

УДК 621.822.6 (031)

РАСЧЕТ ДВУХРЯДНОГО СФЕРИЧЕСКОГО РОЛИКОВОГО ПОДШИПНИКА САТЕЛЛИТНОЙ ШЕСТЕРНИ ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА

© 2009 Е. П. Жильников¹, В. В. Мурашкин², И. М. Шифрин²

¹Самарский государственный аэрокосмический университет

²Завод авиационных подшипников, г. Самара

Приведены методика и результаты расчетов долговечности двухрядного сферического роликового подшипника сателлитной шестерни планетарного редуктора. При расчете учитываются усилия в зацеплении шестерни планетарной передачи, а также центробежные силы переносного и относительного движения, как роликов, так и шестерни. Учитываются как деформации в контактах роликов, так и деформации прогиба наружного кольца, совмещенного с зубчатым венцом. Расчеты долговечности производятся по базовым контактным напряжениям. Приводятся рекомендации по повышению работоспособности подшипника.

Подшипники качения, роликовые сферические, планетарный редуктор, нагрузки, долговечность

В опоре сателлитной шестерни планетарного редуктора установлен двухрядный сферический роликовый подшипник. Наружное кольцо подшипника совмещено с зубчатым венцом шестерни, как показано на рис. 1.

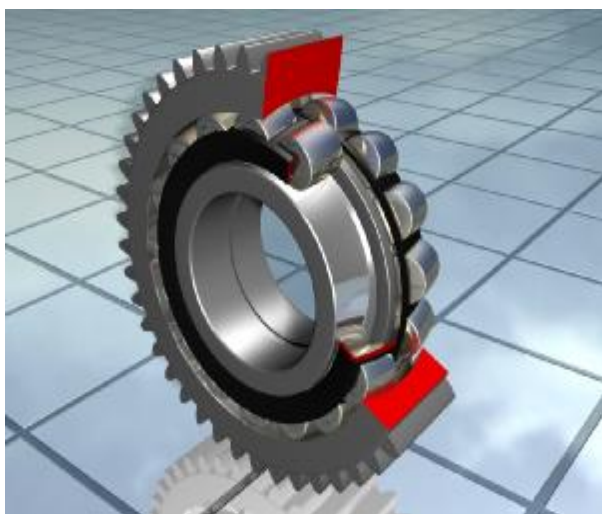


Рис. 1. Сателлитная шестерня планетарного редуктора

Подшипник совершает сложное движение: - относительное – вращение наружного кольца относительно собственной оси и переносное - вращение всего подшипника вместе с водилом планетарного редуктора. Радиальная нагрузка подшипника определяется окружными усилиями в зацеплении сателлитной шестерни и центробежной силой, определяемой массой наружного кольца с зубчатым венцом при переносном движении. Кроме того, наружное кольцо с зубчатым

венцом испытывает деформации сжатия под действием радиальных усилий в зацеплении.

Центробежные силы роликов определяются как относительным, так и переносным вращением и изменяются как по величине, так и по направлению, как показано в [1].

Наконец, детали подшипника изготовлены из разных материалов: - внутренние полукольца и ролики из подшипниковой стали, а наружное кольцо с зубчатым венцом из цементируемой стали.

В этой связи при разработке методики расчета подшипника следует учесть указанные условия.

Основные размеры колец и роликов сферического подшипника приведены на рис. 2. Центр желоба внутреннего полукольца смещен по вертикали и по горизонтали. В этой связи начальным значением угла контакта ролика с кольцами будет

$$\alpha_0 = \arctg(x_0/y_0),$$

где x_0 и y_0 - координаты центра желоба внутреннего полукольца.

В связи с незначительными изменениями угла контакта ролика при действии радиальной нагрузки в дальнейших расчетах принимаем величину угла контакта постоянной.

При расчете деформаций сжатия наружного кольца под действием усилий в зацеплении сателлитной шестерни реальное наружное кольцо заменяем цилиндрическим

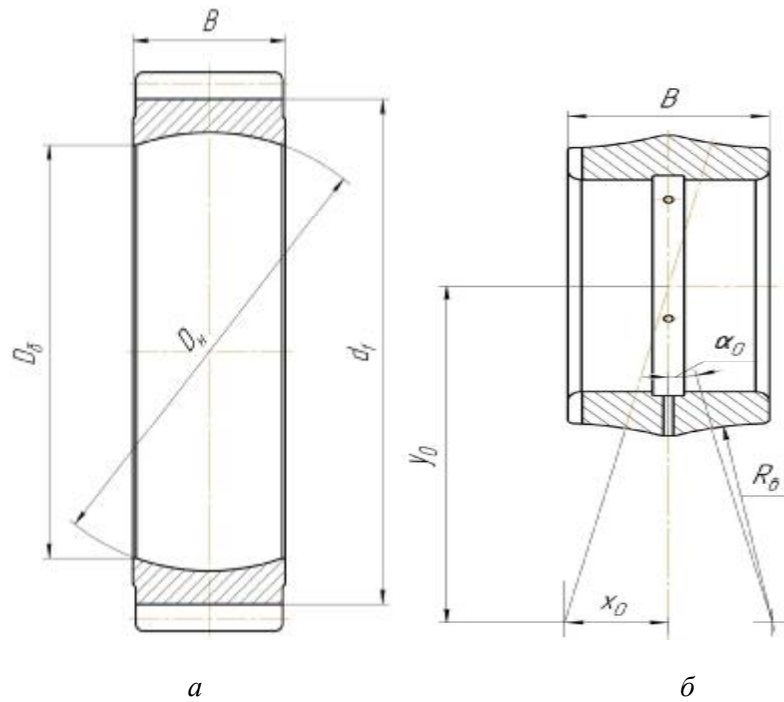


Рис.2. Основные размеры деталей сферического роликового подшипника:
а – наружное кольцо; б – внутреннее кольцо

кольцом. Толщину H кольца определяем из условия равенства площадей условного и реального колец. При расчетах не учитываем зубчатый венец, так как зубья не оказывают влияния на величину деформации изгиба кольца.

Угол радиусного сегмента $\alpha_б$ определится по формуле

$$\alpha_б = \arccos(R_б / R_n).$$

Тогда условная толщина кольца определится выражением

$$H = (d_f - R_б) / 2 - \alpha_б \cdot R_n^2 / B,$$

момент инерции сечения кольца при изгибе

$$I = B \cdot H^3 / 12.$$

Радиус расположения нейтрального слоя сечения кольца при изгибе будет равен

$$R = R_n - H / 2,$$

радиус желоба наружного кольца $R_n = D_n / 2$.

Средний диаметр расположения роликов определим по формуле

$$d_m = (D_n - D_w) \cdot \cos \alpha_б.$$

Начальный контакт ролика с кольцами является точечным. В этом случае при расчетах по компьютерным программам удобно пользоваться зависимостями, приведенными в работе [2]. Однако при больших значениях нагрузки в контакте расчетная длина площадки контакта превышает длину ролика. В

этом случае расчет контактных деформаций следует выполнять по зависимостям для профилированного линейного контакта, приведенным в работе [3].

Так как кольца и ролики изготовлены из различных материалов, характеристики модулей упругости в контакте определим по формулам

$$\eta_б = (1 - \varepsilon_б^2) / E_б, \quad \eta_n = (1 - \varepsilon_n^2) / E_n,$$

$$\eta_w = (1 - \varepsilon_w^2) / E_w,$$

где $E_б$, E_n и E_w - модули упругости а $\varepsilon_б$, ε_n и ε_w - коэффициенты Пуассона материалов внутреннего и наружного колец и роликов.

Сжатие кольца происходит под действием радиального усилия в зацеплении, которое определяется по формуле

$$F_{rw} = F_t \operatorname{tg} \alpha_w,$$

где F_t - окружное усилие в зацеплении, α_w - угол зацепления.

Изгибающим моментом от окружного усилия пренебрегаем. Тогда схема деформаций кольца будет иметь вид, показанный на рис. 3.

В соответствии с рекомендациями работы [4] величины деформаций прогиба кольца под действием сжимающих радиальных нагрузок могут быть определены по

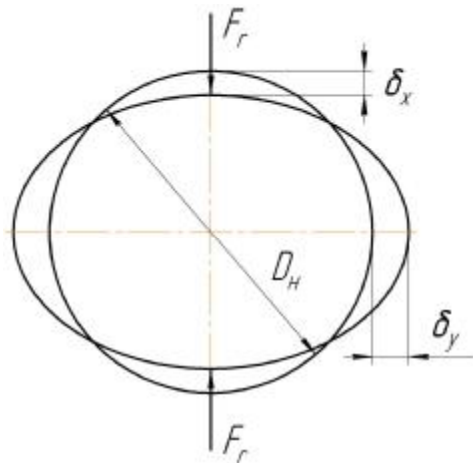


Рис.3. Схема деформаций сжатия наружного кольца

формулам:

$$\delta_x = \frac{F \cdot R^3}{2EI} \left(\frac{1}{\sin^2 \alpha} \left(\frac{\alpha}{2} + \frac{\sin 2\alpha}{4} \right) - \frac{1}{\alpha} \right);$$

$$\delta_y = \frac{F \cdot R^3}{2EI} \left(\frac{2}{\alpha} - \frac{1}{\sin \alpha} - \frac{\alpha \cdot \cos \alpha}{\sin^2 \alpha} \right),$$

где F - сжимающее усилие; E - модуль упругости материала кольца; I и R - момент инерции сечения кольца и радиус положения нейтральной оси сечения, определяемые, как показано ранее; α - угол между действующими на кольцо нагрузками.

Принимая $F = F_{rw}$ и $\alpha = \pi/2$, формулы для расчета деформаций кольца приведем к виду:

$$\delta_x = 0,1488 \frac{F_{rw} R^3}{EI}, \quad \delta_y = 0,1366 \frac{F_{rw} R^3}{EI}.$$

Тонкостенное наружное кольцо подшипника будет испытывать также деформации прогиба под действием усилий в контактах с роликами [5].

При расчете деформаций наружного кольца используем принцип независимости действия сил. В этой связи принимаем, что под действием центробежных сил роликов происходит равномерное расширение наружного кольца на величину

$$\delta_c = \lambda_{np} F_c.$$

Затем определяем деформации от усилий в контактах роликов с кольцами без учета центробежных сил.

При упрощенных расчетах также принимаем, что местные величины деформаций кольца будут пропорциональны усилиям в контактах в данных точках:

$$\delta_{ni} = \lambda_{np} F_i.$$

Как и для внутреннего кольца, принимаем деформации пропорциональными усилиям в контактах. По рекомендациям работы [6] коэффициент податливости кольца принимаем равным

$$\lambda_{np} = \frac{R^3}{EI} \left(\frac{1}{\sin^2 \alpha / 2} \left(\frac{\alpha}{4} + \frac{\sin 2\alpha}{4} \right) - \frac{2}{\alpha} \right).$$

Здесь R и I определяются, как показано ранее; угол α между действующими нагрузками принимаем равным $\alpha = 2\pi/z$.

Подшипник сателлитной шестерни планетарного редуктора нагружается усилиями F_t в зацеплении шестерни с центральными зубчатыми колесами. Кроме того, при высокой скорости вращения необходимо учитывать центробежную силу F_{cn} сателлитной шестерни при переносном движении ее с угловой скоростью ω_h переносного движения.

Окружные усилия F_t в зацеплении определяются при расчете зубчатых передач редуктора. Центробежную силу F_{cn} сателлитной шестерни при переносном движении можно определить по формуле

$$F_{cn} = m_n R_h \omega_h^2 / 1000,$$

где m_n - масса сателлитной шестерни с наружным кольцом подшипника в кг; R_h - радиус расположения осей сателлитной шестерни редуктора в мм; ω_h - угловая скорость переносного движения сателлитной шестерни (скорость вращения водила) в с^{-1} .

Полное значение радиальной нагрузки на подшипник и её направление определяются по формулам

$$F_r = \sqrt{(2F_t)^2 + F_{cn}^2}, \quad \phi_N = \arctg(F_{cn}/2F_t).$$

Тела качения (ролики) в подшипнике также совершают сложное вращение: относительно собственной оси, относительно оси подшипника с угловой скоростью ω_0 и вместе с шестерней относительно оси планетарной передачи с угловой скоростью ω_h .

Угловую скорость вращения роликов относительно оси подшипника определим по формуле $\omega_0 = \omega(1 + \gamma)/2$.

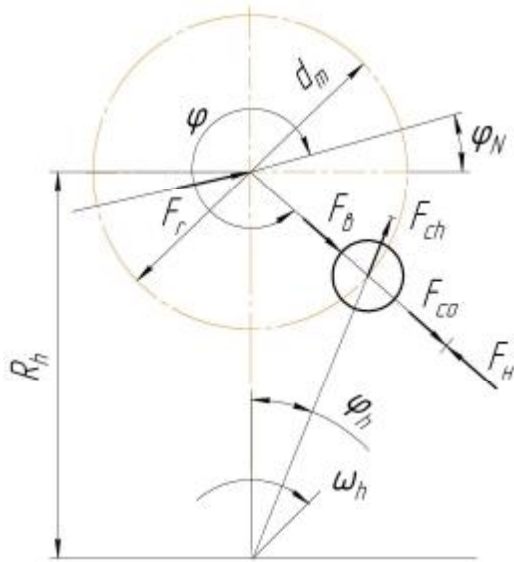


Рис.4. Схема сил, действующих на тела качения подшипника

Здесь $\gamma = D_w \cos \alpha_0 / d_m$, ω - угловая скорость вращения наружного кольца подшипника.

Центробежную силу ролика при вращении его относительно оси подшипника с угловой скоростью ω_0 определим по формуле

$$F_{c0} = m_w d_m \omega_0^2 / 2000,$$

где m_w - масса ролика в кг.

Центробежная сила ролика при переносном движении его с угловой скоростью ω_h будет зависеть от угловой координаты расположения ролика в подшипнике и может быть найдена по зависимости

$$F_{ch} = m_w R_\phi \omega_h^2 / 1000.$$

Радиус расположения центра ролика относительно оси вращения водила определится, как показано на рис. 4,

$$R_\phi = \sqrt{R_h^2 + (d_m/2)^2 + R_h d_m \sin(\phi_N + \phi)}.$$

Принимая симметричное расположение роликов относительно линии действия радиальной нагрузки на подшипник, угловую координату i -го ролика определим по формуле $\phi = 2\pi(i-1)/z$.

Найдём угловое положение ролика относительно водила (рис. 4)

$$\phi_h = \arcsin(d_m \cos(\phi_N + \phi) / 2R_\phi).$$

Тогда величина центробежной силы, воспринимаемой наружным кольцом и направленной по радиусу от центра подшипника, определится суммированием:

$$F_c = F_{c0} + F_{ch} \sin(\phi_N + \phi + \phi_h).$$

Кроме того, возникнет взаимодействие ролика с сепаратором, величина которого определится по формуле

$$F_{cs} = F_{ch} \cos(\phi_N + \phi + \phi_h).$$

Схема нагрузок в контакте ролика с кольцами с учетом центробежной силы и усилия взаимодействия торца ролика с торцом направляющего бортика (или направляющего кольца) приведена на рис. 5.

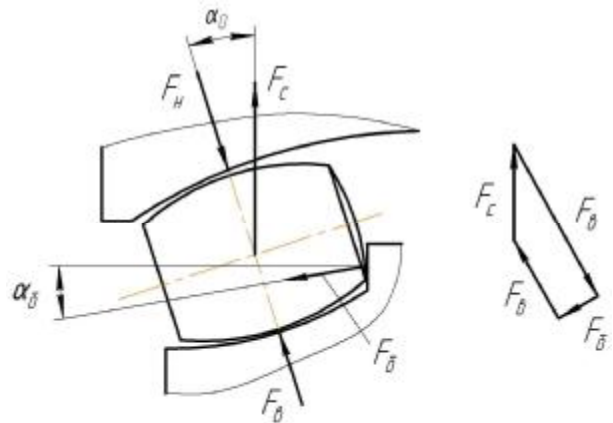


Рис.5. Схема нагрузок в контакте ролика с кольцами

Принимаем, что углы контакта ролика с наружным и внутренним кольцами одинаковы и определяются начальной геометрией подшипника, как показано ранее. Угол контакта торца ролика с направляющим бортиком α_δ также определяется по чертежу подшипника.

Из анализа многоугольника сил, действующих на ролик, приведенного на рисунке 5, условия равновесия ролика имеют вид:

$$F_n \sin \alpha_n - F_\phi \sin \alpha_\phi - F_\delta \cos \alpha_\delta = 0;$$

$$F_n \cos \alpha_n - F_\phi \cos \alpha_\phi + F_\delta \sin \alpha_\delta = F_c.$$

Здесь F_ϕ , F_n и F_δ - усилия в контакте ролика с внутренним и наружным кольцами и направляющим бортиком.

Принимая $\alpha_\phi = \alpha_n = \alpha_0$, из решения приведенной системы уравнений найдем:

$$F_n = F_\phi + F_c \cos \alpha_\delta / \cos(\alpha_0 - \alpha_\delta),$$

$$F_\delta = F_c \sin \alpha_0 / \cos(\alpha_0 - \alpha_\delta).$$

По величине усилия F_δ можно оценить интенсивность изнашивания торцов ролика и бортика.

В связи с деформациями изгиба наружного кольца усилиями в зацеплении сателлитной шестерни распределение радиальной

нагрузки на подшипник между телами качения будет несимметричным относительно вектора радиальной нагрузки. В этой связи условия равновесия внутреннего кольца подшипника будут иметь вид:

$$\sum_{i=1}^z F_g(i) \cos \varphi(i) = F_r;$$

$$\sum_{i=1}^z F_g(i) \sin \varphi(i) = 0.$$

Для решения этой системы уравнений необходимо учитывать смещение внутреннего кольца относительно наружного по двум координатным осям.

При этом S - смещение по направлению действия радиальной нагрузки на подшипник, S_H - смещение в направлении, перпендикулярном действию радиальной нагрузки.

Уравнения равновесия внутреннего кольца приводим к виду

$$\Phi_1(S, S_H) \equiv \sum_{i=1}^z F_g(i) \cos \varphi(i) - F_r = 0$$

$$\Phi_2(S, S_H) \equiv \sum_{i=1}^z F_g(i) \sin \varphi(i) = 0$$

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

С учетом показанных ранее деформаций сжатия наружного кольца радиальными усилиями в зацеплении сателлитной шестерни величины зазоров в сечениях, проходящих по центрам роликов, можно определить по формуле

$$g(i) = g/2 - D_n/2 + \rho.$$

Здесь ρ - параметр эллипса деформированного кольца, определяемый по формуле

$$\rho = \frac{(D_n - \delta_x)}{\sqrt{\sin^2(\varphi + \varphi_N) + \frac{D_n - \delta_x}{D_n + \delta_y} \cos^2(\varphi + \varphi_N)}}.$$

Величины δ_x , δ_y , φ и φ_N определяются, как показано ранее.

При расчете деформаций сжатия кольца принимается $\delta_y = \delta_x/1,089$ и вводится ограничение:

$$\delta_x \leq g_0/2 + (\lambda_g + \lambda_n) F_0^{2/3}.$$

Обозначим $\delta_\Sigma = \delta_g + \delta_n$. С учетом сказанного суммарная деформация в контактах ролика с кольцами определится по формуле:

$$\delta_\Sigma = (S \cos(\varphi) - g(i)) \cos \alpha_0.$$

С использованием полученного значения суммарной деформации определяются усилия в контактах ролика с кольцами.

Условием отсутствия контакта ролика с двумя кольцами является $\delta_\Sigma \leq \delta_c$, где δ_c - величина деформации под действием только центробежной силы ролика.

Как показано ранее, величина центробежной силы, направленной по радиусу от центра подшипника, определится суммированием:

$$F_c = F_{c0} + F_{ch} \sin(\varphi_N + \varphi + \varphi_h).$$

При выполнении условия $\delta_\Sigma \leq \delta_c$ принимаются значения усилий в контактах

$$F_g = 0, F_n = F_c.$$

При большой величине центробежной силы F_{ch} переносного движения вместе с водилом при некоторых значениях угловой координаты φ ролика вектор центробежной силы F_c может быть направлен к центру подшипника, т.е. $F_c < 0$. В этом случае величина деформации под действием центробежной силы ролика определяется в контакте с внутренним кольцом.

При выполнении условия $\delta_\Sigma \leq \delta_c$ принимаются значения усилий в контактах:

$$F_n = 0 \text{ и } F_g = F_c.$$

При большой величине центробежной силы проверяется условие невыхода площадки контакта ролика с кольцом за кромку рабочего участка длины ролика $a_n \leq l_p/2$ или $a_g \leq l_p/2$.

При невыполнении условий невыхода площадки контакта за кромку рабочего участка длины ролика принимается $a_n = l_p/2$ или $a_g = l_p/2$ и величины деформаций δ_c определяются по зависимостям для профилированного линейного контакта [3].

В качестве начального приближения величины деформации в контакте принимаются:

$$\delta_{c0} = \lambda_n F_c^{2/3} - \text{для контакта с наружным кольцом};$$

$$\delta_{c0} = \lambda_g F_c^{2/3} - \text{для контакта с внутренним кольцом}.$$

Площадка контакта разбивается на 50 участков длиной $\Delta l = l_p / 50$. Определяются координата участка $x(i) = \Delta l(i - 0,5)$ и начальные значения зазора между роликом и кольцом:

$$z_c = (R_n - R_p)(l_p - 2x(i))^2 / (8R_n R_p) - \text{для контакта с наружным кольцом};$$

$$z_c = (R_g - R_p)(l_p - 2x(i))^2 / (8R_g R_p) - \text{для контакта с внутренним кольцом}.$$

Вычисляются величины деформаций в каждом сечении $\delta(i) = \delta_{c0} - z_c$. Если $\delta(i) \leq 0$, принимаем нагрузку в данном сечении $q_c(i) = 0$.

При $\delta(i) > 0$ величину нагрузки определяем методом простой итерации. Начальное значение нагрузки в каждом сечении принимается равным $q_0(i) = F_c / 50$. Затем величина нагрузки уточняется по итерационной формуле:

$$q_1 = \pi \cdot \Delta l \cdot \delta(i) / (2(k_w + k_n)) - \text{для контакта с наружным кольцом};$$

$$q_1 = \pi \cdot \Delta l \cdot \delta(i) / (2(k_w + k_g)) - \text{для контакта с внутренним кольцом}.$$

Характеристики жесткости контактов k_w , k_g и k_n определяются, как показано ранее.

Итерационный цикл повторяется до выполнения условия $|(q_0(i) - q_1) / q_0(i)| \approx 0$. Затем находится сумма нагрузок $F_\Sigma = \sum_1^{50} q_0(i)$ и проверяется условие равновесия $|(F_c - F_\Sigma) / F_c| \approx 0$. При невыполнении условия равновесия вводится поправка величины δ_{c0} и расчет повторяется.

При выполнении условия равновесия принимается:

$$\delta_c = \delta_{c0} + 2\lambda_{np} F_c - \text{для контакта с наружным кольцом};$$

$$\delta_c = \delta_{c0} - \text{для контакта с внутренним кольцом}.$$

При выполнении условия $\delta_\Sigma \leq \delta_c$ принимаются значения усилий в контактах:

$$F_g = 0 \text{ и } F_n = F_c - \text{для контакта с наружным кольцом};$$

$$F_n = 0 \text{ и } F_g = F_c - \text{для контакта с внутренним кольцом}.$$

Если при заданном смещении колец суммарная величина деформации δ_Σ больше величины деформации δ_c под действием центробежной силы, то ролик имеет контакт с двумя кольцами. В этом случае усилия в контактах определяются численными методами последовательных приближений.

В качестве начального приближения принимается $F_g = F_0$ и $F_n = F_0 + F_c$.

При таких значениях усилий в контактах вычисляются деформации δ_g и δ_n по методике, аналогичной изложенной в предыдущем разделе. При этом также делается проверка выхода площадки контакта за рабочий участок длины ролика.

При найденных значениях деформаций делается проверка $\delta_g + \delta_n \approx \delta_\Sigma$. При недостаточной точности вводится поправка величины F_0 и расчет повторяется.

При достаточной точности определения деформаций по всем роликам выполняется проверка условий равновесия внутреннего кольца, как показано ранее.

После определения усилий в контактах роликов с кольцами вычисляются напряжения в контактах.

Значения эквивалентных напряжений в контактах роликов с кольцами по рекомендациям [1] и [7] определим по формулам:

$$\sigma_{gE} = m_g \sqrt{\frac{1}{z} \sum_1^z \sigma_{Hg}^{mg}(i)} - \text{для контакта с внутренним кольцом};$$

$$\sigma_{nE} = m_n \sqrt{\frac{1}{z} \sum_1^z \sigma_{Hn}^{mn}(i)} - \text{для контакта с наружным кольцом}.$$

Показатели степени m_g и m_n в формулах принимаются в зависимости от формы контакта ролика с кольцом.

Для точечного контакта принимают $m_g = 10$ и $m_n = 9$, для линейного контакта $m_g = 9$ и $m_n = 8$.

Эти зависимости соответствуют кинематике сателлитного подшипника – враща-

ется наружное кольцо и неподвижное внутреннее.

Двухрядный подшипник имеет четыре беговых дорожки. Принимая условия нагружения и долговечности обеих беговых дорожек каждого из колец одинаковыми, долговечность подшипника в целом можно определить по формуле:

$$L_h = \left(2L_{hв}^{mв/mн} + 2L_{hн}^{-mв/mн} \right)^{-mн/mв}$$

При этом долговечности беговых дорожек не вращающегося внутреннего и вращающегося наружного колец определяются по формулам

$$L_{hв} = \frac{10^6}{3n(1+\gamma)z} \left(\frac{\sigma_{бв}}{\sigma_{вЕ}} \right)^{mн} \text{ - для внутреннего кольца;}$$

$$L_{hн} = \frac{10^6}{3n(1-\gamma)z} \left(\frac{\sigma_{бн}}{\sigma_{нЕ}} \right)^{mн} \text{ - для наружного кольца.}$$

Здесь n - частота вращения наружного кольца, $\sigma_{бв}$ и $\sigma_{бн}$ - значения базовых контактных напряжений, соответствующие 10^7 циклов нагружения беговых дорожек.

Геометрический параметр γ определяется, как показано ранее. Значения базовых контактных напряжений определяются свойствами материалов колец в соответствии с рекомендациями работы [7].

Для исследования работоспособности подшипника сателлитной шестерни рассмотрим сферический двухрядный роликовый подшипник, наружное кольцо которого выполнено заодно с ободом сателлитной шестерни. На наружном кольце нарезаны зубья с модулем 4,25 мм.

Основными размерами подшипника будут: диаметр сферы наружного кольца $D_n = 146,311$ мм; радиус желоба внутреннего кольца $R_g = 73,176$ мм; число роликов в одном ряду $z = 16$; номинальный диаметр роликов $D_w = 21,59$ мм; радиус образующей бомбинированного ролика $R_p = 72,767$ мм; полная длина ролика $l_w = 19,21$ мм; радиальный зазор подшипника $g = 0,12 \div 0,14$ мм.

Режим нагружения подшипника по ведомости согласования: частота вращения наружного кольца $n = 800$ об/мин.; радиальная нагрузка $F_r = 60$ кН.

В планетарных передачах радиальная нагрузка на опоры определяется по формуле

$$F_r = 2F_t,$$

где F_t - окружное усилие в зацеплении сателлитной шестерни.

В этой связи принимаем окружное усилие в зацеплении $F_t = 30$ кН.

Угол зацепления передачи $\alpha_w = 25^\circ$. Тогда радиальное усилие в зацеплении, вызывающее деформацию сжатия наружного кольца, будет равно:

$$F_{rw} = F_t \operatorname{tg} \alpha_w = 30 \operatorname{tg} 25^\circ = 13,989 \text{ кН.}$$

Для расчетов принимаем частоту вращения водила $n_h = 800$ об/мин. Радиус расположения осей сателлитных шестерен принимаем равным $R_h = 178,5$ мм.

При приведенных исходных данных выполнены расчеты двухрядного сферического роликового подшипника.

На рис. 6 и 7 приведены результаты расчетов распределения нагрузок по телам качения в контактах роликов с внутренним и наружным кольцами.

Необходимо отметить, что во всех рассмотренных расчетных случаях наблюдался линейный контакт профилированных роликов с кольцами. Это объясняется весьма незначительной разностью радиусов кривизны желобов наружного и внутреннего колец и радиуса образующей бомбинированного ролика.

На рис. 6 приведено распределение нагрузки в контактах роликов без учета деформаций сжатия наружного кольца и частоты вращения водила.

На рис. 7 - с учетом деформаций сжатия наружного кольца и частоты вращения водила. Также видно влияние центробежных сил роликов на нагрузки и напряжения в контактах с кольцами. Но наиболее существенным следует отметить изменение характера распределения нагрузки. Большие по величине нагрузки и напряжения в контактах наблюдаются в зонах максимального сжатия наружного кольца усилиями в зацеплении сателлитной шестерни.

Деформации сжатия наружного кольца ограничиваются величиной радиального зазора и жесткостью контактов роликов.



Рис. 6. Распределение нагрузки в контактах роликов с внутренним (а) и наружным (б) кольцами без учета деформаций сжатия внешнего кольца и частоты вращения водила

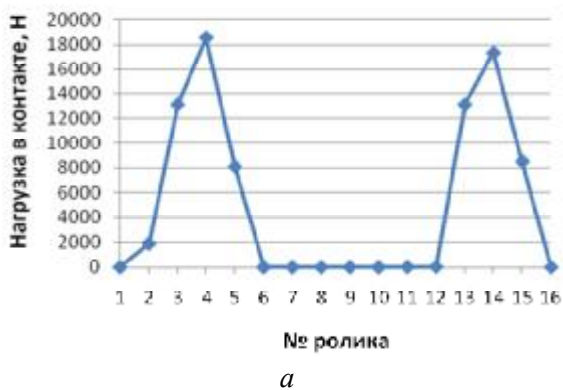


Рис. 7. Распределение нагрузки в контактах роликов с внутренним (а) и наружным (б) кольцами с учетом деформаций сжатия внешнего кольца и частоты вращения водила



Рис. 8. Зависимость долговечности от радиального зазора в подшипнике

На рис. 8 приведены зависимости долговечности подшипника от радиального зазора. Видна известная тенденция повышения долговечности с уменьшением радиального зазора. Максимальное значение долговечности будет при некоторой величине натяга по роликам (отрицательном значении зазора). При дальнейшем уменьшении зазора долговечность подшипника резко уменьшается.

В рассмотренном примере максимальное значение долговечности получено при рабочем радиальном зазоре около нуля. При уменьшении значения радиального зазора нагрузка распределяется на большее число тел качения.

На рис. 9 приведены зависимости распределения нагрузки при радиальном натяге по роликам 100 мкм.

Видно, что при натяге по роликам 0,10 мм нагрузка распределяется практически по всем роликам. Однако общий характер неравномерности распределения нагрузки такой же, как и при радиальном зазоре. Максимальную нагрузку несут ролики, находящиеся в зоне сжатия внешнего кольца усилиями в зацеплении сателлитной шестерни.

Как показано ранее, центробежные силы роликов зависят как от угловой скорости вращения сателлитной шестерни относительно собственной оси, так и от угловой скорости переносного движения шестерни, т.е. от угловой скорости водила планетарного редуктора.

Расчеты показали незначительное влияние частоты вращения водила на долговечность в рассмотренном диапазоне частот.

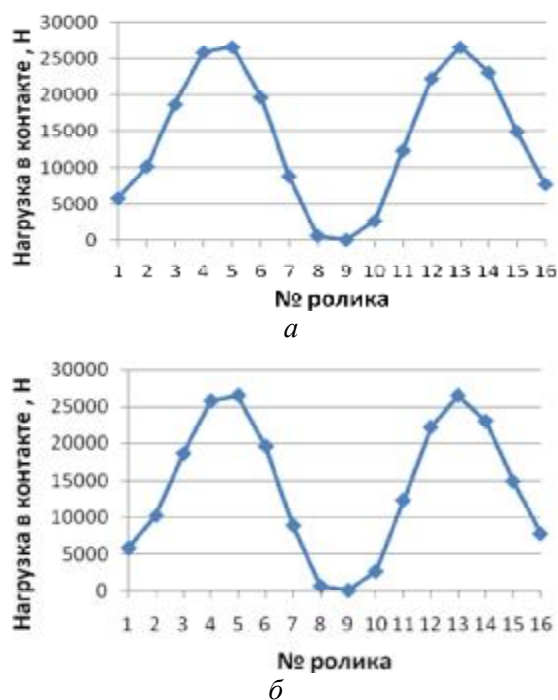


Рис.9. Распределение нагрузки в контактах роликов с внутренним (а) и наружным (б) кольцами при $g=0,10\text{мм}$

Таким образом, разработаны методика, алгоритм и компьютерная программа расчета долговечности двухрядного сферического роликового подшипника в опоре сателлитной шестерни планетарного редуктора авиационного ТВД. Рассмотрен случай, когда наружное кольцо подшипника совмещено с зубчатым венцом сателлитной шестерни. В рассмотренном примере расчета показано, что деформации наружного кольца резко снижают долговечность подшипника.

Библиографический список

1. Жильников, Е.П. Расчет роликовых подшипников качения в опорах сателлитных шестерен редуктора ТВД. Гидродинамическая теория смазки – 120 лет / Е.П. Жильников, В.Б. Балякин, В.В. Макаrchук // Тр. междунауч. симпозиума. В 2-х т. Т.1 – М.: Машиностроение, Орел: ОрелГТУ, 2006. – С. 362 – 372.
2. Галахов, М.А. Расчет подшипниковых узлов / М.А. Галахов, А.Н. Бурмистров. – М.: Машиностроение, 1988. – 222 с.
3. Расчет долговечности радиальных роликовых подшипников при перекосах колец: Отчет по НИР / Завод авиационных подшипников. – Рук. темы Жильников Е.П.. – Самара, 2008. – 42 с.

4. Справочник по сопротивлению материалов / Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В.; Отв. ред. Писаренко Г.С. – 2-е изд. – Киев: Наук. думка, 1988. – 736 с.

5. Расчет межвального роликового подшипника: Отчет по НИР/ Завод авиационных подшипников. – Рук. темы Жильников Е.П.. – Самара, 2006. – 37 с.

6. Расчет на прочность деталей машин: Справочник / И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич. – 3-е изд. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.

7. Балякин, В.Б. Теория и проектирование опор роторов авиационных ГТД / В.Б. Балякин, Е.П. Жильников, В.Н. Самсонов, В.В. Макаrchук. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2007. – 254 с.

References

1. Zhilnikov E.P., Baljakin V. B, Makarchuk V.V. Calculation of roller bearings in support of satellite gear wheels of a reducer of the turbine of a high pressure. The hydrodynamic theory of greasing – 120 years. Works of the International scientific symposium. In 2 volumes. V.1 – М.: Mashinostroenie – 1, Orel: OrelSTU, 2006. – p. 362 – 372
2. Galakhov M. A, Burmistrov A.N. Calculation of bearing unit.– М.: Mashinostroenie, 1988.–222 p., il.
3. Calculation of durability of radial roller bearings with skew of rings: the Report on research work/Factory of aviation bearings. – project head Zhilnikov E.P. – Samara, 2008. – 42 p., il.
4. The directory on resistance of materials / Pisarenko G. S, Jakovlev A.P., Matveev V.V.; the Editor-in-chief Pisarenko G. S – 2 edition – Kiev: Sciences. Doomka, 1988. – 736 p.
5. Calculation of the mezhvalny roller bearing: the Report on Research Work / Factory of aviation bearings. – project head Zhilnikov E.P. – Samara, 2006. – 37 p.
6. Calculation on durability of details of machine: the Directory / I.A.Birger, B.F.Shorr, G.B.Iosilevich. – 3 edition. – М.: Mashinostroenie, 1979. – 702 p., il.
7. Baljakin V. B., Zhilnikov E.P., Samsonov V. N., Makarchuk V.V. Theory and engineering bearing of rotors of aviation Gas Turbine Engines. – Samara: Publishing house of the Samara State Space University, 2007. – 254 p., il.

CALCULATION OF THE DOUBLE-ROW SPHERICAL ROLLER BEARING OF THE SATELLITE GEAR WHEEL OF THE PLANETARY REDUCER

© 2009 E. P. Zhilnikov¹, V. V. Murashkin², I. M. Shifrin²

¹Samara State Aerospace University

²Aviation Bearing Plant, Samara

In the report the technique and results of calculations of durability the spherical roller bearing of a satellite gear wheel of a planetary reducer contain. At calculation efforts in gearing of a gear wheel of planetary transfer, and also centrifugal forces of portable and relative movement, both rollers, and gear wheels are considered. Are considered both deformations in contacts of rollers, and deformations of a deflection of the outer ring combined with a gear wreath. Durability calculations are made on base contact pressure. Recommendations about increase of working capacity of the bearing are resulted.

Rotor supports, rolling bearings, workability

Информация об авторах

Жильников Евгений Петрович, кандидат технических наук, профессор Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел. (846) 267-46-12. Область научных интересов: авиационные подшипники.

Мурашкин Валерий Васильевич, инженер, директор СКБ Завода авиационных подшипников. Тел. (846) 312-29-61. Область научных интересов: авиационные подшипники.

Шифрин Илья Маркович, инженер СКБ Завод авиационных подшипников. Тел. (846) 312-29-61. Область научных интересов: авиационные подшипники.

Zhilnikov Evgeniy Petrovich, Candidate of Technical Science, professor at the Design Basics machines Department of Samara State Aerospace University. Phone. (846) 267-46-12. Area of research: Aviation Bearing.

Murashkin Valeriy Vasilievich, director of the Special Design Bureau of Aviation Bearing Plant. Phone. (846) 312-29-61. Area of research: Aviation Bearing.

Shifrin Iliya Marcovich, an engineer-programmer of the Special Design Bureau of Aviation Bearing Plant. Phone. (846) 312-29-61. Area of research: Aviation Bearing.