

В. А. ЗАХАРОВ

МЕТОД АНАЛИТИЧЕСКОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ ДИАМЕТРАЛЬНОГО ЗАЗОРА ПРИ МОНТАЖЕ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ В УЗЛЫ

Одним из наиболее важных требований, предъявляемых к сборке узлов с подшипниками качения, является обеспечение в пределах ТУ диаметрального зазора Δ (фиг. 1) между поверхностями колец и шариками (или роликами) после запрессовки колец.

Это требование объясняется в первую очередь тем, что при посадке колец подшипников с натягом вследствие деформации колец величина диаметрального зазора в подшипнике уменьшается.

Для практических расчетов это уменьшение диаметрального зазора можно определить по экспериментальной зависимости [1] $\delta_{\Delta} = (0,55 \div 0,6) \cdot i$ при запрессовке внутреннего кольца подшипника на вал; $\delta_{\Delta} = (0,65 \div 0,7) \cdot i$ при запрессовке наружного кольца в корпус.

Более точно уменьшение диаметрального зазора за счет увеличения внутреннего диаметра кольца, при посадке его на вал с натягом, можно подсчитать по следующей формуле [2]:

$$\delta_{\Delta} = \frac{0,8i \cdot d \cdot k}{d \cdot 5,85(1 - k^2)},$$

где i — натяг при посадке кольца подшипника на вал;

d — внутренний диаметр кольца подшипника;

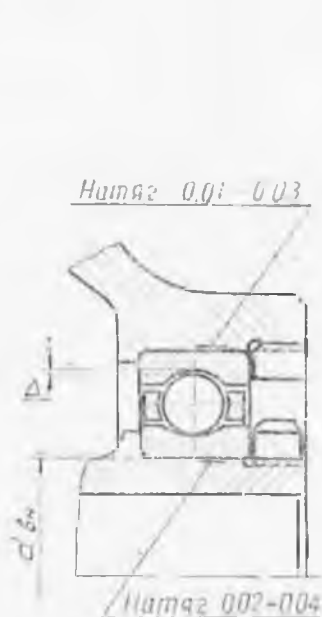
k — коэффициент, характеризующий жесткость внутреннего кольца подшипника, изменяющийся от 0,70 до 0,8 в зависимости от типа подшипника.

Для узлов, имеющих конструкцию типа изображенной на фиг. 1, величина натяга колец подшипника может быть определена путем обмера сопрягаемых деталей еще до проведения сборки узла, т. е. при комплектовке. Следовательно, по известным значениям натяга колец можно заранее определить величину диаметрального зазора и произвести соответствующий подбор подшипника. Такая система

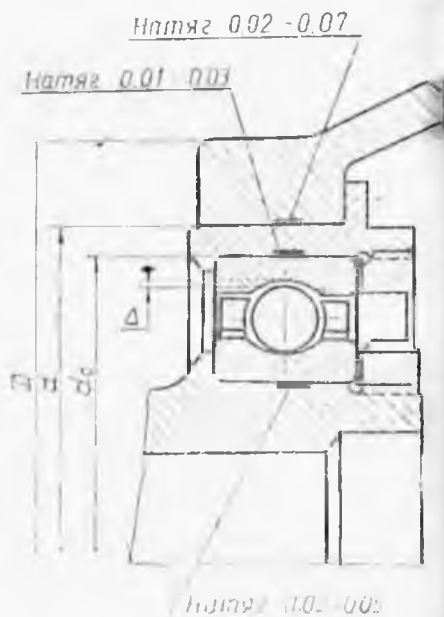
организации комплектовки всегда может обеспечить нормальную работу поточной линии.

Однако для некоторых конструкций узлов определить заранее величину рабочего диаметального зазора в подшипнике весьма затруднительно.

Это относится, прежде всего, к узлам, имеющим много звеньев в размерной цепи. Упругие деформации, возникающие в звеньях, существенно влияют на зазор в подшипнике. Примером такой мно



Фиг. 1.



Фиг. 2.

гозвенной цепи может служить конструкция узла, изображенная на фиг. 2. Здесь наружное кольцо подшипника запрессовывается непосредственно в корпус, а через промежуточный стальной стакан, устанавливаемый в корпус также с натягом.

В этом случае фактическая величина натяга между наружным кольцом подшипника и стаканом может быть известна только после запрессовки стакана в корпус, что в значительной степени ухудшает условия комплектования деталей перед сборкой и удлиняет цикл сборочных работ.

Эта задача может быть решена при условии теоретического определения деформации промежуточного стакана при запрессовке в корпус.

Для подсчета величины уменьшения внутреннего диаметра стакана в зависимости от натяга можно воспользоваться зависимостью [1]

$$\Delta d_0 = \frac{2P_m \cdot d_0^2 \cdot d \cdot 10^3}{E_2(d^2 - d_0^2)}, \text{ [мк]}, \quad (a)$$

где P_m — удельное давление на контактную поверхность, кг/мм², величину которого можно определить следующим образом:

$$P_m = \frac{i \cdot 10^{-3}}{d \left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right)};$$

$$C_1 = \frac{D^2 + d^2}{D^2 - d^2} + \nu_1; \quad C_2 = \frac{d^2 + d_0^2}{d^2 - d_0^2} + \nu_2.$$

Здесь i — действительный натяг, мк;
 D — наружный диаметр охватывающей детали, мм;
 d — номинальный диаметр отверстия и вала, мм;
 d_0 — внутренний диаметр охватываемой детали, мм;
 E_1 и E_2 — модули упругости материалов соответственно для охватывающей и охватываемой детали, кг/мм²;
 ν_1 и ν_2 — коэффициенты Пуассона для материалов охватывающей и охватываемой деталей.

Подставляя значения P_m в формулу (a), получим

$$\Delta d_0 = i \frac{2d_0^2}{\left(C_1 \frac{E_2}{E_1} - C_2 \right) (d^2 - d_0^2)} = A \cdot i, \text{ (мк)},$$

где коэффициент

$$A = \frac{2d_0^2}{\left(C_1 \frac{E_2}{E_1} - C_2 \right) (d^2 - d_0^2)}.$$

В практической работе, при наличии конкретных материалов и значения диаметров D , d и d_0 коэффициент A находится легко. Так, например, при алюминиевом корпусе, стальном стакане и при наиболее употребительном соотношении диаметров $\frac{d}{D} = 0,8$ и $\frac{d_0}{d} = 0,96$, коэффициент $A = 0,6$.

В этом случае уменьшение диаметрального зазора в подшипнике можно определить по отношению $\Delta_{\text{раб}} = \Delta_{\text{своб.}} - \delta_{\text{вн.к.}} - \delta_{\text{вн.к.}}$. Здесь $\Delta_{\text{раб}}$ — диаметральный зазор подшипника в запрессованном состоянии;

$\Delta_{\text{своб.}}$ — диаметральный зазор подшипника в свободном состоянии, т. е. в состоянии поставки;

$\delta_{\text{вн.к.}}$ — деформация наружного кольца подшипника;

$\delta_{\text{вн.к.}}$ — деформация внутреннего кольца подшипника.

$$\delta_{\text{вн.к.}} = (A \cdot i_{\text{ст}} + i_{\text{в.к.}}) (0,65 \div 0,7).$$

$$\delta_{\text{вн.к.}} = (0,55 \div 0,6) i_{\text{в.к.}}$$

Здесь $i_{\text{ст}}$; $i_{\text{в.к.}}$; $i_{\text{в.к.}}$ есть, соответственно, величины натягов в соединении стакана с корпусом, наружного кольца со стаканом

и внутреннего кольца с валом, определенные до запрессовки деталей путем их непосредственного обмера перед сборкой, т. е. при комплектовке.

В практике работы по результатам первыхборок коэффициент Δ может быть экспериментально проверен и уточнен для последующих расчетов.

Таким образом, даже в условиях многозвенных соединений представляется возможным заранее определять величину уменьшения диаметрального зазора в подшипнике, что облегчит процесс комплектовки деталей в узел и последующую сборку.

Аналогичным образом можно производить определение диаметрального зазора при наличии дополнительных звеньев со стороны внутреннего кольца подшипника. Так, например, при наличии промежуточной втулки, напрессовываемой на вал для определения увеличения наружного диаметра, можно будет воспользоваться следующей зависимостью [1]:

$$\Delta d_{\text{н}} = \frac{2P_m \cdot d_{\text{н}}^2 \cdot 10^3}{E_1(d_{\text{н}}^2 - d_{\text{в}}^2)}, \text{ [мк]},$$

где: $d_{\text{н}}$ — наружный диаметр промежуточной втулки, мм;

$d_{\text{в}}$ — внутренний диаметр промежуточной втулки, мм;

E_1 — модуль упругости материала промежуточной втулки, кг/мм²;

ЛИТЕРАТУРА

1. С. К. Кольцов, И. И. Капустин. Сборка узлов и механизмов машин и автоматов. Ростехиздат, 1961.

2. М. П. Новиков. Основы технологии сборки машин и механизмов. Машгиз, 1962.