

УДК 532.26

О влиянии акустического излучения на динамику чувствительных элементов гиростабилизированных платформ

В. В. Карачун, В. Г. Лозовик

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»

Надійшла до редакції 28.06.95

Рассматривается механизм упругого взаимодействия акустического излучения двигателей носителей с многофазной механической структурой чувствительных элементов гиростабилизированной платформы. Проведен качественный анализ этого явления и установлены особенности динамики приборов в условиях звукового воздействия со стороны работающих маршевых двигателей.

При старте носителей из малых объемов (или с поверхности Земли) возникает акустическое излучение высокой интенсивности — 150 дБ и выше, которое приводит, как оказалось, к существенному изменению физико-механических свойств материала корпуса носителя, а также комплектующих элементов блока командно-измерительного комплекса. Основной причиной возникновения излучения является наличие сферических и остронаправленных волн Маха, обусловленных работой маршевых двигателей. Акустическое воздействие на механические системы носителя осуществляется как через среду, так и через элементы конструкции, подобно звуковому мостику.

Исследования показали, что акустическое излучение высокой интенсивности, 160—180 дБ, приводит к появлению погрешностей чувствительных элементов построителей триортогональной системы координат, выполненных, например, на базе гиростабилизированных платформ (ГСП) и к ухудшению технических характеристик изделий в целом.

Величина погрешности измерения, например, серийно выпускаемого авиационной промышленностью дифференцирующего гироскопа типа ДУСУ2-6АС в условиях акустического излучения интенсивности 163 дБ составляет $0.1 \text{ град} \cdot \text{с}^{-1}$ на

частотах 200 и 300 Гц, $0.4 \text{ град} \cdot \text{с}^{-1}$ в диапазоне частот 500÷600 Гц и на частоте 700 Гц, $0.6 \text{ град} \cdot \text{с}^{-1}$ — в диапазоне 780÷820 Гц. При такой интенсивности внешнего звукового воздействия некорректируемый курсовой гироскопический прибор типа ГА-6 имеет систематический уход и через 10—15 мин «ложится» на упоры, теряя при этом одну степень свободы.

Проанализируем влияние акустического воздействия на двухстепенные гироскопы в поплавковом исполнении типа ДУСУ2-6АС, предназначенных для использования на летательных аппаратах длительного действия. Техническое исполнение таких приборов представляет собой многофазную механическую структуру в виде двух коаксиальных круговых цилиндров, разделенных тяжелой хлор- или фторорганической жидкостью, позволяющей, с одной стороны, уменьшить сухое трение на выходных осях приборов путем взвешивания их подвижной части, с другой — улучшить демпфирующие характеристики гиродатчика вариацией геометрии обтекаемых поверхностей. Если речь идет о дифференцирующих гироскопах, то надо отметить, что с уменьшением уровня звукового давления до предусмотренного техническими условиями на эксплуатацию, т. е. до 130 дБ, погрешность измерения

вследствие звукового воздействия у них исчезает. Если же речь идет об интегрирующих гироскопах, то и после действия излучения она остается. Это относится и к другим типам приборов ориентирных направлений. Другими словами, некорректируемые приборы имеют тенденцию к интегрированию ошибки, и следовательно, приборы управления нуждаются в «акустическом комфорте».

Решая задачу в линейной постановке, механизм упругого взаимодействия волны давления с гироскопом можно рассматривать в следующем виде. Прошедшая через наружный упругий цилиндр акустическая волна вызывает поступательное перемещение поплавка в сторону распространяющейся волны, вызывая дополнительное давление на оси и, как следствие, увеличение сил сухого трения и зоны застоя. Величина этого перемещения для некоторых вариантов механического соединения цилиндров определяется выражением:

- цилиндры соединены упругой связью и демпфером —

$$U(t) = \omega^{-1} \exp(-\nu t) [(M^0 + m)(M + m)^{-1} - \alpha \nu c^{-1}] \times \\ \times [\sin \omega t - \exp(\nu) \sin \omega(t - 1)] - \\ - \alpha c^{-1} \exp(-\nu t) [\cos \omega t - \exp(\nu) \cos \omega(t - 1)] + \\ + \alpha c^{-1} [\delta_0(t) - \delta_0(t - 1)];$$

- цилиндры соединены только демпфером —

$$U(t) = 2(\alpha + b)^{-2} [M^0 + m - \alpha(M + m)] \exp(-\nu t) \times \\ \times [\operatorname{sh} \nu t - \exp(\nu) \operatorname{sh} \nu(t - 1)] + \alpha(\alpha + b)^{-1};$$

- цилиндры соединены только упругой связью —

$$U(t) = \lambda^{-1} \exp(-\mu t) [(M^0 + m)(M + m)^{-1} - \alpha \mu c^{-1}] \times \\ \times [\sin \lambda t - \exp(\mu) \sin \lambda(t - 1)] - \\ - \alpha c^{-1} \exp(-\mu t) [\cos \lambda t - \exp(\mu) \cos \lambda(t - 1)] + \\ + \alpha c^{-1} [\delta_0(t) - \delta_0(t - 1)];$$

- цилиндры свободны от закреплений —

$$U(t) = (M^0 + m)(M + m)^{-1} + (M - M^0)(M + m)^{-1} \times \\ \times \sum_{n=1}^{\infty} (-1)^{n+1} \nu_1^n \frac{t^{n+1} - (t-1)^{n+1}}{(n+1)!},$$

где M — масса подвижного цилиндра с гироскопом; M^0 — масса вытесненной внутренним цилиндром жидкости; m — присоединенная масса; b, c — приведенные коэффициенты демпфирования и упругости; α — коэффициент трения;

$$\omega^2 = c(M + m)^{-1} - \nu^2;$$

$$\nu = (\alpha + b)[2(M + m)]^{-1};$$

$$\lambda^2 = c(M + m)^{-1} - \mu^2;$$

$$\nu_1 = \alpha(M + m)^{-1};$$

$\delta_0(t)$ — единичная функция Хевисайда; полный импульс акустического давления является конечным по величине.

При положительной плавучести внутреннего цилиндра, т. е. при $M < M^0$, окончательное его перемещение в среде больше, а при отрицательной — меньше перемещения частиц идеальной жидкости. Вместе с тем установлено, что в реальной (вязкой) жидкости масса тела не оказывает влияния на величину перемещения. Кажущееся противоречие объясняется тем, что при $t > T$ хотя бы и медленно (при малом трении), тело положительной плавучести, получив большее, чем жидкость, перемещение, возвратится назад настолько, что его перемещение сравняется с перемещением частиц жидкости. Точно также и тело отрицательной плавучести в конце концов достигнет перемещения, равного перемещению частиц жидкости.

Наибольший интерес представляют величины окончательных перемещений (предельных, т. е. при $t \rightarrow \infty$) внутреннего цилиндра, так как они дают возможность установить величину систематической составляющей момента сил сухого трения, вызванного действием прошедшей внутрь прибора акустической волны давления, и следовательно, систематическую погрешность (систематический уход) гиродатчика. Для рассмотренных вариантов крепления цилиндров, это будет:

$$U_{\infty} = \lim_{t \rightarrow \infty} U(t) = \alpha c^{-1};$$

$$U_{\infty} = \alpha(\alpha + b)^{-1};$$

$$U_{\infty} = \alpha c^{-1};$$

$$U_{\infty} = (M^0 + m)(M + m)^{-1},$$

с учетом только трения о среду. Последнее выражение совпадает с полученной В. В. Новожиловым формулой для незакрепленного цилиндра.

Таким образом, вследствие поступательного перемещения поплавка, погрешность прибора будет определяться выражением

$$\beta_{\tau} = \frac{M_{\tau}}{c} = \frac{f \ddot{U}(t) r}{c},$$

где r — радиус подшипника выходной оси; f — коэффициент трения скольжения; M_{τ} — момент сил сухого трения на выходной оси, обусловленный дополнительным давлением.

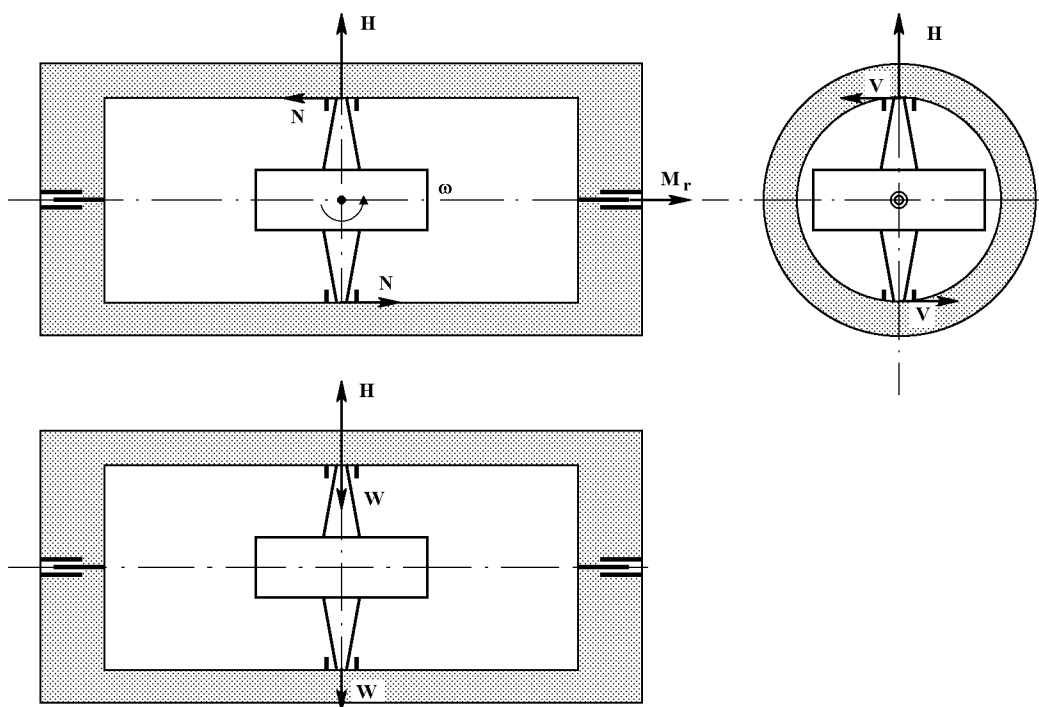


Рис. 1. Влияние упругого перемещения мест крепления полуосей гиromотора на погрешность измерения

Вместе с тем прошедшая волна давления вызовет также и перемещения упругой поверхности внутреннего цилиндра, в том числе в местах крепления полуосей гиromотора. Причем в общем случае при произвольном падении волны давления наблюдаются три составляющие этих перемещений — N , V и W (вдоль образующей внутреннего цилиндра, по касательной к плоскости шпангоута и в плоскости шпангоута соответственно). Наиболее неблагоприятный случай — это противофазное перемещение N мест крепления полуосей, так как наличие колебательной скорости N^* в направлении образующей цилиндра неизбежно приведет к появлению угловой скорости возмущенного движения ротора (рис. 1, 2)

$$\omega = \frac{N^*}{R}$$

и, как следствие, к возникновению момента гироскопической реакции

$$M_r = H \times \omega,$$

направленного вдоль выходной оси прибора и стремящегося совместить векторы кинетического момента гироскопа H и угловой скорости ω возмущенного движения. Это вызовет поворот подвиж-

ной части гиродатчика, который будет пропорционален «ложной» угловой скорости и являться погрешностью измерения (Шендеров, 1972):

$$\begin{aligned} \beta_m &= -\frac{H\omega}{c} = -\frac{I_0\Omega}{c} \frac{N^*}{R} = \\ &= -\frac{2H}{Rc} P_{10}(\omega^2 \pi \mu_2 r)^{-1} \exp(ikz) \times \\ &\times \sum_{n=0}^{\infty} \varepsilon_n i^n \alpha_n \left[\beta_n H_n^{(1)}(\mu_2 r) (z_s^{(1)} + z_s^{(2)} + z_n) \right]^{-1} \cos n\varphi, \end{aligned}$$

где $H = I_0\Omega$ — кинетический момент гиromотора; z_i , ε_n , α_n , β_n — коэффициенты; H_n — функция Ганкеля; P_{10} — давление в падающей акустической волне.

С учетом сказанного акустическую погрешность прибора можно определить суммой

$$\beta_a = \beta_r + \beta_m.$$

Первая составляющая может быть классифицирована как инструментальная, вторая — как методическая. Отсюда и возможные пути устранения — соответственно схемными и конструкторско-технологическими решениями. Реализация первого пути

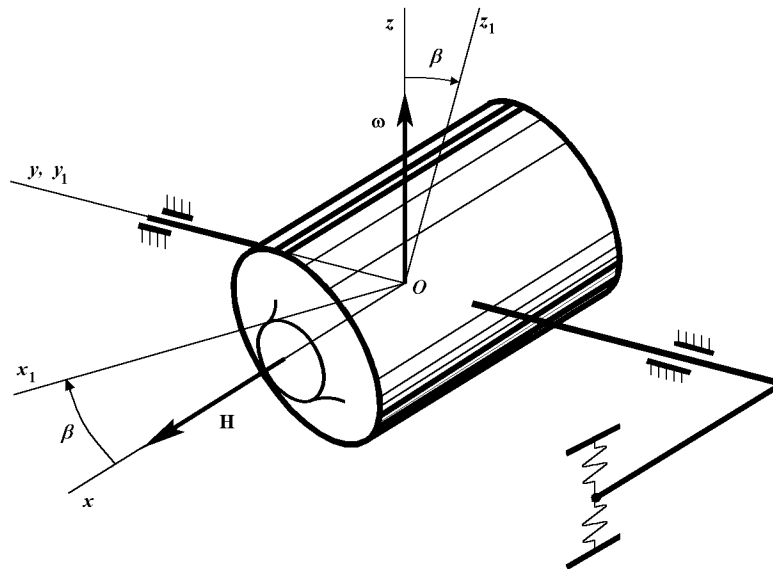


Рис. 2. Механизм возникновения погрешности гироскопического чувствительного элемента ГСП при акустическом воздействии

может быть осуществлена, например, с помощью двухканального метода автокомпенсации либо с помощью принудительного вращения опор гироскопа вокруг оси, параллельной вектору кинетического момента (как показали эксперименты, этот метод наиболее эффективен и позволяет свести практически к нулю погрешность в среднем за период вращения). Конструкторско-технологические решения сводятся в основном к пассивным методам

звукоизоляции на основе использования шумопоглощающих мастик, перфорированных экранов и т. п. (Дидковский и др., 1991).

Дидковский В. С., Карачун В. В., Заборов В. И. Проектирование ограждающих конструкций с оптимальными звуко- и виброизоляционными свойствами. — К.: Будівельник, 1991.—120 с.

Шендеров Е. Л. Волновые задачи гидроакустики. — Л.: Судостроение, 1972.—352 с.