

$$Q(q_{\max}) = P_{0}(q_{\max}) (1 + 2 \cos^2 \gamma(q_{\max}) + 2 \cos^2 2 \gamma(q_{\max}) + \dots + 2 \cos^2 n(q_{\max}) \gamma(q_{\max})), \quad (25)$$

где

$$\gamma(q_{\max}) = \frac{2\varphi(q_{\max})}{z_p(q_{\max}) - 1}; n(q_{\max}) = \frac{z_p(q_{\max}) - 1}{2}.$$

Предлагаемая методика позволяет определить максимальную нагрузку на тело качения подшипника для любого интервала контактных давлений и зазоров в шарнире.

Произведенный цифровой расчет карданного шарнира типоразмера КрАЗ показал, что изменение диаметрального зазора в игольчатом подшипнике от максимальной величины (0,08 мм) до минимальной (0,015) дает возможность увеличить передаваемый карданным валом крутящий момент на 30%, при постоянном контактном давлении (соответствующем максимально рекомендованному в литературе 28000 кгс/см²).

В ы в о д ы

1. Рассмотренная методика позволяет учесть влияние зазоров на распределение нагрузок в подшипнике при прочностном расчете шарнира карданного вала.

2. Предложены зависимости для определения максимальной нагрузки, угла зоны нагружения шипа и количества тел качения, находящихся в нагруженной зоне при любом интервале зазоров в шарнире карданного вала.

О.Я. Заславский

К ВОПРОСУ ОБ ОПТИМАЛЬНОЙ КОНФИГУРАЦИИ ПАРЫ ВАЛ—ИГОЛЬЧАТЫЙ ПОДШИПНИК БЕЗ ВНУТРЕННЕГО КОЛЬЦА

Прочностные расчеты подшипниковых узлов в основном сводятся к определению двух величин: а) контактного давления; б) контактной деформации соприкасающихся деталей.

Одним из главных показателей работоспособности подшипника является величина контактного давления. Общеизвестны решения контактных задач для множества вариантов соприкасания сферических, цилиндрических и плоских тел.

Для случая сжатия двух цилиндров различной длины с параллельными осями имеются зависимости, позволяющие определить величины контактных давлений и деформаций как по ширине, так и по длине контактной площадки. Однако во всех этих решениях не учитывается конфигурация торцевых частей цилиндров и ее влияние на изменение контактного давления по длине контактной площадки.

Поэтому, принимая за основу решение плоской контактной задачи "О давлении жесткого штампа на упругую полуплоскость", детально разработанное И.Я. Штаерманом, попытаемся определить влияние конфигурации торцевой части иглы на распределение давления вдоль контактной площадки в паре вал—игла (шип крестовины карданного вала—игла игольчатого подшипника).

Величина контактного давления в любой точке вдоль линии контакта определяется выражением

$$p = \frac{A a}{\pi^2 (\nu_1 + \nu_2) \sin \varphi_0} \left[(\pi - 2\varphi_0) \cos \varphi + \sin \varphi \ln \times \right. \\ \left. \times \left| \frac{\sin(\varphi + \varphi_0)}{\sin(\varphi - \varphi_0)} \right| + \sin \varphi_0 \ln \left| \operatorname{tg} \frac{\varphi + \varphi_0}{2} \operatorname{tg} \frac{\varphi - \varphi_0}{2} \right| \right], \quad (1)$$

$$\text{где} \quad A = \frac{2\pi P (\nu_1 + \nu_2) \sin^2 \varphi_0}{(\pi - 2\varphi_0 - \sin 2\varphi_0) a^2}, \quad (2)$$

p — контактное давление в любой точке вдоль линии контакта

$P = \frac{P_{\max}}{2c}$; P_{\max} — максимальная нагрузка на иглу подшип-

ника; c — полуширина контактной площадки; $a = \frac{l}{2}$ — половина длины контактной линии до деформации; l — рабочая

длина иглы; $-\frac{\pi}{2} \leq \varphi \leq \frac{\pi}{2}$; $\sin \varphi_0 = \frac{a}{b}$; b — половина длины контактной площадки после деформации; $v_1 = v_2 = v_3 = \frac{2}{\pi E} (1-\mu)^2$; μ — коэффициент Пуассона; E — модуль упругости.

С другой стороны A — кривизна профиля иглы в точке перехода от цилиндра к конусу:

$$A = \frac{1}{r} \quad (3)$$

Очевидно, что с ростом A увеличивается контактное давление и деформация.

Исходя из этого, нами аналитически исследовано влияние конфигурации торцевой части иглы подшипника карданного шарнира на распределение контактного давления вдоль линии контакта для случаев, когда торцевая часть: а) усеченный конус; б) сферический сегмент; в) полусфера; г) эллипсоид, переходящий в усеченный конус.

Установлено, что наиболее целесообразной конфигурацией торцевой части иглы является эллипсоид, переходящий в конус, причем дуга перехода от образующей цилиндра к образующей конуса должна иметь минимальную кривизну.

Однако, учитывая конечную длину иглы и необходимые монтажные размеры конической части, получим максимально возможный радиус дуги перехода цилиндра к конусу:

$$r = \frac{d \left[\left(\frac{l_u}{2} - m \right) - \frac{1}{2} \right]^2}{2 v_0 (d - v_0)} \quad (4)$$

или

$$r = \frac{\left[\left(\frac{l_n}{2} - m \right) - \frac{1}{2} \right]^2 + v_0^2}{2 v_0} \quad (5)$$

где d — диаметр иглы; v_0 — сближение недеформированных точек иглы и шипа крестовины; m — необходимая длина конической части иглы для монтажа в подшипнике; l_n — полная длина иглы; l — рабочая длина иглы.

Иными словами, оптимальной конфигурацией контактирующих тел является такая конфигурация, когда в любой точке контак-

та поверхность одного тела является касательной к поверхности другого. Исходя из этих соображений, рассмотрим контакт торца иглы с доньшком игольчатого подшипника.

Ввиду наличия в паре подшипник—шип диаметрального и межигольного зазоров игла при работе поворачивается относительно оси шипа на некоторый угол. Разлагая суммарную окружную силу, действующую на наклоненную относительно оси шипа иглу, на составляющие, нетрудно предположить наличие осевой силы, прижимающей иглу к торцу подшипника.

В этом случае тела контактируют в одной точке. Учитывая, что радиус перехода образующей конуса в торец весьма мал, следует ожидать высоких контактных давлений в точке перехода. Во избежание этого необходимо торец иглы выполнять сферическим.

Таким образом, обобщая все изложенное, приходим к выводу, что оптимальная, с точки зрения контактных давлений, торцевая часть иглы должна состоять из плавно сопрягающихся друг с другом поверхностей: а) эллипсоида, б) конуса, в) сферического сегмента.

В соответствии с изложенным выше был произведен цифровой расчет для карданного шарнира типоразмера КрА3. Подсчитаны контактные давления для любой точки вдоль линии силового контакта иглы и шипа крестовины при различных радиусах перехода от цилиндра к конусу. Цифровые расчеты выполнены на ЭЦВМ "НАИРИ-2", для чего составлена соответствующая программа.

Анализ результатов цифрового расчета показал, что изменение радиуса перехода от цилиндра к конусу с 0,5 мм до 3 мм при передаче карданным валом крутящего момента $M=600$ кгс·м снижает контактные давления на крайних точках цилиндрической части максимально нагруженной иглы почти на 20%.

В заключение необходимо отметить, что в процессе эксплуатации игла подшипника принимает форму, достаточно точно соответствующую найденной аналитически.

В ы в о д ы

1. На основе известного решения плоской контактной задачи разработана методика расчета контактных давлений в подшипниках карданных шарниров.

2. Аналитически определена оптимальная конфигурация иглы карданного подшипника.