

УДК 621.82/85

ПРОДЛЕНИЕ РЕСУРСА ПОДШИПНИКОВ, РАБОТАЮЩИХ В КОЛЕБАТЕЛЬНОМ РЕЖИМЕ. СОЗДАНИЕ МИКРОПРИВОДА ВРАЩЕНИЯ НАРУЖНОГО КОЛЬЦА

Р. С. Городецкий

Рассматривается конструктивное решение проблемы колебательного (возвратно-вращательного) режима работы подшипников качения – проблемы отгона смазки из рабочей зоны тел качения, заключающиеся в организации проворачивания наружного (устанавливаемого в корпус) кольца подшипника.

В статье описывается проведенное исследование по выявлению возможности самопроизвольного проворачивания колец подшипников, работающих в колебательном режиме. В связи с отсутствием самопроизвольного проворачивания предлагается внедрение в подшипниковый узел встроенного микропривода наружного кольца. Для осуществления проворачивания наружного кольца рекомендуется снизить крутящий момент, необходимый для его проворачивания, переходом от трения скольжения наружного кольца подшипника о гнездо корпуса на трение качения. Для этого между подшипником вала и гнездом корпуса устанавливается дополнительный подшипник. В статье описывается оригинальная конструкция микропривода наружного кольца, основанная на создании различающегося по величине сопротивления при вращении наружного кольца в одну и в противоположную сторону. Различающееся сопротивление создается встроенным электромагнитным тормозом. Приводятся формулы для инженерного расчета встроенного электромагнитного тормоза, а также параметры трех рассчитанных подшипниковых опор для малых, средних и крупных приборов с колеблющимся валом.

Ключевые слова: подшипник качения, колебательное (возвратно-вращательное) движение вала, ресурс.

Введение

Особенностью работы многих приборов бортовой аппаратуры космического аппарата является не непрерывное вращение вала, а колебательное (т. е. возвратно-вращательное), при котором вал совершает многократно повторяющиеся повороты вперед – назад с размахом менее 360° . Если амплитуда колебаний менее 5° , в качестве опор вала применяют торсионы (опоры с трением упругости). Если амплитуда более 5° , торсионы применять затруднительно, и опорами вала становятся подшипники качения.

Как было установлено [1], при работе подшипников качения с амплитудами колебаний φ менее критической $\varphi_{кр}$ происходит отгон смазки из зоны работы шаров, в результате подшипник работает в режиме масляного голодания, приводящего к ускоренному износу, несмотря на номинальное наличие в подшипнике требуемого объема смазочного материала:

$$\varphi_{кр} = \frac{360}{zK_c};$$

$$K_c = \frac{D_o + d_{ш} \cos \beta}{2D_o},$$

где z – число шаров; φ – амплитуда колебаний внутреннего кольца подшипника, $^\circ$; K_c – передаточный коэффициент, показывающий, во сколько раз медленнее вращается сепаратор по сравнению со скоростью

вращения внутреннего кольца подшипника; $d_{ш}$ – диаметр шара, м; D_o – средний диаметр подшипника, м; β – угол контакта подшипника, $^\circ$.

При амплитуде $\varphi \geq \varphi_{кр}$ шары загоняют отгнанную смазку в зону работы соседних шаров, что предотвращает масляное голодание и ускоренный износ.

Одним из способов продления ресурса работы подшипников, работающих в колебательном режиме с амплитудами, меньшими чем $\varphi_{кр}$, является периодическое проворачивание неподвижного кольца подшипника. Неподвижным кольцом подшипника в большинстве приборов является наружное кольцо, устанавливаемое в корпус по скользящей посадке, а подвижным кольцом является внутреннее, устанавливаемое (обычно с натягом) на шейку вала, совершающего колебательное движение.

При вращательном режиме работы шары изнашивают равномерно всю окружность дорожки качения (при осевой нагрузке). В колебательном режиме шары изнашивают только определенный, узкий сектор дорожки качения, соответствующий размаху колебаний.

Если через определенные интервалы времени повернуть наружное кольцо, шары сменят место дислокации на дорожках качения – переместятся с изношенных ее участков на неизношенные. На новых участках шары продолжат работать до следующего поворота наружного кольца (рис. 1).

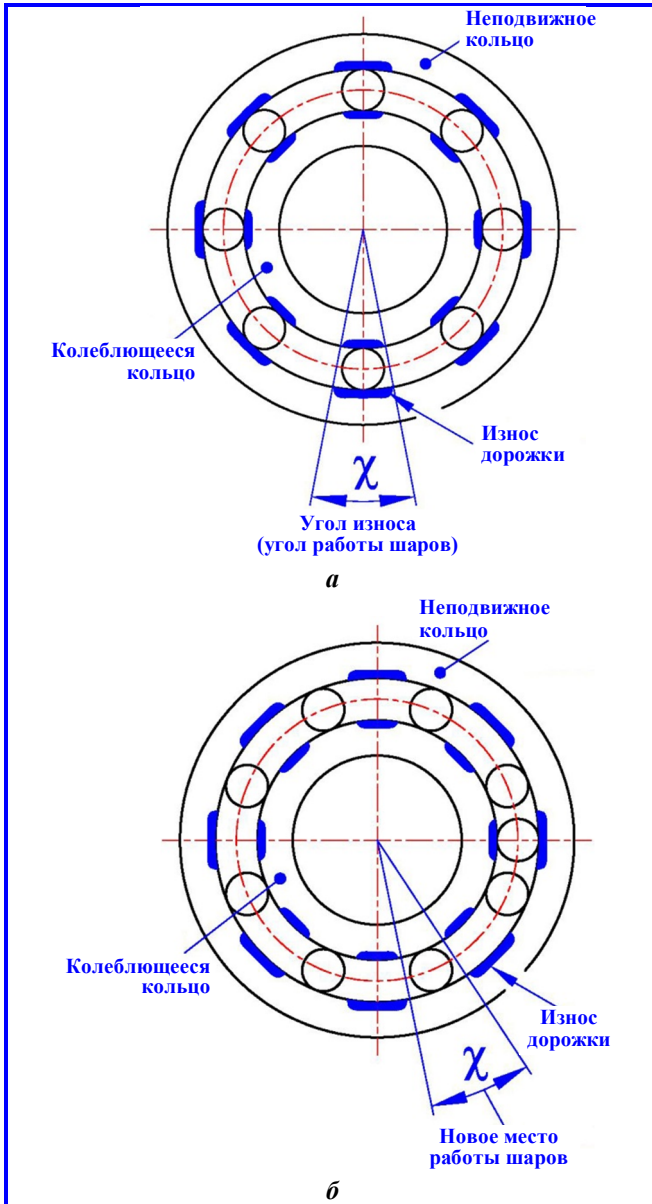


Рис. 1. Зона работы шаров и износ дорожек качения в колебательном режиме до (а) и после (б) проворачивания наружного кольца (при осевой нагрузке)

Согласно [2], скорость вращения сепаратора (центра тел качения) относительно внутреннего кольца $n_{o(b)}$ (скорость движения сепаратора по внутреннему кольцу, если его условно остановить) равна:

$$n_{o(b)} = -n_b K_c.$$

Отсюда находим угол износа (след от шаров) χ на дорожках:

$$\chi = 2\varphi K_c.$$

Осуществив поворот наружного кольца на угол χ , шары начинают работу на неизношенных участках

дорожек качения, что позволяет продлить ресурс подшипника. Желаемый ресурс подшипника L_h , выраженный в часах, целесообразно разделить на временные участки, количество которых не менее величины $360/\chi$. Получим временной отрезок t_{rot} , через который необходимо совершать принудительный поворот кольца.

$$t_{rot} = \frac{L_h \chi}{360}, \text{ ч.}$$

Еще более действенным методом продления ресурса является организация постоянного вращения наружного кольца. В этом случае не будет происходить локального износа дорожек качения, дорожка будет изнашиваться равномерно. Прекратится отгон смазки, она будет равномерно распределена по дорожке, будет осуществляться перемешивание ее слоев. Таким образом, несмотря на колебательное движение вала, режим работы подшипника будет приближен к вращательному.

Самопроизвольное вращение наружного кольца

Первоначально был поставлен эксперимент по выявлению самопроизвольного проворачивания наружного кольца подшипника в стальном шлифованном гнезде корпуса при работе в колебательном режиме.

Для этого наружные кольца подшипников устанавливались в стальной технологический корпус с различными зазорами между поверхностью наружного кольца и поверхностью гнезда корпуса на созданном электромеханическом исследовательском стенде колебательного движения. Внутреннему кольцу подшипника сообщалось колебательное движение с частотой от 5 до 30 Гц, амплитудой от 20 до 50° при различной осевой нагрузке. Значение осевой нагрузки соответствует значению осевого пружинного преднатяга на подшипники в известных приборах, которое составляет от 20 до 60 Н.

Результаты исследования следующие.

При диаметральных зазорах $(8 \dots 50) \cdot 10^{-6}$ м, самопроизвольного проворачивания наружного кольца подшипника обнаружено не было. На каждом режиме подшипники работали около 6 мин. При зазорах более $30 \cdot 10^{-6}$ м кольцо совершает лишь видимые «дрожания» в пределах первоначального положения. Исследование проводилось на приборных шариковых подшипниках с диаметром наружного кольца D от 15 до 26 мм. Подшипники были смазаны смазкой ВНИИ НП-274н [3].

Отсутствие самопроизвольного проворачивания очевидно, так как момент трения скольжения $M_{тр}$ стального наружного кольца подшипника о стальное гнездо корпуса значительно превышает момент трения качения $M_в$ этого подшипника.

При коэффициенте трения скольжения сталь по стали $f = 0,4$ расчетный момент трения $M_{тр}$ составляет $600 \cdot 10^{-4}$ Н·м для подшипника с $D = 15$ мм и при действующей осевой силе $A_0 = 20$ Н. Момент сопротивления вращению $M_в$ такого подшипника не превышает $30 \cdot 10^{-4}$ Н·м (смазка ВНИИ НП-274н).

Создание микропривода наружного кольца

Подшипник, установленный в корпус наружным кольцом по скользящей посадке, удерживается от вращения моментом трения $M_{тр}$, который составляет около $600 \cdot 10^{-4}$ Н·м для самого маленького исследуемого приборного подшипника ($D = 15$ мм). Для осуществления проворачивания наружного кольца пусковой момент электродвигателя микропривода должен превышать $M_{тр}$. Выполненные расчеты классического шагового электродвигателя показывают, что для этого он должен иметь размеры активных частей, в несколько раз превышающие размеры подшипника.

Для снижения момента трения и размеров приводного электродвигателя было предложено перейти от трения скольжения наружного кольца о гнездо корпуса на трение качения, то есть в зазор между корпусом и наружным кольцом установить дополнительный подшипник. Кроме этого, была предложена идея, позволяющая осуществлять принудительное вращение наружного кольца за счет его собственного момента сопротивления вращению без встраивания микропривода.

При работе подшипника на наружное кольцо действует крутящий момент, равный моменту сопротивления вращению подшипника $M_в$.

При колебательном возвратно-вращательном движении направление вращения изменяется с положительного на отрицательное и обратно. Синхронно со сменой направления вращения изменяется направление действующего на наружное кольцо крутящего момента $M_в$.

Предположим, что момент трения $M_{тр}$ наружного кольца о гнездо корпуса меньше момента сопротивления вращению $M_в$. В таком случае наружное кольцо начнет вращаться синхронно с вращением внутреннего кольца, повторяя его возвратно-

вращательные движения. Наружное кольцо будет колебаться в пределах нулевого (первоначального) положения. Если ограничить вращение кольца в одну из сторон, будем наблюдать его вращение в противоположную сторону без возврата в первоначальное положение. Вышеуказанное можно осуществить в конструкции, как показано на рис. 2. В этой опоре вал устройства, совершающий колебательное движение, удерживается главным подшипником, имеющим средний диаметр D_{01} (диаметр вращения осей шаров). Его наружное кольцо не устанавливается непосредственно в корпус прибора, как в классической опоре. Оно устанавливается в промежуточную втулку, в которую также устанавливается наружное кольцо второго, дополнительного, подшипника со средним диаметром D_{02} . Его внутреннее кольцо устанавливается непосредственно в подшипниковый щит. За счет этого наружные кольца обоих подшипников получают возможность свободного вращения в любую сторону вместе с промежуточной втулкой вне зависимости от внутренних колец.

В зазоре между корпусом и промежуточной втулкой устанавливается по окружности обмотка, магнитное поле которой создает удерживающий момент M_f . Удерживающий момент создается за счет наличия зубцов на сердечнике обмотки и промежуточной втулки, которую будем называть тормозной втулкой.

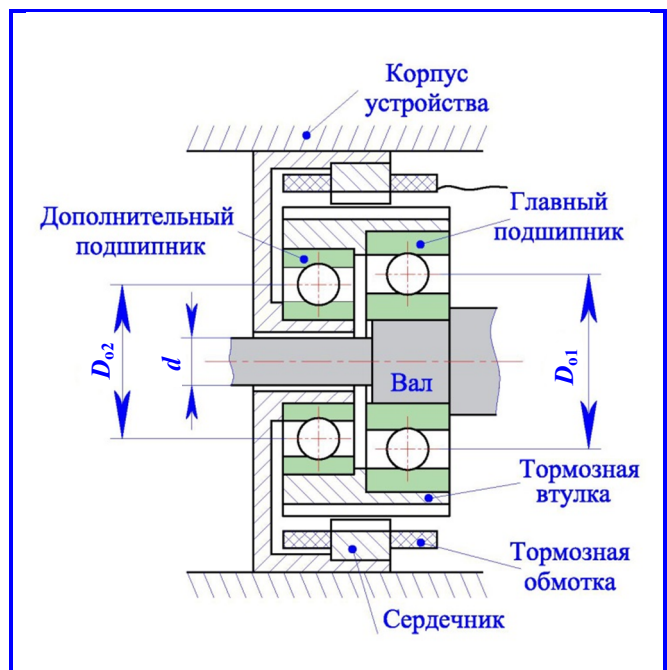


Рис. 2. Конструкция микропривода наружного кольца

Так как $D_{01} > D_{02}$, сопротивление вращению главного подшипника больше, чем дополнительно-го $M_{в1} > M_{в2}$. Поэтому при отключенной тормозной обмотке будем получать вращение наружных колец. При включенной обмотке, напротив, вращения колец не будет. При включении и выключении питания тормозной обмотки синхронно со сменой направления вращения вала наблюдается вращение наружных колец.

Следует отметить, что угловой шаг γ между зубцами не должен превышать размаха 2φ колебательного движения вала прибора. В противном случае наружное кольцо подшипников будет возвращаться в прежнее угловое положение при включении тормозной обмотки. Минимальной амплитудой колебаний φ , с которой приходится работать именно подшипникам качения, является амплитуда, равная 5° . При меньшей амплитуде обычно удается использовать подшипники с трением упругости (торсионы). Поэтому шаг между зубцами γ тормозной обмотки и втулки должен быть не более 5° .

Проектируя подшипниковую опору по схеме, изображенной на рис. 2, следует обратить внимание также на то, что даже при полностью отключенном питании тормозной обмотки ее сердечник не полностью размагничивается и создает некоторый остаточный удерживающий момент M_{f0} . Обобщая вышесказанное, можно сформулировать условия работы такой опоры:

$$M_f \geq M_{в1} - M_{в2}; \quad (1)$$

$$M_{f0} \leq M_{в1} - M_{в2}; \quad (2)$$

$$\gamma \leq 2\varphi. \quad (3)$$

Основные расчетные формулы микропривода наружного кольца

Момент сопротивления вращению $M_{в}$ пары шариков подшипников рассчитывается по формуле [4]:

$$M_{в} = M_0 + M_1 = (98 \cdot 10^{-7}) 0,6 A_0 \frac{D_0}{d_{ш}} + (98 \cdot 10^{-3}) 2 f_0 (60 \mu n)^{2/3} D_0^3,$$

где D_0 – средний диаметр подшипника, м; $d_{ш}$ – диаметр шара, м; A_0 – осевая нагрузка, Н; f_0 – коэффициент, равный 2; μ – динамическая вязкость смазки ($\mu = 0,5$ Па·с для смазки ВНИИ НП-274н при 20°C); n – частота вращения, об/мин; числа « $98 \cdot 10^{-7}$ » и « $98 \cdot 10^{-3}$ » переводят результаты вычислений в Н·м.

Далее выведем формулы для расчета удерживающего момента M_f тормозного кольца, пригодные для инженерной практики, при следующих допущениях:

1. Сопротивление магнитной цепи R_m равно магнитному сопротивлению воздушного зазора δ .

2. Сила магнитного притяжения P зубцов приложена в точке, которая расположена на оси поверхности зубца.

3. Эквивалентная площадь сечения воздушного зазора S_δ не изменятся при вращении тормозного кольца и равна площади поверхности зубца.

Расчеты тормозного момента основываются на общих формулах электротехники [5]. Сила P притяжения электромагнита к магнитопроводящему материалу:

$$P = \frac{\Phi_z^2}{2\mu S_\delta},$$

где P – сила, Н; Φ_z – часть магнитного потока Φ цепи, приходящаяся на один зубец статора, Вб; S_δ – эквивалентная площадь сечения рабочего зазора, м²; μ – абсолютная магнитная проницаемость в зазоре Гн/м.

Магнитный поток Φ цепи рассчитывается как отношение намагничивающей силы к магнитному сопротивлению цепи.

$$\Phi = \frac{(\omega_k i)}{R_m},$$

где Φ – магнитный поток цепи, Вб; R_m – магнитное сопротивление цепи, А/Вб; ω_k – число витков в катушке; i – ток в катушке, А.

Магнитный поток разделяется на z параллельных ветвей, каждая из которых обладает магнитным сопротивлением R_δ . Число параллельных ветвей равно числу зубцов одного полюса. Получим общее сопротивление R_m :

$$R_m = \frac{\delta}{\mu z S_\delta},$$

где z – число зубцов на одном полюсе; R_δ – магнитное сопротивление зазора между двумя взаимодействующими зубцами, А/Вб; δ – зазор между зубцами, м.

Получим магнитный поток, проходящий через один зубец:

$$\Phi_z = \frac{\Phi}{z} = \frac{(\omega_k i) \mu S_\delta}{\delta}.$$

Получим силу притяжения зубца к зубцу:

$$P = \frac{\mu S_{\delta}}{2\delta^2} (\omega i)^2.$$

В положении, изображенном на рис. 3, удерживающий момент $M_f = 0$. Удерживающий момент появляется лишь тогда, когда между осями взаимодействующих зубцов появляется некоторый угол α (рис. 4).

Удерживающий момент создает проекция P_t силы P на направление касательной к окружности r :

$$P_t = \frac{r \operatorname{tg} \alpha}{\delta} P.$$

Получим удерживающий момент:

$$M_f = \frac{\mu r^2 S_{\delta} \operatorname{tg} \alpha}{2\delta^3} (\omega i)^2,$$

где r – наружный радиус тормозного кольца (по зубцам), м; P_t – проекция силы P на направление касательной к окружности r , Н; α – угол расхождения осей зубцов, °.

Зубец тормозного кольца, находясь в промежуточном положении, притягивается одновременно к двум соседним, расположенным рядом зубцам сердечника обмотки (рис. 5). Результирующий момент, приложенный к одному зубцу тормозного кольца, с учетом «перетяжки»:

Получим:

$$M_f = 0,5\mu S_{\delta} (\omega i)^2 r^2 \left[\frac{\operatorname{tg} \alpha}{\delta_1^3} - \frac{\operatorname{tg}(\gamma - \alpha)}{\delta_2^3} \right],$$

где δ_1 – зазор между первым зубцом статора и первым зубцом тормозной втулки, м; δ_2 – зазор между первым зубцом статора и вторым зубцом тормозной втулки, м.

Из геометрических выкладок по решению треугольников получаем:

$$\delta_1 = \sqrt{(R - r \cos \alpha)^2 + (r \sin \alpha)^2};$$

$$\delta_2 = \sqrt{(R - r \cos(\gamma - \alpha))^2 + (r \sin(\gamma - \alpha))^2},$$

где R – внутренний радиус статора (по зубцам), м.

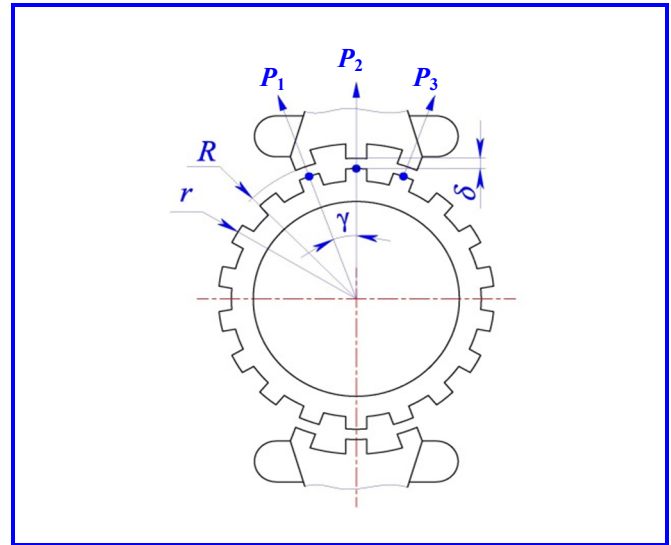


Рис. 3. Конфигурация активной части микропривода

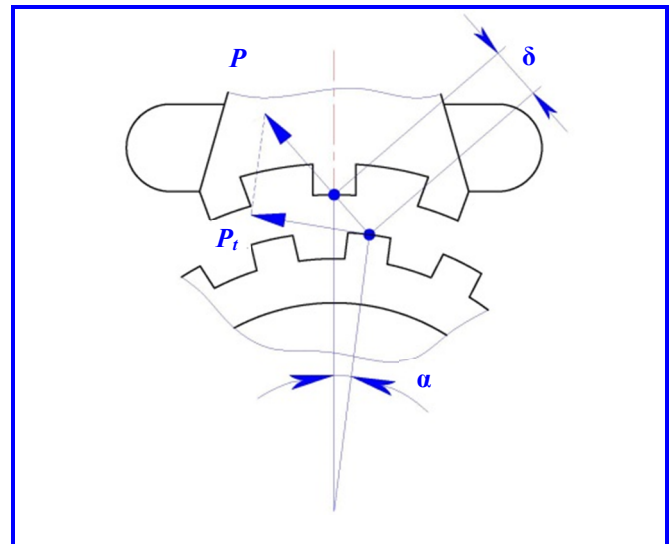


Рис. 4. Создание удерживающего момента

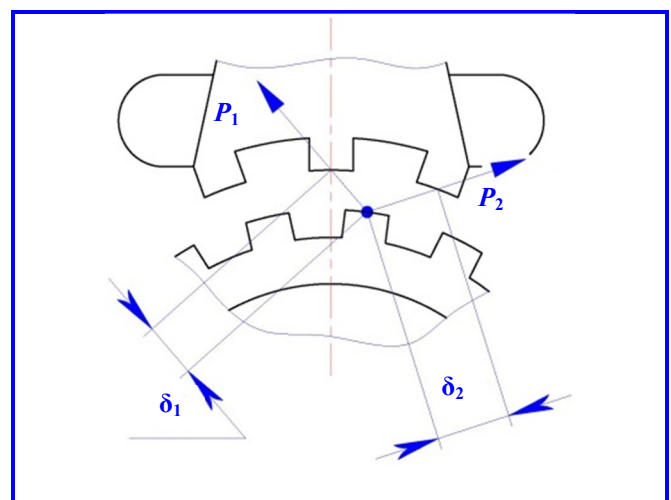


Рис. 5. Влияние соседних зубцов

Таблица

Диаметр d выходного вала устройства, мм	Размеры главного и дополнит. подшипника $d \times D \times B$, мм	Радиусы по зубцам тормозной обмотки R и втулки r , мм	Марка и диаметр провода катушки, мм	Число витков катушки ω / число полюсов	Напряж. питания U , В	Ток обмотки, А	Момент удержив. M_f , 10^{-4} Н·м	Разница моментов трогания подшипников $M_{в1} - M_{в2}$ при $A = 6$ кг, 10^{-4} Н·м
2,5	5 × 16 × 5 7 × 17 × 5	10,60 10,50	ПЭТВ-2 0,100	90/8	3	0,06	6	2
4,0	7 × 17 × 5 10 × 19 × 5	13,15 13,0	ПЭТВ-2 0,112	130/8	3	0,07	13	3,5
7,0	10 × 19 × 5 12 × 28 × 8	16,7 16,5	ПЭТВ-2 0,140	150/6	3	0,11	24	8

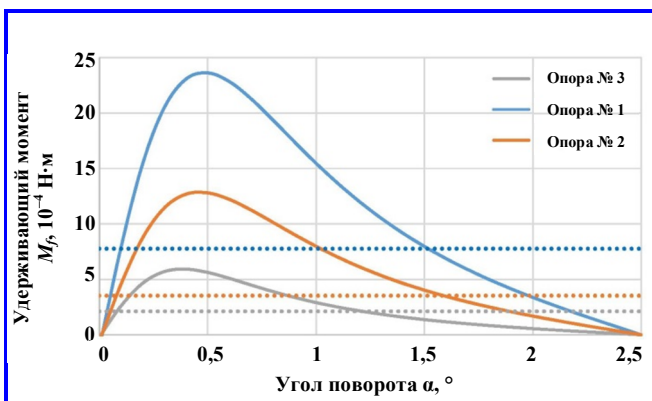


Рис. 6. Зависимость удерживающего момента опор (таблица) от угла поворота (угла несовпадения осей зубцов)

Из-за отсутствия противо-ЭДС, а также по причине незначительного индуктивного сопротивления X_L катушки (частота включения-отключения тормозной обмотки не превышает 20 Гц для известных приборов), тормозную обмотку следует рассчитывать по допустимому току короткого замыкания.

Результаты расчета

По вышеприведенным формулам был рассчитан ряд подшипниковых опор для малых, средних и крупных по размеру выходного вала приборов. Основные технические данные приведены в таблице. Шаг между зубцами для всех вариантов составляет $\gamma = 5^\circ$ (72 зуба).

По вышеприведенным формулам были построены графики тормозного момента M_f опор, приведенных в таблице, в зависимости от угла поворота α . Графики приведены на рис. 6.

На графиках пунктирной линией изображены уровни разницы моментов трогания $M_{в1} - M_{в2}$ (см. (1)) главного и дополнительного подшипников для трех опор из таблицы. При превышении удержи-

вающего момента M_f величины данной разницы будет наблюдаться вращение наружных колец.

Выводы

1. Предложенная конструкция микропривода наружного кольца позволяет эффективно осуществлять проворачивания наружного кольца подшипника, что может продлить ресурс подшипника, работающего в колебательном (возвратно-вращательном) режиме.

2. Описанная конструкция опоры со встроенным электромагнитным тормозом выгодно отличается от опоры со встроенным шаговым электродвигателем тем, что она не требует места под размещение магнитной системы возбуждения, а также имеет простую однофазную обмотку. Якорь представляет собой лишь сравнительно тонкое магнитопроводящее кольцо без обмоток и постоянных магнитов. Потребляемый ток обмотки самой крупной рассчитанной опоры для приборов с диаметром выходного вала 7 мм не превышает 0,11 А (напряжение 3 В).

3. Прибор или устройство со встроенной в него новой опорой не проигрывает в надежности, так как в случае отказа тормозной обмотки (обрыв, замыкание), а также в случае отказа дополнительного подшипника (заклинивание), устройство продолжит работу на главном подшипнике без осуществления проворачивания наружного кольца, то есть так, как работало до модернизации.

4. Отрицательным моментом предложенной конструкции является сниженная жесткость, а также увеличенные радиальные и осевые люфты вала в связи с применением двух подшипников в опоре.

5. Учитывая вышесказанное, можно рекомендовать применение данной конструкции в малонагруженных приборах, в которых подшипники, установленные по классической схеме и работающие в колебательном режиме, недорабатывают более 30 ... 40 % до назначенного ресурса.

Литература

1. Городецкий Р. С. Результаты испытаний шарикоподшипников приводов служебных систем и научной аппаратуры космических аппаратов в колебательном режиме работы // Космическая техника и технологии. – 2019. – №4 (27). – С. 85 – 93.
2. Леликов О. П. Валы и опоры с подшипниками качения: справочник / О. П. Леликов. – Москва : Машиностроение, 2006. – 640 с.
3. ГОСТ 19337-73. Смазка ВНИИ НП-274. Технические условия (с Изменениями № 1, 2, 3) = Grease ВНИИ НП-274. Specifications : дата введения 1975.01.01 / Разработан и внесен Министерством нефтеперерабатывающей и нефтехимической промышленности СССР. – Москва : ИПК Издательство стандартов, 2002. – 61 с.
4. Михайлов Е. М. Момент трения в шарикоподшипниках для космических аппаратов / Е. М. Михайлов // Вопросы электромеханики. Труды ВНИИЭМ. – Москва : ОАО «Корпорация «ВНИИЭМ», 2014. – Т. 140. – № 3. – С. 3 – 6.
5. Общая электротехника: учебное пособие / Н. А. Кривоногов, В. П. Маклаков, Л. А. Потапов [и др.] ; под ред. Л. А. Потапова. – Ростов-на-Дону : Феникс, 2016. – 222 [1] с. : ил.

Поступила в редакцию 30.09.2019

*Роман Сергеевич Городецкий, аспирант, начальник сектора,
e-mail: gorodetsky05@mail.ru, т. (495) 366-25-00.
(АО «Корпорация «ВНИИЭМ»).*

EXTENSION OF OSCILLATING BEARINGS SERVICE LIFE. DEVELOPMENT OF MINI DRIVE FOR ROTATION OF EXTERNAL RING

R. S. Gorodetskii

The article considers the solution of the problem of oscillating (alternating) motion mode of frictionless bearings (forcing out the lubricant from the working area of rolling elements) by means of rotation of the external bearing ring (integrated into the bearing body). The article describes the research performed to reveal the possibility of spontaneous revolution of the rings of bearings operating in oscillating mode. Since there is no spontaneous revolution, the introduction of a built-in external ring micro drive into the bearing assembly is suggested. To ensure the revolution of external ring, it is recommended to reduce the torque required for its revolution, by means of transition from the bearing external ring sliding friction against the bearing seat to rolling friction. For this purpose, an additional bearing is installed between the shaft bearing and the seat. The article describes an original design of the external ring micro drive based on creation of varying friction during the rotation of external ring in one direction and in the opposite direction. Varying friction is created by a built-in electromagnetic brake. The formulas for engineering design of the built-in electromagnetic brake, as well as the parameters of three bearing supports for small, medium and large devices with oscillating shaft, are provided in the article.

Key words: frictionless bearing, shaft oscillating (alternating) motion mode, service life.

References

1. Gorodetskii R. S. Results of testing the ball-bearing drives in satellite service systems and scientific hardware in oscillating mode. // Space engineering and technology. – 2019. – N. 4 (27). – P. 85 – 93.
2. Lelikov O. P. Shafts and supports with frictionless bearings: reference book / O. P. Lelikov. – Moscow : Machinebuilding, 2006. – 640 с.
3. GOST 19337-73. Grease VNII NP-274. Specifications (with amendments No. 1, 2, 3). Date of introduction: 1975.01.01 / Developed and introduced by the Ministry of Oil Refining and Petrochemical Industry of USSR. – Moscow: IPC Standards Publishing House, 2002. – 61 p.
4. Mikhailov E. M. Moment of friction in ball-bearings for spacecraft/ E. M. Mikhailov // Matters of Electromechanics. VNIIEEM Proceedings. – Moscow : VNIIEEM Corporation JSC, 2014. – Vol. 140. – N. 3. – P. 3 – 6.
5. General electrical engineering: training manual / N. A. Krivonogov, V. P. Maklakov, L. A. Potapov [et al.] ; edited by L. A. Potapov. – Rostov-on-Don : Phoenix, 2016. – 222 p. [1]: ill.

*Roman Sergeevich Gorodetskii, Ph. D. Student, Head of Sector,
e-mail: gorodetsky05@mail.ru, tel.: +7 (495) 366-25-00.
(JSC VNIIEEM Corporation).*