

УДК 621.822.6

Л.А. Шабалин, С.А. Старцев
(L.A. Shabalin, S.A. Starcev)
УГЛТУ, Екатеринбург
(USFEU, Yekaterinburg)

**К ВОПРОСУ О РАСЧЕТАХ ДОЛГОВЕЧНОСТИ
ПОДШИПНИКОВ В МЕХАНИЗМАХ ПОВОРОТА**
(TO THE THEME ABOUT CALCULATIONS OF LONGEVITY OF
BEARINGS IN THE MECHANISMS OF TURN)

Применение новой методики расчета дает лучшую сходимость расчетного и фактического ресурса подшипников качения в механизмах поворота.

Application of new method of calculation gives more near to actual resource of bearings.

В конце 80-х годов прошлого столетия Всесоюзный научно-исследовательский институт подшипниковой промышленности (ВНИИПП СССР) выпустил руководящие материалы по оценке расчетной долговечности подшипников качения для различных конструктивных схем нагружения и условий работы подшипников. Институтом были предложены универсальные расчетные зависимости, учитывающие частоту вращения колец, характер их нагружения радиальными, осевыми, радиально-осевыми усилиями как при стационарных, так и при нестационарных режимах нагружения. Кроме того, предложенная методика давала оценку точности расчета с определенной вероятностью.

Все высшие и средние учебные заведения, где готовятся механики и конструкторы, а также большинство машиностроительных предприятий постепенно перешли на рекомендованные ВНИИППом руководящие материалы.

Однако на ряде машиностроительных предприятий все еще пользуются устаревшими методиками, которые дают завышенную расчетную долговечность, тогда как на практике ресурс подшипников оказывается меньшим.

Сказанное относится к одному из машиностроительных предприятий, выпускающему малыми и большими партиями уникальную технику.

ВНИИППом была предложена универсальная формула расчета долговечности подшипников в часах

$$L_h = a_1 a_{23} \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P_y} \right)^k, \quad (1)$$

в которой динамическая грузоподъемность C принималась (после 1983 г.) по каталогам завышенной на 20...30%, а эквивалентная расчётная нагрузка

$$P_э = (XVF_r + YF_a)K_бK_m \quad (2)$$

учитывает (V), какое из колец (внутреннее или наружное) вращается, соотношение между радиальной (F_r) и осевой (F_a) нагрузками, динамический характер нагружения ($K_б$) и температуру работы подшипника (K_m).

Более того, в новой методике при наличии радиальных (F_r) и осевых (F_a) нагрузок впервые предлагалось не учитывать осевое усилие, если его отношение $F_a/(VF_r) \leq e$, где e – «порог» чувствительности подшипника к осевой нагрузке (коэффициент приводится в справочниках для каждого типоразмера подшипника). То есть небольшая осевая нагрузка (F_a) «полезна» для подшипников.

В новых руководящих материалах приведены и значения коэффициентов X и Y приведения радиальной и осевой нагрузок к эквивалентной с учетом вращения внутреннего ($V = 1$) или наружного ($V = 1,2$) колец.

Уточнены и значения коэффициентов $K_б$ и K_m , а также введены новые коэффициенты: a_1 – точность расчета ($a_1 = 1$ для 90 % вероятности расчёта) и a_{23} – учитывает материал элементов подшипника и условия эксплуатации, который принимается $a_{23} \leq 1$ (имеются точные рекомендации для каждого типа подшипника). Однако, по нашему мнению, этот коэффициент в большей степени учитывает неоправданные, ни кем не подтвержденные, завышенные после 1983 г. статические и динамические грузоподъемности отечественных подшипников.

Следует отметить как в новой, так и в старой методиках расчета для подшипников с частотой вращения 1...10 мин⁻¹, в формулу (1) рекомендуется ставить частоту вращения 10 мин⁻¹.

Что касается конкретного завода, где в ряде серийных машин применяется механизм поворота с частотой вращения выходного звена от 1 до 6 мин⁻¹, то подстановка в формулу (1) фактической частоты вращения (n) даёт в два-три раза завышенный расчетный ресурс, а подстановка новых (завышенных) значений динамической грузоподъемности, например на 20 %, «поднимает» дополнительно расчетную долговечность шариковых или роликовых подшипников соответственно в 1,7 и 1,8 раза.

Сказанное подтверждается недостаточной долговечностью подшипников качения выходных валов редукторов механизмов поворота машин, выпускаемых упомянутым выше заводом. Нами, для примера, были выполнены сравнительные расчеты для двух роликовых конических подшипников № 7612А и № 7616А, установленных на выходном валу редуктора поворота платформы ремонтной машины, у которых расчетные долговечности по заводской методике составляли соответственно 3200 и 6100 часов, тогда как при расчетах по новой методике (при одинаковой

динамической грузоподъемности С) расчетная долговечность составляет всего 963 и 1836 часов, что близко к их эксплуатационному ресурсу.

Таким образом, применение уточненной редакции методики расчетов подшипников качения механизмов поворота дает более точную оценку их безотказной работы, что позволяет с достаточной вероятностью назначать срок службы механизмов, в которых применены подшипники качения.

УДК 630.3: 625.14

М.В. Шавнина, А.П. Паньчев, Т.А. Полуяктова
(M.V. Shavnina, A.P. Panychev, T.A. Poluyaktova)
УГЛТУ, Екатеринбург
(USFEU, Ekaterinburg)

ТРИ ВОПРОСА О НАЗЕМНОМ КРАНОВОМ ПУТИ (THREE QUESTIONS ABOUT GROUND CRANE PATH)

Рассмотрены вопросы по действующей нормативной базе на наземные крановые пути.

The questions on the existing regulatory framework for terrestrial crane track.

Вопросы о недостатках уязвимости действующей нормативной базы на крановые пути не раз уже поднимались специалистами в области грузоподъемного оборудования [1]. Рассмотрим некоторые из них:

1. В РД 10-117-95 и РД 50:48:0075.01.05 изложена методика определения упругой просадки наземного кранового пути, в которой подробно обозначены условия проведения измерений [2]. Возникает вопрос, с какой периодичностью необходимо измерять упругую просадку? Почему измерения проводятся только в первый год эксплуатации (один раз в три месяца) и при дополнительных проверках (когда возникают особо неблагоприятные условия)? В нормативных документах мы нигде не встречаем указаний о необходимости проведения таких измерений после года эксплуатации крановых путей. Чем дольше эксплуатируется крановый путь, тем больше возникает дефектов и неисправностей, которые должны быть вовремя выявлены для принятия соответствующих мер по ремонту. Очевидно, что упругую просадку необходимо проверять один раз в шесть месяцев после года эксплуатации совместно с проверкой высотного положения рельсовых нитей. Ведь проверка высотного положения рельсовых нитей без нагрузки (один раз в шесть месяцев – это условие оговорено в нормативных документах) может дать совершенно иную картину состояния кранового пути. При приложении нагрузки кран двигается совсем по иному профилю. Исключив измерение упругой