

УДК 621.822.6

## ОПТИМИЗАЦИЯ ГЕОМЕТРИИ ВЫСОКОСКОРОСТНОГО РОЛИКОВОГО ПОДШИПНИКА ПРИ ПЕРЕКОСАХ КОЛЕЦ

© 2009 Е.П. Жильников<sup>1</sup>, В.В. Макарчук<sup>2</sup>, А.Н. Пахомов<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Самарский государственный аэрокосмический университет

<sup>2</sup> ОАО “Завод авиационных подшипников”

Поступила в редакцию 21.01.2009

В работе приводятся методики и результаты расчетов оптимальной внутренней геометрии высокоскоростных радиальных роликовых подшипников авиационных двигателей при перекосах колец. Приведены рекомендации по повышению работоспособности подшипниковых опор ГТД.

Ключевые слова: подшипники качения роликовые, перекосы колец, внутренняя геометрия.

Работоспособность роликовых подшипников существенно снижается при перекосах колец подшипников в опорах авиационных газотурбинных двигателей, где перекосы возникают вследствие деформаций тонкостенных валов и корпусов в рабочих условиях.

Повышение работоспособности подшипников и снижение неравномерности распределения нагрузки по линии контакта при перекосе обеспечивается, как правило, профилированием образующей ролика [1-5]. Нами рассмотрено распределение нагрузки по линии контакта при перекосе роликов с различной формой бомбины. Показано, что у высокоскоростных подшипников при перекосах условия контактирования ролика с наружным и внутренним кольцами различны. Это необходимо учитывать при выборе образующей ролика и внутренней геометрии подшипника в целом. При этом беговую дорожку наружного кольца целесообразно выполнять цилиндрической, а профилировать только образующую роликов и беговую дорожку внутреннего кольца.

Рассмотрим характеристики трех типов роликов: цилиндрического, с радиусной бомбиной и с логарифмическим профилем бомбины. При этом с целью унификации исходных данных для всех профилированных роликов задаются лишь величина  $\Delta_\phi$ , величина фаски у торца  $l_T$  а также длина цилиндрического пояса  $l_c$  (рис. 1).

Для ролика с радиусной бомбиной радиус профиля образующей является константой и определяется по формуле:

$$R_\phi = \frac{l_\phi (l_p - l_\phi)}{2\Delta_\phi}.$$

Для ролика с образующей, описываемой логарифмической кривой, профиль ролика определяется выбранным участком логарифмической кривой.

Для логарифмического профиля принимаем функцию

$$y = a_\phi \ln(x/(l_T + l_\phi)).$$

При этом начало оси координат приводим к торцу ролика. Точка, соответствующая концу бомбины, будет иметь координату  $x = l_T + l_\phi$ .

Тогда величина параметра логарифмического профиля определится по формуле:

$$a_\phi = \frac{\Delta_\phi}{\ln(l_\phi/l_T + 1)}.$$

Радиус профиля является переменной величиной и в произвольной точке с координатой  $x$  определяется по выражению [6]:

$$R_\phi = \left(1 + (dy/dx)^2\right)^{3/2} / \left|d^2y/dx^2\right|.$$

После дифференцирования, подстановки и преобразований получим формулу для расчета радиуса кривизны профиля:

$$R_\phi = \frac{(a_\phi^2 + x^2)^{1.5}}{a_\phi x}.$$

Так как  $x \geq l_T$  и, следовательно,  $a_\phi \ll x$  в практических расчетах можно принять:

$$R_\phi \approx x^2/a_\phi.$$

Профиль образующей беговой дорожки внутреннего кольца принимаем соответствующим типу профилированного ролика, т.е. цилиндрической.

Жильников Евгений Петрович, кандидат технических наук, доцент, профессор кафедры “Основы конструирования машин”. Тел. (846) 267-46-12. E-mail: okt@ssau.ru.  
Макарчук Владимир Владимирович, исполнительный директор УК “ЕПК”. Тел. (846) 312-26-71  
Пахомов Александр Николаевич, инженер специального конструкторского бюро. Тел. (846) 312-29-63.

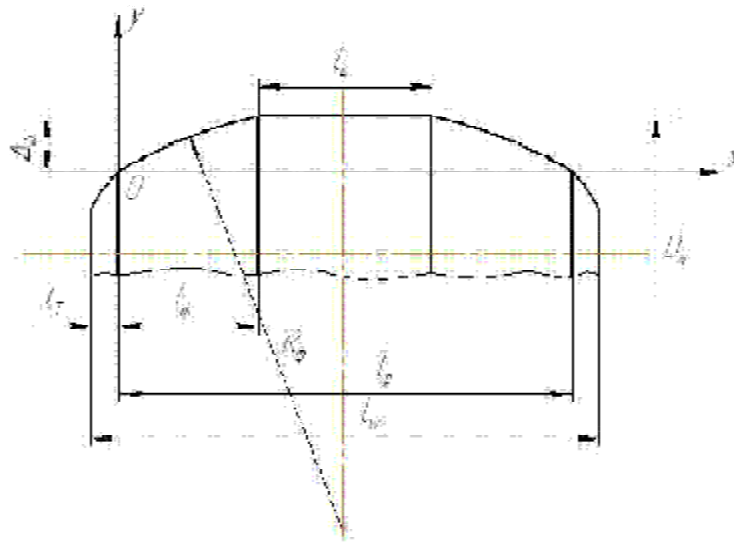


Рис. 1. Схема профиля бомбинированного ролика

дическим, с радиусной бомбиной или с бомбиной логарифмического профиля.

При этом с целью унификации исходных данных для всех профилированных колец задаются лишь величина бомбины  $\Delta_k$  и длина цилиндрического пояса  $l_c$ , а также величина фаски  $l_{Tк}$  у торцов кольца (рис. 2). При этом длину цилиндрического пояса принимаем одинаковой для кольца и ролика.

Для кольца с радиусной бомбиной радиус профиля является константой и определяется по формуле:

$$R_{фк} = (l_k^2 - l_c^2) / 8 \Delta_k.$$

При этом длину  $l_k$  рабочего участка беговой дорожки кольца определим с учетом фасок у торцов:  $l_k = B - 2l_{Tк}$ . Длину бомбины кольца определим по формуле:  $l_{фк} = (l_k - l_c) / 2$ .

Для кольца с образующей, описываемой логарифмической кривой принимаем функцию

$$y = a_k \ln(x / (l_{Tк} + l_{фк})).$$

При этом начало оси координат приводим к торцу кольца. Точка, соответствующая концу бомбины, будет иметь координату  $x = l_{Tк} + l_{фк}$ .

Тогда параметр логарифмической кривой определится по формуле:

$$a_{фк} = \frac{\Delta_k}{\ln(l_{фк} / l_{Tк} + 1)}.$$

Распределение нагрузки по линии контакта при перекосе роликов является неравномерным. Для его расчета разработаны достаточно точные методы [5,7], основанные на положениях теории упругости. Однако в связи с большой трудоемкостью вычислений для решения задач определения оптимального профиля образующей роликов и колец используем упрощенное решение.

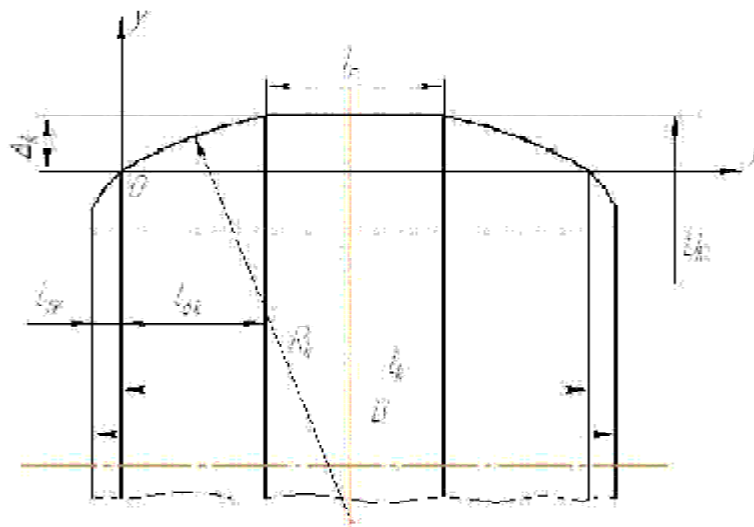


Рис. 2. Схема профиля кольца с бомбиной

При этом область контакта ролика разбивается на  $n$  участков длиной  $\Delta l = l_p/n$ . Приведенный радиус кривизны в каждом сечении в контакте ролика с кольцом определяется по формуле:

$$R_{npi} = \frac{R_{1i} R_{2i}}{R_{2i} \pm R_{1i}}.$$

Здесь:  $R_{1i}$  – радиус ролика в данном сечении;  $R_{2i}$  – радиус кольца. При этом знак плюс принимается для контакта ролика с внутренним кольцом, а минус – для контакта с наружным.

Здесь для внутреннего кольца принимаем знак минус, для наружного – плюс.

При определении радиуса ролика координаты сечений отсчитываем от начала бомбинированного участка.

Для цилиндрического ролика (рис.1)  $R_{1i} = D_w/2$ .

Здесь  $D_w$  – номинальный диаметр ролика.

Для ролика с радиусной бомбиной получим:

$$R_{1i} = \frac{D_w}{2} - \frac{(l_p - l_\phi - x)(l_\phi - x)}{2R_\phi}$$

при  $l_\phi \geq x \geq l_p - l_\phi$ ;

$$R_{1i} = \frac{D_w}{2} \quad \text{при } l_\phi < x < l_p - l_\phi.$$

Для ролика с логарифмическим профилем бомбины получим:

$$R_{1i} = \frac{D_w}{2} + a_\phi \ln \frac{x + l_T}{l_\phi + l_T} \quad \text{при } x \leq l_\phi;$$

$$R_{1i} = \frac{D_w}{2} \quad \text{при } l_\phi < x < l_p - l_\phi;$$

$$R_{1i} = \frac{D_w}{2} + a_\phi \ln \frac{l_p + l_T - x}{l_\phi + l_T} \quad \text{при } x \geq l_p - l_\phi.$$

Радиус наружного кольца во всех сечениях определяется по формуле:

$$R_{2n} = (d_m + D_w)/2.$$

Радиус не профилированного внутреннего кольца постоянный для всех сечений и определяется по формуле:

$$R_{2ei} = (d_m - D_w)/2.$$

Здесь  $D_w$  – номинальный диаметр ролика,  $d_m$  – средний диаметр подшипника.

Для кольца с радиусной бомбиной получим:

$$R_{2ei} = \frac{d_m - D_w}{2} - \frac{\Delta_\kappa ((l_p - 2x)^2 - l_c^2)}{(l_\kappa^2 - l_c^2)}$$

при  $l_\phi \geq x \geq l_p - l_\phi$ ;

$$R_{2ei} = \frac{d_m - D_w}{2} \quad \text{при } l_\phi < x < l_p - l_\phi.$$

Для кольца с логарифмическим профилем бомбины получим:

$$R_{2ei} = \frac{d_m - D_w}{2} + a_{\phi\kappa} \ln \frac{x + l_{\phi\kappa} + l_{T\kappa} - l_\phi}{l_{\phi\kappa} + l_{T\kappa}}$$

при  $x \leq l_\phi$ ;

$$R_{2ei} = \frac{d_m - D_w}{2} \quad \text{при } l_\phi < x < l_p - l_\phi;$$

$$R_{2ei} = \frac{d_m - D_w}{2} + a_{\phi\kappa} \ln \frac{l_\kappa + l_{T\kappa} - l_{\phi\kappa} + l_\phi - x}{l_{\phi\kappa} + l_{T\kappa}}$$

при  $x \geq l_p - l_\phi$ .

Зазор  $z_i$  между профилями ролика и кольца при перекосе определяется, как показано на рис. 3. При этом  $x_0$  – координата точки, в которой  $z = 0$  при  $\delta = 0$ , т.е. условной точки поворота ролика, зависит от формы ролика.

Зазор между профилированными поверхностями ролика и кольца может быть определен по формуле:

$$z_i = R_0 - R_{1i} + R_{0\kappa} - R_{2ei} + (x - x_0)\Theta_\epsilon.$$

Здесь  $R_0$  и  $R_{0\kappa}$  – радиус ролика и внутреннего кольца в сечении с координатой  $x_0$ .

Координату  $x_0$  определим из условия  $\Theta_{\kappa x} + \Theta_{px} = \Theta_\epsilon$ , где  $\Theta_{\kappa x}$  и  $\Theta_{px}$  – углы между общей касательной к профилям кольца и ролика и осями кольца и ролика соответственно,  $\Theta_\epsilon$  – угол перекоса ролика относительно оси внутреннего кольца.

Для не профилированных ролика и кольца  $x_0 = 0$  при любом значении угла перекоса ролика относительно кольца. Радиус ролика в точке с координатой  $x_0$  равен  $R_0 = D_w/2$ , радиус кольца в этой точке равен  $R_{0\kappa} = (d_m - D_w)/2$ .

Для роликов и колец с криволинейной бом-

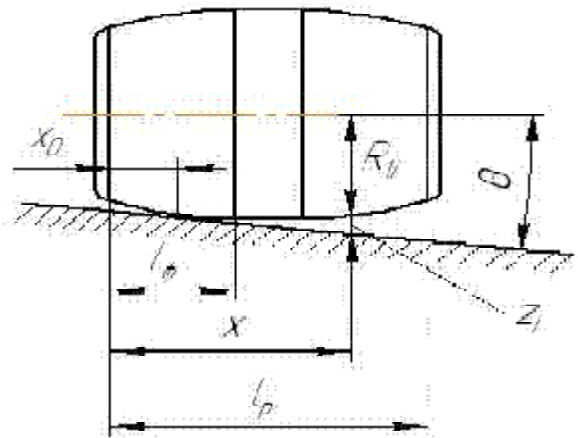


Рис. 3. Схема перекоса ролика относительно кольца

биной предельные значения углов поворота относительно кромки цилиндрического участка будут равны углам  $\Theta_{\kappa}$  и  $\Theta_p$  наклона касательной к соответствующей кривой в точке перехода к цилиндрическому участку.

Для роликов и колец с радиусной бомбиной при  $x = l_{\phi}$  имеем:  $\Theta_p \approx l_c / (2R_{\phi})$  и  $\Theta_{\kappa} \approx l_c / (2R_{\phi\kappa})$ . Тогда при  $\Theta_{\epsilon} \leq \Theta_{\kappa} + \Theta_p$  координата условной точки поворота ролика, определится как  $x_0 = l_{\phi}$ . Радиус  $R_0$  ролика в точке с координатой  $x_0$  равен  $D_w / 2$ , радиус кольца в этой точке равен  $R_{0\kappa} = (d_m - D_w) / 2$ . При  $\Theta_{\epsilon} > \Theta_{\kappa} + \Theta_p$  углы наклона общей касательной к осям ролика и кольца в точке с координатой  $x_0$  будут равны:

$$\Theta_{px} \approx (l_c / 2 + l_{\phi} - x_0) / R_{\phi} \text{ - для ролика;}$$

$$\Theta_{\kappa x} \approx (l_c / 2 + l_{\phi} - x_0) / R_{\kappa} \text{ - для кольца.}$$

Из условия  $\Theta_{\kappa x} + \Theta_{px} = \Theta_{\epsilon}$  после подстановки и преобразований получим:

$$x_0 = l_p / 2 - R_{x0} \cdot \Theta_{\epsilon}.$$

Здесь:  $l_p = l_c + 2l_{\phi}$  - расчетная длина ролика;  $R_{x0} = R_{\phi} \cdot R_{\kappa} / (R_{\phi} + R_{\kappa})$  - приведенный радиус кривизны профилей ролика и кольца.

Для роликов и колец с логарифмической бомбиной при  $x = l_{\phi}$  имеем:

$$\Theta_p = a_{\phi} / (l_{\phi} + l_T) \text{ и } \Theta_{\kappa} = a_{\phi\kappa} / (l_{\phi\kappa} + l_{T\kappa}).$$

Тогда при  $\Theta_{\epsilon} \leq \Theta_{\kappa} + \Theta_p$  координата условной точки поворота ролика, определится как  $x_0 = l_{\phi}$ . Радиус  $R_0$  ролика в точке с координатой  $x_0$  равен  $D_w / 2$ , радиус кольца в этой точке равен  $R_{0\kappa} = (d_m - D_w) / 2$ . При  $\Theta_{\epsilon} > \Theta_{\kappa} + \Theta_p$  углы наклона общей касательной к осям ролика и кольца в точке с координатой  $x_0$  будут равны:

$$\Theta_{px} = a_{\phi} / (x_0 + l_T) \text{ - для ролика;}$$

$$\Theta_{\kappa x} = a_{\phi\kappa} / (x_0 + l_{\phi\kappa} - l_{\phi} + l_{T\kappa}) \text{ - для кольца.}$$

Из условия  $\Theta_{\kappa x} + \Theta_{px} = \Theta_{\epsilon}$  после подстановки и преобразований получим уравнение второго порядка:

$$\Theta_{\epsilon} x_0^2 + a_1 x_0 + a_2 = 0.$$

Здесь:

$$a_1 = ((l_{\phi\kappa} - l_{\phi} + l_{T\kappa} + l_T) \Theta_{\epsilon} - a_{\phi} - a_{\phi\kappa})$$

$$a_2 = ((l_{\phi\kappa} - l_{\phi} + l_{T\kappa}) (l_T \Theta_{\epsilon} - a_{\phi}) - a_{\kappa} l_T).$$

Тогда найдем

$$x_0 = (-a_1 - \sqrt{a_1^2 - 4\Theta_{\epsilon} a_2}) / (4\Theta_{\epsilon}).$$

По условию совместности перемещений ве-

личины деформаций в контактах в сечениях вдоль образующей ролика определяются по зависимости  $\delta_i = \delta_0 - z_i$ , где  $\delta_0$  - контактная деформация в точке с координатой  $x_0$ . По величинам деформаций определяются нагрузки в контактах в каждом сечении. При этом перекосы ролика относительно колец будут определяться условиями равновесия его под действием нагрузки, распределенной по линиям контакта и центробежной силы ролика.

С другой стороны по аналогии с гипотезой Винклера о пропорциональности деформаций нагрузкам в данной точке приближенно деформации в каждой точке линии контакта можно определить по формуле:

$$\delta_i = 2F_i (a_i + a_{wi}) / (\pi \cdot \Delta l).$$

$$\text{При этом: } a_i = \eta (\ln(2R_{2i} / b_i) + 0,407),$$

$$a_{wi} = \eta_w (\ln(2R_{1i} / b_i) + 0,407),$$

$$b_i = 2\sqrt{F_i (\eta + \eta_w) R_{npi}} / (\pi \cdot \Delta l).$$

Здесь  $\eta$  и  $\eta_w$  - характеристики модулей упругости, определяемые по формулам:

$$\eta = (1 - \epsilon^2) / E \text{ и } \eta_w = (1 - \epsilon_w^2) / E_w,$$

где  $E$  и  $E_w$  - модули упругости,  $\epsilon$  и  $\epsilon_w$  - коэффициенты Пуассона для материалов кольца и ролика соответственно.

При этом условие равновесия ролика в контакте можно написать в виде:

$$F_n = \sum_{i=1}^n F_i.$$

Здесь  $F_n$  - нагрузка в контакте ролика с кольцом.

Решение приведенной системы уравнений выполняется численно последовательными приближениями. В качестве начального приближения принимается

$$\delta_0 = 2F_n (a_0 + a_{w0}) / (\pi \cdot l_w).$$

$$\text{Здесь: } a_0 = \eta (\ln(2R_{20} / b_0) + 0,407),$$

$$a_{w0} = \eta_w (\ln(2R_{10} / b_0) + 0,407),$$

$$b_0 = 2\sqrt{F_n (\eta + \eta_w) R_{np0}} / (\pi \cdot l_w),$$

$R_{10}$  - радиус ролика,  $R_{20}$  - радиус кольца и  $R_{np0}$  - приведенный радиус кривизны в точке с координатой  $x_0$ .

Для всех точек линии контакта ролика с кольцом определяются величины  $z_i$  и  $\delta_i$  по приведенным выше формулам.

При  $\delta_i \leq 0$  принимается  $F_i = 0$ , иначе значение нагрузки определяется методом простой итерации по формулам:

$$b_i = 2\sqrt{F_0(\eta + \eta_w)R_{npi}/(\pi \cdot \Delta l)};$$

$$a_i = \eta(\ln(2R_{20=i}/b_i) + 0,407);$$

$$a_{wi} = \eta_w(\ln(2R_{1i}/b_i) + 0,407);$$

$$F_i = (\pi\delta_i \Delta l)/(2(a_{wi} + a_i)).$$

В качестве начального приближения принимается  $F_0 = F_n/n$ . Если относительная погрешность  $|(F_i - F_0)/F_i|$  превышает заданную величину, принимается  $F_0 = F_i$  и расчет повторяется.

Условия равновесия сил, действующих на ролик, имеют вид:

$$F_n = F_e + F_c,$$

$$\sum_{i=1}^n F_{ni} x_i = \sum_{i=1}^n F_{ei} x_i + F_c l_p / 2.$$

Здесь:  $F_e$  и  $F_n$  – нормальные нагрузки в контактах ролика с внутренним и наружным кольцами,  $F_{ei}$  и  $F_{ni}$  – значения нагрузок в точках с координатами  $x_i$ .

При относительном перекосе колец  $\Theta$  значения перекоса ролика относительно внутреннего и наружного колец определяются из решения приведенной системы уравнений равновесия ролика методом хорд. В качестве начального приближения принимается перекося ролика относительно внутреннего кольца  $\Theta_e = \Theta/2$ . Вычисляется значение перекоса ролика относительно наружного кольца  $\Theta_n = \Theta - \Theta_e$ . По приведенной ранее методике определяются нагрузки  $F_{ei}$

и  $F_{ni}$  и моменты  $\sum_{i=1}^n F_{ei} x_i$  и  $\sum_{i=1}^n F_{ni} x_i$ .

Условие равновесия ролика проверяется по соотношению:

$$\left| \left( \sum_{i=1}^n F_{ni} x_i - \sum_{i=1}^n F_{ei} x_i \right) / (F_c l_p / 2) - 1 \right| \leq 0,001.$$

При невыполнении условий равновесия уточняется значение  $\Theta_e$  и расчет повторяется.

В качестве критерия оптимизации профиля бомбины примем условие: напряжение на кромке ролика (сечение 1) при перекосе не должно превышать среднее значение контактных напряжений, определяемое по известным зависимостям [8] без учета перекоса колец:

$$\sigma_{em} = \frac{1}{\pi} \sqrt{\frac{F_e E_{npe}}{l_p R_{npe}}} \text{ – для контакта с внутренним кольцом};$$

$$\sigma_{nm} = \frac{1}{\pi} \sqrt{\frac{F_n E_{npi}}{l_p R_{npi}}} \text{ – для контакта с наружным кольцом}.$$

При этом усилие в контакте максимально нагруженного ролика с внутренним кольцом определим по формуле:  $F_e = 4,6 F_r / z$ .

Усилие в контакте с наружным кольцом будет равно:  $F_n = F_e + F_c$ .

Приведенный модуль упругости определим по формуле:

$$E_{npe} = \frac{\pi}{(1 - \varepsilon_e^2)/E_e + (1 - \varepsilon_w^2)/E_w} \text{ – для}$$

контакта с внутренним кольцом;

$$E_{npi} = \frac{\pi}{(1 - \varepsilon_n^2)/E_n + (1 - \varepsilon_w^2)/E_w} \text{ – для}$$

контакта с наружным кольцом.

Приведенный радиус кривизны определим по формуле:

$$R_{npe} = D_w (1 - \gamma) / 2 \text{ – для контакта с внутренним кольцом};$$

$R_{npi} = D_w (1 + \gamma) / 2$  – для контакта с наружным кольцом.

Здесь  $\gamma = D_w / d_m$ .

Для определения величин бомбины для ролика и для кольца составим уравнения:

$$U_1(\Delta_\phi, \Delta_\kappa) \equiv \sigma_n(1) - \sigma_{nm} = 0 \text{ и}$$

$$U_2(\Delta_\phi, \Delta_\kappa) \equiv \sigma_e(1) - \sigma_{em} = 0.$$

Здесь  $\sigma_e(1)$  и  $\sigma_n(1)$  – напряжения в сечении 1 у кромки ролика при перекосе.

Для решения полученной системы нелинейных уравнений применим метод Ньютона. При этом значения производных указанных функций определим как отношение приращений этих функций к приращениям аргументов.

В качестве начальных приближений аргументов  $\Delta_\phi$  и  $\Delta_\kappa$  принимаем значения, при которых напряжения у кромки ролика больше нуля.

Обозначим начальные значения функций:

$$U_{10} = U_1(\Delta_\phi, \Delta_\kappa) \text{ и}$$

$$U_{20} = U_2(\Delta_\phi, \Delta_\kappa).$$

Тогда приращения функций определим как разность:

$$U_{1\phi} = U_1(\Delta_\phi + \Delta, \Delta_\kappa) - U_{10},$$

$$U_{2\phi} = U_2(\Delta_\phi + \Delta, \Delta_\kappa) - U_{20},$$

$$U_{1\kappa} = U_1(\Delta_\phi, \Delta_\kappa + \Delta) - U_{10},$$

$$U_{2\kappa} = U_2(\Delta_\phi, \Delta_\kappa + \Delta) - U_{20}.$$

Определитель системы найдем по формуле:

$$Opr = U_{1\phi} \cdot U_{2\kappa} - U_{1\kappa} \cdot U_{2\phi}.$$

Уточненные значения величин бомбины ролика и кольца определим по формулам:

$$\Delta_{\phi} = \Delta_{\phi} + (U_{20} \cdot U_{1\kappa} - U_{10} \cdot U_{2\kappa}) \cdot \Delta / Opr ;$$

$$\Delta_{\kappa} = \Delta_{\kappa} + (U_{10} \cdot U_{2\phi} - U_{20} \cdot U_{1\phi}) \cdot \Delta / Opr .$$

Процесс повторяется до достижения заданной точности вычисления критерия оптимизации, приведенного выше:

$$U_1(\Delta_{\phi}, \Delta_{\kappa}) \equiv \sigma_n(1) - \sigma_{nm} = 0 \text{ и}$$

$$U_2(\Delta_{\phi}, \Delta_{\kappa}) \equiv \sigma_{\epsilon}(1) - \sigma_{\epsilon m} = 0 .$$

В качестве примера рассмотрим результаты расчета межвального роликового подшипника 5-272822P2 при следующих исходных данных:  $d = 110$  мм,  $D = 140$  мм,  $D_w = 8$  мм,  $l_w = 10$  мм,  $l_c = 1 \div 5$  мм,  $l_T = 0,5 \pm 0,2$  мм,  $\Delta_{\phi} = 0,002 \div 0,012$  мм.

Частота вращения внутреннего кольца  $n_{\epsilon} = 10200$  об./мин., наружного –  $n_n = 13300$  об./мин. Радиальная нагрузка на подшипник  $F_r = 7$  кН. Перекос внутреннего кольца относительно наружного принимался равным  $\Theta = 1 \div 8$  минут.

На рис. 4 приведены результаты расчета величины бомбины у ролика и у внутреннего кольца в зависимости от длины цилиндрического участка. Видно, что величина бомбины мало за-

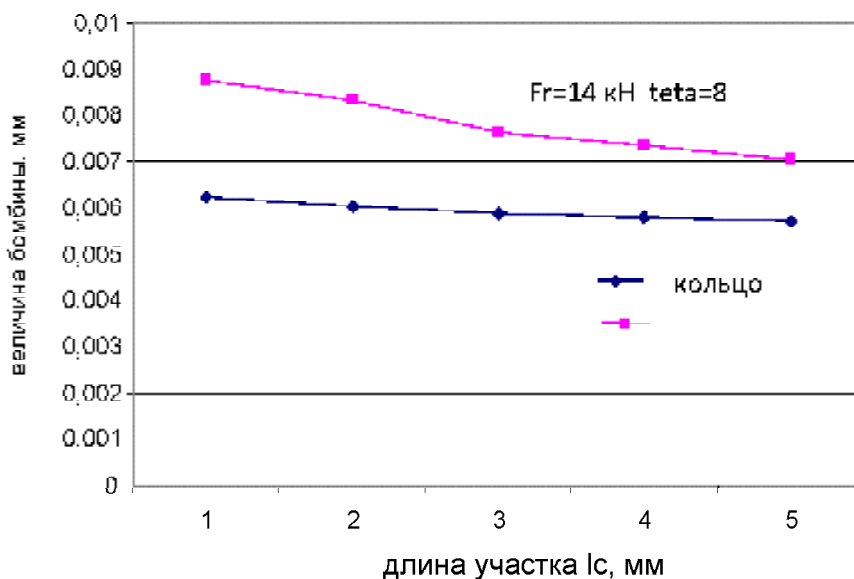


Рис. 4. Зависимость величин бомбины ролика и внутреннего кольца от длины цилиндрического участка

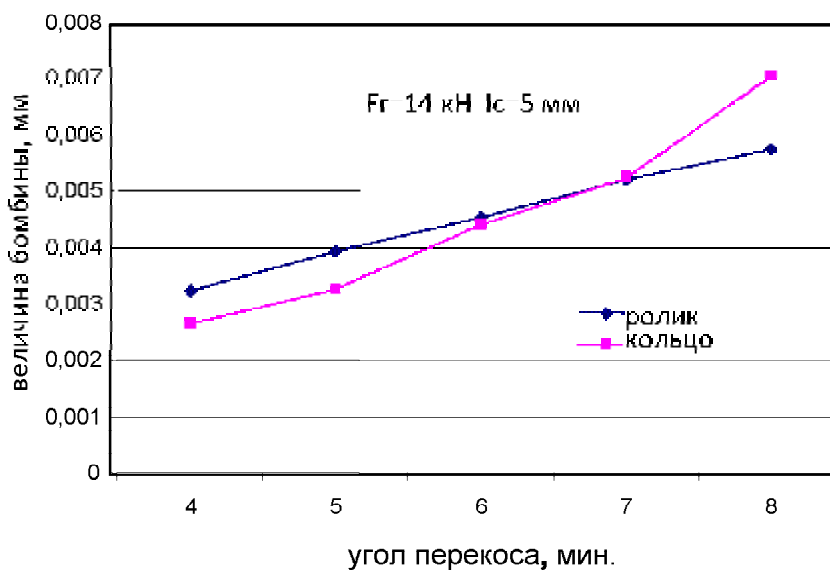


Рис. 5. Зависимость величин бомбины ролика и внутреннего кольца от угла перекося колец подшипника

висит от длины цилиндрического участка профиля ролика и кольца.

Значительно более существенной является зависимость величины бомбины от величины угла перекоса колец, приведенная на рис. 5.

Таким образом, разработанная методика позволяет оптимизировать величину бомбины ролика и колец и, следовательно, повысить работоспособность подшипника при перекосе колец.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Харрис Т.А. Влияние перекоса на усталостную долговечность цилиндрических роликоподшипников с закругленными роликами // Проблемы трения и смазки. 1969. №2. С. 62-67.
2. Галахов М.А. Влияние перекоса колец на распределение давления вдоль образующей цилиндрического ролика // Труды ВНИИП. 1976, №2, С. 14-17.
3. Беркович М.С. Долговечность подшипников качения в условиях несоосности их колец // Вестник машиностроения. 1983. №10. С. 9-12.
4. Орлов А.В. Опоры качения с поверхностями сложной формы. М.: Наука, 1983. 125 с.
5. Галахов М.А., Бурмистров А.Н. Расчет подшипниковых узлов. М.: Машиностроение, 1988. 272 с.
6. Фильчаков П.Ф. Справочник по высшей математике. Киев, Наукова думка, 1973. 743 с.
7. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия: Пер. с англ. М.: Мир, 1989. 510 с.
8. Черменский О.Н., Федотов Н.Н. Подшипники качения: Справочник-каталог. М.: Машиностроение, 2003. 576 с.

### OPTIMIZATION OF THE GEOMETRY OF HIGH-SPEED BEARING WITHIN RING MISALIGNMENTS

© 2009 E.P. Zhilnikov<sup>1</sup>, V.V. Makarchuk<sup>2</sup>, A.N. Pahomov<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Samara State Aerospace University  
<sup>2</sup> OJSC "Aviation Bearing Plant", Samara

In the work were used methods and results of the calculation of the optimization of the inner geometry of high-speed radial roller bearings in the aviation engines within ring misalignments. Recommendations to raise the capacity for the work of the bearing support in the GTE.

Key words: roller bearings, ring misalignments, inner geometry.

---

*Eugenii Zhilnikov Petrovich, Candidate of Technics, Associate Professor, professor at the Design Basics machines Department. Tel. (846) 267-46-12.*

*Vladimir Makarchuk, EPK Special Bearings Division Director. Tel. (846) 312-26-71.*

*Alexander Pahomov, an Engineer of the Special Design Bureau. Tel. (846) 312-29-63.*