

РАСЧЕТ УСИЛИЙ И СМЕЩЕНИЙ В ПРЕДВАРИТЕЛЬНО НАГРУЖЕННОЙ БЫСТРОХОДНОЙ СИСТЕМЕ С ДВУМЯ РАДИАЛЬНО-УПОРНЫМИ ШАРИКОПОДШИПНИКАМИ

Для определения усилий на опоры, а также распределения усилий по шарам необходимо систему «вал — подшипник — кропус» решать совместно. Методика такого расчета в общих чертах применительно к системам с двухточечными шарико-подшипниками изложена в работе А. В. Джонеса, [2]. Но, к сожалению, в ней кроме отсутствия примеров расчета допущены ошибки.

Для совместного решения систем необходимо уметь рассчитывать сами подшипники при заданных смещениях колец и усилий на них. Ниже излагается такая методика в самом общем случае четырехточечного радиально-упорного подшипника.

Определение усилий, изгибающих моментов, перемещений и углов контакта в быстроходном шарикоподшипнике

Рассматривается случай расчета быстроходного в общем случае четырехточечного шарикоподшипника. При этом влиянием сил и моментов инерции, а также сил и моментов сопротивлений в контактах на равновесие элементов подшипника пренебрегают. Одновременно пренебрегают влиянием проскальзывания в контактах на кинематику движения шаров.

В начале расчета многоточечный подшипник рассматривается как двухточечный с измененными геометрическими параметрами.

Методика приведения многоточечного подшипника к условному двухточечному ясна из рис. 1. За центр внутреннего кольца принимается центр условного внутреннего кольца со стороны действия осевой силы, а за центр наружного кольца — центр условного наружного кольца со стороны, противоположной действию осевой силы.

Согласно рисунку

$$D_{\text{в}} = D_{\text{вг}} - 2 \cdot r_{\text{н}} \left[1 - \sqrt{1 - \left(\frac{x_{\text{в}}}{r_{\text{в}} - \frac{d}{2}} \right)^2} \right]$$

— диаметр желоба условного двухточечного подшипника;

$$\Delta = \Delta_{\text{ф}} + \left(r_{\text{в}} - \frac{d}{2} \right) \left[1 - \sqrt{1 - \left(\frac{x_{\text{в}}}{r_{\text{в}} - \frac{d}{2}} \right)^2} \right] +$$

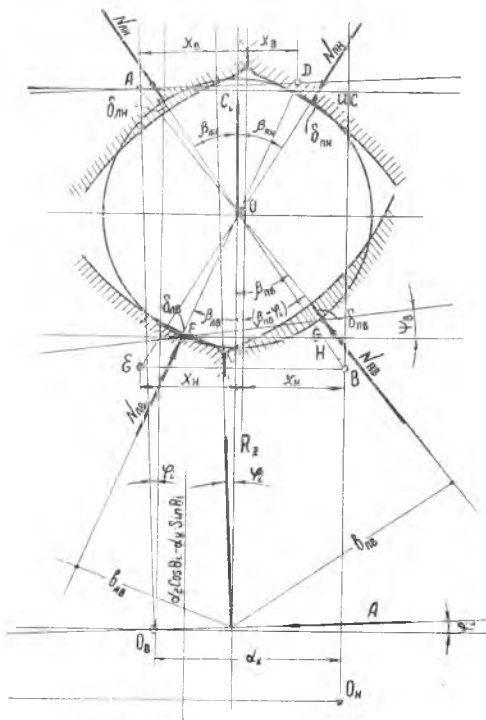


Рис. 1. Четырехточечный шарикоподшипник

При заданном перекосе колец φ и заданных усилиях на подшипник в качестве первого приближения для определения контактных смещений принимаются результаты расчета подшипника как двухточечного без учета влияния центробежных сил шаров.

Задаемся нулевым приближением для компонентов смещений внутреннего кольца — α_{x_0} , α_{z_0} , α_{y_0} (рис. 2 а, б, в).

Можно принимать такие значения для смещений: осевого

$$\alpha_{x_0} = 1,05 \sqrt{\frac{\Delta [2(r_B + r_H - d) - \Delta] - \left[\left(\frac{D_B}{2} + r_B \right) \sin \varphi \right]^2}{1 + \left[\frac{\left(\frac{D_B}{2} + r_B \right) \sin \varphi}{r_B + r_H - d - \Delta} \right]^2}};$$

радиальных

$$\alpha_{z_0} = -\alpha_{x_0} \frac{\left(\frac{D_B}{2} + r_B \right) \sin \varphi}{r_B + r_H - d - \Delta} \cdot \cos \lambda,$$

$$+ \left(r_H - \frac{d}{2} \right) \left[1 - \sqrt{1 - \left(\frac{x_H}{r_H - \frac{d}{2}} \right)^2} \right]$$

— половина радиального зазора условного двухточечного подшипника.

Здесь $D_{нт}$ — теоретический диаметр внутреннего кольца в точке контакта шара при беззазорном зацеплении;

$r_{в(н)}$ — радиус профиля желоба внутреннего и наружного кольца подшипника;

$x_{в(н)}$ — смещение центра радиуса кривизны желоба внутреннего (наружного) кольца от оси его симметрии;

d — диаметр шара;

Δ_{ϕ} — половина фактического (замеренного) радиального зазора в подшипнике.

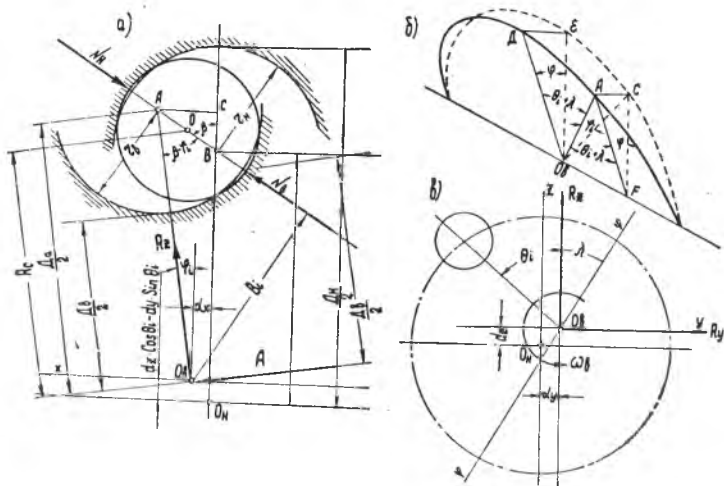


Рис. 2. Система координат

$$\alpha_{y_0} = \alpha_{x_0} \frac{\left(\frac{D_B}{2} + r_B\right) \sin \varphi}{r_B + r_H - d - \Delta} \sin \lambda.$$

Здесь λ — угловое положение плоскости перекоса внутреннего кольца (рис. 2в).

При принятых смещениях определяются углы контакта по шарам:

$$\sin \beta_{\text{пв}i} = \frac{H_1}{\sqrt{H_1^2 + H_2^2}};$$

$$\cos \beta_{\text{пв}i} = \frac{H_2}{\sqrt{H_1^2 + H_2^2}};$$

$$H_1 = \alpha_x + \left(\frac{D_B}{2} + r_B\right) \sin \varphi_i;$$

$$H_2 = \left(\frac{D_B}{2} + r_B\right) \cos \varphi_i - \left(\frac{D_B}{2} + d + \Delta - r_H\right) + \alpha_z \cos \Theta_i - \alpha_y \cdot \sin \Theta_i.$$

Здесь

$$\sin \varphi_i = \sin \varphi \cdot \cos(\Theta_i + \lambda), \quad \cos \varphi_i = \sqrt{1 - \sin^2 \varphi_i},$$

$$\Theta_i = \left(\frac{2 \cdot \pi}{z} i + \Theta_0\right), \quad i = 0, 1, 2, 3, \dots, (z - 1).$$

z — число шаров;

Θ_0 — угловое положение максимально нагруженного шара от линии действия радиальной нагрузки на подшипнике (см. рис. 2в).

Относительная жесткость колец — $\varepsilon = (k_B/k_H)^{2/3}$.

$k_{B(H)}$ — контактная жесткость шара с внутренним (наружным) кольцом принимается в исходных данных по работе [1] и одинаковой для всех шаров данного подшипника.

Контактная деформация шара с внутренним кольцом —

$$\delta_{пвi} = \frac{1}{1 + \varepsilon} \left[\sqrt{H_1^2 + H_2^2} - (r_B + r_H - d) \right];$$

с наружным кольцом — $\delta_{лнi} = \varepsilon \cdot \delta_{пвi}$.

Масса стального шара — $m = \frac{4,18}{10^6} \cdot d^3$.

Угловая скорость внутреннего кольца — $\omega_B = \frac{\pi \cdot n_B}{30}$,

n_B — обороты вала, об/мин.

Центробежная сила шара — $C_i = m \cdot R_{0i} \cdot (\omega_{0i})^2$,

где $R_{0i} = \frac{D_B}{2} + r_B - \left(r_B - \frac{d}{2} + \delta_{пвi} \right) \cdot \cos(\beta_{пв} - \varphi_i)$ — расстояние от оси вращения внутреннего кольца до центра шара.

Угловая скорость вращения центра шара (сепаратора): при отсутствии верчения в наружном контакте

$$\omega_{0i}^H = \omega_B \frac{\frac{D_B}{2} + r_B - r_B \cdot \cos(\beta_{пв} - \varphi_i)}{[1 + \cos(\beta_{пв} - \beta_{лн})] \cdot R_{0i}};$$

при отсутствии верчения шара в контактах с внутренним кольцом

$$\omega_{0i}^B = \omega_B \frac{R_{0i} \cdot \cos(\beta_{пв} - \beta_{лн}) - \left(\frac{d}{2} + \delta_{лн} \right) \cdot \cos(\beta_{лн} - \varphi_i)}{[1 + \cos(\beta_{пв} - \beta_{лн})] \cdot R_{0i}};$$

при среднем значении угловой скорости

$$\omega_{0i} = \frac{\omega_{0i}^H + \omega_{0i}^B}{2}.$$

Если $\delta_{пв} \leq 0$, то полагаем $\beta_{лн} = 0$ (т. е. шар находится на середине желоба наружного кольца) и находим контактную деформацию шара с внутренним кольцом в этом положении

$$\delta_{пвi} = \sqrt{H_1^2 + \left[H_2 - \left(r_H - \frac{d}{2} + \delta_{лн} \right) \right]^2} - \left(r_B - \frac{d}{2} \right).$$

Если $\delta_{пвi} \leq 0$, то имеет место односточный контакт шара с наружным кольцом. В этом случае угол контакта с внутренним кольцом запишется так:

$$\sin \beta_{пвi} = \frac{H_1}{r_B - \frac{d}{2} + \delta_{пвi}}.$$

Определяем центробежную силу C_i по одной из формул.
Усилия в контактах:

$$N_{пв_i} = 0, \quad N_{лн_i} = C_i.$$

Если $\delta_{пв_i} > 0$, то расчет продолжается по методике расчета двухточечного контакта.

Усилие в точке контакта с внутренним кольцом:

$$N_{пв_i} = k_v (\delta_{пв_i})^{1/2}.$$

Приближения для угла контакта с наружным кольцом:

$$\sin(\beta_{лн} - \varphi_i) = \frac{N_{пв_i} \cdot \sin(\beta_{пв} - \varphi_i)}{\sqrt{C_i^2 + N_{пв_i}^2 + 2 \cdot C_i \cdot N_{пв_i} \cdot \cos(\beta_{пв} - \varphi_i)}},$$

$$\cos(\beta_{лн} - \varphi_i) = \frac{C_i + N_{пв_i} \cdot \cos(\beta_{пв} - \varphi_i)}{\sqrt{C_i^2 + N_{пв_i}^2 + 2 \cdot C_i \cdot N_{пв_i} \cdot \cos(\beta_{пв} - \varphi_i)}}.$$

Усилия в контактах

$$N_{пв_i} = C_i \frac{\sin(\beta_{лн} - \varphi_i)}{\sin(\beta_{пв} - \beta_{лн})}, \quad N_{лн_i} = C_i \frac{\sin(\beta_{пв} - \varphi_i)}{\sin(\beta_{пв} - \varphi_{лн})}.$$

Если в процессе итерации окажется $N_{пв_i} < 0$ или $N_{лн_i} < 0$, то соответственно полагаем $N_{пв_i} = 0$ или $N_{лн_i} = 0$.

Контактные деформации шара с кольцами:

$$\delta_{пв_i} = \left(\frac{N_{пв_i}}{k_v} \right)^{2/3}, \quad \delta_{лн_i} = \left(\frac{N_{лн_i}}{k_{лн}} \right)^{2/3}.$$

Средние значения контактных деформаций в процессе итерации:

$$\delta_{пв_{iCP}} = \frac{\delta_{пв_i} + \delta_{пв_{(i-1)}}}{2}, \quad \delta_{лн_{iCP}} = \frac{\delta_{лн_i} + \delta_{лн_{(i-1)}}}{2}.$$

Углы контакта в процессе итерации:

$$\cos \beta_{пв_i} = \frac{H_2 - \left(r_n - \frac{d}{2} + \delta_{лн_{iCP}} \right) \cdot \cos \beta_{лн_{(i-1)}}}{\left(r_v - \frac{d}{2} + \delta_{пв_{iCP}} \right)};$$

$$\sin \beta_{лн_i} = \frac{H_1 - \left(r_v - \frac{d}{2} + \delta_{пв_{iCP}} \right) \cdot \sin \beta_{пв_{(i-1)}}}{\left(r_n - \frac{d}{2} + \delta_{лн_{iCP}} \right)}.$$

(Всегда $\beta_{лн_i} \leq \beta_{пв_i}$).

Снова повторяем расчет C_i , $N_{пв_i}$, $N_{лн_i}$, $\delta_{пв}$, $\delta_{лн_i}$ и т. д. до приемлемой точности по δ_i

$$|\delta_i - \delta_{(i-1)}| \leq 0,0000001 \text{ см.}$$

После итерации двухточечного контакта делается проверка на возможность трехточечного и четырехточечного контакта шара.

Натяг с левым внутренним полукольцом:

$$\delta_{лвi} = \sqrt{4 \cdot x_{в}^2 + \left(r_{в} - \frac{d}{2} + \delta_{пвi}\right) \left(r_{в} - \frac{d}{2} + \delta_{пвi}\right) - 4x_{в} \sin(\beta_{пв} - \varphi_i) - \left(r_{в} - \frac{d}{2}\right)}.$$

Натяг с правым наружным полукольцом:

$$\delta_{пнi} = \sqrt{4 \cdot x_{н}^2 + \left(r_{н} - \frac{d}{2} + \delta_{лнi}\right) \left(r_{н} - \frac{d}{2} + \delta_{лнi}\right) - 4 \cdot x_{н} \cdot \sin \beta_{лн} - \left(r_{н} - \frac{d}{2}\right)}.$$

Возможно несколько вариантов.

1. Если $\delta_{лв} \leq 0$ и $\delta_{пн} \leq 0$, то действительно имеет место двухточечный контакт, контактные смещения найдены правильно и переходим к расчету следующего шарика — $\Theta_{(i+1)}$.

2. Если $\delta_{лв} < 0$, а $\delta_{пн} > 0$, то имеет место трехточечный контакт — двухточечный с наружным кольцом. В этом случае мгновенная ось вращения шарика относительно наружного кольца проходит через точки контакта с ним.

Угол наклона мгновенной оси $\psi_{пн}$ относительно оси наружного кольца (см. рис. 1):

$$\sin \psi_{пн} = \frac{\overline{TU}}{\overline{ST}} = \frac{(\overline{OU}) \cdot \cos \beta_{пн} - (\overline{OS}) \cdot \cos \beta_{лн}}{\sqrt{(\overline{SO})^2 + (\overline{OU})^2 - 2 \cdot (\overline{SO})(\overline{OU}) \cdot \cos(\beta_{пн} + \beta_{лн})}};$$

$$\cos \psi_{пн} = \frac{\overline{SU}}{\overline{ST}} = \frac{(\overline{OU}) \cdot \sin \beta_{пн} + (\overline{OS}) \cdot \sin \beta_{лн}}{\sqrt{(\overline{SO})^2 + (\overline{OU})^2 - 2 \cdot (\overline{SO}) \cdot (\overline{OU}) \cdot \cos(\beta_{пн} + \beta_{лн})}}.$$

Здесь

$$\overline{OU} = \frac{d}{2} - \delta_{пн}, \quad \overline{OS} = \frac{d}{2} - \delta_{лн}.$$

Угловая скорость центра шара (сепаратора) —

$$\omega_{0i} = \omega_{в} \frac{\frac{D_{в}}{2} + r_{в} - r_{в} \cdot \cos(\beta_{пв} - \varphi_i)}{\left[1 + \frac{0,5 \cdot d - \delta_{пв}}{0,5 \cdot d - \delta_{лн}} \cdot \frac{\cos(\beta_{пв} - \psi_{пн})}{\cos(\beta_{лн} - \psi_{пн})}\right] \cdot R_{0i}}.$$

Центробежная сила шара — $C_i = m \cdot R_{0i} \cdot (\omega_{0i})^2$.

Порядок расчета следующий. Из расчета двухточечного контакта задаемся контактными смещениями шара с наружным кольцом:

$$\delta_{лн0} = \delta_{лн} \text{ двухточечного};$$

$$\delta_{пн0} = \frac{\delta_{пн}}{2} \text{ двухточечного}.$$

Углы контакта с наружным кольцом,

$$\cos \beta_{\text{пн}} = \frac{F}{x_{\text{н}} \left(r_{\text{н}} - \frac{d}{2} + \delta_{\text{пн}} \right)}, \quad \cos \beta_{\text{лн}} = \frac{F}{x_{\text{н}} \left(r_{\text{н}} - \frac{d}{2} + \delta_{\text{лн}} \right)}.$$

Здесь

$$F = \sqrt{\left[\left(r_{\text{н}} - \frac{d}{2} + \frac{\delta_{\text{пн}} + \delta_{\text{лн}}}{2} \right)^2 - x_{\text{н}}^2 \right] \left[x_{\text{н}}^2 - \left(\frac{\delta_{\text{лн}} - \delta_{\text{пн}}}{2} \right)^2 \right]}.$$

Контактное сближение с внутренним кольцом:

$$\delta_{\text{пв}} = \sqrt{S^2 + T^2} - \left(r_{\text{в}} - \frac{d}{2} \right);$$

$$S = H_1 - \left(r_{\text{н}} - \frac{d}{2} + \delta_{\text{лн}} \right) \cdot \sin \beta_{\text{лн}};$$

$$T = H_2 - \left(r_{\text{н}} - \frac{d}{2} + \delta_{\text{лн}} \right) \cdot \cos \beta_{\text{лн}}.$$

Угол контакта с правым внутренним полукольцом:

$$\sin \beta_{\text{пв}} = \frac{S}{r_{\text{в}} - \frac{d}{2} + \delta_{\text{пв}}}.$$

Из равновесия с учетом центробежной силы шара для контактных смещений с наружным кольцом имеем

$$\delta_{\text{лн}i} = \left[(\delta_{\text{пв}})^{2/3} \frac{k_{\text{в}}}{k_{\text{н}}} \cdot \frac{\sin(\beta_{\text{пн}} + \beta_{\text{пв}})}{\sin(\beta_{\text{пн}} + \beta_{\text{лн}})} + \frac{C_i}{k_{\text{н}}} \cdot \frac{\sin(\beta_{\text{пн}} - \varphi_i)}{\sin(\beta_{\text{пн}} + \beta_{\text{лн}})} \right]^{3/2},$$

$$\delta_{\text{пн}1} = \left[(\delta_{\text{пв}})^{2/3} \frac{k_{\text{в}}}{k_{\text{н}}} \cdot \frac{\sin(\beta_{\text{лн}} - \beta_{\text{пв}})}{\sin(\beta_{\text{пн}} + \beta_{\text{лн}})} + \frac{C_i}{k_{\text{н}}} \cdot \frac{\sin(\beta_{\text{лн}} - \varphi_i)}{\sin(\beta_{\text{пн}} + \beta_{\text{лн}})} \right]^{3/2}.$$

За второе приближение для контактных смещений шара с наружным кольцом принимаем

$$\delta_{\text{лн}2} = \frac{\delta_{\text{лн}1} + \delta_{\text{лн}0}}{2}, \quad \delta_{\text{пн}2} = \frac{\delta_{\text{пн}1} + \delta_{\text{пн}0}}{2}$$

и т. д., повторяя расчет до приемлемой точности

$$|\delta_i - \delta_{(i-1)}| \leq 0,000001 \text{ см.}$$

После окончания расчета проверяем отсутствие контакта с левым внутренним полукольцом

$$\delta_{\text{лв}} = \sqrt{4 \cdot x_{\text{в}}^2 + \left(r_{\text{в}} - \frac{d}{2} + \delta_{\text{пв}} \right) \left[r_{\text{в}} - \frac{d}{2} + \delta_{\text{пв}} - 4 \cdot x_{\text{в}} \cdot \sin(\beta_{\text{пв}} - \varphi_i) \right]} - \left(r_{\text{в}} - \frac{d}{2} \right).$$

Если $\delta_{\text{лв}} < 0$, то касания нет, расчет правилен и переходим к расчету следующего шара — $\Theta_{(i+1)}$.

Если $\delta_{\text{лв}} > 0$, то значит, контакт четырехточечный и расчет надо вести по методике четырехточечного контакта.

3. Если $\delta_{лв} > 0$, и $\delta_{пн} > 0$, то имеет место четырехточечный контакт: двухточечный с внутренним и двухточечный с наружным кольцом (см. рис. 1).

В этом случае отсутствие проскальзывания во всех точках контакта нарушается. Из-за небольшой разницы углов контакта можно принять, например, условие отсутствия проскальзывания в двух точках контакта с внутренним кольцом и одной (наиболее нагруженной) точке наружного.

Порядок расчета следующий. При заданных смещениях центра внутреннего кольца относительно наружного из расчета двухточечного или трехточечного контактов задаем смещением шара в контакте с внутренним кольцом (нулевое приближение).

$$\delta_{пв_0} = \delta_{пв} \text{ двухточечного и трехточечного;}$$

$$\delta_{лв_0} = \delta_{лв} \text{ трехточечного.}$$

Углы контакта с внутренним кольцом:

$$\cos(\beta_{пв} - \varphi_i) = \frac{F}{x_B \left(r_B - \frac{d}{2} + \delta_{пв} \right)}, \quad \cos(\beta_{лв} + \varphi_i) = \frac{F}{x_B \left(r_B - \frac{d}{2} + \delta_{лв} \right)}.$$

Здесь

$$F = \sqrt{\left[\left(r_B - \frac{d}{2} + \frac{\delta_{пн} + \delta_{лв}}{2} \right)^2 - x_B^2 \right] \left[x_B^2 + \left(\frac{\delta_{пв} - \delta_{лв}}{2} \right)^2 \right]}.$$

Угол наклона мгновенной оси относительно оси кольца (рис. 1):

$$\sin \psi_B = \frac{GH}{FG} = \frac{(\overline{FO}) \cdot \cos \beta_{лв} - (\overline{GO}) \cdot \cos \beta_{пв}}{\sqrt{(\overline{FO})^2 + (\overline{GO})^2 - 2 \cdot (\overline{FO}) \cdot (\overline{GO}) \cdot \cos(\beta_{пв} + \beta_{лв})}},$$

$$\cos \psi_B = \frac{FH}{FG} = \frac{(\overline{FO}) \cdot \sin \beta_{лв} + (\overline{GO}) \cdot \sin \beta_{пв}}{\sqrt{(\overline{FO})^2 + (\overline{GO})^2 - 2 \cdot (\overline{FO}) \cdot (\overline{GO}) \cdot \cos(\beta_{пв} + \beta_{лв})}}.$$

Здесь

$$(\overline{FO}) = \left(\frac{d}{2} - \delta_{лв} \right), \quad (\overline{GO}) = \left(\frac{d}{2} - \delta_{пв} \right).$$

Угловая скорость центра шара (сепаратора):

$$\omega_{0i} = \omega_B \cdot \frac{R_{0i} \frac{0,5 \cdot d - \delta_{лн}}{0,5 \cdot d - \delta_{пв}} \cdot \frac{\cos(\beta_{лн} - \psi_B)}{\cos(\beta_{пв} - \psi_B)} - \left(\frac{d}{2} - \delta_{лн} \right) \cdot \cos(\beta_{лн} - \varphi_i)}{\left[1 + \frac{0,5 \cdot d - \delta_{лн}}{0,5 \cdot d - \delta_{пв}} \cdot \frac{\cos(\beta_{лн} - \psi_B)}{\cos(\beta_{пв} - \psi_B)} \right] \cdot R_{0i}}.$$

Здесь

$$R_{0i} = \frac{D_B}{2} + r_B - \left(r_B - \frac{d}{2} + \delta_{пв} \right) \cdot \cos(\beta_{пв} - \varphi_i).$$

Центробежная сила шара:

$$C_i = m \cdot R_{0i} (\omega_{0i})^2.$$

Из геометрических соотношений для наружного контакта следует

$$\begin{aligned} \delta_{лн} &= \sqrt{U^2 + L^2} - \left(r_{н} - \frac{d}{2} \right); \\ U &= H_1 - \left(r_{в} - \frac{d}{2} + \delta_{пв} \right) \cdot \sin \beta_{пв}; \\ L &= H_2 - \left(r_{в} - \frac{d}{2} + \delta_{пв} \right) \cdot \cos \beta_{пв}; \\ \sin \beta_{лн} &= \frac{U}{r_{н} - \frac{d}{2} + \delta_{лн}}; \\ \delta_{пн} &= \sqrt{V^2 + W^2} - \left(r_{н} - \frac{d}{2} \right); \\ V &= 2 \cdot x_{н} + 2 \cdot x_{в} \cdot \cos \varphi_i - H_1 - \left(r_{в} - \frac{d}{2} + \delta_{лв} \right) \cdot \sin \beta_{лв}; \\ W &= H_2 + 2 \cdot x_{в} \cdot \sin \varphi_i - \left(r_{в} - \frac{d}{2} + \delta_{лв} \right) \cdot \cos \beta_{лв}; \\ \sin \beta_{пн} &= \frac{V}{r_{н} - \frac{d}{2} + \delta_{пн}}. \end{aligned}$$

Из уравнения равновесия шара для контактных смещений с внутренним кольцом получим

$$\begin{aligned} \delta_{пв_i} &= \left[\frac{k_{н}}{k_{в}} (\delta_{лн})^{3/2} \frac{\sin(\beta_{лв} + \beta_{лн})}{\sin(\beta_{пв} + \beta_{лв})} + \frac{k_{н}}{k_{в}} (\delta_{пн})^{3/2} \frac{\sin(\beta_{лв} + \beta_{пн})}{\sin(\beta_{пв} + \beta_{лв})} - \right. \\ &\quad \left. - \frac{C_i}{k_{в}} \frac{\sin(\beta_{лв} + \varphi_i)}{\sin(\beta_{пв} + \beta_{лв})} \right]^{2/3}, \\ \delta_{лв_i} &= \left[\frac{k_{н}}{k_{в}} (\delta_{лн})^{3/2} \frac{\sin(\beta_{пв} - \beta_{лн})}{\sin(\beta_{пв} + \beta_{лв})} + \frac{k_{н}}{k_{в}} (\delta_{пн})^{3/2} \frac{\sin(\beta_{пв} + \beta_{пн})}{\sin(\beta_{пв} + \beta_{лв})} - \right. \\ &\quad \left. - \frac{C_i}{k_{в}} \frac{\sin(\beta_{пв} - \varphi_i)}{\sin(\beta_{пв} + \beta_{лв})} \right]^{2/3}. \end{aligned}$$

За второе приближение для контактных смещений шара с внутренним кольцом принимаем

$$\delta_{пв_2} = \frac{\delta_{пв_1} + \delta_{пв_0}}{2}, \quad \delta_{лв_2} = \frac{\delta_{лв_1} + \delta_{лв_0}}{2}$$

и снова повторяем расчет — $\beta_{пв}$, $\beta_{лв}$, $\psi_{в}$, ω_{oi} , C_i , $\delta_{лн}$, $\sin \beta_{лн}$, $\delta_{пн}$, $\sin \beta_{пн}$ и т. д. до приемлемой точности по смещениям в контактах

$$|\delta_{пв_i} - \delta_{пв_{(i-1)}}| \leq 0,000001 \text{ см}; \quad |\delta_{лв_i} - \delta_{лв_{(i-1)}}| \leq 0,000001 \text{ см}.$$

Усилия в контактах:

с внутренним кольцом

$$N_{пв_i} = k_{в} \cdot (\delta_{пв_i})^{3/2}, \quad N_{лв_i} = k_{в} \cdot (\delta_{лв_i})^{3/2},$$

с наружным кольцом

$$N_{\text{пн}i} = k_{\text{н}} \cdot (\delta_{\text{пн}i})^{3/2}, \quad N_{\text{лн}i} = k_{\text{н}} \cdot (\delta_{\text{лн}i})^{3/2}.$$

4. Если $\delta_{\text{лв}i} > 0$ и $\delta_{\text{пн}i} < 0$, то имеет место трехточечный контакт — двухточечный с внутренним кольцом.

В этом случае расчет ведется по методике четырехточечного контакта при следующих особенностях:

а) за нулевое приближение для контактных смещений с внутренним кольцом принимается

$$\delta_{\text{пв}0} = (\delta_{\text{пв}}) \text{ из расчета двухточечного,}$$

$$\delta_{\text{лв}0} = \frac{\delta_{\text{лв}}}{2} - \text{то же;}$$

б) при итерации по формулам (1) при $\delta_{\text{пн}} < 0$ принимается $\delta_{\text{пн}}^* = 0$ и $N_{\text{пн}} = 0$ — в этом случае действительно контакт трехточечный. Если же $\delta_{\text{пн}} > 0$, то $N_{\text{пн}} \neq 0$ и контакт четырехточечный.

После определения всех усилий в контактах устанавливается связь этих усилий с внешней нагрузкой. Если пренебречь силами и моментами сопротивлений из равновесия внутреннего кольца, например, получим (см. рис. 1)

$$A_0 = \sum_{i=1}^z [N_{\text{пв}i} \cdot \sin(\beta_{\text{пв}} - \varphi_i) - N_{\text{лв}i} \cdot \sin(\beta_{\text{лв}} + \varphi_i)];$$

$$R_{z0} = \sum_{i=1}^z [N_{\text{пв}i} \cdot \cos(\beta_{\text{пв}} - \varphi_i) + N_{\text{лв}i} \cdot \cos(\beta_{\text{лв}} + \varphi_i)] \cdot \cos \Theta_i;$$

$$R_{y0} = \sum_{i=1}^z [N_{\text{пв}i} \cdot \cos(\beta_{\text{пв}} - \varphi_i) + N_{\text{лв}i} \cdot \cos(\beta_{\text{лв}} + \varphi_i)] \cdot \sin \Theta_i.$$

Здесь A_0 , R_{z0} , R_{y0} — осевая, вертикальная и горизонтальная составляющие полного усилия на подшипник. При принятых смещениях колец $(\alpha_x, \alpha_z, \alpha_y)$ усилия могут не совпадать с заданными на подшипник — A^* , R_z^* , R_y^* . Для определения соответствующих этим усилиям смещений — α_x^* , α_z^* , α_y^* можно использовать метод последовательных приближений аналогично методу Ньютона.

Задаемся последовательно приращениями $\Delta \alpha_i$ частных смещений и определяем:

$$\frac{\partial A}{\partial \alpha_i}, \quad \frac{\partial R_z}{\partial \alpha_i}, \quad \frac{\partial R_y}{\partial \alpha_i}.$$

Например,

$$\frac{\partial A}{\partial \alpha_x} = \frac{A(\alpha_x + \Delta \alpha_x, \alpha_z, \alpha_y) - A(\alpha_x, \alpha_z, \alpha_y)}{\Delta \alpha_x};$$

$$\frac{\partial R_y}{\partial \alpha_z} = \frac{R_y(\alpha_x, \alpha_z + \Delta \alpha_z, \alpha_y) - R_y(\alpha_x, \alpha_z, \alpha_y)}{\Delta \alpha_z}$$

и т. д.

Вводя функции ошибок

$$\psi_1 = A^* - A, \quad \psi_2 = R_z^* - R_z, \quad \psi_3 = R_y^* - R_y$$

и разлагая их в ряд Тейлора, из условия $\psi_1 = \psi_2 = \psi_3 = 0$ получим систему уравнений для определения приращений смещений:

$$\begin{aligned} \frac{\partial A}{\partial \alpha_x} \Delta \alpha_x + \frac{\partial A}{\partial \alpha_z} \Delta \alpha_z + \frac{\partial A}{\partial \alpha_y} \Delta \alpha_y &= A^* - A; \\ \frac{\partial R_z}{\partial \alpha_x} \Delta \alpha_x + \frac{\partial R_z}{\partial \alpha_z} \Delta \alpha_z + \frac{\partial R_z}{\partial \alpha_y} \Delta \alpha_y &= R_z^* - R_z; \\ \frac{\partial R_y}{\partial \alpha_x} \Delta \alpha_x + \frac{\partial R_y}{\partial \alpha_z} \Delta \alpha_z + \frac{\partial R_y}{\partial \alpha_y} \Delta \alpha_y &= R_y^* - R_y, \end{aligned}$$

а отсюда смещения в процессе итерации:

$$\alpha_{x_i} = \alpha_{x_0} + \Delta \alpha_x, \quad \alpha_{z_i} = \alpha_{z_0} + \Delta \alpha_z, \quad \alpha_{y_i} = \alpha_{y_0} + \Delta \alpha_y.$$

Процесс итерации продолжается до заданной точности по усилиям на подшипник

$$\Delta A = (A^* - A_i), \quad \Delta R_z = (R_z^* - R_{z_i}), \quad \Delta R_y = (R_y^* - R_{y_i}).$$

После определения смещений, соответствующих заданным усилиям, определяется изгибающий момент, действующий на внутреннее кольцо, относительно центра его симметрии O_B (см. рис. 2):

$$\begin{aligned} M_y &= \sum_{i=1}^z \left[N_{\text{пв}i} - N_{\text{лв}i} \frac{\sin(\beta_{\text{пв}} + \varphi_i)}{\sin(\beta_{\text{пв}} + \varphi_i)} \right] \times \\ &\times \left[\left(\frac{D_{\text{в}}}{2} + r_{\text{в}} \right) \sin(\beta_{\text{пв}} - \varphi_i) - x_{\text{в}} \cdot \cos(\beta_{\text{пв}} - \varphi_i) \right] \cos \theta_i, \end{aligned}$$

относительно вертикальной оси oz .

$$\begin{aligned} M_z &+ \sum_{i=1}^z \left[N_{\text{пв}i} - N_{\text{лв}i} \frac{\sin(\beta_{\text{пв}} + \varphi_i)}{\sin(\beta_{\text{пв}} - \varphi_i)} \right] \times \\ &\times \left[\left(\frac{D_{\text{в}}}{2} + r_{\text{в}} \right) \sin(\beta_{\text{пв}} - \varphi_i) - x_{\text{в}} \cdot \cos(\beta_{\text{пв}} - \varphi_i) \right] \sin \theta_i. \end{aligned}$$

относительно горизонтальной оси oy .

По приведенному алгоритму рассчитывают двухточечные и трехточечные шарикоподшипники, полагая, соответственно, $x_{\text{в}} = x_{\text{н}} = 0$ и $x_{\text{в}} = 0$ или $x_{\text{н}} = 0$.

Можно учитывать возможную овализацию колец. Условно это сводится к изменению радиального зазора по следующей зависимости:

$$\Delta = \Delta_0 + \Delta_k \cdot \cos(\kappa_\Delta \cdot \Theta_i + \psi),$$

где Δ_k — амплитуда овализации;

κ_Δ — гармоника (порядок) овализации;

ψ — фаза овализации по углу.

Предусмотрено также вычисление смещений колец при произвольном расположении шаров относительно направления радиальной силы.

При этом в исходных данных задается начальное угловое расположение наиболее нагруженного шара Θ_0 относительно направления радиального усилия (см. рис. 2).

После окончательного расчета усилий и кинематических параметров в подшипнике, можно определить «набегание» шаров на сепаратор [4]. Порядок расчета следующий.

Средняя угловая скорость центров шаров ω_{0cp} и средний радиус до центра шаров R_{0cp} ,

$$\omega_{0cp} = \frac{\sum_i \omega_{0i}}{z}, \quad R_{0cp} = \frac{\sum_i R_{0i}}{z}.$$

Приращение «набегания» шара на сепаратор на каждом i -ом участке:

$$\Delta S_i \approx \left(\frac{\omega_{0(i-1)} + \omega_{0i}}{2} - \omega_{0cp} \right) \cdot \frac{2\pi}{z \cdot \omega_{0cp}} \cdot R_{0cp}.$$

«Набегание» на любом k -ом участке:

$$S_k = \sum_{i=1}^z \Delta S_i.$$

По такой методике рассчитывается «набегание» без учета зазоров в окнах ε_0 и зазоров плавания ε_n сепаратора, с учетом зазоров величину «набегания» необходимо определить по формуле

$$S = S_k - \left(\frac{\varepsilon_0}{2} + \frac{\varepsilon_n}{2} \cos \alpha \right),$$

где α — угол между направлением смещения сепаратора в пределах зазора плавания и плоскостью перекося колец или направлением радиальной нагрузки на подшипник.

После определения усилий и кинематических параметров проводится расчет на долговечность по контактной усталости элементов подшипника. Методика такого расчета изложена в работе [5].

Используя программу решения одиночного шарикоподшипника, можно решить систему «ротор — подшипники — корпус».

Если задача решается с учетом влияния сил и моментов сопротивлений в контактах шаров [3], то после нагружения системы внешними усилиями, лежащими даже в одной плоскости A , R_z , M_y , на каждой опоре в общем случае будет пять неизвестных компонентом смещения внутреннего кольца относительно наружного: три линейных смещения — a_x , a_z , a_y и два угловых — φ_z , φ_y .

Если использовать уравнения равновесия и уравнения связи смещений, можно получить замкнутую систему нелинейных уравнений для определения компонент смещений и решать ее методом линеаризированной итерации [2], [3]. С добавлением количества опор задача усложняется, трудоемкость решения увеличивается даже с применением быстродействующих ЭВМ. Поэтому необходимо использовать приемлемые в том или ином конкретном случае упрощающие предположения. Так, при наличии обычных ЭВМ предварительно строят характеристики жесткости подшипников отдельно при заданных усилиях и перекосах колец, а систему «вал — подшипник» решают уже совместно графически при любой комбинации нагрузок. Такой прием использовался и в настоящей работе.

Решение проводилось для быстроходного ротора с двумя предварительно нагруженными двухточечными радиально-упорными шарикоподшипниками при следующих данных: диаметр шарика — 2 мм; диаметр окружности центров шаров — 9 мм; число шаров — 8; радиусы желобов колец — 1,08 мм, начальные углы контакта — 20° и 35° , внутренний диаметр вала постоянного сечения — 4 мм, расчетная длина вала — 27 мм.

Расчетная схема ротора представлена на рис. 3.

Как показали предварительные расчеты, податливостью крышек и вала ротора в осевом направлении можно пренеб-

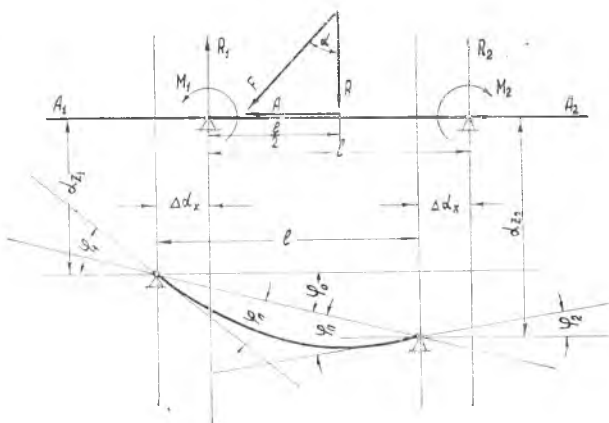


Рис. 3. Расчетная схема вала с двумя шарикоподшипниками с предварительным натягом

		$\alpha_x = 56 \text{ мк}; \beta = 20^\circ; n_B = 60000 \text{ об./мин}$											
α_z	МК zp	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	
A	zp	712,8	715,0	721,7	732,3	747,7	767,1	790,4	817,8	848,8	883,0	919,0	
R	zp	0	78,9	158,7	241,1	326,2	416,1	509,9	609,1	712,8	821,0	933,1	
M	кз с.м	0	0,0137	0,0276	0,0419	0,0566	0,0721	0,0883	0,1054	0,1233	0,1418	0,1609	
C	zp	95,3	95,1	94,9	94,7	94,5	94,3	94,2	94,1	94,0	93,9	93,8	
ω	сек ⁻¹	2515	2512	2509	2507	2504	2502	2500	2499	2498	2497	2496	
N _B	zp	218,8	241,2	267,4	297,8	332,0	370,9	413,7	460,9	512,2	566,9	604,7	
N _H	zp	308,3	330,5	356,5	386,6	420,6	459,4	502,1	549,1	600,4	655,9	712,7	
Sin β _B	—	0,40763	0,40256	0,39776	0,39328	0,38881	0,38489	0,38108	0,37774	0,37484	0,3721	0,36964	
Sin β _H	—	0,28026	0,29381	0,29839	0,30291	0,30685	0,31074	0,31400	0,31702	0,31979	0,32211	0,32399	

речь по сравнению с контактной податливостью шарико-подшипников. Поэтому в качестве упрощающего предположения крышки (опоры) и вал ротора принимаются абсолютно жесткими в осевом направлении.

Кроме того, в первом приближении пренебрегалось влиянием на распределение усилий по шарам перекося в опорах за счет изгиба вала ротора и разности радиальных смещений опор ротора (рис. 3).

При графоаналитическом методе расчета для одиночного шарикоподшипника предварительно строились графики изменения осевой, радиальной сил и изгибающего момента от смещений колец при заданных рабочих оборотах ротора (эти графики здесь не приводятся из-за большого их количества. В качестве примера дана табл. 1, по которой они строились).

По заданным усилиям на ротор A и R_z определение смещений с использованием графиков проводится следующим образом.

1. По графикам определяем полное осевое контактное смещение α_x см, соответствующее заданному предварительному усилию затяжки в статике (при оборотах $n_B = 0$).

2. Согласно расчетной схеме нагружения и смещений (рис. 3) определяем радиальные реакции опор:

$$R_1 = \frac{R}{2} + \frac{M_1 - M_2}{l}, \quad R_2 = \frac{R}{2} - \frac{M_1 - M_2}{l}.$$

При этом в первом приближении величинами изгибающих моментов на опорах M_1 и M_2 пренебрегаем, тогда

$$R_{10} = R_{20} = \frac{R}{2}.$$

3. Задаемся разницей осевых смещений $\pm \Delta \alpha_x$ одновременно подшипников левой и правой опор ($+\Delta \alpha_x$ для левой опоры, в сторону которой направлена осевая сила A и $-\Delta \alpha_x$ для правой опоры). Подбираем осевые силы A_1 (на левой опоре) и A_2 (на правой опоре) при соответствующих радиальных усилиях R_1 и R_2 так, чтобы разность осевых усилий равнялась внешней осевой силе $A_1 - A_2 = A$ и определяем соответствующие им радиальные смещения α_{z_1} и α_{z_2} .

4. По найденным смещениям ($\alpha_{x_{\text{ст}}} + \Delta \alpha_x$) и α_{z_1} на левой опоре и ($\alpha_{x_{\text{ст}}} - \Delta \alpha_x$) и α_{z_2} на правой определяем изгибающие моменты M_1 и M_2 соответственно для левой и правой опор.

5. По найденным изгибающим моментам M_1 и M_2 уточняются значения радиальных усилий R_1 и R_2 (пункт 2), осевых и радиальных смещений (пункт 3) и т. д. При этом обязательным условием правильности расчета служит проверка равновесия: $A_1 - A_2 = A$; $R_1 + R_2 = R$.

После определения радиальных смещений и изгибающих моментов на опорах определяются смещение в середине вала (в месте приложения внешней нагрузки) и углы поворота на опорах. Согласно расчетной схеме (см. рис. 3) для вала постоянного поперечного сечения (момент инерции сечения — I) радиальное смещение центра вала запишем так:

$$\alpha_{z_{\text{ср}}} = \frac{\alpha_{z_1} + \alpha_{z_2}}{2} + \frac{R \cdot l^3}{48 \cdot EI} - \frac{(M_1 + M_2) \cdot l^2}{16 \cdot EI}.$$

Угол поворота на левой опоре —

$$\varphi_1 = \varphi_{\text{л}} + \varphi_0 = \frac{R}{2} \cdot \frac{l^2}{8EI} - \left(\frac{2}{3} \cdot M_1 + \frac{1}{3} \cdot M_2 \right) \frac{l}{2EI} + \frac{\alpha_{z_2} - \alpha_{z_1}}{l}.$$

Угол поворота на правой опоре —

$$\varphi_2 = \varphi_{\text{п}} - \varphi_0 = \frac{R}{2} \cdot \frac{l^2}{8EI} - \left(\frac{2}{3} \cdot M_1 + \frac{1}{3} \cdot M_2 \right) \frac{l}{2EI} - \frac{\alpha_{z_2} - \alpha_{z_1}}{l}.$$

После определения углов поворота на опорах φ_1 и φ_2 уточняем расчет, построив характеристики жесткости подшипников уже с учетом найденных углов перекоса. Ошибка в определении смещений и усилий на опоры таким методом составит не более 3%, но трудоемкость решения задачи увеличится, так как каждый раз при углах перекосов необходимо строить графики, непрерывно уточняя их в процессе итерации.

Процесс итерации при расчете по конкретным усилиям с учетом влияния прогибов вала и перекосов в опорах по изложенной

Таблица 2

ρ_0 град	n об/мин	A_n эр	F эр	α град	A_1 эр	R_1 эр	M_1 кгс.м	a_x мкс	a_z мкс
20	60000	1000	1000	10	1323	492	0,0872	57,574	0,253
20	60000	1000	2000	10	1512	986	0,1754	57,816	0,461
20	60000	1000	1000	45	1628	354	0,0635	58,141	0,140
20	60000	1000	2000	45	2221	709	0,1293	58,984	0,200
20	60000	2000	2000	45	2904	709	0,1307	59,825	0,197
20	90000	1000	2000	45	2583	709	0,1310	59,122	0,234
20	120000	1000	2000	45	3029	709	0,1331	59,139	0,289
35	60000	1000	2000	45	3113	711	0,2355	93,908	0,279
35	60000	2000	2000	45	3608	710	0,2347	94,249	0,284

$\varphi_1 \cdot 10^4$ град	C_1 эр	N_B макс эр	N_H макс эр	$\sin \beta_{B_1}$	$\sin \beta_{H_1}$	$\frac{a_z + a_z}{2}$ мкс	a_z ср мкс	Δa_x мкс
0,256	94,1	564	652	0,38350	0,33177	0,279	0,456	0,191
0,554	93,9	779	867	0,37834	0,34008	0,570	0,923	0,432
0,228	94,1	622	709	0,38467	0,33708	0,218	0,345	0,758
0,577	94,0	916	1003	0,38280	0,34942	0,521	0,775	1,601
0,393	94,0	1135	1222	0,38390	0,35646	0,269	0,521	0,986
0,598	212,9	995	1193	0,39986	0,33546	0,582	0,835	1,738
0,574	381,7	1090	1446	0,41769	0,31500	0,607	0,858	1,756
0,766	101,5	868	950	0,60924	0,55635	0,865	1,067	0,967
0,527	101,4	965	1048	0,60753	0,55978	0,547	0,748	0,632

$$\varphi_1 = \varphi_2 = 0$$

β_0 град	n об/мин	A_n зр	F зр	α град	A_1 зр	R_1 зр	M_1 кгс.м	a_{x_1} мкс
20	60000	1000	1000	10	1323	492	0,0867	57,574
20	60000	1000	2000	10	1511	985	0,1735	57,816
20	60000	1000	1000	45	1628	353	0,0629	58,141
20	60000	1000	2000	45	2220	708	0,1267	58,984
20	60000	2000	2000	45	2904	708	0,1281	59,825
20	60000	1000	1000	90	1803	0	0	58,427
20	60000	1000	2000	90	2574	0	0	59,453
20	90000	1000	2000	45	2582	708	0,1276	59,122
20	120000	1000	2000	45	3028	708	0,1293	59,139
35	60000	1000	2000	45	3113	709	0,2310	93,908
35	60000	2000	2000	45	3607	708	0,2311	94,249

a_2 мкс	C_1 зр	N_{Bmax_1} зр	N_{Hmax_1} зр	$\sin \beta_{B_1}$	$\sin \beta_{H_1}$	$\frac{a_{z_1} + a_{z_2}}{2}$ мкс	$a_{z_{cp}}$ мкс	Δx_r мкс
0,298	94,1	564	651	0,38272	0,33108	0,321	0,498	0,191
0,558	93,9	779	866	0,37671	0,33858	0,653	1,007	0,432
0,180	94,1	621	709	0,38400	0,33646	0,248	0,375	0,758
0,303	94,0	915	1003	0,38118	0,34791	0,582	0,836	1,601
0,268	94,0	1134	1221	0,38276	0,35537	0,330	0,583	0,986
0	94,2	581	669	0,38745	0,33660	0	0	1,043
0	94,1	833	921	0,38603	0,34934	0	0	2,069
0,341	212,8	994	1192	0,39806	0,33188	0,644	0,897	1,738
0,394	381,5	1089	1445	0,41589	0,31356	0,669	0,921	1,756
0,528	101,4	866	949	0,60706	0,55422	0,974	1,177	0,968
0,456	101,3	962	1045	0,60605	0,55825	0,656	0,858	0,632

Таблица 4

$n=0$ об/мин								
β_0	град	20	20	20	20	20	35	35
A_{Π}	гр	1000	1000	1000	1000	2000	1000	2000
F	гр	1000	1000	2000	2000	2000	2000	2000
α	град	10	45	10	45	45	45	45
A_{Γ}	гр	1100	1385	1230	1858	2774	2073	2801
R_1	гр	492	354	985	709	709	709	708
M_1	кгсм	0,0865	0,0627	0,1734	0,1275	0,1300	0,2325	0,2327
α_{x_1}	мк	57,532	57,986	57,692	58,635	59,749	93,634	94,055
α_{z_1}	мк	0,200	0,128	0,386	0,220	0,195	0,247	0,271
$\alpha_1 \cdot 10^4$	рад	0,242	0,188	0,500	0,431	0,368	0,595	0,386
$N_{B_{\max}}$	гр	520	577	706	834	1133	672	825
$\sin \beta_{B_1}$	—	0,35756	0,36003	0,35868	0,36393	0,36979	0,58170	0,58296
$\frac{\alpha_{z_1} + \alpha_{z_2}}{2}$	мк	0,208	0,152	0,422	0,342	0,232	0,601	0,343
$\alpha_{z_{cp}}$	мк	0,385	0,280	0,777	0,596	0,485	0,800	0,544
$\Delta \alpha_x$	мк	0,148	0,602	0,309	1,251	0,911	0,694	0,439

методике проводился непосредственно с использованием ЭЦВМ (ошибка менее 0,1%).

Результаты окончательного расчета смещений и усилий для заданных технических условий с учетом влияния центробежных сил шаров и перекосов, возникающих в результате изгиба вала и разности радиальных смещений, представлены в табл. 2.

Для выяснения влияния перекосов в подшипниках на их осевую и радиальную податливость в табл. 3 представлены результаты расчетов смещений ротора без учета перекосов в подшипниках.

Для выяснения влияния центробежных сил шаров на податливость подшипников и системы в целом в табл. 4 и 5 представлены результаты расчетов аналогично табл. 2 и 3, но без учета влияния центробежных сил шаров, как бы в статике.

По результатам расчетов можно сделать следующие выводы.

1. Если предварительно нагруженную осевым преднатягом систему вращать, то осевые силы возрастут (см. табл. 6).

Чем больше начальный угол контакта β_0 , тем больше осевая сила.

2. С учетом влияния центробежных сил шаров осевые и радиальные смещения как подшипников, так и центра системы возрастают и тем больше, чем выше обороты и больше начальный угол контакта β_0 (в рассматриваемых случаях от 1,08 до 1,44 раза).

Таблица 5

$\varphi_1 = \varphi_2 = 0; n = 0, \text{ об/мин}$													
β_0 град	A_n зр	F зр	α град	A_1 зр	R_1 зр	M_1 кгссм	α_{x1} мкс	α_{z1} мкс	$N_{B_{\max}}$ зр	$\sin \beta_{B_1}$	$\frac{\alpha_{z1} + \alpha_{z2}}{2}$ мкс	α_{zcp} мкс	$\Delta \alpha_x$ мкс
20	1000	1000	10	1100	492	0,0859	57,532	0,242	520,341	0,35687	0,249	0,427	0,148
20	1000	2000	10	1229	985	0,1722	57,692	0,474	706,763	0,35726	0,505	0,860	0,309
20	1000	1000	45	1385	353	0,0621	57,986	0,161	577,489	0,35950	0,182	0,309	0,602
20	1000	2000	45	1857	708	0,1257	58,635	0,296	833,714	0,36271	0,402	0,657	1,251
20	2000	2000	45	2773	708	0,1278	59,749	0,261	1132,52	0,36875	0,293	0,546	9,911
20	1000	2000	90	2205	0	0	59,097	0	753,762	0,36586	0	0	1,714
20	1000	1000	90	1549	0	0	58,231	0	536,178	0,36116	0	0	0,848
35	1000	2000	45	2073	708	0,2302	93,636	0,439	672,202	0,58002	0,709	0,912	0,695
35	1000	2000	45	2800	707	0,2304	94,055	0,396	824,110	0,58187	0,451	0,653	0,439

β_0	$n_B, \text{ об/мин}$	$A_{п}, \text{ гр}$	
		1000	2000
20°	60000	1202,5	2092,9
	90000	1594,8	—
	120000	2097,6	—
35°	60000	1969,7	2639,6

3. Учет влияния перекосов в подшипниках на их податливость ведет к уменьшению радиальных смещений как в самих подшипниках, так и центра системы, в то время как осевое смещение системы не меняется.

4. Осевые силы A_1 и A_2 и нормальные условия в контакте с внутренним кольцом $N_{в \max 1}$ и $N_{в \max 2}$ увеличиваются с возрастанием оборотов и начального угла контакта β_0 . Например, при оборотах $n_B = 120000 \text{ об/мин}$, если осевая сила возрастает в 1,63 раза, то усиление в контакте возрастает в 1,31 раза.

5. Углы контакта максимально нагруженного шарика с внутренним кольцом β_B , а также величины изгибающих моментов M возрастают с увеличением оборотов.

Разработанная методика совместного расчета предварительно нагруженной системы вал — два радиально-упорных шарикоподшипника реализована на ЭЦВМ. При этом может быть учтена и податливость нагруженных крышек.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бейзельман Р. Д., Ципкин Б. В. Подшипники качения. Справочник. Машгиз, 1959.
2. A. B. Jones. A General Theory for Elastically Constrained Ball and Radial Roller Bearings under Arbitrary Load and Speed Conditions. Transactions of the ASME. Series D. N. 1, 1959.
3. Курушин М. И. Расчет авиационных шарикоподшипников с учетом контактной гидродинамики. Кандидатская диссертация. Куйбышевский авиационный институт, 1969.
4. Курушин М. И., Дубровкина А. И., Калгин А. И. Определение усилий и прочности сепаратора шарикоподшипника в условиях перекоса колец. Труды Куйбышевского авиационного института, вып. 40, 1969.
5. Курушин М. И., Циприн А. М. Методика расчета на долговечность шариковых подшипников по контактным напряжениям. Труды Куйбышевского авиационного института, вып. 40, 1969.