагрузки в подшипнике величины ординат h_i группировались по интервалам, соответствующим повороту подшипника на угол 10° . В качестве окончательной величины ординаты h для каждого интервала принималось среднеарифметическое всех величин, входящих в данный интервал.

На рис. 3 приведены эпюры распределения нагрузки в подшипниках опор I и II первичного вала раздаточной коробки при различных видах начальной регулировки подшипников и разных величинах крутящего момента. Аналогичные эпюры получены и для подшипников опор III и IV промежуточного вала.

Экспериментальные эпюры распределения нагрузки позволяют определить действительную зону нагружения подшипника $2\varphi_{гр}$, рассчитать параметр нагруженности подшипника

$$\lambda = \frac{R \operatorname{tg} \beta}{A}$$

и дать оценку влияния реального распределения нагрузки в подшипнике на его долговечность и статическую грузоподъемность.

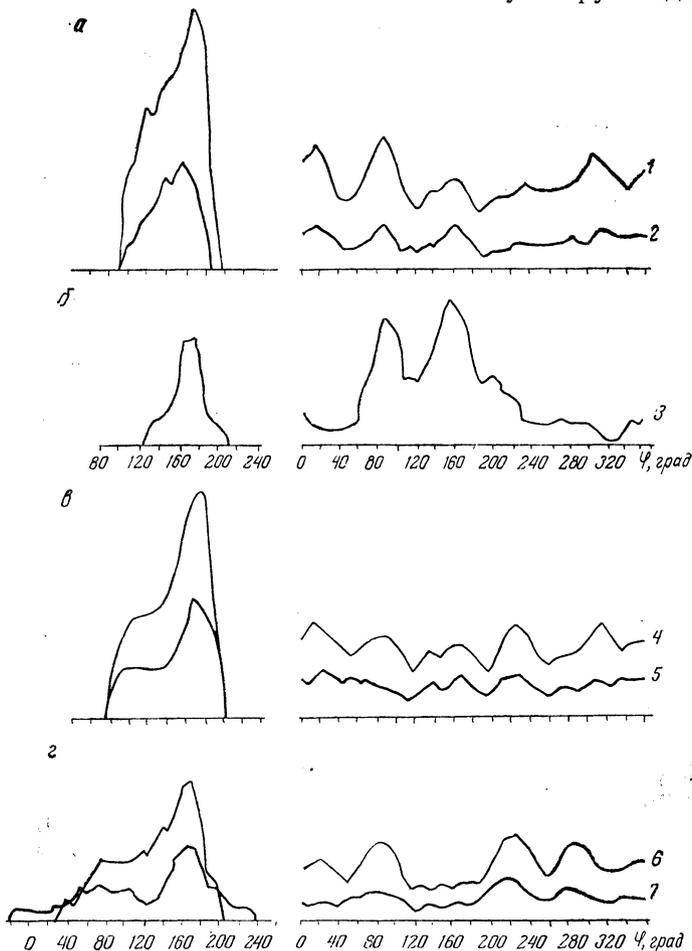


Рис. 3. Экспериментальные эпюры распределения нагрузки в подшипниках опоры I и II первичного вала:

а, б—осевой зазор $\Delta_s = 0,25$ мм соответственно при $i_{p,k} = 1,3$ и $i_{p,k} = 2,15$;
 в—нулевой зазор при $i_{p,k} = 1,3$; г—осевой натяг $A_{\Pi} \approx 1000$ кгМ при $i_{p,k} = 1,3$;
 1— $M = 190$ кгМ; 2— $M = 70$ кгМ; 3— $M = 150$ кгМ; 4— $M = 164$ кгМ; 5— $M = 85$ кгМ;
 6— $M = 140$ кгМ; 7— $M = 60$ кгМ.

Для оценки этих качеств подшипника могут служить коэффициенты K_λ и $K_{ст}$. Первый из них служит для определения приведенной нагрузки подшипника согласно уравнению

$$Q_{\text{пр}} = K_{\lambda} R, \quad (2)$$

а второй — для нахождения статической грузоподъемности подшипника $Q_{\text{ст}\lambda}$ при данном распределении нагрузки в подшипнике

$$Q_{\text{ст}\lambda} = K_{\text{ст}} Q_{\text{ст}}, \quad (3)$$

где $Q_{\text{ст}}$ — каталожное значение статической грузоподъемности подшипника.

Путем несложных расчетов можно показать, что коэффициенты K_{λ} и $K_{\text{ст}}$ могут быть определены на основе экспериментальных эпюр распределения нагрузки по формулам:

$$K_{\lambda} = \frac{0,552}{P_0 \cos \beta} \sqrt[3,33]{\sum P_i^{3,33}}, \quad (4)$$

$$K_{\text{ст}} = \frac{P_0}{P_{\text{мах эксп}}}, \quad (5)$$

где P_i — усилие на любое i -е тело качения в пределах нагруженной зоны подшипника по экспериментальной эпюре нагружения; $P_{\text{мах эксп}}$ — максимальное усилие на тело качения по экспериментальной эпюре; P_0 — усилие на наиболее нагруженное тело качения при теоретическом распределении нагрузки по нагруженной зоне $2\varphi_{\text{гр}} = 180^\circ$.

Размеры нагруженной зоны подшипника $2\varphi_{\text{гр}}$, соответствующие им значения параметра λ и найденные по формулам (4) и (5) значения коэффициентов K_{λ} и $K_{\text{ст}}$ для подшипников опор I и II первичного вала раздаточной коробки приведены в табл. 3.

Таблица 3

Экспериментальные значения величин $2\varphi_{\text{гр}}$, λ и коэффициентов K_{λ} , $K_{\text{ст}}$ для подшипников опор I и II первичного вала раздаточной коробки

| $t_{\text{р.к}}$ | Вид регулировки | M , кгм | Подшипник опоры I | | | | Подшипник опоры II | | | |
|------------------|--|--------------|------------------------|-----------|---------------|-----------------|------------------------|-----------|---------------|-----------------|
| | | | $2\varphi_{\text{гр}}$ | λ | K_{λ} | $K_{\text{ст}}$ | $2\varphi_{\text{гр}}$ | λ | K_{λ} | $K_{\text{ст}}$ |
| 2,15 | Осевой зазор 0,25 мм | 82 | 90° | 0,95 | 1,53 | 0,46 | — | — | — | — |
| | | 150 | 90° | 0,95 | 1,56 | 0,46 | 360° | 0,44 | 1,46 | 0,59 |
| | | 250 | 90° | 0,95 | 1,47 | 0,51 | " | 0,44 | 1,52 | 0,64 |
| 1,3 | Осевой зазор 0,25 мм | 70 | 100° | 0,93 | 1,25 | 0,63 | " | 0,094 | 4,70 | 0,24 |
| | | 190 | 110° | 0,92 | 1,12 | 0,68 | " | 0,094 | 4,45 | 0,26 |
| | | 264 | 110° | 0,92 | 1,17 | 0,69 | " | 0,094 | 4,52 | 0,25 |
| | Нулевой зазор | 85 | 124° | 0,90 | 1,11 | 0,69 | " | 0,094 | 4,41 | 0,23 |
| | | 164 | 124° | 0,90 | 1,15 | 0,67 | " | 0,094 | 4,40 | 0,28 |
| | | 254 | 130° | 0,87 | 1,11 | 0,68 | " | 0,094 | 4,42 | 0,23 |
| | Осевой натяг $A_{\text{н}} \approx 1000$ кг | 60 | 260° | 0,64 | 1,13 | 0,70 | " | 0,082 | 6,12 | 0,16 |
| | | 140 | 180° | 0,80 | 1,03 | 0,74 | " | 0,090 | 4,82 | 0,23 |
| | | 240 | 180° | 0,80 | 1,05 | 0,76 | " | 0,090 | 4,88 | 0,24 |

Данные табл. 3 и экспериментальные эпюры распределения нагрузки показывают, что регулировка подшипников в первую очередь оказывает влияние на протяженность зоны нагружения $2\varphi_{гр}$ и параметр нагруженности λ . Особенно четко это проявляется в подшипнике опоры I, нагруженном только внешней радиальной нагрузкой R . Так, при работе раздаточной коробки на низшей передаче ($i_{р.к} = 2,15$) и начальной регулировке подшипников с осевым зазором $\Delta = 0,25$ мм фактическая зона нагружения составляет всего 90° . Переход на высшую передачу ($i_{р.к} = 1,3$) при этой же регулировке подшипников приводит к увеличению зоны нагружения до $100-110^\circ$. Увеличение нагруженной зоны подшипника и соответствующее снижение параметра λ в данном случае вызвано изменением в соотношении величин внешних нагрузок, действующих на опоры вала (см. табл. 2). При регулировке подшипников с нулевым зазором размер нагруженной зоны подшипника достигает 124° .

Для двух рассмотренных видов регулировки характерно то, что в отличие от радиальных подшипников качения в радиально-упорных подшипниках протяженность зоны нагружения практически не зависит от абсолютного значения величины внешней нагрузки на опоры. Величина внешней нагрузки, как видно из эпюр распределения нагрузки и данных табл. 3, начинает оказывать влияние на нагруженность подшипника лишь при начальной регулировке подшипников с осевым преднатягом.

Уменьшение размеров нагруженной зоны подшипника и обусловленное этим снижение количества тел качения, воспринимающих действующую на подшипник нагрузку, приводит к снижению работоспособности подшипника. Приведенные в табл. 3 значения коэффициентов K_λ и $K_{ст}$ подтверждают это положение (долговечность подшипника обратно пропорциональна величине $K_\lambda^{3,33}$, а статическая грузоподъемность подшипника пропорциональна коэффициенту $K_{ст}$). Подшипник опоры II первичного вала нагружен комбинированной нагрузкой (радиальной R и осевой A). При включении в раздаточной коробке высшей передачи основную нагрузку на этот подшипник создает осевое усилие A_3 . Поэтому, как видно из эпюр (см. рис. 3), распределение нагрузки в этом подшипнике при всех видах начальной регулировки имеет примерно одинаковый характер: нагруженная зона подшипника равна 360° , а параметр нагруженности $\lambda \approx 0,094$. По этой причине коэффициенты приведения K_λ и $K_{ст}$ в данном случае остаются почти без изменений. Исключение составляет лишь регулировка подшипников с осевым преднатягом, когда при малом крутящем моменте ($M \approx 60$ кгм) под действием дополнительного усилия преднатяга коэффициент K_λ возрастает до 6,12, а коэффициент $K_{ст}$ снижается до 0,16.

Изменение в соотношении внешних нагрузок на опоры оказывает влияние также и на подшипник II. В частности, переход на низшую ступень в раздаточной коробке приводит к значительному изменению параметра нагруженности λ и коэффициентов K_λ и $K_{ст}$.

На рис. 4 приведены экспериментальные значения коэффициентов K_λ и $K_{ст}$ для подшипников опор первичного и промежуточного валов в зависимости от значений параметра λ и размера

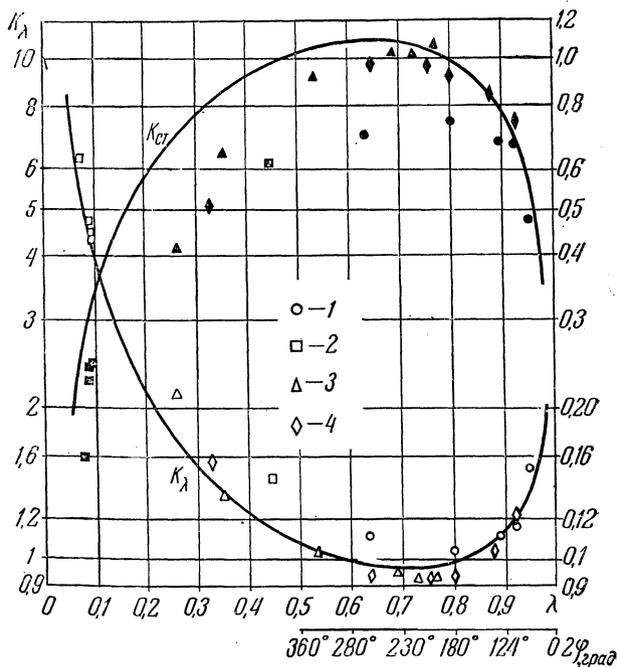


Рис. 4. График изменения экспериментальных значений коэффициентов K_λ и $K_{ст}$ в зависимости от параметра λ :

1 — для подшипника I; 2 — для подшипника II; 3 — для подшипника III; 4 — для подшипника IV.

нагруженной зоны подшипников. Как видно, наибольшей относительной долговечностью и статической грузоподъемностью радиально-упорные подшипники обладают при значениях параметра нагруженности $\lambda = 0,6 - 0,8$, т. е. при размерах нагруженной зоны $2\varphi_{гр} = 280^\circ - 180^\circ$. При нагруженной зоне подшипника $2\varphi_{гр} < 180^\circ$ относительная долговечность и грузоподъемность снижается из-за относительной перегрузки тел качения; при нагруженной зоне $2\varphi_{гр} > 280^\circ$ долговечность и статическая грузоподъем-

ность подшипника снижаются из-за дополнительного воздействия осевого усилия и увеличения числа контактов тел качения с беговой дорожкой колец за один оборот подшипника.

Сопоставление экспериментальных значений коэффициентов K_{λ} и $K_{ст}$ с теоретическими (пунктирные кривые) показывает, что экспериментальные значения коэффициента K_{λ} вполне удовлетворительно согласуются с теоретической кривой. Вместе с тем наблюдается отклонение экспериментальных значений коэффициента $K_{ст}$ от теоретических, причем, как правило, экспериментальные значения ниже теоретических. Объясняется это, по-видимому, перераспределением нагрузки в пределах нагруженной зоны подшипника. Как видно из экспериментальных эпюр, в подшипниках наблюдаются зоны местного повышения нагрузки, совпадающие с расположением болтов крепления крышки подшипника. Поскольку статическая грузоподъемность подшипника определяется усилием P_{max} , приходящимся на наиболее нагруженное тело качения, относительное повышение нагрузки в зоне болтов крепления крышки приводит к дополнительному снижению статической грузоподъемности подшипника.

Выводы

1. Начальная регулировка подшипников оказывает наибольшее влияние на подшипники, нагруженные только внешними радиальными нагрузками.

2. При начальных регулировках с осевым либо нулевым зазором благодаря осевому смещению валов в указанных подшипниках происходит уменьшение размеров зоны нагружения, приводящее к снижению относительной долговечности и статической грузоподъемности подшипников.

3. Наиболее благоприятной, с точки зрения работоспособности и грузоподъемности подшипников, является регулировка с осевым преднатягом, обеспечивающая для подшипников, нагруженных радиальной нагрузкой, размер нагруженной зоны в пределах 280° — 180° .

4. При регулировках подшипников с нулевым или осевым зазором распределение нагрузки в подшипниках не зависит от абсолютной величины, действующей на опоры нагрузки.

Литература

1. Бейзельман Р. Д., Цыпкин Б. В. Подшипники качения. Справочник. М., 1959.
2. Беляничков М. П. Новая методика расчета грузоподъемности и долговечности радиально-упорных шарикоподшипников. «Подшипниковая промышленность», 1963, № 3.
3. Пальмерен А. Шариковые и роликовые подшипники. М., 1949.
4. Пинегин С. В. Работоспособность деталей подшипников. М., 1949.