

ОЦІНКА ВІБРАЦІЙ В КОНСТРУКЦІЯХ БЛОКІВ РАДІОЕЛЕКТРОННОЇ АПАРАТУРИ ПІД ДІЄЮ ЗОВНІШНЬОГО ДИНАМІЧНОГО НАВАНТАЖЕННЯ

Механічна дія вібрацій та ударів викликає від 30 до 50%, а в авіації до 80% всіх відмов виробів радіоелектроніки, погіршує точність та інші параметри апаратури. Метою представленої дослідження є розробка методів оцінки передачі вібрацій, що виникають в конструкціях радіоелектронної апаратури під дією зовнішнього динамічного навантаження. В статті представлена одно-масова модель коливальної системи. Проведено вібраційні дослідження конструкцій блоків радіоелектронної апаратури. Для визначення форми та вузлів коливальних об'єднувальних плат використано метод Гука-Хладні. Розроблено хрестоподібне пристосування, призначене для вібраційного випробування плат в різних положеннях кріплення. Отримані амплітудно-частотні характеристики об'єднувальних плат встановлених в різних положеннях кріплення при вібраційному випробуванні. В статті теоретично та експериментально показано що амплітуди коливальних блоків радіоелектронної апаратури та його компонентів можуть відрізнятись і значно перевищувати амплітуду зовнішнього динамічного навантаження.

Ключові слова: вібрація, динаміка, коливальна система, резонанс, об'єднувальна плата, вібростенд.

V.P. ROYZMAN, I.I. KOVTUN, B.O. ZHUHOROV
Khmelnitskyi National University

ESTIMATION OF VIBRATION IN STRUCTURES OF ELECTRONIC UNITS EXPOSED TO EXTERNAL DYNAMIC FORCES

Mechanical forces introduced by vibration and shocks cause from 30 to 50%, and even 80% in aviation, of all failures in electronic units, which are likely to be fatal or provoke deviation in precision of their parameters. The research represented in the paper is aimed at evaluating vibration transmission that undergoes in electronic units exposed to external dynamic forces. The paper demonstrates that vibration sustained by electronic packages while their operation or tests cannot be characterized by vibration parameters measured either on their supporting base or on the shaker transmitting this vibration. The theoretical model of the single-mass oscillation system representing electronic package is introduced. The important issue was made that if the mass connection to the source of vibration is not absolutely rigid then the amplitudes of the source vibration and of the mass may significantly differ. The experimental measurement of vibration conducted inside the enclosure of electronic package verified significant difference in amplitude of vibrations transmitted inside the package and external source vibrations. The paper also represents identification of natural frequency and forms of oscillation for the main construction elements of the electronic packages such as printed circuit boards, subjected to vibration. The significant attention was paid to the experimental research of dynamic characteristics conducted by using experimental setup that consists of the shaker with vibration test cross appliance, which provided vibration tests of the boards mounted in different positions. Using Hook and Chladni method identified the complexity of oscillation forms and detected location of the oscillation nodes, which represent highest strain and stress of the board. Analysis of amplitude frequency response, obtained for the tested boards populated with electronic components, indicates necessity to consider the installation position of the boards inside the electronic package and electronic components layout.

Keywords: vibration, dynamics, oscillation system, resonance, printed circuit board, shaker.

Постановка проблеми

Функціональні монтажні плати, днища шасі, стінки корпусів і деякі інші конструктивні елементи виробів радіоелектронної апаратури (РЕА) в експлуатаційних умовах не тільки самі можуть перебувати під впливом вібраційних і ударних навантажень, але і передавати ці навантаження на змонтовані на них блоки, об'єднувальні плати та електронні компоненти.

Якщо плати та інші несучі елементи відчувають резонансні коливання [1, 2, 3], то ці динамічні навантаження зростають багаторазово і можуть привести до поломок або відмов РЕА через відхилення параметрів розташованих на них блоків і елементів за допустимі межі технічних умов. Тому особлива увага повинна бути приділена знаходженню власних частот коливальних розрахунковими і експериментальними методами, а, отже, і можливих резонансів, щоб уникати роботи апаратури на цих режимах.

В залежності від умов експлуатації електронна техніка піддається впливу різних за спектром та інтенсивністю вібрацій та ударів. Такий вплив стає високо-ймовірним при встановленні електронних модулів на рухомих об'єктах – транспортних засобах (табл. 1).

Таблиця 1

Узагальнені характеристики вібрацій, що діють на апаратуру, встановлену на рухомих об'єктах

Умови транспортування	Частота коливальних збудження, Гц	Прискорення, g	Амплітуда, мм	
			низькі частоти	високі частоти
Автомобіль	2–3	3	180	80
	15–40	1	1,1	0,15
Залізна дорога	2	±1,5	25	–
	100	±2	–	0,05
Водний транспорт	1–50	0,4–2	До 10	≤0,2
Повітряний транспорт	3–500	0,2–20	>3	≤0,2

Механічна дія вібрацій та ударів викликає від 30 до 50%, а в авіації до 80% всіх відмов виробів радіоелектроніки, погіршує точність та інші параметри апаратури. При цьому надійність всього виробу в цілому, його безвідмовність в роботі багато в чому визначається надійністю складових її компонентів, в той самий час коли число компонентів в радіоелектронній апаратурі за кожні 5 років збільшується в 2–5 разів. Тому важливо знати навантаження, в даному випадку динамічне, яке надходить – передається із зовні через корпус блоку РЕА на змонтовані в ньому компоненти. Метою представленого дослідження є розробка методів оцінки передачі вібрацій, що виникають в конструкціях РЕА під дією зовнішнього динамічного навантаження.

Теоретична модель коливальної системи

Практика випробувань виробів на вібрації, а також експлуатації на віброуючих основах, показує, що вібрації столу (платформи) вібростенда в загальному випадку не характеризують ні вібрацій перехідних кріпильних пристосувань, ні тим більше вібрацій деталей і елементів структурно-складного виробу РЕА.

На рис. 1 схематично представлена модель коливальної системи на прикладі столу вібростенда з укріпленням на ньому виробом загальною масою m . Кріплення виробу до столу не є абсолютно жорстким, тому в схемі загальна маса m спирається на стіл вібростенда через пружини з коефіцієнтом жорсткості k і демпфер з коефіцієнтом згасання c . Рухомий стіл вібростенда здійснює гармонійні коливання з амплітудою z_0 за законом $z_0 \sin \Omega t$.

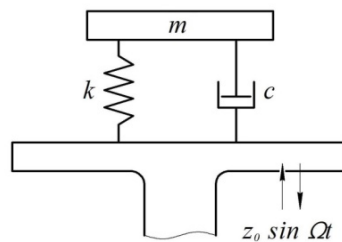


Рис. 1. Модель коливальної системи

Позначимо через z вертикальне переміщення маси у напрямку вниз. Тоді, через переміщення столу вібростенда вниз на величину $z_0 \sin \Omega t$, подовження пружини в який-небудь момент часу буде $z - z_0 \sin \Omega t$. Сила пружності пружини буде дорівнювати $-k(z - z_0 \sin \Omega t)$, а сила згасання, пропорційна швидкості, буде дорівнювати $-c(z' - z_0 \Omega \cos \Omega t)$. Тоді на основі другого закону Ньютона рівняння коливань системи буде:

$$mz'' + cz' + kz = kz_0 \sin \Omega t + cz_0 \Omega \cos \Omega t \quad (1)$$

Щоб знайти рух маси m відносно стола вібростенда візьмемо похідні від подовження пружини, прийнявши, що маса m перемістилася в цей момент разом з пружиною на $z_1 = z - z_0 \sin \Omega t$ або $z = z_1 + z_0 \sin \Omega t$.

Диференціюючи, знаходимо:

$$z' = z_1' + z_0 \Omega \cos \Omega t, \quad z'' = z_1'' - z_0 \Omega^2 \sin \Omega t \quad (2)$$

Підставивши тепер вирази (2) в рівняння (1) знайдемо:

$$mz_1'' + cz_1' + kz_1 = mz_0 \Omega^2 \sin \Omega t \quad (3)$$

У цьому рівнянні mz_1'' – сила інерції маси m ; cz_1' – сила демпфування; kz_1 – сила пружності пружини; $mz_0 \Omega^2$ – інерційна сила збурення. Таке представлення коливань називається інерційним [4].

Таким чином, ми отримали, що рух маси m (виробів РЕА разом з кріпильним пристосуванням) відносно віброуючої основи (столу вібростенда) відбувається так само як абсолютний рух маси m при нерухомій основі (столі вібростенда), коли на масу діє гармонійна сила збурення з амплітудою $mz_0 \Omega^2$.

Відзначимо, що амплітуда і фаза таких коливань залежать від близькості частоти Ω збуджувальної сили до циклічної частоти ω_c власних коливань маси.

Формула для коливань маси m на жорсткості k при $c = 0$ має вид:

$$z = \frac{z_0 \sin \Omega t}{1 - \left(\frac{\Omega}{\omega_c}\right)^2} \quad (4)$$

Звідси видно, що лише, коли ω_c значно більше Ω , маса m буде коливатися майже так само як основа, тобто стіл вібростенда. По мірі наближення Ω до ω_c , коливання маси будуть зростати, і відбуватися не в фазі. При $\Omega = \omega_c$ настає резонанс. Після проходження резонансу, і в міру віддалення від нього, коливання маси будуть зменшуватися і прагнути до нуля.

Таким чином теоретично показано, що якщо маса m не закріплена на столі вібростенда абсолютно жорстко, то коливання столу, тобто зовнішні коливання, можуть не збігатися з коливаннями маси. Зрозуміло, що і елементи конструкції корпусу і друковані плати мають свої резонанси і підвищені на них вібрації. Нарешті, і електронні компоненти можуть мати свої резонанси і підвищені на них вібрації, які передаються на них через місця кріплення електронних компонентів до плати. У цій багато-масовій

коливальній системі кожен елемент виступає і як маса, і як жорсткість, і як збудник і як згашувач коливань, причому зі збільшенням амплітуди коливань в них можуть втягуватися сусідні деталі та елементи, змінюючи, таким чином, параметри коливальної системи: масу, жорсткість, демпфірування, що ще більш ускладнює оцінку передачі вібрацій.

Передача вібрацій у блоках радіоелектронної апаратури при вібродослідженні

В даному пункті представлені результати експериментального дослідження – вібрографування блоку РЕА, в якому мали місце руйнування при проведенні типових заводських випробувань. З цією метою на його поверхні, в тому числі і місцях руйнування елементів і вузлів, було встановлено п'ять вібродатчиків, відповідно до схеми, показаної на рисунку 2. Один вібродатчик (датчик № 6 – не показаний на схемі) було встановлено на платформі вібростенда. Потім, відповідно до серійної технології випробувань, за допомогою 4-х шпильок з різьбою М10 і двох швелерів, виріб встановили на монтажній плиті, яка, в свою чергу, кріпилася до платформи вібростенда двома болтами М10 (рис. 2, б). При чому, за серійною технологією, контроль затягування болтів не передбачався.

Експеримент проводився наступним чином. Відповідно до технічних умов (ТУ) виріб піддавався вібровипробуванням методом фіксованих частот. Віброустановкою задавався відповідний до ТУ режим, тобто частота і амплітуда коливань.

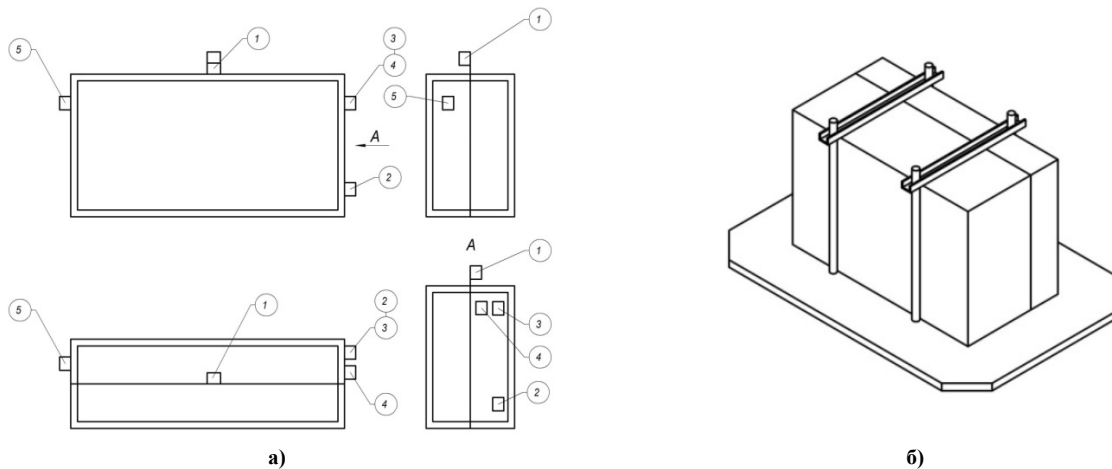


Рис. 2. Схема установки вібродатчиків № 1-5 на блоці РЕА (а) та блоку на монтажному пристосуванні (б)

Вібродатчики були включені в ланцюг вібровимірювальної апаратури. Контроль за правильністю (фіксованих) частот коливань, що задаються, здійснювався за допомогою звукового генератора. Крім цього, для виявлення резонансу окремих деталей, або блоку в цілому, в заданому по ТУ діапазоні частот, був застосований метод коливання частоти. Результати вимірювань, отримані на цих резонансних частотах при заданій незмінній амплітуді коливань вібростенда ($A = 0,1 \text{ мм}$), наведені на рис. 3.

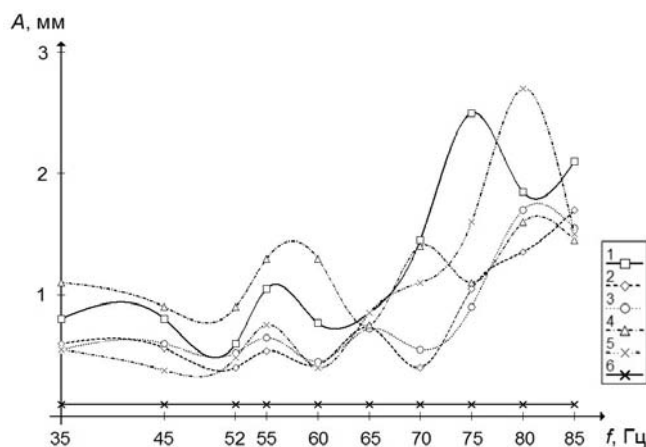


Рис. 3. Амплітудно-частотна характеристика коливань блоку РЕА зареєстрована вібродатчиками № 1-6

Аналізуючи матеріали вібрографування (рис. 3) визначено, що амплітуди коливань в місці установки вібродатчиків на блоці РЕА перевищували задані на столі вібростенду у 8–25 разів. Так, наприклад, при частоті коливань 80 Гц при заданій (по мікроскопу) амплітуді коливань $A = 0,1 \text{ мм}$ дійсна амплітуда коливань виробу в місці установки вібродатчиків склала від 1,35 мм (датчик № 2) до 1,85 мм (датчик № 1) і 2,7 мм (датчик № 5). При випробуванні на частотах нижче 70 Гц це розходження було незначним.

Визначення форм і резонансних частот коливань вузлів електронних блоків

В реальних конструкціях блоків РЕА друковані вузли можуть розташовуватися як в горизонтальному, так і вертикальному положеннях, що необхідно враховувати при їх дослідженні [5]. При проведенні експериментальних вібраційних випробувань було використано представлене на рис. 4 пристосування, яке дозволяє монтувати плати в різних положеннях та досліджувати до 12 плат одночасно. Випробування були проведені для плат з інсталюваними електронними модулями.

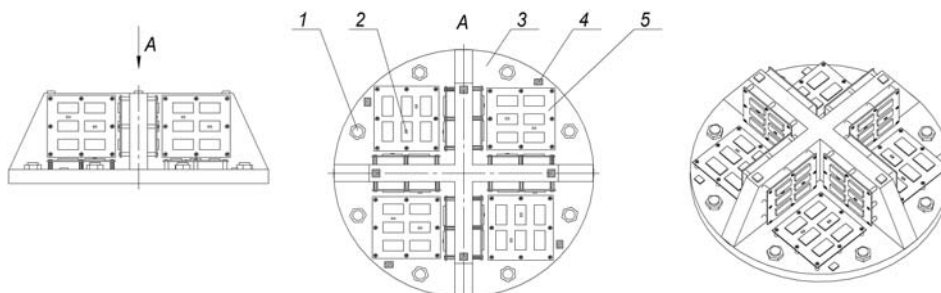


Рис. 4. Хресто-подібне пристосування для вібродослідження друкованих плат: 1 – болти кріплення; 2 – п’єзоелектричні кристали; 3 – основа монтажна; 4 – п’єзоелектричний перетворювач; 5 – об’єднувальна плата

В ході експериментів визначалися власні частоти, форми і амплітуди коливань обраних друкованих плат в діапазоні частот коливань 2000-5000 Гц, який відповідає умовам експлуатації блоку РЕА на літаку. Для визначення форм коливань об’єднувальних плат було запропоновано використати метод Гука-Хладні [6]. Змочену гасом поверхню досліджуваних плат посипали дрібним кварцом. На резонансних частотах плат піщинки скидаються з місць пучностей коливань в місця, де плата не коливається, тобто в вузли коливань. У цих місцях виникають і найбільші напруження. Визначені таким способом форми коливань випробуваних плат показані на рис. 5.

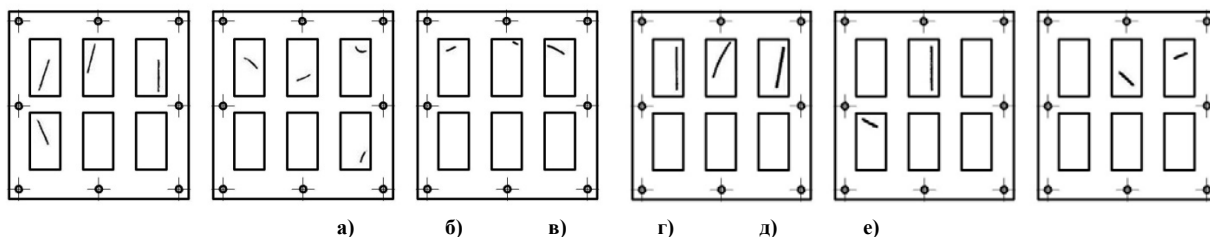


Рис. 5. Форми коливань горизонтально розташованої об’єднувальної плати з інсталюваними модулями, на частотах коливань (Гц): а) 2580; б) 3373; в) 3501; та вертикально розташованої – на частотах коливань (Гц): г) 2798; д) 2354; е) 4107

Отримані фігури Хладні показують, що об’єкти дослідження мають складну форму коливань, що свідчить про складний деформований стан, як самих плат, так і встановлених на них електронних модулів.

Крім цього, отримані амплітудно-частотні характеристики (рис. 6), які були побудовані за середніми значеннями амплітуд коливань плат $A_{пл}$ та електронних модулів $A_{мод}$. При визначенні амплітуд коливань модулів враховувалась нерівномірність розподілу віброперегрузок по поверхні рухомої платформи.

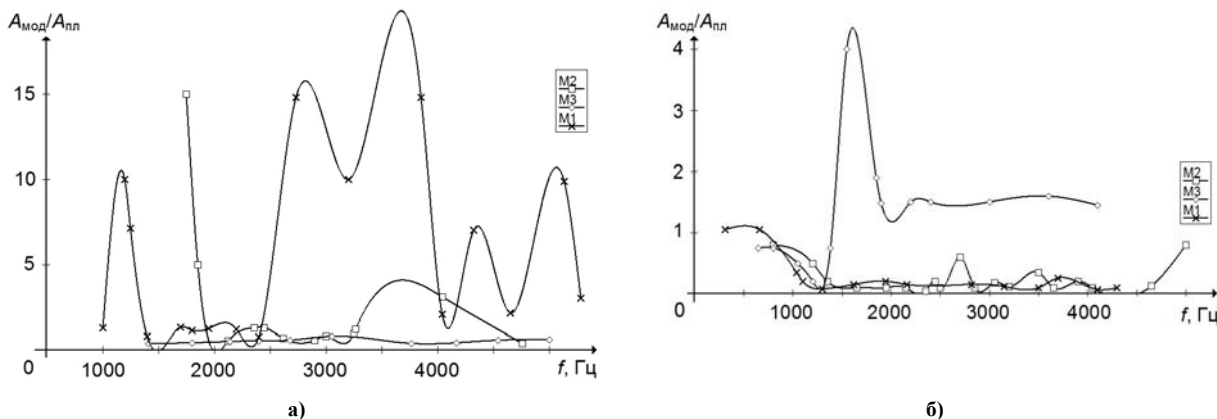


Рис. 6. Амплітудно-частотні характеристики коливань об’єднувальних плат при розташуванні: а) вертикально; б) горизонтально

Експериментальні амплітудно-частотні характеристики (рис. 6) свідчать про те, що найбільш чутливими до резонансних станів є об’єднувальні плати, встановлені вертикально, а найменш чутливими –

встановлені горизонтально. Це пояснюється тим, що залежно від того, як розташовані об'єднувальні плати – вертикально або горизонтально – пружні характеристики об'єктів дослідження будуть відрізнятися. Крім того, отримані експериментальні результати вказують на наявність густого спектру власних частот коливань плат, який залежить від конструкторських особливостей, встановлених на них електронних компонентів.

Отримані експериментальні дані свідчать про необхідність урахування розташування об'єднувальних плат, а також розташованих на них електронних компонентів, в конструкції електронного блоку, оскільки від цього залежить рівень амплітуд їх коливань.

Висновки

Представлена модель коливальної системи, дозволила теоретично показати, що якщо маса не закріплена на віброуючій основі абсолютно жорстко, то коливання основи, тобто зовнішні коливання, можуть не збігатися з коливаннями маси. В результаті вібраційного дослідження конструкції блоку радіоелектронної апаратури визначено, що вібрації об'єднувальних плат блоку внаслідок резонансного збудження перевершують вібрації, що діють на блок із зовні, чи передаються в місцях кріплення блоку. Застосування методу Гука-Хладні при вібраційному дослідженні об'єднувальних плат дозволили виявити складні форми коливань останніх та вузли коливань, в яких виникають найбільші деформації і напруження об'єктів дослідження. Розроблено хрестоподібне пристосування призначене для вібраційного випробування плат в різних положеннях кріплення. Аналіз амплітудно-частотних характеристик об'єднувальних плат, заповнених електронними компонентами, свідчить про необхідність врахування положення встановлення плат в електронному блоці та розподілу електронних компонентів на поверхні плат для вимірювання їх динамічних характеристик.

Література

1. T. Hamano, Y. Ueki, T. Nakasuji, K. Fujimoto. "Destruction mechanisms resulting from vibration load in PCB-mounted electronics", in ESPEC Technology Report No.17, 9th Symposium on "Microjoining and Assembly Technology in Electronics", Yokohama, Japan, 2003.
2. R.M. Jones. Buckling of Bars, Plates and Shells. Virginia, USA: Blacksburg, Bull Ridge Publishing, 2006.
3. Kovtun, J. Boiko, S. Petrashchuk, G. Bauriene, K. Pilkauskas. "Effects of the strain transmission from the main board to the installed electronic components", MECHANIKA, vol. 22(6), pp. 489-494, 2016. DOI: <http://dx.doi.org/10.5755/j01.mech.22.6.16891>.
4. Писаренко Г.С. Опір матеріалів / Г.С. Писаренко, О.Л. Квітка, Є.С. Уманський. – К. : Вища школа, 1993. – 655 с.
5. G.S. Aglietti, and C. Schwingshackl "Analysis of Enclosures and Anti Vibration Devices for Electronic Equipment for Space Applications", School of Engineering Sciences, Aeronautics and Astronautics, University of Southampton, UK – 2010.
6. T. D. Rossing. "Chladni's law for vibrating plates." American Journal of Physics, vol. 50, issue 3, pp. 271–274, 1982. doi.org/10.1119/1.12866.

References

1. T. Hamano, Y. Ueki, T. Nakasuji, K. Fujimoto. "Destruction mechanisms resulting from vibration load in PCB-mounted electronics", in ESPEC Technology Report No.17, 9th Symposium on "Microjoining and Assembly Technology in Electronics", Yokohama, Japan, 2003.
2. R.M. Jones. Buckling of Bars, Plates and Shells. Virginia, USA: Blacksburg, Bull Ridge Publishing, 2006.
3. Kovtun, J. Boiko, S. Petrashchuk, G. Bauriene, K. Pilkauskas. "Effects of the strain transmission from the main board to the installed electronic components", MECHANIKA, vol. 22(6), pp. 489-494, 2016. DOI: <http://dx.doi.org/10.5755/j01.mech.22.6.16891>.
4. G.S. Pisarenko, V.A. Agarev. Strength of materials. Kiev: Technika, 1967, 792 p.
5. G.S. Aglietti, and C. Schwingshackl "Analysis of Enclosures and Anti Vibration Devices for Electronic Equipment for Space Applications", School of Engineering Sciences, Aeronautics and Astronautics, University of Southampton, UK – 2010.
6. T. D. Rossing. "Chladni's law for vibrating plates." American Journal of Physics, vol. 50, issue 3, pp. 271–274, 1982. doi.org/10.1119/1.12866.

Рецензія/Peer review : 15.10.2018 р.

Надрукована/Printed :21.11.2018 р.
Рецензент: д.т.н., проф. Бойко Ю.М.