

Н. Г. ШАРМА, СУНДАРАРАДЖАН Т., Г. С. СИНГХ

ПРОЕКТИРОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ РЕЗОНАТОРОВ С УЧЕТОМ ВЛИЯНИЯ РАБОЧИХ ПАРАМЕТРОВ НА ИХ ДОБРОТНОСТЬ

Важнейшим функциональным элементом любого высокочувствительного датчика резонансного типа является механический резонатор, мерой эффективности которого служит коэффициент добротности. В работе рассматриваются различные механизмы демпфирования в резонаторах гироскопов, в том числе термоупругое демпфирование (ТУД), рассеяние энергии колебаний в опоре резонатора, поверхностное рассеяние энергии, внутреннее трение в материале резонатора, демпфирование под воздействием среды и демпфирование, вызванное рассеянием энергии в электронике системы съема. Уменьшить демпфирование можно разными способами, в частности путем проектирования резонаторов различных конструкций, размеров и из различных материалов с учетом зависимости эксплуатационных характеристик от показателя добротности. Коэффициент добротности кольцевых микрорезонаторов может достигать сотен тысяч. Полусферические макрорезонаторы подходят для сверхвысоких значений добротности. Эксплуатация датчика при высоких температурах нежелательна из-за ТУД, а при отрицательных – ограничивается внутренним трением в материале. Увеличение рассеяния на несколько порядков наблюдается при нанесении тонкослойного металлического покрытия, что также обусловлено ТУД и внутренним трением в материале покрытия. Чтобы рассеяние энергии колебаний в опоре было минимальным, резонатор должен быть изготовлен с очень высокой точностью, поскольку

Шарма Н. Гириш. Научный сотрудник, Индийская организации космических исследований, подразделение инерциальных систем (г. Тируванантапурам, Керала, Индия). ORCID 0000-0001-8177-6895.

Сундарараджан Т. Научный сотрудник, Космический центр им. Викрама Сарабхаи (г. Тируванантапурам, Керала, Индия).

Сингх Гаутам Сачин. Старший преподаватель, Индийский технологический институт (г. Гувахати, Индия).

Научные редакторы перевода: к.т.н. С.Н. Беляев, д.т.н. Ю.А. Литманович.

данный тип демпфирования крайне чувствителен к малейшим дефектам производства. Чувствительность добротности к рабочему давлению различается в зависимости от конфигурации резонатора. Представленный в статье анализ поможет разработать полноценную стратегию проектирования, реализации и эксплуатации датчика, которая позволит добиться высоких эксплуатационных показателей. В статье определен также круг вопросов, требующих дальнейшего исследования с целью разработки серийных компактных кориолисовых вибрационных гироскопов (КВГ) со сверхвысокой добротностью.

Ключевые слова: механические резонаторы, добротность, термоупругое демпфирование, рассеяние энергии колебаний в опоре резонатора, поверхностное рассеяние, внутреннее трение, демпфирование под воздействием среды, рассеяние энергии в электронике системы съема.

1. Введение

О термомеханическом шуме известно уже давно, однако его влияние нередко вновь обнаруживается лишь тогда, когда конструктивное решение датчика приводит к ограничению его чувствительности. Как правило, речь идет об одном из компонентов лимитирующего шума в случае высокоточных датчиков, предназначенных для улавливания слабых сигналов [1]. Термомеханический шум актуален для механических резонаторов, являющихся важнейшими элементами любых датчиков резонансного типа. Резонаторы применяются в вибрационных гироскопах, акселерометрах, датчиках массы, опорных генераторах, фильтрах, акустических волновых датчиках, сканирующих зондовых микроскопах, химико-биологических датчиках, а также в термометрических приборах для измерения теплового шума. Основными характеристиками резонаторов являются частота резонанса и коэффициент добротности. Последний определяет рабочую эффективность механического резонатора. Коэффициент добротности представляет собой соотношение сохраненной энергии и энергии, потерянной при вибрациях в резонаторе за один цикл [2]. Чем выше частота резонанса и коэффициент добротности, тем выше эффективность датчика. В настоящей работе представлен обзор различных механизмов рассеяния энергии в резонаторах, в основном на примере механических резонаторов вибрационных гироскопов. Подробно рассмотрена проблема расчета эксплуатационных характеристик с учетом их зависимости от различных механизмов демпфирования по материалам предыдущих исследований. Кроме того, описаны перспективы дальнейших исследований, направленных на повышение добротности резонаторов гироскопов. На сегодняшний день из всех типов гироскопов, использующихся в инерциальных навигационных системах, наиболее активно развиваются КВГ. Далее будет показано, что от добротности резонатора зависят разрешающая способность КВГ и его масштабный коэффициент.

1.1 Требования к высокой добротности

Соотношение «сигнал–шум» является одним из основных параметров при разработке гироскопа с высокой разрешающей способностью. В настоящее время во

многих МЭМС-гироскопах доминирующим является не механический шум, а электрический. Тем не менее в гироскопах, предназначенных для высокоточных инерциальных систем, необходимо в равной степени учитывать и механический, и электрический шумы. Поскольку кориолисова сила, действующая на резонатор КВГ, обычно очень мала, порождаемый ею выходной сигнал настолько слаб, что всегда перекрывается шумом. Одним из важных параметров КВГ является его порог чувствительности, то есть минимальная входная угловая скорость, которую можно отличить от уровня шума. Общий порог чувствительности обусловлен эквивалентным уровнем механического (mechanical noise equivalent rotation, MNER) и электронного шумов (electronic noise equivalent rotation, ENER) [3, 4]. Источником механического шума является столкновение молекул в процессе броуновского движения [1]. Порог механической чувствительности КВГ вычисляется на основании соотношения, уравнивающего смещение, связанное с броуновским движением, и смещение, связанное с кориолисовой силой, и задается равенством [5, 6]:

$$\text{MNER} = \frac{1}{NA_g x_d} \sqrt{\frac{k_b T}{\omega m_{\text{eff}} Q_{\text{eff}}}} \sqrt{\text{BW}}, \quad (1)$$

где N – количество рабочих мод, A_g – коэффициент преобразования угловой скорости в кориолисово ускорение (далее – коэффициент преобразования угловой скорости), x_d – амплитуда колебаний по оси возбуждения резонатора, k_b – постоянная Больцмана, T – рабочая температура, ω – собственная резонансная частота угловых колебаний, m_{eff} – эффективная масса, участвующая в n -й моде колебаний, Q_{eff} – эффективная добротность, BW – полоса пропускания КВГ.

Ясно, что MNER можно уменьшить за счет увеличения коэффициента преобразования угловой скорости, входной амплитуды колебаний по оси возбуждения, частоты, коэффициента добротности и эффективной массы, а также за счет понижения рабочей температуры. При этом увеличение массы приведет к соответствующему увеличению размеров резонатора, а также к уменьшению частоты, а снижение рабочей температуры накладывает ограничения на области применения датчиков. Следовательно, оптимальным решением является максимальное увеличение эффективной добротности Q_{eff} резонатора. Коэффициент добротности резонатора определяется по формуле [7]

$$Q_n = 2\pi \frac{W_n}{\Delta W}, \quad (2)$$

где W_n – количество энергии, сохраненной на n -й моде колебаний резонатора, а ΔW – количество энергии, рассеянной в резонаторе за один цикл. Таким образом, для достижения очень низкого значения эквивалентного уровня механического шума требуется сверхвысокая эффективная добротность Q_{eff} , что позволит добиться минимального порога чувствительности гироскопа.

В КВГ амплитуда вторичных колебаний пропорциональна как Q_{eff} , так и амплитуде колебаний возбуждения. С увеличением амплитуды вторичных колебаний увеличивается выходной сигнал емкостных датчиков, что приводит к увеличению масштабного коэффициента гироскопа. Таким образом, эффективная добротность Q_{eff} является критически важным параметром для улучшения рабочих характеристик датчиков резонансного типа, таких как порог их чувствительности и масштабный коэффициент. Коэффициенты добротности могут достигать высоких значений ($\geq 10^4$) у резонаторов

МЭМС-гироскопов, а сверхвысоких значений ($\geq 10^6$) – у твердотельных волновых гироскопов (ТВГ) с полусферическими макрорезонаторами, поскольку в резонаторах больших размеров энергия колебаний рассеивается в меньшей степени. Это одна из причин, по которым именно для ТВГ удалось добиться точностных характеристик, соответствующих приборам навигационного класса [8]. В следующем подразделе описываются различные механизмы демпфирования, влияющие на эффективную добротность Q_{eff} механического резонатора.

1.2 Механизмы демпфирования

Для достижения сверхвысоких значений добротности необходимо свести к минимуму потери энергии, связанные с конструктивными особенностями вибрирующего резонатора. Основными механизмами демпфирования колебаний резонатора являются ТУД, рассеяние энергии в опоре резонатора, поверхностное рассеяние, внутреннее трение в материале, демпфирование за счет влияния рабочей среды и демпфирование, вызванное рассеянием энергии в электронике системы съема [9, 10]. Поскольку эти разновидности механизма демпфирования одновременно присутствуют в резонаторе, эффективная добротность Q_{eff} может быть представлена в следующем виде [10]

$$\frac{1}{Q_{\text{eff}}} = \frac{1}{Q_{\text{ТУД}}} + \frac{1}{Q_{\text{Опора}}} + \frac{1}{Q_{\text{Поверхни}}} + \frac{1}{Q_{\text{ВТ}}} + \frac{1}{Q_{\text{Жидк}}} + \frac{1}{Q_{\text{Электр}}}. \quad (3)$$

Выделить отдельные источники потери энергии во время испытаний резонатора очень сложно. В связи с этим при его проектировании нужно обязательно предусматривать минимизацию всех возможных механизмов рассеяния энергии. Кроме того, при изготовлении резонатора необходимо обеспечить строгое соблюдение расчетных требований.

Механические резонаторы могут иметь различную конструкцию и рабочие параметры: геометрическую конфигурацию, размеры, рабочие моды колебаний, рабочую среду, требования к электромеханическому функционалу. Кроме того, некоторые источники демпфирования появляются или начинают преобладать в процессе реализации резонаторов. В этой связи были подробно изучены все механизмы потерь энергии для различных значимых параметров на протяжении всего цикла создания резонаторов – от проектирования до эксплуатации. В следующих разделах мы остановимся подробнее на каждом из механизмов демпфирования.

2. Термоупругое демпфирование

В соответствии с эффектом Томсона [11], если термоупругое твердое тело испытывает напряжение растяжения, его температура понижается. Аналогичным образом если однородный материал находится в неоднородном поле напряжения или если неоднородный материал находится в любом поле напряжения (однородном или неоднородном), то изменение температуры будет различаться на разных участках этого материала. Такого рода термоупругие связи возникают при неоднородных напряжениях в вибрирующем твердом теле. Периодическое изменение напряжений в процессе колебаний приводит к периодическому изменению температуры. Тем-

пературная деформация не совпадает по фазе с упругой, и в результате происходит необратимая теплопередача и возникает энтропия, которая является мерой количества работы, преобразованной в тепло, то есть механического демпфирования. Поскольку этот механизм рассеяния энергии связан со взаимодействием тепловых и упругих свойств, его называют ТУД. В работе [12] для данного механизма использовался термин «термоупругое динамическое демпфирование». В этом явлении тесно взаимосвязаны процессы термодинамики, механики твердых тел, теплопередачи и колебаний. В следующем подразделе рассмотрены основные конструктивные требования для создания резонатора с низким ТУД.

2.1 Конструктивные требования для создания резонатора с низким ТУД

Различные причины возникновения внутреннего трения термоупругой природы в твердых телах были впервые изучены в работе [13]. Теория была основана на обобщении закона Гука в отношении напряжения, растяжения и их первых производных. Было установлено, что примерно 98,6% тепловой релаксации приходится на первую моду колебаний для резонаторов в форме прямоугольных балок. Получена достаточно точная аппроксимация для одного времени релаксации в случае прямоугольной балочной конфигурации. Кроме того, автор вывел общие рекомендации по уменьшению таких термоупругих потерь. Для ТУД характерна динамика по Лоренцу, которая определяется как функция $\omega\tau$, достигающая максимального значения при $\omega\tau = 1$, где ω – собственная резонансная частота угловых колебаний, а τ — тепловая постоянная времени, связанная со скоростью релаксации. Пик рассеяния называется пиком Дебая. Если значение частоты значительно меньше скорости релаксации, то есть $\omega\tau \ll 1$, то колебания являются изотермическими и величина рассеяния невелика. Если же частота значительно превышает скорость релаксации, то есть $\omega\tau \gg 1$, колебания являются адиабатическими и рассеяние тоже мало. Присутствие ТУД было продемонстрировано экспериментально. Были также выполнены расчеты усилий релаксации для различных материалов с использованием изотермического и адиабатического модулей Юнга. Работа получила развитие в [14], где был представлен более обобщенный анализ для поперечных колебаний. Были выведены формулы непосредственно для вибрирующих пластин и проводов. Поперечные колебания металлических стержней были изучены в исследованиях рассеяния в работе [15]. Измерения проводились при комнатной температуре, а оценивание выполнялось методом логарифмического декремента свободного затухания. Зависимость механизма демпфирования от частоты определяли путем измерений на четырех латунных пластинах различной толщины; полученные значения частот отличались от частот пика Дебая примерно в 20 раз.

Одной из самых цитируемых работ в данной области стало исследование [16], в котором был представлен подробный анализ механических резонаторов в форме балки. Теория была дополнена за счет теории изгиба балок. Были выведены и решены связанные уравнения термоупругости для гармонических колебаний. Величина термоупругого демпфирования, выраженная как обратная величина коэффициента добротности, получена из отношения мнимой части собственной частоты к ее реальной части [16]:

$$Q_{ТУД}^{-1} = 2 \left| \frac{\text{Мн}(\omega)}{\text{Ре}(\omega)} \right|. \quad (4)$$

Следующее аналитическое выражение было получено в [16] для резонатора в форме балки в условиях поперечных колебаний:

$$Q_{ТУД}^{-1} = \Delta_E \frac{\omega_{mech} \tau_{th}}{1 + (\omega_{mech} \tau_{th})^2} = \frac{E \alpha^2 T_0}{\rho C_P} \frac{\omega_{mech} \tau_{th}}{1 + (\omega_{mech} \tau_{th})^2}, \quad (5)$$

$$Q_{ТУД} = Q_{mat} \times Q_{freq}, \quad (6)$$

где E – модуль Юнга, α – коэффициент теплового расширения, T_0 – абсолютная температура равновесия, ρ – плотность, C_P – удельная теплоемкость, ω_{mech} – собственная резонансная частота механических угловых колебаний, τ_{th} – время тепловой релаксации, Q_{mat} – добротность, ограниченная свойствами материала, Q_{freq} – добротность, ограниченная рабочей частотой. Добротность Q_{mat} зависит только от температуры и свойств материала, но не от конфигурации резонатора. Добротность Q_{freq} представляет собой функцию ω_{mech} и τ_{th} . Пиковое значение термоупругого демпфирования не зависит от размеров, но косвенно зависит от температуры по таким параметрам, как модуль Юнга, коэффициент теплового расширения и теплоемкость материала. Уравнение (5) используется для предварительного проектирования конфигурации резонаторов в форме балки и, с соответствующими поправками, для кольцевых резонаторов [17].

2.2 Различные подходы к моделированию ТУД

Для моделирования теплового профиля было изучено несколько разных подходов. В работе [14] поперечный температурный профиль аппроксимировался синусоидой. В то же время сам температурный профиль был получен из модели Лифшица–Роукса, авторы которой вывели точное выражение для тонких прямоугольных балок с более точным моделированием поперечного температурного профиля. При этом был выполнен расчет изменения резонансной частоты под воздействием ТУД во всем диапазоне рабочих условий – от изотермических до адиабатических. Автор [18] сравнил модель из [14] с моделью Лифшица–Роукса и обнаружил, что известная аппроксимация Зеллера с единственным временем тепловой релаксации лишь немного отличается от точного выражения. Таким образом, модель Лифшица–Роукса была признана более точной с точки зрения прогнозирования добротности в прямоугольных балках под воздействием простых гармонических колебаний при изгибной моде.

Еще один подход был сформулирован в [19] на основе метода конечных элементов. В нем возмущение температурного поля непосредственно используется в основных уравнениях, связывающих теплопередачу, термоупругость и колебания конструкции. Затем применяется метод конечных элементов для получения приближенного решения характеристического уравнения. Такая постановка задачи подходит также для трехмерных конфигураций и неоднородных граничных условий, для которых чрезвычайно трудно получить аналитические решения. Поскольку полностью связанные уравнения ТУД имеют сложное решение для двух- и трехмерных конфигураций, авторы [20] представили модель с одной степенью свободы, которая позволяет проана-

лизировать возможность оценивания термоупругого демпфирования в колеблющемся теле по его геометрическим параметрам и свойствам материала без решения уравнения теплопроводности. В модель введено понятие модальных температур по аналогии с модальными смещениями и модальными частотами. Вместе с тем в случае сложных конфигураций характеристическая длина, которая представляет собой параметр, определяющий теплопередачу, формируется экспериментальным путем.

В работе [21] было изучено влияние геометрической формы балки, аспектного отношения, собственной частоты, форм изгибной моды и конструктивных граничных условий для монокристаллических кварцевых резонаторов в форме микробалки. Теоретические различия между двух- и одномерными моделями заключаются в дополнительном демпфировании, связанном с теплопередачей по оси и разницей температурных полей. Погрешности точной одномерной теории варьируются от 2 до 80% в зависимости от аспектного отношения и формы моды. Влияние конструктивных граничных условий было изучено в [22]. Многие ученые для точного прогнозирования также пытались оценивать ТУД по формированию энтропии для точного прогнозирования, особенно в сложных трехмерных конструкциях. Авторы [23] взяли за основу второй закон термодинамики и разработали общую теорию для расчета ТУД в составной балке Бернулли–Эйлера в условиях изгибных колебаний по параметрам формирующейся энтропии. В работе [24] задача оценивания ТУД по формирующейся энтропии была поставлена с учетом трехмерной теплопередачи, которая играет большую роль при малом аспектном отношении. Учитывая, что множественные тепловые моды (постоянная времени затухания) усиливают демпфирование одиночного механического резонанса (напряжения), для оценивания демпфирования использовалось пространственное наложение тепловых мод и профиля растяжения на рассматриваемой механической моде. Метод формирования многомодовой энтропии также использовался в работе [25]. В исследовании [26] для расчета демпфирования применялись характеристические значения и векторы из несвязанных тепловых и механических уравнений. Численные решения осуществлялись методом конечных элементов с помощью программы COMSOL Multiphysics [27].

Физические аспекты ТУД были определены по результатам моделирования ТУД для типового консольного резонатора простой конфигурации. Полностью связанная термомеханическая задача на нахождение собственных значений ТУД решалась с использованием COMSOL для первой изгибной моды колебаний резонатора в форме балки. На рис. 1 показаны отклонения (повышение и понижение) значений температуры от абсолютной температуры равновесия и направления теплопередачи, связанной с термоупругостью. Понижение температуры (области голубого цвета) в сравнении с абсолютной температурой равновесия наблюдается при растяжении материала, а повышение (области красного цвета) – при его сжатии из-за изгибной моды колебаний. В резонаторе балочного типа выделено семь направлений теплопередачи, связанной с термоупругостью, во время поперечных колебаний. При вибрации тепловая релаксация происходит по этим линиям теплопередачи. Трехмерная модель, полученная методом конечных элементов, позволяет увидеть все направления теплопередачи и соответствующее рассеяние энергии для заданной моды колебаний. В следующем разделе будет рассмотрено ТУД в механических резонаторах различных конфигураций.

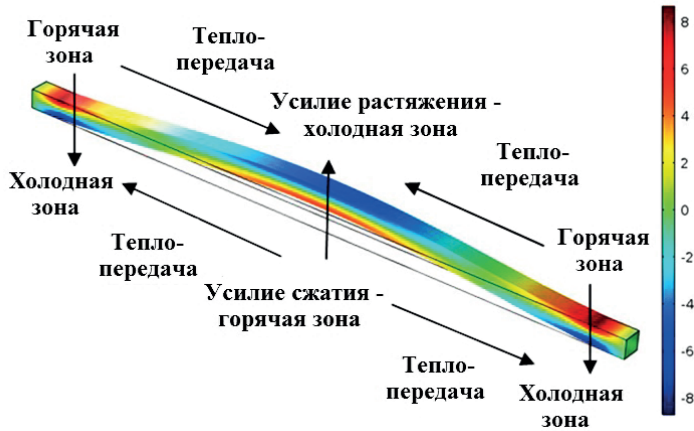


Рис. 1. Характерные изменения температуры (повышение и понижение относительно абсолютной температуры равновесия) и направления теплопередачи, связанной с термоупругостью

2.3 ТУД в резонаторах балочного типа

Резонаторы балочного типа обычно используются для обнаружения малых сил в МЭМС-датчиках – микрогироскопах, акселерометрах, химико-биологических датчиках. В работе [28] был выполнен теоретический анализ ТУД изгибающихся балок, результаты которого были сопоставлены с результатами экспериментальных измерений. Испытания балок из монокристаллического кремния проводились в условиях вакуума в диапазоне частот от 80 кГц до 1,6 МГц и при температуре от 300 до 400 К. Измеренные значения добротности Q варьировались от 10^4 до более чем 7×10^4 . В работе [16] максимальные значения демпфирования были получены для мышьяковистого галлия (GaAs) и кремния в зависимости от размеров резонатора и рабочей температуры. Было показано, что ТУД является источником значительного рассеяния при температурах около 100 К и выше. Зависимость демпфирования от материала и геометрических параметров была исследована в [29] путем измерений в микрорезонаторах балочного типа из кремния и нитрида кремния. Оказалось, что при размерах менее микрона значения ТУД невелики, но существенно возрастают при размерах в несколько микрон.

Авторы [30] провели исследование потерь энергии в резонаторах камертонной схемы с двумя заземленными концами. Было установлено, что потери в опоре являются лимитирующим фактором, когда соотношение длины к ширине составляет менее ~ 10 . Вместе с тем ТУД оставался лимитирующим механизмом потерь энергии для используемых конфигураций резонатора. В работе [31] были изучены термоупругие связи в балке с двумя заземленными концами и исследована их зависимость от размеров. В статье [32] было показано, что внутреннее трение в МЭМС-структурах с кварцевыми элементами, вызванное ТУД, весьма велико и сохраняется в конструкциях размером до $500 \text{ \AA}$. Влияние различных конструкций опоры и тепловых граничных условий на добротность проанализировано в работе [33]. Термоупругое связывание вызывает смещение частоты колебаний, причем этот эффект усиливается по мере уменьшения размеров балки из-за более высокого рассеяния в микроструктурах. Авторы [34] попытались уменьшить ТУД резонатора с помощью канавок, нанесенных на участки

изгибающихся балок с сильным напряжением. Аналогичный метод был применен в [35], где для повышения добротности канавки выполнялись вдоль кромки.

2.4. ТУД в кольцевых резонаторах

В [17] за высоту сечения балки в модели Лифшица–Роукса была принята радиальная толщина кольца. Было доказано, что высокой добротности можно добиться в двух случаях: с большим радиусом при малой радиальной толщине и с малым радиусом при большой радиальной толщине. В первом случае собственная частота кольца значительно меньше частоты, на которой возникает максимальное рассеяние энергии. Во втором случае, напротив, собственная частота кольца относительно высока и существенно превышает частоту максимального рассеяния. В дальнейших исследованиях в данной области [36] модель Лифшица–Роукса сравнивали с моделью Зенера с точки зрения более высоких мод, нежели эллиптическая вырождающаяся мода $N = 2$. Кроме того, был проведен анализ чувствительности размеров для более высоких мод. Колебания кольца в одной плоскости весьма актуальны для чувствительного элемента гироскопа типа КВГ.

2.5 ТУД в резонаторах гироскопов

Рассмотрим проблему ТУД в резонаторах гироскопов с различными конфигурациями, в том числе плоскими и трехмерными. В работе [37] были проведены измерения добротности резонаторов МЭМС-гироскопов с камертонной схемой, изготовленных из различных полупроводниковых материалов. Рабочий диапазон устанавливался вдали от пика Дебая за счет изменения материалов и геометрических параметров конструкции. В качестве базового материала для изучения влияния свойств материалов на ТУД был взят германосиликатный сплав (SiGe). При сопоставлении прогнозных и измеренных значений добротности Q использовались значения параметров других механизмов демпфирования, при которых достигалось наилучшее совпадение. Значение коэффициента добротности для такого рода резонаторов с плоской конструкцией может достигать порядка 10^4 .

Топология трехмерной осесимметричной оболочки, закрепленной на стержне, позволяет уменьшить нежелательное связывание с подложкой основания и повысить коэффициент добротности. В микрогироскопах среднего класса точности для существенного повышения добротности в качестве материала резонаторов используется кварцевое стекло высокой чистоты. Характеристики, полученные благодаря этому материалу, вызвали новую волну интереса к разработке миниатюрных ТВГ, которые могут выпускаться серийно на уровне кристаллических пластин. Благодаря этому можно получить недорогие датчики малого объема с достаточно высоким динамическим диапазоном. Первые исследования резонатора полусферической конфигурации были проведены в [38], где в ходе экспериментов возбуждали осесимметричные и асимметричные моды колебаний. Уравнение конечных элементов для полусферической оболочки, а также прогнозные резонансные частоты при различных граничных условиях представлены в работе [39]. Влияние ТУД на кремниевые полусферические оболочки было исследовано энергетическим методом Рэйли в работе [40]. Был выполнен анализ влияния количества мод, радиусов и радиальной толщины на значения собственной частоты и добротности. Диапазоны более высоких значений добротности были схожи

с результатами, полученными в [36]. Авторы [41] в своих исследованиях использовали резонатор с алмазной осесимметричной полусферической оболочкой диаметром 1 мм. С помощью пьезоэлектрической системы возбуждения и доплеровского лазерного вибрметра (ДЛВ) для определения оптических характеристик были выявлены две вырождающиеся эллиптические моды в форме перевернутого бокала с расщеплением частоты, составляющим 2% от номинальной частоты $N = 2$. Результаты экспериментов были сопоставлены с результатами численного решения в COMSOL.

В работе [42] было выполнено моделирование термоупругих потерь энергии на моде в форме перевернутого бокала в микрорезонаторе с оболочкой в форме сферического сегмента (т.н. «птичья ванночка»). Даже тонкое покрытие из золота уменьшает тепловое сопротивление между горячими и холодными участками резонатора и усиливает связь тепловых и механических характеристик. Было также показано, что добротность уменьшается по мере повышения температуры. В дальнейших своих исследованиях [35] авторы изучили влияние геометрических параметров оболочки, сколов по кромке оболочки и нанесенных тонкопленочных покрытий. В следующем разделе будет рассмотрена зависимость ТУД от конфигурации, размеров и эксплуатационных характеристик резонатора.

2.6. Зависимость $Q_{\text{ТУД}}$ от конфигурации и размеров резонатора

ТУД зависит от конфигурации, размеров резонатора и от материала, из которого он изготовлен, поскольку материал определяет взаимосвязь механических и тепловых параметров. В табл. 1 представлено сравнение значений максимальной добротности резонаторов балочного, кольцевого и полусферического типов с размерами, варьирующимися от нескольких микрон до нескольких миллиметров.

Т а б л и ц а 1

Зависимость $Q_{\text{ТУД}}$ от конфигураций и размеров резонаторов

Конфигурация	Материал	Добротность Q	Источник
Балки длиной 90–300 мкм, толщиной 0,2–2,3 мкм и шириной 50 мкм	Нитрид кремния	от 1×10^4 до 3×10^4	[29]
Балки длиной 100–350 мкм, толщиной 0,06–0,24 мкм и шириной 25 мкм	Монокристаллический кремний	от 5×10^3 до $3,5 \times 10^4$	[29]
Кольцо радиусом 1–5 мм и толщиной 40–160 мкм	Кремний	$2,5 \times 10^5$ для радиуса 5 мм и толщины 40 мкм	[17]
		2×10^4 для радиуса 2 мм и толщины 50 мкм	
Полусфера радиусом 3–80 мм и толщиной 0,1–3 мм	Кремний	$1,3 \times 10^6$ для радиуса 20 мм и толщины 3 мм	[40]
		1×10^4 для радиуса 3 мм и толщины 120 мкм	

Как видно из таблицы, добротность у резонаторов балочного типа размером в несколько микрон составляет порядка 10^4 . У резонаторов кольцевой конфигурации добротность может достигать 10^5 при значении радиуса в несколько миллиметров. Резонаторы же полусферической конфигурации размером в несколько миллиметров имеют сверхвысокую добротность (несколько миллионов) по сравнению с резонаторами балочной и кольцевой формы.

В настоящее время наблюдается растущий спрос на коммерческие гироскопы с полусферическими микрорезонаторами для различных применений. Однако у микро- и нанорезонаторов есть недостаток – более низкая добротность, поэтому механизмы демпфирования, характерные именно для таких резонаторов, требуют более глубокого изучения. При решении задачи повышения общей добротности $Q_{\text{ТУД}}$ необходимо учитывать не только ТУД в сплошном материале, но и ТУД, связанное с неоднородностью напряжения из-за остаточной шероховатости поверхности резонатора. Наиболее серьезной проблемой при этом является моделирование сложных профилей поверхности с достаточно высокой точностью. Для решения этой задачи были начаты исследования [43], в которых точечную неровность поверхности экстраполировали методом распределения вероятностей для поверхностного ТУД. Чтобы улучшить общую добротность серийных микрорезонаторов, необходимо более тщательно исследовать факторы формирования в них поверхностного ТУД и способы его преодоления.

Еще одно направление исследований – уменьшение доли ТУД за счет формирования высоких остаточных напряжений натяжения на элементе резонатора. В работе [9] представлены результаты такого исследования на примере мембранного нанорезонатора из нитрида кремния, однако приборы на основе НЭМС только появляются и требуют более глубокого общего изучения.

2.7 Зависимость добротности $Q_{\text{ТУД}}$ от температуры

Чувствительность резонаторов различных конфигураций и из разных материалов к температуре представлена в табл. 2. Изменения добротности в процентном соотношении при экстремальных температурах оценивались относительно добротности в номинальном диапазоне температур от 250 до 300 К.

Т а б л и ц а 2

Зависимость добротности $Q_{\text{ТУД}}$ -резонаторов от температуры

Конфигурация	Материал	Изменение добротности, %/К	Источник
Двухконечный камертон длиной 220–600 мкм и шириной 6–12 мкм	Кремний	0,41 (от 250 до 400 К)	[44]
Балка с двумя защемленными концами длиной 10 мкм и шириной 1 мкм	Мышьяковистый галлий	0,5 (от 100 до 300 К)	[16]
Балка длиной 200 мкм, шириной 20 мкм и толщиной 2 мкм	Кремний	0,89 (от 100 до 250 К) 0,22 (от 250 до 400 К)	[45]

Двухконечный камертон длиной 200 мкм	Кремний	1,6 (от 253 до 293 К) 0,8 (от 293 до 353 К)	[46]
Гирскоп с дисковым резонатором радиусом 300 мкм	Кремний	1,75 (от 253 до 293 К) 1 (от 293 до 353 К)	[46]
Кольцо радиусом 3 мм и толщиной 120 мкм	Кремний	1,76 (от 240 до 273 К) 0,43 (от 273 до 350 К)	[17]
Сферический сегмент «птичья ванночка» радиусом 2,5 мм и толщиной 70 мкм	Кварцевое стекло	0,375 (от 273 до 293 К) 0,35 (от 293 до 310 К)	[42]
Сферический сегмент «птичья ванночка» радиусом 2,5 мм и толщиной 70 мкм	Кварцевое стекло	2 (от 275 до 310 К) (при изменении свойств материала)	[35]

Кварцевое стекло обладает наименьшим коэффициентом теплового расширения по сравнению с другими материалами, поэтому резонаторы из кварца обладают меньшим ТУД и его чувствительностью к температуре. Кроме того, при изменении свойств материала, рассмотренном в [35], чувствительность ТУД к температуре возрастает. По мере понижения температуры добротность $Q_{ТУД}$ становится выше. Можно отметить, что в процентном соотношении $Q_{ТУД}$ увеличивается больше при низких температурах. Таким образом, для уменьшения ТУД желательно, чтобы датчик работал при более низких температурах.

2.8 ТУД в резонаторах с покрытием

Как правило, на микрорезонаторы наносят металлическое покрытие, которое выполняет функцию электрода в системе электростатического возбуждения и съема информации. При разработке таких резонаторов важно правильно выбрать материал (обычно это Al, Cu, Ag и Au) и толщину покрытия. В МЭМС-структурах широко применяются резонаторы с покрытием, например кремниевые микроконсоли с золотым покрытием, микрорезонаторы с алюминиевым покрытием и электростатическим возбуждением, резонаторы для вибрационных гироскопов. Авторы [47] разработали точный алгоритм для вычисления зависимости ТУД от частоты в двухслойных асимметричных микромеханических резонаторах балочного типа. В [48] трехслойные симметричные круглые пластины исследовались в режиме внеплоскостных колебаний. На основе допущений классической теории многослойных пластин были получены характеристические уравнения для связанной задачи термоупругости. В табл. 3 представлены результаты анализа влияния золотого покрытия на добротность полусферического резонатора.

Т а б л и ц а 3

Влияние покрытия из золота на добротность $Q_{\text{ТУД}}$ микрорезонатора в форме сферического сегмента

Конфигурация	Материал	Добротность Q	Параметры покрытия	Источник
Сферический сегмент «птичья ванночка» радиусом 2,5 мм и толщиной 70 мкм	Кварцевое стекло	7,6×10 ⁷ (без покрытия) 7,6×10 ⁵ (с покрытием)	Золото, 1000 нм	[42]
		1,4×10 ⁶ (без покрытия) 4×10 ⁵ (с покрытием)	Золото, 14 нм	[35]

Как видно из табл. 3, авторы [42] выполнили моделирование золотого покрытия только толщиной 1000 нм, поскольку сверхтонкие покрытия очень сложно моделировать методом конечных элементов. Результаты показывают, что при наличии покрытия добротность уменьшается на два порядка. В работе [35] была проведена экспериментальная оценка покрытия толщиной несколько нанометров. При этом теоретические и экспериментальные значения в случае отсутствия покрытия у резонатора отличаются на порядок. Это свидетельствует о том, что ТУД здесь не является преобладающим механизмом потерь энергии. Эксперименты показывают, что при наличии покрытия добротность уменьшается на 70%. Толщину покрытия реальных резонаторов ограничивают несколькими нанометрами, чтобы уменьшить ТУД, обусловленное наличием покрытия и внутренним трением в его материале. Таким образом, для более точного прогнозирования добротности $Q_{\text{ТУД}}$ необходимо дополнительно освоить моделирование сверхтонких покрытий (0,01% от объема и менее) методом конечных элементов, а также другие способы моделирования.

Как правило, тонкопленочные покрытия наносятся на всю поверхность резонаторов. Тем не менее ТУД можно уменьшить, нанося металлическое покрытие только на участки низкого напряжения, например на кончик консольного резонатора, если это допустимо с точки зрения функциональности. Необходимо исследовать профили напряжения, связанного с характером рабочей моды колебаний, для каждой конкретной конфигурации резонаторов с частичным покрытием. Задачи определения структуры электродов, формирования каналов и оконечных точек в резонаторах с частичным покрытием пока не решены разработчиками, и подробная информация по данным вопросам практически отсутствует в открытых источниках. В следующем разделе рассматривается механизм рассеяния энергии колебаний в опоре резонатора.

3. Рассеяние энергии колебаний в опоре резонатора

Резонаторы должны быть физически закреплены на опоре. В функциональном режиме вибрации резонатор вырабатывает результирующие силы и моменты, которые передаются на опорную конструкцию в точке крепления резонатора и преобразуются в ней в упругие волны. Распространение таких упругих волн (волн напряжения) приводит к рассеянию механической энергии от резонатора на опоры [49]. В следующем разделе приведены общие рекомендации по конструктивным решениям, направленным на уменьшение рассеяния энергии колебаний в опоре резонатора, на примере резонатора балочного типа.

3.1 Конструктивные решения для минимизации рассеяния энергии колебаний в опоре резонатора

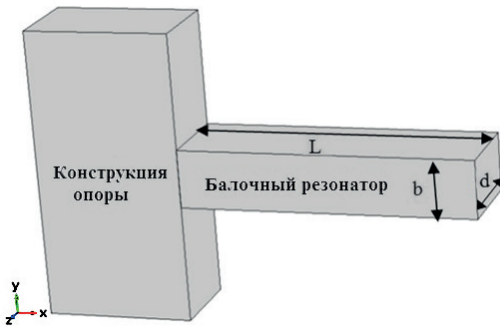


Рис. 2. Схема резонатора балочного типа с опорной конструкцией

Одну из первых моделей рассеяния энергии колебаний в опоре разработали авторы [49] в 1968 году для изотропной однородной линейно-упругой консольной балки, прикрепленной к полубесконечной упругой среде (рис. 2). Алгоритм оценивания рассеяния энергии колебаний в опоре резонатора балочного типа описывается в [50].

Закрывающая форма аналитического выражения для добротности $Q_{\text{Опора}}$ резонатора в форме балки с одним заштыленным концом в изгибном резонансном режиме колебаний в одной плоскости имеет вид [7]:

$$Q_{\text{Опора}} = \left[\frac{0,24(1-\psi)}{(1+\psi)\psi} \right] \frac{1}{(\beta_n \chi_n)^2} \left[\frac{L}{b} \right]^3, \quad (7)$$

где ψ – функция собственной частоты резонатора и скорости распространения волн, L – длина балки, b – ширина балки резонатора.

Множество важнейших выводов было сделано в результате фундаментального исследования [7], и эти выводы легли в основу общих рекомендаций по снижению рассеяния энергии колебаний в опоре резонатора. Добротность прямо пропорциональна отношению длины балки к ее ширине, возведенному в третью степень. Добротность опоры балочного резонатора не зависит от модуля Юнга материала, из которого он изготовлен, но зависит от соотношения модулей Юнга резонатора и опоры. Кроме того, она зависит от коэффициента Пуассона материала резонатора и не зависит от амплитуды колебаний, при этом уменьшается по мере возрастания порядка моды.

Авторы [51] выполнили эксперименты со сверхтонкими консолями и пришли к выводу: чем короче консоль, тем ниже у нее добротность, что связано с более сильным рассеянием в опоре. В работе [7] было показано, что у консолей потери на заштыление меньше, чем у балок с двумя заштыленными концами. В [52] исследователи распространили сильно идеализированные сценарии оценивания рассеяния энергии колебаний в опоре, как, например, в случаях малой ширины консоли относительно длины волны, на общие сценарии. В результате значительно улучшились оценки рассеяния энергии колебаний в опоре, полученные с помощью простых формул, которые учитывают большую часть диапазона геометрических параметров. В работе [53] было предложено решение конечного вида для определения потерь энергии в центральных опорах микромеханических дисковых резонаторов, работающих в режимах радиальных колебаний объемного типа. Сильная зависимость рассеяния энергии колебаний в опоре от свойств материала определяет требования к проектированию резонаторов, в частности для изготовления диска и подложки необходимо использовать высокопрочные материалы, а для опорной балки (опорного стержня) – менее прочные. Кроме того, рассеяние в опоре сильно зависит от отно-

шения радиуса опорной балки к радиусу диска. Потери в опоре возрастают по мере увеличения числа мод, поскольку опорная балка того же радиуса будет сильнее взаимодействовать с модами более высокого порядка.

3.2. Моделирование рассеяния энергии колебаний в опоре методом конечных элементов

Для прогнозирования рассеяния энергии колебаний в опоре резонаторов со сложной конфигурацией требуются численные решения [50]. Чтобы предварительно определить количество механической энергии, которая передается от резонатора на подложку (опорную конструкцию), последняя рассматривается как конечная область с искусственными границами, которые имитируют бесконечную подложку. Основное свойство бесконечной подложки заключается в том, что передающиеся на нее волны не отражаются от границ. Одним из способов достижения такого состояния является использование неотражающей границы для конечной подложки. У такой границы, однако, есть существенное ограничение: она работает, только если набегающая волна строго ей перпендикулярна. Следовательно, чтобы исключить отражение всех волн, достигающих границы, требуется более эффективный метод. С точки зрения численного выражения существуют различные способы моделирования рассеяния волн, самым распространенным из которых является постановка поглощающего граничного условия (absorbing boundary condition, ABC) более высокого порядка методом идеально подобранного слоя (Perfectly Matched Layer, PML) [54]. Слои вызывают быстрое затухание волн, а также идеально согласуются с окружающей средой. Благодаря идеальному согласованию по механическому сопротивлению (импедансу) на границе раздела отсутствует отражение волн. Метод PML позволяет уточнить поглощающее граничное условие [55]. Волна, падающая на PML, гасится этим слоем и экспоненциально затухает. По сути, слой PML работает как материал с комплексным модулем, который способствует гашению волн. Поскольку преобразование носит непрерывно-дифференцируемый характер, рассогласование по импедансу не происходит.

Авторы [56] разработали концепцию PML для гармонического (синусоидального) движения одномерного стержня на упругом основании в прямоугольной системе координат. Они сравнили аналитическую модель с моделью PML и продемонстрировали более высокую точность модели PML даже при малых ограниченных областях. В работе [57] рассмотрено теоретическое обоснование и принципы реализации метода PML для робастных применений. В этом исследовании были описаны двух- и трехмерные реализации в сопоставлении с аналитическими оценками. Метод PML отличается наибольшей гибкостью и может применяться при общих граничных условиях и геометрических параметрах. Стандартная модель полусферического резонатора гироскопа, построенная с помощью метода конечных элементов, представлена на рис. 3, а, а ее половина в разрезе – на рис. 3, б. Размер PML превышает размер резонатора, показанного в увеличенном виде. Подробный порядок оценивания рассеяния энергии колебаний в опоре методом PML и оценка свойств модели PML для полусферической конфигурации резонатора представлены в работе [50].

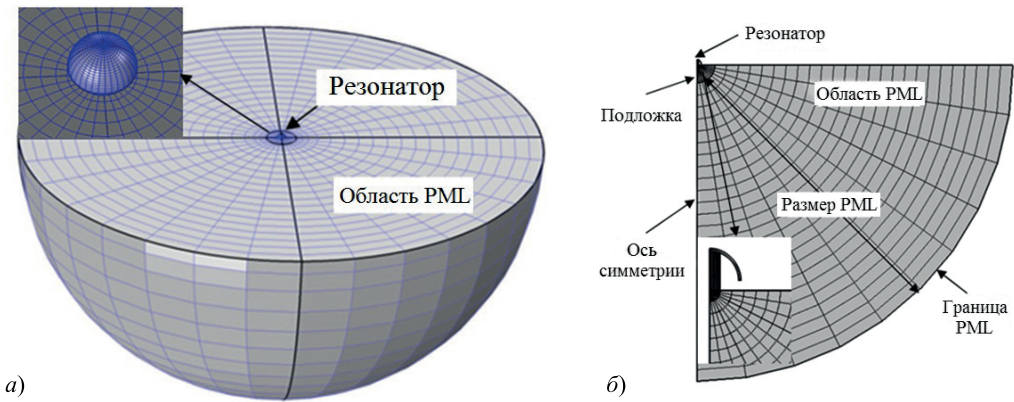


Рис. 3. Стандартная модель резонатора с областью PML, построенная с помощью метода конечных элементов (а); половина резонатора с областью PML в разрезе (б)

3.3. Зависимость рассеяния энергии колебаний в опоре от ее конструкции

В целом потери энергии колебаний в опоре можно минимизировать еще на стадии проектирования резонатора за счет выбора симметричной конструкции относительно рабочей моды колебаний и крепления резонатора к опоре в области узловых зоны конкретной моды колебаний. Место крепления к опоре является звеном передачи энергии от резонатора на подложку. Были изучены различные геометрические конфигурации и размеры для повышения добротности $Q_{\text{Опора}}$ на изолированной функциональной моде, то есть при исключении ее взаимодействия с другими соседними модами. В [55] авторы использовали PML для моделирования рассеяния энергии колебаний в опоре на радиальной моде дискового резонатора из поликристаллического германоцинка. В [58] было установлено, что наибольшее рассеяние энергии колебаний в опоре наблюдается при синхронизации изгибной моды колебаний крепления (опоры) с модой Ламе, поскольку в этом случае происходит дополнительная потеря энергии. Влияние двух типов крепления на опору, а именно прямой фиксирующей и Т-образной пружин, было изучено авторами [59] для продольной моды колебаний и резонансной моды в форме «перевернутого бокала». Был проведен численный анализ относительного распределения упругой энергии между резонатором и опорой. При этом было показано, что потери энергии в опоре не являются преобладающими на моде «перевернутого бокала» при номинальных требованиях к добротности. Значения добротности по рассеянию в опоре $Q_{\text{Опора}}$ хорошо коррелировали с измеренными значениями, полученными в работе [60]. Авторам [61] удалось повысить добротность $Q_{\text{Опора}}$ с помощью торсионной опоры, закрепленной в узловых точках. Еще одним предметом исследований, направленных на уменьшение потерь энергии колебаний на опоре, являются резонаторы с нежестким креплением на опору, которое уменьшает связь с функциональной модой резонатора. Размер подложки имеет решающее значение в резонаторах МЭМС-гироскопов с точки зрения их миниатюризации и изготовления. Учитывая этот факт, авторы [62] выполнили численный анализ зависимости $Q_{\text{Опора}}$ от толщины подложки.

3.4 Рассеяние энергии колебаний в опоре полусферических резонаторов

В работе [63] были проанализированы различные конфигурации резонаторов, в частности с оболочкой в форме сферического сегмента с полой и монолитной опорой, полусферической оболочкой с опорой на кромку, с короткой наружной частью стержня и с длинной монолитной внутренней ножкой для работы на моде «перевернутого бокала». Резонатор с монолитным стержнем характеризуется низким уровнем рассеяния энергии колебаний в опоре благодаря высокому коэффициенту отношения длины к жесткости по сравнению с полым стержнем. Особыми преимуществами использования длинного внутреннего стержня являются низкий уровень рассеяния энергии в опоре и высокая ударопрочность. Авторы [64] выполнили моделирование рассеяния энергии колебаний в опоре для полусферического резонатора в форме «перевернутого бокала» с наружным стержнем. Было исследовано влияние форм оболочки и стержня, а также свойств материалов, из которых они изготовлены. Кроме того, было изучено влияние различных смещений оболочки относительно стержня.

3.5 Рассеяние энергии колебаний в опоре резонаторов с отклонениями параметров

Твердотельные волновые микрогирометры и аналогичные им осесимметричные трехмерные МЭМС-конструкции могут потенциально обеспечить режим работы гироскопа в полном угле [65]. Однако в реальных приборах неизбежны различные отклонения, связанные с анизотропией материалов и несовершенством технологии изготовления. Эти отклонения приводят к расщеплению частоты функциональной вырождающейся моды, а также к неоднородной добротности, что негативно сказывается на эффективной работе датчика. В результате формируются два набора основных осей – частоты и демпфирования. В свете этого в работе [66] было исследовано влияние структурной анизотропии на несогласованное рассеяние энергии колебаний в опоре в гироскопах с полусферическими микрорезонаторами. Оказалось, что на функциональную эллиптическую моду больше всего влияет анизотропия четвертой гармоники.

Проблема отклонений может быть в определенной степени решена с помощью электродинамической балансировки резонаторов для повышения добротности. В работе [67] была выполнена асимметричная настройка жесткости в связанном резонаторе с двумя степенями свободы с помощью эффекта отрицательной электростатической пружины. Было показано, что полученная изменяемая жесткость позволяет корректировать реактивные силы конструкции в зоне крепления к опоре. Влияние неоднородной толщины резонирующего диска было исследовано в [68]. Авторы [69] выполнили измерения потерь энергии на трехмерной оболочке из поликристаллического алмаза. Расщепление частоты четвертой гармоники при изменении радиуса исследовали методом преобразования Фурье. В [70] рассмотрены свободные колебания колец с номинально эллиптической осевой линией в одной плоскости в случае расщепления частоты из-за дефектов изготовления. Колебания резонатора с нарушенными параметрами исследовались в работе [71]. Были выведены явные функции расщепления собственной частоты как высокочастотной, так и низкочастотной мод в зависимости от смещения угла ориентации моды. При этом значения частот как высокой, так и низкой мод были ниже соответствующих частот идеального резона-

тора. В большинстве исследований, посвященных вопросам балансировки полусферического резонатора, рассматривались изменения четвертой гармоники. Проблема балансировки сил при одновременной балансировке всех первых четырех гармоник для высокоэффективной работы резонатора остается малоизученной.

Гироскоп с цилиндрическим резонатором считается недорогим и простым в изготовлении устройством среднего класса точности и со средними рабочими характеристиками. В работе [72] проанализированы изменения добротности по оси симметрии цилиндрического резонатора в зависимости от дефектов. Было показано, что изменения добротности связаны с рассогласованием направления оси возбуждения и главной оси. Зависимость рассеяния энергии колебаний в опоре от отклонений геометрических параметров и взаимодействий мод исследована в работе [50] на примере полусферического резонатора миллиметровых размеров из кварцевого стекла, был сделан вывод о первостепенном значении высокой точности технологической обработки резонатора при его изготовлении.

4. Поверхностное рассеяние

Поверхностное рассеяние – еще один значимый механизм потерь энергии колебаний, который следует учитывать при разработке резонаторов со сверхвысокой добротностью. Добротность приблизительно пропорциональна $V^{1/3}$, где V – объем резонатора. Поскольку размеры резонаторов становятся все меньше и меньше, отношение площади их поверхности к объему увеличивается, и влияние поверхностного рассеяния становится все более ощутимым [73]. На поверхности резонатора могут присутствовать резкие обрывы решетки, повреждения решетки, загрязнения, примеси, поглощенные вещества и другие дефекты, способствующие рассеянию энергии [74].

Авторы [75] выполнили измерение добротности вакуумных микрорезонаторов из монокристаллического кремния. Было установлено, что поверхностное рассеяние преобладало над рассеянием в опоре. В работе [29] было отмечено, что добротность монотонно снижается по мере уменьшения толщины консолей, изготовленных как из нитрида кремния, так и из монокристаллического кремния. Авторы обнаружили, что при нанесении тонкого поверхностного слоя рассеяние энергии колебаний усиливается. Был предложен метод определения характеристик поврежденного поверхностного слоя как произведения глубины исследуемого поверхностного слоя и его комплексного модуля Юнга, который отличается от модуля Юнга толстого слоя материала. Аналогичный метод оценивания поверхностных потерь энергии был применен в работе [10]. Используя глубину поврежденного поверхностного слоя δ и комплексный модуль Юнга рассеивающей поверхности E_{ds} , можно определить потерю энергии за цикл, связанную с повреждением поверхности. Добротность $Q_{\text{Поверхн}}$ резонатора балочного типа оценивалась с помощью следующей формулы:

$$Q_{\text{Поверхн}} = \frac{bd}{3b+d} \frac{E}{2\delta E_{ds}}, \quad (8)$$

где b – ширина балочного резонатора, d – толщина балки, E – модуль Юнга основного материала. Символ δ обозначает характеризующую толщину поврежденного слоя поверхности, E_{ds} – постоянная, связанная с дефектами поверхности и напряжением,

которое является свойством поверхностного слоя. Поскольку теоретически оценить значения δ и E_{ds} очень сложно, количественные модели механизма поверхностного рассеяния практически не встречаются.

4.1 Влияние обработки поверхности на поверхностное рассеяние

Экспериментально доказано, что обработка поверхности, например отжиг или химическая обработка, позволяет до некоторой степени уменьшить описанные недостатки поверхности и тем самым существенно повысить добротность [44]. В работе [76] было исследовано влияние отжига кварцевого резонатора. Было установлено, что при высокотемпературном отжиге с последующим очень медленным остыванием добротность повысилась на 40%. Авторы [77] изучили влияние на добротность отжига микрорезонаторов с оболочкой в форме сферического сегмента из кварцевого стекла с металлическим покрытием толщиной 100 Å. В работе [78] было получено значение добротности 5×10^5 для цилиндрических резонаторов из микрокристаллического алмаза диаметром 1,5 мм. Такое значение добротности было достигнуто в результате отжига в азотной среде при температуре 700 °С. В работе [79] был выполнен экспериментальный и численный анализ потерь энергии на консолях в результате действия различных факторов. При этом удалось получить значительное улучшение добротности алмазного полусферического резонатора диаметром 1,4 мм. В работе [80] с целью повышения добротности была проведена химическая и температурная постобработка цилиндрического резонатора из кварцевого стекла; в результате химического травления удалось достигнуть значения добротности порядка 10^5 . Результаты исследований влияния отжига на добротность резонаторов различных конфигураций, выполненных из разных материалов, представлены в табл. 4.

Т а б л и ц а 4

**Влияние отжига на добротность резонаторов различных конфигураций
и из различных материалов**

Конфигурация	Материал	Добротность	Параметры отжига	Примечания	Источник
Консоль длиной 800 мкм, толщиной 2,9 мкм и шириной 30 мкм	Алмаз	Повысилась с $2,5 \times 10^5$ до 4×10^5	$t^\circ = 700$ °С, среда N ₂	Повышение на 160%. Рабочая частота 8,9 кГц	[79]
Консоли длиной 90–300 мкм, толщиной 0,2–2,3 мкм и шириной 5–50 мкм	Кремний	Повысилась с $1,5 \times 10^4$ до $4,5 \times 10^4$	$t^\circ = 700$ °С, 1 час, среда N ₂	Повышение на 300%	[29]
Цилиндр диаметром 25 мм	Кварцевое стекло	Повысилась с 1896 до 3567	$t^\circ = 1050$ °С, 12 часов, затем остывание до 800 °С	Повышение на 88%	[80]

Сферический сегмент радиусом 2,5 мм и толщиной 70 мкм	Кварцевое стекло	Повысилась с $6,5 \times 10^4$ до $2,5 \times 10^5$	$t^\circ = 300^\circ \text{C}$, 2 часа	Повышение на 387%	[77]
		Дальнейшее повышение до $3,8 \times 10^5$	Еще 2 часа при $t^\circ = 300^\circ \text{C}$	Повышение на 592%	
Полусфера диаметром 10 мм и толщиной 1 мм	Кварц	Повысилась с $6,66 \times 10^5$ до $9,32 \times 10^5$	$t^\circ = 800^\circ \text{C}$, 6 часов, затем медленное остывание в течение ночи	Повышение добротности на 40% после отжига при $t^\circ = 800^\circ \text{C}$	[76]
Полусфера диаметром 1,4 мм	Алмаз	Повысилась с $1,4 \times 10^5$ до 4×10^5	$t^\circ = 700^\circ \text{C}$, среда N_2	Повышение на 286%. Рабочая частота 16 кГц	[79]

Как видно из таблицы, отжиг позволяет повысить добротность независимо от конфигурации резонатора и материала, из которого он изготовлен. При этом следует отметить, что у полусферического резонатора миллиметровых размеров из кварца добротность приближается к значению в один миллион.

4.2 Влияние технологии изготовления на поверхностное рассеяние энергии

Еще одной серьезной причиной поверхностного рассеяния является повреждение поверхности при изготовлении резонатора из неметаллических хрупких материалов. Так, в результате ультразвуковой шлифовки стекла на поверхности могут образовываться микротрещины, что приводит к существенным поверхностным и глубинным дефектам [81, 50], которые, в свою очередь, усиливают поверхностное рассеяние и снижают общую добротность резонатора [82]. Шероховатость поверхности и подповерхностные повреждения увеличиваются с увеличением скорости подачи и глубины резки. Чтобы устранить микротрещины, образующиеся при шлифовке, необходима процедура химического травления [83]. Рамановская спектроскопия является полезным инструментом для качественной оценки повреждения поверхности по рамановскому сдвигу. В работе [50] в качестве инструмента для определения характеристик поврежденной поверхности предложен метод наноиндентирования, который предусматривает измерение механических свойств на глубину в несколько нанометров. Наноиндентирование является перспективным методом определения качественных характеристик, который подлежит дальнейшему изучению с точки зрения его применения для оптимизации чувствительных параметров технологической обработки хрупких материалов с последующим травлением для уменьшения поверхностного рассеяния. Добротность цилиндрического резонатора улучшилась на два порядка и достигла значения 7×10^5 после химического травления [80]. Шероховатость увеличивает площадь поверхности, что также способствует более сильному рассеянию. В [84] добротность рассматривалась в зависимости от коэффициента Пуассона и характера профиля шероховатости поверхности. В последнее время вместо грубого травления жидкими химическими реагентами стали использовать технологию точного и тонкого плазменного травления, однако такая обработка поверхности материала занимает очень длительное время.

5. Внутреннее трение в материале

Идеальный кристалл теряет механическую энергию вследствие ТУД. В реальных структурах измеренные значения добротности значительно ниже, чем предельные значения добротности по ТУД. Причиной этому может быть рассеяние, вызванное дефектами кристалла – посторонними включениями, движением дислокаций, ползучестью по границам зерен. Механизм такого рассеяния называется внутренним трением в материале [10]. Демпфирование происходит из-за необратимых смещений этих дефектов кристалла, поэтому, чтобы обеспечить соответствие требованиям к сверхвысокой добротности, необходимо выбирать материалы высокой чистоты.

5.1. Внутреннее трение в массивном материале

Особо важные чувствительные элементы, работающие на пределе теплового шума, должны быть изготовлены из материалов с низким внутренним трением, чтобы эффективность датчиков была максимальной. Было установлено, что крайне низким коэффициентом внутреннего трения при комнатной температуре обладает кварцевое стекло, представляющее собой чистейшую форму кремниевого стекла. Измерениям внутреннего трения в кварцевом стекле марки Suprasil (изготовитель Heraeus) было посвящено множество различных исследований [85, 86]. При этом применялся метод узлового опирания, благодаря которому потери в опоре эффективно устранялись во время измерений внутреннего трения. В работе [87] добротность измеряли для стержней из кварцевого стекла диаметром до 12 мм в режиме поперечных колебаний. Было отмечено, что при увеличении диаметра стержня добротность повышается, поскольку при меньших размерах стержня преобладают потери энергии вследствие поверхностного рассеяния. В табл. 5 представлены результаты исследований внутреннего трения в кварцевом стекле, причем для данного класса материала можно отметить хорошую корреляцию показателей добротности Q .

Таблица 5

Результаты исследований внутреннего трения в кварцевом стекле различных классов

Класс кварцевого стекла	Добротность	Добротность после отжига	Примечания	Источник
Suprasil 311	$3,4 \times 10^7$	$4,1 \times 10^7$	Температура отжига – 900°C. На высоких частотах отмечена частотная зависимость.	[85]
Suprasil 312	$3,4 \times 10^7$	$4,3 \times 10^7$	Температура отжига – 980°C. На высоких частотах отмечена частотная зависимость.	
Suprasil 2	$1,3 \times 10^7$	$2,1 \times 10^7$	Высокое содержание гидроксильных групп. Незначительная частотная зависимость.	
Suprasil 2	$1,5 \times 10^7$	$5,7 \times 10^7$	Для повышения добротности выполнена полировка пламенем.	[86]
Suprasil 312	$8,1 \times 10^7$	20×10^7	Отжиг проходил в аргоновой среде. Отмечена частотная зависимость.	[87]

Было установлено, что при длительных периодах отжига и охлаждения добротность значительно возростала для всех классов материала. Таким образом, внутреннее трение не является фактором, ограничивающим эффективную добротность резонаторов, работающих при номинальных температурах. Внутреннее трение в кварцевом стекле увеличивается более чем на два порядка при изменении температуры с 300 до 50 К [9]. Вместе с тем по мере снижения рабочей температуры уменьшается ТУД, поэтому желательно провести дополнительные экспериментальные исследования, чтобы уточнить по отдельности степень влияния температурной зависимости ТУД и внутреннего трения. При этом необходимо создать такие условия эксперимента, при которых присутствует только один доминирующий механизм рассеяния. Для этого нужно правильно выбрать рабочие области, монтажные схемы, условия окружающей среды и способы возбуждения колебаний. Такое исследование было бы весьма полезно для точного определения диапазона рабочих температур, в котором резонатор будет работать максимально эффективно.

5.2. Внутреннее трение в материале покрытия

Неметаллические резонаторы покрывают относительно тонким металлическим слоем для реализации функциональных требований, однако покрытие неизменно ухудшает добротность. Следовательно, для того чтобы правильно выбрать материал для тонкопленочного покрытия и его толщину, важно определить показатели внутреннего трения в этом материале. В работе [88] было установлено, что внутреннее трение в золотом покрытии намного выше, чем в материале основы (SiO_2). Авторы работы [89] выполнили низкотемпературные (несколько Кельвинов) измерения внутреннего трения в тонкопленочном покрытии, нанесенном на SiO_2 . В работе [90] были определены внутренние упруговязкостные свойства консолей из Si, Pt и Au в зависимости от толщины золотого покрытия. Авторы [91] определили резонансную частоту и добротность микроконсолей из двуокиси кремния на основной моде колебаний и модах более высокого порядка при различных значениях толщины золотого покрытия и при разном давлении. Было установлено, что даже очень тонкое золотое покрытие ($1000 \text{ \AA}$) уменьшает добротность на несколько порядков. На более высоких модах колебаний влияние золотого покрытия становится еще сильнее, чем на более низких. В работе [92] представлен метод точного измерения внутреннего трения в тонкослойных покрытиях из алюминия, золота и серебра, нанесенных на консоли из монокристаллического кремния методом распыления. При этом консоли работали на существенном пределе рассеяния, обусловленного ТУД. Стратегия контроля демпфирования, связанного с нанесением тонкопленочного покрытия, описана в [93] и представляет собой выборочное нанесение покрытия только на участки с низким напряжением. Для расчета коэффициента добротности в случае нанесения покрытия можно использовать следующую формулу:

$$Q_{\text{Покр}} = \frac{1}{3} \frac{E}{E_c} \frac{d}{d_c} \frac{1}{\delta}, \quad (9)$$

где d – толщина резонатора, E_c – модуль Юнга для материала покрытия, d_c – толщина покрытия, δ – упруговязкость материала покрытия. Данные о влиянии тонкопленочного покрытия на добротность резонаторов представлены в табл. 6.

Т а б л и ц а 6

Влияние тонкопленочного покрытия на добротность резонатора

Конфигурация	Материал	Добротность	Параметры покрытия	Примечания	Источник
Консоль длиной 450 мкм, толщиной 2 мкм и шириной 50 мкм	Кремний	$1\text{--}2\times 10^3$	Золото 150–200 нм с подслоем титана 5 нм	Внутреннее демпфирование массивного золота выражено через упруговязкость	[90]
Консоли длиной 89–209 мкм, толщиной 0,85 мкм и шириной 10 мкм	SiO_2	2×10^3 (без покрытия)	Золото 400 нм с подслоем титана 10 нм	Экспериментальное оценивание при 10^{-1} мбар и 300 К	[91]
		7×10^2 (с покрытием)			
Консоли длиной 2–36 мм, толщиной 40–130 мкм и шириной 0,7–1 мм	Кремний	3×10^5 (100 нм)	Золото 100 нм и 500 нм	Рабочая частота 250 Гц	[92]
		5×10^4 (500 нм)			

По сравнению с двухмерными плоскими конфигурациями резонаторов тонкопленочное покрытие однородной толщины на резонаторах в форме полусферы, колокола и сферического сегмента (типа «птичья ванночка») вызывает определенные трудности из-за сложной конфигурации трехмерной поверхности и особенностей монтажа на опоре. Изменения покрытия влияют на характеристики смещения нуля датчика, что связано с асимметрией демпфирования в азимутальном направлении. Предстоит интенсивная и целенаправленная работа по измерению, моделированию и определению характеристик трехмерных поверхностей с целью минимизации асимметрии демпфирования и достижения расщепления частоты резонансной моды на уровне нескольких мГц, что крайне важно для высокотехнологичных областей применения инерциальной навигации, например в космосе.

6. Жидкостное демпфирование

Взаимодействие жидкости и конструкции в рабочей среде ограничивает добротность механических резонаторов [94]. Из-за пониженного давления поток жидкости переходит из режима непрерывного течения в различные другие режимы – скольжение, перетекание и молекулярный режим согласно числу Кнудсена. Поток жидкости переходит в свободный молекулярный режим при числе Кнудсена свыше 10 [9, 94]. В режимах скольжения и перетекания добротность пропорциональна $P^{-1/2}$, а в молекулярном режиме – P^{-1} , где P – давление жидкости. Жидкостное демпфирование балочного резонатора в молекулярном режиме задается формулой [94]

$$Q_{\text{жидк}}^{-1} = \sqrt{\frac{32 M}{\pi R T}} \frac{P}{d \rho \omega}, \quad (10)$$

где d – толщина резонатора, M – молекулярный вес, R – универсальная газовая постоянная, T – рабочая температура, ω – рабочая резонансная частота угловых колебаний. При дальнейшем понижении давления в молекулярном режиме жидкостное демпфирование становится пренебрежимо малым при критическом значении давления, которое зависит от размеров, конфигурации, частоте вибраций и моды вибрации резонатора. Результаты исследований влияния давления рабочей среды на добротность представлены в табл. 7.

Таблица 7

Влияние рабочего давления на добротность $Q_{\text{жидк}}$ для различных конфигураций

Конфигурация	Материал	Добротность	Предельное давление (мбар)	Рабочая частота	Источник
Консоль длиной 450 мкм, толщиной 2 мкм и шириной 50 мкм	Кремний	5×10^3	от 10^{-1} до 10^{-2}	13 кГц	[90]
Консоли длиной 90–300 мкм, толщиной 0,5 мкм и шириной 5 мкм	Нитрид кремния	8×10^3	10^{-3}	40000 кГц	[29]
Консоли длиной 10 мкм, толщиной 0,06–0,5 мкм	Кремний	10^4	10^{-3}	1000 кГц	[51]
Камертон длиной 3,75 мм, глубиной 0,6 мм и высотой 0,34 мм	Кварц	$7,7 \times 10^4$	10^{-1}	32 кГц	[95]
Камертон с шириной балки 6 мкм	Сплав Si-Ge	10^5	10^{-2}	10 кГц	[37]
Двухконечный камертон длиной 400 мкм и толщиной 12 мкм	Кремний	4×10^4	3×10^{-3}	600 кГц	[34]
Двухконечный камертон длиной 220 мкм и шириной 6 мкм	Кремний	10^4	от 10^{-1} до 10^{-2}	1300 кГц (механическая) 2300 кГц (тепловая)	[44]
Двухконечный камертон длиной 200 мкм, шириной 6 мкм и высотой 40 мкм	Кремний	10^4	10^{-2}	1000 кГц	[96]
Полусфера радиусом 0,65 мм, высотой 0,25 мм и толщиной 1,4 мкм	Кремний	$2,2 \times 10^4$	4×10^{-5}	14 кГц	[97]

Жидкостное демпфирование можно существенно уменьшить за счет соответствующего уровня рабочего вакуума для конкретной конфигурации. Из табл. 7 видно, что предельное давление имеет разные значения для различных конфигураций. Кроме того, можно в целом отметить, что добротность возрастает при увеличении рабочей частоты для конкретного материала. Предельные значения давления для миниатюрных

механических резонаторов балочной конфигурации варьируются от 10^{-1} до 10^{-3} мбар. Вместе с тем для достижения стабильно высокой добротности резонатора полусферической конфигурации требуется сверхвысокий уровень вакуума (лучше, чем 10^{-5} мбар). В миниатюрных датчиках все компоненты – резонатор, элемент возбуждения и чувствительные электроды – размещаются в крайне ограниченном пространстве. В этом случае для поддержания сверхвысокого уровня вакуума в области резонатора требуется разрежение среды до гораздо более низких уровней, чем 10^{-5} мбар. Для оптимизации процесса и повышения его надежности можно подробно исследовать различные способы герметизации, например применение химически активных силикатных герметиков, обеспечивающих стабильные сверхвысокие уровни вакуума.

Зависимость жидкостного демпфирования и ТУД от температуры, а также их вклад в общую добротность были исследованы в работе [44]. При этом для добротности был установлен температурный коэффициент. Учитывая, что давление жидкости прямо пропорционально температуре ($P \sim T$), для резонатора в герметичном объеме $Q_{\text{жидк}}^{-1} \sim T^{0.5}$. Таким образом, добротность по жидкостному демпфированию и ТУД обратно пропорциональны рабочей температуре. При повышенных температурах жидкостное демпфирование становится преобладающим механизмом рассеяния энергии колебаний. В то же время было установлено, что ТУД крайне чувствительно к температуре ($Q_{\text{ТУД}}^{-1} \sim T^{3.5}$) при низких значениях последней.

7. Демпфирование, связанное с электроникой

Так называемое электронное демпфирование связано с электронными системами возбуждения колебаний и съема сигналов. Поскольку электростатические силы возбуждения носят нелинейный характер, они могут вызвать сложные нелинейные колебания в устройстве, которые сильно влияют на ТУД, изменяя его относительно прогнозных значений согласно классическим теориям. В работе [18] авторы модифицировали классическую теорию ТУД при произвольном электростатическом возбуждении. Было обнаружено, что нелинейность, вызванная напряжением возмущения, влияет на добротность $Q_{\text{ТУД}}$ при малых значениях напряжения, сильно отличающихся от напряжения срабатывания. При более высоких значениях напряжения, близких к напряжению срабатывания, на добротность $Q_{\text{ТУД}}$ влияет нелинейность, связанная со съемом сигналов.

Авторы работы [37] провели детальное экспериментальное исследование МЭМС-гироскопов и измерили добротность резонаторов, изготовленных из различных полупроводниковых материалов. При этом было установлено следующее выражение для электронного демпфирования:

$$Q_{\text{Электрон}} = \frac{m_{\text{eff}} |A| \omega^2 C}{2V_B^2 \left(\frac{dC}{du} \right)^2}, \quad (11)$$

где m_{eff} – эффективная масса резонатора, A – коэффициент усиления усилителя, C – емкость, V_B – напряжение смещения нуля, u – смещение. Понятно, что более высокие коэффициенты усиления съема информации (высокие значения V_B и dC/du) вызывают уменьшение добротности. Тем не менее более высокий коэффи-

коэффициент усиления усилителя может компенсировать этот эффект. В работе [98] добротность $Q_{\text{Электрон}}$ исследовалась относительно электрических параметров – сопротивления обратной связи и несущего напряжения. Было показано, что параметр $Q_{\text{Электрон}}$ уменьшается при повышении несущего напряжения. Таким образом, электронное демпфирование можно минимизировать за счет правильного выбора электрических параметров.

8. Выводы

В статье представлен исчерпывающий обзор различных механизмов демпфирования в механических микро- и макрорезонаторах различных конфигураций, изготовленных из разных материалов. Показано, что степень значимости отдельных механизмов демпфирования зависит от конфигурации, размеров, рабочего режима, материала и способов его обработки, технологии изготовления, обработки готового изделия, электромеханических параметров эксплуатации. Подробно изучены различные конструктивные решения, определяющие зависимость эксплуатационных характеристик от добротности, в особенности для механических резонаторов вибрационных гироскопов. Рассмотрены также перспективные направления исследований, которые необходимы для повышения добротности с учетом различных механизмов демпфирования.

При проектировании рабочий диапазон резонатора обычно выбирают вдали от пика Дебая максимального ТУД. Добротность микрорезонаторов балочной и кольцевой конфигурации может достигать порядка 10^4 и 10^5 соответственно. Вместе с тем микро- и нанорезонаторы должны обладать еще более высоким коэффициентом добротности. Ведутся исследования поверхностных эффектов ТУД и предварительно сильнонапряженных конструкций микрорезонаторов с целью решения характерной для них проблемы более низкой добротности. Макрорезонаторы полусферической конфигурации обладают сверхвысокой добротностью и подходят для высокоточных гироскопов инерциального типа. Для работы датчиков нежелательны высокие температуры, поскольку они вызывают усиление ТУД. В то же время работу датчиков при отрицательных температурах ограничивает внутреннее трение в материале керамических резонаторов. Увеличение рассеяния энергии на несколько порядков наблюдается при нанесении на резонатор тонкопленочного металлического покрытия, что связано с ТУД и внутренним трением в материале покрытия. В связи с этим для ультратонкого покрытия предпочтительнее выбирать материалы с низким коэффициентом внутреннего трения. Другой возможной стратегией для минимизации рассеяния в такой ситуации может быть частичное нанесение покрытия на участки с низким напряжением во время вибрации. Для более точного прогнозирования $Q_{\text{ТУД}}$ и внутреннего трения в материале необходимы дополнительные исследования, в том числе численное и экспериментальное моделирование покрытий со сверхнизкой объемной фракцией, а также определение их характеристик. Минимальные потери энергии в опоре можно обеспечить за счет симметричной конструкции резонатора относительно рабочей моды и крепления к опоре в узловой точке. В то же время при изготовлении резонатора даже с идеальными параметрами конструкции требуется высокая точность, поскольку дефекты изготовления сильно влияют на рассеяние энергии колебаний в опоре. Для минимизации поверхностных и подповерхностных

повреждений необходимо выбирать строго определенные параметры механической обработки готового изделия. Для максимального сокращения поверхностного рассеяния и внутреннего трения в материале требуется обработка поверхности готового изделия методом влажного или сухого травления и отжига. Это актуально для любых конфигураций резонаторов и для различных применяемых материалов. Воздействие высокой температуры при отжиге позволяет повысить добротность резонатора. Для дальнейшего изучения влияния поверхностного рассеяния и асимметричного демпфирования необходимо обеспечить улучшенное количественное оценивание профилей поверхностей и свойств поверхности на глубину в несколько нанометров. Для реализации высокотехнологичных инерциальных датчиков крайне важно исследовать все основные гармонические компоненты дисбаланса и точных процессов балансировки. Зависимость добротности от рабочего давления различается у резонаторов разных конфигураций. При этом для достижения сверхвысоких показателей добротности полусферических резонаторов требуется обеспечить сверхвысокий вакуум. Более глубокое изучение высоконадежных и точных нетрадиционных технологий герметизации позволит обеспечить долгосрочную эксплуатацию изделий. Правильный выбор электрических параметров будет гарантировать, что эффективная добротность не снизится во время тестирования электронных систем датчика.

Поскольку после реализации аппаратной части устройства очень сложно выделить и исследовать степень влияния отдельных механизмов демпфирования, средства минимизации всех возможных механизмов рассеяния энергии необходимо предусматривать еще на стадии проектирования механического резонатора. При этом следует обязательно проводить анализ зависимости добротности от расчетных рабочих характеристик устройства. Кроме того, следует обеспечить строгое соответствие требованиям к проектированию и эксплуатационным параметрам в ходе реализации и определения характеристик изделия. Приведенный в статье обзор механизмов демпфирования в механических резонаторах поможет разработчикам выработать всеобъемлющую стратегию повышения добротности на всех стадиях жизненного цикла изделия – от проектирования до эксплуатации. Дальнейшие исследования должны быть направлены на разработку методов определения отдельных факторов, влияющих на процессы рассеяния энергии, и количественных характеристик для каждого из них. Предложенные в статье возможные направления исследований позволяют уменьшить демпфирование при разработке серийных высокоэффективных компактных датчиков типа КВГ.

Благодарность

Авторы искренне благодарны А. Джорджу, С. П. Пандиану и доктору В.С.Д. Деву из отдела инерциальных систем Индийской организации космических исследований (ISU, ISRO) за помощь в написании этой работы.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Gabrielson, T.B.**, Mechanical-thermal noise in micromachined acoustic and vibration sensors, *IEEE Transactions on Electron Devices*, 1993, vol. 40, no. 5, pp. 903–909.
2. **Tilmans, H.A.C., Elwebispoek, M., and Fluitman, J.H.J.**, Micro resonant force gauges, *Sensors and Actuators A: Physical*, 1992, vol. 30, no. 1–2, pp. 35–53.

3. Zhou, X., Xiao, D., Hou, Z., Li, Q., Wu, Y., and Wu, X., Influences of the structure parameters on sensitivity and Brownian noise of the disk resonator gyroscope, *Journal of Microelectromechanical Systems*, 2017, vol. 26, no. 3, pp. 519–527.
4. Ayazi, F., and Najafi, K., A HARPSS polysilicon vibrating ring gyroscope, *Journal of Microelectromechanical Systems*, 2001, vol. 10, no. 2, pp. 169–179.
5. Choudhary, V., and Iniewski, K., *MEMS: Fundamental Technology and Applications*, CRC Press, 2013.
6. Wang, Z.H., Lee, J., and Feng, P.X.L., Spatial mapping of multimode brownian motions in high-frequency silicon carbide micro disk resonators, *Nature Communications*, 2014, vol. 5, no. 1, pp. 5158–5168.
7. Hao, Z., Erbil, A., and Ayazi, F., An analytical model for support loss in micromachined beam resonators with in plane flexural vibrations, *Sensors and Actuators A: Physical*, 2003, vol. 109, no. 1, pp. 156–164.
8. Izmailov, E.A., Kolesnik, M.M., Osipov, A.M., and Akimov, A.V., Hemispherical resonator gyro technology: Problems and possible ways of their solutions, *Proc. St. Petersburg International Conference on Integrated Navigation Systems*, Russia, 1999, pp. 61–69.
9. Joshi, S., Hung, S., and Vengallatore, S., Design strategies for controlling damping in micromechanical and nanomechanical resonators, *EPJ Techniques and Instrumentation*, 2014, vol. 5, no. 1, pp. 1–14.
10. Imboden, M., and Mohanty, P., Dissipation in nanoelectromechanical systems, *Physics Reports*, 2014, vol. 534, no. 3, pp. 89–146.
11. Thomson, W., On the dynamical theory of heat, *Earth and Environmental Science: Transactions of the Royal Society of Edinburgh*, 1853, vol. 20, no. 2, pp. 261–288.
12. Bishop, J.E., and Kinra, V.K., Elastothermodynamic damping in laminated composites, *International Journal of Solids and Structures*, 1997, vol. 34, no. 9, pp. 1075–1092.
13. Zener, C., Internal friction in solids. I. Theory of internal friction in reeds, *Physical Review*, 1937, vol. 52, no. 3, pp. 230–235.
14. Zener, C., Wills, A.P., Mitchell, D.P., and Farwell, H.W., Internal friction in solids: II. General theory of thermoelastic internal friction, *Physical Review*, 1938, vol. 53, no. 1, pp. 90–99.
15. Berry, B.S., Precise investigation of the theory of damping by transverse thermal currents, *Journal of Applied Physics*, 1955, vol. 26, no. 10, pp. 1221–1224.
16. Lifshitz, R., and Roukes, M.L., Thermoelastic damping in micro and nano mechanical systems, *Physical Review B*, 2000, vol. 61, no. 8, pp. 5600–5609.
17. Wong, S.J., Fox, C.H.J., McWilliam, S., Fell, C.P., and Eley, R., A preliminary investigation of thermo-elastic damping in silicon rings, *Journal of Micromechanics and Microengineering*, 2004, vol. 14, no. 9, pp. S108–S113.
18. De, S.K., and Aluru, N.R., Theory of thermoelastic damping in electrostatically actuated microstructures, *Physical Review B*, 2006, vol. 74, no. 14, p. 144305_1–13.
19. Yi, Y., and Matin, M.A., Eigenvalue solution of thermoelastic damping in beam resonators using a finite element analysis, *Journal of Vibration and Acoustics: Transactions of the ASME*, 2007, vol. 129, no. 4, pp. 478–483.
20. Rajagopalan, J., and Saif, M.T.A., Single degree of freedom model for thermoelastic damping, *Journal of Applied Mechanics: Transactions of the ASME*, 2007, vol. 74, no. 3, pp. 461–468.
21. Prabhakar, S., and Vengallatore, S., Theory of thermoelastic damping in micromechanical resonators with two-dimensional heat conduction, *Journal of Microelectromechanical Systems*, 2008, vol. 17, no. 2, pp. 494–502.
22. Prabhakar, S., Paidoussis, M.P., and Vengallatore, S., Analysis of frequency shifts due to thermoelastic coupling in flexural-mode micromechanical and nanomechanical resonators, *Journal of Sound and Vibration*, 2009, vol. 323, no. 1, pp. 385–396.
23. Kinra, V.K., and Milligan, K.B., A second-law analysis of thermoelastic damping, *Journal of Applied Mechanics: Transactions of the ASME*, 1994, vol. 61, no. 1, pp. 71–76.
24. Chandorkar, S.A., Candler, R.N., Duwel, A., Melamud, R., Agarwal, M., Goodson, K.E., and Kenny, T.W., Multimode thermoelastic dissipation, *Journal of Applied Physics*, 2009, vol. 105, no. 4, pp. 1–13.
25. Ghaffari, S., and Kenny, T.W., Thermoelastic dissipation in composite silicon MEMS resonators with thin film silicon dioxide coating, *MRS Online Proceedings Library*, 2012, vol. 1426, pp. 193–198.
26. Duwel, A., Candler, R.N., Kenny, T.W., and Varghese, M., Engineering MEMS resonators with low thermoelastic damping, *Journal of Microelectromechanical Systems*, 2006, vol. 15, no. 6, pp. 1437–1445.
27. COMSOL Multiphysics, Ver 5.3, COMSOL Inc., Massachusetts, U.S.A.

28. Roszhart, T.V., The effect of thermoelastic internal friction on the Q of micromachined silicon resonators, *IEEE 4th Technical Digest on Solid-State Sensor and Actuator Workshop*, Hilton Head, SC, USA, 1990, pp. 13–16.
29. Yasumura, K.Y., Stowe, T.D., Chow, E.M., Pfafman, T., Kenny, T.W., Stipe, B.C., and Rugar, D., Quality factor in micron and submicron thick cantilevers, *Journal of Microelectromechanical Systems*, 2000, vol. 9, no. 1, pp. 117–125.
30. Candler, R.N., Li, H., Lutz, M., Park, W., Partridge, A., Yama, G., and Kenny, T.W., Investigation of energy loss mechanisms in micromechanical resonators, *Proc. 12th International Conference on Solid state Sensors, Actuators and Microsystems*, USA, 2003, pp. 332–335.
31. Guo, F.L., and Rogerson, G.A., Thermoelastic coupling effect on a micro-machined beam machined beam resonator, *Mechanics Research Communications*, 2003, vol. 30, no. 6, pp. 513–518.
32. Houston, B.H., Photiadis, D.M., Vignola, J.F., Marcus, M.H., Lui, X., Czapslewski, D., Sekaric, L., Butler, J., Pehrsson, P., and Bucaro, J.A., Loss due to transverse thermoelastic currents in microscale resonators, *Material Science and Engineering A*, 2004, vol. 370, no. 1, pp. 407–411.
33. Sun, Y., Fang, D., and Soh, A.K., Thermoelastic damping in micro-beam resonators, *International Journal of Solids and Structures*, 2006, vol. 43, no. 10, pp. 3213–3229.
34. Candler, R.N., Duwel, A., Varghese, M., Chandorkar, S.A., Hopcroft, M.A., Park, W.T., Kim, B., Yama, G., Partridge, A., Lutz, M., Kenny, T.W., Impact of geometry on thermoelastic dissipation in micro-mechanical resonant beams, *Journal of Microelectromechanical Systems*, 2006, vol. 15, no. 4, pp. 927–934.
35. Darvishian, A., Nagourney, T., Cho, J.Y., Shiari, B., and Najafi, K., Thermoelastic dissipation in micromachined birdbath shell resonators, *Journal of Microelectromechanical Systems*, 2017, vol. 26, no. 4, pp. 758–772.
36. Wong, S.J., Fox, C.H.J., and McWilliam, S., Thermoelastic damping of the in-plane vibration of thin silicon rings, *Journal of Sound and Vibration*, 2006, vol. 293, no. 1–2, pp. 266–285.
37. Duwel, A., Gorman, J., Weinstein, M., Borenstein, J., and Ward, P., Experimental study of thermoelastic damping in MEMS gyros, *Sensors and Actuators A: Physical*, 2003, vol. 103, no. 1–2, pp. 70–75.
38. Hwang, C., Some experiment on the vibration of a hemispherical shell, *Journal of Applied Mechanics*, 1966, vol. 33, no. 4, pp. 817–824.
39. Fan, S., Liu, G., and Wang, Z., On vibration of hemispherical shell using finite element method, *Applied Mathematics and Mechanics*, 1991, vol. 12, no. 12, pp. 1169–1175.
40. Choi, S.Y., Na, Y.H., and Kim, J.H., Thermoelastic damping of inextensional hemispherical shell, *Proc. of World Academy of Science, Engineering and Technology*, 2009, vol. 56, pp. 198–203.
41. Heidari, A., Chan, M.L., Yang, H.A., Jaramilo, G., Taheri-Tehrani, P., Fonda, P., Najar, H., Yamazaki, K., Lin, L., and Horsley, D.A., Micromachined polycrystalline diamond hemispherical shell resonators, *Proc. 2013 Transducers and Eurosensors: The 17th International Conference on Solid-State Sensors, Actuators and Microsystems*, China, 2013, pp. 2415–2418.
42. Darvishian, A., Shiari, B., Cho, J.Y., Nagourney, T., and Najafi, K., Investigation of thermoelastic loss mechanism in shell resonators, *Proc. ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, Canada, 2014, pp. 39331–39336.
43. Sorenson, L., Shao, P., and Ayazi, F., Bulk and surface thermoelastic dissipation in micro hemispherical shell resonators, *Journal of Microelectromechanical Systems*, 2015, vol. 24, no. 2, pp. 486–502.
44. Kim, B., Hopcroft, M.A., Candler, R.N., Jha, C.M., Agarwal, M., Melamud, R., Chandorkar, S.A., Yama, G., and Kenny, T.W., Temperature dependence of quality factor in MEMS resonators, *Journal of Microelectromechanical Systems*, 2008, vol. 17, no. 3, pp. 755–766.
45. Nayfeh, A.H., and Younis, M.I., Modeling and simulations of thermoelastic damping in microplates, *Journal of Micromechanics and Microengineering*, 2004, vol. 14, no. 12, pp. 1711–1717.
46. Ghaffari, S., Ng, J.E., Ahn, C.H., Yang, Y., Wang, S., Hong, V.A., and Kenny, T.W., Accurate modelling of quality factor behaviour of complex silicon MEMS resonator, *Journal of Microelectromechanical Systems*, 2015, vol. 24, no. 2, pp. 276–288.
47. Prabhakar, S., and Vengallatore, S., Thermoelastic damping in bilayered micromechanical beam resonators, *Journal of Micromechanics and Microengineering*, 2007, vol. 17, no. 3, pp. 532–538.
48. Sun, Y., Yang, J., and Jiang, Y., A theoretical analysis of thermoelastic damping model in laminated trilayered circular plate resonators, *World Journal of Mechanics*, 2014, no. 4, pp. 102–111.
49. Jimbo, Y., and Itao, K., Energy loss of a cantilever vibrator, *Journal of Horological Institute of Japan*, 1968, vol. 47, pp. 1–15.
50. Sharma, G.N., Sundararajan, T., and Gautam, S.S., Effect of geometric imperfections on anchor loss and characterisation of a Coriolis vibratory gyroscope resonator with high quality factor, *Gyroscopy and Navigation*, 2020, vol. 11, no. 3, pp. 206–213.

51. Yang, J., Ono, T., and Esashi, M., Mechanical behavior of ultrathin microcantilever, *Sensors and Actuators A: Physical*, 2000, vol. 82, no. 1, pp. 102–107.
52. Photiadis, D.M., and Judge, J.A., Attachment losses of high Q oscillators, *Applied Physics Letters*, 2004, vol. 85, no. 3, pp. 482–484.
53. Hao, Z., and Ayazi, F., Support loss in the radial bulk-mode vibrations of center-supported micromechanical disk resonators, *Sensors and Actuators A: Physical*, 2007, vol. 134, no. 2, pp. 582–593.
54. Rabinovich, D., Givoli, D., and Becache, E., Comparison of high order absorbing boundary conditions and perfectly matched layers in the frequency domain, *International Journal for Numerical Methods in Biomedical Engineering*, 2010, vol. 26, no. 10, pp. 1351–1369.
55. Bindel, D.S., Quevy, E., Koyama, T., Govindjee, S., Demmel, J.W., and Howe, R.T., Anchor loss simulation in resonators, *Proc. 18th IEEE International Conference on Microelectromechanical Systems*, USA, 2005, pp. 133–136.
56. Basu, U., and Chopra, A.K., Perfectly matched layers for time-harmonic elastodynamics of unbounded domains: theory and finite-element implementation, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 2003, vol. 192, no. 11–12, pp. 1337–1375.
57. Frangi, A., Bugada, A., Martello, M., and Savadkoobi, P.T., Validation of PML based models for the evaluation of anchor dissipation in MEMS resonators, *European Journal of Mechanics A / Solids*, 2013, vol. 37, pp. 256–265.
58. Thakar, V., and Rais-Zadeh, M., Optimization of tether geometry to achieve low anchor loss in Lamé mode resonators, *Proc. Joint European Frequency and Time Forum and International Frequency Control Symposium*, Czech Republic, 2013, pp. 129–132.
59. Lee, J.E.Y., Yan, J., and Seshia, A.A., Quality factor enhancement of bulk acoustic resonators through anchor geometry design, *Proc. 22nd International Conference on Solid State Sensors, Actuators and Microsystems*, Germany, 2008, pp. 536–539.
60. Lee, J.E.Y., Yan, J., and Seshia, A.A., Study of lateral mode SOI-MEMS resonators for reduced anchor loss, *Journal of Micromechanics and Microengineering*, 2011, vol. 21, no. 4, p. 045010_1–10.
61. Wang, K., Wong, A.C., and Nguyen, C.T.C., VHF free-free beam high Q micromechanical resonators, *Journal of Microelectromechanical Systems*, 2000, vol. 9, no. 3, pp. 347–360.
62. Darvishian, A., Shiari, B., Guohong, H., and Najafi, K., Effect of substrate thickness on quality factor of mechanical resonators, *Proc. IEEE International Symposium on Inertial Sensors and Systems*, USA, 2015, pp. 1–4.
63. Cho, J.Y., and Najafi, K., A high Q all fused silica solid stem wineglass hemispherical resonator formed using micro blow torching and welding, *Proc. 28th IEEE International Conference on MEMS*, Portugal, 2015, pp. 821–824.
64. Darvishian, A., Shiari, B., Cho, J.Y., Nagourney, T., and Najafi, K., Anchor loss in hemispherical shell resonators, *Journal of Microelectromechanical Systems*, 2017, vol. 26, no. 1, pp. 51–66.
65. Jeanroy, A., Bouvet, A., and Remillieux, G., HRG and marine applications, *Gyroscopy and Navigation*, 2014, vol. 5, no. 2, pp. 67–74.
66. Sorenson, L., and Ayazi, F., Effect of structural anisotropy on anchor loss mismatch and predicted case drift in future micro-hemispherical resonator gyros, *Proc. IEEE/ION Position, Location and Navigation Symposium*, USA, 2014, pp. 493–498.
67. Zotov, S.A., Simon, B.R., Prakhobko, I.P., Trusov, A.A., and Shkel, A.M., Quality factor maximization through dynamic balancing of tuning fork resonators, *IEEE Sensors Journal*, 2014, vol. 14, no. 8, pp. 2706–2714.
68. Bindel, D.S., and Govindjee, S., Elastic PMLs for resonator anchor loss simulation, *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 2005, vol. 64, no. 6, pp. 789–818.
69. Heidari, A., Chan, M.L., Yang, H.A., Jaramillo, G., Tehrani, P.T., Fonda, P., Najar, H., Yamazaki, K., Lin, L., and Horsley, D.A., Micromachined polycrystalline diamond hemispherical shell resonators, *Proc. 17th International Conference on Solid State Sensors, Actuators and Microsystems*, Spain, 2013, pp. 2415–2418.
70. Hwang, R.S., Fox, C.H.J., and McWilliam, S., Free vibrations of elliptical rings with circumferentially variable thickness, *Journal of Sound and Vibration*, 1999, vol. 228, no. 3, pp. 683–699.
71. Choi, S.Y., and Kim, J.H., Natural frequency split estimation for inextensional vibration of imperfect hemispherical shell, *Journal of Sound and Vibration*, 2011, vol. 330, no. 9, pp. 2094–2106.
72. Pan, Y., Qu, T., Wang, D., Wu, S., Liu, J., Tan, Z., Yang, K., and Luo, H., Observation and analysis of the quality factor variation behaviour in a monolithic fused silica cylindrical resonator, *Sensors and Actuators A: Physical*, 2017, vol. 260, pp. 81–89.

73. Gretarsson, A.M., and Harry, G.M., Dissipation of mechanical energy in fused silica fibers, *Review of Scientific Instruments*, 1999, vol. 70, no. 10, pp. 4081–4087.
74. Picard, A., Barat, P., Borys, M., Firlus, M., and Mizushima, S., State of the art mass determination of ^{28}Si spheres for the Avogadro project, *Metrologia*, 2011, vol. 48, no. 2, pp. S112–S119.
75. Mihailovich, R.E., and MacDonald, N.C., Dissipation measurements in vacuum operated single crystal silicon micro resonators, *Sensors and Actuators A: Physical*, 1995, vol. 50, no. 3, pp. 199–207.
76. Ahamed, M.J., Senkal, D., and Shkel, A.M., Effect of annealing on mechanical quality factor of fused quartz hemispherical resonator, *Proc. IEEE International Symposium on Inertial Sensors and Systems*, USA, 2014, pp. 1–4.
77. Nagourney, T., Cho, J.Y., Darvishian, A., Shiari, B., and Najafi, K., Effect of metal annealing on the Q-factor of metal coated fused silica micro shell resonators, *Proc. IEEE International Symposium on Inertial Sensors and Systems*, Hapuna, HI, U.S.A., 2015, pp. 1–5.
78. Saito, D., Yang, C., Heidari, A., Najar, H., Lin, L., Horsley, D.A., Microcrystalline diamond cylindrical resonators with quality factor up to 0.5 million, *Applied Physics Letters*, 2016, vol. 108, no. 5, p. 051904_1-5.
79. Bernstein, J.J., Bancu, M.G., Bauer, J.M., Cook, E.H., Kumar, P., Newton, E., Nyinjee, T., Perlin, G.E., Ricker, J.A., Teynor, W.A., and Weinberg, M.S., High Q diamond hemispherical resonators: fabrication and energy loss mechanisms, *Journal of Micromechanics and Microengineering*, 2015, vol. 25, no. 8, p. 085006_1-12.
80. Pan, Y., Wang, D.Y., Wang, Y.Y., Liu, J.P., Wu, S.Y., Qu, T.L., Yang, K.Y., and Luo, H., Monolithic cylindrical fused silica resonators with high Q-factors, *MDPI Sensors*, 2016, vol. 16, no. 8, p. 1185_1-14.
81. Guzzo, P.L., Shinohara, A.H., and Raslan, A.A., A comparative study on ultrasonic machining of hard and brittle materials, *Journal of Brazilian Society of Mechanical Science and Engineering*, 2004, vol. 26, no. 1, pp. 56–61.
82. Palasantzas, G., Surface roughness influence on the quality factor of high frequency nano resonators, *Journal of Applied Physics*, 2008, vol. 103, no. 4, p. 046106_1-3.
83. Matveev, V.A., Lunin, B.S., and Basarab, M.A., *Solid-State Wave Gyro Navigation System*, Harbin: Harbin Institute of Technology Press, 2013.
84. Shiari, B., and Najafi, K., Surface effect influence on the quality factor of microresonators, *Proc. 17th International Conference on Solid state Sensors, Actuators and Microsystems*, Spain, 2013, pp. 1715–1718.
85. Numata, K., Yamamoto, K., Ishimoto, H., Otsuka, S., Kawabe, K., Ando, M., and Tsubono, K., Systematic measurement of the intrinsic losses in various kinds of bulk fused silica, *Physical Letters: A*, 2004, vol. 327, no. 4, pp. 263–271.
86. Penn, S.D., Harry, G.M., Gretarsson, A.M., Kittelberger, S.E., Saulson, P.R., Schiller, J.J., Smith, J.R., and Swords, S.O., High quality factor measured in fused silica, *Review of Scientific Instruments*, 2001, vol. 72, no. 9, pp. 3670–3673.
87. Ageev, A., Palmer, B.C., Felice, A.D., Penn, S.D., and Saulson, P.R., Very high quality factor measured in annealed fused silica, *Classical and Quantum Gravity*, 2004, vol. 21, no. 16, pp. 3887–3892.
88. Walther, H., Internal friction in solids, *The Scientific Monthly*, 1935, vol. 41, no. 3, pp. 275–277.
89. White, B.E., and Pohl, R.O., Internal friction of subnanometer α -SiO films, *Physical Review Letters*, 1995, vol. 75, no. 24, pp. 4437–4439.
90. Li, T.J., and Bellon, L., Dissipation of micro-cantilevers as a function of air pressure and metallic coating, *Europhysics Letters*, 2011, vol. 98, no. 1, p. 14004_1-4.
91. Sandberg, R., Molhave, K., Boisen, A., and Svendsen, W., Effect of gold coating on the Q-factor of a resonant cantilever, *Journal of Micromechanics and Microengineering*, 2005, vol. 15, no. 12, pp. 2249–2253.
92. Sosale, G., Prabhakar, S., Frechette, L., and Vengallatore, S., A microcantilever platform for measuring internal friction in thin films using thermoelastic damping for calibration, *Journal of Microelectromechanical Systems*, 2011, vol. 20, no. 3, pp. 764–773.
93. Sosale, G., Das, K., Frechette, L., and Vengallatore, S., Controlling damping and quality factors of silicon microcantilevers by selective metallization, *Journal of Micromechanics and Microengineering*, 2011, vol. 21, no. 10, p. 105010_1-7.
94. Newell, W.E., Miniaturization of tuning forks, *Science: New Series*, 1968, vol. 161, pp. 1320–1326.
95. Aoust, G., Levy, R., Bourgeteau, B., and Traon, O.L., Viscous damping on flexural mechanical resonators, *Sensors and Actuators A*, 2015, vol. 230, pp. 126–135.
96. Rodriguez, J., Chandorkar, S.A., Glaze, G.M., Gerrard, D.D., Chen, Y., Heinz, D.B., Flader, I.B., and Kenny, T.W., Direct detection of anchor damping in MEMS tuning fork resonators, *Journal of Microelectromechanical Systems*, 2018, vol. 27, no. 5, pp. 800–809.

97. Wan, Q., Gu, H., Fan, B., Zhao, H., Xu, D., and Guo, S., A high symmetry polysilicon micro hemispherical resonating gyroscope with spherical electrodes, *Proc. IEEE Sensors*, Glasgow, UK, 2017, p. 10_1-3.
98. Zotov, S.A., Simon, B.R., Sharma, G., Han, J., Prikhodko, I.P., Trusov, A.A., and Shkel, A.M., Investigation of energy dissipation in low frequency vibratory MEMS demonstrating a resonator with 25 minutes time constant, *Proc. 2014 Solid-State Sensors, Actuators and Microsystems Conference*, USA, 2014, pp. 76–79.

Sharma, G.N. (ISRO Inertial Systems Unit, Thiruvananthapuram, Kerala, India), **Sundararajan T.** (Vikram Sarabhai Space Centre, Thiruvananthapuram, Kerala, India), and **Singh, G.S.** (Indian Institute of Technology, Guwahati, India)

Design to Operational Parameters Dependency on Quality Factor of Sensor Mechanical Resonators, *Giroskopiya i Navigatsiya*, 2021, vol. 29, no. 2 (113), pp. 3–34.

Abstract. The critical functional part of any high performance resonance based sensor is a mechanical resonator. The performance is measured by resonator quality factor (Q-factor). Damping mechanisms such as thermoelastic damping (TED), anchor loss, surface loss, material internal friction, fluid damping and electronics damping are covered in this review with more focus on gyroscope resonators. Dissipations can be reduced by different means. Hence, the effects of various design to operational parameters on the Q-factor for different configurations, sizes and materials are reviewed in detail. Micro scale ring resonators can achieve a Q-factor of the order of hundreds of thousands. Macro scale hemispherical resonators are suitable for ultrahigh Q-factors. High temperature sensor operation is not preferred because of TED, while sub-zero operation is limited by material internal friction. Few orders of dissipation increase are seen with thin film metallic coating due to TED and coating material internal friction. High precision fabrication is mandatory to achieve the designed minimum anchor loss as it is highly sensitive to fabrication imperfections. Q-factor sensitivity to operating pressure is different for different resonator configurations. This review study helps to build a comprehensive mechanical resonator design, realization and operation strategy to achieve high sensor performance. A roadmap on future research requirements for developing compact mass producible CVG type sensors with ultrahigh Q-factor is also highlighted.

Key words: Mechanical resonators, quality factor, thermoelastic damping, anchor loss, surface loss, internal friction, fluid damping, electronics damping.

Материал поступил 12.01.2021