

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
“КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ”

Апостолюк Владислав Олександрович

УДК 531.383

**ДИНАМІКА І ПОХИБКИ МІКРОМЕХАНІЧНИХ
ГІРОСКОПІВ**

Спеціальність 05.11.03 - “Гіроскопи та навігаційні системи”

Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

КИЇВ - 1999

Дисертацією є рукопис

Робота виконана на кафедрі приладів і систем керування літальними апаратами Національного технічного університету України “Київський політехнічний інститут” Міністерства освіти України

Науковий керівник доктор технічних наук, професор
ЗБРУЦЬКИЙ Олександр Васильович
Національний технічний університет України “Київський політехнічний інститут”, завідуючий кафедрою приладів і систем керування літальними апаратами

Офіційні опоненти: доктор фізико-математичних наук, професор
БОЙЧУК Остап Пилипович
Національний технічний університет України “Київський політехнічний інститут”, завідуючий кафедрою вищої математики

кандидат технічних наук, старший науковий співробітник

ЗАХАРІН Фелікс Михайлович

Науковий центр військово-повітряних сил, провідний науковий співробітник

Провідна установа Науково – дослідний інститут “Квант-Навігація”, відділення навігації та керування, Міністерство промислової політики України, м. Київ

Захист відбудеться “4” листопада 1999 р. о 15 годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д26.002.07 при Національному технічному університеті України “Київський політехнічний інститут” за адресою: 252056, м.Київ, проспект Перемоги, 37, корп.1, ауд. 317.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Національного технічного університету України “Київський політехнічний інститут” за адресою: 252056, м.Київ, проспект Перемоги, 37.

Автореферат розісланий “27” вересня 1999 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради
д.т.н., професор

Л.М. Гельман

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Розширення традиційних галузей застосування гіроскопів і поява нових обумовила потребу в недорогих, мініатюрних датчиках кутової швидкості невисокої точності. Сучасний розвиток мікроелектронних технологій дозволив використовувати їх для створення мініатюрних вібраційних гіроскопів, що одержали назву мікромеханічних. Мікромеханічні датчики первинної інформації дозволяють створювати малогабаритні інерціальні навігаційні системи, інтегровані із супутниковими навігаційними системами, і які забезпечують необхідну точність визначення положення і орієнтації різних рухомих об'єктів: аерокосмічних літальних апаратів, морських судів, наземних транспортних засобів, робототехнічних комплексів. До нетрадиційних застосувань мікромеханічних гіроскопів можна віднести інтелектуальні іграшки та керовані снаряди і кулі. Актуальність і перспективність розробки недорогих і мініатюрних гіроскопів призвела до того, що більшість ведучих приладобудівних компаній світу зайнялася створенням мікромеханічних гіроскопів і акселерометрів. Розроблення гіроскопічного приладу з заданими характеристиками вимагає вивчення динаміки його чутливого елемента і похибок датчика. Аналіз публікацій по мікромеханічним гіроскопам показав, що детальний розгляд динаміки і похибок таких датчиків в них відсутній. Не аналізувалися похибки, які викликані просторовим рухом основи, змінами температури, похибками технології виготовлення та монтажу. Відсутні методики розрахунку основних характеристик гіроскопів: ширини смуги пропускання, масштабного коефіцієнта і його стабільності, зсуву нуля, роздільної здатності. Тому актуальним є створення математичної моделі осциляторних (одномасових) вібраційних гіроскопів із зосередженими параметрами, як одних із найбільш перспективних, і проведення порівняльного аналізу різних конструкцій мікромеханічних гіроскопів для вибору кращої, з точки зору її реалізації в Україні (потреба якої в мікромеханічних гіроскопах в недалекому майбутньому може обчислюватися кількома тисячами штук на місяць).

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дослідження мікромеханічних гіроскопів виконувалися згідно з планами ДКНТ та проектом Міністерства Освіти України.

Мета і задачі дослідження:

1. Дослідити динаміку мікромеханічних гіроскопів різних кінематичних схем, виявити залежності, що визначають вплив обертання основи на характеристики руху чутливих елементів, з метою розробки рекомендацій для розрахунку, проектування і поліпшення характеристик гіроскопів як датчиків кутової швидкості.

2. Розробити математичну модель похибок мікромеханічних гіроскопів різних схем в умовах просторових рухів основи, неідеальності виготовлення та змін температури, і виробити рекомендації по вибору конструктивних параметрів і зменшенню або виключенню похибок вимірювання кутової швидкості.

3. Створити обчислювальні програми аналітичного і чисельного моделювання руху чутливих елементів мікромеханічних гіроскопів на основі, яка обертається, і програми автоматизованого проектування конструкцій чутливих елементів.

Для досягнення поставленої мети в роботі вирішені наступні групи задач:

1. Розроблена та обґрунтована математична модель чутливих елементів гіроскопів різних схем, за допомогою якої проведено дослідження впливу обертання основи на основні параметри руху їхніх чутливих елементів. Проведено дослідження перехідних процесів для схем прямого вимірювання та зі зворотнім зв'язком.

2. Досліджено вплив поступальних прискорень і вібрацій, гармонічного характеру кутової швидкості, перехресної чутливості, таких похибок технології виготовлення та монтажу, як розбіжність вимірювальних і пружних осей, дебаланс, а також змін температури на точність вимірювання кутової швидкості, виявлені найбільше шкідливі фактори і розроблені методи зменшення обумовлених ними похибок.

3. Отримані залежності для розрахунку основних характеристик мікромеханічних гіроскопів і проведено їх порівняння для гіроскопів з поступальними і обертальними рухами чутливих елементів.

4. Створені комп'ютерні програми аналітичного і чисельного моделювання динаміки і похибок чутливих елементів мікромеханічних гіроскопів.

Наукова новизна одержаних результатів. У результаті проведених досліджень були отримані наступні нові результати, вперше отримані здобувачем, які виносяться на захист:

У науковому плані

1. Розроблені та обґрунтовані математичні моделі для одномасових гіроскопів з зосередженими параметрами з поступальним та обертальним рухом чутливих елементів, що дозволили досліджувати механізм впливу обертання основи на основні параметри руху їх чутливих елементів. Складені структурні схеми, отримані передатні функції і частотні характеристики чутливого елемента гіроскопа прямого виміру та зі зворотним зв'язком. Проведено аналіз перехідних процесів, що дозволив обґрунтувати поліпшення якості вимірювання кутової швидкості шляхом запровадження компенсційних зворотних зв'язків.

2. Розроблено математичну модель похибок одномасових мікромеханічних гіроскопів із поступальним і обертальним рухом чутливого елемента, обумовлених впливом прискорень і вібрацій, перехресної чутливості, змін температури, дебаланса і розбіжності пружних і вимірювальних осей. Визначено, що найбільш істотними з них є зміни температури, поступальні вібрації на робочій частоті, розбіжність пружних і вимірювальних осей.

3. Встановлено, що збудження чутливого елемента на власній частоті первинних (збуджуваних) коливань забезпечує мінімум похибки від поступальної вібрації і максимальної чутливості приладу, вибором відношення парціальних частот первинних і вторинних (викликаних обертанням основи) коливань визначається ширина смуги пропускання по кутовій швидкості, а запропонованим у роботі вибором робочої точки для системи температурної стабілізації можна значно знизити вимоги до неї. З аналізу впливу поступальних прискорень і вібрацій випливає необхідність фільтрації гармонійного сигналу,

що реєструється, і який відповідає вторинним коливанням чутливого елемента, на робочій частоті приладу. Створенням рівнопружного підвісу усувається похибка від розбіжності пружних і вимірювальних осей.

4. Аналіз математичної моделі, що описує динаміку й основні похибки камертонного гіроскопа, дозволив встановити, що вплив системи збудження на точність виміру кутової швидкості не істотний, а збудження приладу на власній частоті первинних коливань приводить до зменшення похибки від впливу поступальних вібрацій основи на несиметричний чутливий елемент.

У прикладному плані

1. На основі розробленої математичної моделі одномасових мікромеханічних гіроскопів і аналізу їхніх похибок отримані залежності для розрахунку і оптимізації основних характеристик приладу: ширини смуги пропускання, масштабного коефіцієнта і його стабільності, зсуву нуля, роздільної здатності. Пред'явлено вимоги до кутової точності монтажу чутливого елемента виходячи з необхідної максимальної величини зсуву нуля. Проведений порівняльний аналіз характеристик гіроскопів із поступальним та обертовим рухом чутливого елемента.

2. Виходячи із розробленої математичної моделі гребінчастого двигуна системи збудження отримані залежності для розрахунку проектованої глибини установки гребінчастих структур, що забезпечує максимальну ефективність роботи двигуна.

3. Розроблено програми аналітичного розрахунку складових математичної моделі і автоматичного розрахунку характеристик і параметрів одномасового чутливого елемента з додатковою рамкою на мові Mathematica 2.2/3.0, програми чисельного моделювання руху чутливого елемента одномасових вібраційних гіроскопів із зосередженими параметрами прямого виміру та зі швидкісним зворотним зв'язком на основі повних рівнянь руху на мові Matlab 5.0.

Практичне значення одержаних результатів. Наукові і практичні результати дисертаційної роботи використовувалися:

1. Київським науково-дослідним інститутом “Оріон” при створенні чутливого елемента експериментального карданового мікромеханічного гіроскопа у вигляді математичної моделі, розрахункових співвідношень для основних похибок гіроскопа, рекомендацій по вибору параметрів інерційної маси чутливого елемента. Зазначено, що дослідження, які проведені автором, дозволяють підвищити точність і покращити вимірювальні характеристики мікромеханічних гіроскопів.

2. При виконанні проекту “Розробка структури і дослідження навігаційного блока апаратури забезпечення безпеки судноплавства в акваторії портів” Міністерства освіти України у вигляді математичної моделі датчика кутової швидкості на основі мікромеханічного гіроскопа, розрахункових співвідношень для основних похибок і характеристик датчика кутової швидкості, і програми автоматизованого проектування чутливого елемента гіроскопа для заданих бажаних характеристик.

3. В навчальному процесі на кафедрі “Прилади і системи керування літальними апаратами” НТУУ “КПІ” при читанні курсу лекцій “Чутливі елементи гіроінерціальних систем” і підготованні до видання методичних вказівок до вивчення розділу “Мікромеханічні гіроскопи”.

Отримані результати і запропоновані в роботі рекомендації можуть використатися для розробки та проектування не тільки мікромеханічних гіроскопів, а загалом одномасових вібраційних гіроскопів із зосередженими параметрами.

Ступінь обґрунтованості наукових досліджень, висновків і рекомендацій. Наукові і прикладні положення, висновки і рекомендації сформульовані на основі законів і методів теоретичної механіки, аналітичної механіки і теорії автоматичного регулювання. Під час випробувань експериментального зразка карданового мікромеханічного гіроскопа в Київському науково-дослідному інституті “Оріон” були здобуті результати, які підтверджують правильність розрахункових співвідношень.

Апробація результатів дисертаційної роботи. Основні наукові і практичні результати дисертаційної роботи доповідалися, обговорювалися і отримали позитивну оцінку на наступних науково-технічних конференціях: “Сучасні науково-технічні проблеми цивільної авіації” (Москва, 1996); IV Санкт-Петербурзька міжнародна конференція по інтегрованих навігаційних системах (Санкт-Петербург, 1997); 1-ша і 2-га конференції “Гіротехнології, навігація та управління рухом”(Київ, 1996 і 1997); “Приладобудування-98” (Євпаторія, 1998); ювілейна конференція “Прилади і системи орієнтації, стабілізації і навігації” (Москва, 1998).

Публікації. Основні результати роботи опубліковані в 6 статтях і 3 тезах.

Структура дисертаційної роботи. Дисертаційна робота складається з вступу, чотирьох розділів, висновків і додатків. У основній частині роботи 54 графіків і схем, у додатках - 5. Обсяг основної частини роботи становить 147 сторінок. Обсяг роботи разом з додатками - 167 сторінок. Список використаних джерел містить 79 назв на 8 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

Вступ присвячений огляду літератури, обґрунтуванню актуальності теми дисертації, постановці задачі і викладу основних результатів, які виносяться на захист.

У першому розділі проведено дослідження динаміки і похибок камертонного і карданового мікромеханічних гіроскопів.

Для камертонного гіроскопа проведено аналіз руху чутливого елемента з розглядом різних варіантів конструкції, які описуються моделями з різним числом ступенів вільності, що (з огляду на підвищення чутливості гіроскопа) дозволило обґрунтувати вибір моделі з трьома ступенями вільності, яка є більш загальною по відношенню до моделей, які розглянуті у літературі, і має вигляд:

$$\begin{cases} \ddot{y}_1 + 2h_{y1}\dot{y}_1 + (k_{y1}^2 - \Omega^2)y_1 + r_0\Omega(\Omega + 2\dot{\alpha}) = q_{y1}(t), \\ \ddot{y}_2 + 2h_{y2}\dot{y}_2 + (k_{y2}^2 - \Omega^2)y_2 - r_0\Omega(\Omega + 2\dot{\alpha}) = q_{y2}(t), \\ \ddot{\alpha} + 2h_\alpha\dot{\alpha} + k_\alpha^2\alpha - 2d_1\Omega\dot{y}_1 + 2d_2\Omega\dot{y}_2 = 0, \end{cases} \quad (1)$$

де y_1 і y_2 - зміщення першої і другої інерційних мас, що відповідають первинним коливанням чутливого елемента, α - кут спільного повороту інерційних мас разом із рамкою навколо вимірювальної осі вторинних коливань, Ω - кутова швидкість, що вимірюється, $k_\alpha^2 = c_\alpha/I$; $d_j = m_j r_0/I$, ($j=1,2$); $I = I_3 + (m_1 + m_2)r_0^2$ - осьовий момент інерції рамки й інерційних мас щодо осі вихідних коливань Z , r_0 - відстань інерційних мас від осі чутливості, q_{y1} і q_{y2} - прискорення від сил, які створюються системою збудження. Для симетричного чутливого елемента система (1) зводиться до вигляду

$$\begin{cases} \ddot{y} + 2h_y\dot{y} + (k_y^2 - \Omega^2)y + 2r_0\Omega(\Omega + 2\dot{\alpha}) = q_y(t), \\ \ddot{\alpha} + 2h_\alpha\dot{\alpha} + k_\alpha^2\alpha - 2d\Omega\dot{y} = 0, \end{cases}$$

де $y = y_1 - y_2$, $m_1 = m_2 = m$, $c_{y1} = c_{y2} = c_y$, $k_{y1} = k_{y2} = k_y$, $d_1 = d_2 = d$ і $q_y(t) = q_{y1}(t) - q_{y2}(t)$.

Для обраної математичної моделі мікромеханічного камертонного гіроскопа були встановлені аналітичні залежності амплітуди і фази первинних (збуджуваних) і вторинних (вихідних) коливань чутливого елемента від частоти збудження, а також отримана залежність амплітуди вихідних коливань від кутової швидкості

$$A_\alpha(\omega) = \frac{2d\omega Q_{y0}}{\Delta} \Omega,$$

$$\Delta^2 = \left[(k_y^2 - \omega^2)(k_\alpha^2 - \omega^2) - 4\omega^2(h_y h_\alpha + 8dr_0\Omega^2) \right]^2 + 4\omega^2 \left[h_y(k_\alpha^2 - \omega^2) + h_\alpha(k_y^2 - \omega^2) \right]^2.$$

При збудженні чутливого елемента з частотою $\omega = k_y$, амплітуда вихідних коливань буде максимальною, і дорівнюватиме

$$A_\alpha = \frac{dQ_{y0}}{8k_y^3(h_y h_\alpha + 8dr_0\Omega^2)^2 + 2k_y h_y^2(k_\alpha^2 - k_y^2)^2} \Omega$$

Тут Q_{y0} - амплітуда прискорення від сили збудження. Аналіз дії системи збудження гіроскопа на вихідні коливання дозволив зробити висновок про несуттєвість її впливу на точність вимірювання кутової швидкості. Встановлені аналітичні залежності для розрахунку впливу поступальних прискорень і вібрації основи на несиметричний чутливий елемент камертонного гіроскопа дозволили знайти умову мінімуму відносної похибки вимірювання кутової швидкості від цих факторів:

$$\left(\frac{w_0 \Delta d \sqrt{(k_y^2 - \omega^2)^2 + 4h_y^2 \omega^2}}{2\Omega \omega q_{y0} (2d_0 + \Delta d)} \right) \rightarrow \min \Rightarrow (\omega = k_y). \quad (2)$$

Таким чином, при збудженні чутливого елемента з частотою вхідних коливань ($\omega = k_y$) їх амплітуда буде максимальною, а похибки від поступальної вібрації основи - мінімальними.

Основні дослідження дисертаційної роботи присвячені кардановій та одномассовій з додатковою рамкою схемам мікромеханічних гіроскопів. Кардановий гіроскоп, який вперше був запропонований спеціалістами Дрейперовської лабораторії, став прототипом для мікромеханічного карданового гіроскопа, який розроблявся вченими Національного технічного університету України “Київський політехнічний інститут” (за участю автора) разом з технологами науково-дослідного інституту “Оріон”. Чутливий елемент експериментального зразка зображений на рис. 1. Залежність амплітуди вихідних коливань внутрішньої рамки, які отримані для цього експериментального карданового гіроскопа, представлені на рис. 2.

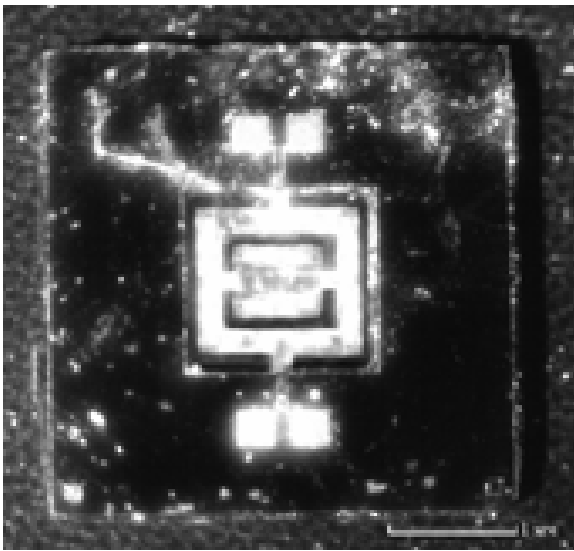


Рис. 1. Чутливий елемент карданового гіроскопа

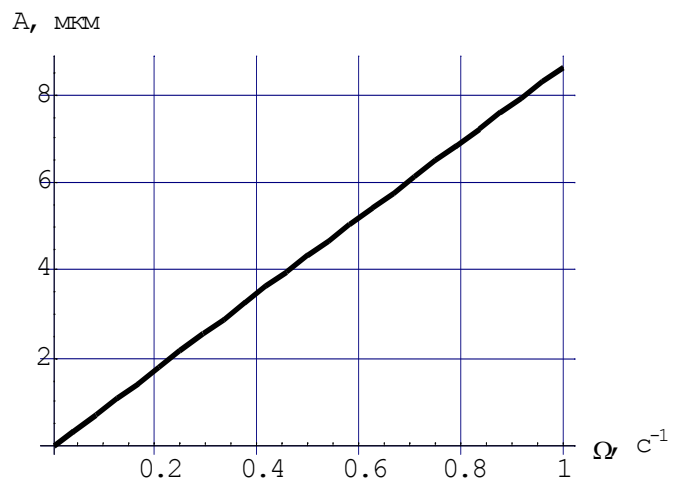


Рис. 2. Амплітуда вихідних коливань для експериментального зразка

Для карданової схеми мікромеханічного гіроскопа проаналізовані рівняння руху чутливого елемента

$$\begin{cases} \ddot{\alpha} + 2h_1\dot{\alpha} + k_1^2\alpha - g_1\Omega_z\dot{\beta} - d_1(\Omega_y^2 - \Omega_z^2)\alpha - (\dot{\Omega}_z - d_1\Omega_x\Omega_y)\beta + d_1\Omega_y\Omega_z + \dot{\Omega}_x = 0, \\ \ddot{\beta} + 2h_2\dot{\beta} + k_2^2\beta + g_2\Omega_z\dot{\alpha} - d_2(\Omega_x^2 - \Omega_z^2)\beta + d_3(\Omega_x\Omega_y - \dot{\Omega}_z)\alpha - d_2\Omega_x\Omega_z + \dot{\Omega}_y = m_2(t), \end{cases}$$

де α і β - кути первинних і вторинних коливань чутливого елемента, $h_i = f_i/2I_i$ ($i=1,2$) - коефіцієнти демпфірування, $k_i^2 = c_i/I_i$ - парціальні частоти, $d_i = D_i/I_i$, $d_3 = D_1/I_2$ - інерційні коефіцієнти, $g_i = G/I_i$ - коефіцієнти при гіроскопічних перехресних зв'язках, $m_2(t) = M_2(t)/I_2$ - прискорення від моменту сил збудження. Були отримані розв'язання лінеаризованих рівнянь щодо амплітуди і фази вихідних коливань чутливого елемента

$$A_\alpha = g_1 m_2 \omega \Omega / \Delta,$$

$$\operatorname{tg}(\varphi_1) = \frac{(k_1^2 + d_1\Omega^2 - \omega^2)(k_2^2 + d_2\Omega^2 - \omega^2) - (4h_1h_2 + g_1g_2\Omega^2)\omega^2}{2\omega[h_1(k_2^2 + d_2\Omega^2 - \omega^2) + h_2(k_1^2 + d_1\Omega^2 - \omega^2)]},$$

$$\Delta^2 = [(k_1^2 + d_1\Omega^2 - \omega^2)(k_2^2 + d_2\Omega^2 - \omega^2) - (4h_1h_2 + g_1g_2\Omega^2)\omega^2]^2 + 4\omega^2[h_1(k_2^2 + d_2\Omega^2 - \omega^2) + h_2(k_1^2 + d_1\Omega^2 - \omega^2)]^2.$$

Аналіз цих залежностей дозволив зробити висновок про необхідність збудження чутливого елемента з частотою $\omega = k_2$, що збільшує чутливість приладу до кутової швидкості. Дослідження похибки від перехресної чутливості карданового гіроскопа дозволило зробити висновок, що для малих кутових швидкостей нею можна нехтувати. Аналіз динаміки чутливого елемента карданового гіроскопа дозволив знайти оптимальні розміри інерційної маси, які підвищили приблизно на порядок його чутливість.

Другий розділ присвячений дослідженню динаміки одномасових гіроскопів на основі, яка обертається. Як базова обрана схема мікромеханічного гіроскопа з додатковою рамкою (рис. 3).

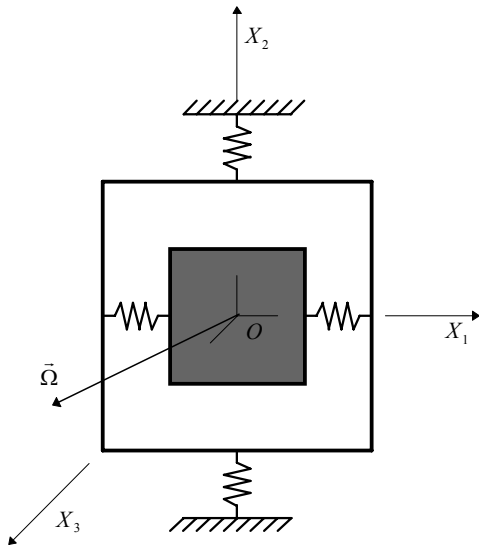


Рис. 3. Кінематична схема чутливого елемента

Первинні поступальні коливання чутливого елемента (рамки разом з інерційною масою) збуджуються в напрямку осі X_2 . При обертанні основи навколо осі X_3 виникають вихідні коливання інерційної маси в напрямку осі X_1 . Для довільного вектора кутової швидкості обертання основи $\vec{\Omega} = \{\Omega_1, \Omega_2, \Omega_3\}$ диференціальні рівняння руху чутливого елемента гіроскопа будуть мати вигляд

$$\begin{cases} \ddot{x}_1 + 2h_1\dot{x}_1 + (k_1^2 - \Omega_2^2 - \Omega_3^2)x_1 - 2\Omega_3\dot{x}_2 + (\Omega_1\Omega_2 - \dot{\Omega}_3)x_2 = 0, \\ \ddot{x}_2 + 2h_2\dot{x}_2 + (k_2^2 - \Omega_1^2 - \Omega_3^2)x_2 + 2d\Omega_3\dot{x}_1 + d(\Omega_1\Omega_2 + \dot{\Omega}_3)x_1 = q_2, \end{cases} \quad (3)$$

де $k_1^2 = c_1/m_1$ - парціальна частота вторинних коливань; $k_2^2 = c_2/(m_1 + m_2)$ - парціальна частота первинних коливань; c_1 і c_2 - коефіцієнти жорсткостей пружного підвісу у відповідних напрямках; m_2 і m_1 - маси рамки й інерційної маси; $d = m_1/(m_1 + m_2)$ - безрозмірний коефіцієнт інерційної асиметрії; q_2 - прискорення від діючих на чутливий елемент сил від системи збудження; h_1 і h_2 - коефіцієнти демпфірування чутливого елемента в напрямку координат x_1 і x_2 . Для постійної в часі і малої (у порівнянні з парціальними частотами) кутової швидкості обертання основи Ω , направленої уздовж осі X_3 , рівняння (3) спрощуються до вигляду

$$\begin{cases} \ddot{x}_1 + 2h_1\dot{x}_1 + k_1^2x_1 - 2\Omega\dot{x}_2 = 0, \\ \ddot{x}_2 + 2h_2\dot{x}_2 + k_2^2x_2 + 2d\Omega\dot{x}_1 = q_2. \end{cases} \quad (4)$$

Математична модель одномасового мікромеханічного гіроскопа може бути легко отримана з розглянутої тут і далі моделі при $d = 1$ ($m_2 = 0$). Амплітуди і фаза вимушених коливань чутливого елемента обчислюються за формулами

$$A_1 = \frac{2q_2\omega}{\Delta}\Omega, \quad A_2 = \frac{q_2\sqrt{(k_1^2 - \Omega^2 - \omega^2)^2 + 4h_1^2\omega^2}}{\Delta}, \quad (5)$$

$$\Delta^2 = \left[(k_1^2 - \Omega^2 - \omega^2)(k_2^2 - \Omega^2 - \omega^2) - 4\omega^2(h_1h_2 + d\Omega^2) \right]^2 + 4\omega^2 \left[h_1(k_2^2 - \Omega^2 - \omega^2) + h_2(k_1^2 - \Omega^2 - \omega^2) \right]^2$$

$$\text{tg}(\varphi_1) = \frac{(k_1^2 - \Omega^2 - \omega^2)(k_2^2 - \Omega^2 - \omega^2) - 4(h_1h_2 + d\Omega^2)\omega^2}{2\omega \left[h_1(k_2^2 - \Omega^2 - \omega^2) + h_2(k_1^2 - \Omega^2 - \omega^2) \right]}. \quad (6)$$

Величини амплітуд вихідних коливань чутливого елемента мікромеханічного гіроскопа з додатковою рамкою, які були визначені експериментально, показані на рис. 4. Відповідні результати чисельного моделювання коливань чутливого елемента для $\Omega = 1$ рад/с показані на рис. 5.

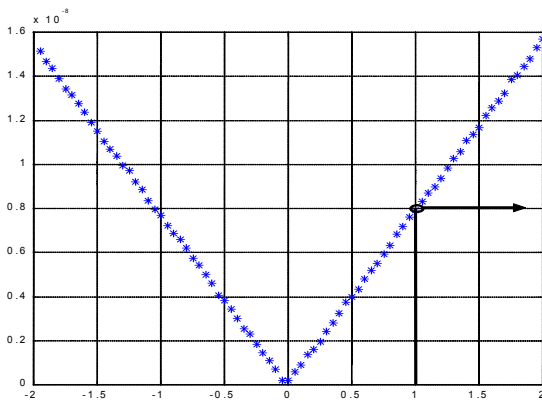


Рис. 4. Результати експериментів (Амплітуда вторинних коливань від кутової швидкості)

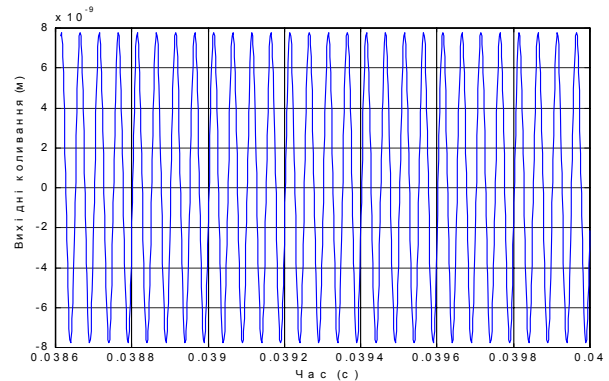


Рис. 5. Результати чисельного моделювання

Основні характеристики цього приладу наведені в таблиці 1.

Таблиця 1. Основні параметри мікромеханічного гіроскопа

Робоча частота, Гц	20000
Відношення власних частот	1,01
Ширина смуги пропускання по кутовій швидкості, Гц	43,2
Габаритні розміри чутливого елемента, мкм	375×275×20
Маса чутливого елемента, 10^{-9} кг	1,4
Відносна динамічна похибка $\delta\Omega$	0,01

Для збільшення чутливості гіроскопа до кутової швидкості чутливий елемент слід збуджувати в резонансі з власною частотою первинних коливань: $\omega \approx k_2$. Стійкі коливання

чутливого елемента існують при $|\Omega| < k_2$, що на практиці виконується. Власні частоти коливань чутливого елемента залежать від переносної кутової швидкості наступним чином:

$$\begin{aligned} \omega_{j0}^2 &= \frac{1}{2} [k_1^2 + k_2^2 + 2(2d-1)\Omega^2] - \\ &- \frac{(-1)^j}{2} \sqrt{[k_1^2 + k_2^2 + 2(2d-1)\Omega^2]^2 - 4(k_1^2 - \Omega^2)(k_2^2 - \Omega^2)}, \\ j &= 1, 2; \quad \omega_{10} > \omega_{20}. \end{aligned} \quad (7)$$

У дисертаційній роботі були запропоновані більш прості формули, що апроксимують залежність (7), а також здійснено дослідження впливу різних факторів на точність вимірювання переносної кутової швидкості обертання основи.

Третій розділ дисертаційної роботи присвячений дослідженню похибок одномасових мікромеханічних гіроскопів.

Поступальні вібрації з частотою λ уздовж осі вторинних коливань призводять до коливань чутливого елемента з амплітудами, які можна розрахувати за отриманими для них у роботі формулами. Однак ці коливання усуваються за допомогою фільтрації на робочій частоті. Найбільше істотним буде вплив поступальних вібрацій на робочій частоті $\lambda = \omega$. Відношення амплітуд коливань, викликаних відповідно такою вібрацією та кутовою швидкістю, визначається за формулою

$$\delta A_1 = \frac{A_{\lambda 1}}{A_{01}} = \frac{\sqrt{w_{10}^2 (k_2^2 - \Omega^2 - \omega^2)^2 + 4\omega^2 (h_2 w_{10} + \Omega w_{20})^2}}{2\omega q_2 \Omega}. \quad (8)$$

де w_{10} і w_{20} - амплітуди поступальних вібрацій уздовж відповідних осей. Аналіз виразу (8) показав, що мінімум відносної похибки δA_1 буде при збудженні чутливого елемента з частотою $\omega = \sqrt{k_2^2 - \Omega^2} \approx k_2$, що має місце на практиці при резонансі первинних коливань. При гармонічному характері кутової швидкості з частотою λ вихідні коливання чутливого елемента мають вигляд

$$\begin{aligned} x_1(t) &= A_{11} \sin[(\omega + \lambda)t + \varphi_{11}] + A_{12} \sin[(\omega - \lambda)t + \varphi_{12}], \\ A_{11,12} &= \frac{\Omega_0 q_2 (2\omega \pm \lambda)}{2\sqrt{\left\{ k_1^2 - (\omega \pm \lambda)^2 \right\}^2 + 4h_1 (\omega \pm \lambda)^2 \left\{ (k_2^2 - \omega^2)^2 + 4h_2 \omega^2 \right\}}}, \\ \operatorname{tg}(\varphi_{11}) &= -\frac{2\omega [h_1(1+\nu)(k_2^2 - \omega^2) + h_2(k_1^2 - (1+\nu)^2 \omega^2)]}{k_1^2(k_2^2 - \omega^2) - (1+\nu)\omega^2 [4h_1 h_2 + (1+\nu)(k_2^2 - \omega^2)]}, \\ \operatorname{tg}(\varphi_{12}) &= -\frac{2\omega [h_1(\nu-1)(\omega^2 - k_2^2) + h_2(k_1^2 - (\nu-1)^2 \omega^2)]}{k_1^2(k_2^2 - \omega^2) + (\nu-1)\omega^2 [4h_1 h_2 - (\nu-1)(k_2^2 - \omega^2)]}, \end{aligned}$$

де $\nu = \lambda/\omega$ - відносна частота кутової швидкості. Такий вигляд вторинних коливань обумовлює появу відносної похибки $\delta\Omega$ в інформації про амплітуду кутової швидкості (динамічної похибки), що визначається за формулою

$$\delta\Omega = \frac{2\nu^2 [\delta\omega^6 + \delta k^2 (1 - 2\zeta^2) (\delta k^4 - \delta\omega^4) + \delta k^4 \delta\omega^2 (4\zeta^4 - 4\zeta^2 - 1)]}{[\delta k^4 + \delta\omega^4 + 2\delta k^2 \delta\omega^2 (2\zeta^2 - 1)]^2}$$

Тут позначено: ζ - відносний коефіцієнт демпфірування коливань чутливого елемента (на практиці $\zeta \approx 0,0025$), $\delta k = k_1/k_2$ - відношення парціальних частот, $\delta\omega = \omega/k_2$ - відносна частота збудження. Для резонансу первинних коливань $\delta\omega = 1$. Якщо задати мінімальний припустимий рівень похибки $\delta\Omega_0$, то ширина смуги пропускання буде

$$B = \frac{k_2 \sqrt{\delta\Omega_0} [\delta k^4 + 2\delta\omega^2 \delta k^2 (2\zeta^2 - 1) + \delta\omega^4]}{\sqrt{2} [\delta k^2 (2\zeta^2 - 1) (\delta\omega^4 - \delta k^4) + (4\zeta^4 - 4\zeta^2 - 1) \delta\omega^2 \delta k^4 + \delta\omega^6]} \quad (9)$$

Аналіз залежності (9) показав, що необхідна ширина смуги пропускання забезпечується за допомогою відповідного вибору значення парціальної частоти k_2 і відношення парціальних частот $\delta k = 1,01 \div 1,05 > 1$. При монтажі приладу може виникнути розбіжність пружних і вимірювальних осей, що приведе до появи постійної адитивної похибки вимірювання кутової швидкості. Повні рівняння руху чутливого елемента для довільної кутової швидкості обертання основи за умови цієї розбіжності будуть мати вигляд

$$\begin{cases} \ddot{x}_1 + 2h_1 \dot{x}_1 + (k_{10}^2 - \Omega_2^2 - \Omega_3^2) x_1 - 2\Omega_3 \dot{x}_2 + (\Omega_1 \Omega_2 - \dot{\Omega}_3) x_2 + \\ + \Delta k_1^2 (x_1 \cos 2\theta + x_2 \sin 2\theta) + \Delta h_1 (\dot{x}_1 \cos 2\psi + \dot{x}_2 \sin 2\psi) = q_1, \\ \ddot{x}_2 + 2h_2 \dot{x}_2 + (k_{20}^2 - \Omega_1^2 - \Omega_3^2) x_2 + 2d\Omega_3 \dot{x}_1 + d(\Omega_1 \Omega_2 + \dot{\Omega}_3) x_1 + \\ + \Delta k_2^2 (x_2 \cos 2\theta - x_1 \sin 2\theta) + \Delta h_2 (\dot{x}_2 \cos 2\psi - \dot{x}_1 \sin 2\psi) = q_2. \end{cases}$$

Тут θ - кут між вимірювальними і пружними осями в площині чутливого елемента, ψ - кут між вимірювальними осями і головними осями демпфірування. Для малого кута θ й $\psi = 0$ амплітуда вторинних коливань інерційної маси буде дорівнювати

$$A_1 = \frac{2q_2 \sqrt{\omega^2 \Omega^2 + \theta^2 \Delta k_1^4}}{\Delta_\theta}, \quad (10)$$

$$\begin{aligned} \Delta_\theta^2 = & [(k_1^2 - \Omega^2 - \omega^2)(k_2^2 - \Omega^2 - \omega^2) - 4\omega^2(h_1 h_2 + d\Omega^2)]^2 + \\ & + 4\omega^2 [h_1(k_2^2 - \Omega^2 - \omega^2) + h_2(k_1^2 - \Omega^2 - \omega^2) - 2\Omega\theta(\Delta k_1^2 + \Delta k_2^2)]^2 \end{aligned}$$

Подальший аналіз виразу (10) дозволив сформулювати умову відсутності похибки від розбіжності пружних і вимірювальних осей:

$$\Delta k_1^2 = \frac{c_1 - c_2}{2m_1} = 0 \Rightarrow c_1 = c_2,$$

що відповідає рівнопружньому підвісу чутливого елемента. З іншого боку, можна задати вимоги до кутової точності установки чутливого елемента відносно корпусу

$$\theta_{\max} = \frac{\Delta\Omega_{\max} k_2 \delta\omega}{\Delta k_1^2} = 2 \frac{m_1 \Delta\Omega_{\max} k_2 \delta\omega}{c_1 - c_2},$$

де $\Delta\Omega_{\max}$ - максимальна припустима похибка. Аналіз дебаланса чутливого елемента показав, що він приводить до появи постійної складової у вихідних коливаннях інерційної маси, що

виключається фільтрацією вихідного сигналу на робочій частоті. Одним із найбільше істотних факторів, що впливають на точність вимірювання кутової швидкості мікромеханічними гіроскопами, є зміни температури, які приводять до змін пружних властивостей підвісу і зміни демпфірування. Відносна похибка залежить від зміни температури ΔT як:

$$\delta\Omega = \Delta T \left\{ -2\alpha_h + \frac{(\delta k^2 - \delta\omega^2)[(\alpha_h - \alpha_k)\delta k^2 - \alpha_h\delta\omega^2]}{\delta k^4 + \delta\omega^4 + 2\delta k^2\delta\omega^2(2\zeta^2 - 1)} + \frac{(\delta\omega^2 - 1)[\alpha_k + \alpha_h(\delta\omega^2 - 1)]}{1 + \delta\omega^4 + 2\delta\omega^2(2\zeta^2 - 1)} \right\}, \quad (11)$$

де α_h і α_k - коефіцієнти температурної зміни демпфірування і жорсткості відповідно, ζ - відносний коефіцієнт демпфірування. Аналіз виразу (11) показав, що для заданого значення коефіцієнта α_k може бути розраховане таке значення температури T_0^* , яке на практиці дозволяє значно зменшити рівень відносної похибки $\delta\Omega$:

$$T_0^* = - \left[\alpha_k \frac{(\delta k^2 - \delta\omega^2)(\delta\omega^2 - 1)[\delta\omega^2 + \delta k^2(\delta\omega^2 - 2)] + 4\delta k^2\delta\omega^2\zeta^2(1 + \delta k^2 - 2\delta\omega^2)}{8\mu\delta k^2\delta\omega^2\zeta^2[1 + \delta\omega^4 + 2(2\zeta^2 - 1)]} \right]^{-1}. \quad (12)$$

Тут μ - константа, яка визначає температурні зміни демпфірування газу, що заповнює прилад (для водню $\mu = 0,678$). Стабілізація температури на рівні $T_0^* = 50 \pm 1^\circ\text{C}$ зменшує відносну похибку вимірювання кутової швидкості до рівня $\delta\Omega < 0,01$.

У четвертому розділі роботи розглядаються питання проектування мікромеханічних гіроскопів. Для ефективного проектування мікромеханічних гіроскопів необхідно мати можливість розраховувати і прогнозувати основні характеристики майбутнього приладу в цілому. На основі проведеного дослідження динаміки і похибок були отримані формули для масштабного коефіцієнта (5), ширини смуги пропускання приладу по кутовій швидкості (9), робочої точки для системи температурної стабілізації (12), тощо. Крім цього були отримані формули для розрахунку роздільних здатностей мікромеханічних вібраційних гіроскопів з поступальним рухом чутливого елемента ($\Delta\Omega_L$) і обертальним ($\Delta\Omega_R$), які використовують емнісну систему реєстрації вихідних коливань:

$$\Delta\Omega_L = \frac{\Delta C_{\min} \delta_0^2 k_L^3 \zeta \sqrt{1 + \delta k^4 + 2\delta k^2(2\zeta^2 - 1)}}{2\epsilon\epsilon_0 S q_2}, \quad (13)$$

$$\Delta\Omega_R = \frac{\Delta C_{\min} \delta_0^2 2k_R^3 \zeta \sqrt{1 + \delta k^4 + 2\delta k^2(2\zeta^2 - 1)}}{\epsilon\epsilon_0 S g_1 m_2 R},$$

де ΔC_{\min} - найменша зміна емності, яка може реєструватися електронікою ($\Delta C_{\min} \approx 0,2 \cdot 10^{-15} \Phi$), S - площа електродів емнісних датчиків переміщень, δ_0 - відстань між електродами, k_L і k_R - відповідні парціальні частоти первинних коливань, R - відстань від осі обертання внутрішньої рамки до серединної лінії електродів, ϵ - відносна діелектрична

проникність середовища навколо чутливого елемента, ε_0 - абсолютна діелектрична проникність вакууму.

Одним із важливих елементів електростатичної системи збудження мікромеханічних гіроскопів є гребінчастий двигун. Для розрахунку сили, яка створюється гребінчастою структурою для заземленого чутливого елемента, була запропонована наступна формула:

$$F_1(x) = \frac{n\varepsilon\varepsilon_0}{2\pi h^2} \Psi(x) U^2. \quad (14)$$

Тут U - напруга, яка подається на одну з гребінчастих структур, h - ширина однієї пластини в гребінчастій структурі, а $\Psi(x)$ є функцією інших параметрів структури і положення чутливого елемента x по відношенню до корпусу (повний вираз для неї є громіздкий і наведений лише в дисертаційній роботі). Формула (14) використовується для чисельного розрахунку оптимального початкового відносного положення гребінок чутливого елемента та корпусу, яке забезпечує максимальну ефективність роботи системи збудження і лінійність її передатної характеристики.

Вибір кінематичної схеми майбутнього гіроскопа є важливим етапом його проектування. На основі розробленої математичної моделі і аналізу основних вимірювальних характеристик гіроскопів з обертальним та поступальним рухом чутливого елемента, в роботі проведений порівняльний аналіз таких гіроскопів. Габаритний розмір гіроскопа з поступальним рухом чутливого елемента L_0 в залежності від габаритного розміру карданового гіроскопа L за умови рівних вимірювальних властивостей описується формулою

$$L_0 = 2 \left[\frac{2^4 E^3 g_1^2 L^9 (h^2 + L^2)}{2^4 G^3} \right]^{\frac{1}{11}},$$

де E і G - модулі Юнга першого і другого роду, h - товщина чутливого елемента, g_1 - безрозмірний інерційний коефіцієнт, який для оптимізованого карданового гіроскопа близький до одиниці. Графік цієї залежності приведений на рис. 6. З графіка на рис. 6 видно, що гіроскоп з обертальним рухом чутливого елемента буде приблизно в 2,2 рази більший за еквівалентний до нього гіроскоп за поступальним рухом чутливого елемента. Це дозволяє зробити висновок про доцільність подальшого дослідження вібраційних гіроскопів із поступальними первинним і вторинним рухами чутливого елемента.

На основі отриманої математичної моделі одномасових мікромеханічних вібраційних гіроскопів і теорії їхніх похибок був створений інтерактивний обчислювальний пакет автоматизованого проектування чутливого елемента з додатковою рамкою, який задовольняє бажаним характеристикам. Вхідними параметрами є необхідна стабільність масштабного коефіцієнта, зміщення нуля, ширина смуги пропускання по кутовій швидкості, бажаний діапазон вимірюваних кутових швидкостей, бажані габарити інерційної маси і мінімальні розміри, які реалізуються існуючою технологією. Результатом роботи з пакетом є ескіз чутливого елемента разом з обкладками системи знімання (рис. 7) і його основні характеристики.

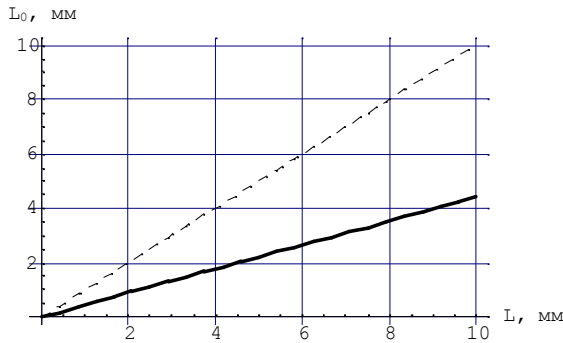


Рис. 6. Співвідношення габаритів гіроскопів

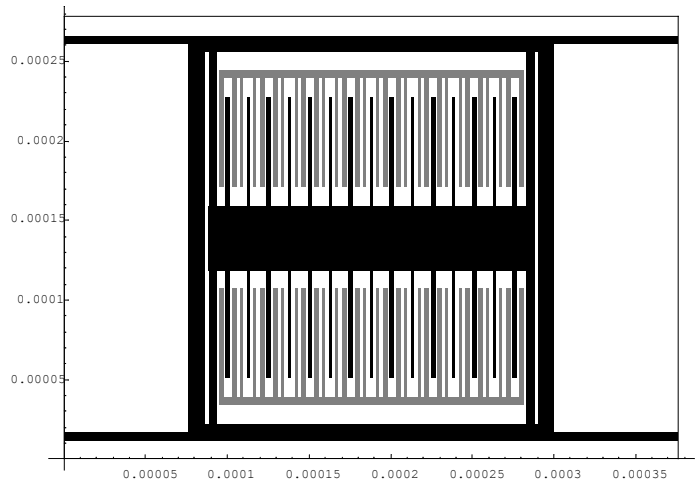


Рис. 7. Чутливий елемент гіроскопа

Крім цього, створена програма чисельного моделювання руху чутливого елемента одномасового мікромеханічного гіроскопа з додатковою рамкою на основі, яка обертається. Програма дозволяє моделювати роботу приладу як за схемою прямого виміру, так і з компенсаційним зворотним зв'язком.

ОСНОВНІ РЕЗУЛЬТАТИ РОБОТИ І ВИСНОВКИ

Виконані в роботі дослідження динаміки і похибок мікромеханічних гіроскопів дозволили отримати наступні наукові та практичні результати:

1. Розроблені та обґрунтовані математичні моделі для мікромеханічних вібраційних гіроскопів з зосередженими параметрами, що дозволили дослідити механізм впливу обертання основи на параметри руху чутливих елементів. Проведений аналіз вимірювальних властивостей гіроскопів з обертальним та поступальним рухом чутливого елемента показав перевагу останніх. Дослідження перехідних процесів дозволило обґрунтувати поліпшення якості вимірювання кутової швидкості шляхом введення компенсаційних зворотних зв'язків.

2. На основі аналізу математичної моделі похибок одномасових мікромеханічних гіроскопів із поступальним і обертальним рухом чутливого елемента, обумовлених впливом прискорень і вібрацій, перехресної чутливості, змін температури, дебаланса і розбіжності пружних і вимірювальних осей було визначено, що найбільш істотними з них є зміни температури, поступальні вібрації на робочій частоті та розбіжність пружних і вимірювальних осей. Встановлено, що збудження чутливого елемента на власній частоті первинних коливань забезпечує мінімум похибки від поступальної вібрації і максимальну амплітуду вихідних коливань, вибором співвідношення парціальних частот первинних (збуджуваних) і вторинних (викликаних обертанням основи) коливань визначається ширина смуги пропускання. Запропонованим в роботі вибором робочої точки для системи температурної стабілізації можна значно знизити вимоги до неї. Аналіз впливу поступальних прискорень і вібрацій показав необхідність фільтрації гармонічного сигналу, який реєструється і відповідає вторинним коливанням чутливого елемента, на робочій частоті

приладу. Створенням рівнопружного підвісу усувається похибка від розбіжності пружних і вимірювальних осей.

3. Розроблена і обґрунтована математична модель динаміки камертонного гіроскопа, яка дозволила встановити, що вплив системи збудження на точність вимірювання кутової швидкості не є істотним, а збудження приладу на власній частоті первинних коливань призводить до зменшення похибки від впливу поступальних вібрацій основи на несиметричний чутливий елемент.

4. Створена методика розрахунку і оптимізації основних характеристик приладу: ширини смуги пропускання, масштабного коефіцієнта і його стабільності, зсуву нуля, роздільної здатності. Висунуті вимоги до кутової точності монтажу чутливого елемента виходячи з необхідної максимальної величини зсуву нуля. Аналіз математичної моделі гребінчастого двигуна системи збудження дав можливість розрахувати проектовану глибину установки гребінчастих структур, яка забезпечує максимальну ефективність роботи двигуна.

5. Створені комп'ютерні програми чисельного і аналітичного моделювання руху чутливих елементів мікромеханічних гіроскопів на основі, яка обертається, а також програма автоматизованого проектування чутливого елемента з додатковою рамкою по заданим основним характеристикам мікромеханічного гіроскопа.

6. Встановлено, що гіроскоп з обертальним рухом чутливого елемента буде приблизно в 2,2 рази більший за еквівалентний до нього гіроскоп за поступальним рухом чутливого елемента. Порівняння розрахованих параметрів руху чутливих елементів мікромеханічних гіроскопів за отриманими у роботі аналітичними залежностями з даними відповідних експериментів показало адекватність складених у роботі математичних моделей.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ

- [1] Збруцкий А.В., Апостолюк В.А. *Динамика чувствительного элемента микромеханического гироскопа с дополнительной рамкой* // “Гироподология и навигация”. - Санкт-Петербург: ЦНИИ “Электронприбор”. - 1998. - № 3(22). - С. 13-23.
- [2] Збруцький В.О., Апостолюк В.О. *Дослідження динаміки карданового мікромеханічного гіроскопа* // “Наукові вісті Національного технічного університету України “КПІ””. - Київ: НТУУ “КПІ”. - 1998. - № 3. - С. 115-121.
- [3] Апостолюк В.О., Збруцький В.О. *Динаміка чутливого елемента мікромеханічного гіроскопа* // “Наукові вісті Національного технічного університету України “КПІ””. - Київ: НТУУ “КПІ”. - 1999. - № 1. - С. 124-130.
- [4] Збруцкий А.В., Апостолюк В.А. *Микромеханические гироскопы и их использование в системах управления* // Сборник трудов международной научно-технической конференции “Приборостроение-98”. - Ученые записки Симферопольского государственного университета. - Симферополь. - 1998. - С. 289-292.
- [5] 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.

- [6] Апостолюк В.А., Збруцкий А.В. *Динамика одномассовых микромеханических гироскопов* // Сборник докладов юбилейной научно-технической конференции “Приборы и системы ориентации, стабилизации и навигации”. - Москва: МГТУ им. Н.Э. Баумана. - 1998. - С. 52-65.
- [7] Збруцкий А.В., Апостолюк В.А. *Микромеханический вибрационный гироскоп* // Тезисы докладов международной научно-технической конференции “Современные научно-технические проблемы гражданской авиации”. - Москва: МГТУ ГА. - 1996. - С. 116-117.
- [8] Збруцкий О.В., Апостолюк В.О. *Мікромеханічний вимірювач кінематичних параметрів* // Тези доповідей 1-ої національної науково-технічної конференції “Гіротехнології, навігація та управління рухом”. - Київ: НТУУ “КПІ”. - 1997. - С. 39-40.
- [9] Апостолюк В.О., Збруцкий О.В. *Мікромеханічний вібраційний гіроскоп* // Тези доповідей 2-ої міжнародної науково-технічної конференції “Гіротехнології, навігація та управління рухом”. - Київ: НТУУ “КПІ”. - 1997. - С. 11-12.

Апостолюк В.О. Динаміка і похибки мікромеханічних гіроскопів. - Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.11.03 - Гіроскопи і навігаційні системи. - Національний технічний університет України “Київський політехнічний інститут”, Київ, 1999.

Дисертація присвячена дослідженню динаміки і похибок мікромеханічних вібраційних гіроскопів. У роботі складено математичні моделі, які описують рух чутливих елементів на обертовій основі й основні похибки камертонних, карданових і одномасових мікромеханічних вібраційних гіроскопів. Для одномасових гіроскопів досліджено вплив поступальних і кутових вібрацій, змін температури, похибок виготовлення на точність вимірювання кутової швидкості, і проведено аналіз перехідних процесів в амплітудах вихідних коливань чутливого елемента. Отримані в роботі математичні моделі дозволяють розраховувати основні характеристики перерахованих мікромеханічних гіроскопів. Основні результати роботи знайшли застосування при проектуванні нових мікромеханічних гіроскопів і датчиків кутової швидкості на їхній основі.

Ключові слова: мікромеханічний гіроскоп, чутливий елемент, динаміка, похибки, математичне моделювання.

Апостолюк В.А. Динамика и погрешности микромеханических гироскопов. - Рукопись.

Дисертація на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.11.03 - Гироскопы и навигационные системы. - Национальный технический университет Украины “Киевский политехнический институт”, Киев, 1999.

Диссертация посвящена исследованию динамики и погрешностей микромеханических вибрационных гироскопов. В работе составлены математические модели, описывающие движение чувствительных элементов на вращающемся основании и основные погрешности камертонных, кардановых и одномассовых микромеханических вибрационных гироскопов. Для одномассовых осцилляторных вибрационных гироскопов исследовано влияние поступательных и угловых вибраций, изменений температуры, погрешностей изготовления на точность измерения угловой скорости. Проведен анализ переходных процессов в амплитудах выходных колебаний чувствительного элемента, который позволил обосновать улучшение измерительных характеристик микромеханических вибрационных гироскопов при использовании компенсационных обратных связей.

Результатом исследования стали расчетные соотношения для основных погрешностей микромеханических гироскопов, а также методы их уменьшения или устранения. Установлено, что возбуждение чувствительного элемента на собственной частоте возбуждаемых колебаний обеспечивает минимум погрешности от поступательной вибрации и максимальную амплитуду выходных колебаний, выбором соотношения парциальных частот возбуждаемых и выходных колебаний определяется ширина полосы пропускания. Предложенным в работе выбором рабочей точки для системы температурной стабилизации можно значительно снизить требования к ней. Анализ влияния поступательных ускорений и вибраций показал необходимость фильтрации гармонического сигнала, который регистрируется и соответствует выходным колебаниям чувствительного элемента, на рабочей частоте прибора. Созданием равноупругого подвеса устраняется погрешность от несовпадения упругих и измерительных осей.

Выработаны рекомендации для проектирования микромеханических вибрационных гироскопов и предъявлены требования к технологии их изготовления. Полученные в работе математические модели позволяют рассчитывать следующие основные характеристики перечисленных микромеханических гироскопов: коэффициент чувствительности, ширину полосы пропускания, смещение нуля, разрешающую способность. В работе проведен сравнительный анализ характеристик гироскопов с поступательными и вращательными движениями чувствительных элементов, который показал что гироскоп с вращательным движением чувствительного элемента будет приблизительно в 2,2 раза больше эквивалентного ему гироскопа с поступательным движением чувствительного элемента. Сравнение рассчитанных параметров движения чувствительных элементов микромеханических гироскопов при помощи полученных в работе аналитических зависимостей с данными соответствующих экспериментов показало адекватность разработанных в работе математических моделей.

Созданы компьютерные программы аналитического и численного моделирования движения чувствительных элементов микромеханических гироскопов на вращающемся основании, а также программа автоматизированного проектирования чувствительных элементов одномассовых гироскопов с дополнительной рамкой.

Основные результаты работы нашли применение при проектировании новых микромеханических гироскопов и датчиков угловой скорости на их основе.

Ключевые слова: микромеханический гироскоп, чувствительный элемент, динамика, погрешности, математическое моделирование.

Apostolyuk V.A. Dynamics and errors of a micromechanical gyroscopes. - Manuscript.

Thesis for a philosophy doctor in engineering degree by speciality 05.11.03 - Gyroscopes and navigation systems. - National Technical University of Ukraine "Kiev Polytechnic Institute", Kiev, 1999.

The dissertation is devoted to the research of dynamics and errors of micromechanical vibrating gyros. The new mathematical models that describe sensitive element's movement on a rotating base and basic errors for the tuning fork, gimballed and single mass gyros are developed in the thesis. For the single mass gyros the influence of the linear and angular vibrations, thermal variations, manufacturing errors on an angular rate measuring performance was investigated and analysis of a transition processes in amplitudes of the output oscillations was implemented. The results obtained in the dissertation allow to calculate the main characteristics of the above mentioned gyros. The main thesis results were used in the designing process of the new micromechanical gyros and the angular rate sensors produced on their basis.

Key words: micromechanical gyro, sensitive element, dynamics, errors, mathematical modelling.