

НАУКОВІ ТА ПРАКТИЧНІ ПРОБЛЕМИ ВИРОБНИЦТВА ПРИБЛАДІВ ТА СИСТЕМ

УДК 681.586.325

ДОСЛІДЖЕННЯ РЕЗОНАНСНИХ ЧАСТОТ ТА ВЛАСНИХ ФОРМ КОЛИВАНЬ ЧУТЛИВИХ ЕЛЕМЕНТІВ АКСЕЛЕРОМЕТРІВ

Дубінець В. І.

*Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», м. Київ, Україна*E-mail: vidubinets@ukr.net

У статті представлені результати моделювання чутливих елементів маятникових мікромеханічних акселерометрів (ММА). Проведені дослідження і встановлені закономірності впливу геометричних параметрів пружного підвісу і маси чутливого елемента на частоту власних коливань з поправкою на демпфування. При моделюванні підвісів різної форми методом кінцевих елементів визначали напружено-деформований стан чутливих елементів і проводили аналіз пружних характеристик з метою вибору оптимальної конструкції.

Ключові слова: мікромеханічні акселерометри, чутливий елемент, метод кінцевих елементів, чутливість, власна частота.

Вступ

МЕМС-акселерометри широко використовуються в космічних апаратах, авіації, автомобілебудуванні, високоточному озброєнні – керованих ракетних та артилерійських снарядах [1, 5, 8, 10]. Одним з найважливіших елементів мікромеханічних акселерометрів є підвіси (торсіони), форма і розміри яких і визначають якість чутливого елемента (ЧЕ). Моделювання підвісів різної форми дозволяє провести аналіз пружних характеристик ЧЕ і вибрати його оптимальну конструкцію.

Постановка задачі

Для виготовлення ЧЕ ММА використовується в основному монокристалічний кремній КЕФ-4,5 (100), який має високі пружні характеристики [1-3, 6, 7]. Аналіз реальних виробів на резонанс і можливість модифікувати їх з метою видалення з діапазону заборонених власних частот залишаються актуальною проблемою при проектуванні чутливих елементів маятникових мікромеханічних акселерометрів.

Чутливі елементи маятникових мікроакселерометрів

Основним конструктивним вузлом мікромеханічного акселерометра є чутливий елемент. ЧЕ включає масу (М), яка за допомогою пружних елементів підвісу кріпиться до опорної рамки (основи). Пружні елементи підвісу розташовують по консольній або мостовій схемі [1, 2, 10].

При мостовій схемі підвісу М переміщається строго уздовж виміральної осі. Багатобалочний

мостовий підвіс М характеризується низькою чутливістю до поперечних дій, високими жорсткістю і основною власною частотою.

Консольна схема підвісу М характеризується високою основною чутливістю. Проте недоліком цієї схеми є порушення співісної рамки і М при великих її переміщеннях, а також істотна поперечна чутливість [1, 2, 5]. ЧЕ маятникових ММА в основному мають консольну схему підвісу, де пружні елементи за способом підвісу подібні до балок, що працюють на згин, або кручення (торсіони).

Базові принципові схеми ЧЕ маятникових ММА приведені на рис. 1.

Моделювання та динамічний аналіз ЧЕ

Динамічний аналіз має на меті розрахунок резонансних (власних) частот і відповідних їм власних форм коливань. На практиці ефект резонансу, як відомо, настає у разі збігу частоти зовнішньої збуджуючої сили з однією з власних частот об'єкту.

Модуль COSMOSWorks реалізує класичне кінцево-елементне формулювання, якому властиві наступні обмеження [4]:

- демпфування не враховується;
- наявність тертя ігнорується;
- зовнішнє навантаження, що змінюється, відсутнє.

Наслідок першого обмеження – неможливість отримати інформацію про стан конструкції у момент резонансу. Жоден з параметрів (переміщення, деформації, напруга) не розраховується. При-

чина в тому, що теоретично всі вони мають нескінченну величину.

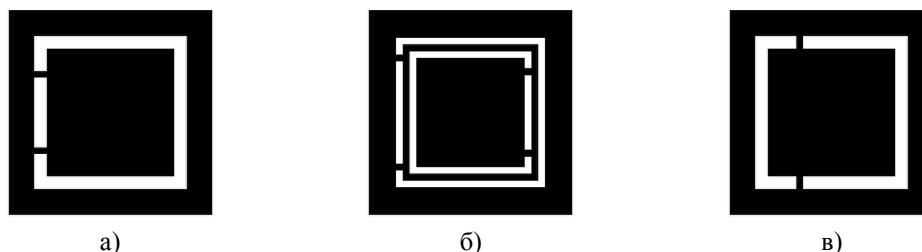


Рис. 1. Схеми підвісу ЧЕ маятникового ММА

Також недоступний аналіз поведінки в ході прикладання навантажень.

Проте навіть з урахуванням вказаних обмежень програма дозволяє вирішувати найбільш актуальну задачу: виконувати аналіз реальних виробів на резонанс і модифікувати їх з метою видалення з діапазону заборонених власних частот.

Основними метрологічними і експлуатаційними характеристиками ЧЕ є наступні:

- нормоване значення вимірюваного прискорення;
- основна чутливість;
- поперечна чутливість;
- частотний робочий діапазон;
- габаритно-масові параметри.

Частотний робочий діапазон визначається основною власною частотою і демпфуванням в системі. Збільшення частотного робочого діапазону і основної власної частоти пов'язане зі зменшенням М ЧЕ і підвищенням жорсткості підвісу.

Формулу для першої власної частоти (у герцах) запишемо у вигляді [1]

$$f_1 = 0,16 \sqrt{\frac{G_y}{m}}, \quad (1)$$

де m – маса ЧЕ.

Власну частоту ЧЕ з поправкою на демпфування визначають по формулі

$$f_d = f_1 \sqrt{1 - \xi^2}. \quad (2)$$

Експлуатаційні вимоги до ЧЕ є наступними:

- нормоване значення вимірюваного прискорення -10g;
- переміщення маси ЧЕ не більше 50 мкм.

Для забезпечення цих вимог М мала розмір в плані 5x5мм, балки пружного підвісу мали розміри - 0,5x0,25x0,005 мм (довжина x ширина x висота). Варійовані параметри моделей:

- схема підвісу ЧЕ (3 досліджуваних варіанти показані на рис.1);
- довжина пружного елемента 0,5 і 0,25.

Фізико-механічні властивості конструкційних матеріалів ММА представлені в табл. 1, де α – коефіцієнт температурного лінійного розширення; E – модуль пружності; μ – коефіцієнт Пуассона; ρ – щільність матеріалу; $[\sigma]$ – допустима напруга.

При проектуванні ЧЕ необхідно забезпечити п'ятикратний запас по міцності [6]. Тому в табл. 2 представлені основні характеристики моделей ЧЕ при дії прискорення $a = 50g$ у напрямі вимірювальної осі перпендикулярно площині підкладки.

Модель 1 (схема підвісу – рис. 1, а).

На рис. 2 представлені форми коливань ЧЕ у вигляді одинарного маятника з балочними пружними елементами. У табл. 3 приведені власні частоти.

Модель 2 (схема підвісу – рис. 1, б).

Власні частоти приведені в табл. 4 і відповідні їм власних форм коливань представлені на рис. 3.

Таблиця 1. Властивості конструкційних матеріалів ЧЕ [5]

Матеріал	$\alpha \cdot 10^6, ^\circ\text{C}^{-1}$	$E \cdot 10^{-5}, \text{МПа}$	μ	$\rho, \text{мг/мм}^3$	$[\sigma], \text{МПа}$
Кремній	2,8	1,3	0,3	2,3	200
Оксид кремнію	0,6	0,75	0,17	3,5	100

Таблиця 2. Основні характеристики моделей ЧЕ

Модель	Схема підвісу (рис. 1)	Розмір маси, мм	Розміри балки мм	Переміщення, мкм	$f_1, \text{Гц}$	$f_2, \text{Гц}$	$f_3, \text{Гц}$
1	а	5x5x0,06	0,5x0,25x0,03	42,39	482.96	4534.9	9880.7
2	б	5x5x0,06	0,25x0,25x0,03	20,97	570.69	879.65	1770.2
3	в	5x5x0,06	0,5x0,25x0,03	6,71	1118.7	5908.2	8205.7

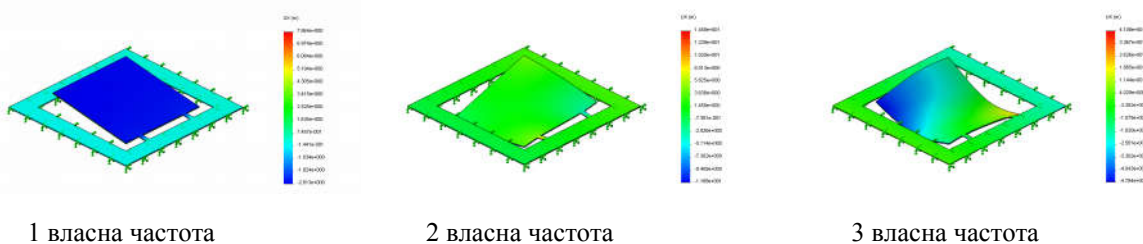


Рис. 2. Власні форми коливань ЧЕ (модель 1)

Таблиця 3. Власні частоти (модель 1)

Режим No.	Частотний, Рад/с	Частотний, Гц	Період, с
1	3034,5	482,96	0,0020706
2	28493	4534,9	0,00022051
3	62082	9880,7	0,00010121

Аналіз основних характеристик моделей 1 і 2 (див. табл. 2) показує, що підвіс ЧЕ моделі 2 жорсткіший, ніж у моделі 1. Переміщення маси у моделі 1 склало 42,39 мкм, а у моделі 2 - 20,97 мкм.

Підвищення податливості моделі 1 обумовлено зниженням основної першої частоти до 482,96 Гц, друга частота склала 4534,9 Гц.

Модель 3 (схема підвісу – рис. 1, в). На рис. 4 представлені форми коливань ЧЕ у вигляді одинарного маятника з балочними пружними елементами. У табл. 5 приведені власні частоти.

Висновки

Встановлено, що для забезпечення необхідного частотного робочого діапазону необхідно підвищення основної власної частоти, що досягається збільшенням жорсткості. Виконання пружної балки мінімальної довжини дозволяє у декілька разів і навіть на порядок збільшувати частотний робочий діапазон і отримати потрібні масово-габаритні характеристики.

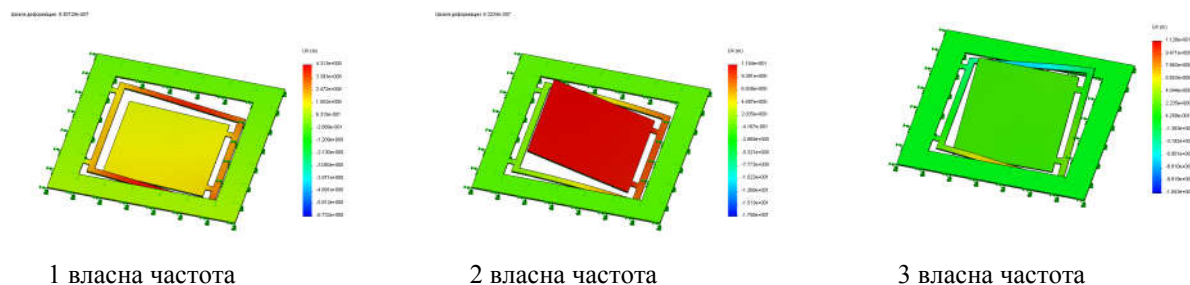


Рис. 3. Власні форми коливань ЧЕ (модель 2)

Таблиця 4. Власні частоти (модель 2)

Режим No.	Частотний, Рад/с	Частотний, Гц	Період, с
1	3585.7	570.69	0.0017523
2	5527	879.65	0.0011368
3	11123	1770.2	0.0005649

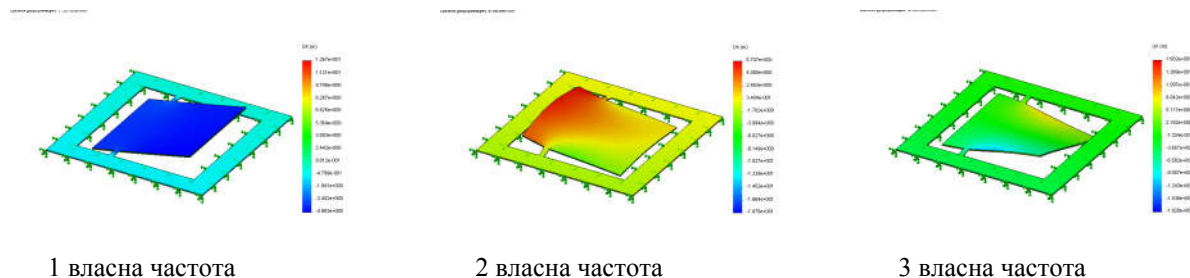


Рис. 4. Власні форми коливань ЧЕ (модель 3)

Таблиця 5. Власні частоти (модель 3)

Режим No.	Частотний, Рад/с	Частотний, Гц	Період, с
1	4729.5	752.73	0.0013285
2	37122	5908.2	0.00016926
3	51558	8205.7	0.00012187

Література

- Распопов В. Я. Микромеханические приборы: Учеб. пособие. – М.: Машиностроение, 2007. – 400 с.
- Зотов С. А., Особенности проектирования и изготовления чувствительного элемента микромеханического акселерометра / С. А. Зотов, В. В. Калугин, С. П. Тимошенко, Е. С. Морозова, В. Н. Балычев // Приборы и системы. Управление, Контроль, Диагностика. – 2012. – № 2. – С. 21 – 25.
- Зотов С.А. Расчет формы деформируемой балки микромеханического акселерометра. – Тула, Известия Тульского государственного университета. Сер. Проблемы специального машиностроения. – 2001. – вып. 4. – С. 154-157.
- Алямовский А. А. Solid Works / COSMOS Works. Инженерный анализ методом конечных элементов. – М.: ДМК Пресс, 2004. – 432 с.
- Тузов А. Датчики для измерения параметров движения на основе МЭМС-технологии // Электроника. – 2011. – № 1. – С. 2 – 5.
- Галушков А. И. Моделирование, динамический и прочностной анализ инерционных чувствительных наноэлементов // Нано- и микросистемная техника. – 2008. – № 1. – С. 34 – 38.
- Бритков О. М. Разработка конструкции микромеханического акселерометра / 12 Всероссийская межвузовская научно-техническая конференция студентов и аспирантов "Микроэлектроника и информатика - 2005". – М.: МИЭТ, 2005. – С. 123.
- Тарасов С. Б. МЭМС-гироскопы и акселерометры / С. Б. Тарасов, С. Н. Степанов, А. В. Петров, С. С. Степанов // Нано- и микросистемная техника. – 2015. – № 10.
- Shashkin V. I. Fabrication and characterization of stress-free microbeams for MEMS applications / V. I. Shashkin, N. V. Vostokov, E. A. Vopilkin, A. Yu. Klimov, V. M. Daniltsev, V. V. Rogov, S. G. Lazarev // Phys. Stat. Sol. (c) 2. 2005. N 4. P. 1433–1437.
- Zimmerman L. Airbag application: a microsystem including a silicon capacitive accelerometer, CMOS switched capacitor electronics and true self-test capability / L. Zimmerman, J. Ph. Ebersohl, R. Hung // Sensors and Actuators. 1995. V. A46–47 190–195.

УДК 681.586.325

В. И. Дубинец

Национальный технический университет Украины "Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского", г. Киев, Украина

ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЗОНАНСНЫХ ЧАСТОТ И СОБСТВЕННЫХ ФОРМ КОЛЕБАНИЙ ЧУВСТВИТЕЛЬНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ АКСЕЛЕРОМЕТРОВ

В статье представлены результаты моделирования чувствительных элементов (ЧЭ) маятниковых микромеханических акселерометров (ММА). ЧЭ ММА в основном имеют консольную схему подвеса, где упругие элементы подобны балкам, работающим на изгиб либо кручение (торсионы).

Методом конечных элементов проведены исследования и установлены закономерности влияния геометрических параметров упругого подвеса и массы чувствительного элемента на частоту собственных колебаний с поправкой на демпфирование. При моделировании подвесов разной формы определяли напряженно-деформированное состояние ЧЭ и проводили анализ упругих характеристик с целью выбора оптимальной конструкции.

Ключевые слова: маятниковый микромеханический акселерометр, чувствительный элемент, метод конечных элементов, частота собственных колебаний, демпфирующая способность.

V. I. Dubinets

National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute", Kyiv, Ukraine

INVESTIGATION OF RESONANT FREQUENCIES AND OWN FORMS OF VIBRATIONS OF SENSITIVE ELEMENTS OF ACCELEROMETERS

The article presents the results of the simulation of sensitive elements of pendulum micromechanical accelerometers (MMA). MMA basically have a cantilever suspension scheme, where elastic elements are similar to beams working on bending or torsion (torsions). For the manufacture of sensitive elements MMA used mainly monocrystalline sili-

con KEF-4,5 (100), which has high elastic characteristics. The analysis of real products for resonance and the ability to modify them in order to remove from the range of forbidden eigenfrequencies remain an actual problem in the design of sensitive elements of the pendulum micromechanical accelerometers.

The main constructive node of the micromechanical accelerometer is a sensitive element which includes mass and elastic elements of the suspension, is attached to the support frame (base). Elastic elements of the suspension are located on the console or bridge scheme.

Under the bridge scheme, the suspension M moves strictly along the measuring axis. Multilayer bridge suspension M is characterized by low sensitivity to transverse actions, high rigidity and basic self-frequency. The dynamic analysis seeks to calculate of the resonant (own) frequencies and their corresponding forms of oscillation.

The module COSMOSWorks implements the classical finite elemental method, which has the following limitations: damping is not taken into account; the presence of friction is ignored; the external load which changeable is absent.

The consequence of the first limitation is the inability to obtain information on the state of the design at the moment of resonance. None of the parameters (displacement, deformation, stress) is not calculated. Also, the analysis of behavior during loading of loads is not available.

However, even with these restrictions, the program allows you to solve the most urgent task - to perform the analysis of real products on the resonance and to modify them in order to remove from the range of forbidden eigenfrequencies.

The finite element method was used to study influence of the geometric parameters of the elastic suspension and the mass of the sensitive element on the frequency of natural oscillations with correction for damping. In the modeling of suspensions of different shapes, a stress-strain state of the sensitive element was determined and an analysis of the elastic characteristics was conducted to select the optimal design.

Key words: pendulum micromechanical accelerometer, sensitive element, finite element method, frequency of natural oscillations, damping ability.

*Надійшла до редакції
25 травня 2017 року*

*Рецензовано
08 червня 2017 року*

© Дубінець В. І., 2017

УДК 681.121

OPTIMIZATION OF TURBINE TYPE FLOW RATE TRANSDUCER WITH HYDRODYNAMIC BALANCING OF SENSITIVE ELEMENT

Pisarets A., Korobko I.

*National Technical University of Ukraine «Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute»,
Kyiv, Ukraine*

E-mail: anna.v@ukr.net, i.korobko@kpi.ua

In the article the accuracy increasing necessity of flow rate transducer by optimizing their design parameters is proven. Optimization of turbine type flow rate transducer with sensitive element hydrodynamic balancing parameters is one of its operation principle mathematical simulation stages. Optimization criteria are formulated in the article allowing estimating the operation of the transducer in a dynamic mode. The design objectives choice is substantiated. Their boundary conditions have been analyzed and determined. The optimization results of the flow rate transducer design according to the developed algorithm are presented.

Keywords: *optimization, mathematical modeling, turbine type flow rate transducer, sensitive element, hydrodynamic balancing.*

Introduction

Fluid flow rate and volume measuring instrument accuracy is provided by the characteristics of their individual elements. Most modern secondary transducers of these instruments are universal and do not create additional resistance to the measured medium flow. Therefore, an accuracy increase of the measur-

ing instruments provides the fluid flow transducers improvement.

In turn, increasing the accuracy of measuring transducers is possible by developing new measurement methods or by improving measuring instruments and systems based on existing methods. The improvement is realized by the results of numerous ex-