

КОВТУН ІГОР

Хмельницький національний університет

<https://orcid.org/0000-0002-1430-6479>e-mail: kovtunih@khmnu.edu.ua

ВІБРАЦІЙНІ ВИПРОБУВАННЯ ТА ЗАХИСТ НЕСІВНИХ КОНСТРУКЦІЙ ЕЛЕКТРОННОЇ АПАРАТУРИ НА РІЗНИХ РІВНЯХ КОНСТРУКТИВНОЇ СКЛАДНОСТІ

Стаття присвячена удосконаленню підходу до вібраційного дослідження структурно-складних конструкцій електронної техніки та розробленню теорії і практики ефективного захисту друкованих плат від динамічних навантажень шляхом створення або модифікації пружно-дисипативних механічних зв'язків між елементами несівних конструкцій електронної апаратури на різних рівнях конструктивної складності, які виявляються ланками передачі деформацій як всередині, так і ззовні цих конструкцій. Здійснено вібраційний аналіз несівних конструкцій блоків електронної апаратури. Визначено вплив пружно-дисипативних характеристик каркасу несівної конструкції блоків електронної апаратури на збудженість коливань друкованих плат. Проведено аналіз створення пружно-дисипативних зв'язків в конструкції вузлів кріплення друкованих плат. Проведено аналіз пружно-дисипативних зв'язків всередині та ззовні блоків електронної апаратури з метою зниження збудженості друкованих плат. Представлено розроблення ефективного способу демпфірування друкованих плат в умовах резонансу. Представлено використання методу пробних параметрів для експериментального визначення фізико-механічних характеристик конструкцій друкованих плат.

Ключові слова: напружено-деформований стан, пружно-дисипативні зв'язки, міцність, жорсткість, механічна система, коливальна система, несівна конструкція, демпфер сухого тертя, електронна апаратура, друкована плата.

KOVTUN IHOR

Khmelnitskyi National University

VIBRATION TESTS AND PROTECTION OF BEARING STRUCTURES IN ELECTRONIC PACKAGES ON VARIOUS LEVELS OF COMPLEXITY

The paper is aimed at developing approach for vibration analysis for structurally complex electronic packages, which considers motion of mass relative to vibration base as absolute motion of this mass relative to stationary base in oscillatory system where mass is set on base through elastic and dissipative joint, what demonstrated, in general, impossible using external vibration to assess internal vibration of researched structures and was experimentally verified by simultaneous application of methods for vibrometry, electrotenometry and high-speed video-shooting. Paper also represents theory and practice for effective protection of circuit cards from dynamic forces by creating or modifying elastic and dissipative mechanical joints between structural elements of bearing structures in electronic packages on various levels of complexity, which become links of deformation transmission as inside so outside of these structures. Analysis of elastic and dissipative parameters effect on vibration activity of circuit cards on various levels of package complexity revealed that constructional damping bearing structures, produced by dry external friction due to opposite displacement of contacting surfaces, surpasses viscous internal friction in materials of structural parts and components of electronic packages. Method for reducing dynamic stress and deflection in critical section of circuit cards in resonance condition has been developed by embedding elastic and dissipation joint introduced by dry friction damper whose stiffness is directly proportional to generalized elastic resistance force, which is the net force for pressure and friction on the contact surface in kinematic pair engaging oscillation, and which, increasing, with increasing vibration amplitude, provides reducing dynamic stress and deflection transmitted to circuit cards. The mathematical model provides calculation of minimally acceptable stiffness and specification of construction parameters for the dry friction damper introduced by semi-elliptical beam with rectangular section profile.

Keywords: stress and strain condition, elastic and dissipative joint, strength, stiffness, mechanical system, oscillatory system, bearing structures, dry friction damper, electronics, circuit card.

Постановка проблеми у загальному вигляді

та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями

На відміну від статичних навантажень, зміна яких від нуля до кінцевих значень відбувається настільки повільно, що виникаючими при цьому прискореннями можна знехтувати, динамічні навантаження, такі як вібрації та удари, змінюються з часом з великою швидкістю і створюють деформації та напруження, які можуть багатократно перевищувати статичні.

Дії динамічних навантажень в процесі експлуатації піддаються несівні конструкції (НК) електронної апаратури (ЕА) усіх рівнів [1]: НК1 – корпуси чарунок; НК2 – блокові каркаси, корпуси блоків; НК3 – корпуси шафи, пультів, тумби, каркаси стояків, стелажі, столи, візки. Через механічний зв'язок і взаємодію елементів несівних конструкцій, таких як панелі, рамки, напрямні, кронштейни, основи, бічні стінки, днища корпусів та друковані плати відбувається передача динамічних деформацій, створюючи механічне напруження, яке нерідко виявляється причиною руйнування електричних кіл та втрати працездатності вузлів, блоків та систем електронної апаратури. Найбільшу небезпеку представляє передача динамічних деформацій на відповідальні функціональні вузли і елементи, зокрема на друковані плати, та на змонтовані на них електронні компоненти [2–6].

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Аналіз робіт Маквещова Е.Н., Кофанова Ю.Н., Крищука В.Н., Талицького Е.Н., Баканова Г.Ф., Геликмана Б.Ю., Терещука Р.М., Бегер Е., Перри К., Грешникова В.А., Агліетті Г.С. і др. [7-11] дозволяє зробити висновок про те, що на сьогодні застосування розрахунково-експериментальних методів оцінки напружено-деформованого стану та забезпечення міцності деталей, вузлів та блоків електронної апаратури суттєво ускладнюється через такі причини як відсутність загальноприйнятої термінології, методик оцінки міцності та норм міцності, за якими повинно вестись проектування, розрахунки, випробування і впровадження в серійне виробництво та експлуатацію виробів електронної апаратури, на противагу багатьом іншим галузям техніки, та складність натурних конструкцій, які представляють собою багатозв'язкові механічні системи і спроби розрахунку їх напружено-деформованого стану часто приводять до неточності рішень і компрометують найсучасніші методики розрахунку особливо в умовах нестабільності фізико-механічних характеристик використовуваних матеріалів і технології виробництва.

Виділення невирішених раніше частин загальної проблеми, котрим присвячується стаття.

У практиці випробувань виробів на віброуючих, в межах встановлених норм, основах [12, 13], а також під час експлуатації мають місце випадки руйнування окремих елементів конструкцій та/або компонентів ЕА. Вимірювання вібрацій у виробів в місцях, де розташовані ці елементи показали, що на деяких частотах збудження амплітуди вібрацій цих елементів, віброшвидкості або віброприскорення (віброперевантаження) в десятки разів перевищують аналогічні параметри вібрацій, вимірювані на столі вібростенда, або на віброуючій основі при експлуатації. Хоча у випробуваннях малося на увазі, що вібрації всього випробуваного виробу і його елементів були рівні вібраціям, вимірюваним на столі вібростенда. Проте все набагато складніше.

Формулювання цілей статті

Метою статті є теоретичне обґрунтування та експериментальне підтвердження гіпотези про неможливість, в загальному випадку, використання значень зовнішніх вібрацій для характеристики внутрішніх вібрацій структурно-складних конструкцій електронної апаратури [14, 15] та розроблення теорії та практики ефективного захисту друкованих плат від динамічних навантажень шляхом створення або модифікації пружно-дисипативних механічних зв'язків між елементами несівних конструкцій електронної апаратури на різних рівнях конструктивної складності

Вібраційний аналіз несівних конструкцій блоків електронної апаратури

Теоретичні дослідження динаміки виробів проводилися на основі теорії диференціальних рівнянь вимушених коливань, теорії пружності та методів опору матеріалів. Експериментальні методи дослідження, використані в роботі, представляють собою методи динамічного дослідження, зокрема, методи вібраційного випробування на виявлення резонансних частот; метод коливної частоти; метод фіксованих частот та метод електротензометрії і швидкісної відеозйомки.

Колівальна система, яка використовується для вібраційного дослідження несівних конструкцій ЕА, може бути представлена схематично (рис. 1) у вигляді деякої маси m_1 , закріпленої на платформі вібростенда масою m_0 , яка здійснює вертикальний рух паралельно осі Z відносно деякої основи O за законом гармонічних коливань:

$$z_0(t) = Z_0 \sin(\omega t + \varphi), \quad (1)$$

де Z_0 – амплітуда; $\omega = 2\pi f$ – кутова частота, f – частота; t – час; φ – фаза коливань.

В системі (рис. 1) на масу m_1 діють сила пружності пружини $F_k = k \cdot \Delta z$, де k – коефіцієнт жорсткості пружини, та сила згасання демпфера $F_c = c \cdot \Delta z'$, де c – коефіцієнт опору демпфера, які виникають внаслідок різниці між переміщеннями мас m_1 та m_0 : $\Delta z(t) = z_1(t) - z_0(t)$, де $z_1(t)$ – функція вертикального переміщення маси m_1 відносно основи O , тобто повної деформації (подовження чи скорочення) пружини та демпфера: $\Delta z(t) = \Delta z_{ст} + \Delta z(t)_{дин}$, де $\Delta z(t)_{дин}$ – функція динамічної деформації та $\Delta z_{ст}$ – статична деформація пружно-дисипативного зв'язку.

Функція $\Delta z(t)$ виражена в неінерціальної системі відліку відносно маси m_0 (рис. 1, а). Для зручності центр координат цієї системи відліку можна перенести в координату $\Delta z_{ст}$ (рис. 1, б), тобто в стан статичної рівноваги, відносно якого відбувається деформація пружно-дисипативного зв'язку. Тоді при $\Delta z_{ст} = 0$, $\Delta z(t) = \Delta z(t)_{дин}$. Тоді рівняння руху в неінерціальної системі відліку отримує вигляд:

$$m_1 \Delta z'' + F_k + F_c = m_1 z_0'' , \quad (2)$$

де $m_1 \Delta z''$ та $m_1 z_0''$ – відносна та переносна сили інерції відповідно; $q = \Delta z(t)$; $n = c/2m_1$ – коефіцієнт демпфірування; $\omega_0 = \sqrt{k/m_1}$ – власна кутова частота коливання маси m_1 .

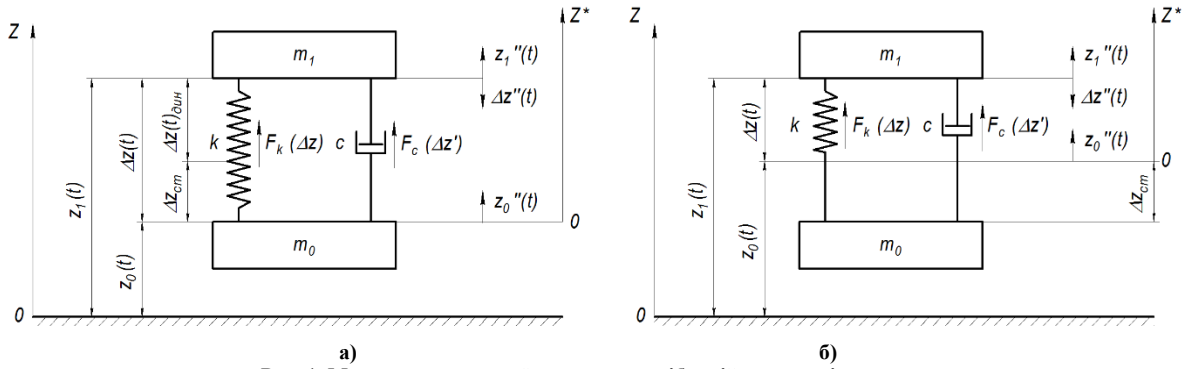


Рис. 1. Модель коливної системи для вібраційного дослідження:

а) переміщення несвівних конструкцій РЕЗ відносно столу вібростенда; б) деформації пружно-дисипативного зв'язку відносно положення статичної рівноваги

Частинне рішення лінійного диференціального рівняння (2) описує вимушені коливання:

$$q^*(t) = \frac{Z_0 \omega^2}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + (2n\omega)^2}} \sin\left(\omega t - \text{arccctg}\left(\frac{\omega_0^2 - \omega^2}{2n\omega}\right)\right), \quad (3)$$

перший множник якого представляє амплітуду коливань.

Порівняння функції $q^*(t)$ (3) та $z_0(t)$ (1) є теоретичним підтвердженням того, що коливання обох мас відрізняються, зокрема за своєю амплітудою та фазою та обґрунтуванням руху маси m_1 відносно віброуючої основи як абсолютного руху при нерухомій основі m_0 , коли на масу діє гармонічна інерційна збудувальна сила із амплітудою $m_1 Z_0 \omega^2$.

Амплітуда вібрацій конструктивних елементів блоку EA A (рис. 2) внаслідок резонансного збудження в 8-25 раз перевищила амплітуду вібрацій вібростенда ($Z_0 = 0,1$ мм). Вібраційні випробування проводилися методом фіксованих частот. Реєстрація амплітуди коливань велася вібродатчиками № 1-5 встановленими на поверхні блоку та вібродатчиком № 6 встановленим на платформі. Резонансні частоти були визначені методом коливної частоти.

На рис. 3 представлені АЧХ віброприскорення функціональних плат в середині блоку, реєстрація даних здійснювалась п'єзодатчиками типу ABC 032: датчики № 1, 2 встановлені в місцях кріплення блоку до вібростенда; № 3, 4 – на функціональних платах. Блок встановлювався на вібростенді в двох положеннях: вертикальному та горизонтальному положенні плат відносно вібростенда. Більш чутливими до резонансних станів є плати, встановлені горизонтально, що пояснюється різницею їх пружних характеристик.

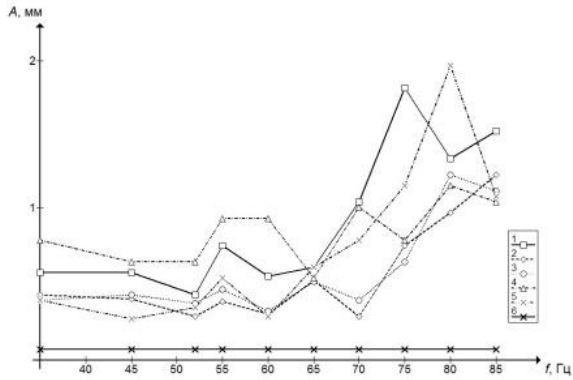


Рис. 2. Амплітудно-частотна характеристика коливань зареєстрована вібродатчиками № 1-6

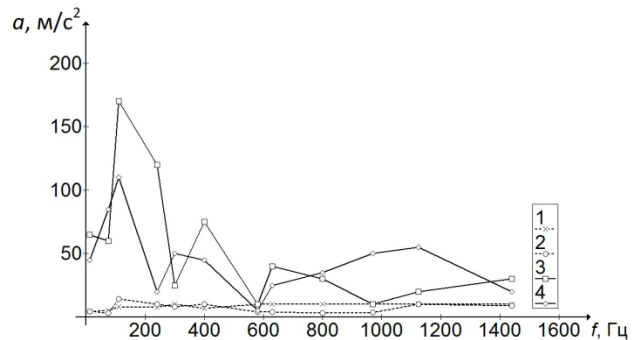


Рис.3. АЧХ віброприскорення столу вібростенда і функціональних плат у вертикальному (а) та горизонтальному (б) положенні відносно вібростенда

Вібраційне випробування об'єднувальних плат в трьох взаємно-перпендикулярних площинах підтвердило необхідність врахування положення встановлення плат (вертикально/горизонтально) в конструкції блоків EA (рис. 4). Аналіз АЧХ коливань електронних компонентів (герметизованих модулів) відносно основи об'єднувальних плат дозволив виявити, що амплітуди коливань електронних модулів можуть в декілька разів перевищувати амплітуди коливання самих плат жорстко закріплених в кріпильному пристрої, що спростовує ідею зменшення віброактивності друкованих плат за рахунок їх жорсткого монтажу.

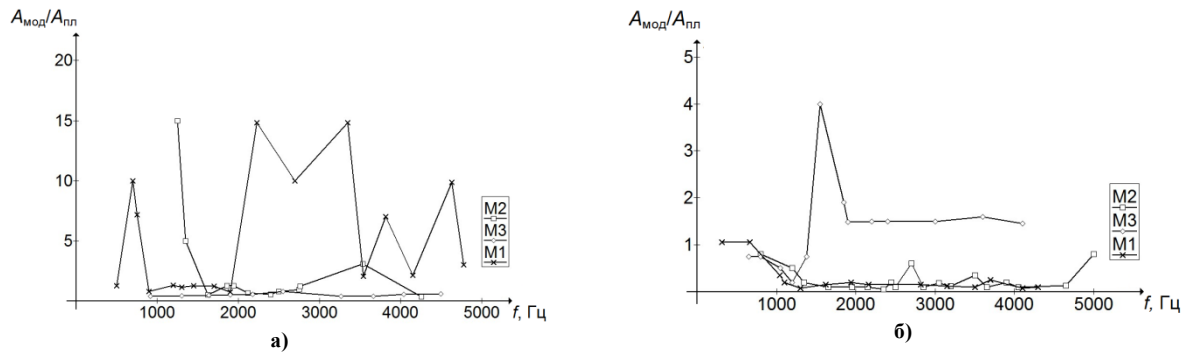


Рис. 4. Амплітудно-частотні характеристики коливань об'єднувальних плат при їх розташуванні: а) горизонтально; б) вертикально

Вплив пружно-дисипативних характеристик каркасу несівної конструкції блоків електронної апаратури на збудженість коливань друкованих плат

Визначення впливу пружно-дисипативних характеристик каркасу несівної конструкції блоків ЕА на збудженість коливань друкованих плат в ході вібраційних випробувань корпусу в трьох модифікаціях: 1 – серійна із стінками із алюмінієвого сплаву Д1, товщиною 1 мм; 2 – стінки із демпфірувального матеріалу КАСТ, товщиною 1 мм; 3 – без бічних стінок, виявило збільшення коефіцієнту передачі вібрацій із зменшенням жорсткості бічних стінок корпусу (рис. 5).

Коефіцієнт передачі вібрацій представляє собою відносне значення віброприскорення або вібропереміщення, яке не залежить від заданої амплітуди коливань:

$$w = \frac{\omega^2}{\omega_0^2} \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)^2 + \frac{4n^2\omega^2}{\omega_0^4}}} \quad (4)$$

АЧХ (рис. 5) виявили збільшення w із зменшенням жорсткості бічних стінок корпусу: в 2-4 рази для корпусу 3-ї модифікації та в 1,5-2,5 рази для корпусу 2-ї модифікації, що пояснюється зменшенням конструкційного демпфірування, обумовленого силою сухого тертя, яке перевершує демпфірування, зумовлене силою внутрішнього в'язкого тертя в матеріалі деталей.

Так, сумарний логарифмічний декремент згасання для блока серійної конструкції дорівнює 0,764 %, блока зі стінками з КАСТ – 0,702 %, блока без стінок – 0,693 %. Цей висновок також підтверджується зниженням передачі вібрацій із збільшенням величини моменту затягування кріпильних болтів блоку до вібростенда (рис. 6).

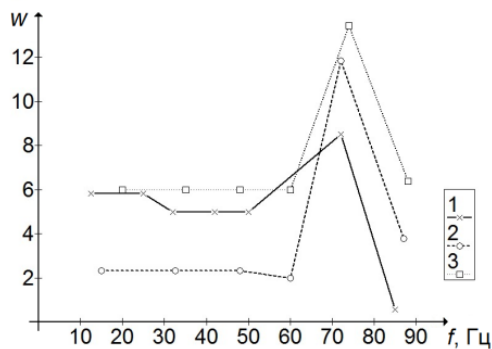


Рис. 5. Амплітудно-частотні характеристики відносного віброприскорення плат встановлених в корпусах блоків модифікацій 1, 2, 3

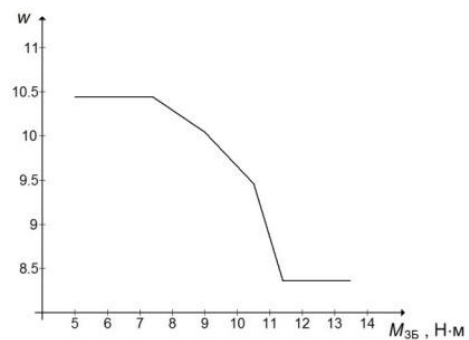


Рис. 6. Вплив моменту затягування кріпильних болтів на коефіцієнт передачі вібрацій від опори до функціональної плати

Крім того, аналіз АЧХ (рис. 5) свідчить про прояв максимального віброприскорення і напруження на одній частоті власного резонансу плати, в той час як на інших резонансних частотах, викликаних іншими елементами конструкції, вібрації і напруження на порядок менше. На частоті основного резонансу ДП, віброприскорення перевищили задані на опорах блока майже в 12 разів для корпусу модифікації 2, і в 13 разів для модифікації 3, де напруження на платі досягли 32,8 МПа, що приблизно в 1,5 разів вище, ніж у серійного варіанта. Значення напруження на інших резонансах малі і не представляють небезпеки для міцності плати.

Створення пружно-дисипативних зв'язків в конструкції вузлів кріплення друкованих плат

Конструкція вузлів кріплення друкованої плати до корпусу блока ЕА виконана за заводською технологією, в більшості випадків, не володіє абсолютною жорсткістю, завдяки чому впливає на передачу до плат вібрацій, які відчуває корпус. Тому одним із можливих способів зменшення передачі таких навантажень представляється створення додаткових або модифікація існуючих пружно-дисипативних зв'язків

розташованих саме у вузлах кріплення друкованих плат. Було зроблено припущення, що за умови коли жорсткість вузлів кріплення значно нижче жорсткості плати, то в ході зростання частоти вимушених коливань плата спочатку пройде два резонанси коливань твердого тіла на пружних опорах: перший за симетричною формою коливань (рис. 7, а) і другий – за кососиметричною формою (рис. 7, б), і вже подальші резонанси будуть пов’язані з деформаціями самої плати на жорстких опорах.

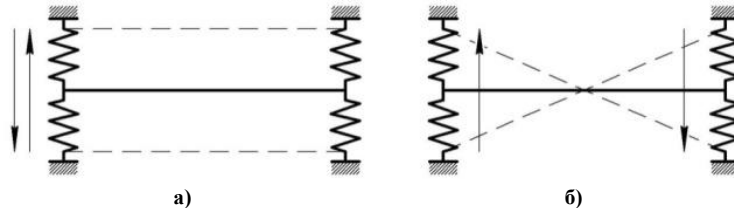


Рис. 7. Форми коливань недеформованої балки на двох пружних опорах: а) симетрична; б) кососиметрична

В еквівалентному (спрощеному) представленні схема навантаження такої коливальної системи може бути представлена у вигляді дискретної моделі з двома ступенями свободи (рис. 8, а), рух якої описано системою диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} m_1(\ddot{z}_1 - \ddot{z}_2) + k_1 z_1 + k_2(z_1 - z_2) + c_1 \dot{z}_1 + c_2(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) = 0, \\ m_2(\ddot{z}_2 - \ddot{z}_1) + k_2(z_2 - z_1) + c_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) = 0 \end{cases}, \quad (5)$$

Відносна амплітуда коливань m_2 , яка моделює зосереджену масу друкованої плати:

$$\bar{z}_2 = \frac{D_1 m_2 \omega^2}{D_2}, \quad (6)$$

де:

$$\begin{cases} D_1 = k_1 + k_2 - m_1 \omega^2 + c_1 \omega^2 + c_2 \omega^2 \\ D_2 = (k_1 + k_2 - m_1 \omega^2) \cdot (k_2 - m_2 \omega^2) - k_2^2 - c_1 c_2 \omega^2 + \\ + \omega [(c_1 + c_2)(k_2 - m_2 \omega^2) + c_2 k_1 - c_2(k_2 - m_1 \omega^2)] \end{cases}$$

Отримана математичним моделюванням залежність $\bar{z}_2(k_1)$ (рис. 8, б) вказує на наявність коливань друкованої плати у всьому діапазоні k_1 навіть в умовах $k_1 < k_2$, причому $\bar{z}_2 > 1$, що спростувало вище вказане припущення. Цей висновок також було підтверджено імітаційним моделюванням та експериментальним дослідженням.

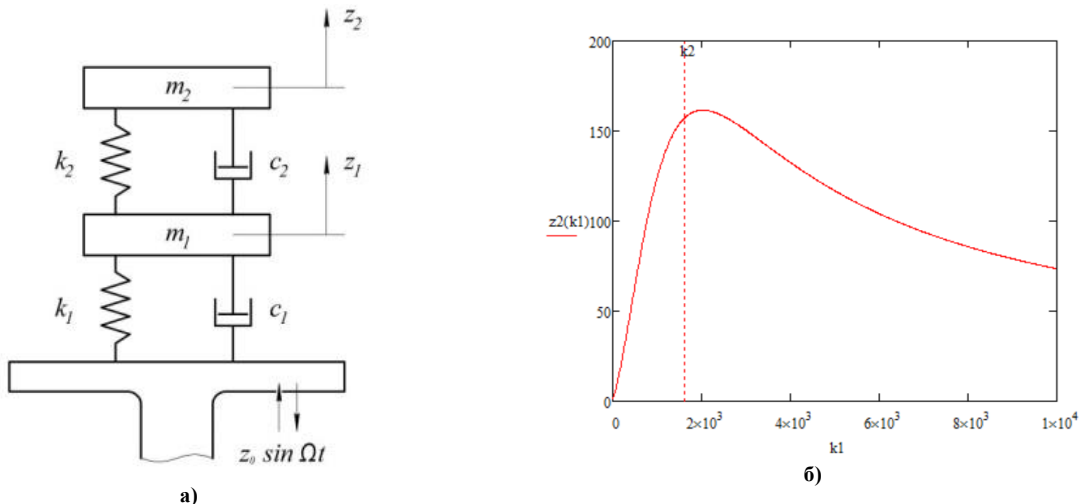
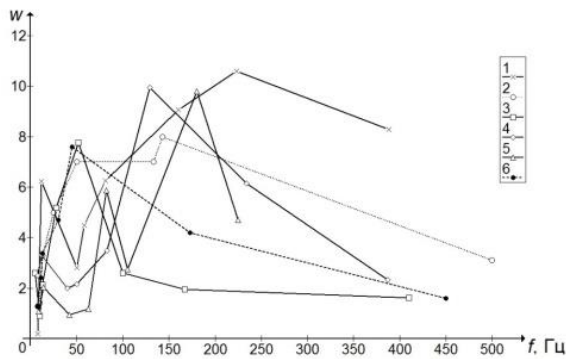


Рис. 8. Дискретна модель коливальної системи (а) та залежність відносної амплітуди коливань плати встановленої на пружно-дисипативних опорах від жорсткості останніх (б)

Для проведення експериментальних досліджень було використано спеціальний кріпильний пристрій, який жорстко монтувався на вібростенді. Реєстрація віброперевантажень в центрі функціональної плати здійснювалася датчиком типу АВС 032, також для визначення максимальних напружень плати препарувалися тензорезистором. Контроль заданого віброприскорення здійснювався датчиком на кріпильному пристрої. Для виявлення резонансу об’єктів дослідження був застосований метод коливної частоти в діапазоні від 5 до 500 Гц. На фіксованих резонансних частота задавалося віброприскорення величиною 10 м/с² і здійснювався запис коливань ДП.

Аналіз АЧХ досліджених варіантів зниження передачі вібрацій (рис. 9) показав, що модифікація наявних або створення додаткових пружно-дисипативних зв’язків в місцях кріплення друкованих план не

дозволяють досягти потрібного зменшення динамічних напружень та прогинів, оскільки недостатньо впливають на коливання небезпечного перерізу друкованих плат, яким, як було показано в передньому розділі, є центр плати в умовах резонансного збудження на першій критичній частоті за головною формою коливання.



- 1 – у штатних пластмасових напрямних;
- 2 – на віброізоляційній тканинній стрічці;
- 3 – на віброізоляційній гумовій стрічці;
- 4 – у штатних пластмасових напрямних, перекладених поролоном;
- 5 – у спеціальних напрямних, обклеєних гумовою стрічкою;
- 6 – на віброізоляційній тканинній стрічці з демпфером сухого тертя

Рис. 9. Амплітудно-частотні характеристики коефіцієнта передачі віброприскорень через різні варіанти конструкції вузлів кріплення друкованих плат

Створення пружно-дисипативних зв'язків всередині та ззовні блоків електронної апаратури з метою зниження збудженості друкованих плат

Об'єктом подальших досліджень були плати, які встановлювалися в корпусі модифікації 3 (серійний блок зі знятими стінками). Це було обумовлено необхідністю виключення впливу стінок як додаткових мас та пружно-дисипативних зв'язків. Дослідження пружно-дисипативних зв'язків всередині та ззовні блоків електронної апаратури з метою зниження збудженості друкованих плат виконувалось у наступних варіантах: 1) жорстка установка блоку ЕА на вібростенді; 2) м'яка установка блоку ЕА на гумових прокладках; 3) гнучке зв'язування плат (рис. 10, а); 4) жорстке зв'язування плат (рис. 10, б); 5) жорстке зв'язування плат із гумовими прокладками. Варіанти 3-5 використані сумісно із варіантом 2.

Випробування проводили при віброприскоренні $10 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}$ в діапазоні частот 20–2000 Гц. Найбільш ефективно зниження збуджування коливань має місце при жорсткому зв'язуванні плат всередині блока (більш, ніж в п'ять разів) (рис. 10, б, граф. 4). Проте використання податливої установки самого блока спричиняє відносно підвищення збуджування коливань ДП. Зниження амплітуд коливань і віброприскорень на платах відбувається без суттєвої зміни їх власної частоти.

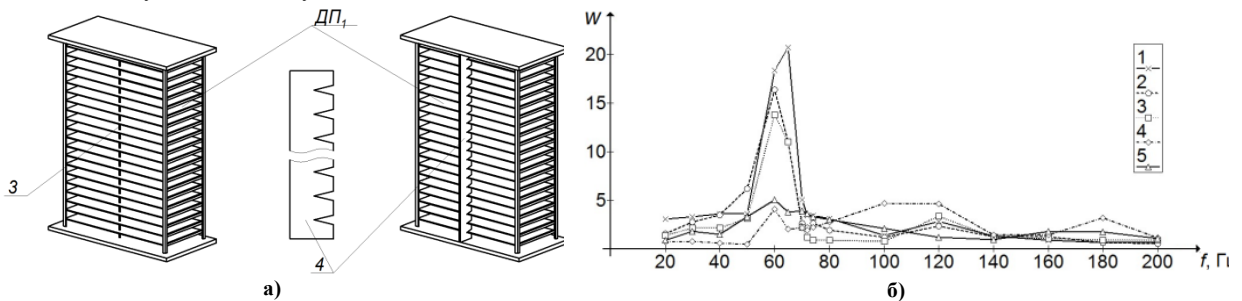


Рис. 10. Створення пружно-дисипативних зв'язків всередині блоку РЕЗ (а) та АЧХ (б) коефіцієнту передачі коливань на ДП

Розроблення ефективного способу демпфірування друкованих плат в умовах резонансу

Оскільки конструкційне сухе тертя перевищує в'язке внутрішнє тертя в матеріалах конструкції та в умовах коли демпфери в'язкого тертя не можуть бути використані було запропоновано застосування додаткового конструктивного вузла, який реалізує функцію демпфера сухого тертя (ДСТ) (рис. 11), завдяки якому розвиваються дисипативні сили – сили не пружного опору, пов'язані із тертям в кінематичних парах, що здійснюють коливання.

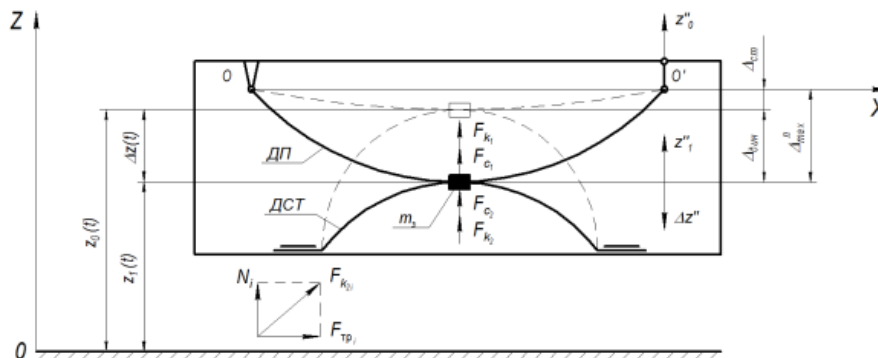


Рис. 11. Схема динамічного навантаження друкованої плати із ДСТ ресорного типу

За схемою (рис. 11) розроблено математичну модель розрахунку максимального динамічного напруження та деформації небезпечного перерізу друкованої плати коливальної системи ДП – ДСТ в умовах резонансного збудження. Рівняння руху в неінерціальній системі відліку – відносно опор O та O' , має вигляд аналогічний до (2):

$$m_3 \Delta z'' + F_{k_1} + F_{k_2} + F_{c_1} + F_{c_2} = m_3 z_0'' \quad (7)$$

де $m_3 \Delta z''$ – відносна сила інерції; $m_3 z_0''$ – переносна сила інерції; F_{k_1} та F_{k_2} – сили пружності, які діють на m_3 від ДП та ДСТ відповідно; F_{c_1} та F_{c_2} – сили згасання коливань – сили в'язкого тертя в матеріалах ДП та ДСТ відповідно.

Узагальнена сила пружного опору балки F_{k_2} , яка діє на обидві муфти одночасно, створює по дві реакції опори (рис. 11) в кожній муфті: N_i – вертикальну реакцію опори рівну силі притискання ресори до поверхні муфти та F_{mp_i} – горизонтальну реакцію опори – силу тертя, яка чинить опір ковзанню ресори у муфті. Узагальнена сила пружності:

$$F_{k_2} = \sqrt{N^2 + F_{mp}^2} \quad (8)$$

Із врахуванням формули Кулона $F_{mp} = \mu_{mp} N$, де μ_{mp} – коефіцієнт тертя та $N = k_2 \Delta z$ рівняння (34) набуває вигляду:

Рівняння (7) має вигляд аналогічний (2), і в його рішенні амплітуда коливань, тобто максимальний динамічний прогин плати $\Delta_{дин}^{max}$, який відбувається відносно положення статичної рівноваги коливальної системи $\Delta_{ст}$ (рис. 11) має вигляд за умови резонансу ($\omega = \omega_0$):

$$\Delta_{дин}^{max} = \frac{Z_0 \omega_0^2}{\sqrt{(\omega_{02}^2 \sqrt{1 + \mu_{mp}^2} - \omega_{02}^2)^2 + 4n^2 \omega_0^2}} \quad (9)$$

де $\omega_0 = \sqrt{\omega_{01}^2 + \omega_{02}^2}$ – власна кутова частота коливальної системи.

Отримані функціональні залежності від пружно-дисипативних властивостей ДСТ, зокрема його коефіцієнту жорсткості:

$$\sigma_{дин}^{max}(k_2) = P_0 \frac{1}{\sqrt{k_2^2 (\sqrt{1 + \mu_{mp}^2} - 1)^2 + 4n^2 m_3 (k_1 + k_2)}} k_1 \frac{l_1}{4} \frac{1}{W_{oc}} \quad (10)$$

$$\Delta_{дин}^{max}(k_2) = P_0 \frac{1}{\sqrt{k_2^2 (\sqrt{1 + \mu_{mp}^2} - 1)^2 + 4n^2 m_3 (k_1 + k_2)}} \quad (11)$$

показали ступеневе зниження напружено-деформованого стану за рахунок збільшення жорсткості ДСТ (рис. 12).

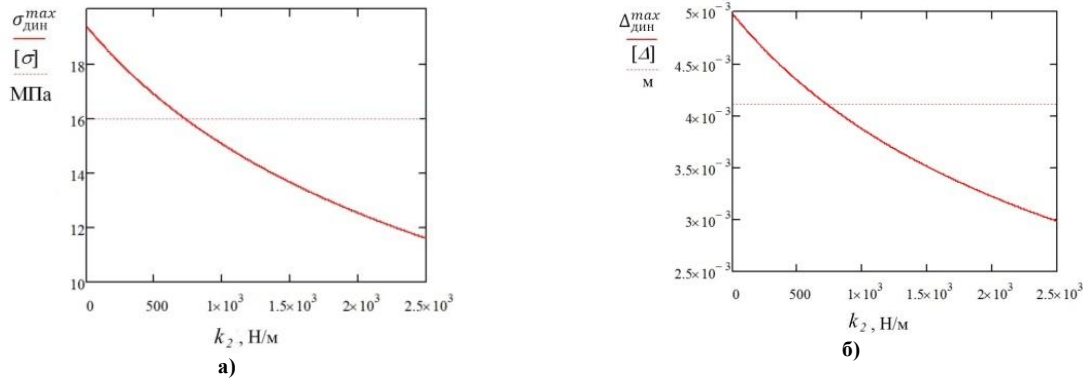


Рис. 12. Залежність максимального динамічного напруження (а) та прогину (б) плати від коефіцієнту жорсткості ДСТ при $\omega = \omega_0$ та $P_0 = \text{const}$

Розроблена модель дозволяє визначати мінімально допустиме значення жорсткості ДСТ, яке забезпечує умову міцності та жорсткості друкованої плати, та за цим значенням в інженерних розрахунках

визначати потрібні геометричні параметри конструктивного виконання ДСТ криволінійної форми прямокутного перерізу:

$$k_{\min} = \frac{\sqrt{4n^4 m_3 - (\sqrt{1 + \mu_{mp}^2} - 1)^2 \left(4n^2 m_3 k_1 - \left(\frac{P_0 k_1 l_1}{4W_{oc} [\sigma]} \right)^2 \right)} - 2n^2 m_3}{(\sqrt{1 + \mu_{mp}^2} - 1)^2} \quad (12)$$

З достатньою для практики точністю розрахунок конструктивних параметрів ДСТ, зокрема $l \times b \times h$, який за своєю конструкцією є криволінійним, можна визначити як для прямолінійної балки:

$$k_{\min} = \frac{48EJ}{l^3} \quad (13)$$

Коефіцієнт жорсткості ДСТ є прямо пропорційним до узагальненої сили пружного опору, яка є рівнодіючою сили притискання поверхонь та сили тертя в кінематичній парі, що здійснює коливання, і за рахунок їх зростання, при збільшенні амплітуди коливань, забезпечує зниження динамічних напружень та переміщень

Варіанти конструктивного виконання ДСТ показані на (рис. 13).

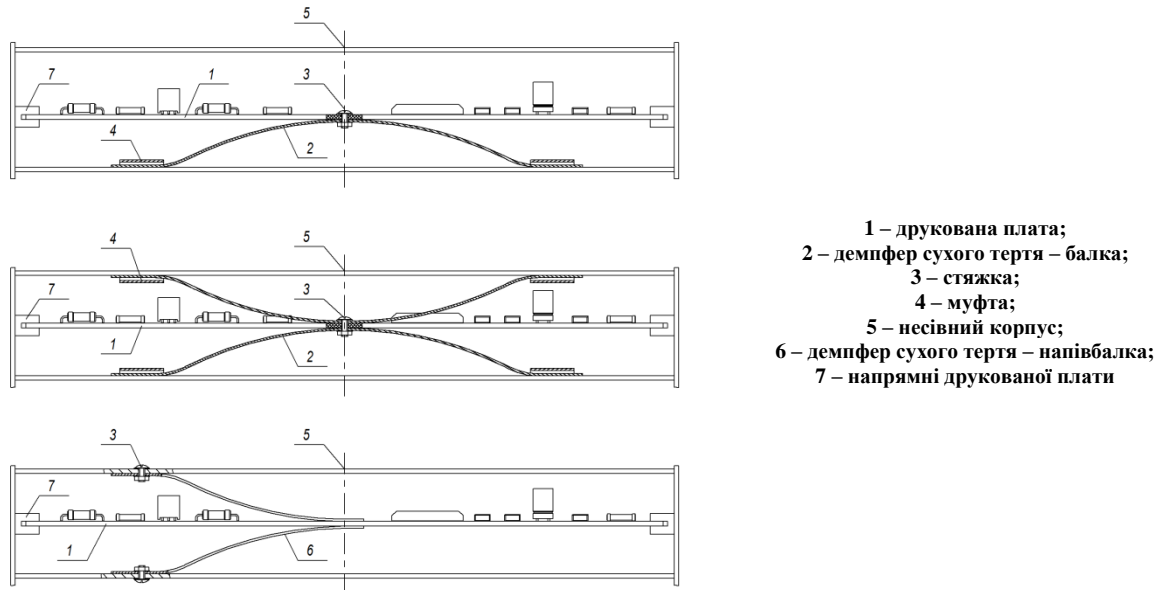


Рис. 13. Конструктивне виконання демпфера сухого тертя представлене пів-еліптичною балкою прямокутного перерізу: а) балка; б) подвійна балка; в) напівбалка

Порівняння максимальних значень динамічних напружень та прогинів отриманих за результатами експериментальних досліджень та математичного моделювання ДП оснащеної ДСТ показує їх незначну розбіжність від 6,1 до 16,8 %, що може служити підтвердженням достатньої точності використання математичної моделі (40), при чому отримана в розрахунках різниця може бути прийнята в якості запасу міцності в проектних розрахунках друкованих плат.

Порівняльний аналіз максимальних значень динамічних напружень та прогинів отриманих при випробуванні двох видів друкованих плат: оснащеної ДСТ та без ДСТ показав суттєве відносно зниження вказаних параметрів на 20,5 % та 25,9 % відповідно, та забезпечення умови міцності та жорсткості, що може служити підтвердженням ефективності застосування ДСТ для зниження максимальних динамічних напружень та прогинів в небезпечному перерізі друкованих плат в умовах інерційного резонансного збудження.

Експериментальне визначення фізико-механічних характеристик конструкцій друкованих плат

Для забезпечення точності аналітичної оцінки напружень та деформацій при існуючому розкиді фізико-механічних характеристик матеріалів був застосований розрахунково-експериментальний метод пробних параметрів. Визначення пружно-дисипативних характеристик друкованої плати, таких як модуль Юнга E та коефіцієнт опору коливанням c визначалися на зразках ДП під дією трьох-точкового навантаження:

$$[P] = \frac{2bh^2}{3l} [\sigma], \quad (14)$$

де $l = 180$ мм – довжина; $b = 50$ мм – ширина; $h = 1,5$ мм – товщина друкованої плати; $[\sigma] = 16$ МПа.

Розраховане за формулою (14) максимально допустиме навантаження $[P] = 6,67$ Н яке відповідає ділянці пропорційності на діаграмі розтягу матеріалу не тільки для більш міцної основи плати, а і для її паяних з'єднань при $[\sigma] = 16$ МПа.

В ході випробування крім реєстрації навантаження P та прогину плати Δ здійснювалась реєстрація відносної деформації ε тензодатчиками базою 10 мм, в поздовжньому (в напрямку дії максимальних нормальних напружень) і в поперечному напрямках (деформації були відсутні). Для підвищення точності E визначався двома способами:

$$E_1 = \frac{Pl}{4\varepsilon W_{oc}}; \quad (15)$$

$$E_2 = \frac{Pl^3}{48\Delta J}. \quad (16)$$

Прийнято середнє значення $E = 14,16 \approx 14$ ГПа. Контроль за відсутністю пластичних деформацій здійснювався із використанням методу акустичної емісії за допомогою датчика встановленого на поверхні плати. Відсутність сигналів АЕ свідчила про випробування в умовах пружних деформацій.

Коефіцієнт опору коливанням c визначався за формулою:

$$c = \frac{2m_3}{T} \ln \frac{A(t)}{A(t+T)}, \quad (17)$$

де $m_3 = 50$ г – зосереджена маса встановлена на платі; $A(t)$ та $A(t+T)$ – амплітуди коливань виміряні в моменти часу t та $t + T$ відповідно; T – період коливань, за графіком вільних згасаючих коливань після одноразового виведення коливальної системи із стану рівноваги. Середнє значення $c = 0,548$ кг/с. Плата була встановлена в стандартних напрямних корпусу ЕА.

Висновки

Удосконалено підхід до вібраційного дослідження структурно-складних конструкцій електронної апаратури, відповідно до якого рух маси відносно віброуючої основи представлено як абсолютний рух маси при нерухомій основі в коливальній системі де кріплення маси на віброуючій основі розглянуто у вигляді пружно-дисипативного зв'язку, та показано неможливість, в загальному випадку, використання значень зовнішніх вібрацій для характеристики внутрішніх вібрацій досліджуваних конструкцій, що було експериментально підтверджено використанням методів віброметрії та високошвидкісної відеозйомки.

За результатами оцінки впливу пружно-дисипативних характеристик на різних рівнях конструктивної складності несівних конструкцій електронної апаратури на вібраційну збудженість друкованих плат, виявлено, що конструкційне демпфірування несівних конструкцій, обумовлене силою сухого тертя при взаємному зміщенні контактуючих поверхонь, перевершує демпфірування, обумовлене внутрішнім тертям в матеріалі деталей.

Теоретично та експериментально обґрунтовано ефективність застосування додаткового конструктивного вузла, який реалізує функцію демпферу сухого тертя, для зниження динамічного напружено-деформованого стану друкованих плат, в залежності від його пружно-дисипативних характеристик, зокрема коефіцієнту жорсткості. Коефіцієнт жорсткості демпферу є прямо пропорційним до узагальненої сили пружного опору, яка є рівнодіючою сили притискання поверхонь та сили тертя в кінематичній парі, що здійснює коливання, і за рахунок їх зростання, при збільшенні амплітуди коливань, забезпечує зниження динамічних напружень та переміщень. Розроблена математична модель дозволяє здійснювати розрахунок мінімально допустимого значення коефіцієнту жорсткості та визначати конструктивні параметри демпферу сухого тертя представленого пів-еліптичною балкою прямокутного перерізу.

Література

1. ДСТУ 3348–96 Радіоелектронні засоби. Конструкції несівні. Терміни та визначення. – Чинний від 1997-07-01. – Київ : Держспоживстандарт України, 1997. – 23 с.
2. Effects of System Design on Fatigue Life of Solder Joints in BGA Packages Under Vibration at Random Frequencies / M. Samavatian, L. K. Piyashenko, A. Surendar, A. Maselena, V. Samavatian // Journal of Electronic Materials, 2018. – Vol. 47, Issue 11. – P. 6781–6790.
3. Qi X. Effect of solder joint parameter on vibration fatigue reliability of high den-sity PCB assembly / X. Qi, B. Zhou, and Y. En // Proceedings of International conf. on quality, reliability, risk, maintenance, and safety engineering, Xi'an, China, 17–19 June 2011. – Xi'an, China : IEEE, 2011. – P. 1–4.
4. Prashanth M. D. Vibration analysis of printed circuit boards: Effect of boundary condition / M. D. Prashanth // Proceedings of First International Conf. on Design, Materials and Manufacture (ICDEM), Karnataka, India, 20 April 2018. – Vol. 1943, Issue 1.
5. Lall P. Identification of failure modes in portable electronics subjected to me-mechanical-shock using supervised learning of damage progression / P. Lall, P. Gupta, K. Goebel // Proceedings of IEEE 61st Electronic Components and Technology Conference (ECTC), Lake Buena Vista, FL, USA, May 2011. – Lake Buena Vista : Institute of Electrical and Electronics Engineers, 2011. – P. 1944–1957.
6. Reliability study of package-on-package stacking assembly under vibration loading / J. Xia, L. Cheng, G. Li, B. Li // Microelectronics reliability. – Elsevier, 2017. – Vol. 78. – P. 285–293.

7. Маквецов Е. Н. Механические воздействия и защита радиоэлектронной аппаратуры / Е. Н. Маквецов, А. М. Тартаковский. – М. : Радио и связь, 1993. – 201 с. : ил.
8. Оценивание и прогнозирование надежности бортового аэрокосмического оборудования : монография / В. М. Грибов, Ю. Н. Кофанов, В. П. Стрельников ; под отв. ред. Ю. Н. Кофанова. – М. : НИУ ВШЭ, 2013. – 495 с. : ил.
9. Токарев М. Ф. Механические воздействия и защита радиоэлектронной аппаратуры / М. Ф. Токарев, Е. Н. Талицкий, В. А. Фролов. – М. : Радио и связь, 1984. – 224 с.
10. Талицкий Е. Н. Защита электронных средств от механических воздействий. Теоретические основы / Е. Н. Талицкий. – Владимир : Владим. гос. ун-т., 2001. – 256 с.
11. Баканов Г. Ф. Основы конструирования и технологии радиоэлектронных средств / Г. Ф. Баканов, С. С. Соколов, В. Ф. Суходольский. – 2-е изд., испр., доп. – М. : Академия, 2014. – 368 с. : ил., табл.
12. Пановко Я. Г. Введение в теорию механических колебаний / Я. Г. Пановко. – М. : Наука, 1971. – 239 с.
13. Пановко Я. Г. Устойчивость и колебания упругих систем / Я. Г. Пановко, И. И. Губанова. – М. : Наука, 1967. – 420 с.
14. Boiko J. Vibration transmission in electronic packages having structurally complex design / J. Boiko, I. Kovtun, S. Petrashchuk // Proceedings of the First Ukraine IEEE international Conference on Electrical and Computer Engineering (UKRCON - 2017), (Kiev, 29 May – 2 June, 2017). – P. 514–517.
15. Theory and practice of vibration analysis in electronic packages / Kovtun I., Boiko J., Petrashchuk S., Kałaczyński T. // The 17th International Conference Diagnostics of Machines and Vehicles : MATEC Web of Conferences (Bydgoszcz, September 25-26, 2018). – Vol. 182 (02015). – 10 p.

References

1. DSTU 3348–96 Radioelektronni zasoby. Konstruktsii nesivni. Terminy ta vyzna-chennia. – Chynnyi vid 1997-07-01. – Kyiv : Derzhspozhyvstandart Ukrainy, 1997. – 23 p.
2. Effects of System Design on Fatigue Life of Solder Joints in BGA Packages Under Vibration at Random Frequencies / M. Samavatian, L. K. Ilyashenko, A. Surendar, A. Maselena, V. Samavatian // Journal of Electronic Materials, 2018. – Vol. 47, Issue 11. – P. 6781–6790.
3. Qi X. Effect of solder joint parameter on vibration fatigue reliability of high den-sity PCB assembly / X. Qi, B. Zhou, and Y. En // Proceedings of International conf. on quality, reliability, risk, maintenance, and safety engineering, Xi'an, China, 17–19 June 2011. – Xi'an, China : IEEE, 2011. – P. 1–4.
4. Prashanth M. D. Vibration analysis of printed circuit boards: Effect of boundary condition / M. D. Prashanth // Proceedings of First International Conf. on Design, Materials and Manufacture (ICDEM), Karnataka, India, 20 April 2018. – Vol. 1943, Issue 1.
5. Lall P. Identification of failure modes in portable electronics subjected to me-chanical-shock using supervised learning of damage progression / P. Lall, P. Gupta, K. Goebel // Proceedings of IEEE 61st Electronic Components and Technology Conference (ECTC), Lake Buena Vista, FL, USA, May 2011. – Lake Buena Vista : Institute of Electrical and Electronics Engi-neers, 2011. – P. 1944–1957.
6. Reliability study of package-on-package stacking assembly under vibration loading / J. Xia, L. Cheng, G. Li, B. Li // Microelectronics reliability. – Elsevier, 2017. – Vol. 78. – P. 285–293.
7. Makvecov E. N. Mehanicheskie vozdeystviya i zashita radioelektronnoj apparatury / E. N. Makvecov, A. M. Tartakovskij. – М. : Радио и связь, 1993. – 201 p.
8. Ocenivanie i prognozirovanie nadezhnosti bortovogo aerokosmicheskogo oborudovaniya : monografiya / V. M. Gribov, Yu. N. Kofanov, V. P. Strelnikov ; pod otv. red. Yu. N. Kofanova. – М. : NIU VShE, 2013. – 495 p.
9. Tokarev M. F. Mehanicheskie vozdeystviya i zashita radioelektronnoj apparatury / M. F. Tokarev, E. N. Talickij, V. A. Frolov. – М. : Радио и связь, 1984. – 224 p.
10. Talickij E. N. Zashita elektronnyh sredstv ot mehanicheskikh vozdeystvij. Teoreticheskie osnovy / E. N. Talickij. – Vladimir : Vladim. gos. un-t., 2001. – 256 p.
11. Bakanov G. F. Osnovy konstruirovaniya i tehnologii radioelektronnyh sredstv / G. F. Bakanov, S. S. Sokolov, V. F. Suhodolskij. – 2-e izd., ispr., dop. – М. : Akademiya, 2014. – 368 p.
12. Panovko Ya. G. Vvedenie v teoriyu mehanicheskikh kolebanij / Ya. G. Panovko. – М. : Nauka, 1971. – 239 p.
13. Panovko Ya. G. Ustojchivost i kolebaniya uprugih sistem / Ya. G. Panovko, I. I. Gubanova. – М. : Nauka, 1967. – 420 p.
14. Boiko J. Vibration transmission in electronic packages having structurally complex design / J. Boiko, I. Kovtun, S. Petrashchuk // Proceedings of the First Ukraine IEEE international Conference on Electrical and Computer Engineering (UKRCON - 2017), (Kiev, 29 May – 2 June, 2017). – P. 514–517.
15. Theory and practice of vibration analysis in electronic packages / Kovtun I., Boiko J., Petrashchuk S., Kałaczyński T. // The 17th International Conference Diagnostics of Machines and Vehicles : MATEC Web of Conferences (Bydgoszcz, September 25-26, 2018). – Vol. 182 (02015). – 10 p.