

**ВЫБОР ПЛОТНОСТИ МАТЕРИАЛА РОТОРА МАЛОГАБАРИТНОГО
ГИРОСКОПА С ПОЗИЦИЙ ВЫСШЕЙ ТОЧНОСТИ**

В. Г. АФОНИН, М. П. ШУМСКИЙ

(Представлена научно-техническим семинаром кафедры гироскопических приборов
и устройств)

Влияние плотности материала однородного ротора на точность гироскопа изучалось в работе. Исходя из условия, что роторы, изготовленные из материалов с различной плотностью, геометрически подобны, автор пришел к выводу, что однородный ротор не следует утяжелять за счет применения материалов с большим удельным весом. Однако, как следует из работы [1], форма однородного ротора, соответствующая наивысшей точности гироскопа, зависит от плотности материала ротора. В связи с этим естественно поставить вопрос об изучении влияния плотности материала ротора на точность гироскопа без использования предположения о геометрическом подобии сравниваемых роторов.

Рассмотрим гироскоп в кардановом подвесе. Будем считать, что основной причиной отклонения оси гироскопа от заданного положения являются силы трения в опорах и токоподводах. Обозначим

- G — вес ротора гироскопа,
- G_B — вес внутреннего кольца карданова подвеса,
- G_C — вес наружного кольца карданова подвеса,
- V — объем ротора гироскопа,
- ρ — плотность материала ротора,
- ρ_0 — плотность стали,
- g — ускорение свободного падения,
- $\gamma = \rho \cdot g$ — удельный вес материала ротора,
- M_B, M_C — моменты трения в токоподводах по внутренней и наружной оси подвеса соответственно,
- λ — коэффициент момента сил трения,
- $I_{ед}$ — момент инерции ротора из материала с плотностью $\rho=1$,
- $I = \rho \cdot I_{ед}$ — момент инерции ротора,
- Ω — угловая скорость собственного вращения ротора,
- ω_1, ω_2 — угловые скорости прецессии относительно наружной и внутренней оси подвеса соответственно.

Моменты трения могут быть причиной прецессионного движения с угловыми скоростями

$$\omega_1 = \frac{M_B + \lambda [G_B + G]}{I \Omega} = \frac{1}{\rho} \frac{M_B + \lambda G_B}{I_{ед} \Omega} + \frac{\lambda g V}{I_{ед} \Omega}, \quad (1)$$

$$\omega_2 = \frac{M_C + \lambda [G_B + G_C + G]}{I \Omega} = \frac{1}{\rho} \frac{M_C + \lambda [G_B + G_C]}{I_{ед} \Omega} + \frac{\lambda g V}{I_{ед} \Omega}. \quad (2)$$

Анализируя формулы (1) и (2), можно сделать следующие выводы:

1. Чтобы скорости дрейфа не зависели от плотности ротора, необходимо соблюдение условий $M_B = M_C = G_B = G_C = 0$, т. е. необходимо, чтобы отсутствовали моменты трения в токоподводах, а карданов подвес был невесомым.

2. Для обычных гироскопов, не удовлетворяющих этим условиям, скорость дрейфа уменьшается с увеличением плотности материала ротора.

3. При заданных значениях ρ , λ , M_B , M_C , G_B , G_C должна существовать вполне определенная форма ротора с соответствующими ей значениями объема V и момента инерции $I_{ед}$, отвечающая минимуму угловой скорости ω_1 или ω_2 . Вопрос об оптимальной форме ротора рассматривался в работах [1—3].

Введем обозначения

$$M_B + \lambda G_B = M_1, \quad M_C + \lambda [G_B + G_C] = M_2. \quad (3)$$

В работе [1] показано, что для ротора, габариты которого ограничены сферой радиуса R , оптимальной является форма, показанная на рис. 1, причем радиус r цилиндрической выточки определяется следую-

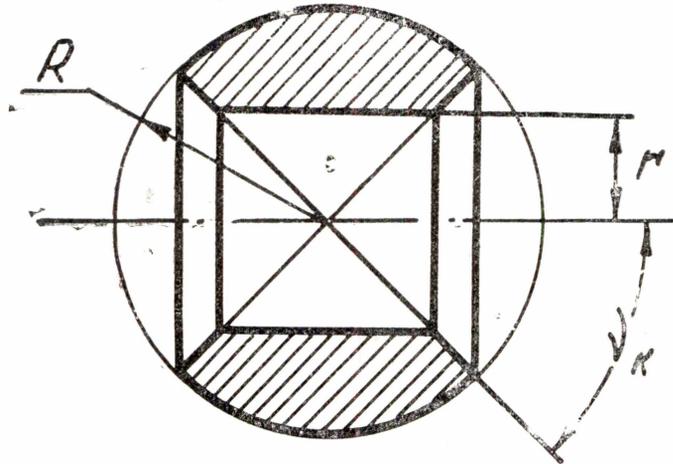


Рис. 1

щим образом. Обозначим через V_1 объем показанного на рис. 1 ротора при $r = 0$, а через $I_{1ед}$ — его момент инерции, соответствующий плотности $\rho = 1$.

Тогда

$$V = V_1 \left[1 - \xi^3 \frac{1}{\cos \nu_k} \right], \quad (4)$$

$$I_{ед} = I_{1ед} \left[1 - \xi^5 \frac{3}{(3 - \sin^2 \nu_k) \cos \nu_k} \right], \quad \xi = \frac{r}{R}. \quad (5)$$

Положим, что $M_1 = n_i \lambda g \rho_0 V_1$, где n_i — коэффициент, зависящий от конкретных значений моментов трения в токоподводах, веса рамок, коэффициента момента трения и объема V_1 . Учитывая (3), (4), (5), преобразуем формулы (1) и (2) следующим образом:

$$\omega_1 = \frac{\frac{1}{\rho} M_i + \lambda g V}{\Omega I_{ед}} = \frac{\lambda g V_1}{\Omega I_{1ед}} \cdot [3 - \sin^2 \nu_k] \frac{C_i - \xi^3}{C - \xi^5}, \quad (6)$$

где

$$C = \frac{3 - \sin^2 \nu_k}{3} \cos \nu_k, \quad C_i = \left[\frac{\rho_0}{\rho} n_i + 1 \right] \cos \nu_k, \quad i = 1, 2. \quad (7)$$

Значение ξ , соответствующее минимальной скорости дрейфа, найдем, приравняв к нулю производную по ξ от выражения (6). Практические расчеты удобно выполнять методом последовательных приближений по формуле

$$\xi_n = \frac{r_n}{R} = \sqrt{0,6 \frac{C}{C_i} + \frac{0,4}{C_i} \xi_{n-1}^5}. \quad (8)$$

Поскольку в некоторой окрестности оптимального значения ξ (рис. 2) скорость дрейфа сохраняет значение, близкое к минимальному, имеется возможность при конструировании прибора принимать значения ξ , несколько большие оптимального.

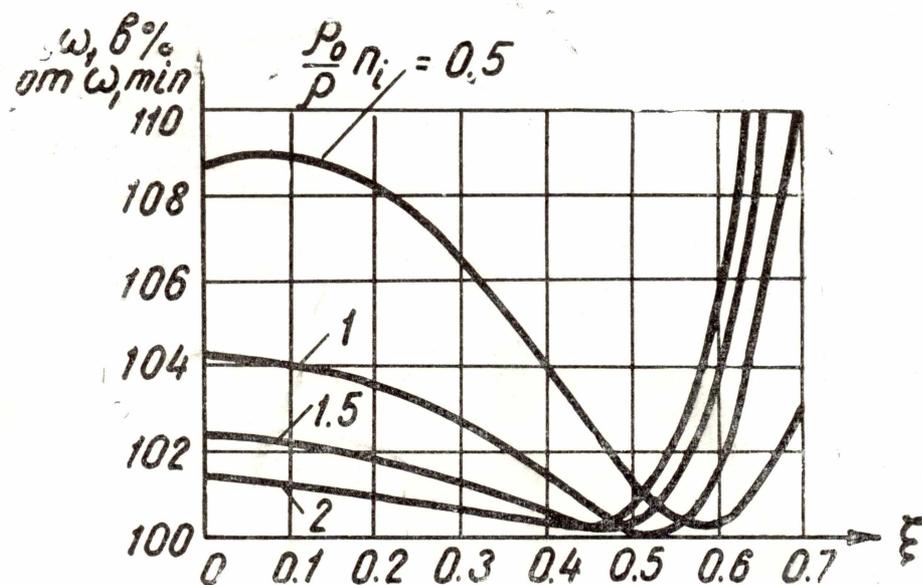


Рис 2

Рассмотрим задачу, позволяющую получить количественную оценку эффекта, достигаемого увеличением плотности материала ротора. Для стального ротора [$\rho = \rho_0$], полагая $\nu_k = 45^\circ$ и задавая различные значения коэффициента n_i , по формулам (6) — (8) найдем соответствующие значения величины $\kappa \omega_{i0}$. Результаты расчета приведены в табл. 1.

Таблица 1

n_i	0,5	1	1,5	2	2,5
C_i	1,06	1,41	1,77	2,12	2,47
$\xi = \frac{r}{R}$	0,588	0,509	0,455	0,415	0,385
$\frac{C_i - \xi^3}{C - \xi^5} = \kappa \omega_{i0}$	1,65	2,31	2,93	3,55	4,17

Результаты аналогичных расчетов для ротора из тяжелого сплава на основе вольфрама $\rho = 2,3\rho_0$ приведены в табл. 2.

Таблица 2

n_i	0,5	1	1,5	2	2,5
C_i	0,863	1,017	1,17	1,322	1,479
$\xi = \frac{r}{R}$	0,651	0,6	0,56	0,526	0,497
$\frac{C_i - \xi^3}{C - \xi^5} = \omega_{i \text{ тяж}}^k$	1,24	1,564	1,86	2,14	2,42
$\frac{\omega_{i \text{ тяж}}}{\omega_{i0}} \cdot 100\%$	75,2	67,7	63,5	60,3	57,1

Коэффициент n_i имеет тем большее значение, чем меньше габариты гироскопа, так как по конструктивным и технологическим причинам вес рамок и трение в токоподводах не могут быть уменьшены пропорционально уменьшению объема ротора (объем ротора убывает пропорционально третьей степени его наружного радиуса).

Из таблиц видно, что с увеличением n_i , то есть с увеличением доли момента трения, обусловленного наличием токоподводов и рамок карданова подвеса, уменьшается оптимальный радиус $r = \xi R$ цилиндрической полости в роторе. Для тяжелого ротора при тех же значениях момента трения, обусловленного токоподводами и весом рамок, оптимальный радиус отверстия больше.

Таким образом, применение тяжелых материалов создаст более благоприятные условия для размещения электродвигателя в малогабаритных гироскопах. Как видно из табл. 2, скорость дрейфа гироскопа с ротором оптимальной формы, изготовленного из тяжелого сплава, меньше скорости дрейфа соответствующего стального ротора при любых n_i . Однако наибольший эффект достигается при больших n_i , то есть в малогабаритных гироскопах.

Для гироскопа авиагоризонта АГИ-1 (диаметр ротора 48 мм) вес внутреннего кольца примерно равен весу ротора, а вес наружного кольца составляет половину веса ротора. Таким образом, минимальное значение коэффициента n_i (соответствующее случаю, когда полностью отсутствуют моменты трения в токоподводах) в данном случае составляет $n_1 = 1$ для угловой скорости ω_1 и $n_2 = 1,5$ для угловой скорости ω_2 . Поскольку оба значения коэффициента не могут быть использованы одновременно, радиус r отверстия в роторе следует определить по среднему значению коэффициента $n = 1,25$. По табл. 2 устанавливаем, что замена стали на тяжелый сплав в данном случае приводит к уменьшению угловой скорости дрейфа на 34%.

Полученные результаты относятся к однородному ротору. Практически большинство роторов гироскопов имеет неоднородную структуру. Так, средняя плотность «беличьей клетки» асинхронного гироскопа меньше плотности стали. Это следует учитывать при практическом использовании результатов исследования однородного ротора.

Формулы (1), (2) не учитывают возможного смещения центра тяжести ротора относительно точки подвеса. Наличие такого смещения приводит к появлению дополнительной скорости дрейфа

$$\omega_l = \frac{G \cdot l}{I \Omega} = \frac{g \cdot V \cdot l}{I_{\text{ед}} \cdot \Omega} \quad (9)$$

Как видно из этой формулы, дрейф гироскопа, обусловленный смещением l центра тяжести, не может быть непосредственно уменьшен за счет изменения плотности материала. В то же время очевидно, что отношение $V/I_{де}$ тем меньше, чем больше радиус r цилиндрической полости ротора. Как следует из сравнения табл. 1 и 2, оптимальный тяжелый ротор должен иметь отверстие большего радиуса, чем легкий. Следовательно, оптимальный тяжелый ротор будет менее чувствителен к смещению центра тяжести.

Выводы

1. Форма ротора проектируемого гироскопа должна выбираться с учетом конкретных значений моментов трения в токоподводах, веса рамок карданова подвеса и коэффициента момента сил трения. Конструирование по принципу геометрического подобия связано с потерей точности и потому не может быть рекомендовано.

2. Использование материалов с большим удельным весом позволяет, при рациональном выборе формы ротора, значительно повысить точность гироскопа, увеличивает добротность гироскопа. Увеличение добротности уменьшает чувствительность гироскопа к смещению центра тяжести, действию ускорений и вибраций.

3. Эффект от применения тяжелых материалов возрастает с уменьшением габаритов проектируемых гироскопов.

ЛИТЕРАТУРА

1. М. П. Шумский. К вопросу о рациональной форме ротора гироскопа в кардановом подвесе. Тр. Ленинградского ин-та авиационного приборостроения, вып. 44, Л., 1964.

2. В. А. Павлов. Рациональная форма ротора, обусловленная требованиями повышенной точности гироскопических приборов. Тр. Ленинградского ин-та авиационного приборостроения, вып. XIX, Л., 1958.

3. В. А. Павлов. Элементы синтеза малогабаритных гироскопических приборов. Первая межвузовская научно-техническая конференция по проблемам современной гироскопии. ЛИТМО, Л., 1960.