

АВСИЕВИЧ А. М., ТАРАТЫН И. А., КИРИЛЛОВ П. С.

## ВЛИЯНИЕ РАДИУСОВ СОПРЯЖЕНИЙ ЭЛЕМЕНТОВ МЭМС-СИСТЕМ НА СОБСТВЕННЫЕ КОЛЕБАНИЯ

Белорусский национальный технический университет

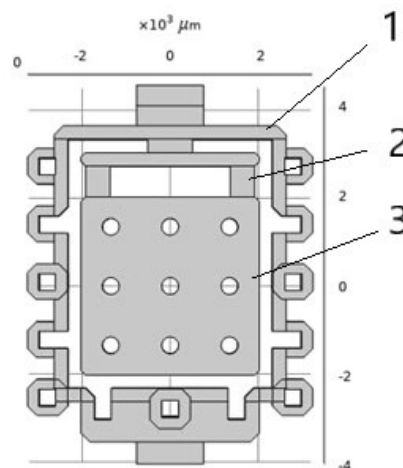
Рассмотрены закономерности изменения частот и форм собственных колебаний и напряженного состояния кремниевого чувствительного элемента механической системы МЭМС-акселерометра в зависимости от изменения радиусов скругления конструктивных элементов. Установлено увеличение собственных частот системы и напряжений в торсионных подвесах с увеличением радиусов сопряжений подвеса с рамкой и инерционной массой. Скругление формы подвесов в плане приводит к снижению собственных частот и росту напряжений, возникающих при колебательных движениях. Подтвержден факт локализации форм колебаний высокой частоты в инерционной массе. Рекомендован комплекс конструктивных решений, позволяющих управлять вибрационным состоянием механической системы МЭМС-акселерометра.

**Ключевые слова:** микроэлектромеханическая система; акселерометр; кремниевая пластина; кремниевый торсионный подвес; собственная частота; форма колебаний; напряжения.

Работа МЭМС-устройств, в частности, МЭМС-акселерометров, связана с низкочастотными колебаниями элементов системы. Для расширения диапазона режимов эффективной работы МЭМС-систем важно, чтобы собственные частоты колебаний находились как можно выше и дальше от рабочих частот. Соответственно наиболее эффективными устройствами с более широким диапазоном рабочих частот являются те, у которых первая собственная частота будет максимальной. Долговечность и надежность работы систем зависит от ожидаемого числа циклов нагружения, которое тем больше, чем меньше напряжения возникают в материалах колеблющихся элементов системы. Собственные частоты и напряжения определяются конструктивными параметрами системы, соответственно, при оптимизации конструкции

следует рассматривать их в совокупности. Поэтому целью настоящего исследования является изучение влияния конструктивных параметров элементов МЭМС-акселерометра на их вибрационное напряженное состояние.

Механическая система кремниевого чувствительного элемента МЭМС-акселерометра, показанная на рисунке 1, относится к маятниковому типу. Кремниевая инерционная масса соединена с неподвижной рамкой тонкими и значительно менее жесткими торсионными подвесами, также из токопроводящего кремния. Колебания пластины приводят к изменению расстояния между ней и металлическим слоем на неподвижном стекле. Соответственно варьированию толщины зазора изменяется емкость образовавшегося конденсатора, измеряемая электронной системой прибора.



1 – рамка, 2 – подвес, 3 – инерционная масса

Рис. 1. Общий вид механической системы МЭМС-акселерометра

В результате предыдущих исследований [1] установлено, что первые собственные формы колебаний определяются в первую очередь геометрией торсионных подвесов (длина, ширина, толщина) и схемой их расположения. В отношении геометрии пластины любые конструктивные изменения, снижающие ее массу, приводят к росту

значений частот на первых формах собственных колебаний.

Формирование пластины и торсионов производится различными способами литографии и травления, которые предполагают перенос формы некоторого шаблона на подложку [2]. Эти технологии позволяют получать сложные формы элементов

МЭМС-устройств и их сопряжений [3, 4]. Реальные сопряжения элементов характеризуются определенными радиусами скруглений. Применяемые технологии позволяют получать радиусы размером от нескольких десятков нанометров до величин, сравнимых с габаритами конструктивных элементов. Способы изотропного и анизотропного травления обеспечивают варьирование геометрических параметров в различных сечениях и плоскостях [5].

Плавность конструктивных переходов уменьшает максимальные значения напряжений, что должно увеличить долговечность элементов. При этом градиент толщин изменяет жесткость конструкции, что приведет к изменению собственных частот механической системы согласно зависимости [6]:

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c}{m}}, \quad (1)$$

где  $f$  – частота;  $c$  – жесткость;  $m$  – инерционный параметр (масса).

В представленной конструкции технологичным и эффективным вариантом совершенствования конструкции может быть нахождение оптимальных радиусов скруглений  $r$  по всему периметру сопряжения подвеса с инерционной массой (пластиной) и рамкой, а также скругление формы подвеса в плане радиусом  $R$  вместо прямоугольной формы, как показано на рисунке 2.

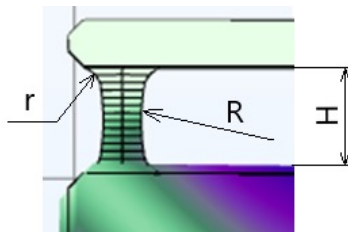


Рис. 2. Радиусы скруглений конструктивных элементов

Таблица 1

**Расчетные собственные частоты и напряжения при варьировании радиусами скруглений сопряжений торсионных подвесов**

| Радиус $r$ | Максимальные напряжения, Па | Собственные частоты, Гц |     |     |      |      |      |
|------------|-----------------------------|-------------------------|-----|-----|------|------|------|
|            |                             | 1-я                     | 2-я | 3-я | 4-я  | 5-я  | 6-я  |
| $0,05H$    | 342                         | 294                     | 752 | 838 | 937  | 1165 | 1238 |
| $0,1H$     | 356                         | 300                     | 794 | 838 | 951  | 1164 | 1238 |
| $0,15H$    | 387                         | 314                     | 820 | 839 | 994  | 1164 | 1238 |
| $0,2H$     | 425                         | 329                     | 840 | 848 | 1044 | 1164 | 1237 |
| $0,25H$    | 495                         | 347                     | 842 | 882 | 1017 | 1164 | 1237 |

Таблица 2

**Расчетные собственные частоты и напряжения при изменении скруглений торсионных подвесов в плане**

| Радиус скругления $R$ | Максимальные напряжения, Па | Собственные частоты, Гц |     |     |     |      |      |
|-----------------------|-----------------------------|-------------------------|-----|-----|-----|------|------|
|                       |                             | 1-я                     | 2-я | 3-я | 4-я | 5-я  | 6-я  |
| $1,5H$                | 7800                        | 155                     | 489 | 558 | 837 | 1164 | 1238 |
| $2H$                  | 11000                       | 157                     | 490 | 560 | 837 | 1164 | 1238 |

Величина радиусов скруглений сопряжений  $r$  при моделировании варьировалась в долях длины подвеса  $H$  в диапазоне от  $0,05H$  до  $0,25H$  с шагом  $0,05H$ . Радиусы скругления формы подвеса в плане  $R$  также выражались кратными высоте  $H$  и принимались равными  $1,5H$  и  $2H$ . Высота подвесов, обеспечивающая значительный сдвиг первых собственных частот в сторону увеличения, как определено при проведенном ранее моделировании [1], принималась равной 700 мкм. Минимальная толщина подвесов составляла 15 мкм, толщина инерционной массы (пластины) – 380 мкм.

Моделирование производилось методом конечно-элементного анализа [7, 8]. В приведенном диапазоне размеров поведение механических элементов МЭМС-систем полностью подчиняется законам Ньютоновской механики. Проводился модальный компьютерный анализ для выявления собственных частот и расчет напряженного состояния подвесов при их изгибе в процессе механических колебаний инерционной массы. При исследовании напряжений принималось, что максимальное отклонение инерционной массы (пластины) от оси устройства составляет 15 мкм. Для выявления закономерностей формирования напряженного состояния и определения максимальных напряжений с достаточным запасом эта величина принята увеличенной и соответствующей расстоянию между неподвижными стеклами реальных устройств [9].

Собственные частоты колебаний механической системы и максимальные расчетные напряжения в материале подвесов для разных значений радиусов сопряжений  $r$  приведены в таблице 1. Аналогичные параметры для варьирования радиусов скругления формы подвеса в плане  $R$  указаны в таблице 2. При варьировании радиусами скруглений  $r$  в сопряжениях скругления формы  $R$  подвеса в модели отсутствовали, как при варьировании параметра  $R$  радиусы скруглений в сопряжениях принимались равными нулю.

Как и при ранее проведенном моделировании, описанном в [1], когда варьируемыми параметрами являлись длина и расположение торсионных подвесов, в результате модального анализа определены 6 собственных частот колебаний. При этом характер колебательных движений для предыдущего и описываемого модельных экспериментов на всех

выявленных собственных частотах практически совпадает. Первой и наиболее значимой с точки зрения вибрационного поведения системы формой колебаний при наименьшем значении собственной частоты является качание инерционной массы (пластины) на торсионных подвесах по типу маятникового движения (рисунок 3).

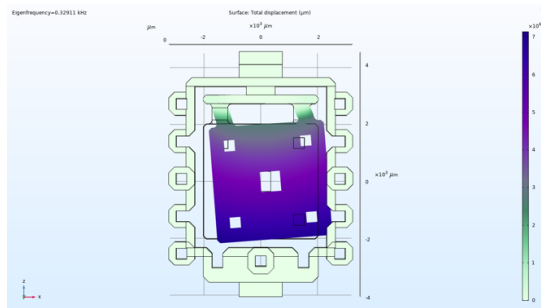


Рис. 3. Первая форма собственных колебаний

Полученные результаты свидетельствуют об увеличении и максимальных напряжениях, и значениях первых собственных частот с ростом радиуса  $r$  скруглений в сопряжениях. Изменение значений собственных частот в принятом при модельном эксперименте диапазоне варьирования радиуса сопряжений  $r$  от 0 до  $0,25H$  становится все менее значительным с увеличением номера собственной частоты. Это объясняется снижением влияния геометрии подвесов на колебательные явления и локализацией колебаний в теле инерционной массы (пластины). Две первые формы собственных колебаний определяются практически только геометрией торсионных подвесов. Третья и четвертая формы зависят в совокупности от геометрии торсионных подвесов и инерционной массы (пластины).

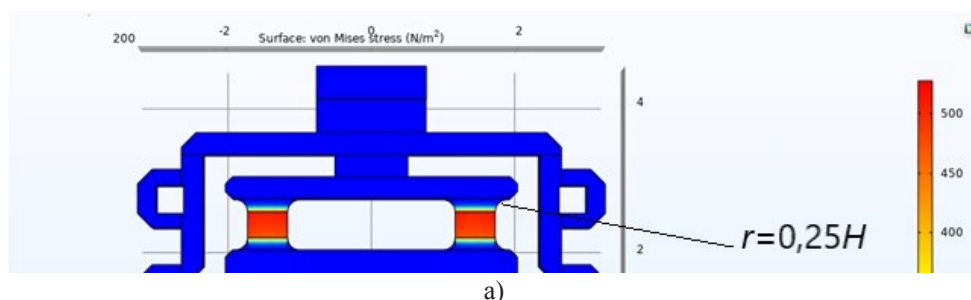
Пятая и шестая формы и частоты собственных колебаний, согласно представленным в таблицах 1 и 2 данным, не изменяются при варьировании геометрических параметров подвесов, так как локализуются в теле пластины. Аналогичный характер колебательных движений на собственных частотах выявлен и по результатам ранее проведенного моделирования. Значения собственных частот для пятой и шестой форм совпадают, либо различаются на величину в пределах 1 Гц как в данном, так и ранее проведенном модельном эксперименте. Это окончательно доказывает отсутствие зависимости этих форм колебаний от геометрии подвесов и локализацию их только в инерционной массе (пластине).

Варьирование радиусов скругления формы

подвеса в плане  $R$ , согласно приведенным в таблице 2 значениям, практически не вызывает сдвига значений собственных частот. Это объясняется характером взаимосвязи геометрии подвеса и жесткостью колебательной системы по разным координатным осям. Так как колебательные движения всех выявленных форм происходят в направлении, нормальном к плоскости механической системы МЭМС-устройства или близким к нему, жесткость торсионных подвесов в направлении, ортогональном движению, не оказывает существенного влияния на частоты собственных колебаний.

Для проверки влияния скругления формы торсионного подвеса в сечении, перпендикулярном плоскости пластины, смоделированы колебания системы при вогнутой гиперболоидной его форме в обеих плоскостях, содержащих продольную ось. Плавно уменьшаемая от мест крепления к рамке и пластине толщина подвеса в наиболее тонком месте (в середине) составляла 0,1 от максимальной толщины. Это привело к снижению первой собственной частоты на 10% и все менее значимому снижению более высоких частот (от второй до четвертой), пятая и шестая формы не претерпевают изменений.

Наиболее значимым конструктивным фактором изменения первой, а в меньшей степени и более высоких собственных частот, является увеличение радиуса сопряжений  $r$  в местах крепления подвеса к рамке и пластине. В относительных величинах в принятом диапазоне варьирования параметра различие составляет 24%. Однако при этом на 50% возрастает величина расчетных напряжений, как показано на рис. 4.



a)

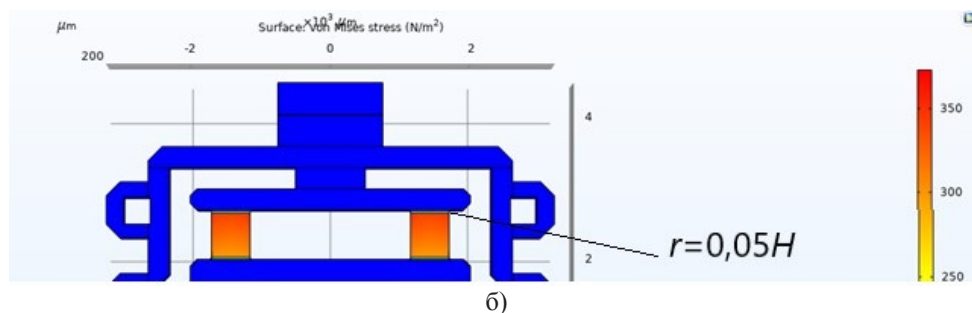


Рис. 4. Распределение напряжений в материале торсионных подвесов при разных радиусах скругления сопряжений в местах крепления: а) при  $r = 0,25H$ ; б) при  $r = 0,05H$ ;

Зоны максимальных напряжений находятся в прямолинейной части подвеса в непосредственной близости от места сопряжения с неподвижной рамкой. В зоне сопряжения радиусом  $r$  напряжения резко снижаются, что объясняется увеличением площади сечения в направлении, перпендикулярном оси инерции. Аналогичная картина наблюдается в месте сопряжения подвеса с инерционной массой. Таким образом, радиусы в принятом диапазоне величин устраняют концентрацию напряжений в сопряжениях, имеет место монотонное уменьшение напряжений в материале подвеса от начала скругления сопряжения с рамкой до начала скругления сопряжения с инерционной пластиной. Это соответствует характеру эпюры напряжений в изогнутой балке [10], которой является подвес при отклонении инерционной массы от оси чувствительного элемента. Из-за значительно большей толщины по сравнению с подвесом пластина при колебаниях практически не изгибается. Неподвижная рамка играет роль жесткой заделки, чем ближе к которой, тем больше величина напряжений при изгибе. Чем меньше длина ровной части подвеса до скруглений в сопряжениях, тем больше степень ее изгиба при постоянной величине отклонения пластины. Поэтому при неизменном расстоянии от рамки до пластины  $H$  увеличение радиуса скруглений приводит к росту значений максимальных напряжений. Изменение ширины подвесов должно приводить к уменьшению максимальных напряжений при незначительном влиянии на собственные частоты. Абсолютные значения напряжений достаточно малы, что позволяет предположить достаточную долговечность устройств. Поэтому скругление радиусов сопряжений можно считать эффективным конструктивным решением для повышения собственных частот

МЭМС-системы.

Таким образом в результате компьютерного моделирования определены закономерности влияния геометрии подвесов МЭМС-акселерометра на собственные частоты и напряженное состояние. Подтвержден факт локализации форм колебаний высокой частоты в теле инерционной массы (пластины) и независимость этих форм от геометрии торсионных подвесов. Установлена закономерность увеличения первой, второй и третьей собственных частот с увеличением радиуса сопряжений в местах соединения торсионных подвесов с неподвижной рамкой и пластиной при одновременном росте напряжений при изгибе подвесов. Скругление формы подвесов в плане оказывает отрицательное влияние, приводя к снижению собственных частот при существенном росте напряжений изгиба. Наличие радиусов полностью устраняет концентрацию напряжений в сопряжениях подвеса с неподвижной рамкой и инерционной массой.

По результатам моделирования, включая ранее полученные закономерности [1], для увеличения собственных частот МЭМС-акселерометров и подобных устройств с рабочими элементами в виде пластин и схожей колебательной системой следует рекомендовать комплекс возможных конструктивных решений: укорочение подвесов, увеличение скруглений сопряжений подвесов с сопрягаемыми элементами, изменение массы пластины ее перфорацией, варьирование количества и положения подвесов. Так как увеличение скруглений сопряжений подвесов и их укорочение приводят к увеличению в них внутренних напряжений, целесообразно применять конструктивные решения, способствующие снижению напряжений, например, изменение ширины и расположения подвесов.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Авсневич, А.М. Влияние геометрии кремниевого чувствительного элемента МЭМС на собственные колебания. А.М. Авсневич, И.А. Таратын, А.Ф. Смалюк, П.С. Кириллов // Математические методы в технологиях и технике. Научный журнал, №11, - СПб.: ООО «Сарлен-Алекс», 2021. – С. 71– 75.
2. Гуртов В. А., Беляев М. А., Бакшеева А.Г. Микроэлектромеханические системы: Учеб. пособие. – Петрозаводск: Из-во ПетрГУ, 2016. – 171 с.
3. H. Lan, Y. Ding and H. Liu, Nanoimprint Lithography: Principles, Processes and Materials, Nova Science Publishing, 2011, pp. 73.
4. Sze S. M. Physics of Semiconductor Device. Third Edition / S. M. Sze, K. Ng Kwok, John Wiley & Sons, Inc., New Jersey, 2007. – 825 p.
5. Пауткин, В.Е. Формообразование элементов МЭМС / Датчики и системы. №8. 2018. – С. 56 – 61.
6. Вибрации в технике: Справочник в 6-и т. / Ред. совет: В.Е. Челомей (пред.). М.: Машиностроение. 1978. Т.1. – 352 с.
7. Стрент Г., Фикс Дж. Теория метода конечных элементов. М.: Мир. 1977. – 352 с.
8. Hartmann F., Katz C. Structural analysis with finite elements. Springer. 2007. – 604 p.

9. **Распопов, В.Я.** Микромеханические приборы. Учебное пособие. 2-е изд., перераб и доп. Тул. гос. университет, Московский гос. технологический ун-т им. К.Э. Циолковского. Тула: Гриф и К. 2004. – 476 с.

10. **Феодосьев, В.И.** Сопротивление материалов: Учеб. для вузов. - 10-е издание, перераб. и доп. - М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 1999. – 592 с.

### REFERENCES

1. **Ausiyeovich, A.M.** The influence of the geometry of the silicon sensing element MEMS on its own vibrations. **A.M. Ausiyeovich, I.A. Taratyn, A.F. Smalyuk, P.S. Kirylau** // Mathematical methods in technologies and engineering. Scientific Journal, No. 11, - St. Petersburg: Sarlen-Alex LLC, 2021. – pp. 71-75.

2. **Gurtov V. A., Belyaev M. A., Baksheeva A.G.** Microelectromechanical systems: Textbook. – Petrozavodsk: PetrSU Publishing House, 2016. – 171 p.

3. **H. Lan, Y. Ding and H. Liu,** Nanoimprint Lithography: Principles, Processes and Materials, Nova Science Publishing, 2011, pp. 73.

4. **Sze S. M.** Physics of Semiconductor Device. Third Edition / S. M. Sze, K. Ng Kwok, John Wiley & Sons, Inc., New Jersey, 2007. – 825 p.

5. **Pautkin, V.E.** Shaping of MEMS elements / Sensors and systems. No.8. 2018. – pp. 56-61.

6. **Vibrations in technology: A reference book in the 6th edition / Ed. council: V.E. Chelomey (pred.).** M.: Mechanical Engineering. 1978. Vol.1. – 352 p.

7. **Strang G., Fix J.** Theory of the finite element method. Moscow: Mir. 1977. – 352 p.

8. **Hartmann F., Katz C.** Structural analysis with finite elements. Springer. 2007. – 604 p.

9. **Raspopov, V.Ya.** Micromechanical devices. Study guide. 2nd ed., Tula State University, Moscow State Technological University named after K.E. Tsiolkovsky. Tula: Vulture and K. 2004. – 476 p.

10. **Feodosiev, V.I.** Resistance of materials: Studies for universities. - 10th edition, reprint. and additional - M.: Publishing House of the Bauman Moscow State Technical University, 1999. – 592 p.

AUSIYEVICH A. M., TARATYN I.A., KIRYLAU P.S.

## THE EFFECT OF THE COUPLING RADII OF THE ELEMENTS OF MEMBRANE MEMS SYSTEMS ON THEIR OWN OSCILLATIONS

*Belarusian National Technical University*

*The regularities of changes in the frequencies and forms of natural oscillations and the stress state of a silicon sensing element of a mechanical MEMS accelerometer system depending on changes in the radii of rounding of structural elements are considered. An increase in the natural frequencies of the system and stresses in torsion suspensions has been established with an increase in the radii of the coupling of the suspension with the frame and the inertial mass. The rounding of the shape of the suspensions in the plan leads to a decrease in natural frequencies and an increase in stresses arising from oscillatory movements. The fact of localization of high-frequency oscillation forms in the inertial mass is confirmed. A set of design solutions is recommended to control the vibration state of the MEMS accelerometer mechanical system.*

**Keywords:** microelectromechanical system; accelerometer; silicon plate; silicon torsion suspensions; natural frequency; oscillation forms; stresses.



**Авсневич Андрей Михайлович**, кандидат технических наук. Декан факультета «Информационных технологий и робототехники» Белорусского национального технического университета. Проводит исследования в области вибрационного состояния и надежности механических систем.

**Ausiyeovich A. M.**, Ph.D in Technology. Head of the department «Information Technology and Robotics» at the Belarusian National Technical University. Conducts research in the field of vibration condition and reliability of mechanical systems. Author and co-author of a number of articles in scientific journals and conferences.

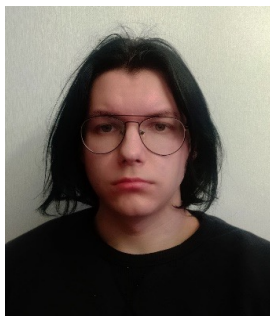
Email: ausi@bntu.by



**Таратын Игорь Александрович**. Доцент кафедры «Микро- и нанотехника» Белорусского национального технического университета. Кандидат технических наук. Область научных интересов: конструирование и технология изготовления микромеханических датчиков и химических сенсоров.

**Taratyn I. A.** Associate Professor of the Department of Micro- and Nanotechnology of the Belarusian National Technical University. Candidate of Technical Sciences. Research interests: design and manufacturing technology of micromechanical sensors and chemical sensors.

Email: mems@bntu.by



**Кириллов Павел Сергеевич.** Магистрант кафедры «Программное обеспечение информационных систем и технологий», инженер научно-исследовательской лаборатории Механики материалов и динамики технических систем Белорусского национального технического университета.

**Kirylau P. S.** Master's student of the Department "Software of Information Systems and Technologies", engineer of the Research Laboratory of Mechanics of Materials and Dynamics of Technical Systems of the Belarusian National Technical University.

Email: [povt@bntu.by](mailto:povt@bntu.by)