

Проведенные исследования показали, что при прерывистом профильном зубошлифовании могут быть получены высокоточные зубчатые колеса без прижогов и термических микротрещин.

Литература

1. Калашников А.С., Моргунов Ю.А., Калашников П.А. Современные методы зубошлифования цилиндрических колес. Справочник. Инженерный журнал. № 5, 2010, с. 28-31.
2. Саушкин Б.П., Шандров Б.В., Моргунов Ю.А. Перспективы развития и применения физико-химических методов и технологий в производстве двигателей. Журнал «Известия МГТУ «МАМИ», 2012, № 2, с. 242-248.
3. Типалин С.А., Шпунькин Н.Ф., Никитин М.Ю., Типалина А.В. Экспериментальное исследование механических свойств демпфирующего материала. / Известия МГТУ «МАМИ», 2010. № 1. с. 166-170.
4. Критерии оптимизации зубообрабатывающих операций, основанных на различных методах формирования зубьев/ В.М. Виноградов, А.А. Черепяхин: М., Известия МГТУ «МАМИ», № 2 (14), том 2, 2012. с. 238-242.
5. Максимов Ю.В., Абрамова А.Р., Кузьминский Д.Л., Мокринская А.Ю. К вопросу об обеспечении качества обработки сложнопрофильных деталей на станках с изменяющимися элементами. Известия МГТУ «МАМИ», № 1(13), 2012, с. 168-174.
6. Калашников А.С., Моргунов Ю.А., Калашников П.А. «Обработка термически неупрочненных цилиндрических и конических зубчатых колес». Приложение к журналу «Справочник. Инженерный журнал. № 2 (191), М.: Машиностроение, 2013. с. 1-24.
7. Калашников А.С., Моргунов Ю.А., Калашников П.А. Повышение эффективности изготовления колес цилиндрических зубчатых передач. Журнал «Автомобильная промышленность», 2010, № 11, с. 26-28.

Разработка модели параметров качества подшипников качения

д.т.н. проф. Колтунов И.И., к.т.н. проф. Лобанов А.С.

Университет машиностроения

8 (495) 223-05- 23, доб. 1506, iik@mami.ru, isidt@mami.ru

Аннотация. В статье приводятся результаты математических исследований, проводимых с целью установления уровня качества проектных вариантов при конструировании подшипников качения.

Ключевые слова: подшипники, качество, параметры, надежность, свойства

Определение уровня качества проектных вариантов при конструировании подшипников качения является весьма актуальной задачей. Качество подшипника необходимо рассматривать как совокупность свойств, обуславливающих его пригодность удовлетворять определенные потребности в соответствии с его назначением[1]. Подшипники следует оценивать по параметрам двух групп: назначения и надежности.

Параметры первой группы характеризуют основные свойства подшипника, определяющие его основные функции. К ней относят классификационные, функциональные и конструктивные параметры, а так же показатели состава и структуры [2]. Классификационные параметры характеризуют принадлежность подшипника к определенной классификационной группе - маркировке. Эффективность подшипника в период эксплуатации и прогрессивность технических решений отражают функциональные показатели, а также параметры технической эффективности. К ним относятся: точность, быстроходность, бесшумность, статическая и динамическая грузоподъемность и другие параметры. Уровень взаимозаменяемости составных элементов подшипника, массу и габариты подшипника, коэффициенты эффективности и взаимозаменяемости отражают конструктивные параметры.

Взаимозаменяемость элементов подшипника в полной мере характеризуется коэффици-

ентом блочности K_{bl} . Наилучшим при прочих равных условиях будет являться вариант конструкции подшипника, соответствующий максимальному значению K_{bl} :

$$K_{bl} = \frac{Q_c}{l_1} = 1 - \frac{Q_n}{l_1} \rightarrow \max, \quad (1)$$

где: Q_c , Q_n - количество стандартизованных и специальных элементов в конструкции подшипника соответственно.

Наилучшим при прочих равных условиях будет являться вариант конструкции подшипника, обладающий минимальной массой M и габаритными размерами W_i :

$$M \rightarrow \min \quad (2)$$

$$W_i \rightarrow \min \quad (3)$$

Массу подшипника в приближенных расчетах следует определять как сумму произведений геометрических объемов элементов V_i на плотность g_i материала элемента:

$$M = \sum_{i=1}^n V_i g_i, \quad (4)$$

где: n - количество элементов подшипника.

Параметры состава и структуры, характеризующие состав и структуру используемых материалов, в полной мере могут быть характеризованы стоимостью материала:

$$C_{M_i} \rightarrow \min \quad (5)$$

Укрупненно параметры назначения K_n следует определять как частное от деления затрат на производство и эксплуатацию подшипника Z_n на часовую производительность единицы оборудования при выполнении i -й операции металлообработки с использованием проектируемого подшипника Π_q :

$$K_n = \frac{Z_n}{\Pi_q} \rightarrow \min \quad (6)$$

Надежность и долговечность работы подшипников качения зависят от точности изготовления деталей подшипников. Точность вращения подшипников характеризуется радиальным биением дорожек качения наружного и внутреннего колец и биением торца относительно оси отверстия.

Для подшипниковых узлов металлорежущих станков требуемый класс точности можно определять следующим образом [3]:

$$K_T = \frac{C_1 C_2}{\Delta_1 \Delta_2} \left[1 + \left(\frac{\Delta_1}{C_1} - 1 \right) \left(2 - \frac{\Delta_1}{C_1} \right) + \left(\frac{\Delta_2}{C_2} - 1 \right) \left(2 - \frac{\Delta_2}{C_2} \right) \right] \quad (7)$$

Здесь K_T - коэффициент вероятности правильности выбора подшипников; Δ_1 и Δ_2 , C_1 и C_2 - допуски на радиальное биение и радиальное биение передней и задней опоры шпинделя соответственно.

В зависимости от класса точности к подшипнику предъявляются определенные требования по следующим параметрам: допускам на габаритные размеры; точности вращения (биения); чистоте (шероховатости) поверхности деталей; размерности тел качения в одном подшипнике. Точность размеров подшипника определяется допускаемыми отклонениями на его габаритные размеры: по внутреннему и наружному диаметрам, по ширине колец. Точность вращения подшипника характеризуется следующими параметрами: радиальными биениями внутреннего и наружного колец; боковыми биениями торца внутреннего кольца; боковым биением по дорожкам качения внутреннего и наружного колец. Допуски на внутренние и наружные диаметры, на ширину, на непараллельность торцов и на радиальные и боковые биения колец принимаются в зависимости от класса точности [4].

Быстроходность подшипников оценивают по произведению $d_m n$ (d_m - диаметр окружности, соединяющей центры тел качения, мм; n - частота вращения кольца подшипника, мин⁻¹). Значения $d_m n$ варьируют в зависимости от типа подшипника, материала и конструкции сепаратора, а также от физико-химических свойств и способа подвода смазки, от класса точности, угла контакта и серии. Доминирует влияние первых трех факторов. Характеристи-

кой быстроходности подшипников является предельная частота вращения, выше которой не обеспечивается расчетный срок работы подшипников:

$$n_{II} = \frac{K(d_m \cdot n)}{d_m} \rightarrow \max \quad (8)$$

Здесь K - коэффициент, учитывающий влияние воспринимаемой нагрузки. Значения K принимают в диапазоне $0,6 \div 1$ в зависимости от долговечности и диаметра d_m подшипника.

Подшипниковый узел при вращении вала (или оси) всегда является источником вибрации, что связано с дисбалансом вала (оси) с расположенными на нем деталями, несовершенствами форм колец и тел качения подшипника и др. Вибрация деталей приводит к колебаниям воздуха. В диапазоне частот $16 \div 20000$ Гц они воспринимаются как шум. К основным факторам, влияющим на уровень вибрации во вращающемся подшипнике, относятся отклонения от круглой формы колец и тел качения; эксцентricность дорожки качения вращающегося кольца относительно оси вала; перекос внутреннего кольца относительно наружного; неправильно выбранный радиальный зазор подшипника; зазоры между телами качения и окнами сепаратора; жесткость колец; состояние поверхностей тел качения и контактирующих с ними колец; чистота смазочного материала; демпфирующая способность деталей подшипникового узла и другие параметры.

Относительная амплитуда колебаний колец зависит от числа тел качения z и радиального зазора G_r [4]:

$$A = 0,5R_1 \left[1 - \frac{1 + 0,5 \frac{G_r}{R_1}}{1 - \cos \alpha} - \sqrt{1 - \left(1 + 0,5 \frac{G_r}{R_1} \right)^2 \sin^2 \alpha} \right] \rightarrow \min \quad (9)$$

Здесь α - угол контакта.

Повышенный уровень вибрации также может возникнуть вследствие недостаточно тщательной подготовки посадочных мест вала и корпуса, а также небрежного монтажа подшипника. Отклонения от круглости шейки вала (оси) при запрессовке подшипника частично копируются на дорожке качения внутреннего кольца и приводят к повышению радиального биения. Перекосы колец при неправильном монтаже или отклонении от перпендикулярности заплечиков вала его оси вызовут появление осевого биения. Если при монтаже подшипника нагрузка на внутреннее кольцо будет передаваться от наружного через шарики или ролики, то на поверхностях качения появятся риски и вмятины, которые вызовут вибрацию при его вращении.

Попадание в смазочный материал загрязнений также приводит к повышению уровня вибраций.

Статической грузоподъемностью подшипника называют нагрузку C_o (радиальную C_{0r} - для радиальных и радиально-упорных подшипников и осевую C_{0a} - для упорно-радиальных и упорных), которая вызывает общую остаточную деформацию наиболее нагруженного тела качения с дорожкой качения, равную $10^{-4} D_w$ (D_w — диаметр тела качения). Базовая радиальная статическая грузоподъемность C_{0r} рассчитывается исходя из действия только радиальной нагрузки; базовая осевая статическая грузоподъемность C_{0a} - исходя из действия только осевой нагрузки.

Если к радиальной составляющей F_r силы добавляется еще осевая F_a , то рассчитывается эквивалентная нагрузка. Для радиальных и радиально-упорных подшипников эквивалентная статическая нагрузка определяется по формулам [3]:

$$P_{0r} = X_0 F_r + Y_0 F_a \rightarrow \max \quad (10)$$

$$P_{0r} = F_r \rightarrow \max \text{ при } \alpha = 0^\circ, \quad (11)$$

где: F_r , F_a - соответственно радиальная и осевая составляющие нагрузки;

X_0, Y_0 - коэффициенты соответственно радиальной и осевой нагрузок.

Для шариковых радиальных и радиально-упорных, а также роликовых радиально-упорных подшипников значение P_{0r} равно большему из двух, определяемых по равенствам (10) и (11):

$$P_{0r} = \max\{P_{0r,1}, P_{0r,2}\}.$$

Для упорных и упорно-радиальных подшипников эквивалентную статическую нагрузку подсчитывают по формулам [3]:

$$P_{0a} = F_a + 2,3F_r \operatorname{tg} \alpha \rightarrow \max \quad (12)$$

$$P_{0a} = F_a \rightarrow \max \text{ при } \alpha \approx 90^\circ \quad (13)$$

Формула (12) справедлива при всех отношениях радиальной нагрузки к осевой для двойных шариковых и роликовых подшипников. Для одинарных подшипников формула дей-

ствительна, если $\frac{F_r}{F_a} \leq 0,44 \operatorname{ctg} \alpha$ и дает приемлемые значения, когда $\frac{F_r}{F_a} \leq 0,67 \operatorname{ctg} \alpha$.

После определения эквивалентной нагрузки следует корректировать базовую статическую грузоподъемность с учетом статистического коэффициента запаса s_0 [4]:

$$C_{0r} = S_0 \cdot P_{0r} \rightarrow \max, \quad (14)$$

$$C_{0a} = S_0 \cdot P_{0a} \rightarrow \max. \quad (15)$$

Под динамической грузоподъемностью C радиальных и радиально-упорных подшипников понимают постоянную радиальную нагрузку, которую подшипник с неподвижным наружным кольцом может воспринимать в течение номинальной долговечности в 1 млн оборотов. Динамическая грузоподъемность упорных и упорно-радиальных подшипников - постоянная центральная осевая нагрузка, которую подшипник может воспринимать в течение номинальной долговечности в 1 млн оборотов одного из колец [3].

При расчете базовой динамической грузоподъемности предполагается, что на радиальные и радиально-упорные подшипники действует только радиальная нагрузка F_r , а на упорные и упорно-радиальные - только осевая нагрузка F_a . Если на подшипники действует сила, имеющая и радиальную и осевую составляющие, то определяют эквивалентную нагрузку. Расчет динамической эквивалентной радиальной нагрузки для шариковых радиальных и радиально-упорных, а также роликовых радиально-упорных подшипников выполняется по формуле [3]:

$$P_r = (XVF_r + YF_a)K_T K_B \rightarrow \max, \quad (16)$$

где: X, Y - коэффициенты соответственно радиальной и осевой нагрузок;

V - коэффициент вращения, при вращении внутреннего кольца по отношению к нагрузке $V = 1,0$, а при вращении наружного кольца по отношению к нагрузке $V = 1,2$;

K_T - температурный коэффициент; K_B - коэффициент безопасности.

Для роликовых радиальных подшипников [3]:

$$P_r = F_r K_T K_B \rightarrow \max. \quad (17)$$

Динамическая эквивалентная осевая нагрузка для шариковых и роликовых упорно-радиальных подшипников [3]:

$$P_a = (XF_r + YF_a)K_T K_B \rightarrow \max. \quad (18)$$

Для шариковых и роликовых упорных подшипников [3]:

$$P_a = F_a K_T K_B \rightarrow \max. \quad (19)$$

При переменных режимах работы если нагрузка на подшипник изменяется от минимальной P_{\min} до максимальной P_{\max} по линейному закону, то эквивалентную нагрузку определяют по формуле [3]:

$$P = \frac{P_{\min} + 2P_{\max}}{3} \rightarrow \max. \quad (20)$$

В более сложных случаях время работы разделяют на ряд периодов. В течение каждого

периода нагрузка принимается постоянной. Эквивалентная нагрузка в этом случае [3]:

$$P = \sqrt[3]{\frac{P_1^3 L_1 + P_2^3 L_2 + \dots + P_n^3 L_n}{L}} \rightarrow \max, \quad (21)$$

где: P_1, P_2, \dots, P_n – нагрузки, принимаемые постоянными, действующие в течение соответственно L_1, L_2, \dots, L_n млн оборотов; $L = L_1 + L_2 + \dots + L_n$ – общее число оборотов.

Динамическую грузоподъемность следует определять по выражению [3]:

$$C = PL^{1/P} \rightarrow \max, \quad (22)$$

где: L – расчетная долговечность подшипника.

Надежностью подшипников является их свойство непрерывно сохранять работоспособность в определенных режимах и условиях эксплуатации. К показателям надежности подшипников следует отнести [2] параметры безотказности, долговечности и сохраняемости.

Параметры безотказности характеризуют свойство подшипника сохранять работоспособность в течение некоторого времени. Они могут быть представлены следующими характеристиками, позволяющими провести количественную оценку качества конструкции подшипника:

вероятность безотказной работы:

$$p(t) = \frac{m_o - n(t)}{m_o} \rightarrow \max \quad (23)$$

где: m_o – общее число изделий, подвергавшихся испытанию;

$n(t)$ – число изделий, у которых обнаружены отказы;

интенсивность отказов, характеризующая условную скорость разрушения подшипников в интервале времени от $t - \frac{\Delta_t}{2}$ до $t + \frac{\Delta_t}{2}$ при условии, что до момента времени t подшипник остался неразрушенным:

$$\lambda(t) = \frac{n(t)}{m_{cp} \Delta_t} \rightarrow \min \quad (24)$$

где: $\lambda(t)$ – интенсивность отказов; $n(t)$ – число отказов подшипников в интервале времени от $t - \frac{\Delta_t}{2}$ до $t + \frac{\Delta_t}{2}$ – интервал времени исправной работы подшипника;

m_{cp} – среднее число исправных подшипников в интервале времени Δ_t ;

$$m_{cp} = \frac{m_i + m_{i+1}}{2} \rightarrow \max \quad (25)$$

где: m_i, m_{i+1} – число исправных инструментов в начале и конце интервала Δ_t .

Для распределения Вейбулла [6]:

$$\lambda(t) = \begin{cases} 0, & \text{при } t \leq a \\ \frac{k - (t - a)^{k-1}}{b_k}, & \text{при } t \geq a \end{cases} \quad (26)$$

В случае экспоненциального распределения при $k = 1$:

$$\lambda(t) = \begin{cases} 0, & \text{при } t < a \\ \frac{1}{b}, & \text{при } t \geq a \end{cases} \quad (27)$$

где: a – параметр сдвига, означающий, что технологические условия производства, а также условия эксплуатации подшипников исключают долговечность, меньше значения этого параметра; b – параметр масштаба, характеризующий «растянутость» кривой распределения вдоль оси t ; k – параметр изнашивания.

Параметр потока отказов:

$$\omega(t) = \frac{n(t)}{m_o \Delta_t} \rightarrow \min, \quad (28)$$

где: $n(t)$ – число подшипников, отказавших в интервале времени от $t - \frac{\Delta_t}{2}$ до $t + \frac{\Delta_t}{2}$.

Долговечность подшипников определяется факторами, которые можно разделить на три группы. Конструктивные факторы: надлежащий выбор материалов, смазок и конструкции подшипников; установление необходимых соотношений размеров их деталей и назначение рациональных внутренних зазоров; разработка принципиально новых типов опор качения. Технологические факторы: выбор режимов механической и термической обработки для используемых материалов и рациональных методов получения их заготовок; обеспечение надлежащего операционного и окончательного контроля; автоматизации процессов изготовления и контроля. Факторы, связанные с применением подшипников: правильный выбор подшипников в соответствии с характером нагрузки, скоростью вращения и рабочей температурой; обеспечение необходимых посадок и соосности посадочных мест; надлежащая смазка и уплотнение подшипников; грамотная техника монтажа и эксплуатации подшипников.

Долговечность подшипников рассчитывают для нормальных условий работы (правильно спроектированный узел, эксплуатация производится без нарушения рекомендаций), когда выход из строя осуществляется с вероятностью 10% из-за усталостных процессов в металле колец и тел качения [3,4,5]:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \rightarrow \max \quad (29)$$

Показатель степени для шариковых подшипников $p = 3$, а для роликовых $p = 10/3$.

Долговечность L_n соответствующую другому значению вероятности выхода подшипников из строя [3,4,5]:

$$L_n = \left(\frac{aC}{P}\right)^p = a^p \left(\frac{C}{P}\right)^p = a_1 \left(\frac{C}{P}\right)^p \rightarrow \max \quad (30)$$

Если требуется обеспечить более высокую надежность подшипникового узла, то применяют подшипники повышенного класса точности. В этом случае долговечность подшипников может быть определена по формуле:

$$L_{na} = a_1 a_2 a_3 L_{10} \rightarrow \max \quad (31)$$

или

$$L_{na} = a_1 a_{23} L_{10} \rightarrow \max \quad (32)$$

где: a_1 – коэффициент долговечности при надежности, отличной от 90%; a_2 – коэффициент, учитывающий особые свойства металла; a_3 – коэффициент, учитывающий особые условия эксплуатации; a_{23} – коэффициент, объединяющий два предыдущих, т.е. учитывающий и особые свойства металла, и условия эксплуатации.

К параметрам сохраняемости относят свойства подшипника сохранять исправное и работоспособное состояние во время хранения P_x , транспортировки P_T и эксплуатации P_3 [2]:

$$P_x = \frac{\Pi_{кx}}{\Pi_k} \cdot 100\% \rightarrow \min \quad (33)$$

$$P_T = \frac{\Pi_{нз}}{\Pi_y} \cdot 100\% \rightarrow \min \quad (34)$$

$$P_3 = \frac{\Pi_{нз}}{\Pi_3} \cdot 100\% \rightarrow \min \quad (35)$$

Здесь $\Pi_{кx}$ – количество подшипников, поврежденных коррозией в процессе хранения; Π_k – число упаковок; $\Pi_{нз}$ – количество повреждений при транспортировке; Π_y – число подшипников в упаковке; $\Pi_{нз}$ – количество поврежденных подшипников при эксплуатации; Π_3 – количество поврежденных подшипников в упаковке.

Таким образом, параметры назначения и надежности проектируемого подшипника могут в достаточной степени быть оценены по комплексу частных показателей:

$$M \rightarrow \min, W_i \rightarrow \min, C_{M_i} \rightarrow \min, K_n \rightarrow \min, K_{\sigma_l} \rightarrow \max, n_{II} \rightarrow \max$$

$$A \rightarrow \min, P_{0r} \rightarrow \max, P_{0a} \rightarrow \max, C_{0r} \rightarrow \max, C_{0a} \rightarrow \max$$

$$P_r \rightarrow \max, P_a \rightarrow \max, P \rightarrow \max, C \rightarrow \max, p(t) \rightarrow \max \quad (36)$$

$$\lambda(t) \rightarrow \min, m_{cp} \rightarrow \max, \omega(t) \rightarrow \min, L_{10} \rightarrow \max, L_n \rightarrow \max,$$

$$L_{na} \rightarrow \max, L_{na} \rightarrow \max, P_x \rightarrow \min, P_T \rightarrow \min, P_9 \rightarrow \min$$

Для того чтобы дать укрупненную оценку уровню качества проектируемого подшипника, необходимо рассчитать обобщенный параметр качества, который представляет собой аддитивную свертку частных критериев:

$$K_{cp} = \sum_{j=1}^2 \sum_{i=1}^n K_{ij} m_i \rightarrow \min. \quad (37)$$

Здесь K_{ij} – значение частной целевой функции i -го показателя качества подшипника; m_i – коэффициент весомости i -го показателя качества подшипника [7, 8]; 2 – общее количество групп показателей качества, подлежащих оценке; n – количество целевых функций, характеризующих группу показателей качества подшипника.

При расчете K_{cp} следует складывать только минимизируемые целевые функции. Для этого максимизируемые целевые функции необходимо приводить к минимизируемым. В соответствии с выражением (37) наибольшим качеством будет обладать вариант подшипника с минимальным среди вариантов значением K_{cp} .

Литература

1. ИСО 9004-4:1993. Общее руководство качеством и стандарты по обеспечению качества. Часть 4:Руководство по управлению программой надежности.- М.: ВНИИС, 1997.- 52 с.
2. Васильев В.Н., Садовская Т.Г. Организационно-экономические основы гибкого производства. - М.: Высш. шк., 1988.- 272 с.
3. Спришевский А.И. Подшипники качения.- М.: Машиностроение, 1968. – 632 с.
4. Подшипниковые узлы современных машин и приборов : Энциклопедический справочник / В.Б.Носов, И.М. Карпухин, Н.Н. Федотов и др.; Под общ. ред. В.Б.Носова.- М.: Машиностроение, 1997. – 640 с.
5. Подшипники качения. Расчет, проектирование и обслуживание опор: Справочник/ Перель Л.Я., Филатов А.А.. -2.изд., перераб.и доп.. -М.: Машиностроение, 1992. -606 с.
6. Елисеева И.И., Юзбашев М.М. Общая теория статистики. – М.: Финансы и статистика, 1996. – 338 с.
7. ГОСТ 24294-80. Определение коэффициентов весомости при комплексной оценке технического уровня и качества продукции. – М.: Изд-во стандартов, 1981.
8. ГОСТ 23554.1-79. Организация и проведение экспертной оценки качества продукции. – М.:Изд-во стандартов, 1980. -28 с.

Оптимизация качества продукции с позиций экономической эффективности производства

д.т.н. проф. Копылов Л.В., к.т.н. доц. Дмитриев Ю.М., к.т.н. доц. Петухов С.Л.

Университет машиностроения

8(495)223-05-23 доб. 1068, mami-ktms@yandex.ru

Аннотация. В статье рассматривается взаимосвязь контроля качества продукции и экономической эффективности производства, проблема экономической эффективности, включая контроль механизма затрат, когда отрасли промышленности стали структурно сложными как по процессу контроля, так и по процессу управления.

Ключевые слова: качество, контроль качества, управление качеством, экономическая эффективность производства

Содержание понятия «качество» изменялось по мере развития производительных сил. Оно усложнялось и приобретало интегральный характер, а в настоящее время распространя-