

<https://doi.org/10.31891/2219-9365-2026-85-50>

УДК 621.37

ПІДЧЕНКО Сергій

Хмельницький національний університет

<https://orcid.org/0000-0001-9488-1782>

e-mail: sergpchn@gmail.com

СТЕЦЬОК Віктор

Хмельницький національний університет

<https://orcid.org/0000-0003-1413-8724>

e-mail: sv_rt@i.ua

КУЧЕРУК Оксана

Хмельницький національний університет

<https://orcid.org/0000-0003-2812-5318>

e-mail: kucheruk.o.ya@gmail.com

ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЧНИХ РЕЗОНАНСІВ У КОНСТРУКЦІЯХ П'ЄЗОРЕЗОНАНСНИХ ПРИСТРОЇВ

В роботі розглядаються методи визначення власних резонансних частот конструкцій кварцових резонаторів та їх вплив на власні резонансні частоти п'єзоелемента. Проведено розрахунок резонансних частот типової конструкції кварцоутримувач-п'єзоелемент. Встановлено залежність механічних резонансів від конструктивних параметрів кварцоутримувача, визначено межі їх числових значень. Аналіз здійснювався для найбільш поширених конструкцій кварцових резонаторів. Однак приведена методика може бути застосована для інших конструктивів кварцових резонаторів. В експерименті проведена імітація полічастотного механічного впливу в діапазоні від 20 до 200 Гц. Результати представлені у вигляді нормованої спектральної щільності сигналу тестового частотного детектора для основної та третьої гармонік. Встановлено, що найбільш інтенсивні механічні резонанси викликані конструкцією кварцоутримувача і знаходяться в частотному інтервалі до 250 Гц. Власні механічні резонанси п'єзоелемента знаходяться в діапазоні частот вище 4000 Гц і мало впливають на вібраційну стійкість кварцового резонатора в цілому. Реакція системи для першої і третьої механічної гармоніки підтверджує суттєвий кореляційний зв'язок між відхиленнями резонансних частот в умовах вібраційного навантаження, не дивлячись на зміни віброочутливості в межах діапазону, що обумовлено конструктивними особливостями кварцового резонатора.

Ключові слова: кварцовий резонатор, п'єзоелемент, кварцоутримувач, коливання, резонансна частота.

PIDCHENKO Sergiy, STETSIUK Viktor, KUCHERUK Oksana

Khmelnitskyi National University

INVESTIGATION OF MECHANICAL RESONANCES IN THE STRUCTURES OF PIEZO-RESONANT DEVICES

The paper considers methods for determining the natural resonant frequencies of quartz resonator designs and their influence on the natural resonant frequencies of the piezoelectric element. The resonant frequencies of a typical quartz holder-piezoelement design are calculated. The dependence of mechanical resonances on the design parameters of the quartz holder is established, and the limits of their numerical values are determined. The analysis was carried out for the most common designs of quartz resonators. However, the presented method can be applied to other designs of quartz resonators. In the experiment, a multi-frequency mechanical effect was simulated in the range from 20 to 200 Hz. The results are presented in the form of a normalized spectral density of the signal of the test frequency detector for the fundamental and third harmonics. It is established that the most intense mechanical resonances are caused by the design of the quartz holder and are in the frequency range up to 250 Hz. The inherent mechanical resonances of the piezoelectric element are in the frequency range above 4000 Hz and have little effect on the vibrational stability of the quartz resonator as a whole. The system response for the first and third mechanical harmonics confirms a significant correlation between the deviations of the resonant frequencies under vibration loading conditions, despite the changes in vibration sensitivity within the range, which is due to the design features of the quartz resonator.

Keywords: quartz resonator, piezoelectric element, quartz holder, oscillations, resonant frequency.

Стаття надійшла до редакції / Received 29.11.2025

Прийнята до друку / Accepted 04.01.2026

Опубліковано / Published 05.03.2026



This is an Open Access article distributed under the terms of the [Creative Commons CC-BY 4.0](https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/)

© Підченко Сергій, Стецюк Віктор, Кучерук Оксана

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ У ЗАГАЛЬНОМУ ВИГЛЯДІ ТА ЇЇ ЗВ'ЯЗОК ІЗ ВАЖЛИВИМИ НАУКОВИМИ ЧИ ПРАКТИЧНИМИ ЗАВДАННЯМИ

Одним із важливих питань під час конструювання та дослідження віброочутливості п'єзореzonансних пристроїв (ПРП) є визначення власних резонансних частот конструкції (РЧК), зокрема, вузла п'єзоелемент-кварцоутримувач. В загальному випадку кварцовий резонатор як система з багатьма ступенями свободи має спектр РЧК, який містить як випадкові, так систематичні компоненти [1]. Наприклад, резонатори однакової конструкції на одній частоті мають РЧК з випадковими зсувами частот, які залежать від допусків на елементи конструкції. В той же час, кварцові резонатори (КР) подібної конструкції, але розраховані для різних частот

електричних резонансів, мають спектри РЧК із систематичним зсувом частот, що обумовлено, зокрема, різницею в розмірах п'єзоелемента (ПЕ).

Іншою важливою характеристикою конструкції резонатора є добротність механічної коливальної системи Q_i , яка визначає амплітуду коливань елементів конструкції на частоті механічного резонансу. Якщо резонансні частоти коливань конструкції розраховуються достатньо просто, то для визначення добротності системи, як правило, необхідний експеримент.

Таким чином, при аналізі резонансних характеристик конструкцій резонаторів необхідно визначити:

- спектр РЧК;
- залежність спектрів РЧК від параметра, що змінюється і який враховує як систематичні, так і випадкові зсуви частоти;
- добротність системи.

ВИКЛАД ОСНОВНОГО МАТЕРІАЛУ

Не зважаючи на принципову ясність питань визначення власних частот коливань конструкцій кварцових резонаторів, практичне їх вирішення пов'язане з певними труднощами [1, 2]. Проведемо аналіз резонансних характеристик конструкції кварцових резонаторів зі «стрічковими» утримувачами (рис. 1). У резонаторах даної конструкції використовуються п'єзоелементи АТ-зрізу в діапазоні частот від 5 до 33 МГц для першої механічної гармоніки. Нижня границя діапазону частот визначається максимальними розмірами ПЕ, розміщеного в корпусі (діаметр ПЕ порядку 7 мм), верхня – мінімальною товщиною ПЕ (40-50 мкм). Зі зменшенням товщини Δx зменшують і діаметр d , виходячи з наближеного співвідношення $d < 120\Delta x$, що забезпечує необхідну міцність ПЕ при його обробці. На високих частотах діаметр d має значення порядку 6 мм. Приймавши однаковими розміри ПЕ для резонаторів, які працюють на першій і на більш високих механічних гармоніках, достатньо проаналізувати РЧК у діапазоні частот від 5 до 33 МГц для основної гармоніки. При цьому вважається, що для кріплення використовуються «стрічкові» утримувачі одних і тих самих розмірів, незалежно від частоти.

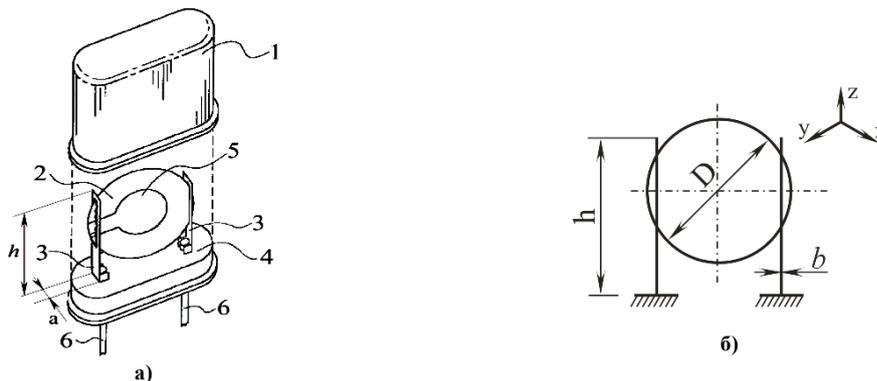


Рис. 1. Конструкція КР (а) з кварцоутримувачем стрічкового типу та його геометрична модель (б):
1 – корпус; 2 – п'єзоелемент; 3 – утримуюча стійка («стрічка»); 4 – кварцоутримувач;
5 – електроди збудження; 6 – виводи

Для конструкцій утримувачів, зображених на рис. 1, існує три види коливань:

- коливання в площині ПЕ;
- коливання в площині «стрічок»;
- коливання вигину ПЕ відносно діаметра, який проходить через точки кріплення.

В роботах [1, 2] приведені співвідношення для частот механічних резонансів перших двох видів коливань:

$$\nu_1 = \frac{b}{2\pi h} \sqrt{\frac{gEab}{2h(M + 0,225m)}}; \quad \nu_2 = \frac{a}{2\pi h} \sqrt{\frac{gEab}{2h(M + 0,225m)}}, \quad (1)$$

де E , a , b , h , m – модуль пружності, ширина, товщина, довжина і маса «стрічки» відповідно; M – маса кристалічного елемента.

Для коливань вигину ПЕ:

$$\nu_3 = 2,8 \cdot 10^6 \Delta x / d^2, \quad (2)$$

де Δx , d – відповідно товщина і діаметр ПЕ.

Аналіз виразів (1) і (2) дозволяє зробити висновок, що механічні резонанси першого і другого виду будуть збільшуватися з ростом частоти резонатора на для одного порядку коливань, а частота резонансу третього виду повинна зменшуватися. При цьому, частоти механічних резонансів в площині «стрічок» і в площині п'єзоелемента співвідносяться з коефіцієнтом a/b .

Встановлено [4, 5], що розподіл резонансних частот конструкції для кожного з видів коливань підкоряється нормальному закону [1]. Виявлено, що на частотах 15...20 МГц перший і третій види коливань можуть взаємно мінятися місцями і навіть збігатися для деяких екземплярів резонаторів [2].

Випадкові зсуви РЧК резонаторів можна визначити на основі теорії помилок, зокрема для коливань у площині ПЕ:

$$\delta_v = \pm \sqrt{\left(\frac{1}{2}\delta_E\right)^2 + \left(\frac{1}{2}\delta_a\right)^2 + \left(\frac{3}{2}\delta_b\right)^2 + \left(\frac{3}{2}\delta_h\right)^2 + \left(\frac{1}{2}\delta_M\right)^2}, \quad (3)$$

де δ_E , δ_a , δ_b , δ_h , δ_M , – відповідно відносні величини допусків на визначення модуля пружності, ширини, товщини, довжини “стрічки” та маси кристалічного елемента. З виразу (3) видно, що найбільші відхилення вносять допуски на товщину і довжину “стрічки”.

Проведений аналіз резонансних характеристик конструкції кварцового резонатора для утримувачів із сталі ($a=1,35$ мм; $b=0,13$ мм; $h=5$ мм) дає уявлення про стійкість КР до механічних впливів. Для резонаторів з ПЕ діаметром 7 мм нижча резонансна частота становить 3000...5000 Гц, а з діаметром 6 мм – 4500...6000 Гц.

Слід відзначити, що точний розрахунок конструкцій КР є достатньо складний, вимагає громіздких обчислень трансцендентних рівнянь, а інколи взагалі майже неможливий. Окрім того, дані рівняння фактично не надають можливості врахування впливу параметрів конструкції на РЧК [1, 6]. При цьому слід звернути увагу на наступне:

- розрахункова схема кварцового резонатора і його конструкції можуть мати істотні розходження;
- модуль пружності змінюється залежно від якості матеріалу і у процесі експлуатації виробу;
- кріплення стійок кварцоутримувача, прийняте в розрахунках як жорстке, у дійсності мають деяке пружне переміщення, а це може позначитися на величині власної частоти коливань;
- на результат розрахунку власних частот коливань конструкцій резонаторів відчутно впливають конструктивні і технологічні допуски на лінійні розміри та застосовані матеріали.

Таким чином є недоцільним прагнення до значного підвищення ступеня точності вібродинамічних розрахунків ПРП. Практично вважається припустимою розбіжність між точним і наближеними методами розрахунку в межах 8-10 % [1, 2].

Наближений метод розрахунку конструкції ПРП доцільно обирати виходячи із співвідношення розподілених мас виводів і ваги п'єзоелемента. При цьому можна використати один із методів, оснований на орієнтовному визначенні форми вигину, тобто метод приведених мас, енергетичний метод або метод можливих переміщень. Всі ці методи ґрунтуються на одній і тій же ідеї та приблизно рівноцінні за точністю.

Розглянемо метод приведених мас на прикладі типової конструкції герметизованих кварцових резонаторів [1-3]. В конструкції герметизованого кварцового резонатора (рис. 2) жорсткість п'єзоелемента незрівнянно вище жорсткості утримувачів. Таким чином, дану конструкцію можна розглядати як раму із затисненими стійками та нескінченно твердим ригелем, що значно спрощує вирішення завдання. Залежно від напрямку вібраційного впливу розрахункова схема може бути додатково спрощена.

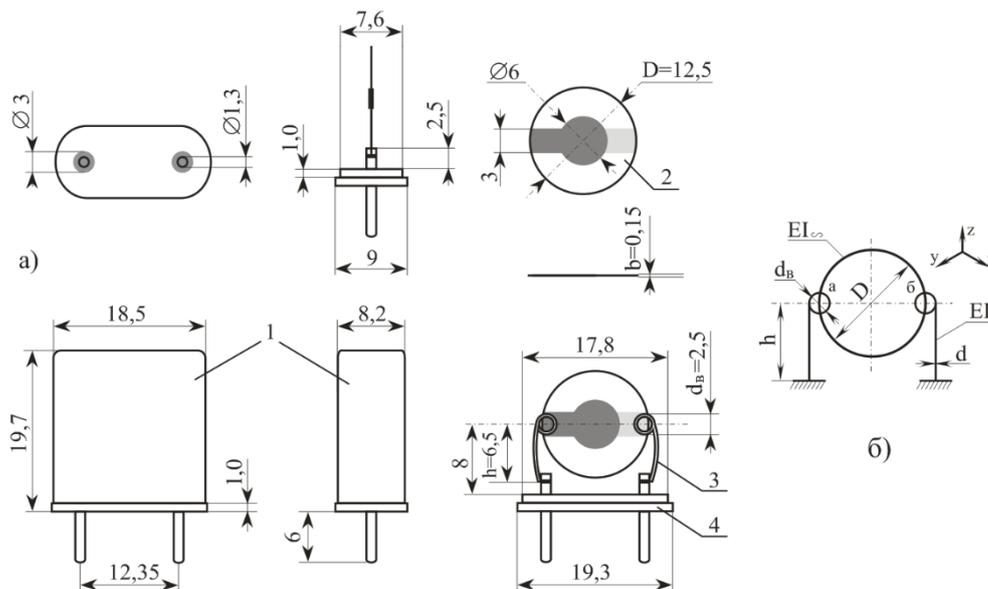


Рис. 2. Конструкція герметизованого КР із корпусом типу “Б” (НС-33) (а) та його розрахункова схема (б):
1 – кожух; 2 – п'єзоелемент; 3 – пружина (відвід); 4 – кварцоутримувач

При дослідженні коливань даної конструкції розглянемо окремо вертикальні (по осі Z) і горизонтальні (по осях X і Y) механічні коливання. Для виводу формули власної частоти при вертикальних коливаннях конструкції знайдемо питоме переміщення маси від сили прикладеної в точці приведення маси в напрямку її руху:

$$\delta_{11} = \frac{1}{2EI} \left[\int_0^{2\pi} \left(\frac{d_B}{2}\right)^3 \sin^2 \varphi d\varphi + \int_0^{\frac{3}{2}\pi} \left(\frac{d_B}{2}\right)^3 \sin^2 \varphi d\varphi + \int_0^h \left(\frac{d_B}{2}\right)^2 dx \right] = \frac{d_B^2}{8EI} (2,75d_B + h),$$

тоді
$$v_1 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{m\delta_{11}}} = \frac{1}{\pi d_B} \sqrt{\frac{2gEI}{P_1(2,75d_B + h)}}$$
,

(4)

де P_1 – приведена вага системи, що відповідає узагальненому переміщенню:

$$P_1 = P_k + 4\pi\gamma F d_B = P_k + \Delta P_1, \quad (5)$$

де $P_k = \gamma_k \frac{\pi D^2}{4} b$ – вага кристала кварцу ($\gamma_k = 2,65 \text{ г/см}^3$); γ – питома вага матеріалу пружин; F –

площа перетину пружини; d – діаметр витка; E – модуль пружності утримувачів (сталі); I – момент інерції перерізу стійки.

При виводі формули для розрахунку горизонтальних коливань конструкції будемо вважати з'єднання п'єзоелемента з витками пружин у вузлах a і b "точковими" шарнірами, тобто нехтуємо радіусом витка, а отже, і крутильним моментом, що діє на пружини при коливаннях по осі Y . Тоді розрахункову схему конструкції можна представити при горизонтальних коливаннях у вигляді балки подвоєної жорсткості із затисненим кінцем, що несе зосереджене навантаження (приведена вага) на вільному кінці. Максимальний вигин у точці прикладення цього навантаження визначиться як:

$$Y_{CT} = \frac{P_2 h^3}{3 \cdot 2EI} \quad (6)$$

Тоді власна частота горизонтальних коливань конструкції буде рівна:

$$v_2 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{Y_{CT}}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{6gEI}{P_2 h^3}} \quad (7)$$

де $P_2 = P_k + 2\gamma F (2\pi d_B + 0,23h) = P_1 + \Delta P_2$ – загальна вага системи із врахуванням приведеної ваги пружин. Нехтування приведеною вагою пружин призводить до розбіжності результатів розрахунку власних частот коливань на 7...8%.

Таким чином, отримані співвідношення (4-7) дозволяють проводити розрахунок коливань по осі X та по осі Y . У даному прикладі чітко виявилася особливість рамкових конструкцій, коли можливі випадки збудження близьких і навіть однакових основних частот за різних форм коливань.

Результати співставлення розрахункових та експериментальних значень власних частот горизонтальних коливань за формулою (7) представлені в табл. 1. Для розрахунків прийняті наступні параметри герметизованого КР 10 МГц: $D=12,5$ мм; $b=0,15$ мм; $h=6,5$ мм; $d=0,2$ мм; $d_B=2,5$ мм; $E=1,8 \cdot 10^6$ кг/см²; $\gamma=7,9$ г/см³; матеріал утримувачів – сталь Х18Н9Т.

Таблиця 1

Розрахункові та експериментальні значення власних частот горизонтальних коливань герметизованого КР 10 МГц

Напрямок коливань	Розрахункова частота, Гц	Експериментальні значення частот резонаторів				Середнє значення частоти, Гц
		№1	№2	№3	№4	
Вздовж осі X	222	233	204	238	225	225
Вздовж осі Y		230	203	242	221	

На рис. 3 приведена спектральна щільність сигналу на виході ЧД як результат дослідження віброчутливості КР АТ -зрізу в умовах полічастотного механічного впливу в діапазоні від 20 до 200 Гц із прискоренням 5g. Вимірювання проводились для основної моди ($f_{01}=10000500$ Гц) та додаткової (віброчутливої) моди – третьої механічної гармоніки ($f_{03}=30001500$ Гц). Реакція системи для першої і третьої механічної гармоніки підтверджує суттєвий кореляційний зв'язок між уходами частот в умовах вібраційного навантаження, не дивлячись на зміни віброчутливості в межах діапазону, що обумовлено конструктивними особливостями КР (рис. 3).

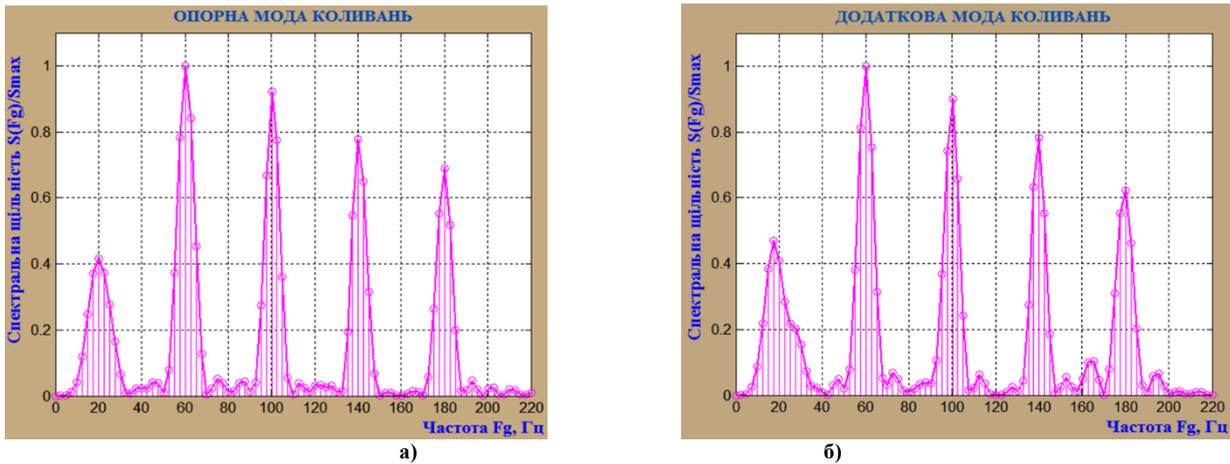


Рис. 3. Нормована спектральна щільність сигналу ЧД в умовах полічастотного вібраційного впливу КР $F_g=(20, 60, 100, 140, 180)$ Гц для основної (а) та третьої (б) гармонік

В роботах [2, 3] проведено статистичний аналіз корельованості відхилень частот одночасно збуджуваних коливань за вібраційних впливів. Наявність сильної кореляції між ними становить основу багаточастотно-алгоритмічного методу віброкомпенсації ПРП.

Ступінь зв'язку у процесі статистичної обробки результатів експериментів оцінювалася коефіцієнтом Пірсона. При об'ємі вибірок $\Delta f_{k,i,j} M \leq 50$ для визначення емпіричного коефіцієнта кореляції величин Δf_i і Δf_j скористаємося наступним співвідношенням:

$$r_k = \frac{M \sum_{k=1}^M \Delta f_{ik} \Delta f_{jk} - \sum_{k=1}^M \Delta f_{ik} \sum_{k=1}^M \Delta f_{jk}}{\left[\left[M \sum_{k=1}^M \Delta f_{ik}^2 - \left(\sum_{k=1}^M \Delta f_{ik} \right)^2 \right] \left[M \sum_{k=1}^M \Delta f_{jk}^2 - \left(\sum_{k=1}^M \Delta f_{jk} \right)^2 \right] \right]^{1/2}} \quad (8)$$

Так як r_k є випадковою величиною, то необхідно вирішити наступні завдання, припускаючи, що величини вимірюваних девіацій розподілені за нормальним законом:

- 1) оцінити значимість r_k , тобто істотність відмінності від нуля;
- 2) знайти довірчі границі, у яких перебуває значення істинного коефіцієнта кореляції;
- 3) оцінити суттєвості розходження між коефіцієнтами кореляції r_{ki} і r_{kj} , отриманими при обробці перших нижньої і верхньої спектральних складових вихідного спектру ПРП. Це завдання є характерним для спектрального методу досліджень БПКС із-за виникнення асиметрії спектру, що обумовлено виникненням паразитної амплітудної модуляції (модуляції R_{qj}).

Для розв'язання даних завдань використаний метод Фішера, у відповідності до якого випадкова величина r_k , відмінна від нормальної, перетворюється у випадкову величину $\bar{z} = \frac{1}{2} \ln \frac{1+r_k}{1-r_k}$, яка підпорядковується нормальному закону із середнім квадратичним відхиленням $\sigma_z = 1/\sqrt{M-3}$.

Для розв'язання першого завдання перевіряється нерівність $\bar{z}/\sigma_z > 3,32$, що вказує при його виконанні на значимість r_k з рівнем $q=0,1\%$ (або з $P=0,999$). Для розв'язання другого завдання необхідно знайти довірчі границі розподілу z із співвідношення $r_{k1,2} = \frac{e^{2z} - 1}{e^{2z} + 1}$, з огляду на те, що за умови $q=0,1\%$: $\bar{z} - 3,32\sigma_z \leq z \leq \bar{z} + 3,32\sigma_z$. При оцінці розходження між r_{ki} і r_{kj} , обчислюють різницю $d_z = r_{ki} - r_{kj}$, дисперсію $\sigma_d^2 = \sigma_{di}^2 + \sigma_{dj}^2$ та перевіряють виконання нерівності $d_z/\sigma_d \geq 3,32$ для $q=0,1\%$.

Аналізу піддавалася вібраційна чутливість прецизійного АТ-резонатора для 3-тої ($f_{03}=3891703$ Гц) та 5-тої ($f_{05}=6467048$ Гц) механічних гармонік. Діапазон частот вібрацій f_G становив (15...30) Гц за прискорення $G=(15...20)g$.

Для забезпечення об'єктивності обробки результатів експериментів девіації частот f_3 і f_5 визначалися за значеннями як для нижньої, так і для верхньої перших спектральних складових. Результати вимірювань приведені у табл. 2, а результати їх обробки у табл. 3.

Результати, отримані з табл. 3 свідчать про наявність сильного кореляційного зв'язку $r_k > 0,95$ між відхиленнями резонансних частот БПКС та незначний вплив паразитної амплітудної модуляції, що

підтверджує високу ефективність використання багаточастотно-алгоритмічного методу компенсації вібраційних впливів на ПРП.

Таблиця 2

Результати вимірювань вібраційної чутливості КР

k	f_G (Гц)	Δf_{i3} (Гц)	Δf_{i5} (Гц)	Δf_{j3} (Гц)	Δf_{j5} (Гц)
1	2	3	4	5	6
1	17	5,51	8,56	5,42	7,75
2	17	5,43	9,39	4,38	8,32
3	17	5,38	8,71	4,35	7,3
4	17	5,1	8,37	4,58	7,53
5	19	9,24	12,28	7,43	11,38
6	19	9,46	13,16	7,31	13,39
7	21	10,73	16,48	9,9	17,23
8	21	11,53	15,86	9,96	16,59
9	21	11,66	16,2	11,01	16,69
10	21	11,21	17,57	10,68	17,57
11	21	9,67	16,3	9,34	16,55
12	21	12,24	17,41	9,48	17,41
13	23	14,56	22,14	11,52	21
13	23	14,56	22,14	11,52	21
14	23	14,73	23,49	12,5	21,3
15	23	15,2	23,49	12,1	19,85
16	24	15,7	28,87	11,73	20,66
17	24	16,93	26,97	13,3	21,62
18	24	15,44	24,95	12,76	21,47
19	24	16,89	25	12,76	22,21
20	24	17,26	26,54	13,3	22,08
21	25	18,53	32,33	12,62	22,55
22	25	19,85	33,72	13,13	24,91
23	25	19,78	31,19	14,77	24,56
24	25	20,08	32,15	14,29	24,56
25	25	20,65	33,56	14,79	23,38
26	25	18,88	33,49	14,37	24,4
27	25	20,2	33,03	14,23	24,93
28	25	18,96	33,39	12,95	24,96
29	25	18,98	32,77	14,03	24,47
30	25,5	19,95	33,81	14,47	26,96
31	25,5	20,6	33,5	15,23	25,82
32	25,5	19,86	34,46	14,66	25,57
33	25,5	19,63	34,46	15,24	25,32
34	26	19,22	34,82	14,95	24,54
35	26	21,1	36,14	15,74	26,23
36	26	18,45	35,34	15,77	27,14
37	26	19,62	35,21	14,66	27,88
38	26	19,71	35,23	16	27,68
39	26	20,9	35,21	15,85	27,21
40	27,5	25,97	44,86	16	29,57
41	27,5	24,64	42,22	16,07	27,45
42	27,5	26,23	42,69	16,57	28,62
43	27,5	25,312	42,53	17,95	28,88
44	27,5	26,68	43,42	17,19	30,53
45	27,5	25,45	42,83	17,13	30,53

Таблиця 3

Результати обробки вимірювань вібраційної чутливості КР

r_k	r_{k1}	r_{k2}	\bar{z} / σ_z	d_z / σ_d
$r_{ki}=0,9865$	0,9628	0,9951	16,17	0,715
$r_{kj}=0,9816$	0,9496	0,9934	15,16	

ВИСНОВКИ З ДАНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ

І ПЕРСПЕКТИВИ ПОДАЛЬШИХ РОЗВІДОК У ДАНОМУ НАПРЯМІ

В роботі розглянута методика визначення механічних резонансів конструкцій п'єзореzonансних пристроїв та їх вплив на власні резонансні частоти п'єзоелемента. Особлива увага приділяється найбільш вразливому вузлу – п'єзоелемент-кварцоутримувач. Проведено аналіз резонансних характеристик конструкції кварцових резонаторів зі «стрічковими» утримувачами із п'єзоелементом АТ-зрізу в діапазоні частот від 5 до 33 МГц для першої механічної гармоніки. В експерименті проведена імітація полічастотного механічного

впливу в діапазоні від 20 до 200 Гц для основної та додаткової моди (третьої механічної гармоніки). Встановлено, що найбільш інтенсивні механічні резонанси викликані конструкцією кварцоутримувача і знаходяться в частотному інтервалі до 250 Гц. Власні механічні резонанси ПЕ знаходяться в діапазоні частот вище 4000 Гц і мало впливають на вібраційну стійкість КР. Реакція системи для першої і третьої механічної гармоніки підтверджує суттєвий кореляційний зв'язок ($r_k > 0,95$) між відхиленнями резонансних частот в умовах вібраційного навантаження, не дивлячись на зміни віброчутливості в межах діапазону, що обумовлено конструктивними особливостями КР. Методика розрахунку і аналізу проведена для однієї з найбільш поширених конструкцій кварцових резонаторів. Однак дана модель може бути інтегрована в аналітичний апарат будь-якого із форм-факторів КР.

Література

1. Теорія і реалізаційні основи інваріантних багаточастотних п'єзореzonансних пристроїв та систем / С. К. Підченко. – Хмельницький: ХНУ, 2014. – 400 с.
2. Стецюк В. І. Визначення власних резонансних частот конструкцій кварцових резонаторів / Вісник Хмельницького національного університету. – Хмельницький, 2014. – 2 (211). – С. 150-154.
3. Підченко С. К. Математичне моделювання силочастотних характеристик кварцових резонаторів/ С. К. Підченко, А. А. Таранчук, В. І. Стецюк. // Радіоелектронні і комп'ютерні системи. – Харків, НАУ ХАІ, 2011. – № 2(50). – С. 27-31. ISSN 1814-4225.
4. Bezverhyi O. Resonance radial oscillations of a piezoceramic cylinders and spheres taking into account electromechanical losses / O. Bezverhyi, L. Grigoryeva, S. Grigoryev. – Тернопіль. Вісник ТНТУ, 2016. – № 81(1). – С. 41-48.
5. CHEN Yu. A systematic analysis of the radial resonance frequency spectra of the PZT-based (Zr/Ti=52/48) piezoceramic thin disks / Yu CHEN, Shaozhao WANG, Huajiang ZHOU, Qian XU, Qingyuan WANG, Jianguo ZHU // – Journal of Advanced Ceramics. – 05 June 2020. – Volume 9. – pp. 380-392.
6. Jeonghoon Moon. A Study on the Mechanical Resonance Frequency of a Piezo Element: Analysis of Resonance Characteristics and Frequency Estimation Using a Long Short-Term Memory Model / J. Moon, L. Sangkil, K. Geonil, K. Beomhun // – Applied Sciences, 2024. – 14(17), 7833.

References

1. Theory and implementation foundations of invariant multi-frequency piezoresonant devices and systems / S. K. Pidchenko. – Khmelnytskyi: KhNU, 2014. – 400 p.
2. Stetsyuk V. I. Determination of the natural resonant frequencies of quartz resonator structures / Bulletin of the Khmelnytskyi National University. – Khmelnytskyi, 2014. – 2 (211). – P. 150-154.
3. Pidchenko S. K. Mathematical modeling of power-frequency characteristics of quartz resonators / S. K. Pidchenko, A. A. Taranchuk, V. I. Stetsyuk. // Radioelectronic and computer systems. – Kharkiv, NAU Khai, 2011. – No. 2(50). – P. 27-31. ISSN 1814-4225.
4. Bezverhyi O. Resonance radial oscillations of a piezoceramic cylinders and spheres taking into account electromechanical losses / O. Bezverhyi, L. Grigoryeva, S. Grigoryev. – Тернопіль. Вісник ТНТУ, 2016. – № 81(1). – С. 41-48.
5. CHEN Yu. A systematic analysis of the radial resonance frequency spectra of the PZT-based (Zr/Ti=52/48) piezoceramic thin disks / Yu CHEN, Shaozhao WANG, Huajiang ZHOU, Qian XU, Qingyuan WANG, Jianguo ZHU // – Journal of Advanced Ceramics. – 05 June 2020. – Volume 9. – pp. 380-392.
6. Jeonghoon Moon. A Study on the Mechanical Resonance Frequency of a Piezo Element: Analysis of Resonance Characteristics and Frequency Estimation Using a Long Short-Term Memory Model / J. Moon, L. Sangkil, K. Geonil, K. Beomhun // – Applied Sciences, 2024. – 14(17), 7833.