

АНАЛИЗ СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ПОДШИПНИКИ МИКРОЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ КОСМИЧЕСКИХ АППАРАТОВ

Р. С. Городецкий

Рассматривается устройство микроэлектродвигателя, приводится оценочный расчет сил, действующих на подшипники микроэлектродвигателей приводов датчиков космических аппаратов, имеющих нагрузку на валу в виде плоского сканирующего зеркала. Рассматриваются следующие основные силы – сила небаланса ротора, сила радиального магнитного тяжения (на примере магнитов электродвигателей серии БК марки сплава ЮНДК Т5 АА), осевая сила предварительного натяга подшипников. Дается пример схемы действующих сил при горизонтальном положении оси вращения. Приводятся сведения об основных типах применяемых подшипников, их импортных аналогах и характеристиках: размерах, диаметрах и числе шаров, грузоподъемности. Исходя из полученных значений действующих сил, рассчитываются реакции, эквивалентная радиальная и относительная нагрузки, делаются выводы об уровне напряженности работы подшипников. Анализ показал, что 60% суммы сил составляет сила осевого упругого предварительного натяга, а расчеты радиальной нагрузки свидетельствуют о легких условиях эксплуатации подшипников.

Ключевые слова: космическая техника, ротор, статор, подшипники, осевой предварительный натяг, небаланс, магнитное тяжение.

1. Устройство микроэлектродвигателя

Микроэлектродвигатели приводов датчиков, имеющие нагрузку на валу в виде плоского сканирующего зеркала, представляют собой электромашину постоянного тока с возбуждением от постоянных магнитов, размещенных на роторе, без щеточно-коллекторного узла (рис. 1). Функцию переключения обмоток вместо щеточно-коллекторного узла выполняет коммутатор, работающий по сигналам датчика положения ротора, построенный на встроенных в магнитопровод датчиках Холла.

Рабочий орган – узел сканирующего зеркала, закреплен непосредственно на выходном конце ротора. На роторе размещены постоянные магниты, а тело ротора является магнитопроводом (частью магнитной цепи машины). Статор представляет собой шихтованный пакет, выполненный из листовой электротехнической стали 2421 с петлевой обмоткой. Количество фаз обмотки – 3, число полюсов статора – 12. Число пар полюсов ротора равно 2. Магниты ротора снаружи защищены тонкостенной обоймой, выполненной из немагнитной стали. Воздушный зазор между поверхностью магнитов и полюсами статора составляет $\approx 0,6$ мм.

Опорами ротора являются приборные высокоточные шариковые подшипники. С целью устранения радиального и осевого люфта ротора подшипники преднагружены осевой силой, создаваемой пружиной. Ротор и сканирующее зеркало имеют элементы, предназначенные для устранения небаланса: на роторе небаланс устраняется сверлением отверстий, на сканирующем зеркале – креплением балансировочных грузов.

2. Основные действующие на подшипники силы и соотношения для расчета реакций

К основным действующим силам относятся:

1. Сила осевого давления A , создаваемая пружиной с целью уничтожения зазора в подшипниках при их работе.

2. Сила радиального магнитного тяжения W_p ротора к магнитопроводу статора.

3. Радиальная сила небаланса ротора F_p и рабочего органа F_n .

4. При эксплуатации в наземных условиях добавляется вес ротора N_p и вес рабочего органа N_n .

На рис. 2 изображены действующие на подшипники силы при горизонтальном положении оси вращения.

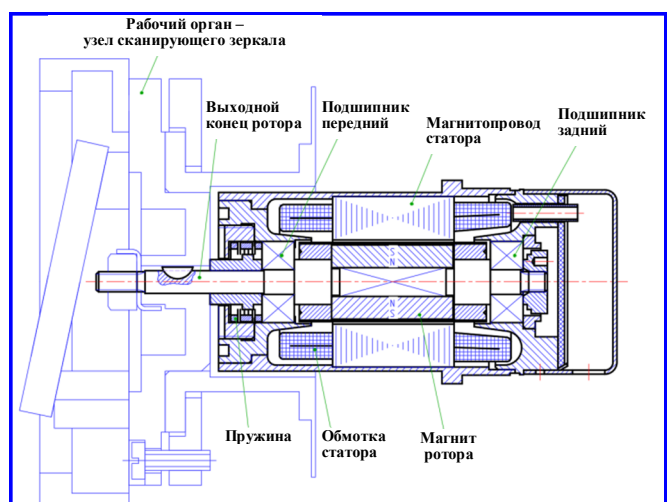


Рис. 1. Устройство микроэлектродвигателя

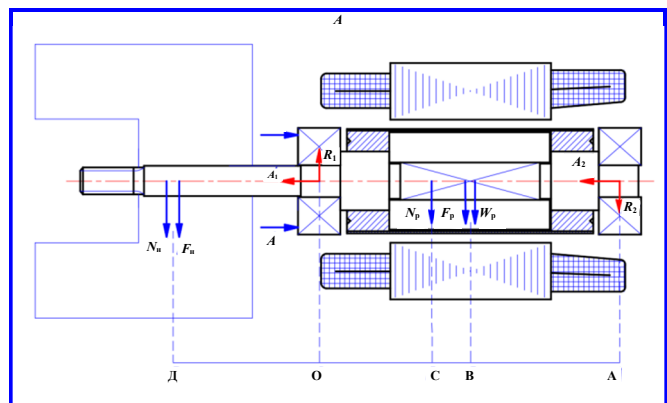


Рис. 2. Схема действующих сил при горизонтальном положении оси вращения

Силы вызывают осевые и радиальные реакции в опорах: в переднем подшипнике – A_1 и R_1 , в заднем подшипнике – A_2 и R_2 . На основе закона равенства суммы моментов и суммы проекций сил выведены соотношения для расчета реакций в подшипниках (табл. 1).

Как видно из соотношений радиальных реакций, коэффициентами перед значениями сил являются отношения длин участков, в знаменателе которых всегда стоит длина АО – расстояние между передним и задним подшипником (см. рис. 2). Расстояние АО называется подшипниковой базой. Увеличивая подшипниковую базу, все радиальные реакции пропорционально уменьшаются.

3. Вес ротора и вес рабочего органа

Вес сканирующего зеркала находится в пределах:

$$N_n = (0,5 \dots 1), \text{ Н.}$$

Вес ротора рассматриваемых электромашин находится пределах:

$$N_p = (1 \dots 2), \text{ Н.}$$

4. Осевая сила предварительного натяга

Сила предварительного натяга A должна быть минимальной, но в то же время обеспечивать отсутствие раскрывания подшипников, то есть обеспечивать постоянное соприкосновение тел качения (шаров) с дорожками качения в режиме штатной эксплуатации. Если соприкосновение нарушается, подшипник раскрывается, и ось ротора получает дополнительную свободу – начинает «гулять» в радиальном направлении, что снижает точность устройства. Раскрывают подшипник как осевые силы, так и радиальные силы. Радиальные силы раскрывают подшипник благодаря наличию угла

контакта β , отложенного от нормали, раскладывающего радиальную силу в осевую (рис. 3) [1].

В связи этим, сила A предварительного натяга должна быть не менее:

$$A > A_{1(2)} + R \operatorname{tg} \beta,$$

где $A_{1(2)}$ – осевые эксплуатационные силы, без учета силы предварительного натяга.

В связи с тем, что предполагаемые радиальные нагрузки, действующие на подшипник, незначительны, а также в связи с тем, что угол контакта применяемых радиальных и радиально-упорных подшипников незначительно отклоняется от нормали $\beta = (5 \dots 12)^\circ$, устоялось следующее практическое соотношение для расчета силы предварительного натяга для микромашин:

$$A = (1,5 \dots 2,0)(N_n + N_p). \quad (1)$$

Рассчитаем силу предварительного натяга по соотношению (1), получим: $A = (2,2 \dots 6), \text{ Н.}$

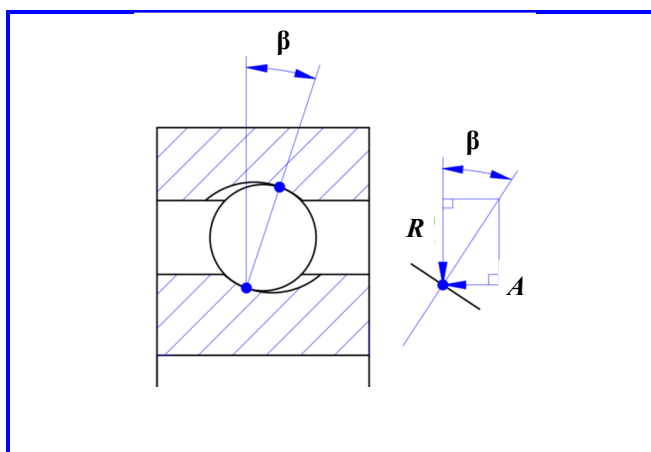


Рис. 3. Угол контакта β подшипника, раскладывание радиальной силы в осевую

Таблица 1

Соотношения для расчета реакций в подшипниковых опорах

Реакция	Работа в невесомости	Работа в наземных условиях	
		ось горизонтальная	ось вертикальная
$A_1 =$	A	A	$A \pm (N_n + N_p)$
$A_2 =$	A	A	$A \mp (N_n + N_p)$
$R_1 =$	$\frac{AD}{AO} F_n + \frac{AB}{AO} (F_p + W_p)$	$\frac{AD}{AO} (N_n + F_n) + \frac{AB}{AO} (F_p + W_p) + \frac{AC}{AO} N_p$	$\frac{AD}{AO} F_n + \frac{AB}{AO} (F_p + W_p)$
$R_2 =$	$\frac{DO}{AO} F_n + \frac{BO}{AO} (F_p + W_p)$	$\frac{DO}{AO} (N_n + F_n) + \frac{BO}{AO} (F_p + W_p) + \frac{CO}{AO} N_p$	$\frac{DO}{AO} F_n + \frac{BO}{AO} (F_p + W_p)$

5. Радиальная сила небаланса ротора и рабочего органа

Допустимый остаточный небаланс определяют по требованиям ГОСТ ИСО 1940-1-2017 [2]. Согласно стандарту допустимый остаточный небаланс рассчитывается по формуле:

$$U_{per} = 1000 \frac{Gm}{\Omega},$$

где U_{per} – величина допустимого небаланса, г·мм; G – индекс класса балансировки, мм/с; m – масса ротора, кг; Ω – угловая скорость вращения, рад/с.

При проектировании приборов космических аппаратов используют индекс класса балансировки $G = 2,5$ мм/с или $1,0$ мм/с. В целях прогнозирования результатов расчетов по худшему варианту будем использовать $G = 2,5$ мм/с.

Угловая скорость вращения ротора Ω :

$$\Omega = \frac{\pi n}{30},$$

где n – частота вращения ротора, об/мин.

Взяв наиболее распространенную частоту сканирования – 20 Гц ($n = 1200$ об/мин), получим:

$$\Omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{\pi 1200}{30} = 126 \text{ рад/с.}$$

Для ротора:

$$U_{per \text{ ротор}} = 1000 \frac{Gm}{\Omega} = 1000 \frac{2,5(0,1 \dots 0,2)}{126} = (2 \dots 4), \text{ г} \cdot \text{мм.}$$

Для рабочего органа (сканирующего зеркала):

$$U_{per \text{ зеркало}} = 1000 \frac{Gm}{\Omega} = 1000 \frac{2,5(0,05 \dots 0,1)}{126} = (1 \dots 2), \text{ г} \cdot \text{мм.}$$

Радиальная сила, вызываемая небалансом, рассчитывается по формуле:

$$F = 10^{-6} U_{per} \Omega^2, \text{ Н.}$$

Получим:

$$F_p = 10^{-6} (2 \dots 4) 126^2 = (0,032 \dots 0,064), \text{ Н};$$

$$F_n = 10^{-6} (1 \dots 2) 126^2 = (0,016 \dots 0,032), \text{ Н.}$$

6. Сила радиального магнитного тяжения ротора

В любой электрической машине имеются радиальные силы, вызванные взаимодействием магнитных полей. В идеальном случае, эти силы симметричны и их результирующая равна нулю. В реаль-

ных машинах вследствие неравномерности зазора, различающейся индукции различных магнитов ротора всегда возникают силы, действующие на опоры и влияющие на работу машины [3]. В электромашинах, разработанных в 1970-х годах, в связи с применением в них магнитов из сплава ЮНДК (алюминий-никель-медь-кобальт), также заметное влияние оказывали силы, вызванные неоднородностью магнитного материала [3]. В современных электромашинах магниты из сплава NdFeB (неодим-железо-бор) [4] и SmCo (самарий-кобальт) вытеснили магниты, изготовленные из сплава ЮНДК.

Сила магнитного тяжения рассчитывается по формуле:

$$W_p = W_{p1} + W_{p2},$$

где W_p – сила магнитного тяжения, Н; W_{p1} – составляющая силы магнитного тяжения, вызванная неравномерностью зазора (смещением), Н; W_{p2} – составляющая силы магнитного тяжения, вызванная неравномерностью намагничивания, Н.

Оценку сил магнитного тяжения выполним, полагаясь на экспериментальные данные исследования тяжения магнитов электродвигателей серии БК, отраженные в [3]. В статье исследована составляющая силы магнитного тяжения W_{p1} , вызванная смещением однополярного магнита от оси симметрии отверстия статора. Параметры исследуемого магнита: $\varnothing 16$ мм, длина – 16 мм. Марка сплава магнита ЮНДК Т5 АА ГОСТ 17809-72 [5]. Номинальный зазор (на сторону) между магнитом и полюсом статора $\delta = 0,6$ мм. Результаты исследования следующие:

1. При малых смещениях зависимость силы магнитного тяжения W_{p1} от величины смещения Δ представляет прямую линию.

2. В пределах малых смещений жесткость X силы магнитного тяжения W_{p1} составляет $X \approx 0,09$ Н/мкм.

Для оценки силы магнитного тяжения W_{p1} для исследуемых микромашин, магниты которых отличаются как по размерам, так и по кривой размагничивания от магнита из сплава ЮНДК $\varnothing 16$ мм, длиной 16 мм, для которого получены экспериментальные данные, необходимо выполнить приведение данных.

Очевидно, сила W_{p1} и жесткость X магнитного тяжения при смещении оси статора и оси ротора пропорциональны магнитному потоку Φ :

$$\Phi = B_c S_c = B_\delta S_\delta. \quad (2)$$

Индукция магнита B_c и напряженность поля внутри него H_c связаны соотношением [6]:

$$H_c = NB_c, \tag{3}$$

где N – размагничивающий фактор, зависящий от геометрических размеров магнитной системы

$$N = 0,8 \cdot 10^6 \frac{\delta S_c}{l_c S_\delta}$$

Параметры магнитной системы при исследовании магнита из сплава ЮНДК и параметры магнитной системы рассматриваемых микромашин, приведены в табл. 2.

Используя рассчитанные значения размагничивающего фактора N как коэффициент в уравнении прямой линии (3), находим точку ее пересечения a с кривой размагничивания каждого магнита. Точка пересечения a будет являться рабочей точкой магнита в конкретной магнитной системе, определяющей B_c и H_c (рис. 4).

Соотнеся значения, рассчитанные по формуле (2), со значениями магнитных потоков (табл. 2), получим ориентировочное значение жесткости X_1 магнитного тяжения при смещении ротора и статора для исследуемых микромашин:

$$X_1 = X \frac{\Phi_1}{\Phi} = 0,09 \frac{0,4 \cdot 10^{-4}}{1,95 \cdot 10^{-4}} = 0,02, \frac{\text{Н}}{\text{мкм}},$$

где X – известная жесткость магнитного тяжения в электродвигателе БК, Н/мкм; X_1 – искомая жесткость магнитного тяжения рассматриваемых микромашин с магнитами из сплава NdFeB, Н/мкм; Φ – магнитный поток в магнитной системе электродвигателя БК, для которого имеются опытные данные, Вб; Φ_1 – магнитный поток в магнитной системе рассматриваемых микромашин с магнитами из сплава NdFeB, Вб.

В электрической машине величина смещения Δ магнитной оси постоянного магнита и магнитной оси статора включает в себя:

Δ_1 – величину несоосности подшипниковых гнезд корпуса и отверстия статора;

Δ_2 – зазор между наружными кольцами подшипников и гнездом корпуса;

Δ_3 – радиальный люфт подшипников.

При построении корпуса электродвигателя из трех отдельных деталей – двух подшипниковых щитов и корпусной «трубы», положение оси подшипниковых гнезд относительно оси статора может быть смещено на (25 ... 35) мкм (по анализу допусков):

$$\Delta_1 = (25 \dots 35), \text{ мкм.}$$

Подшипниковые гнезда щитов изготавливают по качеству 6, поэтому зазор между наружным кольцом подшипника и поверхностью гнезда может составлять (5 ... 13) мкм для диаметров гнезд (6 ... 18) мм и подшипников 5 класса точности:

$$\Delta_2 = (5 \dots 13), \text{ мкм.}$$

При наличии предварительного натяга A тела качения прижаты к дорожкам качения, поэтому внутренний радиальный люфт подшипников отсутствует:

$$\Delta_3 = 0.$$

Таблица 2

Параметры магнитных систем

Марка магнита	ЮНДК Т5 АА	НМБ (неодим-железо-бор) 360/120
Двусторонний зазор δ , мм	1,2	1,2
Высота магнита l_c , мм	16	2,8
Площадь полюса $S_c = S_\delta$, мм ²	205	32
Размагничивающий фактор N	$60 \cdot 10^3$	$343 \cdot 10^3$
Кривая размагничивания	рис. 4, а	рис. 4, б
Получаем значения B_c , Тл	0,95	1,25
Получаем значения Φ , Вб	$1,95 \cdot 10^{-4}$	$0,4 \cdot 10^{-4}$

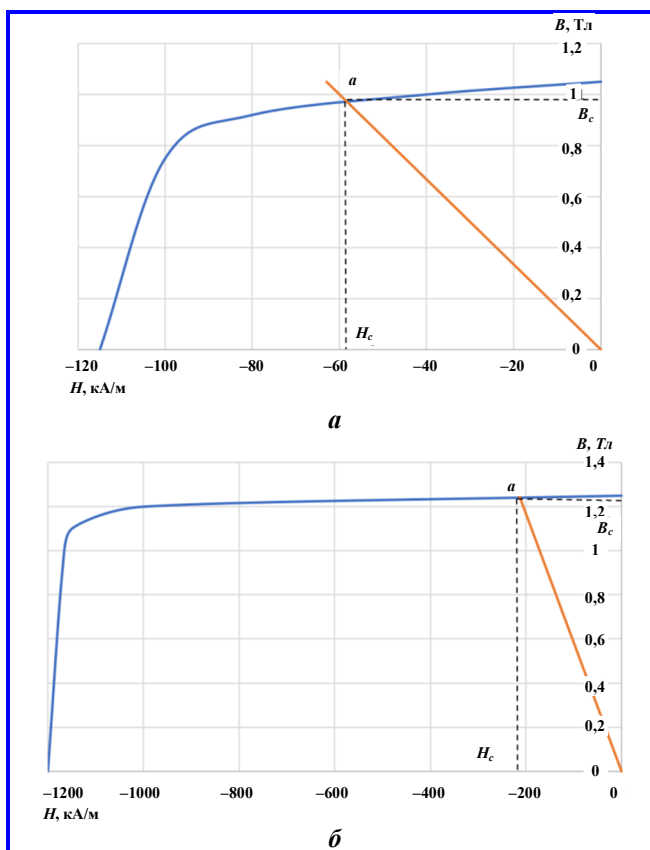


Рис. 4. Кривые размагничивания магнитов из сплава ЮНДК Т5 АА (а) и НМБ 360/120 (б) при 20°С, получаемые значения B_c и H_c в рабочей точке

Получим суммарную величину смещения:

$$\Delta = \Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3 = (25 \dots 35) + (5 \dots 13) + 0 = (30 \dots 48), \text{ мкм.}$$

Получим силу магнитного тяжения, вызванную смещением ротора (неравномерным зазором между статором и ротором):

$$W_{p1} = X_1 \cdot \Delta = 0,02 \cdot (30 \dots 48) \approx (0,6 \dots 1,0), \text{ Н.}$$

Согласно протоколам входного контроля магнитов микромашин, изготовленных из сплава NdFeB, разброс индукции на поверхности полюсов не превышает 5% (при контроле в середине длины магнита). Это может свидетельствовать о соответствующем разбросе магнитного потока Φ :

$$\Delta\Phi = 0,05\Phi_1 = 0,05 \cdot 0,4 \cdot 10^{-4} = 0,02 \cdot 10^{-4}, \text{ Вб.}$$

Силу тяжения в таком случае можно рассчитать по формуле:

$$P = \frac{\Delta\Phi^2}{2\mu_0 S}.$$

Получим:

$$P = \frac{\Delta\Phi^2}{2\mu_0 S} = \frac{(0,02 \cdot 10^{-4})^2}{2 \cdot 4\pi 10^{-7} \cdot 32 \cdot 10^{-6}} = 0,05, \text{ Н.}$$

Получим общую возможную силу магнитного тяжения:

$$W_p = W_{p1} + W_{p2} = (0,6 \dots 1,0) + 0,05 = (0,65 \dots 1,05), \text{ Н.}$$

7. Сравнение величин действующих сил, расчет реакций

В табл. 3 представлены рассчитанные значения действующих сил на подшипники рассматриваемых микромашин.

Сила пружинного предварительного натяга является основной (60% суммы всех сил).

Определим реакции R_1, R_2, A_1, A_2 , возникающие в подшипниках по формулам из табл. 1. Для этого из рабочих чертежей выпишем необходимые размеры длин участков: АО \approx 28 мм; ВО \approx 14 мм; СО \approx 11 мм; ДО \approx 17 мм; АВ \approx 14 мм; АС \approx 17 мм; АД \approx 45 мм.

Получим значения реакций (табл. 4).

Таблица 3

Значения действующих сил на подшипники

Сила	Обозначение	Значение, Н	% от суммы
Небаланс нагрузки	F_n	0,03	Менее 1%
Небаланс ротора	F_p	0,06	
Вес нагрузки	N_n	1,0	10%
Магнитное тяжение	W_p	1,0	10%
Вес ротора	N_p	2,0	20%
Пружинная сила преднатяга	A	6,0	59%

Таблица 4

Значения реакций, Н

Реакция	Работа в невесомости	Работа в наземных условиях	
		ось горизонтальная	ось вертикальная
A_1	6,0	6,0	9
A_2	6,0	6,0	9
R_1	0,6	3,4	0,6
R_2	0,5	0,7	0,5

8. Основные типы и размеры применяемых подшипников

В рассматриваемых микромашинах в связи с тем, что действующие нагрузки при штатной эксплуатации незначительны, имеются требования по минимизации габаритов и массы изделий, а также энергопотребления (то есть момент сопротивления вращению должен быть минимальным), применяются приборные шариковые подшипники высоких классов точности, как правило 5-го, иногда 4-го класса, легких и сверхлегких серий диаметров. С целью защиты от коррозии в процессе хранения и наземной эксплуатации применяются подшипники, изготовленные из нержавеющей стали. Радиально-упорные подшипники применяются с цельковым сепаратором, изготовленным из текстолита. Радиальные подшипники используются с двумя защитными стальными бесконтактными шайбами, препятствующими загрязнению внутренней полости. В табл. 5 представлены наиболее применяемые подшипники – отечественные и их импортные аналоги с основными каталожными характеристиками.

Таблица 5

Наиболее применяемые подшипники в рассматриваемых микромашинах

Обозначение подшипника	Импортный аналог	Размеры, мм			Диаметр шара, $d_{ш}$, мм	Число шаров, z	Грузоподъемность	
		Диаметр отверстия, d	Диаметр наружный, D	Ширина, B			C_r , Н	C_{or} , Н
25-80072 Ю	SS692-2Z.P5	2	6	2,3	1,0	7	286	90
25-80033 Ю	SS623-2Z.P5	3	10	4	1,588	8	725	265
25-80074 Ю	SS624-2Z.P5	4	13	5	2,381	7	1339	488
25-80065 Ю	SS625-2Z.P5	5	16	5	2,5	8	1646	663

9. Динамическая эквивалентная радиальная и относительная нагрузка

Динамическая эквивалентная радиальная нагрузка P_r представляет собой такую нагрузку, действующую на подшипник, при которой ресурс по контактной усталости будет одинаков при действии на подшипник фактических нагрузок – осевых F_r и радиальных F_a . Рассчитывается согласно ГОСТ 18855-2013 [7] по формуле:

$$P_r = XF_r + YF_a.$$

Значения коэффициентов X и Y выбираются по [7] в зависимости от отношения $\frac{F_a}{C_{or}}$ и отношения $\frac{F_a}{F_r}$, а также в зависимости от угла контакта α и коэффициента осевого нагружения $e = 0,28 \left(\frac{F_a}{C_{or}} \right)^{0,23}$.

Рассчитаем указанные соотношения для применяемых миниатюрных приборных подшипников при самых максимальных значениях реакций из табл. 4:

$$\frac{F_a}{C_{or}} = \frac{9}{(90 \dots 663)} = 0,01;$$

$$\frac{F_a}{F_r} \approx \frac{9}{3,4} \approx 2,6;$$

$$e = 0,28 \left(\frac{F_a}{C_{or}} \right)^{0,23} = 0,28 \cdot (0,01)^{0,23} = 0,1.$$

Так как $\frac{F_a}{F_r} > e$, коэффициенты нагрузок X и Y равны $X = 0,56$; $Y = 2,3$.

Получим эквивалентную динамическую радиальную нагрузку:

$$P_r = XF_r + YF_a = 0,56 \cdot 3,4 + 2,3 \cdot 6 = 16, \text{ Н.}$$

Относительная радиальная нагрузка для подшипника вычисляется как отношение $\frac{P_r}{C_r}$.

Получим:

$$\frac{P_r}{C_r} = \frac{16}{(286 \dots 1646)} = (0,01 \dots 0,06), \text{ то есть } 1 - 6 \% C_r.$$

10. Выводы

Анализ сил, действующих на подшипниковые опоры микромашин приводов датчиков космических аппаратов, показывает:

1. Основную долю составляет сила осевого упругого предварительного натяга ($\approx 60\%$ суммы сил).
2. Динамическая эквивалентная радиальная нагрузка составляет $(1 - 6) \%$ динамической грузоподъемности, что свидетельствует о легких условиях эксплуатации подшипников.
3. Рекомендуется выполнить исследование неоднородности магнитного поля по длине для магнитов из сплава NdFeB, аналогично выполненным исследованиям для магнитов ЮНДК.

Литература

1. Леликов П. О. Валы и опоры с подшипниками качения. Справочник / П. О. Леликов. – Москва : Машиностроение, 2006. – С. 640.
2. ГОСТ ИСО 1940-1-2017. Вибрация. Требования к качеству балансировки жестких роторов. Часть 1. Определение допустимого дисбаланса : национальный стандарт Российской Федерации : издание официальное : утвержден и введен Приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 25 января 2008 г. № 6-ст : введен взамен ГОСТ 22061-76 : дата введения 1 июля 2008 г. / подготовлен ООО «Научно-исследовательский центр контроля и диагностики технических систем». – Москва : Стандартиформ, 2008. – 21 [1] с. – Текст : непосредственный.
3. Исследование неоднородности магнитного поля монокристаллических постоянных магнитов / Ю. М. Рабинович, Е. П. Рудобаба, Р. Я. Ларичкина // Труды ВНИИЭМ. Электрические машины автоматических устройств. – 1976. – Т. 44. – С. 129 – 137.

4. ГОСТ Р 52956-2008. Материалы магнитотвердые спеченные на основе сплава неодим-железо-бор. Классификация. Основные параметры : национальный стандарт Российской Федерации : издание официальное : утвержден и введен в действие Приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 18 сентября 2008 г. № 203-ст : введен впервые : дата введения 18.09.2008 / подготовлен Центром безопасности и качества продукции и технологий «К-электро» ГОУВПО «Московский энергетический институт (Технический университет)», ГЦИ СИ «Магнетест» ФГУП «Спецмагнит». – Москва : Стандартиформ, 2008. – 7 [1] с. – Текст : непосредственный.
5. ГОСТ 17809-72. Материалы магнитотвердые литые. Марки : издание официальное : утвержден и введен в действие Постановлением Государственного комитета стандартов Совета Министров СССР от 26.06.72 № 1267 : введен взамен ГОСТ 9575–60, разд. 1, пп. 1 – 3; разд. 2, пп. 15, 17; приложения; и ГОСТ 4402–48, разд. 1, пп. 1, 2, 6, 7 : дата введения 01.01.74. – Москва : ИПК Издательство стандартов, 2001. – 5 [1] с. – Текст : непосредственный.
6. Кривоногов Н. А. 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.
7. ГОСТ 18855-2013. Подшипники качения. Динамическая грузоподъемность и номинальный ресурс: национальный стандарт Российской Федерации : издание официальное : утвержден и введен Приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 08 ноября 2013 г. № 1382-ст : введен взамен ГОСТ 18855–94 : дата введения 1 июля 2015 г. / разработан ООО «ИЦ ЕПК». – Москва : Стандартиформ, 2014. – 49 [1] с. – Текст : непосредственный.

Поступила в редакцию 22.02.2021

*Роман Сергеевич Городецкий, аспирант, начальник сектора,
т. 8 (495) 366-25-00, e-mail: gorodetsky05@mail.ru.
(АО «Корпорация «ВНИИЭМ»).*

ANALYSIS OF FORCES AFFECTING BEARINGS OF SPACECRAFT MICROMOTORS

R. S. Gorodetskii

The article deals with the design of a micromotor and contains estimation of the forces affecting the bearings of micromotors of spacecraft sensor drives, whose shaft bears a load represented by a flat scanning mirror. The following main forces are considered: rotor unbalance force, radial magnetic stress force (illustrated through an example of BK-series motor magnets made of UNDK T5 AA (Alnico) alloy) and axial bearing preload force. An example of a force diagram at horizontal position of rotation axis is given. The information on main types of used bearings, their foreign analogs and characteristics (size, diameter and number of balls, bearing capacity) is presented. On the basis of the obtained values of the acting forces, the reactions, equivalent radial and relative loads are calculated, and conclusions on the bearing operation intensity level are made. The analysis shows that the axial elastic preload force makes up 60% of the sum of forces, and the radial load calculation indicates that the bearings operate under low-duty operating conditions.

Key words: space equipment, rotor, stator, bearings, axial preload, unbalance, magnetic stress.

References

- Lelikov P. O. Shafts and supports with rolling bearings. Handbook / P. O. Lelikov. – Moscow : Mashinostroyeniye, 2006. – P. 640.
- GOST ISO 1940-1-2017. Vibration. Balance quality requirements for rotors in a constant (rigid) state. Part 1. Specification and verification of balance tolerances : national standard of the Russian Federation : official edition : approved and brought into force by the Order of the Federal Agency for Technical Regulation and Metrology No. 6-ст of January 25, 2008 : introduced instead of GOST 22061-76 : effective as of June 1, 2008 / prepared by JSC ‘Research Center for Monitoring and Diagnostics of Technical Systems’. – Moscow : Standartinform, 2008. – 21 [1] p. – Text : unmediated.
- Study of non-uniformity of magnetic field of single-crystal permanent magnets / Iu. M. Rabinovich, E. P. Rudobaba, R. Ia. Larichkina // VNIEM proceedings. Electric machines of automatic devices. – 1976. – V. 44. – Pp. 129 – 137.
- GOST R 52956-2008. Hard magnetic sintered materials on the basis of neodymium-iron-boron alloys. Classification. Main parameters : national standard of the Russian Federation : official edition : approved and brought into force by the Order of the Federal Agency for Technical Regulation and Metrology No. 203-ст of September 18, 2008 : introduced for the first time : effective as of 18.09.2008 / prepared by the Center for Safety and Quality of Products and Technologies ‘K-electro’ at the Moscow Power Engineering Institute (Technical University), State Center for Testing Magnetic Measurement Instruments ‘Magnetest’ at FSUE ‘Spetsmaghit’. – Moscow : Standartinform, 2008. – 7 [1] p. – Text : unmediated.
- GOST 17809-72. Casting hard magnetic materials. Marks : official edition : approved and brought into force by the Order of the State Committee on Standards of the Council of Ministers of the USSR No. 1267 of June 26, 1972 : introduced instead of GOST 9575–60, section 1, items 1 – 3; section 2, items 15, 17; appendices; and GOST 4402–48, section 1, items 1, 2, 6, 7 : effective as of 01.01.74. – Moscow : Publishing House of Standards, 2001. – 5 [1] p. – Text : unmediated.

6. Krivonogov N. A. General electrical engineering: textbook / N. A. Krivonogov, V. P. Maklakov, L. A. Potapov [et al.] ; edited by L. A. Potapov. – Rostov-on-Don : Feniks, 2016. – 222 [1] p. : with figures.
7. GOST 18855-2013. Rolling bearings. Dynamic load rating and rating life : national standard of the Russian Federation : official edition : approved and brought into force by the Order of the Federal Agency for Technical Regulation and Metrology No. 1382-cr of November 8, 2013 : introduced instead of GOST 18855 – 94 : effective as of July 1, 2015 / prepared by JSC ‘Engineering Center EPK’. – Moscow : Standartinform, 2014. – 49 [1] p. – Text : unmediated.

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