

## ДИНАМИКА ОДНОМАССОВЫХ МИКРОМЕХАНИЧЕСКИХ ГИРОСКОПОВ

А. В. Збруцкий, В. А. Апостолук

Национальный технический университет Украины “КПИ”, Киев, Украина

### Аннотация

**Ключевые слова:** микромеханический гироскоп, одномассовый, динамика, погрешности.

*В докладе рассмотрены конструкции чувствительных элементов и вопросы динамики одномассовых микромеханических гироскопов. Приведен анализ уравнений движения чувствительных элементов на вращающемся основании. Рассмотрены погрешности от поступательных ускорений и вибрации, и угловой вибрации основания. Изучено влияние температуры на динамику чувствительных элементов. Аналитически обоснованы методы уменьшения или исключения рассмотренных погрешностей.*

### Введение

Планарные вибрационные микромеханические гироскопы обладают большим потенциалом в качестве датчиков угловой скорости в различных областях применения: виртуальная реальность, индивидуальная навигация, робототехника и многие другие. Благодаря развитию микроэлектронных технологий массового производства стало возможным использование последних для создания недорогих миниатюрных гироскопов. В процессе разработки гироскопа возникают различные задачи, связанные с особенностями динамики его чувствительного элемента. В настоящем докладе рассмотрены наиболее важные аспекты динамики чувствительных элементов одномассовых микромеханических гироскопов, а также анализ основных источников погрешностей и методы их устранения. По мнению авторов, представленное в докладе исследование динамики одномассовых микромеханических гироскопов применимо и для анализа динамики более широкого класса одномассовых осцилляторных вибрационных гироскопов, которая ранее в литературе не рассматривалась.

Одной из наиболее ранних конструкций микромеханических гироскопов является карданный микромеханический гироскоп, разработанный специалистами фирмы The Charles Stark Draper Laboratory [1]. Эта конструкция состоит из внешней и внутренней карданных рамок, соединенных посредством упругих торсионов. Входными (первичными) являются угловые колебания наружной рамки, а выходными (вторичными) - угловые колебания внутренней кардановой рамки. Вопросы динамики таких гироскопов освещались ранее в работах [2-4]. Использование в чувствительном элементе угловых перемещений ограничивает чувствительность инерционных элементов к переносной угловой скорости и снижает добротность такой колебательной системы. Поэтому в конструкциях современных чувствительных элементов микромеханических гироскопов используется поступательное движение инерционных элементов. С другой стороны, преимущества использования конструктивного разделения входного и выходного движения при помощи рамки были использованы во множестве последующих приборов [5,6].

## Конструкция чувствительного элемента микромеханического гироскопа

Чувствительный элемент одномассового микромеханического гироскопа с дополнительной рамкой представляет собой конструкцию, изображенную на рис. 1. Он состоит из рамки 2, которая крепится к основанию 6 при помощи четырех одинаковых упругих элементов 5. На рамке расположена гребенчатая структура 3 двигателя системы возбуждения. Внутри рамки расположена инерционная масса 1, которая соединена с рамкой посредством других четырех упругих элементов 4.

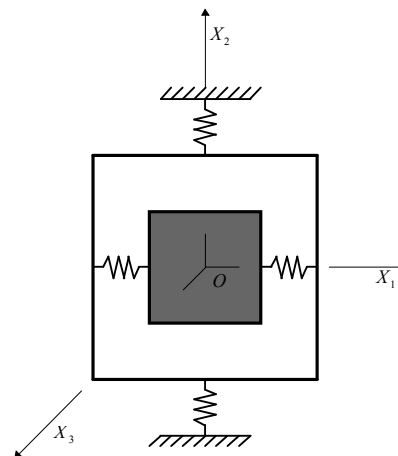
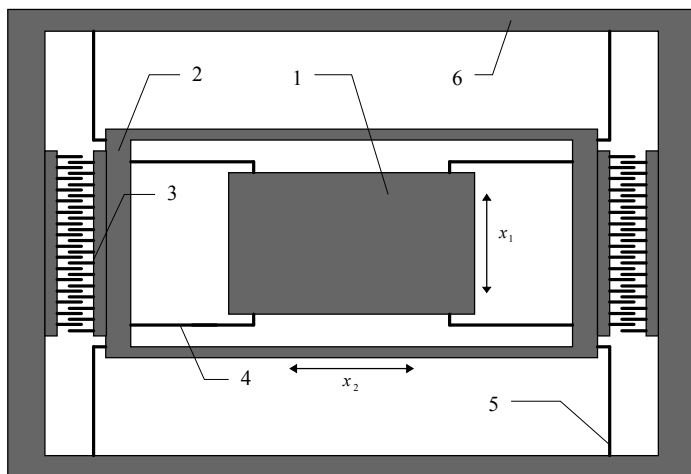


Рис. 1. Конструкция чувствительного элемента гироскопа

Рис. 2. Кинематическая схема чувствительного элемента

Одномассовый микромеханический гироскоп с дополнительной рамкой не имеет вращающихся частей, а вместо этого используется только поступательная вибрация рамки и инерционной массы в направлении взаимно перпендикулярных осей. Первичные колебания чувствительного элемента (горизонтальные стрелки на рис. 1) возбуждаются электростатически при помощи гребенчатого двигателя. При вращении основания вокруг оси, перпендикулярной плоскости чувствительного элемента, силы Кориолиса вызывают колебания инерционной массы (вертикальные стрелки на рис. 1), пропорциональные переносной угловой скорости. Выходные вторичные колебания инерционной массы регистрируются емкостной системой съема, и после этого обрабатываются сервисной электроникой прибора.

Кроме рассмотренного одномассового гироскопа с дополнительной рамкой используется также и конструкция без рамки. В этом случае принцип действия аналогичен рассмотренному выше, но рамка 2 отсутствует и сила, создаваемая системой возбуждения, прикладывается непосредственно к инерционной массе.

## Кинематическая схема и уравнения движения чувствительного элемента

Рассмотренную выше конструкцию чувствительного элемента микромеханического гироскопа с дополнительной рамкой можно представить эквивалентной ей динамической схемой, изображенной на рис. 2. Возбуждение первичных гармонических поступательных колебаний рамки и инерционной массы происходит в направлении оси  $X_2$ . При вращении чувствительного элемента вокруг

оси  $X_3$  на инерционную массу действует Кориолисова сила, которая вызывает поступательную вибрацию инерционной массы в направлении оси  $x_2$ . Для анализа движения чувствительного элемента микромеханического вибрационного гироскопа на вращающемся основании введем обобщенные координаты:  $x_2$  - смещение рамки и инерционной массы вдоль оси  $X_2$ ,  $x_1$  - смещение инерционной массы относительно рамки в направлении оси  $X_1$  (рис. 2). Переносную угловую скорость вращения основания зададим произвольным вектором  $\vec{\Omega} = \{\Omega_1, \Omega_2, \Omega_3\}$ . Тогда дифференциальные уравнения движения чувствительного элемента могут быть представлены в виде:

$$\begin{cases} \ddot{x}_1 + 2h_1\dot{x}_1 + (k_1^2 - \Omega_2^2 - \Omega_3^2)x_1 - 2\Omega_3\dot{x}_2 + (\Omega_1\Omega_2 - \dot{\Omega}_3)x_2 = q_1, \\ \ddot{x}_2 + 2h_2\dot{x}_2 + (k_2^2 - \Omega_1^2 - \Omega_3^2)x_2 + 2d\Omega_3\dot{x}_1 + d(\Omega_1\Omega_2 + \dot{\Omega}_3)x_1 = q_2, \end{cases} \quad (1)$$

где  $k_1^2 = c_1/m_1$  - парциальная частота системы по координате  $x_1$ ;  $k_2^2 = c_2/(m_1 + m_2)$  - парциальная частота системы по координате  $x_2$ ;  $m_1$  и  $m_2$  - массы инерционной массы и рамки;  $d = m_1/(m_1 + m_2)$  - безразмерный коэффициент инерционной асимметрии чувствительного элемента;  $q_1, q_2$  - ускорения, соответствующие внешним обобщенным силам, действующих на чувствительный элемент в направлении координат  $x_1$  и  $x_2$ ;  $h_1$  и  $h_2$  - коэффициенты демпфирования инерционной массы и рамки. Уравнения движения чувствительного элемента одномассового гироскопа без рамки получаются из (1) при  $d = 1$ .

Характерной особенностью рассматриваемых уравнений движения чувствительного элемента микромеханического вибрационного гироскопа является то, что измеряемая переносная угловая скорость входит в них как параметр. Это приводит к тому что для произвольной угловой скорости мы получаем систему линейных дифференциальных уравнений с переменными коэффициентами. Нахождение точных аналитических решений такой системы является затруднительным.

### Движение чувствительного элемента на вращающемся основании

Рассмотрим поведение чувствительного элемента микромеханического вибрационного гироскопа с рамкой на вращающемся с постоянной угловой скоростью основании. Решение системы дифференциальных уравнений (1), соответствующее собственным колебаниям чувствительного элемента очевидно и не представляет интереса с точки зрения измерения переносной угловой скорости.

При гармоническом возбуждении колебаний рамки с круговой частотой  $\omega$  и нулевой фазой ускорение от силы, действующей на нее, может быть задано в виде

$$q_2(t) = \text{Re}\{q_2 e^{i\omega t}\}.$$

Амплитуды и фазы вынужденных колебаний инерционной массы и рамки в направлении выбранных обобщенных координат, найденные по методу комплексных амплитуд, для  $\vec{\Omega} = \{0, 0, \Omega\}$  будут определяются по формулам:

$$A_1 = \frac{2q_2\omega}{\Delta} \Omega, \quad (2)$$

$$A_2 = \frac{q_2 \sqrt{(k_1^2 - \Omega^2 - \omega^2)^2 + 4h_1^2 \omega^2}}{\Delta},$$

$$\Delta^2 = \left[ (k_1^2 - \Omega^2 - \omega^2)(k_2^2 - \Omega^2 - \omega^2) - 4\omega^2(h_1 h_2 + d\Omega^2) \right]^2 +$$

$$+ 4\omega^2 \left[ h_1(k_2^2 - \Omega^2 - \omega^2) + h_2(k_1^2 - \Omega^2 - \omega^2) \right]^2,$$

$$\operatorname{tg}(\varphi_1) = \frac{(k_1^2 - \Omega^2 - \omega^2)(k_2^2 - \Omega^2 - \omega^2) - 4(h_1 h_2 + d\Omega^2)\omega^2}{2\omega \left[ h_1(k_2^2 - \Omega^2 - \omega^2) + h_2(k_1^2 - \Omega^2 - \omega^2) \right]}, \quad (3)$$

$$\operatorname{tg}(\varphi_2) = \frac{b_1 + b_2}{b_3 - b_4},$$

$$b_1 = 2\omega(k_1^2 - \Omega^2 - \omega^2) \left[ h_1(k_2^2 - \Omega^2 - \omega^2) + h_2(k_1^2 - \Omega^2 - \omega^2) \right],$$

$$b_2 = 2\omega h_1 \left[ (k_1^2 - \Omega^2 - \omega^2)(k_2^2 - \Omega^2 - \omega^2) - 4\omega^2(h_1 h_2 + d\Omega^2) \right],$$

$$b_3 = (k_1^2 - \Omega^2 - \omega^2) \left[ (k_1^2 - \Omega^2 - \omega^2)(k_2^2 - \Omega^2 - \omega^2) - 4\omega^2(h_1 h_2 + d\Omega^2) \right],$$

$$b_4 = 4h_1 \omega^2 \left[ h_1(k_2^2 - \Omega^2 - \omega^2) + h_2(k_1^2 - \Omega^2 - \omega^2) \right].$$

Полученные выражения позволяют анализировать зависимость амплитуды и фазы колебаний инерционной массы от измеряемой переносной угловой скорости. График зависимости амплитуды колебаний инерционной массы от угловой скорости при частоте возбуждения, равной меньшей из парциальных частот системы, представлен на рис. 3. Из анализа графика на рис. 3 следует, что необходимый диапазон линейности измерения переносной угловой скорости обеспечивается только для малых значений угловой скорости - численно на порядок меньших значения нижней парциальной частоты. Следует отметить, что на практике ширины линейного участка достаточно для обеспечения необходимого диапазона измерения.

Для повышения чувствительности инерционной массы к угловой скорости возбуждение колебаний рамки следует производить на частоте, равной одной из парциальных частот чувствительного элемента, которые, в свою очередь, рекомендуется проектировать равными.

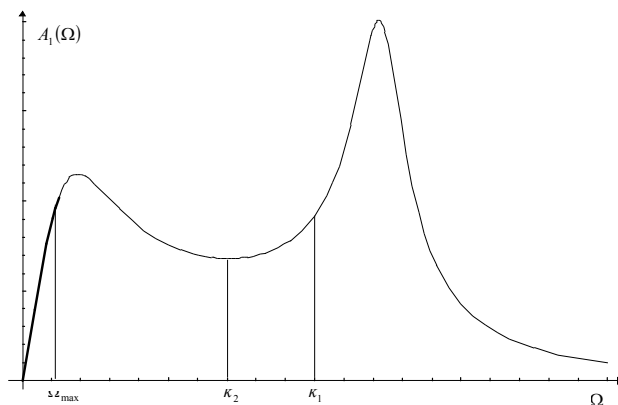


Рис. 3. Зависимость амплитуды колебаний инерционной массы от переносной угловой скорости

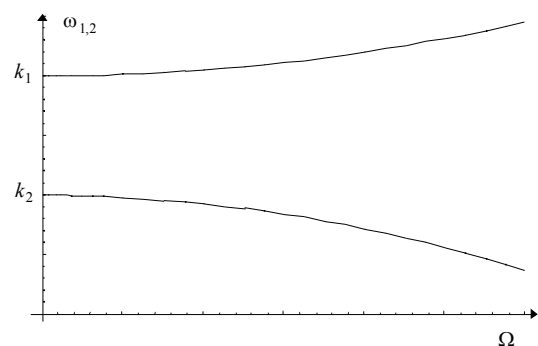


Рис. 4. Зависимость собственных частот от переносной угловой скорости

Из анализа полученных выражений (2) и (3) следует, что собственные частоты чувствительного элемента микромеханического вибрационного гироскопа зависят от измеряемой переносной угловой скорости. Такая зависимость приводит к изменению собственных частот системы и, следовательно, к смещению пиков амплитудно-частотной характеристики при изменении величины переносной угловой скорости. Собственные частоты чувствительного элемента определяются выражениями

$$\begin{aligned} \omega_{j0}^2 = & \frac{1}{2} [k_1^2 + k_2^2 + 2(2d-1)\Omega^2] - \\ & - \frac{(-1)^j}{2} \sqrt{[k_1^2 + k_2^2 + 2(2d-1)\Omega^2]^2 - 4(k_1^2 - \Omega^2)(k_2^2 - \Omega^2)}, \end{aligned} \quad (4)$$

$j = 1, 2; \quad \omega_{10} > \omega_{20}.$

Качественный график зависимости собственных частот от измеряемой угловой скорости ( $\Omega \ll k_1, k_2$ ) представлен на рис. 4.

Из анализа этого графика следует, что эта зависимость близка к квадратичной. Такой вывод подтверждается анализом зависимости для первой производной от собственной частоты по угловой скорости, которая достаточно близка к линейной. С другой стороны, из анализа зависимости (4) следует, что для малых угловых скоростей этим смещением собственных частот можно пренебрегать.

### Влияние поступательных ускорений и вибраций основания

Исследуем движение чувствительного элемента одномассового микромеханического вибрационного гироскопа на основании, которое совершает угловое движение с постоянной скоростью  $\vec{\Omega} = \{0, 0, \Omega\}$  и поступательное с постоянным ускорением  $\vec{w} = \{w_1, w_2, 0\}$ . Уравнения движения чувствительного элемента в этом случае имеют вид

$$\begin{cases} \ddot{x}_1 + 2h_1\dot{x}_1 + (k_1^2 - \Omega^2)x_1 - 2\Omega\dot{x}_2 = -w_1, \\ \ddot{x}_2 + 2h_2\dot{x}_2 + (k_2^2 - \Omega^2)x_2 + 2d\Omega\dot{x}_1 = q_2 - w_2. \end{cases} \quad (5)$$

Решения системы (5) для смещений инерционной массы и рамки от постоянного ускорения имеют вид

$$x_{j0} = -\frac{w_j}{k_j^2 - \Omega^2} \approx -\frac{w_j}{k_j^2}, \quad j = 1, 2. \quad (6)$$

Постоянная составляющая (6) в выходных колебаниях инерционной массы может быть устранена фильтрацией сигнала с датчика перемещений на рабочей частоте.

В случае поступательной вибрации основания в уравнениях (5)

$$w_1 = w_{10} \cos(\lambda t), \quad w_2 = w_{20} \cos(\lambda t).$$

Выражения для амплитуд колебаний чувствительного элемента, обусловленных поступательной вибрацией, будут:

$$A_{\lambda,1} = \left[ \frac{w_{10}^2 (k_2^2 - \Omega^2 - \lambda^2)^2 + 4\lambda^2 (h_2 w_{10} + \Omega w_{20})^2}{\Delta^2} \right]^{\frac{1}{2}},$$

$$A_{\lambda 2} = \left[ \frac{w_{20}^2 (k_1^2 - \Omega^2 - \lambda^2)^2 + 4\lambda^2 (h_1 w_{20} + d\Omega w_{10})^2}{\Delta^2} \right]^{\frac{1}{2}},$$

$$\Delta^2 = \left[ (k_1^2 - \Omega^2 - \lambda^2)(k_2^2 - \Omega^2 - \lambda^2) - 4\lambda^2 (h_1 h_2 + d\Omega^2) \right]^2 +$$

$$+ 4\lambda^2 \left[ h_1 (k_2^2 - \Omega^2 - \lambda^2) + h_2 (k_1^2 - \Omega^2 - \lambda^2) \right]^2$$

Колебания чувствительного элемента, вызванные поступательной вибрацией, будут происходить на частоте вибрации основания. Если частота вибрации  $\omega$  основания не совпадает с рабочей частотой  $\lambda$  прибора, то при фильтрации выходного сигнала датчика на рабочей частоте колебания, вызванные вибрацией, будут отфильтрованы. Если частота вибрации основания совпадает с частотой возбуждения ( $\lambda = \omega$ ), то амплитуда выходных колебаний инерционной массы будет определяться выражением

$$A_1 = \frac{2\omega q_2 \Omega + \sqrt{w_{10}^2 (k_2^2 - \Omega^2 - \omega^2)^2 + 4\omega^2 (h_2 w_{10} + \Omega w_{20})^2}}{\sqrt{\Delta^2}},$$

$$\Delta^2 = \left[ (k_1^2 - \Omega^2 - \omega^2)(k_2^2 - \Omega^2 - \omega^2) - 4\omega^2 (h_1 h_2 + d\Omega^2) \right]^2 +$$

$$+ 4\omega^2 \left[ h_1 (k_2^2 - \Omega^2 - \omega^2) + h_2 (k_1^2 - \Omega^2 - \omega^2) \right]^2$$

Отношение амплитуды колебаний  $A_{\lambda 1}$  к амплитуде полезных колебаний  $A_{01}$  обозначим

$$\delta A_1 = \frac{A_{\lambda 1}}{A_{01}} = \frac{\sqrt{w_{10}^2 (k_2^2 - \Omega^2 - \omega^2)^2 + 4\omega^2 (h_2 w_{10} + \Omega w_{20})^2}}{2\omega q_2 \Omega}.$$

График зависимости относительной погрешности  $\delta A_1$  от частоты возбуждения для разных соотношений между парциальными частотами представлен на рис.7.

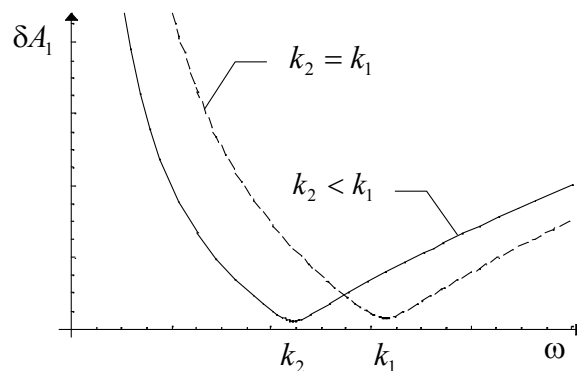


Рис. 7. Зависимость погрешности  $\delta A_1$  от частоты возбуждения

Из графика на рис. 7 следует, что относительная погрешность имеет минимум на частоте

$$\omega_{\lambda 1} = \sqrt{k_2^2 - \Omega^2} \approx k_2.$$

В случае совпадающих парциальных частот ( $k_2 = k_1 = k_0$ ) такой минимум также имеет место приблизительно на частоте  $k_0$ . Например, для гироскопа, в котором

амплитуда вибраций численно равна амплитуде сил возбуждения ( $w_{10} = q_2$ ,  $w_{20} = 0$ ), а частота возбуждения равна меньшей из парциальных частот ( $\omega = k_2$ ) и  $\Omega = 1$  рад/с, то  $\delta A_1 \approx 35$ . Такое значение отношения "погрешность/полезный сигнал" достаточно велико, хотя и меньше приблизительно на порядок значения  $\delta A_1$  при возбуждении на частоте  $\omega = k_1$ .

Одним из основных источников поступательной вибрации являются акустические шумы. Диапазоны акустических шумов в месте установки датчика могут быть предварительно изучены и учтены при выборе рабочей частоты и параметров выходного фильтра.

### Погрешность от угловой вибрации основания

Рассмотрим движение чувствительного элемента микромеханического вибрационного гироскопа с дополнительной рамкой на основании, которое совершает угловую вибрацию вокруг измерительной оси  $X_3$  с частотой  $\lambda$  и амплитудой  $\Omega_0$ . Движение чувствительного элемента будет определяться системой дифференциальных уравнений (2), где  $\Omega = \Omega_0 \cos(\lambda t) = \text{Re}\{\Omega_0 e^{i\lambda t}\}$ . Если амплитуда угловых вибраций много меньше нижней парциальной частоты ( $\Omega_0 \ll k_2$ ) и влиянием колебаний по координате  $x_1$  на колебания чувствительного элемента по координате  $x_2$  пренебречь по сравнению с силами от системы возбуждения (что имеет место на практике), то система (1) примет вид

$$\begin{cases} \ddot{x}_1 + 2h_1\dot{x}_1 + k_1^2 x_1 = 2\Omega\dot{x}_2 + \dot{\Omega}x_2, \\ \ddot{x}_2 + 2h_2\dot{x}_2 + k_2^2 x_2 = q_2 \cos(\omega t). \end{cases}$$

Амплитуда колебаний чувствительного элемента по координате  $x_1$  будет иметь вид

$$A_{v1} = \frac{\Omega_0 q_2 (2\omega + \lambda)}{\sqrt{\left\{ \left[ k_1^2 - (\omega + \lambda)^2 \right]^2 + 4h_1(\omega + \lambda)^2 \right\} \left\{ (k_2^2 - \omega^2)^2 + 4h_2\omega^2 \right\}}}. \quad (7)$$

Колебания инерционной массы по координате  $x_1$ , вызванные угловой вибрацией с частотой  $\lambda$ , будут происходить на частоте  $\nu = \omega + \lambda$  и иметь амплитуду  $A_{v1}$ .

Таким образом, угловая вибрация вокруг оси чувствительности не вносит существенных погрешностей в процесс измерения угловой скорости. Устранение влияния угловой вибрации является задачей фильтрации выходного сигнала.

### Влияние температуры на динамику чувствительного элемента

Одной из основных причин появления мультипликативных погрешностей при измерении угловой скорости является нестабильность температуры окружающей чувствительный элемент среды. Изменение температуры среды приводит к изменению температуры элементов прибора. При равномерном прогреве чувствительного элемента изменяются жесткости элементов упругих подвесов и изменяется демпфирование. Изменение жесткости упругих элементов задается изменением модуля упругости их материала в форме

$$E = E_0(1 + \alpha_E \Delta T), \quad (8)$$

где  $\alpha_E$  - температурный коэффициент модуля упругости материала;  $\Delta T$  - изменение температуры;  $E_0$  - значение модуля упругости материала при начальной температуре. Для малых изменений температуры ( $\Delta T^2 \rightarrow 0$ ) амплитуда вторичных колебаний инерционной массы  $A_1$  может быть разложена в ряд по степеням  $\Delta T$  и представлена в виде

$$A_1 \approx A_{10}(1 + \alpha_{A1}\Delta T), \quad (9)$$

где коэффициент температурного изменения амплитуды выходных колебаний чувствительного элемента  $\alpha_{A1}$  для малых угловых скоростей может быть вычислен по формуле

$$\alpha_{A1} = \alpha_E \left[ \frac{k_1^2(\omega^2 - k_1^2)}{(k_1^2 - \omega^2)^2 + 4h_1^2\omega^2} + \frac{k_2^2(\omega^2 - k_2^2)}{(k_2^2 - \omega^2)^2 + 4h_2^2\omega^2} \right]. \quad (10)$$

График зависимости коэффициента  $\alpha_{A1}$  от частоты возбуждения изображен на рис. 8. Как следует из (10) и графика, коэффициент  $\alpha_{A1}$  обращается в ноль на некоторых трех частотах. Крайние из этих частот отличаются от парциальных не более чем на 5%. Таким образом, в области частот, близких к парциальным, можно выбрать частоту возбуждения такую, что влияние температурных изменений жесткости на точность измерения угловой скорости будут несущественны. Точные значения таких частот могут быть легко рассчитаны численно.

Если парциальные частоты равны ( $k_2 = k_1 = k_0$ ), то действительный положительный корень уравнения  $\alpha_{A1} = 0$  будет

$$\omega = k_0. \quad (11)$$

Тогда возбуждение чувствительного элемента на частоте, равной парциальной, приведет к обнулению погрешности от температурных изменений жесткости упругого подвеса.

Другим проявлением влияния изменения температуры окружающей чувствительный элемент среды на его динамику является изменение динамической вязкости газа, что приводит к изменению демпфирования в системе. Зависимость коэффициента демпфирования от температуры имеет вид

$$h = h_0 \left( \frac{T}{T_0} \right)^\mu, \quad (12)$$

где  $h$  и  $h_0$  - коэффициенты демпфирования при температурах  $T$  и  $T_0$  соответственно;  $\mu$  - константа, которая для водорода составляет  $\mu = 0,678$ .

Если положить  $T = T_0 + \Delta T$ , то для малых изменений температуры  $\Delta T$

$$h \approx h_0(1 + \alpha_h\Delta T), \quad (13)$$

где  $\alpha_h = \mu/T_0$  - температурный коэффициент для демпфирования.

Коэффициенты демпфирования в формулах (2) могут быть представлены в виде (13), и тогда амплитуда выходных колебаний инерционной массы будет

$$A = A_0(1 + \alpha_A\Delta T),$$

где  $A_0$  - определяется по формулам (2), а  $\alpha_A$  - температурный коэффициент для амплитуды колебаний инерционной массы, который определяется по формуле



$$\alpha_A = -\frac{4\alpha_h \omega^2}{\Delta_0^2} \left[ 8d\omega^2 \Omega^2 h_{10} h_{20} + h_{20}^2 (\omega^2 + \Omega^2 - k_1^2)^2 + h_{10}^2 (8\omega^2 h_{20}^2 + (\omega^2 + \Omega^2 - k_2^2)^2) \right] \quad (14)$$

График зависимости коэффициента  $\alpha_A$  от частоты возбуждения для разного соотношения парциальных частот показан на рис. 9. Анализ показывает, что вблизи собственных частот системы наблюдается максимум чувствительности ее к температурным изменениям демпфирования.

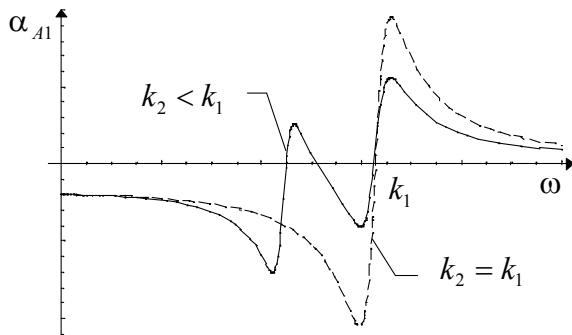


Рис. 8. Коэффициент температурного изменения амплитуды  $A_1$

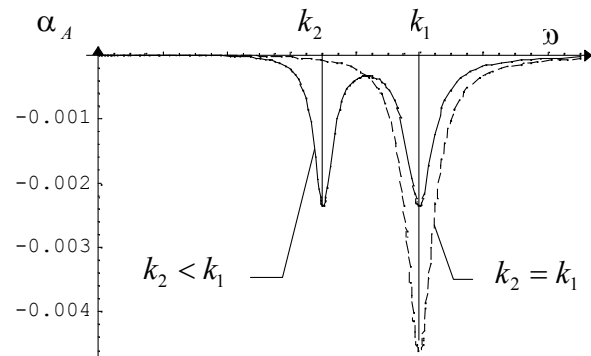


Рис. 9. Зависимость температурного коэффициента  $\alpha_A$  от частоты возбуждения

Численный анализ экстремумов зависимости  $\alpha_A$  от частоты  $\omega$  показал, что значения частоты возбуждения, соответствующие максимумам чувствительности амплитуды колебаний инерционной массы к температурным изменениям в демпфировании, отличаются от парциальных частот не более, чем на 0,2%.

Приведенный выше анализ температурных погрешностей показал, что основным их источником является изменение демпфирования чувствительного элемента. Это говорит о необходимости заполнять чувствительный элемент газом с низким уровнем температурных изменений его свойств.

## Выводы

Приведенный выше анализ динамики одномассовых микромеханических гироскопов на вращающемся основании показал следующее:

- собственные частоты чувствительного элемента зависят от измеряемой переносной угловой скорости, и эта зависимость близка к квадратичной;
- максимальный коэффициент передачи по измеряемой угловой скорости достигается при резонансе на нижней из парциальных частот или при равных парциальных частотах;
- максимальное снижение чувствительности датчика к поступательной вибрации достигается при возбуждении его на меньшей из парциальных частот;
- устранение влияний медленно меняющегося поступательного ускорения и угловой вибрации на точность прибора достигается фильтрацией выходного сигнала на частоте возбуждения;

- отклик чувствительного элемента на угловую вибрацию происходит на частоте, которая равна сумме рабочей частоты и частоты угловой вибрации основания;
- влияние температурных условий на точность измерения угловой скорости существенно и максимально при работе прибора в резонансе.

### Список литературы

[1] Voxenhorst B. *Planar inertial sensor*. The Charles Stark Draper Laboratory, Inc., Cambridge, Mass., U.S. Patent N 4598585. Заявл. 19.03.84., опубл. 8.07.86.

[2] Збруцкий А.В., Кисиленко С.П., Коржевин Д.А. *Собственные колебания микромеханического вибрационного гироскопа* // Механика гироскопических систем. - Респ. междувед. научно-техн. сб. - Киев. - 1993. - вып. 12. - С. 86-92.

[3] Збруцкий А.В., Кисиленко С.П., Шахов С.А. *Частотные характеристики динамически симметричного микромеханического вибрационного гироскопа* // Механика гироскопических систем. - Респ. междувед. научно-техн. сб. Киев., 1993, вып. 12, с. 93-99.

[4] Apostolyuk V. A., Zbrutsky A. V. *Investigation of micromechanical inertial devices* // 4-th St. Petersburg international conference on integrated navigation systems. - St. Petersburg. - 1997. - P. 330-336.

[5] Kranz M.S., Fedder G.K. *Micromechanical Vibratory Rate Gyroscopes Fabricated in Conventional CMOS* // Symposium Gyro Technology 1997, Stuttgart, Germany, September 16/17, 1997.

[6] Geiger W., Folkmer B., Sandmaier H., Lang W. *Improved Rate Gyroscope Designs Designated for fabrication by Modern Deep Silicon Etching* // Symposium Gyro Technology 1997, Stuttgart, Germany, September 16/17, 1997.