

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЛИЯНИЯ РАЗЛИЧНЫХ ФАКТОРОВ НА ЗАЗОРЫ (НАТЯГИ) И ВЛИЯНИЕ НАТЯГОВ НА РАСПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗКИ ПО ТЕЛАМ КАЧЕНИЯ В БЫСТРОХОДНЫХ РОЛИКОПОДШИПНИКАХ

© 2009 О. М. Беломытцев

Пермский государственный технический университет

Предложена методика, позволяющая определить натяги в подшипниках с учетом конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов, выполнить анализ влияния различных параметров для конкретных подшипниковых узлов и затем определить влияние натяга на долговечность подшипника.

Подшипник, зазоры, натяги, распределение нагрузки

1. Факторы, влияющие на зазоры (натяги) в типовых опорах роликоподшипников ТРД (рис. 1)

Сравнительно большие габариты подшипников ($d > 100$ мм), большая пустотелость валов и трубчатость опор, представляющая собой «беличье колесо» с демпфером [1], высокая частота вращения вала ($\omega > 1000$ с⁻¹), перепад температур наружного и внутреннего колец подшипников оказывают значительное влияние на изменение заданного посадочного зазора в подшипнике, переходящего в натяг, и на распределение нагрузки по роликам и, следовательно, на долговечность подшипника.

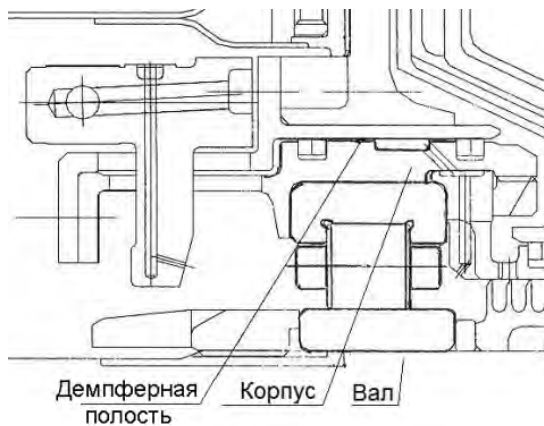


Рис. 1. Типовой узел опоры ТРД

Основными факторами являются:

- посадочный зазор;
- разность температур колец подшипников и роликов;
- скорость вращения вала;
- деформация колец подшипника и сопрягаемых деталей – вала и корпуса;
- давление в демпфере опоры.

Рассмотрим определение и влияние перечисленных факторов.

1.1. Посадочный зазор

Влияющие факторы:

- начальный зазор в подшипнике до сборки;
- эффективные посадочные натяги:

$$\Delta_{\max(\min)}^{\circ} = \Delta_{\max(\min)} - (\delta_1 + \delta_2 + \delta_3)$$

где $\Delta_{\max}, \Delta_{\min}$ – посадочные натяги, задаваемые чертежом;

δ_1 – уменьшение натяга из-за смятия микронеровностей при запрессовке, которое не учитывается при тепловой сборке;

δ_2 – снижение натяга из-за неравномерного нагрева вала и кольца подшипника и различия в коэффициентах линейного расширения;

δ_3 – снижение натяга от действия центробежных сил, возникающее вследствие того, что вал и кольцо подшипника не являются одним целым.

Так как посадочный зазор является назначенной величиной, то рассмотрим только влияющие на него факторы, которые проявляются во время работы двигателя.

1.1.1. Влияние посадочного натяга

Посадочный натяг кольца на вал оказывает влияние на увеличение диаметра беговой дорожки и может изменяться при вращении вала. Изменение диаметра посадки обычно определяется на основании решения Ляме для двух цилиндров равной длины, находящихся под давлением [2]. Изменение размеров кольца получается заниженным, так как длина вала существенно больше длины кольца подшипника.

Ниже приводится более точное решение, заключающееся в раздельном определении перемещений кольца и вала.

Посадочный натяг δ_n (на сторону) может быть представлен как сумма радиальных

перемещений сопрягаемых поверхностей кольца и вала:

$$\delta_n = u_{KB} + u_{BH} \quad (1.1)$$

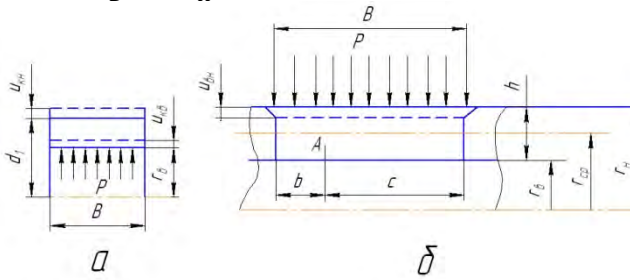


Рис. 2. Расчетные схемы для определения радиальных перемещений поверхностей внутреннего кольца подшипника (а) и вала (б)

Радиальные перемещения поверхностей кольца (рис. 2а) определим на основании решения Ляме:

внутренней поверхности:

$$u_{KB} = -P \frac{r_e}{E} \left(\frac{r_n^2 + r_e^2}{r_n^2 - r_e^2} + \mu \right), \quad (1.2)$$

поверхности беговой дорожки:

$$u_{KH} = P \frac{2r_n}{E} \left(\frac{r_e^2}{r_n^2 - r_e^2} \right), \quad (1.3)$$

где \$P\$ – давление в контакте, \$E\$ – модуль упругости, \$\mu\$ – коэффициент Пуассона, остальные значения ясны из рис. 2.

Радиальное перемещение поверхности вала в точке А (рис. 2б) определим на основании решения для оболочки [3], находящейся под действием осесимметричной нагрузки по длине, равной ширине кольца подшипника, по формуле:

$$u_{BH} = \frac{P \cdot r_{cp}^2}{2E \cdot h} \left[2 - e^{-\beta b} \cos \beta b - e^{-\beta c} \cos \beta c \right], \quad (1.4)$$

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{3(1-\mu^2)}{r_{cp}^2 \cdot h^2}}.$$

Подставляя (1.2) и (1.3) в (1.1) при \$b = c\$, находим соотношение между давлением от натяга и посадочным натягом:

$$\delta_n = P \left[\frac{r_e}{E} \left(\frac{r_n^2 + r_e^2}{r_n^2 - r_e^2} \right) + \frac{r_{cp}}{Eh} (1 - e^{-\beta b} \cos \beta b) \right], \quad (1.5)$$

из которого определяется давление \$P\$ в контакте втулки с валом и по (1.3) приращение радиуса беговой дорожки.

1.1.2 Снижение натяга от действия объемных центробежных сил [4]

$$\delta_3 = \frac{\rho \cdot \omega_1^2}{16E} d \left[(d_1^2 - d_2^2) (3 + \mu) \right],$$

где \$\rho\$ – плотность материала, \$\omega_1\$ – угловая скорость, \$d\$, \$d_1\$, \$d_2\$ – диаметры посадочный, беговой дорожки кольца и отверстия вала.

Снижение натяга приводит к уменьшению диаметра беговой дорожки, которое при

скорости вала \$\omega_1=1200\text{с}^{-1}\$ для подшипника 1032930 составляет 0,010 мм.

Примечание: в дальнейшем все примеры будут относиться к этому подшипнику.

1.1.3 Влияние разницы температур деталей и коэффициентов линейного расширения на натяг кольца подшипника

Уменьшение натяга при известных температурах может быть определено по формуле:

$$\delta_2 = d[\alpha_2 (t_2 - t_0) - \alpha_1 (t_1 - t_0)],$$

\$d\$ – диаметр посадки; \$\alpha_1\$, \$\alpha_2\$ – коэффициенты линейного расширения вала и кольца; \$t_0\$, \$t_1\$, \$t_2\$ – температуры окружающей среды и деталей.

Действительное распределение температур известно довольно приблизительно, но влияние его может быть заметным, так при \$d = 150\$ мм, \$\alpha_1=\alpha_2 \cong 10 \cdot 10^{-6}\$ град\$^{-1}\$; \$t_2-t_1=10\$ °С: \$\delta_2=0,015\$ мм.

1.2. Влияние теплового воздействия

Увеличение диаметров дорожек колец и роликов:

$$\Delta d_B = \alpha (t_B - t_0) d_B; \quad \Delta d_H = \alpha (t_H - t_0) d_H; \\ \Delta d_P = \alpha (t_P - t_0) d_P,$$

где \$\alpha\$ – коэффициент линейного расширения материала подшипника, \$d_B\$, \$d_H\$, \$d_P\$ – диаметры беговых дорожек внутреннего, наружного колец и роликов; \$t_B\$, \$t_H\$, \$t_P\$, \$t_0\$ – температура внутреннего, наружного колец, роликов и окружающей среды.

При температуре внутреннего кольца больше температуры наружного кольца зазор в подшипнике уменьшается на величину:

$$\Delta g_T = \Delta d_H - \Delta d_B - 2\Delta d_P.$$

При разности температур на торцах кольца \$\Delta t=10\$ °С, \$d_B=165\$ мм, \$\alpha \cong 10 \cdot 10^{-6}\$ град\$^{-1}\$:

$$\Delta d_B = 10 \cdot 10^{-6} \cdot 10 \cdot 165 = 0,0165 \text{ мм},$$

что создаст перекося роликов относительно колец подшипника. При \$t_B - t_H = 5\$ °С уменьшение зазора в подшипнике составит 0,010мм.

1.3 Влияние вращения на размеры внутренней беговой дорожки и роликов

1.3.1. Изменение диаметра беговой дорожки внутреннего кольца

Первоначально полагая, что вал не оказывает влияния на деформацию кольца, определяем изменение диаметра беговой дорожки по известной формуле для пустотелого цилиндра [5]:

$$\Delta d_{цв} = \frac{\gamma \cdot \omega_1^2 \cdot d_B}{16 \cdot gE} [(3 + \mu)d^2 + (1 - \mu)d_B^2],$$

где γ – удельный вес; g – ускорение свободного падения, затем вводим поправку, вызванную уменьшением натяга от центробежных сил, определяемую в п. 1.1.2.

При $\omega_1 = 1200 \text{ с}^{-1}$, $d_B = 165 \text{ мм}$ увеличение диаметра составит $\approx 0,04 \text{ мм}$.

1.3.2. Увеличение диаметра ролика от воздействия центробежных сил

$$\Delta d_{цр} = \frac{\gamma \cdot \omega_p^2 \cdot d_p^3}{16 \cdot gE} [(1 - \mu)].$$

При $\omega_1 = 1200 \text{ с}^{-1}$, $d_p = 15 \text{ мм}$: $\Delta d_{цр} \approx 0,3 \text{ мкм}$.

1.3.3. Уменьшение диаметра роликов от кориолисовых сил инерции

$$\Delta d_{кр} = -\frac{\gamma \cdot \omega_p^2 \cdot d_0 \cdot d_p^4}{2 \cdot gE(d_0^2 - d_p^2)} (1 - \mu)$$

ω_p – частота вращения ролика вокруг своей оси; d_0 – диаметр окружности центров тел качения.

При $\omega_1 = 1200 \text{ с}^{-1}$, $d_0 = 180 \text{ мм}$: $\Delta d_{цр} \approx -0,2 \text{ мкм}$. Знак «минус» указывает на уменьшение диаметра.

1.3.4. Уменьшение размера ролика (овализация) вследствие его прижатия к наружному кольцу

$$\Delta d'_{цр} = -\frac{\gamma \cdot \omega_c^2 \cdot d_p^2}{2 \cdot g \cdot E} \left[\left(\frac{\pi^2 d_c}{8} - \frac{2}{9} d_p \right) \right],$$

где ω_c – частота вращения сепаратора.

При $\omega_1 = 1200 \text{ с}^{-1}$, $\Delta d'_{цр} \approx -0,2 \text{ мкм}$.

1.4 Суммарное изменение назначенного посадочного зазора в подшипнике

Суммарное изменение зазора определяется по сумме двух воздействий – теплового и от объемных центробежных сил, возникающих при вращении:

$$g_{Т.ц.} = \sum g_T + \sum g_{ц.}$$

Наибольший вклад в изменение зазора в подшипнике могут вносить тепловые деформации, если перепад температур колец подшипника будет значительным, затем влияние вращения вала, для роликов влияние вращения оказывается незначительным, около 0,1 мкм.

2. Влияние объемных деформаций систем «внутреннее кольцо – вал» и «ролики – наружное кольцо – корпус» на распределение натяга и величину контактной деформации в подшипнике

Если процесс возникновения рабочего натяга в подшипнике представить в виде трех последовательных действий двух упомянутых в заголовке систем: первое – изменение размеров внутренней беговой дорожки в результате теплового воздействия и вращения, второе – изменение размеров роликов и беговой дорожки наружного кольца подшипника в результате теплового воздействия, третье – сборка двух систем, то полученное в результате первых двух действий значение натяга в подшипнике будет перераспределяться между контактными деформациями роликов с кольцами и объемными деформациями вала с внутренним кольцом и наружного с корпусом (с демпферной втулкой ресоры).

Внутреннее кольцо с валом будут испытывать деформацию сжатия, а наружное кольцо с корпусом будут растягиваться. Этот процесс можно представить в виде соотношения:

$$g_H = g_n - \Delta g_T - \Delta g_{ц.} = \delta_K + 2u_B + 2u_H, \quad (2.1)$$

где g_H – натяг от температурного воздействия и объемных центробежных сил; g_n – заданный посадочный зазор; Δg_T и $\Delta g_{ц.}$ – изменения радиального зазора в результате теплового воздействия и вращения, соответственно; δ_K – суммарная контактная деформация ролика с кольцами подшипника; u_B – радиальное смещение беговой дорожки внутреннего кольца подшипника от сжатия; u_H – радиальное смещение беговой дорожки наружного кольца подшипника от растяжения.

На наружное кольцо подшипника может оказывать влияние и давление в демпферной полости, которое является переменным [1], но в этой работе оно принято постоянным и является предметом отдельного исследования.

С учетом влияния давления в демпфере выражение (2.1) примет вид:

$$g_H = g_n - \Delta g_T - \Delta g_{ц.} - \Delta g_g = \delta_K + 2u_B + 2u_H$$

где g_g – изменение радиального зазора от давления в демпфере.

2.1 Деформации наружного кольца подшипника в системе «ролики – наружное кольцо – корпус»

Возможны два случая, когда кольцо подшипника устанавливается в демпферной втулке с натягом или с зазором (рис. 3). Рассмотрим оба случая.

2.1.1 Радиальное перемещение беговой дорожки от натяга в подшипнике и давления в демпфере в случае натяга посадки

В этом случае кольцо подшипника рассматриваем за одно целое с демпферной втулкой, на него будут действовать давление жидкости P_d и давление со стороны роликов P_{B3} , последнее первоначально приведем к распределённому по окружности давлению по формуле (2.2а), затем давления P_d и P_{B3} приводим к распределённым по длине демпферной втулки давлениям P'_d и P'_{B3} :

$$P_{B3} = q_n \frac{Z \cdot l}{2\pi \cdot r_{B3}} \quad (2.2a)$$

$$P'_d = P_d \frac{l_g}{B_K} \quad P'_{B3} = P_{B3} \frac{l}{B_K} \quad (2.2б)$$

где q_n - распределенная нагрузка на ролик от натяга; Z - число роликов в подшипнике, остальные обозначения ясны из рис. 3.

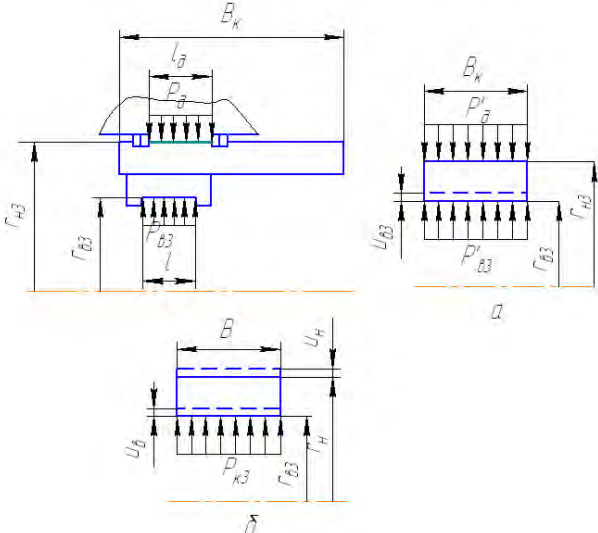


Рис. 3. Вид опоры с наружным кольцом подшипника и расчетные схемы: а – при натяге; б – при зазоре

В результате получаем расчетную схему на рис. 3а для цилиндра, находящегося под внутренним и наружным давлениями. Для определения радиального перемещения поверхности беговой дорожки воспользуемся решением Ляме. Для нашего случая формула имеет вид:

$$u_{B3} = \frac{r_{B3}}{E} \left[P'_{B3} \left(\frac{r_{H3}^2 + r_{B3}^2}{r_{H3}^2 - r_{B3}^2} + \mu \right) - 2P'_d \frac{r_{H3}^2}{r_{H3}^2 - r_{B3}^2} \right] \quad (2.3)$$

Как следует из выражения (2.3), перемещение может быть отрицательным и положительным, это зависит от размеров демпферной втулки и толщины кольца подшипника и величин давлений P'_d и P'_{B3} . Если перемещение со стороны демпфера будет больше, то натяг в подшипнике возрастет.

2.1.2 Радиальные перемещения посадочной поверхности наружного кольца подшипника от натяга в случае зазора посадки

Если наружное кольцо подшипника устанавливается в демпферную втулку с зазором и от натяга со стороны роликов он не выбирается, то расчетная схема имеет вид, показанный на рис. 3б. Подпирающим торец кольца усилием со стороны гайки (см. рис. 1) пренебрегаем, его влияние в дальнейшей работе подлежит уточнению, перемещения и давления определяются аналогично предыдущим случаям.

$$u_H = 2 \frac{r_H}{E} P'_B \frac{r_{B3}^2}{r_H^2 - r_{B3}^2}, \quad (2.4a)$$

$$u_B = \frac{r_{B3}}{E} P'_B \left(\frac{r_H^2 + r_{B3}^2}{r_H^2 - r_{B3}^2} + \mu \right), \quad (2.4б)$$

$$P'_B = q_n \frac{Z \cdot l}{2\pi \cdot r_{B3} B}$$

На уменьшение зазора посадки оказывает влияние и давление в демпфере:

$$u_d = -2 \frac{r_H}{E} P_d \frac{r_{H3}^2}{r_H^2 - r_{B3}^2},$$

где r_H - наружный (посадочный) радиус кольца подшипника.

Зазор посадки сохранится, если

$$u_H + u_d \leq \delta_n,$$

где δ_n - зазор посадки на сторону, иначе получаем предыдущий случай и расчет ведем по схеме рис. 3а, с поправкой на зазор посадки.

2.2 Радиальное перемещение поверхности беговой дорожки внутреннего кольца от натяга в подшипнике (от объемной деформации сжатия)

Внутреннее кольцо подшипника находится под двумя давлениями, внешним - со стороны роликов от натяга и внутренним - от реакции со стороны вала, возникающее от давления со стороны роликов, которое распределяем по длине кольца B также, как это сделано в предыдущем случае (формулы 2.2а, б):

$$P'_{H2} = q_n \frac{Z \cdot l}{2\pi r_H B},$$

где r_H - радиус беговой дорожки внутреннего кольца, остальные обозначения соответствуют формуле (2.2а) и получаем расчетную схему (рис. 4а), по которой радиальное пе-

ремещение u_{H2} также определяем на основании решения Ляме.

Для определения радиального перемещения беговой дорожки воспользуемся методом наложения. Представим, что вначале кольцо находится как бы до сборки и на него действует только внешнее давление P'_{H2} (рис. 4б), радиальное перемещение u_{B2} принимаем за посадочный натяг, от которого определяем давление P , затем это давление прикладываем к кольцу и получаем расчетную схему (рис. 4а), по которой находим перемещение беговой дорожки u_{H2} . Расчетные формулы имеют следующий вид:

$$u_{B2} = -\frac{r_b}{E} P'_{H2} \frac{r_H^2}{r_H^2 - r_b^2},$$

$$u_{H2} = \frac{r_H}{E} \left[2P \frac{r_b^2}{r_H^2 - r_b^2} - P'_{H2} \left(\frac{r_H^2 + r_b^2}{r_H^2 - r_b^2} - \mu \right) \right], \quad (2.4)$$

где давление P определяется из формулы (1.4), в которой принимаем $u_{BH} = u_{B2}$,

$$P'_{H2} = q_H \frac{Z}{2\pi r_H B}$$

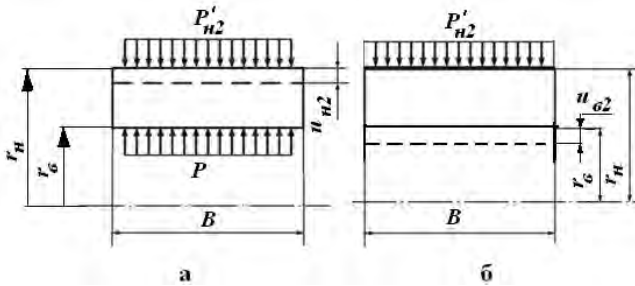


Рис. 4. Расчетные схемы сил, действующие на внутреннее кольцо: а – от усилия со стороны роликов и реакции вала; б – от усилия со стороны роликов

2.4 О сравнительной оценке составляющих радиальных деформаций

Изложенная методика позволяет определить натяг в подшипнике и определить, какая часть этого натяга в подшипнике приходится на объемную деформацию сжатия и расширения колец подшипника и какая часть на контактную деформацию, влияющую непосредственно на контактную долговечность подшипника.

Соотношения между деформациями определяются из выражения:

$$\delta_H = 2(\delta_K + u_{H2} + u_{H3} - u_D) \quad (2.6)$$

где δ_H – натяг в подшипнике, который получается в результате температурных деформаций и вращения вала; δ_K – контактная деформация; u_{H2} – уменьшение радиуса беговой дорожки внутреннего кольца подшипника; u_{H3} – увеличение радиуса бего-

вой дорожки наружного кольца подшипника; u_D – уменьшение радиуса беговой дорожки наружного кольца подшипника от давления в демпфере.

3. Об оценке влияния натяга на долговечность подшипника

Важнейшим вопросом в расчете подшипников на долговечность, работающих в условиях натяга, является: «Как же учитывать влияние натяга на долговечность?» Он разделяется на четыре задачи: определение результирующей нагрузки на подшипник, расчет распределения внешней нагрузки в подшипнике, определение результирующих нагрузок на тела качения, оценка долговечности подшипника по распределению нагрузки.

3.1 Определение нагрузки на подшипник с учетом натяга

От натяга в подшипнике все тела качения нагружены одинаково, а после приложения внешней нагрузки усилия на ролики перераспределяются (рис. 5).

В подшипнике можно выделить две зоны: верхнюю и нижнюю, в соответствии с вектором внешней нагрузки от веса ротора, который направлен вниз. В нижней зоне усилие возрастает и реакция со стороны наружного кольца будет равна:

$$F'_1 = F'_H + \chi F', \quad (3.1)$$

а в верхней зоне:

$$F'_2 = F'_H - \chi F', \quad (3.2)$$

где χ – коэффициент внешней нагрузки, который в верхней и нижней зонах нагружения одинаков в силу симметричной жесткости подшипника; F' – внешняя погонная нагрузка; F'_H – результирующая нагрузка на подшипник в верхней и нижней зонах нагружения от натяга:

$$F'_H = q_H \left(1 + 2 \sum_{i=1}^{[Z/4]} \cos \varphi_i \right).$$

Здесь q_H – погонная нагрузка на ролик; Z – число роликов.

Уравнение равновесия внутреннего кольца подшипника с роликами:

$$F'_1 = F' + F'_2,$$

откуда используя (3.1) – (3.2) находим: $\chi=0,5$.

Таким образом, если стык не раскрывается, то результирующая нагрузка от натяга

и внешней нагрузки в нижней зоне нагружения будет равна:

$$F'_1 = F'_H + 0,5F' \quad (3.3)$$

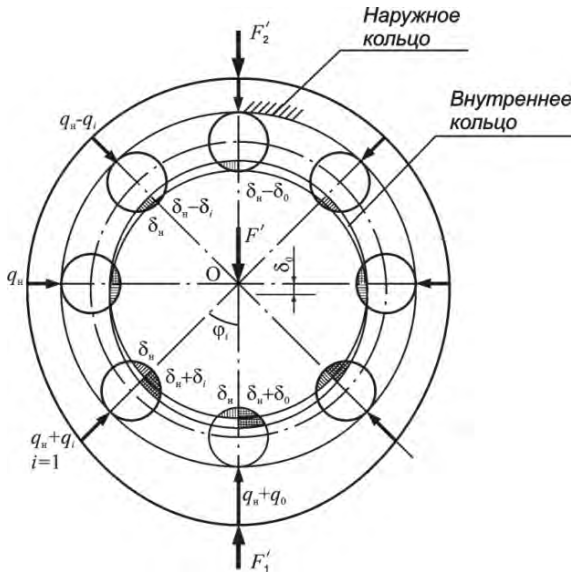


Рис. 5. К определению деформаций и распределению нагрузок в подшипнике с натягом: δ_n – натяг в подшипнике; q_n – нагрузка от натяга; $\delta_0, \delta_1, \dots, \delta_i$ – контактные деформации от действия внешних нагрузок q_0, q_1, \dots, q_i ; F' – внешняя нагрузка; F'_1, F'_2 – реакции опоры (корпуса), δ_0 – смещение центра вала

В верхней зоне нагружения:

$$F'_2 = F'_H - 0,5F' \quad (3.4)$$

Из (3.4) следует условие нераскрытия стыка:

$$F'_H - 0,5F' > 0 \quad (3.5)$$

Если стык раскроется, то $F'_H - 0,5F' < 0$ и реакция в верхней зоне будет равна нулю и получаем: $F'_1 = F'$, то есть, натяг в подшипнике не будет оказывать влияния на напряженное состояние в контакте и будет случай беззазорного подшипника, в котором результирующая нагрузка равна внешней нагрузке.

Таким образом, в случае сохранения натяга в верхней зоне, то есть нераскрытия стыка, на подшипник в нижней зоне нагружения будет действовать только половина внешней нагрузки.

3.2 Распределение внешней нагрузки по телам качения с учетом натяга

Эта задача решается через соотношения между деформациями. Рассмотрим ее на примере жесткой опоры, т.е. когда вал является сплошным, а корпус массивным.

Зависимость между перемещениями и нагрузками примем линейной:

$$\delta_H = \kappa q_H, \quad (3.6)$$

где δ_H – контактные перемещения от нагрузки q_H , возникающей от натяга; κ – коэффициент пропорциональности;

$$\delta_0 = \kappa q_0, \quad (3.7)$$

где δ_0 – контактное перемещение от внешней нагрузки q_0 на центральное тело качения.

Перемещение центра вала на координате φ_i от внешней нагрузки равно (рис. 5):

$$\delta_i = \delta_0 \cdot \cos \varphi_i. \quad (3.8)$$

Общая деформация сопрягаемых тел в нижней зоне нагружения под центральным телом качения с учетом (3.6 – 3.7):

$$\delta_{0\Sigma} = \delta_H + \delta_0 = \kappa(q_H + q_0).$$

Общая деформация на координате φ_i :

$$\delta_{i\Sigma} = \delta_H + \delta_i = \kappa(q_H + q_i). \quad (3.9)$$

С учетом (3.6) – (3.8) получаем выражение

$$\begin{aligned} \delta_{i\Sigma} &= \delta_H + \delta_0 \cdot \cos \varphi_i = \kappa(q_H + q_0 \cdot \cos \varphi_i) \\ &= \kappa(q_H + q_i), \end{aligned}$$

из которого находим:

$$q_i = q_0 \cdot \cos \varphi_i. \quad (3.10)$$

Из (3.10) следует, что распределение внешней нагрузки по телам качения не зависит от величины нагрузки, возникающей от натяга.

Уравнение равновесия внешних сил в условиях натяга при нераскрытии стыка:

$$q_0 + 2 \sum_{i=1}^{[Z/4]} q_i \cos \varphi_i = \frac{1}{2} F' \quad (3.11)$$

Подставляя (3.10) в (3.11), находим выражение для определения внешней нагрузки на центральный ролик в условиях натяга:

$$q_0 = \frac{\kappa F'}{2Z},$$

где $\kappa=4,0$ при $Z=28$.

Можно также показать, что замена линейной зависимости контактных деформаций от нагрузки на нелинейную по формуле:

$$\delta = q(A - a \ln q), \quad (3.12a)$$

полученную на основании решения для контакта двух цилиндров [6], не оказывает влияние на распределение внешней нагрузки по телам качения в роликоподшипнике с натягом, а перемещение центра вала от внешней нагрузки более точно будет определяться с учетом преднатяга, неучет последнего приводит к погрешности около 11% в сторону завышения значения перемещения.

На основании (3.12a) определим ослабление натяга на сторону от влияния центробежных сил роликов:

$$\delta_{\text{Ц}} = 0,5q_{\text{Ц}}(A - \ln q_{\text{Ц}}), \quad (3.12\text{б})$$

где $\delta_{\text{Ц}}$ - центробежная нагрузка на единицу длины контакта ролика:

$$q_{\text{Ц}} = \pi \cdot r_p^2 \rho \omega_c^2 \cdot r_{\text{ср}} \cdot l_p / l_{\text{эфф}}; \quad (3.13)$$

r_p - радиус ролика; ρ - плотность материала ролика; ω_c^2 - угловая скорость сепаратора; $r_{\text{ср}}$ - радиус расположения центров роликов; l_p - длина ролика; $l_{\text{эфф}}$ - эффективная длина ролика;

$$A = \frac{4(1-\mu^2)}{\pi E} \left[\ln \frac{2r_{\text{ср}}E}{1,128^2(1-\mu^2)} + 0,814 \right]; \quad (3.14)$$

$$a = \frac{2(1-\mu^2)}{\pi E}; \quad (3.15)$$

E и μ - модуль Юнга и коэффициент Пуассона, соответственно.

Примечание: размерность в (3.12а, б – 3.15) в Н и мм.

При известном натяге $\delta_{\text{Н}}$ остаточный натяг после воздействия центробежных сил равен:

$$\delta'_{\text{Н}} = \delta_{\text{Н}} - \delta_{\text{Ц}}.$$

Нагрузку на ролики от остаточного натяга $q'_{\text{Н}}$ определим по выражению (3.12а):

$$\delta'_{\text{Н}} = q'_{\text{Н}}(A - a \cdot \ln q'_{\text{Н}}).$$

Очевидно, что начало раскрытия стыка определяется по аналогии с (3.5):

$$\delta'_{\text{Н}} - 0,5q_0 \leq 0.$$

Таким образом, результирующие нагрузки на тела качения при натяге в подшипнике определяются суммированием нагрузок от натяга (от остаточного натяга при учете центробежных сил), от половины внешней нагрузки и центробежных сил роликов:

$$q_{i,p} = q_{\text{н}} + 0,5q_i + q_{\text{ц}}.$$

3.4 Оценка долговечности подшипников с учетом распределения нагрузки по телам качения

Сравнение долговечности при различных вариантах распределения нагрузки в подшипниках может быть осуществлено по известным формулам:

для наружного кольца:

$$N_2 = \left(\frac{q_{01}}{q_{02}} \right)^{3,33} \cdot N_1, \quad (3.16\text{а})$$

$$N_2 = \left(\frac{\sigma_{01}}{\sigma_{02}} \right)^{6,66} \cdot N_1, \quad (3.16\text{б})$$

где q_{01} , σ_{01} - нагрузка и напряжение в наиболее нагруженной точке наружного кольца подшипника, N_1 - расчетная долговечность подшипника в первом варианте распределения нагрузки; q_{02} , σ_{02} и N_2 - то же, но при

втором варианте; для внутреннего кольца – по эквивалентным нагрузкам или напряжениям, определенным на основании линейной гипотезы суммирования повреждений:

$$N_2 = \left(\frac{q_{\text{эк1}}}{q_{\text{эк2}}} \right)^{3,33} \cdot N_1, \quad (3.17\text{а})$$

$$N_2 = \left(\frac{\sigma_{\text{эк1}}}{\sigma_{\text{эк2}}} \right)^{6,66} \cdot N_1, \quad (3.17\text{б})$$

где $q_{\text{эк1}}$ и $q_{\text{эк2}}$ - эквивалентные нагрузки; $\sigma_{\text{эк1}}$ и $\sigma_{\text{эк2}}$ - эквивалентные напряжения:

$$q_{\text{эк}} = \sqrt[3,33]{\frac{1}{n} (q_0^{3,33} + 2q_1^{3,33} + \dots + 2q_{n1}^{3,33})},$$

$$\sigma_{\text{эк}} = \sqrt[6,66]{\frac{1}{n} (\sigma_0^{6,66} + 2\sigma_1^{6,66} + \dots + 2\sigma_{n1}^{6,66})},$$

для соответствующих вариантов распределения нагрузки, где n - количество нагруженных тел качения; n_l - номер крайнего нагруженного тела качения, если в центральном положении его считать нулевым; q_i - нагрузки на тела качения.

Как пример, рассмотрим данные расчетов распределения нагрузки по телам качения, без учета центробежных сил роликов, в подшипнике 1032930 при различных вариантах натягов на сторону (рис. 6). Из рисунка следует, что небольшой натяг – до 0,001 мм не оказывает влияние на распределение нагрузки, натяг 0,0026 мм является переходным, с которого зона нагружения составляет 360°.

Оценка долговечности по формуле 3.17а, вычисленная по всем нагрузкам на тела качения в подшипниках с зазором, считается достаточно достоверной, а в случае натяга в подшипнике, не является таковой, так как на величину последней существенное влияние оказывают малые нагрузки, хотя их роль в накоплении усталостных повреждений несущественна.

Оценка долговечности подшипника при различных значениях распределения нагрузки может быть сделана на основании эквивалентных контактных напряжений (формула 3.17б). Жильников Е.П. [1], основываясь на данных фирмы SKF, которая в каталог включила нагрузку, соответствующую пределу выносливости, определил значение последнего, приняв базовое число циклов равным 10^7 , что на наш взгляд нуждается в экспериментальной проверке, так как

получаются явно заниженные результаты долговечности для быстроходных подшипников и завышенные значения предела контактной выносливости.

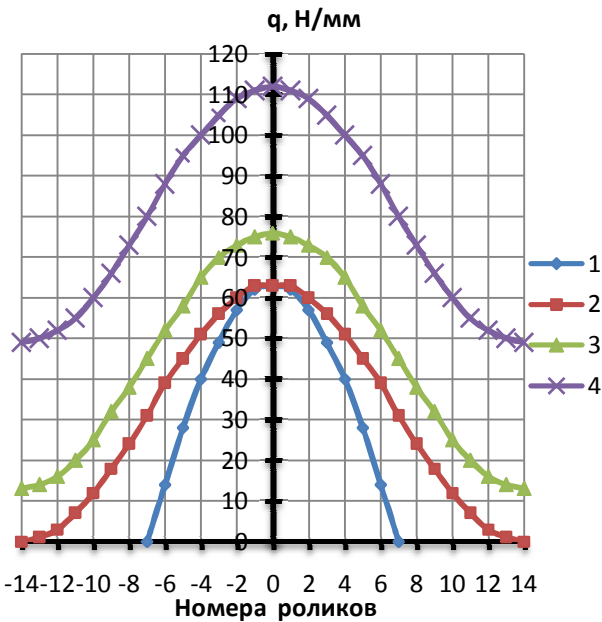


Рис. 6. Распределение нагрузки в подшипнике 1032930, установленном в жестком корпусе и на сплошном вале, при различных натягах (на сторону), мм: 1 – 0 – 0,001; 2 – 0,0026; 3 – 0,0036; 4 – 0,0068

Следует оговориться, что данные фирмы SKF относятся к стали очень высокого качества, поэтому не располагая надежными сведениями о прочностных характеристиках подшипниковой стали, работающей при высоких температурах, наиболее правильным будет делать сравнительную оценку долговечности подшипников по разным критериям.

Критериями оценки могут быть эквивалентные нагрузки, найденные по всем нагрузкам на тела качения (), по усеченным эквивалентным нагрузкам (), при определении которых отбрасываются малые значения нагрузок на тела качения, долевого участие которых составляло до 2,5%; по эквивалентным нагрузкам, найденным в пределах угла зоны нагружения, равном 180° (), по результирующим радиальным нагрузкам, найденным для зон действия внешней нагрузки, 180° ().

В таблице представлены сравнительные значения долговечности перечисленных вариантов. Наименее достоверные данные получены при расчетах по эквивалентным

полным и усеченным нагрузкам, причем при натяге 0,0026 мм получился явно неверный результат.

Таблица - Сравнительная долговечность подшипника при различных зазорах и вариантах расчета

№ п/п	Параметры	Радиальный натяг, мм*			
		0-0,001	0,0026	0,0036	0,0062
1	Эквивалентная нагрузка	6,20	5,59	6,90	10,9
	Долговечность, N	1	1,41	0,704	0,156
2	Усеченная эквивалентная нагрузка	6,87	6,64	8,05	11,31
	Долговечность, N	1	1,12	0,589	0,190
3	Эквивалентная нагрузка	6,20	6,89	8,57	12,97
	Долговечность, N	1	0,704	0,340	0,086
4	Результирующая радиальная нагрузка	444 (6000)	504 (6800)	622 (8390)	941 (12700)
	Долговечность, N	1	0,658	0,327	0,082

Примечание: *Натяг на сторону

По-видимому, более правильным будет вести расчет по эквивалентной и результирующей радиальной нагрузкам, найденным по распределению нагрузки в подшипнике для нижней зоны нагружения – 180° . В таблице это третий и четвертый случаи.

Для расчета распределения внешней нагрузки в подшипнике в авиационных опорах, можно воспользоваться методикой автора [7], которая позволяет учесть изгибную податливость валов, корпусов и действие центробежных сил.

Таким образом, предложенная методика позволяет определить натяги в подшипниках с учетом конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов, выполнить анализ влияния различных параметров для конкретных подшипниковых узлов и затем определить влияние натяга на долговечность подшипника.

Библиографический список

1. Балякин, В.Б. Теория и проектирование опор авиационных ГТД / В.Б. Балякин [и др.]. – Самара: Изд-во Сам. гос. аэрокосм. ун-та, 2007. – 254с.
2. Перель, Л.Я. Подшипники качения. Справочник / Л. Я. Перель. – М.: Машиностроение, 1983. – 543с.

3. Тимошенко, С.П. Пластины и оболочки / С.П. Тимошенко, С. Войновский-Кригер. – М.: Наука, 1966. – 636с.
4. Решетов, Д.Н. Машиностроение. Энциклопедия. Детали машин. Конструкционная прочность. Трение, износ, смазка. – Т.IV-1 / Д.Н. Решетов, А.П. Гусенков, Ю.Н. Дроздов и др. Под общей ред. Д.Н. Решетова. – М.: Машиностроение, 1995. – 864с.
5. Пономарев, С.Д. Расчеты на прочность в машиностроении, т.3. / С.Д. Пономарев, В.Л. Бидерман. – М.: Машгиз, 1959.
6. Ковальский, Б.С. Напряженное состояние и критерий прочности при контактом сжатии / Б.С. Ковальский // Научные записки Харьковского авиационного института, т.5, 1941.
7. Иванов, Б.А. Влияние жесткости соприкасаемых элементов на распределение нагрузки между телами качения в быстроходных радиальных роликоподшипниках / Б.А. Иванов, О.М. Беломытцев // Повышение прочности и эксплуатационная надежность деталей. - Перм. политехн. ин-т. – Пермь, 1968. – С. 162-168.

References

1. Balyakin V.B., Zhilnikov E.P., Samsenov V.N., Makarchuk V.V. Theory and design of support of aviation gas-turbine engine. – Samara, 2007. – 254p.
2. Perel L.Ya. Rolling bearings. Reference-book. – M., 1983. – 543p.
3. Timoshenko S.P., Voynovskiy-Kriger S. Plates and capsules. – M., 1966. – 636p.
4. Engineering. Encyclopedia. Machine elements. Structural strength. Friction, wear, smearing. – V.IV-1/ D.N. Reshetov, A.P. Gusenkov, Yu.N. Drozdov and others. Under general revision D.N. Reshetov. – M., 1995. – 864p.
5. Ponomarev S.D., Biderman V.L. Strength design at engineering, v.3. – M., 1959.
6. Kovalskiy B.S. Stress and strength criterion at contact compression. “Scientific note of Harkov aviation institute”, v.5., 1941.
7. Ivanov B.A. Influence harshness transform on load distribution between rolling bodies in high-speed radial roller bearing/ B.A. Ivanov, O.M. Belomytzev// Fortification and maintainability of details/ Perm politechnical institute. – Perm, 1968. – p. 162-168.

THE DETERMINATION OF VARIOUS FACTORS INFLUENCING ON CHANGE OF THE MOUNTING FIT AND CALCULATION PROCEDURE OF THE LOAD DISTRIBUTION IN THE CYLINDRICAL ROLLER BEARINGS OPERATED IN TIGHTNESS

© 2009 O. M. Belomytzev

Perm state technical university

In present work the evaluation of various factors influencing on change of the mounting fit in high speed rolling bearing is presented. Prime factors are thermal effect and influence of centrifugal forces on the sizes of bearing races. The relation between volumetric and contact deformations of mating parts and bearing is considered. A calculation procedure of the load distribution in the cylindrical roller bearings of gas-turbine engines operated in tightness conditions.

Bearing, clearance, tightness, load distribution

Информация об авторе

Беломытцев Олег Михайлович, кандидат технических наук, профессор Пермского государственного технического университета. E-mail: detail@pstu.ac.ru. Тел. (8-342) 2-198-257, 8-919-48-56-470. Область научных интересов: подшипники качения, трибология, передачи.

Belomytzev Oleg Mihaylovich, candidate of technical science, professor of Perm state technical university. E-mail: detail@pstu.ac.ru. Phone. (8-342) 2-198-257; 8-919-48-56-470. Area of research: rolling bearing, tribology, transmissions.