

ПРОБЛЕМЫ ДОСТИЖЕНИЯ ДЛИТЕЛЬНОГО РЕСУРСА ОПОР УСТРОЙСТВ, РАБОТАЮЩИХ В КАЧАТЕЛЬНОМ РЕЖИМЕ. ВАРИАНТ РЕШЕНИЯ

Р.С. Городецкий, В.Я. Геча
(ОАО «Корпорация «ВНИИЭМ»)

Описывается проблема достижения длительного ресурса (более 80 тыс. ч) опор устройств с качающимся валом с амплитудой качания более $\pm 20^\circ$. В связи с тем, что применение опор с трением упругости при амплитуде качаний более $\pm 20^\circ$ не возможно, в качестве опор используются подшипники качения. Однако ресурс подшипников качения при качательном режиме значительно ниже ресурса при вращении. Приводится вариант технического решения, позволяющий увеличить ресурс опоры качения при работе в качательном режиме.

Ключевые слова: космическая техника, ресурс, износ, качательный режим работы, подшипники качения, опоры с трением упругости.

Введение

Устройства с качающимся валом достаточно широко распространены в технике. Качательное движение применяется довольно часто – как в тяжёлом машиностроении, станкостроении (ковочные молоты, прессы и др.), транспортном машиностроении (двигатели внутреннего сгорания и др.), так и в различных приборах, системах ручного и автоматического управления, моментных двигателях с ограниченным углом поворота ротора.

Термин «устройство с качающимся валом» обозначает устройство, в конструкции которого имеется вал (или ось), совершающий в процессе работы вращение вокруг своей продольной оси на угол менее $\pm 180^\circ$. Качательное движение характеризуется амплитудой и частотой.

В космической технике устройства с качательным валом применяются также широко. Наибольшее применение они нашли в различных сканерах и датчиках (табл. 1).

Устройства с качательным движением вала имеют большие перспективы развития и применения для космоса. Так, в 2008 г., специалистами ФГУП НПП «ВНИИЭМ» была выдвинута идея со-

здания универсального малогабаритного прибора ориентации малых КА по земному ИК-горизонту с широким диапазоном высот полёта (от 200 до 40 000 км) со сроком службы не менее 10 лет. Точность определения местной вертикали этого прибора должна составлять (1σ) 1,5 – 3 угл. мин. Энергопотребление 3 – 5 Вт, масса 1,5 – 2,5 кг. Для достижения всех обозначенных характеристик прибора специалистами предприятия было предложено применение в приборе малогабаритного автоколебательного (качательного) привода, обеспечивающего изменение рабочей амплитуды колебаний в широких пределах (от $\pm 10^\circ$ до $\pm 90^\circ$) при частоте колебаний до 20 Гц. Такой прибор не требует изменения его конструктивных элементов при использовании на других орбитах и является в этом смысле универсальным и не требующим создания различных модификаций для разных условий полёта.

Одна из полезных особенностей нового привода – почти полное отсутствие возмущающего момента на корпус КА за счёт применения движущихся (качающихся) в противофазе масс.

Особенно эффективно использование данного прибора для КА, функционирующих в широком

Таблица 1

Обозначение устройства (страна-разработчик)	Назначение устройства	Амплитуда качания, град	Частота качания, Гц	Тип опор
БСКР (Россия)	Блок строчной кадровой развёртки	$\pm 6,5$	1	Опоры качения
341К (Россия)	Определение местной вертикали	± 32	4,5	Неизвестно
ПОЗ (Россия)	Определение местной вертикали	± 20	4	Неизвестно
NOHS I, NOHS II (USA)	Определение местной вертикали	$\pm 12,8$	8	Торсионная балка
PESA (USA)	Определение местной вертикали	± 16	4	Торсионная балка
LAHS (USA)	Определение местной вертикали	± 10	8	Торсионная балка
MIDES (USA)	Определение местной вертикали	$\pm 5,5$	10	Опоры с трением упругости

диапазоне высот полёта, например, КА «Руслан-ММ».

Техническая задача

Как видно из табл. 1 и как показывают многочисленные работы, применение опор с трением упругости (упругие подвесы, торсионы), наиболее приемлемо для устройств с качающимся валом. Многие импортные устройства определения местной вертикали имеют в качестве опор торсионы [1]. Однако применение этого типа опор ограничено по амплитуде качаний. Соблюдение всех трёх условий: длительный ресурс (более 80 тыс. ч), жёсткость при прогибе, относительно малый момент противодействия, возможно только лишь при небольших амплитудах качаний \approx до $\pm 20^\circ$ (см. табл. 1). Увеличение амплитуды приводит к увеличению внутренних напряжений в элементах подвеса, которые при приближении к значению предела выносливости, снижают ресурс опоры. Для снижения внутренних напряжений требуется увеличивать размеры упругих элементов, что приводит к резкому увеличению противодействующего момента [2].

Таким образом, разработка устройств с качающимся валом с амплитудой качания более $\pm 20^\circ$ и ресурсом не менее 80 тыс. ч, должна быть основана на применении другого типа опор. Опоры качения (подшипники качения) являются наиболее приемлемым вариантом.

Однако многие авторы [3 – 7] указывают на специфические особенности работы подшипников качения в качательном режиме работы, снижающие их ресурс по сравнению с работой при вращении.

Особенно неблагоприятные условия для подшипников, работающих при качательном движении, создаются, когда угол качания α настолько мал, что контактные площадки соседних тел качения не перекрывают друг друга. При этом число по-

вторных контактных нагружений значительно больше, чем при вращении, а нагрузка воспринимается небольшим числом тел качения и только частью рабочей поверхности дорожек качения. Наблюдается эффект отгона смазки из зоны контакта тел качения с дорожками качения, интенсивная раскатка желоба, вспенивание смазки, инерционное проскальзывание тел качения.

Когда в качающемся подшипнике любая точка контакта на дорожках качения встречается с телами качения не менее двух раз, опасность разрушения его уменьшается. Минимальный угол качания, при котором будет иметь место двукратное контактирование с телами качения для внутреннего кольца, определяется из соотношения

$$\alpha = 360/zK_2, \quad (1)$$

где z – число тел качения; K_2 – кинематический коэффициент вращения внутреннего кольца.

Расчёты по (1) для обычных шарикоподшипников показывают, что двукратное контактирование с телами качения наступает при угле качания более $\approx 50^\circ$. Таким образом, углы качания менее 50° вызывают ускоренный износ. Режимы работы подшипников и приблизительная оценка быстроты износа сведены в табл. 2 [7].

Характерный износ дорожки качения внутреннего кольца радиально-упорного шарикоподшипника после работы в качательном режиме представлен на рис. 1.

В литературе приводится несколько различных, отличающихся формул для определения ресурса подшипников качения, работающих в качательном режиме.

На основе стандартизированной методики ГОСТ 18855-94, скорректированный расчётный

Таблица 2

Режим	Амплитуда качаний	Факторы, снижающие ресурс
Режим 1. Наибольший износ	$\alpha \leq 0,5 \frac{360}{zK_2}$	1. Контактные площадки соседних тел качения не перекрывают друг друга. 2. Интенсивная раскатка желоба с образованием точек «ложного бриннелирования». 3. Интенсивный отгон смазки из зоны контакта. 4. Вспенивание смазки. 5. Инерционное проскальзывание тел качения.
Режим 2. Средний износ	$0,5 \frac{360}{zK_2} \leq \alpha \leq \frac{360}{zK_2}$	1. Контактные площадки соседних тел качения частично перекрываются. 2. Раскатка желоба. 3. Отгон смазки из зоны контакта.
Режим 3. Малый износ	$\alpha \geq \frac{360}{zK_2}$	Контактная площадка каждого тела качения перекрывает не менее двух соседних контактных площадок. Характер износа близок к характеру износа при вращении.

ресурс подшипника:

$$L_{sah} = \frac{10^6 a_1 a_2 a_3 \left(\frac{C}{P}\right)^k}{60n}, \text{ ч}, \quad (2)$$

где a_1 – коэффициент, корректирующий ресурс в зависимости от надёжности; a_2 – коэффициент, корректирующий ресурс в зависимости от особых свойств подшипника; a_3 – коэффициент, корректирующий ресурс в зависимости от условий работы подшипника; C – базовая динамическая грузоподъёмность подшипника; P – эквивалентная динамическая нагрузка; n – частота вращения; k – коэффициент, зависящий от типа подшипника [8].

Частота вращения n для подшипников, работающих в качательном движении не имеет смысла. При расчёте по (2) вместо n подставляют следующее значение:

$$n = n_{osc} \frac{\alpha}{180},$$

где n_{osc} – частота колебаний, Гц.

Уравнение долговечности работы подшипников качения, совершающих колебательное движение, принятое по Лундбергу и Вейбуллу, следующее:

$$\log \frac{1}{S} \approx \frac{\tau_0^c N^e a l_s}{z_0^{h-1}},$$

где S – вероятность не разрушения вследствие контактной усталости подшипника; r_0 – максимальное тангенциальное ортогональное усилие; c , h , e – постоянные положительные коэффициенты; N – общее количество циклов нагружения в зоне контакта тел качения; a – длина большой полуоси площадки контакта (эллипса) между телом качения и соответствующим кольцом подшипника; l_s – длина на контакта; z_0 – контактная деформация под телом качения, к которому приложено максимальное тангенциальное усилие [9].

Если на подшипник действует радиальная нагрузка ниже $R_{доп}$, то ресурс подшипника составит более 100 000 качаний:

$$R_{доп} = qz d_{ш},$$

где q – коэффициент, зависящий от конструкции и размера подшипника; z – число шаров; $d_{ш}$ – диаметр шарика [4].

В литературе отражены также результаты экспериментальных исследований. Анализ рабочих поверхностей шарикоподшипников, работавших в



Рис. 1. Характерный износ дорожки внутреннего кольца подшипника, работавшего в качательном режиме

качательном режиме, показал, что при $F_r/C_r > 0,4$ (F_r – радиальная нагрузка; C_r – статическая радиальная грузоподъёмность) происходит разрушение адсорбционных плёнок уже при небольшом числе циклов нагружения шарикоподшипников в связи с повышением контактных напряжений на внутреннем кольце свыше 3200 – 3300 Н/мм². При $F_r/C_r < 0,4$ процесс разрушения замедляется, а долговечность увеличивается.

Долговечность, отражающая влияние нагрузки, частоты, амплитуды качания и вида смазки:

$$L_n = K_F K_{\gamma_{max}} [(641,7 + K_{cm}) + 11,8 \sqrt{C_r} - 0,32(\sigma_{kmax} - 1140)] 10^3, \text{ ч},$$

где σ_{kmax} – напряжение в зоне контакта с внутренним кольцом, Н/мм²; K_F – коэффициент влияния частоты качания, $K_F = 0,0073f^2 - 0,3f + 3,3$; f – частота качаний, Гц; $K_{\gamma_{max}}$ – коэффициент влияния амплитуды качаний, $K_{\gamma_{max}} = -0,084\gamma_{max}^2 + 0,945\gamma_{max} - 0,555$; γ_{max} – амплитуда качаний, град; K_{cm} – коэффициент влияния смазки (для ЦИАТИМ-221 $K_{cm} = 0$).

Данная формула пригодна для условий: $d = 5 - 20$ мм; $\sigma_{kmax} = 1140 - 3200$ Н/мм²; $P = 10^{-5} - 10^{-6}$ Па; $f = 5 - 20$ Гц; $\gamma = \pm 2^\circ - \pm 4^\circ$.

Решение технической задачи

Для достижения длительного ресурса подшипников качения, устанавливаемые в устройства с качающимся валом с амплитудой качания более $\pm 20^\circ$, необходимо ликвидировать действие вышеуказанных нежелательных эффектов. Частичного снижения указанных эффектов можно добиться следующим: подбором смазок с большей вязкостью; снижением радиальных нагрузок; применением шарикоподшипников с большим числом шаров и с большим коэффициентом работоспособности C . В настоящей статье предлагается более действенный, конструктивный способ продления ресурса таких опор.

Указанные нежелательные эффекты пропадают, если внешнему кольцу подшипника придать вращение. В этом случае, несмотря на качание

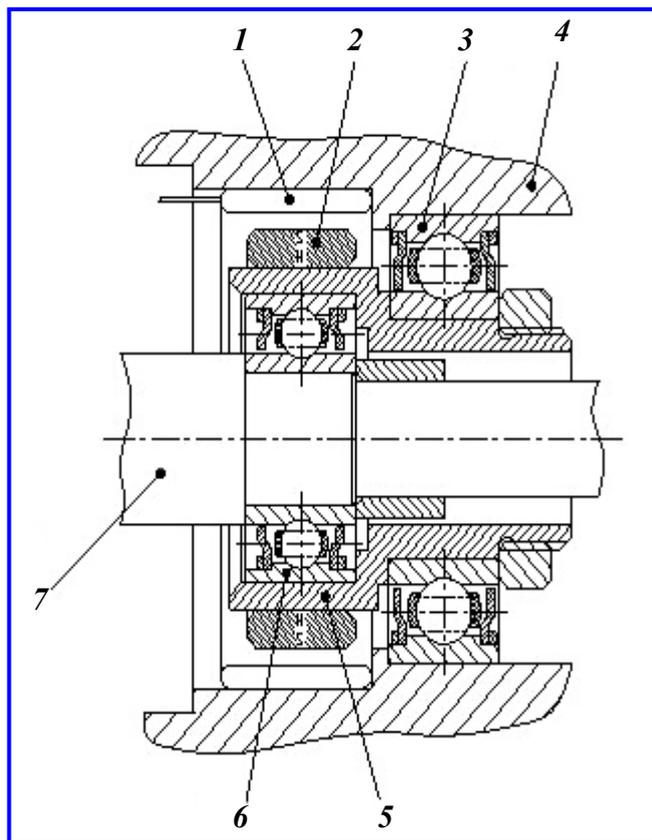


Рис. 2. Конструкция опоры качения для устройств, работающих в качательном режиме: 1 – статор миниатюрного встроенного электродвигателя; 2 – магниты миниатюрного встроенного электродвигателя; 3 – вспомогательный подшипник; 4 – корпус устройства; 5 – переходная втулка; 6 – рабочий подшипник; 7 – вал устройства, совершающий качательное движение

внутреннего кольца (которое с натягом установлено на валу), тела качения и внешнее кольцо будут вращаться относительно оси вала. При этом полностью уменьшается эффект отгона смазки и раскатка жёлоба, происходит смена шаров, находящихся под нагрузкой. Конструктивно данное решение можно организовать, установив на внешнее кольцо рабочего подшипника дополнительный подшипник, внешнее кольцо которого установлено в расточке корпуса устройства. Описанная конструкция опоры представлена на рис. 2.

Поступила в редакцию 14.02.2014

Роман Сергеевич Городецкий, аспирант, начальник сектора, e-mail: gorodetsky05@mail.ru, т. (495) 366-25-00.

Владимир Яковлевич Геча, д-р техн. наук, зам. генерального директора, e-mail: volikgecha@gmail.com, т. (495) 365-26-69.

Для принудительного вращения внешнего кольца рабочего подшипника, применён встроенный в конструкцию миниатюрный бесконтактный электродвигатель постоянного тока с возбуждением от постоянных магнитов. Электродвигатель может работать как постоянно, так и во временном режиме – с интервалами работы несколько минут за несколько часов работы устройства, что вполне достаточно для резкого снижения действия неблагоприятных факторов.

Заключение

Предложенная конструкция опоры, построенная на подшипниках качения и электродвигателе, приводящий во вращение внешнее кольцо рабочего подшипника, позволит обеспечить более длительный ресурс устройств с качающимся валом, работающие с амплитудой более $\pm 20^\circ$, где неприменимы опоры с трением упругости. Теория износа подшипников качения в качательном режиме слабо изучена и требует дальнейшего изучения, так как устройства с качающимся валом имеют перспективу применения в будущем.

Литература

1. Опоры приборов / М. П. Ковалев, И. М. Сивоконенко, К. Н. Явленский. – М. : Машиностроение, 1966. – 191 с.
2. Коросташевский Р. В., Зайцев А. М. Авиационные подшипники качения / Р. В. Коросташевский, А. М. Зайцев. – М. : ОБОРОНГИЗ, 1963. – 340 с.
3. Спришевский А. И. Подшипники качения : справочное пособие / А. И. Спришевский. – М. : МашГиз, 1961. – 828 с.
4. Barish T. Oscillation life of ball and roller bearings / T. Barish. – Mach Design, 1960. – 32. – № 18. – 113 p.
5. Пономарёв С. Д., Андреева Л. Е. Расчёт упругих элементов машин и приборов / С. Д. Пономарёв, Л. Е. Андреева. – М. : Машиностроение, 1980. – 326 с. : ил.
6. Леликов О. П. Валы и опоры с подшипниками качения: справочник / О. П. Леликов. – М. : Машиностроение, 2006. – 640 с.
7. Орлов П. И. Основы конструирования : справочно-методическое пособие в 3-х книгах : кн. 2 / П. И. Орлов. – изд. 2-е, перераб и доп. – М. : Машиностроение, 1977.
8. Coldrick J. R. Optical sensors for spacecraft attitude determination / J. R. Coldrick // Optics and Laser Technology». – 1972.
9. Бейзельман Р. Д., Цыпкин Б. В. Подшипники качения, «Типография № 6 УПП Ленсовнархоза», 1959. – 608 с.