

Ковтун І.І.

**НАУКОВІ ТА ПРИКЛАДНІ ОСНОВИ
ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ МІЦНОСТІ ЕЛЕКТРОННИХ СИСТЕМ
ПІД ДІЄЮ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ
ТА ТЕХНОЛОГІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ**

Монографія

Хмельницький 2021

УДК 620.172.21:621.396.6.019.5
К56

*Рекомендовано до друку Вченою радою
Хмельницького національного університету,
протокол № 9 від 02.12.2021*

Рецензенти:

- О. М. Шинкарук** – д-р техн. наук, проф., проректор Львівського державного університету внутрішніх справ, заслужений працівник освіти України;
- Н. С. Лях-Кагуй** – д-р техн. наук, доц., провідний науковий співробітник кафедри напівпровідникової електроніки Національного університету «Львівська політехніка»;
- О. С. Савенко** – д-р техн. наук, проф., декан факультету інформаційних технологій Хмельницького національного університету

Матеріали подані в авторській редакції

К56 **Ковтун І. І.**
Наукові та прикладні основи забезпечення міцності електронних систем під дією експлуатаційних та технологічних навантажень : монографія / І. І. Ковтун. – Хмельницький : ХНУ, 2021. – 254 с.
ISBN 978-966-330-401-4

Розглянута проблема надійності електронних систем в умовах експлуатаційних і технологічних навантажень, що реалізована розробкою наукових та прикладних основ забезпечення їх міцності виявленням, оцінкою та ефективним зниженням руйнівних деформацій на різних рівнях конструктивної складності виробів.

Для фахівців галузі електроніки за спеціальністю «Твердотіла електроніка, технологія, обладнання та виробництво електронної техніки», інженерних працівників, студентів, аспірантів ЗВО.

УДК 620.172.21:621.396.6.019.5

ISBN 978-966-330-401-4

© Ковтун І. І., 2021
© ХНУ, оригінал-макет, 2021

Перелік умовних скорочень

АЕ	– акустична емісія;
АПЦ	– аналого-цифровий перетворювач;
ВЕТ	– вироби електронної техніки;
ГЗ	– генератор звуковий;
ГТІ	– генератор тактових імпульсів;
ДП	– друкована плата;
ЕК	– електронні компоненти;
ЕС	– електронна система;
ЕТ	– електронна техніка;
НВЧ	– надвисокі частоти;
НДС	– напружено-деформований стан;
НК	– неруйнівний контроль;
ПЕП	– п'єзоелектричний перетворювач;
ПЗ	– паяне з'єднання;
РЕА	– радіоелектронна апаратура;
РЕЗ	– радіоелектронний засіб;
РЧП	– різниця часу приходу;
P	– механічне навантаження, Н;
F	– сила внутрішнього опору, Н;
σ	– механічне напруження, МПа;
ε	– відносна деформація;
E	– модуль Юнга, МПа;
N	– площа поперечного перерізу, м ² ;
M	– внутрішній згинальний момент, Н·м;
W_{oc}	– осьовий момент опору, м ³ ;
J	– осьовий момент інерції поперечного перерізу, м ⁴ ;
δ	– податливість, м/Н;
σ_B	– границя міцності;
$[\sigma]$	– допустиме напруження;
s	– коефіцієнт запасу міцності;
K	– коефіцієнт прогнозування міцності;
$z_0(t)$	– заданий закон гармонійних коливань;
a	– віброприскорення, віброперевантаження, м/с ² ;

Перелік умовних скорочень

w	– коефіцієнт передачі вібрацій;
Z_0	– задана амплітуда коливань, м;
A	– фактична амплітуда коливань, м;
S	– вібропереміщення, м;
P_0	– амплітуда динамічного навантаження, Н;
z	– вертикальне переміщення, м;
Δz	– деформація пружини;
Δ	– прогин, мм;
t	– час, с;
f	– частота коливань, Гц;
ω	– циклічна частота коливань, рад/с;
ω_0	– циклічна частота власних коливань, рад/с;
F_k	– сила пружності, Н;
k	– коефіцієнт жорсткості, Н/м;
F_C	– сила згасання коливань, Н;
c	– коефіцієнт опору демпфера, кг/с;
n	– коефіцієнт демпфірування коливань, с ⁻¹ ;
m	– маса, кг;
m_z	– зосереджена маса, кг;
k_a	– коефіцієнт зростання амплітуди коливань;
$k_{дин}$	– коефіцієнт динамічності;
μ	– коефіцієнт Пуассона;
$\mu_{тр}$	– коефіцієнт тертя;
ρ	– щільність матеріалу;
τ	– температура, °С;
α	– коефіцієнт лінійного температурного розширення, °С ⁻¹ ;
D	– циліндрична жорсткість;
q	– інтенсивність лінійно розподіленого навантаження, Н/м;
k_{ts}	– тензочутливість;
R	– електричний опір, Ом;
ρ_{rs}	– питомий електричний опір, Ом·м;
N_{AE}	– сумарна кількість сигналів АЕ;
\dot{N}_{AE}	– активність сигналів АЕ;
A_{AE}	– амплітуда;
S_{AE}	– сумарна амплітуда;
W_{AE}	– потужність подій АЕ;
E_{AE}	– енергія АЕ.

Вступ

Структурно-складні конструкції, які забезпечують електричні контакти, механічну підтримку та захист електронних систем від зовнішнього впливу є передумовою виникнення деформацій в їх елементах під дією експлуатаційних і технологічних факторів. Виникнення та передача деформацій на різних рівнях конструктивної складності відбувається через механічний зв'язок і взаємодію елементів і, створюючи механічне напруження, є причиною руйнування електричних кіл та втрати працездатності блоків та систем електронної техніки. Забезпечення механічної міцності є традиційною задачею надійності в електроніці, особливо в умовах сучасних тенденцій до зниження ваги та отримання більшої щільності монтажу в малогабаритних виробках електронної техніки.

Аналіз робіт Маквєцова Е. Н., Кофанова Ю. Н., Крищука В. Н., Талицького Е. Н., Баканова Г. Ф., Геликмана Б. Ю., Терещука Р. М., Бегер Е., Перрі К., Грешнікова В. А., Аглієтті Г. С. і др. дозволяє зробити висновок про те, що застосування розрахунково-експериментальних методів оцінки напружено-деформованого стану та забезпечення міцності деталей, вузлів та блоків електронної техніки суттєво ускладнюється через відсутність загальноприйнятої термінології, методики вимірювання та норм міцності, за якими має вестись проектування, розрахунки, випробування і впровадження у виробництво і експлуатацію електронної техніки, на протигагу іншим галузям техніки, та складність натурних конструкцій, які представляють собою багатозв'язкові коливальні механічні системи. Спроби розрахунку їх форм, частот та амплітуд коливань часто приводять до неточності рішень і компрометують методики розрахунку. В цих умовах є актуальною розробка наукових та прикладних основ забезпечення міцності електронних систем шляхом виявлення і оцінки руйнівних деформацій та їх ефективного зниження створенням і модифікацією пружно-дисипативних механічних зв'язків між конструктивними елементами, які є ланками передачі деформацій, як всередині несівних конструкцій блоків електронної техніки, так і поза ними. Для досягнення цієї мети визначені та вирішені наступні завдання:

- узагальнення результатів наукових досліджень напружено-деформованого стану та забезпечення міцності деталей, вузлів та блоків електронної техніки на етапах проектування, виробництва, випробування та експлуатації;

- розробка нових методик та модифікація апаратури і засобів вимірювання та оцінки деформацій малогабаритних елементів конструкцій та компонентів електронної техніки під дією статичних, циклічних та динамічних механічних, температурних та пневматичних навантажень, які відтворюють складні, наближені до експлуатаційних, умови напружено-деформованого стану об'єктів дослідження, із реалізацією методів електротензометрії, акустичної емісії, віброметрії та високошвидкісної відеозйомки;

- виявлення, оцінка та зниження руйнівних деформацій в несівних конструкціях електронної техніки в залежності від їх конструктивно-технологічного виконання та під дією статичних і циклічних механічних та температурних навантажень;

- розробка методик неруйнівної діагностики міцності нерознімних елементів конструкцій електронної техніки під дією механічного, температурного та пневматичного навантаження в статичному та циклічному режимі навантаження;

- теоретичне обґрунтування та експериментальне підтвердження особливості передачі динамічних деформацій у структурно-складних конструкціях блоків електронної техніки;
- розробка математичних моделей напружено-деформованого стану друкованих плат представлених механічною коливальною системою в умовах гармонічного динамічного навантаження та технічної регламентації геометричних параметрів друкованих плат з метою забезпечення міцності та жорсткості останніх в умовах резонансного збудження;
- розробка теорії та практики ефективного захисту друкованих плат від динамічних деформацій в умовах резонансного збудження шляхом створення і модифікації пружно-дисипативних механічних зв'язків між елементами несівних конструкцій електронної техніки на різних рівнях конструктивної складності, що виявляються ланками передачі деформацій, як всередині цих конструкцій так і поза ними.

Результати роботи є узагальненням досліджень, виконаних автором у Хмельницькому національному університеті за держбюджетними темами: 7Б-97 «Розробка акусто-емісійного комплексу та його застосування для неруйнівного контролю, діагностики та прогнозування міцності нових матеріалів та деталей нафтогазового обладнання» (1997–1999 рр., ДР № 0197U016018); 3Б-2000 «Розробка комплексу лінійної, площинної об'ємної локації сигналів акустичної емісії та його застосування для неруйнівного контролю, діагностики та прогнозування міцності матеріалів, деталей та електронних систем нафтогазового обладнання» (2000–2002 рр., ДР № 0100U001979); 2Б-2004 «Розробка новітніх технологій, що забезпечують підвищення міцності надійності машин та їх електронного обладнання» (2004–2005 рр., ДР № 0104U002103); 12Б-2011 «Забезпечення міцності і герметичності модулів, герметизованих компаундом, при термоударах» (2011–2012 рр., ДР № 0111U002304); Ф41.2/025-2011 «Дослідження електрокерованих нанорозмірних компаундів і можливості їх застосування в безрезонансних кріпильних пристроях для тестування виробів електронної техніки на вібро- та удароміцність» (2011–2012 рр., ДР № 0111U006775); 5Б-2013 «Множинні зворотні задачі механіки структурно-складних технічних систем» (2013–2015 рр., ДР № 0113U002064); 4Б-2015 «Розвиток наукових та інженерних основ надійності електронної техніки шляхом удосконалення технології її тестування на вібрації та удари» (2015–2016 рр., ДР № 0115U000225); 2Б-2017 «Розробка наукових основ захисту виробів радіоелектроніки, закріплених на об'єднувальних платах, від деформацій плат, а плат від динамічних і теплових навантажень» (2017–2019 рр., ДР № 0117U001168); госпдоговірної теми 02-2019 «Розробка методів контролю, діагностики та прогнозування міцності та герметичності корпусів інтегральних модулів надвисоких частот в умовах перепадів тиску та температури» (2019 р., ДР № 0119U101419) та 3Б-2020 «Неруйнівний контроль, діагностування та прогнозування технічного стану електронних систем методом акустичної емісії в виробах військової і невійськової техніки» (2020–2021 рр., ДР № 0120U102069).

Для оцінки напружено-деформованого стану в несівних конструкціях електронної техніки різної конструктивної складності в умовах дії статичних, циклічних та динамічних навантажень і здійснення неруйнівної діагностики їх міцності були вдосконалені та використані такі методи експериментального дослідження, як електротензометрія, акустична емісія, віброметрія, зокрема виявлення резонансних частот, метод коливної частоти та метод фіксованих частот, високошвидкісна відеозйомка, метод Гука–Хладні.

Випробування об'єктів дослідження здійснювалось під дією механічного, температурного та пневматичного навантаження в статичному, циклічному та динамічному режимі навантажень. Математичне моделювання для визначення статичних та динамічних деформацій і напружень друкованих плат, вібраційного аналізу та розрахунків резонансних частот коливання виконано із використанням методів теоретичної механіки, опору матеріалів, прикладної теорії пружності та теорії коливань.

Розділ 1.

Аналіз методів оцінки напружено-деформованого стану та міцності несівних конструкцій електронної техніки

Розділ присвячено постановці задач дослідження на основі узагальнення результатів наукових досліджень напружено-деформованого стану та забезпечення міцності деталей, вузлів та блоків електронної техніки (ЕТ) на етапах проектування, виробництва, випробування та експлуатації. В розділі здійснено огляд, аналіз та обґрунтування методів та засобів експериментального дослідження деформацій виробів електронної техніки (ВЕТ), розрахунково-експериментальних методів визначення напружено-деформованого стану, методів оцінки та забезпечення міцності об'єктів дослідження, в умовах статичного та динамічного навантаження. При аналізі причин відмов електронної техніки, традиційно вважається [1–4], що 40–45 % відмов в експлуатації відбуваються через помилки, які допускаються на етапі проектування, 20 % – обумовлюється недосконалістю технологічних процесів виготовлення, та технологічної дисципліни, 30 % – викликане неправильними режимами експлуатації та порушенням правил технічного обслуговування і 5–7 % – від зношування складових частин і старіння матеріалів, проте не враховується взаємозв'язок вказаних етапів, чого вимагає рішення проблем забезпечення якості.

Розвиток електронної промисловості [5, 6] свідчить про загальну тенденцією об'єднання та все більшої інтеграції виконуючих функцій разом із мікромініатюризацією ВЕТ, та використанням в конструкціях нових матеріалів з недостатньо вивченими властивостями і сполученням різнорідних матеріалів. Наслідком цього є різке ускладнення конструкцій сучасних виробів і технологічних процесів їх виготовлення, що практично не допускає коригування їх структури і параметрів в процесі виготовлення і різко зменшує можливість експериментального доведення виробів: налагодження та оптимізації.

На сьогодні в процесі проектування і доведення ЕТ часто розглядаються лише їх електричні параметри [7–11] без необхідних розрахунків на міцність, вимірювання деформацій і оцінки напруженого стану конструкцій в цілому і їх окремих елементів. Отже, сучасні вимоги і майбутнє електроніки та області її використання, висувають в один ряд із чисто електронними завданнями проблему забезпечення механічної міцності і надійності.

Журнальні статті з цієї тематики [12–18] дають уривчасті відомості. Разом з тим використання публікацій ускладнюється відсутністю загальноприйнятої термінології і методики вимірювання внутрішніх напружень. На противагу багатьом іншим галузям техніки, в електроніці не існує норм міцності на виробі електронної техніки, тобто збірника керівних документів щодо забезпечення міцнісної надійності та витривалості, за якими повинно вестись проектування, розрахунки, випробування та впровадження в серійне виробництво і експлуатацію виробів електронної промисловості.

1.1. Методи експериментального дослідження деформацій деталей та вузлів електронної техніки

1.1.1. Вибір методів визначення напружено-деформованого стану

У загальному та спеціальному застосуванні існує ряд експериментальних методів, які дозволяють визначати напружений стан деталей та вузлів. Однак вони не завжди

можуть застосовуватись для дослідження напруженого стану конструкцій електронної техніки з причин малогабаритності елементів, непрозорості середовища, або інших особливостей експлуатації, конструювання і т.д.

Серед методів вимірювання, що застосовуються для оцінки напружено-деформованого стану об'єктів, можна виділити наступні групи: рентгенівські, поляризаційно-оптичні, муарових смуг, крихких покриттів, гальванічних покриттів і тензометрії [19–21].

Використання рентгенівських променів для оцінки напруженого стану в металах і сплавах засноване на явищі дифракції рентгенівських променів при проходженні через кристалічну решітку досліджуваного матеріалу [22–24]. Метод є непридатним для матеріалів з некристалічною структурою, для вимірювання пластичних складових деформацій, для вимірювання одночасно в декількох точках. Обмежує вживання даного методу для дослідження ВЕ і порівняно висока вартість устаткування.

Поляризаційно-оптичні методи можливо використовувати лише для дослідження напруженого стану ВЕТ на моделях, виготовлених із прозорого матеріалу [19, 25]. При дослідженні об'ємного напруженого стану значно ускладнюється техніка експерименту, знижується точність визначення окремих компонентів напружень. Разом з тим метод на сьогодні недостатньо розроблений для дослідження пружно-пластичних деформацій.

Метод муарових смуг [26] вимагає порівняно складної обробки результатів вимірів, до того ж він непридатний для оцінки напруженого стану деталей усередині об'єкта, наприклад, герметизованих композитами.

Метод крихких покриттів застосовується для визначення деформацій і напружень лише на зовнішніх поверхнях деталей [27]. У зв'язку з тим, що при висиханні покриття на поверхнях досліджуваних виробів мікроелектроніки можуть виникати напруження, які істотним чином впливають на зміну напружено-деформованого стану і приводити до відмов, або до зміни характеристик елементів, вживання методу крихких покриттів украй обмежене. Використання методу гальванічних покриттів обмежене лише областю дослідження металевих матеріалів [28].

Механічні і оптичні тензометри [29, 30] можуть слугувати лише для визначення характеристик міцності і пластичності матеріалів, які використовуються в радіоелектроніці. Пневматичні тензометри [30, 31] мають високий коефіцієнт перетворення, проте вимагають ретельної фільтрації повітря від пилу і вологи, відсутності зовнішніх повітряних потоків. Застосовуються пневматичні тензометри лише в лабораторних умовах при дослідженні на моделях.

Велика довжина бази акустичних приладів обмежує їх вживання в електроніці [32, 33]. Датчик займає велику площу на поверхні на об'єкта дослідження, що обмежує його застосування в мікроелектроніці.

Електричні тензометри [34, 35] діляться за принципом дії на тензометри опору (тензорезистори), індуктивні, ємнісні, п'єзоелектричні і індукційні.

Індуктивні тензометри [29, 36] в даний час мають базу до 0,5 мм. Однак їх габаритні розміри і вага ще досить великі, щоб їх можна було використовувати при досліджень міцності мініатюрних ВЕТ.

Індукційні [29, 31] та п'єзоелектричні [37] тензометри використовуються тільки для вимірювання динамічних деформацій. В роботі [38] описані методики та апаратура для дослідження статичної міцності. Але вони не знайшли ще широкого застосування у практиці тензометрування.

Ємнісні тензометри [39] можуть використовуватися в електроніці в основному в якості безконтактних чутливих елементів перетворювачів механічних величин (тиску, що крутять моментів, вібрацій, точного вимірювання лінійних розмірів). На сьогодні їх засто-

сування для вимірювання статичних деформацій обмежена, так як зміна ємності багато в чому залежить від діелектричної проникності повітряного зазору. Зміна його вологості і чистоти вносить значні похибки в вимірювання.

Електролітичні тензометри [34, 40] через значні габарити і недостатню стабільність характеристик не можуть використовуватися в електронній техніці.

Механотронні прилади [41] в основному застосовуються в якості чутливого елемента перетворювачів механічних величин при визначенні фізико-механічних характеристик матеріалів.

Тензорезистори [30, 31, 34] набули широкого поширення в техніці вимірювання деформацій завдяки можливості вимірювання деформацій при різних розмірах бази, починаючи з десятих часток міліметра, дистанційного виміру на великому числі точок в широкому діапазоні частот і температур. Вони можуть бути придатні для оцінки напружень і деформацій ВЕТ, що узгоджується з думкою авторів [42]. Однак специфіка роботи ВЕТ і застосовуваних в них нових композитних матеріалів унеможливує пряме перенесення електротензометрії із загального і спеціального машинобудування в електронну техніку [42, 43].

Кожен з описаних методів має певні переваги і недоліки і може бути найкращим в конкретних умовах. Стосовно специфіки виробів електронної техніки широке застосування для дослідження напружень і деформацій може отримати метод електротензометрії, що має найменші обмеження в порівнянні з кожним з наведених методів. Хоча необхідним є доопрацювання методу для подолання таких проблем як відсутність метрологічних характеристик тензорезисторів, наклеєних на композиційні матеріали, погана адгезія цих матеріалів до класичних клеїв, критичність багатьох мікроелементів до температури термообробки тензоклеїв, та виконання завдань розробки технології препарування ЕК, закріплення виводів, струмознімання, температурного тарування, компенсаційних схем, та доопрацювання вимірювальної апаратури для можливості вимірювання малих деформацій.

1.1.2. Вибір методів неруйнівного контролю та діагностики міцності

Останнім часом в рішення задач підвищення міцності виробів отримав розвиток підхід, заснований на вивченні фізичних процесів, які відбуваються в матеріалі (виробів) і є причиною появи відмов. Такий підхід передбачає розвиток методів неруйнівного контролю стану виробів.

Існуючі методи діагностики та прогнозування міцності матеріалів засновані на аналізі ймовірності руйнування, використанні дефектоскопії, визначенні коефіцієнта інтенсивності напружень, проведенні перевірочних випробувань [10, 44]. Методи, засновані на аналізі ймовірності руйнування і визначенні коефіцієнта інтенсивності напружень, не можуть в повній мірі описати кінетику накопичення пошкоджень в матеріалі. Ймовірнісні методи вимагають вичерпної характеристики досліджуваного матеріалу і мало придатні для виявлення потенційно ненадійних зразків, які неминуче зустрічаються у виробничих умовах. Для розрахунку коефіцієнта інтенсивності напружень необхідно знати величину тріщиноподібного дефекту і бути впевненим в тому, що закономірності розвитку макротріщин відображають закономірності розвитку мікротріщин. Під неруйнівним контролем розуміються такі види контролю, які, не змінюючи якості, параметрів і характеристик виробів, дозволяють за непрямыми «вторинними» ознаками виявляти приховані дефекти або такі особливості, які тягнуть за собою потенційну ненадійність виробів [45–47].

До групи загальних методів неруйнівного контролю можна віднести механічні, склерометричні, вібраційні, радіографічні, оптичні, електричні, методи ультразвукової дефекто-

скопії, магнітної дефектоскопії, вихрових струмів, проникаючих фарбувальних або люмінесціювальних рідин, емісійні методи тощо.

Метод механічного навантаження [48, 49] заснований на визначенні деформацій, що виникають при застосуванні статичних навантажень постійної величини для одного типу виробів. Зокрема широке поширення, отримав метод, заснований на випробуваннях конструкцій на згин. Створюючи ступеневе навантаження і розвантаження конструкції, можна побудувати графік залежності між навантаженням і деформацією. Порівнюючи характер цієї залежності для контрольованої і еталонної конструкції, можна визначити якість конструкції. Це метод дозволяє провести певну оцінку фізико-механічних характеристик, виявляючи наявність великих дефектів структури на небезпечній стадії їх розвитку.

Склерометричні методи набули широкого поширення при неруйнівному контролі міцності, твердості і пружності в таких матеріалах як метали, кристали, полімери та ін. Сутність цих методів полягає в вимірі параметрів відбитків при вдавлюванні або пружному відскоку робочого тіла на контрольованому матеріалі. До склерометричних методів відносять наступні методи контролю: метод дряпання, вдавнення і мікродавлення, еталонного відбитка, репетиційний, пружного відскоку [50]. Слід зазначити, що цим методам притаманні недоліки, пов'язані з тим, що при дії на об'єкт, його доводиться руйнувати в локальних ділянках, і визначена міцність буде відповідати тільки поверхневим шарам матеріалу. Більш того, цим методам властива складність і неможливість проведення контролю на тонкостінних конструкціях, необхідність проведення багаторазових вимірювань.

Вібраційний метод знайшов широке застосування при визначенні динамічних пружних характеристик в зразках різних матеріалів [48, 50]. Він заснований на визначенні частоти і декремента загасання власних вільних або вимушених коливань. Цей метод можна використовувати при оцінці інтегральної жорсткості великогабаритних конструкцій [52], і він не може бути використаний при локальному визначенні фізико-механічних характеристик у виробі. Для практичного використання цього методу необхідно знати геометричні розміри виробу і щільність матеріалу, забезпечити умови закріплення виробів в опорах і перетворювачів на виробі, а також нормальні умови температури та вологості навколишнього середовища.

Застосування НВЧ-методів засновано на випромінюванні параметрів поширення і взаємодії електромагнітних хвиль. Ці методи отримали широке поширення при дефектоскопії, структурометрії, товщинометрії і контролі напруженого стану конструкцій [53, 54]. Причинами обмеження НВЧ-методів є утворення дифракційних плям і інтерференційних смуг, що ускладнює розшифрування дефектограми, громіздкість і складність апаратури, викликану необхідністю каналізації енергії НВЧ-випромінювання в хвилеводах тощо.

У деяких випадках можуть бути використані оптичні методи, засновані на реєстрації світлового або інфрачервоного випромінювання, відбитого або того що пройшов через досліджуване середовище [55]. Однак більшість типів матеріалів, використовуваних в електроніці, особливо пластмас і склопластиків, є непрозорими або слабо прозорими для світлового та інфрачервоного діапазону. Ці матеріали є розсіювальними середовищами, що ускладнює завдання.

Більшість композиційних матеріалів, наприклад склопластик і кераміка, є хорошими діелектриками. Тому в якості методу контролю їх міцності використовується їх електричні та діелектричні властивості [56,57]. Методи, що використовують ці властивості матеріалів, називаються електричними. Практичне застосування електричних методів дещо обмежене, що пов'язано із труднощами, що виникають при вимірі деталей великих розмірів і складної форми. Також певні труднощі виникають при встановленні електричного контакту з контрольованою деталлю.

За допомогою рентгенівської радіографії можна виявити великі включення. Однак, інформативні параметри цього методу не корелюють з характеристиками міцності досліджуваних матеріалів [53, 58].

До традиційних акустичних методів відноситься ультразвуковий метод, за допомогою якого виявляють дефекти типу несучільностей – раковини, пори, розшарування, тріщини [59]. Ультразвуковий метод заснований на принципі локального введення енергії в об'єкт. Параметри, що характеризують передачу (відображення) енергії, використовують в якості інформативних, тому диференційоване обстеження деяких виробів вимагає громіздких систем вимірювання або досить складних систем сканування.

На сучасному етапі за допомогою ультразвукового методу можна вирішувати лише найпростіші завдання – поділ об'єктів на дві якісно помітні групи за ознакою «придатний – непридатний». Більш тонкі відмінності в дефектах зазвичай виявити не вдається [60].

Заслужують на увагу методи дефектоскопії, засновані на моніторингу процесів, пов'язаних із перенесенням речовини або енергії, в тому числі і процесів, пов'язаних з випромінюванням хвиль напружень. В основі застосування цих методів для неруйнівного контролю лежить той факт, що при навантаженні мікро- і макродефекти матеріалу випромінюють пружні хвилі. Розповсюджуючись по матеріалу, хвилі досягають датчиків, які перетворюють пружні переміщення на поверхні в електричні сигнали. Вимірювання параметрів цих сигналів дозволяє визначати різні дефекти, оцінювати їх розміри, ступінь небезпеки, прогнозувати руйнівне навантаження. Методи неруйнівного контролю, які засновані на реєстрації процесів випромінювання хвиль напружень, обумовлених виникненням і розвитком дефектів структури матеріалу, отримали назву емісійних методів. До них відносяться екзоелектронна емісія і акустична емісія (АЕ) – емісія хвиль напружень.

Екзоелектронна емісія (ефект Крамера) – випускання електронів з новоствореної поверхні [61]. Багато що ще неясно в механізмі екзоелектронної емісії, але оскільки характер екзоелектронної емісії поверхні матеріалів визначається щільністю дефектів на поверхні, величиною деформації і ступенем окиснення, то за допомогою ефекту Крамера можна досліджувати зміну властивостей поверхні матеріалів при втомних ушкодженнях. Використання методу екзоелектронної емісії вимагає складної апаратури і складних випробувань. Більш простим методом з точки зору практичного застосування є метод акустичної емісії, який на відміну від інших методів неруйнівного контролю є пасивним [62–64].

У традиційних методах в об'єкті збуджують фізичне поле і реєструють зміну його параметрів при взаємодії з дефектом. Метод акустичної емісії заснований на випромінюванні фізичного поля динамічних пружних напружень самим дефектом в результаті виділення пружної енергії при його розвитку. В таблиці 1.1 наведена порівняльна характеристика методу АЕ з іншими методами НК.

Таблиця 1.1

Порівняння характерних особливостей методу АЕ з іншими методами НК

Акустична емісія	Інші методи НК
Виявляє рух дефектів	Виявляють геометричну форму дефектів
Вимагає навантаження	Відсутність навантаження
Кожне навантаження унікально	Контроль відтворюємо
Чутливий до структури матеріалу	Менш чутливі до матеріалу
Менш чутливі до геометрії	Більш чутливі до геометрії
Вимагає менших зусиль при проведенні контролю продукції/процесів	Вимагають великих зусиль при проведенні контролю продукції/процесів
Потрібний доступ лише в місцях установки датчиків	Вимагають доступ до всієї поверхні об'єкта
Контролює конструкцію за один цикл навантаження	Поступове сканування ділянок конструкції
Основна проблема: значний вплив шуму	Основна проблема: значний вплив геометрії

Висока чутливість методу АЕ обумовлена тим, що при утворенні і зростанні дефектів звільняється акустична енергія значної величини. Так, амплітуда сигналу АЕ при підростанні тріщини на 0,01–0,1 мм в сотні разів перевищує зміну амплітуди ультразвукового сигналу, відбитого тією ж зростаючою тріщиною. Порівняльна оцінка методу АЕ і ультразвукової дефектоскопії показує, що чутливість методу АЕ на порядок вище [65, 66]. Найбільш суттєвою перевагою методу АЕ є здатність реагувати не тільки на найбільш небезпечні – зростаючі дефекти, але і визначати ступінь небезпеки дефекту, що не в змозі вирішити жоден з традиційних методів неруйнівного контролю. Отже, їм можна визначати не тільки акустичну активність того чи іншого дефекту, але і прогнозувати подальшу поведінку навантаженого елемента, встановлювати міцність і ресурс роботи.

Задача пошуку зв'язку між процесами руйнування і акустико-емісійними параметрами обумовлена цілою низкою причин: відсутністю досить досконалої системи реєстрації виникнення сигналів АЕ при виникненні та розвитку дефектів, стохастичним характером процесу АЕ, значним спотворенням форми вихідного сигналу АЕ внаслідок дисперсії і багатомодових акустичних хвиль, структурною неоднорідністю матеріалу, недосконалістю використовуваної АЕ апаратури та іншими причинами [67, 68].

Наведені в різних джерелах дані свідчать про те, що розрахунково-експериментальні дослідження акустико-емісійних полів, закономірностей їх поширення в об'єктах навіть простої геометричної форми показують надзвичайну складність вирішення завдання створення методики технічної діагностики конструкцій [62, 65, 69]. У зв'язку з цим набувають поширення більш прості, хоча і менш суворі, якісні підходи до оцінки ступеня небезпеки дефектів. Суть їх полягає в тому, щоб за якісними змінами одного або декількох параметрів АЕ, відносно будь-якої фізичної характеристики об'єкта діагностики (часу, навантаження, числа циклів і т.д.), оцінювати ступінь небезпеки дефекту.

Одним з документів, що містить рекомендації для оцінки ступеня небезпеки дефектів є стандарт США [70]. Відповідно до нього повинна аналізуватися залежність параметра АЕ (сумарний рахунок) від параметра навантаження (час, навантаження, номер циклу і т.д.). Залежно від характеру цієї залежності можуть спостерігатися такі випадки (рис. 1.1): джерело випромінювання пасивне (1); активне (2) і критично активне (3). Відповідно до стандарту пасивні джерела в подальшому залишаються без уваги, активні підлягають періодичному контролю, а при виявленні критично активних джерел АЕ стандарт рекомендує провести неруйнівний контроль зони даного джерела, використовуючи інші методи.

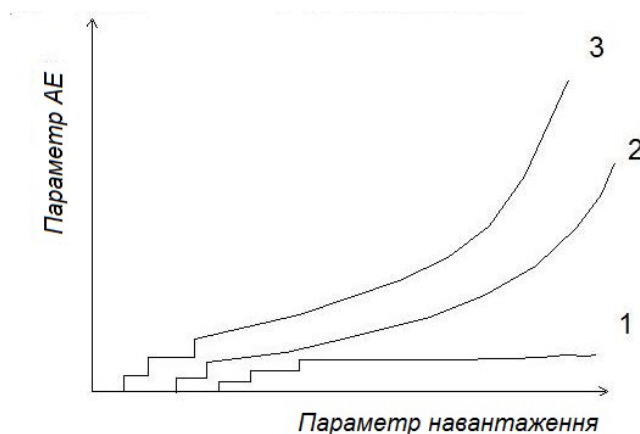


Рис. 1.1. Класифікація джерел АЕ за ступенем небезпеки

У роботі [47] також розглянуто можливі підходи до оцінки міцності і ступеня пошкодження композиційних полімерних матеріалів. Тут для оцінки міцності матеріалів може бути використано декілька акустико-емісійних критеріїв:

1. Число імпульсів АЕ за весь період навантаження зразка або виробу. Цей критерій відображає реальне співвідношення між процесом руйнування і межею міцності як його критичної характеристикою в разі протікання тільки одного виду руйнування, або при сталості співвідношення різних його видів. Ця неоднозначність обмежує його придатність.

2. Число імпульсів АЕ на окремих ділянках безперервного навантаження. Ця характеристика найбільш прийнятна для ходу процесу руйнування, типового для випадку навантаження оболонки внутрішнім тиском.

3. Розподіл сигналів за амплітудами. Використання амплітудного розподілу в якості критерію міцності має на увазі оцінку близькості моменту руйнування за зростанням частки високоамплітудних імпульсів, пов'язаного з наростаючим числом розривів волокон або злиттям мікрodefektів.

4. Число імпульсів АЕ за час витримки при ступінчастому навантаженні. Ця характеристика дозволяє оцінювати міцність виробів при їх навантаженні до навантажень порядку половини від руйнівних.

У роботах [64, 65, 69, 71–74] показано дослідження цих та інших критеріїв для оцінювання небезпеки виявлених дефектів зразків однорідних і композиційних матеріалів, зварних та паяних з'єднань, посудин тиску та ін. При статичних, динамічних і термічних навантаженнях.

У роботах [62, 63, 67, 68, 75, 72] наводяться дані щодо визначення типу дефекту за отриманими параметрами АЕ, відповідно до яких, вимірюючи амплітуду, активність, тривалість, енергію або потужність сигналів, можна виділити джерела сигналів АЕ: колективні переміщення дислокацій, смуги ковзання, розвороти зерен, блоків мікротріщин, фазові перетворення, наприклад мартенситного типу.

Цікавим є встановлений факт [64], відповідно до якого сигнал амплітудою 1 мкВ відповідає переміщенню 1000 дислокацій на 10 мкм. А поява мікротріщин, смуг ковзання, розворот зерен показують себе сигналами з амплітудою, яка перевершує амплітуду сигналів, що виникають в результаті ковзання дислокацій, на два–три порядки.

Практично всі роботи з дослідження дефектів методом АЕ показують можливість локації дефектів матеріалу, однак поряд з цим автори говорять про неможливість визначення місця майбутнього руйнування при безпечному рівні навантаження. Так в джерелах [66, 69, 74] встановлено, що, використовуючи параметри АЕ, зона, яка є місцем майбутнього руйнування, при безпечних навантаженнях не може бути виділена на фоні решти матеріалу.

Таким чином, незважаючи на безліч робіт, присвячених дослідженню дефектів матеріалів методом АЕ, залежність між параметрами АЕ та механічними характеристиками різних матеріалів все ще мало вивчена, відсутні практичні рекомендації щодо використання параметрів АЕ для неруйнівного контролю, діагностування та прогнозування міцності виробів в стадії виробництва, випробувань і експлуатації. Існують труднощі визначення (локації) місця майбутнього руйнування при безпечному тестуванні виробів. Тому для вирішення конкретних завдань забезпечення надійності та міцності відповідальних деталей і конструкцій, що використовуються в електроніці та інших галузях техніки, необхідні подальші дослідження методом АЕ для виявлення інформативних параметрів АЕ, їх зв'язку з механічними характеристиками під неруйнівним впливом різних навантажень і розробки методик неруйнівної діагностики і прогнозування міцності та місця майбутнього руйнування виробів.

1.1.3. Вибір методів досліджень динамічної міцності

Існуючі методики і засоби експериментального дослідження динамічної міцності використовуються в інших галузях техніки, наприклад в загальному машинобудуванні [50, 76], часто не можуть бути перенесені в електроніку, так як вносять істотні зміни в масу і жорсткість досліджуваних виробів. Тому першорядним завданням є адаптація та доробка методів для дослідження динамічної міцності виробів електроніки як на стадії їх проектно-розробки, так і на стадії виготовлення, випробування і експлуатації, що дасть можливість об'єктивного аналізу міцнісної надійності та витривалості конструкцій електроніки з метою їх подальшого вдосконалення та доробки.

Особлива увага повинна бути приділена правильній організації і проведенню випробувань на вібрації і удари, так як не менше 40 % від вартості продукції, що випускається припадає на частку її всебічних випробувань. Це відбувається через те, що теоретичні розрахунки, прийняті розрахункові моделі та вихідні дані є приблизними і потребують експериментальне підтвердження.

Розрізняють два види механічних випробувань [48, 50, 76]: стендові, або лабораторні; та натурні – випробування в експлуатаційних умовах. Так, наприклад, найкраща спроектована електронна техніка повинна витримувати вплив вібрації, яка характеризується віброприскоренням 20g в діапазоні частот від 30 до 2000 Гц [11, 77].

Існують такі види механічних випробувань на вібрації та удари [50, 78]: на виявлення резонансних частот конструкції та перевірку відсутності їх в заданому діапазоні; вібростійкість і віброміцність; ударну міцність і ударну стійкість; вплив одиночних ударів; вплив лінійних прискорень.

Для досліджень динамічних деформацій найбільшу практичну цінність та відносну простоту представляють методи на виявлення резонансних частот та методи випробування на вібростійкість і віброміцність.

Для проведення експериментальних досліджень виробів ЕТ використовують випробувальні засоби, які включають вібраційні і ударні стенди, вимірювальну апаратуру і пристосування для закріплення виробів [76]. Випробувальні стенди створюють необхідні механічні дії на досліджувані об'єкти, закріплені на їх рухливих платформах. Вироби на платформі стенду повинні закріплюватися так, щоб збуджуючі навантаження передавалися без спотворень і з мінімальними втратами. При цьому стендові випробування ВЕТ повинні проводитися в умовах, максимально наближених до експлуатаційних. Кріплення виробів до платформи випробувального стенду повинне здійснюватися тим же способом, що і в умовах експлуатації, а контроль за параметрами вібрацій, що задаються, повинен вестися так, щоб забезпечити їх достовірність. Крім того необхідно враховувати, що самі випробувальні стенди можуть мати резонанси в діапазоні частот, в якому ведуться випробування виробів.

Спосіб кріплення ВЕТ вказується в програмі випробувань з урахуванням можливих варіантів її розташування при експлуатації. Проте для забезпечення ефективного контролю стабільності виробництва і виявлення стійкості ВЕТ допускається використовувати й інші способи кріплення. Вироби, які мають власні амортизатори, слід кріпити безпосередньо на них. Час витримки в заданому режимі, як правило, відраховують з моменту досягнення параметрів випробувального режиму.

1. Випробування на виявлення резонансних частот. При розробці нових конструкцій ВЕТ перед вібраційними випробуваннями часто проводять випробування на виявлення резонансних частот цих конструкцій [78]. Такі випробування існують для перевірки механічних властивостей і отримання вихідної інформації при виборі методів досліджень на віброміцність. Резонансні частоти ВЕТ або їх окремих елементів та вузлів знаходять в трьох взаємно перпендикулярних напрямках.

Зазвичай, конструкції випробовуваних ВЕТ є складними механічними коливальними системами, які мають декілька резонансних частот. При аналізі таких конструкцій найбільша увага приділяється знаходженню найвищих резонансних частот, так як на них виникають максимальні напруження та деформації. В разі співпадіння резонансної частоти конструкції з частотою збуджуючої сили виникає явище резонансу, яке супроводжується збільшенням амплітуди коливань більш чим в два рази та зміною їх фази на 90° .

До методів, які використовуються для виявлення резонансних частот можна виділити [50, 78] такі як: електретний; ємнісний; оптичний; п'єзоелектричний та ін.

Електретним методом [78] визначення резонансних частот проводять за допомогою електретних датчиків. Електрет представляє собою поляризований діелектрик. Для визначення резонансних частот електретний датчик повинен бути розміщений на відстані від 1 до 3 мм від випробовуваного зразка. При резонансі зразка збільшується амплітуда його коливань, що викликає збільшення напруги на електретному датчику, яка фіксується по мілівольтметру і осцилографу та записується, наприклад, у персональному комп'ютері. Резонансну частоту вимірюють частотоміром при максимальній нарузі на електреті. Це безконтактний метод, саме тому він придатний для визначення резонансних частот деталей будь-яких розмірів.

В ємнісному методі [78] використовується збільшення сигналу ємнісного датчика при резонансі, який виникає в результаті зміни ємності між нерухомим штучним електродом та віброуючим випробовуваним зразком. При цьому в мережі буде проходити змінний струм, який також як і в електретному методі буде пропорційний швидкості вібрацій. Однак, сама величина динамічного сигналу залежить від відстані між електродом та віброуючою деталлю. Суттєвим недоліком ємнісного методу є його низька завадостійкість та надійність.

Однопроменевий оптичний метод [78] базується на зміні кута лазерного променя відбитого від поверхні віброуючого виробу. Момент, в який настає резонанс, визначають по різкому збільшенню амплітуди вихідного сигналу. Перевагою цього методу є не тільки простота проведення вимірювань, але й висока чутливість, яка обмежується смугою пропускання фотоелектричного помножувача та реєструвальної апаратури.

Найбільш відпрацьованим для виявлення резонансних частот можна вважати п'єзоелектричний метод [78], який оснований на п'єзоелектричному ефекті та полягає в перетворенні механічних коливань в електричний сигнал, який знімається з п'єзоелектричного перетворювача, що закріплюється на випробовуваному зразку. Метод забезпечує достатню точність вимірювань за умови, коли розміри і маса виробу, що випробовується в десять і більше разів перевищують розміри і масу п'єзоперетворювача.

Результати випробувань на виявлення резонансних частот використовують при виборі інших методів механічних випробувань.

2. Методи випробування на вібростійкість та віброміцність. Випробування ЕС на вібростійкість та віброміцність здійснюють такими методами [50, 76]: фіксованих частот; коливальної частоти; методом випадкової вібрації.

Основною умовою, що дозволяє вибрати найбільш раціональний метод випробувань є знання резонансних частот виробу.

Метод випробувань на фіксованих частотах [76] полягає в послідовному впливі гармонійної вібрації певної частоти і амплітуди. Недолік даного методу полягає в тому, що елементи конструкції, власна частота яких випадково збігається з частотою впливу, відчувають значно більші прискорення, ніж елементи, що не знаходяться в стані резонансу. Слід відзначити, що конструкції ЕТ випробовують даним методом, без врахування зазначеної обставини.

Метод коливної частоти [76] на сьогодні є основним методом випробувань на вібростійкість та віброміцність. Суть методу полягає в зміні частоти вібрації в заданому діапазоні – від мінімальної до максимальної та навпаки (цикл коливань), для того щоб послідовно збуджувати резонанси конструкції ЕТ, які знаходяться в області частот випробування. Необхідність не тільки підвищення, а і пониження частоти обумовлена наявністю можливих нелінійних резонансів конструкції випробовуваного виробу, поява яких значною мірою залежить від напрямку зміни частоти вібрації.

При випробуваннях ЕС методом коливальної частоти будь-яка резонансна частота, що відповідає діапазону випробувань, збуджується двічі за цикл коливань. В цьому основна перевага даного методу перед методом фіксованих частот.

3. Засоби проведення вібраційних випробувань. Розглянемо основні засоби, які застосовуються в лабораторних, виробничих і натурних умовах для дослідження динамічних властивостей виробів електроніки.

Стендові випробування ЕТ та її елементів відбуваються на вібраційних та ударних стендах, які наближено відтворюють реальні динамічні навантаження, що діють на електронну техніку при транспортуванні та експлуатації. Норми стендових випробувань повинні відповідати величинам параметрів динамічних навантажень, отриманим при натурних випробуваннях ЕТ. Якщо таких даних немає, то при стендових випробуваннях приймаються орієнтовні, дещо завищені норми, які визначаються виходячи з умов експлуатації.

Віброустановки класифікують за наступними ознаками [48, 76]:

– за способом збудження вібрації: механічні з кінематичним і відцентровим збудженням; електродинамічні; електромагнітні; гідравлічні; гідромеханічні; гідро-електромагнітні; п'єзоелектричні тощо;

– за частотним діапазоном збудження вібрацій: низькочастотні і високочастотні; вузькосмугові і широкосмугові;

– за методом проведення випробувань: на фіксованих частотах і коливальних частотах (для гармонічної вібрації); на широкосмугові з випадковою вібрацією і скануванням смуги частот (для випадкової вібрації);

– за граничними значеннями основних параметрів в заданих діапазонах частот: силі збудження; зусиллю виштовхування; переміщенню; швидкості; корисному навантаженню тощо;

– за кінематичними і конструктивними ознаками: для створення зворотно-поступальної або кутової вібрації; для відтворення вібрації в одному або декількох напрямках (одно- або багатокомпонентні); з вібраційним столом, стрижнями або іншими пристроями для кріплення виробів; стаціонарні або переносні.

Віброустановки з механічним збудженням є низькочастотними [76]. Вони використовуються для довготривалих випробувань в діапазоні частот від 50 до 80 Гц в основному важких або великогабаритних виробів масою від 7 до 100 кг. Підвищення частоти випробувань призводить до швидкого виходу з ладу механізму привода насамперед – підшипників основних вузлів.

Найбільш простими за конструкцією є віброустановки з електромагнітним збудженням [76]. Вони застосовуються для випробувань на фіксованих частотах 50 і 100 Гц. Їхнім недоліком є спотворення синусоїдальної форми коливань, а перевага – практично повна відсутність магнітних полів в зоні випробувань.

В установках з гідравлічним збудженням [50] гідросистема слугує для перетворення та підсилення вібрації, яку отримують від задаючого пристрою первинного збуджувача: механічного, електродинамічного або електромагнітного типу. Віброустановки, в яких застосована гідравлічна система, достатньо ефективні на дуже низьких частотах від 0,01 до 1 Гц з великими значеннями збудливого зусилля до 10^6 Н. При цьому в деяких

конструкціях максимальна амплітуда вібрації може досягати 200 мм. Гідравлічні вібро-установки головним чином застосовують для випробування виробів великої маси та габаритів у відносно вузькому діапазоні низьких частот.

П'єзоелектричні установки [76] працюють в області високих частот, зазвичай більше 1000 Гц, та малих амплітуд вібрацій. Їх використовують лише в калібрувальній апаратурі та в системах для дослідження резонансних частот конструктивних елементів ЕС. Практика показала, що найбільш досконалими є установки з електродинамічним збудженням [79, 80]. Їх відрізняє широкий діапазон відтворюваних частот, висока спрямованість вібрації (малі поперечні складові вібрації), низький коефіцієнт нелінійних спотворень, невеликі магнітні поля в зоні випробувань. Застосування спеціальної апаратури керування дозволяє реалізувати всі основні режими випробувань.

Слід зазначити, що датчики, застосовувані для вимірювання віброшвидкості, володіють, як правило, цілим рядом недоліків, таких, зокрема, як значна маса і, як наслідок цього, обмежений частотний діапазон вимірювання [80–82]. Варто також враховувати, що при переході до контролю і нормування вібрацій за спектром ці датчики стають непридатними для сполучення із сучасною електронною вібровимірювальною апаратурою. Таким недоліком володіють і датчики для вимірювання амплітуд вібропереміщень [81].

Як вказано у роботах [81, 82], вібровимірювальні перетворювачі підрозділяють на дві групи, робота яких заснована на кінематичному і динамічному принципах вимірювання.

До першої групи відносять прилади, які дозволяють виконувати вимірювання відносно нерухомої системи координат. До таких приладів відносяться оптичні пристрої: мірний клин, мікроскопи, стробоскопи, інтерферометри. Їх відрізняє простота. Однак область оптичних вимірювальних приладів обмежується частотою від 500 до 1000 Гц [82].

До другої групи відносять прилади, робота яких заснована на динамічному принципі вимірювання. Ця група приладів за принципом дії має два класи: активні чи генераторні (утворюють електрорухоми силу) і пасивні чи параметричні, які змінюють будь-який параметр електричного ланцюга і, відповідно, величину струму в ньому. До активних перетворювачів відносять електродинамічні, електромагнітні і п'єзоелектричні датчики.

До параметричних перетворювачів відносяться індуктивні, ємнісні, потенціометричні, резистивні та інші датчики.

Електродинамічні датчики є генераторними [33]. За принципом дії вони подібні до електродинамічних мікрофонів. Датчики широко застосовують для вимірювання параметрів вібрації в діапазоні частот від декількох десятків (іноді одиниць) до декількох сотень герц. Їх переваги – простота конструкції, надійність, стабільність, досить добра заводо-захищеність. Недоліки – обмежений частотний діапазон, великі габаритні розміри і маса.

Електромагнітні датчики мають якісні показники, які можна порівняти з показниками електродинамічних датчиків [81]. При коливаннях датчика в вертикальному напрямі внаслідок інерційності маси змінюється повітряний зазор в магнітопроводі, що призводить до зміни магнітного потоку і, відповідно, до появи електрорушійної сили в котушці. Електрорушійна сила пропорційна швидкості руху датчика.

П'єзоелектричні датчики відрізняються найбільш високою серед генераторних датчиків чутливістю, підвищеною механічною міцністю і можуть працювати в широкому діапазоні частот від 10 Гц до 20 кГц [76, 77]. Діапазон вимірюваних прискорень – від 0,3 до 500 g. Перетворюючий елемент акселерометра складається, як правило, з двох п'єзоелектричних дисків, на яких закріплена важка маса. Ця маса попередньо навантажена жорсткою пружиною. При вібраціях маса створює змінні зусилля на п'єзоелементи, пропорційні віброприскоренню.

До переваг п'єзоелектричних перетворювачів відносяться висока чутливість, лінійність характеристик перетворювача в широкому діапазоні частот, малі габарити і маса, мала чутливість до електричних та магнітних полів, до недоліків – нестабільність коефіцієнта перетворення і низькі перешкодзахисні властивості.

Індуктивні датчики відносяться до параметричних [76, 81, 82]. Змінним параметром датчика є індуктивність, яка залежить від положення феромагнітного сердечника в котушці. Зміна індуктивності датчика під дією вібрації пропорційна зміщенню датчика. До переваг індуктивних датчиків відносяться підвищені перешкодзахисні властивості, висока надійність і застосування для вимірювання параметрів вібрації в діапазоні частот від 0 до 500 Гц. До недоліків – необхідність живлення ланцюга датчика змінним струмом і балансування перед вимірюванням. Великі габарити і вага індуктивних датчиків обмежують можливості їх застосування в електроніці.

Ємнісні датчики використовуються для вимірювання вібраційних переміщень від 1 до 500 мкм у діапазоні частот від 50 Гц до 2 кГц [80]. Датчики являють собою конденсатори, в яких рухомим електродом, зазвичай, є поверхня деталі, яка коливається. При коливанні датчика у вертикальному напрямку змінюється відстань між обкладками конденсатора і, відповідно, його ємність. Вихідний сигнал з ємнісного датчика, як правило, необхідно підсилувати. Вони громіздкі та мають низьку перешкодзахисні властивості і, як наслідок цього, ємнісні датчики застосовують лише в тих випадках, коли іншими датчиками вимірювання провести неможливо.

Потенціометричні датчики за амплітудно-частотними характеристиками застосовуються для вимірювання низькочастотних вібрацій (до 30 Гц) і максимального прискорення до 10 g [82]. Датчики завадостійкі, мають велику потужність вихідного сигналу і не вимагають його підсилення. Однак мають досить велику вагу (до 1,5 Н). Крім того, наявність ковзного контакту знижує стійкість вихідного сигналу датчика до ударів та вібрацій.

Тензометричні датчики застосовують для вимірювання вібрацій в широкому діапазоні частот від дольових герц до 20 кГц [31]. Вимірюються вібрації такими датчиками або безпосередньо по величині деформації дослідної деталі, або за допомогою приладів інерційної дії, в яких тензодатчики реєструють деформацію пружного підвісу. Тензодатчики мають дуже малі габарити та вагу, а тому можна застосовувати їх для вимірювання вібрацій малогабаритних елементів, не впливаючи на частоту власних коливань дослідних деталей. Сьогодні застосовують дротяні, фольгові і напівпровідникові тензодатчики. Недолік тензодатчиків полягає в тому, що з їх допомогою записуються деформації, а не переміщення, а крім того, потрібним є надійне екранування дровів.

1.2. Розрахунково-експериментальні методи оцінки впливу статичних і динамічних навантажень на вироби електронної техніки

Відгуком, або реакцією конструкції на механічні дії називають трансформацію і перетворення енергії механічного збудження. До них відносяться механічні напруження в елементах конструкції, переміщення елементів конструкції і їх зіткнення, деформації та руйнування конструктивних елементів, зміни властивостей і параметрів конструкції.

За незначних механічних впливах в елементах конструкцій виникають пружні деформації, що не позначаються на працездатності апаратури. Збільшення навантаження призводить до появи залишкової деформації і за певних умов – руйнування конструкції, яке може наступити і при навантаженнях, багато менших граничних значень статичної міцності матеріалів, якщо конструкція буде піддаватись знакозмінному навантаженню.

Відмови апаратури бувають відновлюваними після зняття або ослаблення механічної дії (зміна параметрів компонентів, виникнення електричних шумів) і не відновлюваними (обриви і замикання електричних з'єднань, відшаровування провідників друкованих плат, порушення елементів кріплення і руйнування несівних конструкцій). Ці відмови можна поділити на дві групи.

До першої групи можна віднести відмови, які пов'язані із статичними деформаціями монтажних плат. Ці деформації приводять до руйнувань конструкцій через перевищення допустимих значень напружень чи деформацій.

Друга група відмов викликана ефектами накопичення пошкоджень через зношування і втому матеріалів, з яких складаються елементи, контактні вузли, виводи, плати і т.п., що підпадає під дію вібрацій та ударів, які перевищують допустимі норми.

1.2.1. Оцінка напружено-деформованого стану та міцності несівних конструкцій електронної техніки

При розробці конструкції ЕТ необхідно забезпечити необхідну жорсткість і механічну міцність її елементів. Жорсткість конструкції представляє собою відношення діючої сили до деформації, викликані цією силою [83, 84]. Під міцністю конструкції розуміють навантаження, яке може витримати конструкція без залишкової деформації або руйнування [83, 84].

Підвищення міцності конструкції ЕТ [85] пов'язано з посиленням її конструктивної основи, застосуванням ребер жорсткості, конструювання болтових з'єднань і т.д. Особливе значення має підвищення міцності несівних конструкцій і їх вузлів методами заливки та захисного покриття.

Механічну міцність елементів конструкції перевіряють методами опору матеріалів і теорії пружності для найпростіших конструкцій з розподіленим та змішаним навантаженням. У більшості практичних випадків конструкції деталей ЕТ мають більш складну конфігурацію, що ускладнює визначення їх напружень. При розрахунках складну деталь заміняють її спрощеною моделлю: балкою, пластиною, рамою [4, 84].

До балок відносять тіла, довжини яких значно перевищують всі інші геометричні розміри конструкції. Кінці балок затискаються (зварюванням, пайкою), спираються шарнірно-рухомо (установкою в напрямні) або шарнірно-нерухомо (одиначне гвинтове з'єднання). Пластинами вважають тіла прямокутної форми, товщина яких мала в порівнянні з розмірами основи. До подібних конструкцій відносять друковані плати, стінки кожухів приладів, стійок, панелей та інших подібних конструкцій. Жорстке закріплення краю пластин здійснюється пайкою, зварюванням, затискачем, гвинтовим з'єднанням; шарнірне закріплення – установкою пластин в направляючі, гніздовий рознім. Рамними конструкціями моделюються багатовиводні компоненти: мікросхеми, реле та ін.

При проектуванні конструкції виконують:

- перевірочні розрахунки, коли форма і розміри деталі відомі (виявлені при конструюванні);
- проектні розрахунки, коли розміри небезпечних перетинів невідомі і їх визначають на основі обраних допустимих напружень;
- розрахунки допустимих навантажень за відомими небезпечними перетинами і допустимими напруженнями.

Розрахунок може включати різні типи аналізу: статичний аналіз напружень/переміщень, динамічний аналіз напружень/переміщень, поєднаний аналіз тепломеханіки тощо.

Теоретичні методи розрахунку механічної міцності виробів ЕТ розглядаються в роботах [4, 86–89]. Ці методи можуть привести до точних результатів тільки в тих випадках, коли математична модель досить добре відображає реальну дійсність, а викорис-

товувані константи є достатньо точними. Однак, як зазначається в роботі [90, 91], в цьому випадку розрахунок стає настільки складним, що практично, не може бути доведений до числового результату. Тому в ряді робіт [3, 4] наводяться наближені формули для розрахунку механічних напружень. Але ці формули, або не враховують таких важливих характеристик, як модуль пружності і коефіцієнт Пуассона сполучених матеріалів і їх зміну від дії температури, або, як в [91], застосовувані тільки при стаціонарних температурних режимах, або, як в [90], засновані на не зовсім коректних умовах сумісності деформацій тощо.

У роботах [13, 86, 87, 92] велика увага приділяється фізико-механічним процесам, які відбуваються в тілі електронного компонента під дією механічного навантаження. Однак тут не розглядається взаємодія електронних компонентів з елементами несучих конструкцій.

Важливі теоретичні висновки і рекомендації наведені в роботах [5, 6]. Тут вказано на залежність від форми і взаємного розташування деталей, різних видів деформацій і напружених станів, обґрунтовано необхідність застосування демпфуючих матеріалів, наведені функціональні залежності основних параметрів полімерів від різних кліматичних факторів. Однак формули і рекомендації, наведені в цих роботах, також носять більше якісний і описовий характер.

У роботах [93, 94] розглядається розрахунок напружень, що виникають в осесиметричних корпусах, методами будівельної механіки [95–97]. Герметичність корпусу забезпечується силами зчеплення компаунда і контактним тиском в місці поєднання ковпачка з підкладкою. Розміри ковпачка такі, що його слід розраховувати за схемою тонкостінної оболонки.

Незначна кількість робіт та нормативних документів-стандартів описує напружено-деформований стан друкованих плат, який виникає в процесі виготовлення основи друкованих плат та монтажу електронних компонентів.

Стандарт [98, 99] встановлює загальні вимоги і норми конструювання для формування виводів та встановлення електронних компонентів на друковані плати при конструюванні і виробництві радіоелектронних засобів (РЕЗ) з міркувань забезпечення тепловідводу в процесі пайки і не вказує вимог щодо забезпечення міцності друкованих вузлів і зменшення деформацій спровокованих самою пайкою.

З іншого боку, основи друкованих плат [100] можуть мати викривлення одразу після виготовлення [101] і на такі плати може здійснюватись монтаж електронних компонентів. В стандарті [102] застосовують дві характеристики для оцінки площинності друкованих плат: згин і скручування. Також існують інші підходи для оцінки площинності [101]. Однак слід зазначити, що в результаті деформації друкованої плати, або розрівнювання деформованої плати із встановленими компонентами, в останніх виникають напруження, які, досягнувши деякого значення, можуть порушити нормальну роботу виробу. На відміну від стандартних методів, важливим є не тільки вимір ступеня деформованості основи друкованої плати, а й врахування передачі деформації від основи об'єднувальної плати до електронних компонентів змонтованих на ній.

У роботі [12] пропонуються методи зменшення якщо не уникнення виникнення деформацій за рахунок проектування рисунка нанесення покриття: баланс міді, симетричність покриття, імерсійні покриття тощо. Використання несиметричної структури веде до неприпустимо великого згину плати, а плата з хорошим балансом міді по всій по поверхні істотно знижує величину деформацій. Такий підхід зменшення деформування основи друкованих плат на етапі проектування не враховує подальший вплив монтажу електронних компонентів на їх поверхні і умови монтажу самої плати в корпусі РЕЗ, та умови експлуатації останнього.

У роботі [13] моделювання НДС для плат різних типорозмірів при любых способах їх закріплення в блоках РЕЗ показує, що при теплових впливах відбувається викривлення плати, що супроводжується її згином. Рекомендується застосовувати модель, основу на методі кінцевих елементів, реалізовану в програмному комплексі ANSYS, яка враховує розташування і кріплення ЕК до плати. Ця модель дозволяє визначати найбільш навантажені зони, в яких можливе утворення і розвиток дефектів, в тому числі і латентних. Цей метод може призвести до точних результатів тільки в тих випадках, коли математична модель досить добре відображає реальні умови експлуатаційного навантаження, а використовувані фізико-механічні характеристики досить точні.

При роботі ЕТ в широкому температурному діапазоні з циклічними впливами, внаслідок різниці температурних коефіцієнтів лінійного і об'ємного розширення різних конструктивних елементів з різних матеріалів, виникають циклічні напружено-деформовані стани, що призводять до втомних змін в таких елементах конструкції, як провідники, металізація перехідних отворів, паяні і клейові з'єднання, напівпровідникові кристали, плати і підкладки. Саме вони призводять до механічних і електричних руйнувань і відмов після певного часу роботи [86].

Напружений і деформований стани зазвичай можна вивчити з більшою точністю, ніж оцінити небезпеку цих станів. Іншими словами, з двох основних етапів оцінки міцності, якими є встановлення напруженого і деформованого стану, а також відповідних температурних полів та оцінка небезпеки, тобто розрахунок на міцність, – другий етап є менш вивченим, ніж перший [103, 104].

Головною метою всіх розрахунків довговічності є визначення здатності матеріалу чинити опір втоми [87, 92, 105].

Розрахунок деформацій протягом періоду експлуатації зазвичай пов'язаний з процесом виникнення тріщин (моделюванням розвитку дефектів) з урахуванням зміни граничних умов в даному елементі конструкції і перестроювання розрахункової сітки при зміні розмірів дефекту [88, 89, 106], в той час як розрахунок напружень враховує повний життєвий цикл виробу і не розрізняє процесів виникнення і зростання тріщин [107].

До особливостей методів розрахунку на міцність можна віднести те, що не враховується вплив деградації властивостей матеріалу внаслідок накопичення пошкоджень, при аналізі НДС розглянутих елементів конструкцій [108].

Для проектування конструкцій та моделювання НДС ЕТ звичайним стало використання програмних комплексів [106, 107, 109–112]: CAD-систем (Computer-Aided Design) і CAE-систем (Computer-Aided Engineering). Прикладами CAD-систем являються такі продукти, як AutoCAD, Revit, SolidWorks, КОМПАС, CAE-систем – ANSYS, NASTRAN, ABAQUS, засновані на методі кінцевих елементів комплекси КОМПАС, SCAD, Ліра. Використання цих систем дозволяє підприємствам істотно економити матеріальні і тимчасові витрати на натурних випробуваннях макетів виробів за умови достатньої точності і достовірності у виборі фізико-механічних характеристик матеріалів і прикладених навантажень.

Рішенням задачі моделювання механічних процесів в конструкціях приладів і систем займалися такі фахівці, як Маквецов Е. Н., Тартаковський А. М., Кофанов Ю. М., Ройзман В. П., Кришук В. Н., Талицький Е. Н. та ін. Дослідження на міцність конструкцій електромеханічної спрямованості, розробка і проектування, компонування без браку і з великим якісним і кількісним запасом міцності є пріоритетним напрямком розвитку технічної інфраструктури. Найбільш цікавим, в плані нових можливостей, є розвиток технологічної складової для більш широкого застосування методів неруйнівного контролю при виробництві та тестуванні ЕТ. З огляду на потенційно широку область застосування даних методів у розвитку електронної промисловості, розробка універсального обладнання для

тестування ЕТ повинна займати одне з ключових місць в технічному удосконаленні способів контролю.

Завершуючи аналіз існуючих методів оцінки міцності ВЕТ, слід відмітити, що відомі теорії міцності не завжди можуть об'єктивно оцінювати працездатність конструкції з тієї причини, що залежно від напруженого стану багато матеріалів можуть змінювати свої властивості (наприклад, переходити з крихкого стану в пластичне і навпаки [83–85, 113, 114]). Тому оцінка реальних коефіцієнтів запасу міцності досліджуваних конструкцій ВЕТ на сьогодні можлива тільки при експериментальному дослідженні натурних об'єктів з подальшою обробкою отриманих результатів методами математичної статистики.

1.2.2. Оцінка міцності виробів електронної техніки під дією динамічних навантажень

Розрахунок деталей і конструкцій на динамічне навантаження є набагато складнішим, ніж розрахунок на статичне. Складність полягає, з одного боку, в більш складних методах визначення внутрішніх зусиль і напружень, що виникають від дії динамічного навантаження, а з іншого – в більш складних методах визначення механічних властивостей матеріалів при динамічному навантаженні [83, 85]. Наприклад, при дії ударного навантаження багато матеріалів, які при статичній дії виявлялися пластичними, працюють як крихкі. При багаторазово повторюваному змінному навантаженні міцність матеріалу різко знижується. Вплив прискорень деталей на напружений стан матеріалу враховується введенням так званих сил інерції, запозичених з курсу теоретичної механіки [83, 85].

Відомо, що якщо тіло рухається з прискоренням, то на нього передаються сили (тиск) від інших тіл, а за законом рівності дії і протидії воно передає на ці тіла рівні прикладеним силам, але протилежні за напрямом реакції, названі силами інерції. Це міркування можна застосувати до кожного елемента тіла, що рухається з прискоренням; цей елемент буде передавати на прилеглі частини матеріалу зусилля, рівні так званій «силі інерції».

Загальний метод розрахунку на динамічне навантаження заснований на відомому з теоретичної механіки принципі Даламбера [115]. Згідно з цим принципом всяке рухоме з прискоренням тіло може розглядатися як таке, що в стані миттєвого рівноваги, якщо до діючих на нього зовнішнім силам додати силу інерції, що дорівнює добутку маси тіла на його прискорення і спрямовану в бік, протилежний прискоренню. Таким чином, принцип Даламбера дозволяє динамічні завдання зводити до статичних. Знайшовши сили інерції, можна без всяких обмежень застосовувати метод перетинів і для визначення напружень використовувати рівняння рівноваги. Якщо ж визначення прискорень, а, значить і сил інерції, важко, як, наприклад, при ударі, коли прискорення залежить від деформації, то для визначення динамічних напружень і деформацій (при ударі) використовується закон збереження енергії. Правда в цьому випадку розрахунок є досить наближеним.

Основними параметрами будь-якої конструкції з позиції реакції на механічну дію є маса, жорсткість та механічний опір (демпфірування) [83, 85]. При аналізі впливу вібрацій на конструкції модулів та блоків ЕТ останні представляють у вигляді системи із зосередженими параметрами, в якій задані маса виробу, елемент жорсткості у вигляді пружини і елемент механічного опору у вигляді демпфера. Таким чином, створюються одномасові коливальні системи (див. рис. 1.2, а).

У теорії коливань двомасових систем (див. рис. 1.2, б) показується, що можна за допомогою однієї з мас, що коливаються протифазно, гасити коливання іншої, пов'язаної з нею пружиною. На цьому заснована робота динамічного гаситель коливань.

За необхідності побудови більш складних моделей, наприклад пластини з встановленими на ній модулями, можна скористатися багато-масовою моделлю (див. рис. 1.2, в), і отримати модель системи з розподіленими параметрами.

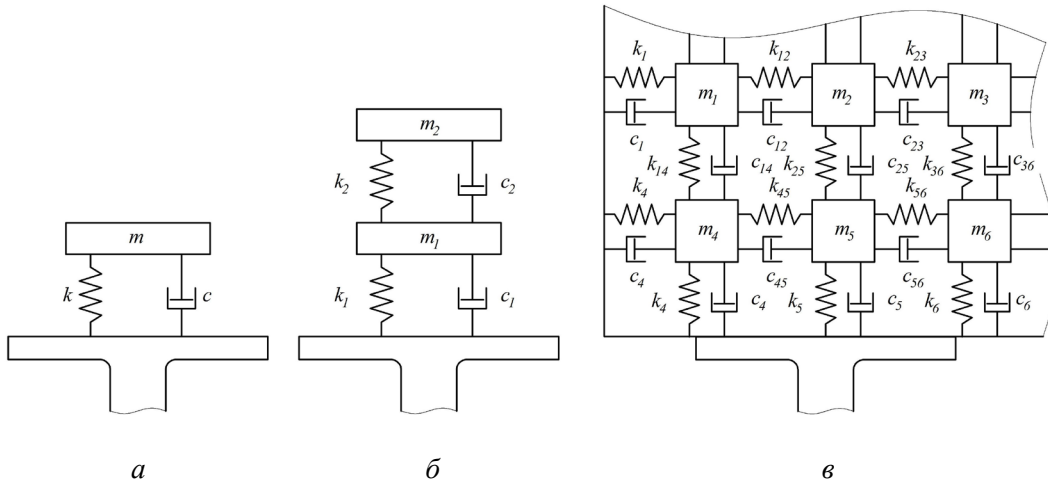


Рис. 1.2. Коливальні система: а) одномасова; б) двомасова; в) багатомасова

Складність створення таких моделей пояснюється тим, що і елементи конструкції корпусу і друковані плати мають свої резонанси і підвищені на них деформації і напруження. Нарешті, через місця кріплення електронних компонентів до плати вібрації передаються на ці компоненти, які також можуть мати свої резонанси і підвищені на них вібрації. У цій багатомасовій коливальній системі кожен елемент виступає і як маса, і як жорсткість, і як збудник і як гаситель коливань, причому зі збільшенням амплітуди коливань в них можуть втягуватися сусідні деталі та елементи, змінюючи, таким чином, параметри коливальної системи: маси, жорсткості, демпфірування.

Найважливішим показником механічної системи є число степенів вільності, що визначають положення системи в просторі в будь-який момент часу. Розглядається число степенів вільності конструкції залежить від ступеня її спрощення, тобто модель повинна певною мірою відображати реальну конструкцію і бути досить простою для дослідження.

По відношенню до об'єктів, які піддаються впливу вібрацій застосовують два поняття: вібраційна стійкість та вібраційна міцність. Вібростійкість визначає ступінь чутливості техніки до динамічних навантажень. Вона характеризується значеннями амплітуд, прискорень і частот вібрації, при яких не порушується нормальне функціонування апаратури. Віброміцність визначає здатність техніки витримувати без руйнування тривалі вібраційні навантаження. Вона характеризується максимальними амплітудами прискорень, власними частотами коливання апаратури і її окремих елементів, демпфірувальними властивостями матеріалу конструкції і тривалістю дії вібраційного випробування.

При проведенні перевірочних розрахунків на пружні коливання [84, 108] з урахуванням напрямку впливу вібрацій виділяють деталі і вузли, що мають найбільші деформації, вибирають розрахункові моделі, розраховують власні частоти, визначають навантаження і порівнюють отримані значення з границями міцності обраних матеріалів, при необхідності приймають рішення про підвищення міцності конструкції.

Для збільшення віброміцності в конструкції окремих елементів вводяться додаткові кріплення, ребра і рельєфи жорсткості, видавлення, використовуються матеріали з високими демпфірувальними властивостями, демпфірувальні покриття.

Зовнішні вібраційні впливи часто задаються досить вузьким діапазоном частот. В правильно сконструйованій апаратурі власна частота конструкції не повинна перебувати в діапазоні частот зовнішніх впливів. Хоча будь-яка конструкція володіє декількома значеннями власних частот, однак розрахунок виконується тільки для нижчих значень,

оскільки деформації конструкцій в цьому випадку будуть максимальними. Якщо нижнє значення власної частоти входить в діапазон зовнішніх впливів, то конструкцію допрацьовують з метою збільшення її власної частоти і виходу з діапазону частот зовнішніх впливів [116].

Під жорсткістю конструкції розуміється здатність системи (елемента, деталі) протистояти дії зовнішніх навантажень з деформаціями, що не допускають порушення її працездатності. Кількісно жорсткість [83, 85] оцінюється коефіцієнтом жорсткості $k = P/\Delta l$, де P – діюча сила; Δl – максимальна деформація. Конструкцію можна представити у вигляді сукупності елементів (деталей), кожен з яких працює як балка певної довжини і перетину, закріплена на одному або обох кінцях. Відомо, що жорсткість затисненої на одному кінці балки, що знаходиться під впливом зосередженого навантаження, обчислюється за виразом ES/l при роботі балки на розтяг або стиск і за виразом $3EJ/l^3$ при роботі балки на згин (E – модуль пружності матеріалу балки; S – площа перерізу; J – осьовий момент інерції; l – довжина балки). Чим більше модуль пружності матеріалу, тим вище жорсткість балки. Жорсткість конструкції залежить від довжини, форми і розмірів поперечного перерізу балки.

Вібрації, спрямовані ортогонально до площини друкованої плати, поперемінно згинають [83] її і впливають на механічну міцність встановлених на ній мікросхем і компонентів. Якщо компоненти вважати жорсткими, то згинатися будуть їх виводи. Більшість відмов компонентів відбувається через поломки паяних з'єднань виводів з платою. Найбільш жорсткі дії мають місце в центрі плати, а для прямокутних плат ще й при орієнтації тіла елемента уздовж короткої сторони плати. Приклеювання компонентів до плати значно покращує надійність паяних з'єднань. Захисне лакове покриття товщиною 0,1–0,25 мм жорстко фіксує компоненти і збільшує надійність ЕТ.

Механічні напруження на паяні з'єднання від впливу вібрацій можна зменшити [77–79]: збільшенням резонансних частот, що дозволяє зменшити прогин плати; збільшенням діаметра контактних площадок, що підвищує міцність зчеплення контактної площадки з платою; підгинанням і укладанням виводів компонентів на контактну площадку, що збільшує довжину і міцність зчеплення паяного з'єднання; зменшенням добротності плати на резонансі її демпфуванням багат шаровим покриттям лаку.

При впливі вібрацій можливо відгвинчування кріпильних елементів, для запобігання якого вводять фіксатори, збільшують сили тертя, встановлюють кріплення на фарбу тощо. При виборі методів фіксації кріпильних елементів повинні враховуватися такі міркування: забезпечення міцності з'єднання при заданих навантаженнях і кліматичних впливах; швидкість виконання з'єднання, його вартість; наслідки, до яких призведе відмова з'єднання; термін служби.

Слід брати до уваги можливість заміни зношених або пошкоджених деталей, використовувати замість гвинтових пар швидко-сполучувані елементи: петлі, засувки тощо. Болти повинні бути орієнтовані головою вгору, щоб при відгвинчуванні гайки болти виявлялися на установчому місці. Рекомендується застосовувати кілька великих кріпильних деталей замість великого числа малих. Число обертів, необхідних для затягування або відпускання гвинта, має бути не менше 10.

При коливаннях в конструкціях виникають змінні напруження і конструкції можуть руйнуватися при навантаженнях, значно менших граничної статичної міцності матеріалів через появу мікротріщин, на зростання яких впливають особливості кристалічної структури матеріалів, концентрації напружень в кутах мікротріщин, умов навколишнього середовища. По мірі розвитку мікротріщин поперечний переріз деталі послаблюється і в певний момент досягає критичної величини – конструкція руйнується [18, 50, 65, 78].

Якщо маса виробу не є критичним фактором, то конструкцію зміцнюють, використовуючи матеріали з запасом міцності, уникають введення отворів, надсічок, зварних швів,

ведуть розрахунки конструкцій методом найгіршого випадку [18]. Конструктивну цілісність апаратури і захист від механічних впливів забезпечує конструкційний матеріал, який повинен задовольняти заданим механічним і фізичним властивостям, володіти легкістю в обробці, корозійну стійкість, низькою вартістю, мати максимальне відношення міцності до маси тощо. Залежно від складності несівну конструкцію виконують у вигляді єдиної деталі, або сполученої, що включає декілька деталей, об'єднаних в єдину конструкцію різними або нерозніжними з'єднаннями. В сучасній апаратурі із застосуванням мікросхем маса несівних конструкцій досягає 70 % від загальної маси ЕТ. Основний шлях до зниження маси виробів – полегшення несучих конструкцій при одночасному забезпеченні ними вимог міцності і жорсткості [50].

Термін служби конструкції при дії вібрації визначається числом циклів до руйнування, яке може витримати конструкція при заданому рівні механічного навантаження. Втомні характеристики матеріалів виявляються на групі зразків при знакозмінному періодичному навантаженні.

Натурні конструкції електронної техніки представляють собою складні багато-зв'язні коливальні механічні системи, в яких кожен з елементів є і жорсткістю і масою і збудником і гасителем коливань. І спроби визначити за креслеником такої конструкції, яка не має вивчених аналогів, кількісні характеристики мас, жорсткостей, демпфірування, що входять у вигляді коефіцієнтів в рівняння для розрахунку форм і частот коливань, часто виявляються невдалими. Це приводить до неточності рішень і компрометує найсучасніші методи розрахунку. Тому велике значення мають експериментальні дослідження.

1.2.3. Захист виробів електронної техніки від зовнішнього навантаження

Найбільша кількість відмов ЕТ доводиться на частку механічних факторів впливу, тому підвищення надійності елементів ЕТ саме в цьому напрямку є важливим науково-практичним завданням, якість вирішення якого безпосередньо залежить від глибини розуміння тих механізмів, які відбуваються в електронних компонентах при впливі вібраційних навантажень [18].

Діючі навантаження можуть призводити до руйнування окремих деталей і вузлів радіоелектроніки (резисторів, конденсаторів, плат, плоских мікромодулів і інших деталей) або до зміни радіотехнічних параметрів електронних компонентів і вузлів (розбалансування контурів, мікрофонний ефект тощо), що призводить до зниження точності роботи апаратури і перешкод в каналах передачі інформації або до відмов виробів. Наприклад, у радіолокаційних і скануючих антен можливі відхилення дзеркала через вібрації елементів приводу і люфтів в з'єднаннях, в результаті чого можуть виникати періодичні відхилення антени від її нормального положення, коливання дзеркала і опромінювача, що може привести до повного порушення функціонування.

Серед багатьох відомих методів захисту електронної техніки від дії зовнішніх факторів, зокрема деформацій, вібрацій, ударів, широкого діапазону температур та перепадів атмосферного тиску, можна виділити методи, які працюють за такими принципами як ізоляція та/або поглинання вказаних факторів, наприклад: герметизація в жорсткому корпусі; герметизація заливкою або покриттям; віброізоляція і вібродемпфування [117–120] тощо.

Більш повно питання теорії і практики віброзахисту приладів і машин розглянуті в шеститомному довіднику [50]. Цими роботами та іншими [43, 118–121] була підготовлена база для розробки методів оцінки стійкості ЕС до механічних впливів, а також науково обґрунтованих методів захисту від них.

Представлення коливання систем з одним ступенем вільності дозволяє усвідомити ідею віброзахисту і віброізоляції.

Нехай необхідно ізолювати обладнання від віброуючої машини, встановленої в цій споруді або навпаки нехай електронний прилад (рис. 1.3) потрібно захистити від шкідливих вібрацій основи, на якому він встановлений, під час транспортування або коливань машин, що працюють поблизу нього.

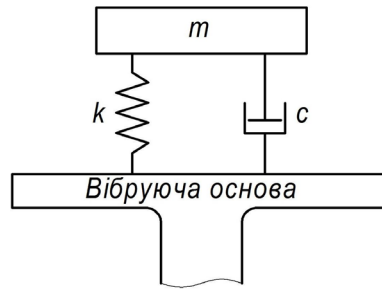


Рис. 1.3. Схема ізоляції від віброуючої основи

Нагадаємо, що в першому випадку збурення коливань називається силовим, а в другому кінематичним. Але, як буде далі показано, обидва ці випадки описуються одними і тими ж рівняннями і мають однакові амплітудно-частотні характеристики. Ми просто розглядаємо дві точки зору на одну й ту саму проблему і необхідні рішення можна знайти, розглядаючи амплітудно-частотні характеристики (без загасання і зі загасанням коливань).

Так як лише пружини стикаються з основою, то єдиною силою яка передається туди або звідти може бути kz – сила пружності пружин (при відсутності згасання), де k – жорсткість пружини, z – переміщення вантажу відносно основи. Якби не було пружини, тобто $k = \infty$, то вся сила збурювання передавалася б на основу або з основи на прилад. А в ідеальному випадку, в якому ця сила не передавалася б, жорсткість пружини k повинна дорівнювати нулю, тобто основа і маса повинні бути взагалі відокремлені один від одного, що практично, звичайно ж неможливо. Тому чим менше жорсткість пружини, або чим більше відношення Ω/ω , тим менше коефіцієнт передачі.

З фізичної точки зору це означає, що у випадку коли $\Omega/\omega < 1$ сила і рух знаходяться у фазі. При дуже малій частоті вимушених коливань або руху підвісу кінець пружини переміщається вгору і вниз дуже повільно, і вантаж масою m слідує (повторює) цей рух і сама пружина залишається розтягнутою на статичне переміщення, і не розтягнутою від коливань. Далеко за резонансом верхній кінець пружини рухається настільки швидко, що вантаж не встигає слідувати цьому руху і залишається в спокої, а тоді відносний рух буде такий же, як рух верхнього кінця. Тому необхідно робити пружини якомога м'якше (звичайно, не до такої міри, щоб вантаж їх стиснув і «сів» на основу) і відводити частоти експлуатації або захисту в зарезонансну область, хоча б на 30 % вище резонансних частот.

У разі застосування пружин і амортизації передана сила виходить не тільки за рахунок сили пружності пружини kz_0 , але і за рахунок сили затухання $C\Omega \cdot z_0$, так як ці сили знаходяться не в фазі, а під кутом 90° .

Таким чином, для забезпечення віброзахисту або віброізоляції незалежно від виду збурення (силового або кінематичного) параметри системи слід вибирати такими, щоб власна частота коливань системи була значно менше частоти збуджуючої сили. Дія вібрації на об'єкт, що захищається або основу зменшиться, якщо частота вібрацій Ω буде більше в $\sqrt{2}$ раз від частоти вільних коливань тіла, причому, чим менше демпфірування в

системі, тим ефект віброзахисту або віброізоляції вище. Втім, останнє твердження має обмежений характер, так як при меншому демпфіруванні будуть великими амплітуди при резонансі, що вкрай небажано, і крім того при обліку нелінійних факторів це часто не підтверджується, тому на практиці демпфірування майже завжди бажано.

Якість амортизації визначається коефіцієнтом динамічності [50, 84], тобто відношенням амплітуд віброшвидкостей або віброприскорень основи, до якого кріпиться виріб через амортизатори до аналогічних параметрів вібрацій самого виробу. Природно, що цей коефіцієнт залежить і від співвідношення частоти збуджуючих коливань до власної частоти коливань виробу на амортизаторах.

У зв'язку з тим, що сучасна ЕТ, яка експлуатується на літальних апаратах, крім вібрацій піддається і ударам, то створення або підбір амортизаторів, які ефективно захищали б апаратуру і від ударів і від вібрацій є достатньо складним завданням, бо такий амортизатор повинен задовольняти ряду вимог, які не узгоджуються один з одним.

Зазвичай все різноманіття амортизаторів ділять на три групи в залежності від власної частоти [117, 120, 122]. До першої низькочастотної групи належать амортизатори, у яких власна частота коливань при номінальному статичному навантаженні, яке діє в осьовому напрямі, не перевищує 3–4 Гц; до другої – середньо-частотної – 8–10 Гц, і до третьої – високочастотної – 20–25 Гц. Діапазон частот сил збурювання, які повинні гасити амортизатори для першої групи складає 5–2500 Гц, другої – 15–2500 Гц, третьої – 25–2500 Гц.

Звичайно, можуть бути і амортизатори спеціального призначення. Всі вони повинні стійко працювати при віброперевантаженнях до 15 g і ударних прискореннях до 12 g. Бажано, щоб конструкція амортизатора мала можливість установки і роботи, як в опорній так і в підвісній схемах установки виробів, а також під кутом.

Деякі фірми при проектуванні РЕА користуються узагальненими наближеними даними, наведеними в таблицях 1.2–1.5, запозиченими з різних джерел.

Таблиця 1.2

Характеристика вібрацій, що діють на апаратуру, встановлену на рухомих об'єктах

Джерело вібрації	Характеристика вібрацій
Транспортні засоби колісного типу	Частоти збуджуючих коливань підвіски машини 2–10 Гц, кузова 8–15 Гц, прискорення 1 g, частоти збудження двигуна 20–60 Гц
Транспортні засоби гусеничного типу	Ударно-порушувані вібрації в діапазоні частот 400–700 Гц, амплітуда коливань на низьких частотах $\pm 0,25$ мм
Корабель	Частоти збуджуючих коливань і прискорення кормовій частині 2–35 Гц, 0,05–0,5 g
Літак	Частоти збудження 3–500 Гц, амплітуда коливань $\pm 3,8$ мм на низьких частотах. Акустичні вібрації з частотою до 130 кГц на рівні 150 дБ вище звукового порогового рівня
Керовані снаряди	Частоти збуджуючих коливань 30–5000 Гц, прискорення 5–30 g. На ділянці резонансу можливі прискорення до 40 g. Акустичні вібрації з частотою до 10 кГц на рівні 130 дБ вище звукового порогового рівня

Таблиця 1.3

Параметри вібрацій, що діють на апаратуру при транспортуванні

Умови транспортування	Частота збуджуючих коливань, 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	$\pm 1,5$	25	–
	100	± 2	–	0,05
Морський транспорт	1–50	0,4–2	До 10	$\leq 0,2$
Повітряний транспорт	3–500	0,2–20	> 3	$\leq 0,2$

Таблиця 1.4

Значення параметрів вібраційних і ударних впливів на РЕА

Вид РЕА	Параметр вібрації			Лінійне прискорення, g
	частота, Гц	прискорення, g	удар, g	
Автомобільна	2–80	4–1	10	6
Напівстаціонарна	2–80	4–1	20–75	–
Переносна	2–80	6–3	100–200	–
Літакова	3–400	2–10	5–10	6–9
Корабельна	5–35	1,5	7–12	–

Таблиця 1.5

Значення параметрів вібраційних і ударних впливів на РЕА

Вид РЕА	Параметр вібрації			Лінійне прискорення, g
	частота, Гц	прискорення, g	удар, g	
Переносна	10–50	–	50	6
Прецизійна	10–2000	10	50	11±1
Наземна та корабельна	10–55	–	50	11±1
Літакова	10–2000	10	50	11±1
Бортова	10–2000	15–20	50	11±1
Автомобільна	10–3000	40	50	11±1

Слід підкреслити, що неправильний вибір амортизаторів або невірне їх використання, а також неправильне розташування і кількість відносно виробу конкретної ваги і пружно-інерційних характеристик, а також частот збудження може принести не користь, а шкоду і збільшити діючі на об'єкт вібрації в порівнянні з тими, які мали б місце до використання амортизаторів.

Конструкції і розміри амортизаторів нормалізовані. За конструкцією і матеріалами, використаними для пружних елементів і демпфірування амортизатори підрозділяються на наступні групи [50, 120, 123]: резино-металеві; пружинні з повітряним демпфуванням; пружинні з фрикційним демпфуванням; суцільнометалеві, зі структурним демпфуванням.

Повні дані про амортизатори можна знайти в спеціальній літературі.

На закінчення дамо деякі рекомендації щодо вибору відповідних амортизаторів і монтажу на них виробів ЕТ. Для захисту від вібрацій слід застосовувати амортизатори з власною частотою 7–10 Гц, а для захисту від удару – більш жорсткі амортизатори з частотою 25–35 Гц.

При проектуванні системи амортизації слід дотримуватися правила раціонального монтажу, щоб координати центру ваги, що захищається в максимальному ступені збіглися з центром жорсткості системи амортизації.

Для зниження вібрацій виробів в області резонансу слід застосовувати амортизатори з великим демпфіруванням. У зарезонансній області збільшення демпфірування мало сприяє зниженню вібрації. Віброізолюючі властивості самого виробу ЕТ повинні починати проявлятися після частот збудження в 1,3–1,4 рази більші, ніж власна частота амортизації.

Практика успішного застосування амортизаторів показує, що власна частота блоку ЕТ повинна бути хоча б в три рази більше резонансної частоти системи амортизації. При просторовому навантаженні апаратури швидкісних літаків і ракет слід розташовувати амортизатори в площині, що проходить через центр ваги, що захищається.

В роботі [122] вказана необхідність зменшення маси електронних пристроїв космічних кораблів за рахунок вдосконалення їх конструкцій, розглянуті антивібраційні пристрої для ДП в корпусах та запропоновано використання антивібраційних стрижнів замість антивібраційних рам. Запропоновано прогнозування вібраційного відклику ДП з ЕК

до вібрацій під час зльоту для уникнення резонансу та проведено розрахунки методом кінцевих елементів і їх порівняння з даними отриманими під час вібротестування.

У роботі [124] описуються вібрації що передаються на електронні блоки та їх компоненти під час зльоту космічного апарату, також описуються відмови що виникають під дією термічних, ударних та вібраційних навантажень через втому, дефекти плат, тріщини у паяних з'єднаннях а також пошкодженню корпусу електронного блоку, вказуються причини обриву провідників внаслідок прогину друкованої плати під час вібрацій. Пропонується встановлювати віброізолятор між несучим модулем та вантажем тим самим зменшуючи передачу вібрацій при запуску ракети.

У роботі [125] показана низька ефективність традиційних віброізоляторів для захисту електронного обладнання. Пропонується новий підхід що базується на врахуванні динамічних властивостей та відклику відповідальних компонентів РЕА і полягає в оптимальному підборі пружних та амортизуючих властивостей віброізоляторів що дозволяє мінімізувати їх вібрації.

Проте, як показують експериментальні дослідження, надійний захист не може бути досягнутий лише одним з розглянутих методів, а можливий тільки при використанні комплексу методів. З огляду на результати розглянутих досліджень актуальною, є оцінка впливу конструкторсько-технологічних особливостей несівних конструкцій електронної техніки на виникнення та передачу статичних та динамічних деформацій при їх експлуатації, а також розробка ефективних методів зниження збудження їх коливань та вібрацій шляхом створення і модифікації пружно-дисипативних механічних зв'язків, між конструктивними елементами, що виявляються ланками передачі деформацій, як всередині несівних конструкцій модулів та блоків електронної техніки так і поза ними.

1.3. Постановка задач досліджень

Проведений огляд дозволяє зробити висновок про те, що на сьогодні застосування розрахунково-експериментальних методів оцінки напружено-деформованого стану та забезпечення міцності деталей, вузлів та блоків електронної техніки на етапах проектування, виробництва, випробування та експлуатації суттєво ускладнюється через наступні причини.

По-перше, поки що відсутня загальноприйнята термінологія і методика вимірювання внутрішніх напружень, на противагу багатьом іншим галузям техніки; в електроніці не існує норм міцності на вироби електронної техніки, тобто збірника керівних документів щодо забезпечення міцнісної надійності та витривалості, за якими повинно вестись проектування, розрахунки, випробування і впровадження в серійне виробництво і експлуатацію виробів електронної промисловості.

По-друге, попри існування ряду експериментальних методів, які дозволяють визначати напружено-деформований стан деталей та вузлів техніки, вони не завжди можуть застосовуватись для дослідження напружено-деформованого стану конструкцій електронної техніки по причині малогабаритності елементів, непрозорість матеріалів, або інших особливостей експлуатації та конструювання виробів електронної техніки.

По-третє, відомі теорії міцності не завжди можуть об'єктивно оцінювати працездатність конструкції з тієї причини, що залежно від напруженого стану багато матеріалів можуть змінювати свої фізико-механічні властивості, тому оцінка реальних коефіцієнтів запасу міцності досліджуваних конструкцій електронної техніки на сьогодні можлива тільки при експериментальному дослідженні натурних об'єктів з подальшою обробкою отриманих результатів методами математичної статистики.

По-четверте, натурні конструкції електронної апаратури представляють собою структурно-складні багатозв'язкові коливальні механічні системи, в яких кожен з елементів є і

жорсткістю і масою і збудником і гасителем коливань, і спроби визначити за креслеником такої конструкції, яка не має вивчених аналогів, кількісні характеристики мас, жорсткостей, демпфірування, що входять у вигляді коефіцієнтів у рівняння для розрахунку форм і частот коливань, часто призводить до неточності рішень і компрометує найсучасніші методики розрахунку.

Проведений аналіз приводить до постановки таких задач досліджень:

– узагальнення результатів наукових досліджень напружено-деформованого стану та забезпечення міцності деталей, вузлів та блоків електронної техніки на етапах проектування, виробництва, випробування та експлуатації;

– розроблення нових методик та модифікація апаратури і засобів вимірювання для вимірювання та оцінки деформацій малогабаритних елементів конструкцій та компонентів електронної техніки під дією статичних та динамічних механічних, теплових та атмосферних навантажень, які відтворюють складні, наближені до експлуатаційних, умови напружено-деформованого стану об'єктів дослідження, із реалізацією методів електротензометрії, акустичної емісії, віброметрії та високошвидкісної відеозйомки;

– оцінка виникнення та передачі деформацій в конструкціях друкованих плат під впливом технології та способів монтажу електронних компонентів та розробка способів та засобів неруйнівної діагностики міцності друкованих плат;

– виявлення напружено-деформованого стану несівних конструкцій корпусів модулів надвисоких частот під дією надмірного внутрішнього тиску та температури в статичному та динамічному режимі навантаження та розроблення методів неруйнівної діагностики їх міцності та герметичності;

– розроблення теоретичних та експериментальних методів дослідження передачі динамічних деформацій в структурно-складних конструкціях блоків електронної техніки під дією зовнішніх динамічних навантажень;

– розроблення теорії та практики ефективного захисту друкованих плат від динамічних деформацій шляхом створення і модифікації пружно-дисипативних механічних зв'язків, між конструктивними елементами, що виявляються ланками передачі деформацій, як всередині несівної конструкції блоків електронної техніки так і поза нею.

Розділ 2.

Методи експериментального дослідження деформацій деталей і вузлів електронної техніки

Тенденція до зниження ваги та отримання більшої щільності монтажу в малих габаритах виробів електронної техніки привела до того, що такі вироби, що мають високими електронними характеристиками виявились недостатньо механічно міцними. Внаслідок дії статичних та динамічних навантажень елементи їх конструкцій руйнуються, що приводить до відказів окремих вузлів або апаратури в цілому. При експлуатації електронні компоненти і функціональні вузли можуть працювати при температурі від $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $+85\text{ }^{\circ}\text{C}$, з вібраційними частотами від 5 до 5000 Гц при прискоренні до 40 g, піддаватися ударам з прискоренням до 120 g, відносна вологість може змінюватися від 5 до 100 %, атмосферний тиск – у межах від 0 до 10 атм. У деяких випадках ці дії можуть бути ще більш жорсткими.

Таким чином, в сучасній електроніці в один ряд із чисто схемними задачами стає проблема розробки обґрунтованих методик розрахунків на статичну, динамічну, втомну міцність типових елементів та вузлів, опрацювання інструкцій по проведенню статичних та динамічних випробувань, визначення вимог до механічних властивостей матеріалів, що застосовуються, та порядку отримання і обробки даних, розробка рекомендацій по контролю, діагностиці і прогнозуванню міцності в експлуатаційних, та технологічних умовах.

Перш ніж торкнутися вказаних питань, доцільно розглянути специфіку експериментального вивчення статичної та динамічної міцності сучасних виробів електроніки. Задачею цього розділу було розробка нових методик та модифікації апаратури і засобів вимірювання для вимірювання та оцінки деформацій малогабаритних елементів конструкцій та компонентів електронної техніки під дією статичних та динамічних механічних, теплових та атмосферних навантажень, які відтворюють складні, наближені до експлуатаційних, умови напружено-деформованого стану об'єктів дослідження, із реалізацією методів електротензометрії, акустичної емісії, віброметрії та високошвидкісної відеозйомки.

Вимірювальний комплекс, структурна схема якого представлена на рис. 2.1, складається із трьох вимірювальних систем: тензометричного, акустико-емісійного та вібраційного контролю.

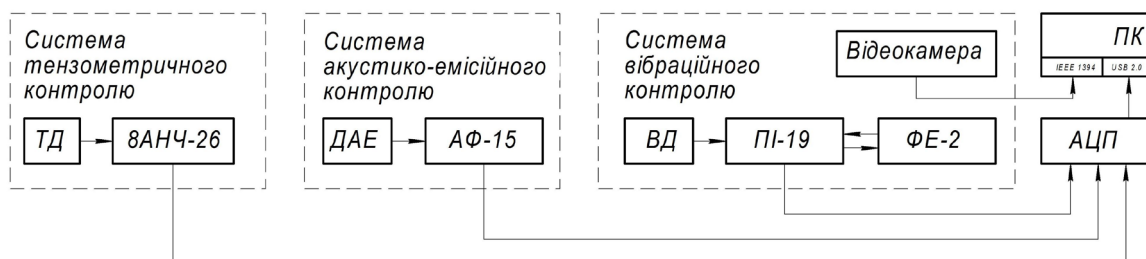


Рис. 2.1. Блок-схема вимірювального комплексу для експериментального дослідження виробів електронної техніки

Апаратура та обладнання використана в комплексі:

- 8АНЧ-26 – станція тензометрична;
- АФ-15 – прилад акусто-емісійний;
- ПІ-19 – прилад віброметричний та блок ФЕ-2 – фільтри електричні об'єднані в один пристрій вимірювання прискорення ПІУ-1М.
- ТД, ДАЕ, ВД – датчики тензометричні, акусто-емісійні та вібраційні, відповідно.

Сполучення вимірювальних приладів комплексу із персональним комп'ютером здійснено через модуль АЦП універсальний з інтерфейсом USB 2.0. Технічні характеристики модулю представлені в таблиці А.1 (додаток А). Відеокамера підключена до послідовної високошвидкісної шини FireWire – стандарт IEEE 1394.

У розділі приводиться опис тільки вимірювального комплексу, хоча експериментальні дослідження проводяться із використанням випробувального обладнання, яке буде описано у відповідних розділах далі.

2.1. Розробка системи електротензометричного контролю

Визначення дійсних значень деформацій і напружень, які виникають в блоках, вузлах та компонентах електронної техніки є важливою задачею, яка повинна вирішуватись при проектуванні, випробуванні та експлуатації такої техніки, з метою оцінки напружено-деформованого стану та виявлення причин руйнування, що виникають під дією статичних та динамічних навантажень. У даному пункті розглянута техніка тензометрії, яка частіш за все застосовується у вітчизняній практиці у наукових закладах та підприємствах, які не мають можливостей для придбання дороговартісного обладнання і продовжують використовувати хоча уже і не нове, але досить надійне та відлагоджене вітчизняне обладнання та існуючі технології.

2.1.1. Забезпечення точності вимірювання дротяних тензорезисторів

Електротензометрія відноситься до електричного методу вимірювання деформацій, який засновано на заміні механічних величин електричними. Найбільш розповсюдженим пристроєм для перетворення неелектричних величин в електричні є тензорезистор опору. На сьогодні в експериментах широко використовуються дротяні, фольгові та напівпровідникові тензорезистори (тензодатчики). Хоча принцип їх дії ідентичний – в основу роботи тензорезисторів покладена властивість матеріалів (провідників) при їх розтягу або стиску змінювати свій опір пропорційно існуючій деформації.

Метод електротензометрії дозволяє одночасно проводити запис інформації від значної кількості тензорезисторів у віддалених і важкодоступних місцях, на нерухомих та рухомих деталях, в умовах значного перепаду температур. Низька маса датчиків не спричиняє значних похибок при дослідженні розподілу напружень і визначенні власних частот коливань.

Однак, використання тензорезисторів вимагає вирішення низки методологічних завдань, виконання спеціальних вимог та технологічних правил при роботі з датчиками і апаратурою [42]. Надалі застосуванню підлягають дротяні тензорезистори.

Дротяний датчик (див. рис. 2.2) являє собою тонкий петлеподібний, укладений на паперову основу дріт, що має товщину від 0,015 до 0,030 мм. До кінців утвореної таким чином решітки приварені або припаяні виводи (провідник більшого перерізу) для підключення тензорезистора до апаратури.

Зміну питомого опору дроту датчика при виникненні деформації розтягу або стиску називають тензорезистивним ефектом, який характеризується тензочутливістю і визначається за формулою (2.1):

$$k = \frac{\Delta R}{R \cdot \varepsilon} = (1 + 2\mu) + \frac{\Delta \rho / \rho}{\Delta l / l}, \quad (2.1)$$

де $\Delta R/R$ – відносна зміна опору; $\varepsilon = \Delta l/l$ – відносна деформація деталі в місці наклеювання датчика; μ – коефіцієнт Пуассона; $\Delta \rho/\rho$ – відносна зміна питомого опору.

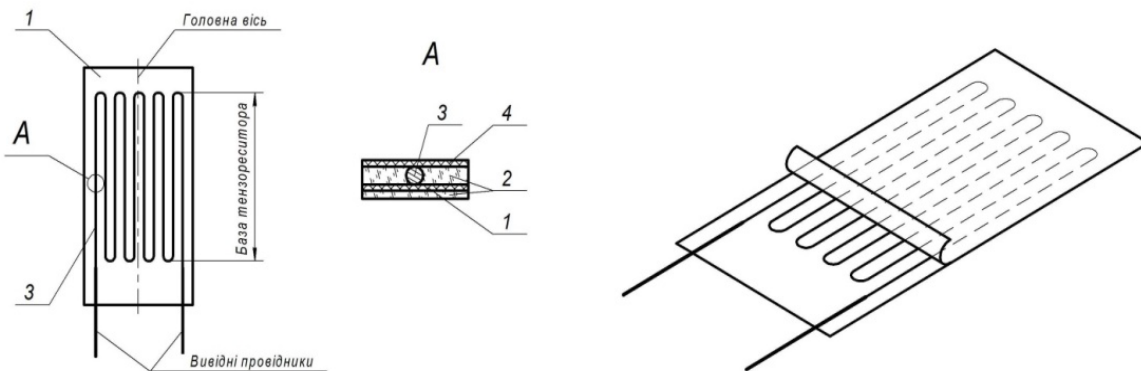


Рис. 2.2. Конструкція дротяного тензорезистора:
 1 – паперова або лакова підкладка; 2 – зв’язуючий шар;
 3 – тензочутливий елемент; 4 – захисний елемент

На величину цього коефіцієнта істотно впливають фізичні властивості матеріалу проволочки. Для матеріалів, що використовуються в тензорезисторах, величина k знаходиться в межах від 2 до 3,5: константан – від 2,0 до 2,1, ніхром – від 2,1 до 2,3, елінвар – від 3,2 до 3,5.

У дротяного датчика через заокруглення на кінцях петель виникає похибка вимірювання, пов’язана з бічною чутливістю, або чутливістю до поперечних деформацій:

$$\frac{\Delta R}{R} = k\varepsilon_x + S\varepsilon_y, \quad (2.2)$$

де k та S – коефіцієнти тензочутливості у поздовжньому та поперечному напрямках; ε_x та ε_y – відносні деформації у напрямках осей X та Y (тут X – поздовжній напрям тензодатчика; Y – поперечний напрям тензодатчика).

Коефіцієнт тензочутливості датчика у поздовжньому напрямку через поперечну чутливість виявляється дещо нижчим коефіцієнта тензочутливості датчика, який виготовлений з відрізка дроту без заокруглень. Зі збільшенням бази датчика, тобто його довжини, ця різниця зменшується і для найбільш використовуваних тензорезисторів з базою 20 і навіть 10 мм – досить мала. Для датчиків з базою 1 чи 3 мм, величина S вже співвимірною зі значенням коефіцієнта тензочутливості k і повинна враховуватись при визначенні напружень.

Проволока для тензометричних датчиків повинна мати великий питомий опір ρ , щоб отримувати датчики з малою базою; добре приварюватись і паятись; не мати гістерезису для відтворюваності вимірів; характеризуватись постійним коефіцієнтом тензочутливості. Наприклад, у константановому дроті коефіцієнт тензочутливості не змінюється, аж до його руйнування.

Порівняльні характеристики деяких дрових тензочутливих матеріалів наведені у таблиці А.2 (додаток А).

При прискореному навантаженні деталі з наклеєним дротяним тензорезистором і подальшою витримкою при постійному навантаженні зареєстроване початкове значення

відносної деформації з плином часу зменшується на декілька відсотків і потім за асимптотичним законом наближається до певного значення. Цей процес пов'язаний з явищем повзучості, коли деформації суттєво залежать від тривалості навантаження. Про такі матеріали говорять, що вони мають реологічні властивості.

Вигляд кривої повзучості тензорезисторів типу ПЗ-3Ц та П10-6Ц наведений на рис. 2.3, де на вертикальній осі відкладена відносна зміна опору тензорезистора dR (%), а на горизонтальній – час t (хв).

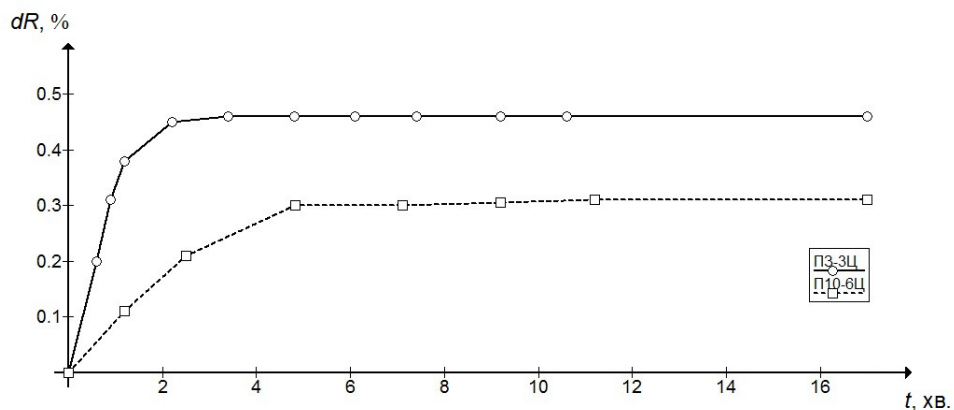


Рис. 2.3. Криві повзучості тензорезисторів

Однією із найважливіших характеристик тензорезисторів, що сприймають змінні деформації, є їх втомна міцність, тобто властивість витримувати при заданій деформації певне число циклів навантаження без пошкодження чутливого елемента резистора або інших деталей датчика. Так, наприклад, тензорезистори типу П10-6 з розвантажувальною петлею, в місці приєднання чутливого елемента до вивідного провідника, при змінній деформації $\varepsilon = 10^{-3}$ та $\nu = 50$ Гц, відпрацювали без руйнування більше 10^8 циклів. При цьому, після відпрацювання 10^8 циклів, спостерігалась зміна коефіцієнта тензочутливості тензорезистора в межах $\pm 0,1$ %.

У зв'язку з тепловим розширенням досліджуваної деталі і провідника тензорезистора, а також зміною опору тензорезистора від температури, необхідно відрізнити деформацію, яка реєструється при дії на досліджувану деталь тільки температурного впливу від деформації, викликані зовнішніми зусиллями. При зміні температури деталі, в місці наклепки тензорезистора на ΔT , відносна деформація його дроту змінюється на $\Delta l_p/l = \alpha_1 \Delta T$, а відносна деформація деталі на довжині бази тензорезистора – на $\Delta l_\delta/l = \alpha_2 \Delta T$. Температурний коефіцієнт опору дроту (або фольги) тензорезистора змінюється на $\Delta R/R = \gamma \Delta T$ і тоді загальна зміна опору тензорезистора буде дорівнювати:

$$\frac{\Delta R}{R} = [(\alpha_2 - \alpha_1)S + \gamma] \Delta T, \quad (2.3)$$

де α_1 та α_2 – коефіцієнти температурного розширення матеріалу тензорезистора і деталі, відповідно; γ – температурний коефіцієнт опору матеріалу тензорезистора; S – коефіцієнт тензочутливості тензорезистора.

При розрізнюванні коефіцієнтів температурного розширення деталі α_1 і тензорезистора α_2 , можна фіксувати уявну (фіктивну) деформацію $\varepsilon_\phi = (\alpha_2 - \alpha_1)\Delta T$, яка еквівалентна деякій деформації від зовнішніх впливів, і поєднується з реальною деформацією,

і якщо не вжити спеціальних заходів, то можна отримати результати, які містять суттєві помилки.

При вимірюванні, вплив температури можна виключити різними методами:

1) використовуючи схему з температурною компенсацією (рис. 2.4). Два тензорезистори з однаковими параметрами вмикаються в різні плечі моста, при цьому активний тензорезистор сприймає дію зовнішніх сил і температури, а компенсаційний – тільки дію температури. Тензорезистори включені в різні плечі моста – цим і досягається термокомпенсація;

2) компенсація за рахунок комбінованого тензорезистора (рис. 2.5) [29]. У цьому випадку ефект термокомпенсації досягається наступним чином. Чутлива решітка тензорезистора виготовляється з мікродроту з різними за знаком температурними коефіцієнтами β_1 та β_2 . Оперуючи довжиною відрізків l_1 та l_2 можна виготовити тензорезистори, термокомпенсовані для різних матеріалів;

3) використовуючи самокомпенсовані тензорезистори.

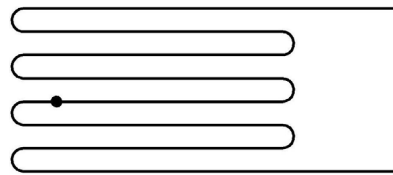
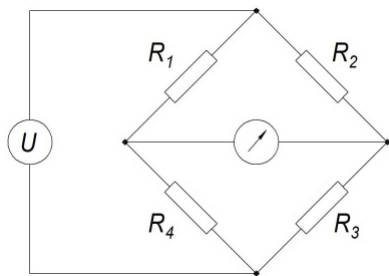


Рис. 2.4. Схема температурної компенсації тензорезисторів:

R_1 – активний опір, R_2 – компенсаційний опір;
 R_3, R_4 – резистори моста

Рис. 2.5. Комбінований тензорезистор

Для цього типу тензорезисторів термокомпенсація на певному діапазоні температур досягається шляхом підбору мікродроту з заданими електрофізичними параметрами. На рис. 2.6 показана залежність уявної (фіктивної) деформації тензорезисторів, виготовлених із дроту з різними температурними коефіцієнтами опору, від температури. Тоді можна вважати, що тензорезистор 4 термокомпенсований в діапазоні температур від t_1 до t_2 , а тензорезистор 3 – термокомпенсований в діапазоні температур від t_3 до t_4 .

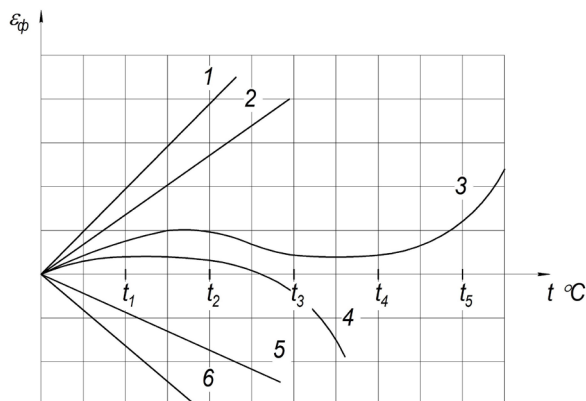


Рис. 2.6. Залежність уявної деформації тензорезисторів із різних матеріалів від температури

Якщо відомий закон зміни температури і температурна характеристика тензорезистора, то застосовують різні пристрої вводу корегування в показники датчика. Є також тензотермодатчики, тобто датчики, які реєструють температуру і деформацію в певній точці досліджуваної деталі. За відомою температурною характеристикою тензорезистора і температурою в певній точці деталі легко можна встановити дійсні деформації.

Підвищення вологості навколишнього середовища призводить до зменшення опору ізоляції, зміни об'єму клею та основи, що, в свою чергу, призводить до зміни опору самого тензорезистора. Присутність вологи може призвести до інтенсивної корозії матеріалу чутливої решітки. З цього випливає висновок: якщо тензорезистор працює в умовах підвищеної вологості, необхідно ретельно ізолювати його від неї.

Чутливий елемент тензорезистора розміщується на підкладці, що кріпиться до поверхні досліджуваної деталі та ізолює від неї сам дріт тензорезистора. Матеріал підкладки повинен мати необхідну гнучкість і міцність, характеризуватися стабільністю властивостей у заданому діапазоні температур та відсутністю гістерезису і повзучості. Звичай в якості підкладки використовують тонкий папір або кальку, а останнім часом – плівки, лаки, ціакрин та інші композиційні матеріали.

Кріплення підкладки до деталі і чутливого елемента до підкладки здійснюється за допомогою клейових сумішей. При виготовленні та наклеюванні тензорезисторів у практиці вітчизняної тензометрії застосовують такі клейові суміші: ацетон-целулоїдний клей; бутварно-фенольно-формальдегідний клей БФ-2; вініфлексові лаки ВЛ-4, ВЛ-5, ВЛ-931, ВЛ-9; кремній-нітрогліфталевий клей 192Г; фуриловий лак Ф-7Т; епоксидний клей Д-86.

Для виготовлення та препарування тензорезисторів також застосовують клей на основі фенольно-формальдегідних смол 1133, FM-47, Бостік 7026 тощо.

З'єднання на основі клею БФ-2 мають задовільну міцність при зсуві на всьому діапазоні температур (від -60 до $+70$ °С), а також після циклічного впливу підвищеної чи пониженої температури (три цикли нагрівання до $+200$ °С і охолодження до -70 °С). Границя міцності при зсуві клейових з'єднань на основі клею БФ-2 не змінюється після нагрівання до температури $+60$ °С протягом 500 годин.

З'єднання на основі клею БФ-2 мають задовільну вологостійкість. Міцність при зсуві знижується після впливу води протягом 30 діб, після чого залишається постійною протягом семи місяців.

Міцність клейових з'єднань на основі клею БФ-2 після витримки 500 годин у маслі (олії) та спиртогліцериновій суміші не змінюється; тривала дія бензину (500 год) призводить до зниження міцності на 3 %. Останнім часом для наклейки тензорезисторів також застосовують медичний ціакрин та сучасні клеї, які швидко сохнуть, але вони є поки що менш дослідженими, ніж клей БФ-2.

2.1.2. Монтаж тензорезисторів

Процес монтажу тензорезисторів на досліджуваному об'єкті включає в себе операції наклеювання, теплової обробки та подальшого контролю стану наклеєних тензорезисторів.

Розподіл напружень зрізу між поверхнею дроту та клеєм, який утримує її за допомогою сил зчеплення, а також напружень розтягу, що виникають в перерізі дроту тензорезистора ілюструє рис. 2.7. Як видно з нього, напруження розтягу однакові майже на всій довжині решітки тензорезистора (базі) і лише на кінцях вони різко падають. Напруження зрізу в цих кінцевих зонах досягає максимального значення. Тут і має місце найбільша повзучість клею (він «тече»). Звідси видно, наскільки ретельно необхідно наклеювати тензорезистор.

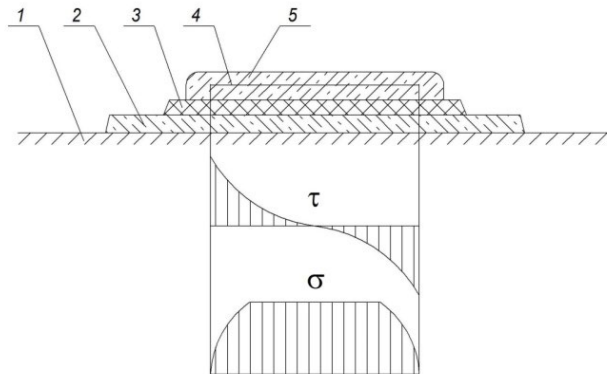


Рис. 2.7. Переріз наклеєного тензорезистора і епюри розподілу напружень зрізу та розтягу:
 1 – поверхня досліджуваної деталі; 2 – нижній шар клею (між підкладкою і деталлю);
 3 – паперова підкладка; 4 – вимірювальна проволочка тензорезистора;
 5 – верхній шар клею (за допомогою якого вимірювальна проволочка приклеєна до підкладки)

Через погане наклеювання зростає похибка показів тензорезисторів до неприйнятних значень, оскільки немає можливості перевірити ці показники. Також можна зробити висновок, що товстий шар клею зменшує чутливість тензорезистора, оскільки в цьому випадку клей сприймає не тільки навантаження на зріз, але має місце і вигин елементів клейового шару.

2.1.3. Тарування тензорезисторів

Тарування проводиться з метою встановлення залежності між вихідним сигналом підсилувача (останньої ланки вимірювального кола) і величиною деформації деталі, на яку наклеєний тензорезистор, а також визначення лінійності амплітудно-частотної характеристики апаратури. Таруванням визначають й коефіцієнт тензочутливості тензорезисторів.

Статичне тарування проводиться на пружних елементах, що навантажуються за схемою чистого згину (рис. 2.8, а) або балки рівного опору (рис. 2.8, б), для яких можна точно визначити деформації і напруження при навантаженні у пружній області.

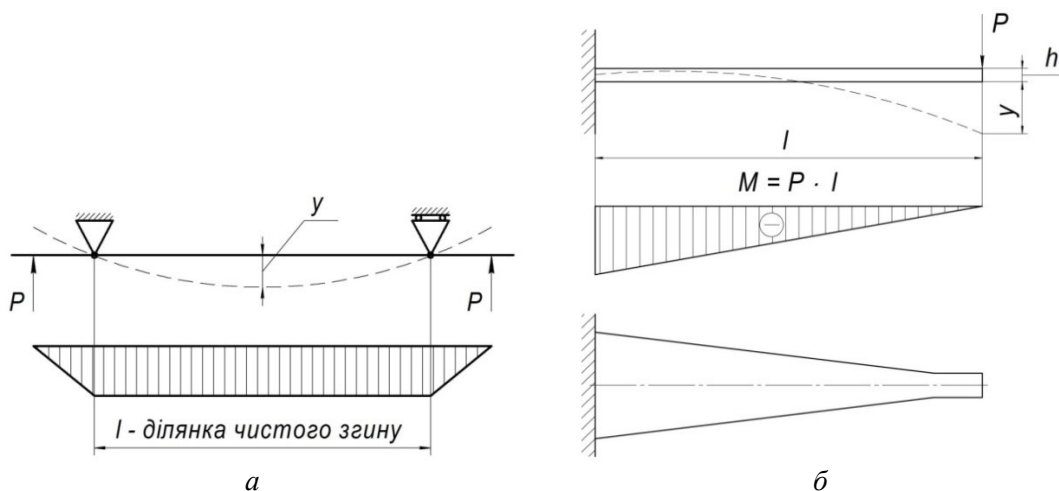


Рис. 2.8. Схеми навантаження та епюри згинальних моментів при таруванні з використанням пристроїв для навантаження на чистий згин (а) та балки рівного опору (б)

При навантаженні на чистий згин на двох опорах встановлена балка прямокутного поперечного перерізу товщиною h , що навантажується на кінцях консолей однаковими силами. Епюра згинальних моментів (рис. 2.8, а) демонструє, що балка піддається чистому згину, тобто на неї діє однаковий згинальний момент і відсутня поперечна сила, а отже, на всі периферійні волокна між опорами, розташовані з увігнутого або вигнутого боків, діє однакове напруження і відносні деформації. Це дозволяє наклеювати не один, а декілька тензорезисторів на робочій ділянці l і всі вони будуть знаходитися в однакових умовах. Відносну деформацію ε зазвичай підраховують через прогин y , що заміряється індикатором годинникового типу (ціна поділки – від 0,01 до 0,001 мм):

$$\varepsilon = \frac{4h}{l^2} \cdot \delta. \quad (2.4)$$

Для забезпечення можливості одночасного тарування декількох тензорезисторів, ширину балки приймають рівною від 20 до 30 мм, а товщину від 6 до 8 мм. При меншій товщині балки виявляються помітні похибки, які вносяться товщиною клею і складністю оцінки відстані між поверхневими волокнами і решіткою (проволокою) датчика.

Тарувальний пристрій, виконаний за схемою балки рівного опору (рис. 2.8, б), використовує в якості пружного елемента брус рівного опору згину, який має при постійній товщині балки лінійне збільшення її ширини від вільного кінця до місця закріплення. Відносну деформацію зовнішніх волокон ε , через вимірюваний індикатором прогин вільного кінця y , визначають за формулою (2.5):

$$\varepsilon = \frac{h}{l^2} \cdot y. \quad (2.5)$$

Зрозуміло, що точність тарування суттєво залежить від точності виготовлення тарувального пристрою і зокрема – пружної балки. Брус повинен мати непаралельність не більше 0,0025 мм і різницю товщини – не більше 0,01 мм.

Тензорезистори наклеюються на робочу ділянку, причому бажано, щоб вони були з тієї ж партії, що і тензорезистори, які наклеюються на досліджувану деталь, а розсіяння опору датчиків не перевищувало 0,5 % від номінального опору. Датчик, наклеєний на балку, включається в плече напівмосту підсилювача, сусіднім плечем якого може бути робочий датчик або магазин опорів. Для забезпечення температурної компенсації тарувальна балка виконується з того самого матеріалу, що і деталь, і знаходиться в аналогічних температурних умовах.

Тарування датчиків в комплекті з апаратурою проводиться після зрівноваження моста, при цьому фіксується нульовий показник. Далі при ступеневому навантаженні тарувальної балки за показниками фіксуються відповідні їм прогини та відносні деформації, розраховані за формулою. За цими даними будують тарувальний графік, по одній з осей якого відкладають відносну деформацію, а по іншій – вихідний параметр підсилювача.

Графік будують для конкретного комплексу обладнання, що складається з датчика, ліній зв'язку і каналу підсилювача.

2.1.4. Схеми включення тензорезисторів

Оскільки зміна опору тензорезисторів, викликана деформацією деталей, на яких вони наклеєні, знаходиться в межах від 10^{-1} Ом до 10^{-6} Ом, то для їх вимірювань застосовують спеціальні підсилювальні схеми: мостову та потенціометричну.

1. Мостова вимірювальна схема. Мостові схеми найбільш поширені. Принципова схема містка Уінстона, яка використовується для такої схеми, зображена на рис. 2.9.

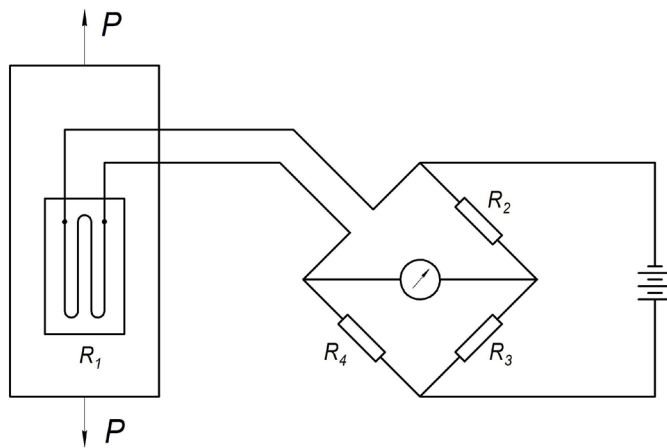


Рис. 2.9. Мостова вимірювальна схема

Одним плечем цього моста є активний (робочий) тензорезистор з початковим опором R_1 . У ненавантаженому стані зразка або деталі, міст збалансований – струм в його діагоналях відсутній. Умовою балансу моста є залежність $R_1 R_3 = R_2 R_4$. При деформації зразка і монолітно з ним зв'язаного робочого тензорезистора, змінюється опір останнього і у вимірювальній діагоналі моста з'являється струм, який вимірюється за допомогою реєструвального пристрою. Він градуйований в одиницях відносних деформацій зразка.

Отже, у вимірювальному мості Уінстона одним з плечей є робочий тензорезистор. Іншим плечем моста може бути такий самий датчик, який називається компенсаційним. Цей датчик вводиться у мостову схему для температурної компенсації, що необхідно для більш точного виміру статичних деформацій. Компенсаційний датчик, що часто є «холостим», встановлюється на недеформованому зразку у вигляді пластини з такого ж матеріалу, як і дослідний зразок, на якому наклеєний активний тензорезистор.

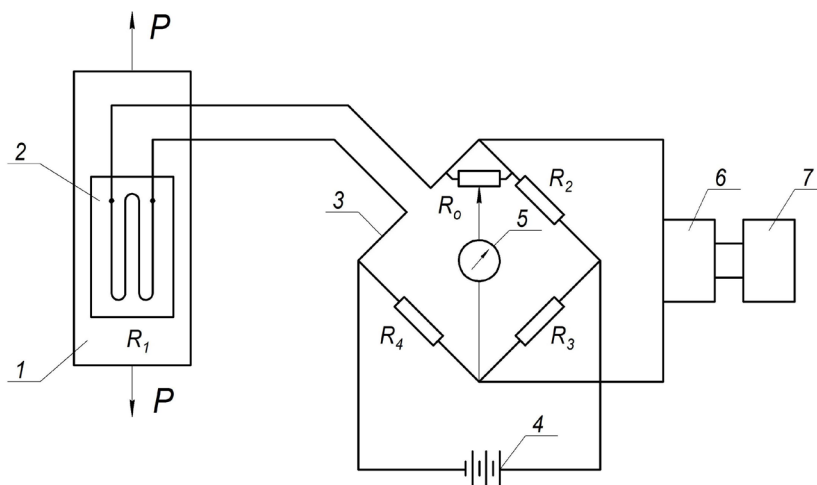


Рис. 2.10. Схема електротензометричної установки: 1 – деталь; 2 – датчик; 3 – міст; 4 – джерело струму; 5 – вимірювальний прилад; 6 – підсилювач; 7 – осцилограф

Опори (резистори) R_3 та R_4 у мостовій схемі, зображеній на рис. 2.9, встановлені для регулювання моста. На практиці не завжди вдається виготовити міст повністю зрівноваженим, тому змонтований міст піддається додатковому балансуванню. У приладах для заміру деформацій для балансування моста між опорами R_1 та R_2 включається регулюючий реохорд R_0 – чутливий реостат для тонкого регулювання опору. Принципова схема моста з реохордом зображена на рис. 2.10.

У випадку необхідності вимірювань деформацій в декількох точках досліджуваної деталі, в електричне коло включаються декілька активних тензодатчиків, що з'єднані послідовно. Для цього використовується коробка перемикачів. Друга гілка вимірювального моста включається в тензометричний пристрій. Якщо вихідна потужність приладу недостатня, то на виході моста може бути встановлений підсилювач. Описаний спосіб замірів застосовується для вимірювань статичних деформацій.

2. Потенціометрична схема вимірювань. Потенціометрична схема підключення датчиків (рис. 2.11) застосовується лише при дослідженні динамічних деформацій [32]. Вона представляє собою вимірювальне коло подільника напруги, що живиться постійним струмом. Розподільний конденсатор C_p пропускає лише змінну складову падіння напруги на робочому датчику R_1 та відфільтровує постійну складову. Допоміжний опір R_2 вибирають приблизно в 10 разів більшим, ніж R_1 .

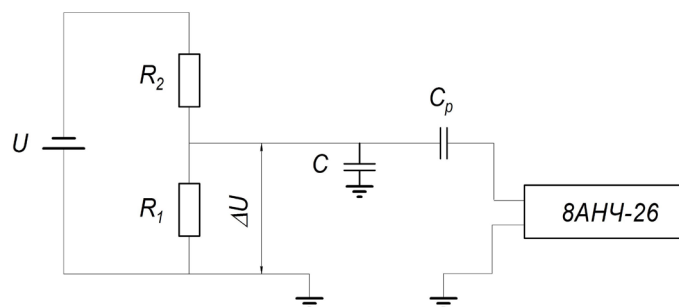


Рис. 2.11. Потенціометрична схема включення датчиків

Вихідна змінна напруга ΔU підводиться до підсилювача Π змінного струму з високим вхідним опором.

Величина вихідної напруги ΔU , яка відповідає амплітуді відносної зміни опору робочого датчика на величину $\Delta R_1/R_1$ визначається за формулою (2.6):

$$\Delta U = U \frac{\Delta R_1}{R_1} \cdot \frac{R_1 R_2}{(R_1 + R_2)^2}. \quad (2.6)$$

Залежність вихідної напруги від змінної складової напруги живлення вимагає великої стабільності джерела живлення. При потенціометричній схемі включення неможливе статичне тарування датчика, що є однією з основних незручностей цієї схеми, але вона має значні експлуатаційні переваги для високотемпературного динамічного тензометрування.

Верхня межа частот, що пропускаються (Гц), у потенціометричній схемі обмежується ємністю C дроту відносно землі:

$$f_{\max} = \frac{R_1 + R_2}{2\pi \cdot C \cdot R_1 \cdot R_2}, \quad (2.7)$$

і для, зазвичай використовуваних, значень опорів R_1 та R_2 перевищує межу частот, що обмежена довжиною датчика. Тому діапазон частот апаратури з потенціометричною схемою обмежується лише частотною характеристикою всього тракту – від розподільчого конденсатора до приладу реєстрації. Зазвичай за допомогою такого обладнання можна заміряти деформації з частотою від 10 Гц до 30 кГц і більше.

2.1.5. Рекомендації щодо препарування тензорезисторами об'єктів досліджень

Вибір місць установки тензорезисторів на досліджуваному об'єкті визначається, перш за все, завданнями досліджень, характером напружено-деформованого стану, геометрією і станом поверхонь об'єкта [36].

Вибір місць наклейки тензорезисторів виконується з врахуванням обмежень:

- залежність деформацій тензорезистора від навантаження повинна бути лінійною;
- елемент конструкції в місці установки тензорезистора не повинен втрачати стійкість у межах вимірюваних навантажень;
- необхідно забезпечити зручність монтажу тензорезисторів;
- ймовірність пошкодження тензорезистора при експлуатації або випробуваннях електронної апаратури повинна бути мінімальною.

Установку тензорезисторів і вибір координатних осей (їх орієнтацію) бажано здійснювати таким чином, щоб кожен тензорезистор реєстрував деформації в основному у напрямку однієї компоненти навантаження, а вплив інших компонент на деформацію цього тензорезистора було мінімальним.

При виборі загального числа місць вимірювань керуються також швидкістю опитування вимірювальних каналів, яка повинна бути достатньою, щоб забезпечити зняття відліків по всіх точках за певний проміжок часу. При виборі місць вимірювань необхідно враховувати те, що тензорезистори не можна розміщувати в місцях прикладання зосереджених сил або моментів.

Для зменшення похибки вимірювання потрібно враховувати матеріал елемента, що препарується, і клей, за допомогою якого встановлюються тензорезистори.

Спеціальні схеми розміщення на деталях тензорезисторів та їх підключення у міст Уінстона дозволяють виділяти в чистому вигляді без впливу температури наступні види простих деформацій: розтяг або стиск, згин і кручення, причому в кожному випадку, якщо два датчики є робочими, чутливість схеми може бути збільшена в два рази.

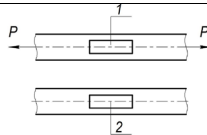
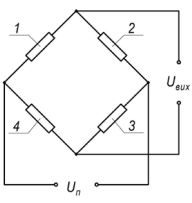
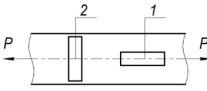
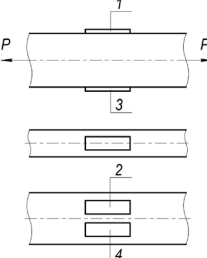
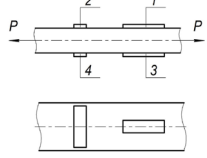
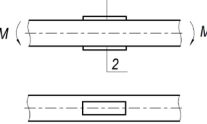
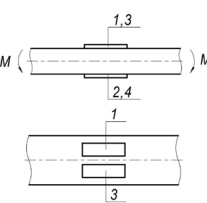
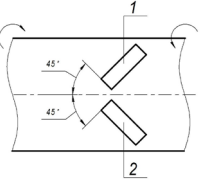
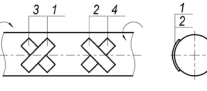
Для зручності користування варіанти розміщення тензорезисторів на об'єкті та підключення їх у вимірювальне коло подані у таблиці 2.1.

Наприклад, для визначення лише деформації згину обидва датчики (табл. 2.1, пп. 5 та 6) слід наклеювати на протилежних від нейтральної осі волокнах, навантажених рівними, але протилежними за знаком зусиллями і підключені в різні гілки напівмосту. При цьому виключається можлива осьова деформація (наприклад, від дії температури) і подвоюється вихідний сигнал вимірювальної діагоналі моста. Це слід мати на увазі при опрацюванні результатів замірів і зареєстровану деформацію необхідно розділити навпіл. Так само можна виміряти деформацію лише кручення, при цьому два датчики розташовуються перпендикулярно один до одного і під кутом 45° до осі стрижня (див. табл. 2.1, пп. 7 та 8). Включаючи їх в різні плечі моста, можна виключити вплив температури, розтягу–стиску та згину. При цьому слід мати на увазі, що у цьому випадку має місце чисте кручення, тобто тензорезистори вимірюють деформації у напрямках головних напружень, які чисельно рівні дотичним.

Для заміру лише осьової деформації можна підключати послідовно два тензорезистора, розташовані на діаметрально протилежних волокнах балки (табл. 2.1, п. 3). У цьому випадку виключається вплив деформації згину.

Таблиця 2.1

Варіанти розміщення тензорезисторів

Пункт	Вимірювальне навантаження	Розміщення тензорезистора на об'єкті досліджень	Включення тензорезистора в міст	Вихідна електрична напруга моста	Компенсовані величини
1	P (розтяг-стиск)		<p>Напівміст</p> 	$V_{\dot{a}\dot{e}\dot{o}} \approx \frac{\Delta R}{R} \cdot 4V_n$	Температура
2	P (розтяг-стиск)			$V_{\dot{a}\dot{e}\dot{o}} = V_n \cdot \frac{1+\mu}{4} \cdot \frac{\Delta R}{R}$	
3	P (розтяг-стиск)			$V_{\text{вих}} \approx \frac{V_n \Delta R}{2 R}$	Температура, згин
4	P (розтяг-стиск)			$V_{\dot{a}\dot{e}\dot{o}} \approx \frac{V_n (1+\mu) \Delta R}{2 R}$	
5	M (згин)			$V_{\text{вих}} \approx \frac{V_n \Delta R}{2 R}$	Температура, розтяг-стиск
6	M (згин)			$V_{\text{вих}} \approx V_n \frac{\Delta R}{R}$	
7	M_k (кручення)			$V_{\text{вих}} \approx \frac{V_n \Delta R}{2 R}$	Температура, розтяг-стиск, згин
8	M_k (кручення)			$V_{\text{вих}} \approx V_n \frac{\Delta R}{R}$	Температура, розтяг-стиск, згин

Примітка. Цифрами на схемах показано розміщення тензорезисторів.

Якщо в компенсаційну гілку також включити два послідовно з'єднаних датчика, то чутливість моста не підвищиться, але якщо датчики розташувати в протилежній гілці моста, чутливість вимірювальної схеми підвищиться удвічі.

2.1.6. Вдосконалення та модифікація апаратури для вимірювання статичних і динамічних деформацій

Для роботи з малобазними тензорезисторами МПБ, наклеєними на елементи з пластмаси, скла і кераміки, була доопрацьована тензометрична апаратура на несівній частоті 8АНЧ-26. Прилад 8АНЧ-26 призначений для вимірювань в восьми точках статичних і динамічних деформацій, сил, тиску та інших фізичних величин, перетворених за допомогою датчиків в електричні сигнали. В якості датчиків можуть бути використані терморезистори, індуктивні датчики типу ДМІ та трансформаторні датчики.

Підсилювач типу 8АНЧ-26 має істотну перевагу перед іншими підсилювачами – він має тарувальний сигнал і відмітку нульової лінії. При одному робочому датчику величина тарувального сигналу відповідає $0,5 \cdot 10^{-2}$ відносної деформації. Запис тарувального сигналу можна робити і під час випробувань, не перемикаючи прилад на запис нульових ліній, тому що при включенні тарувального сигналу одночасно формується запис і оцінка нульових ліній. З метою покращення технічних характеристик тензостанції, зниження струму живлення вимірювального моста, збільшення перешкодозахищеності було проведено їх доопрацювання.

У вимірювальний ланцюг введено додатковий блок, що складається з перемикача П і трансформатора ТР (рис. 2.12). За допомогою перемикача П на первинну обмотку трансформатора від блоку живлення тензостанції подаються напруги живлення моста від 1 до 6 В. Протифазне включення первинної (W_1, W_2) і вторинної (W_3, W_4) обмоток трансформатора дозволяє підвищити перешкодозахищеність у вимірювальному ланцюзі (W_3, W_4, R_1, R_2) за рахунок взаємознищення перешкод в точках А та Б трансформатора.

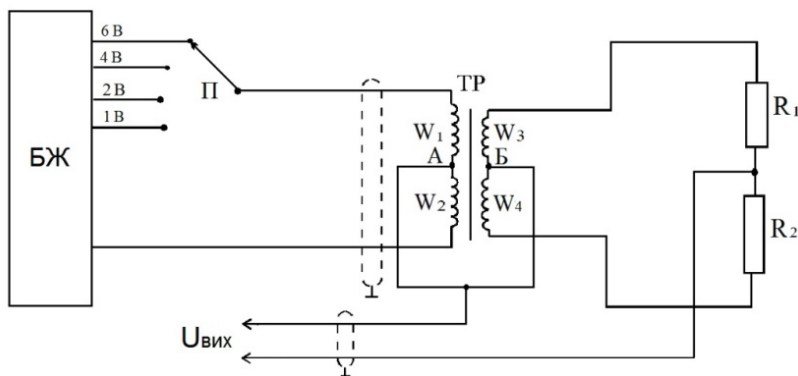


Рис. 2.12. Включення трансформатора у вимірювальний ланцюг: БЖ – блок живлення 1–6 В; ТР – узгоджувальний трансформатор; П – перемикач напруги живлення моста; R_1, R_2 – тензорезистори МЛТ

Здійснена доробка дозволила підвищити:

- чутливість на 20 % (з $0,25 \cdot 10^{-3}$ до $0,2 \cdot 10^{-3}$) відносних одиниць деформації;
- перешкодозахищеність на 16 % (від 120 дБ до 140 дБ).

Для забезпечення стабільності роботи тензостанції був створений пульт контролю і узгодження (ПКУ). Необхідність створення ПКУ була викликана тим, що в підсилювачі 8АНЧ-26, як і в інших підсилювачах тензостанцій, не передбачена можливість точного

балансування моста і точної установки нуля, а також тим, що підсилювач не має схеми узгодження своїх виходів із зовнішніми реєструвальними пристроями. Це значно ускладнює обробку отриманих записів, так як попередньо необхідно тарувати кожен канал і підключений до його виходу пристрій реєстрації, а потім вести обробку записів з урахуванням отриманих тарувальних графіків для кожного каналу. Всі ці недоліки усуваються введенням ПКУ, який має вісім ідентичних блоків контролю та узгодження (БКУ) і працює наступним чином: сигнал з виходу підсилювача надходить на опір R_1 та R_9 , а потім подається на вхід приладу реєстрації (рис. 2.13).

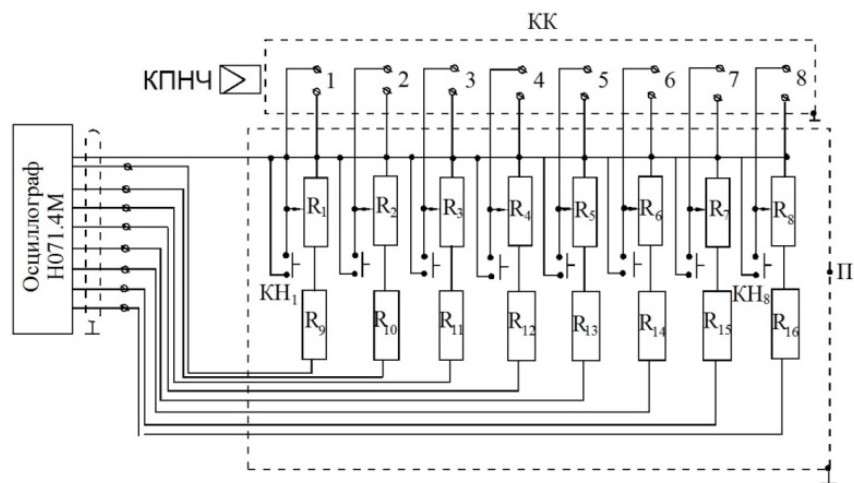


Рис. 2.13. Схема електричних з'єднань регуляторів пульта контролю нуля:
 $R_1 \dots R_8$ – змінні резистори СП5-1А-150; $R_9 \dots R_{16}$ – резистори МЛТ-0,25 ВТ-56;
 $КН_1 \dots КН_8$ – кнопки «Контроль нуля»; КПНЧ – кабель вихідний ПНЧ апаратури 8АНЧ-26;
 КК – клемна колодка; П – пульт контролю нуля і регуляторів «Підсилення»

Опір R_1 попереджує вихід підсилювача від короткого замикання, а опір R_9 дозволяє вирівнювати чутливість реєструвального пристрою. Це робиться таким чином. При подачі на кожен з восьми входів підсилювача тарувального імпульсу за допомогою опору R_9 , виведеного під шліць, встановлюється однаковий показник для кожного каналу. Контроль установки нуля і точного балансування мостів проводиться за допомогою кнопки $КН_1$. При натисканні кнопки $КН_1$ вхід відповідного реєструючого пристрою закорочується і пристрій знеструмується. Якщо на підсилювачі включений тумблер контролю нуля, то балансування відповідного каналу добиваються нуля на реєстру чому пристрої, при якому показник відповідного каналу не буде відхилитися як, при утриманні, так і при відпущеній кнопці $КН_1$. Аналогічним чином балансують кожен міст. При цьому ручками балансу R та C добиваються такого положення, коли, при утриманні і відпущеній кнопці $КН_1$ показник відповідного каналу не буде змінюватись. Практика використання описаного ПКУ показала його високу ефективність і надійність.

З метою вдосконалення процесу реєстрації та обробки інформації тензометрування пропонується здійснити підключення тензостанції до персонального комп'ютера, утворивши систему тензометричного контролю. Система тензометричного контролю, блок схема якої представлена на рис. 2.14 включає такі складові частини: апаратуру тензометричну на несівній частоті; вхідний і вихідний узгоджувальні пристрої; електротензометричні датчики; пульт дистанційного керування; та систему комп'ютеризованого запису та обробки інформації.

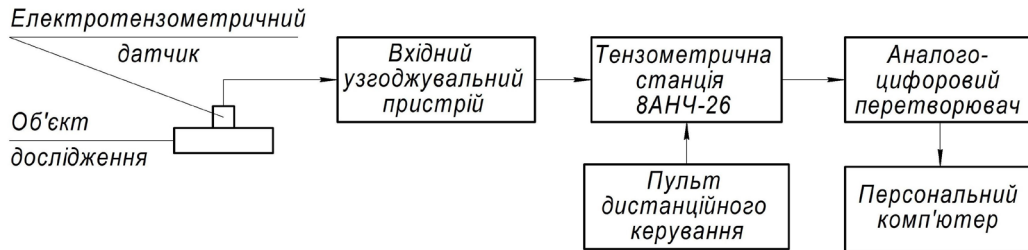


Рис. 2.14. Блок-схема системи тензометричного контролю

Пульт дистанційного керування блоком 8АНЧ-26 призначений для управління на відстані роботою апаратури 8АНЧ-26. Залежно від бази тензодатчиків чутливість апаратури може скласти $2 \cdot 10^{-5}$ відносних одиниць деформації. Технічні характеристики системи представлені в таблиці А.3 (додаток А).

2.1.7. Визначення допустимої величини струму живлення тензорезисторів

Гранична величина струму живлення для тензорезисторів обумовлена допустимою температурою нагріву решітки, величина якої визначається кількістю виділеного струмом тепла та умовами охолодження. Умови охолодження залежать від розмірів деталі і її теплопровідності, площі поверхні, яку займають нитки решітки, відношення поверхні дроту до його об'єму, товщини клейового шару і його теплопровідності, температури навколишнього середовища і ряду інших факторів. Для визначення допустимої величини струму живлення була зібрана спеціальна установка, схема якої наведена на рис. 2.15.

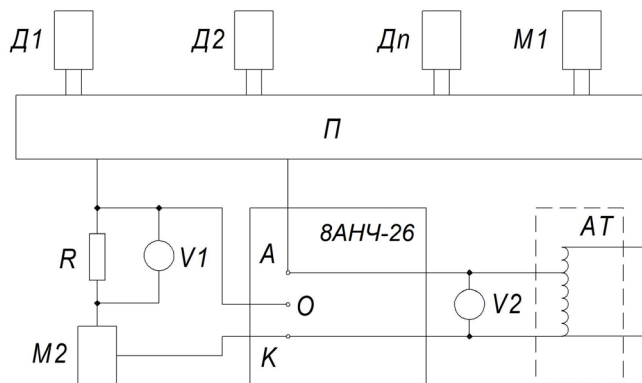
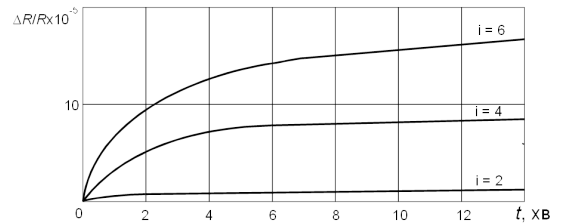
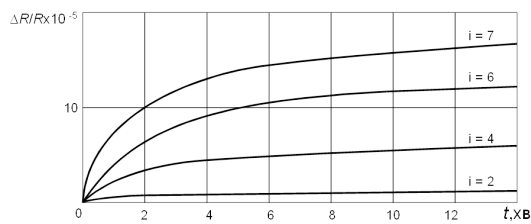


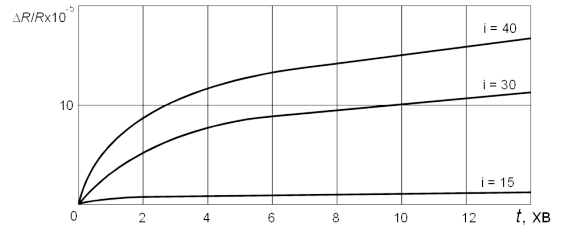
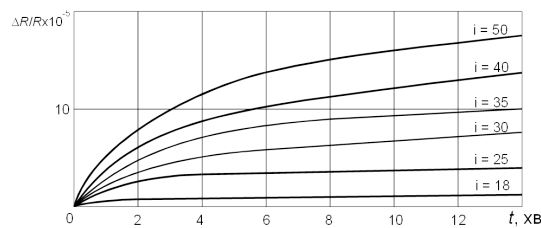
Рис. 2.15. Блок-схема установки для визначення допустимого струму живлення тензорезисторів:
 Д1–Дn – тензорезистори типу МПТ, КФ4П1; М1–М2 – магазини опору МСР-60М;
 П – перемикач П10; V1 – мікрровольтметр В3-57; V2 – цифровий вольтметр В7-57;
 R – точний опір 10 Ом $\pm 0,05\%$; АТ – автотрансформатор ЛАТР-5-0-250V

За допомогою перемикача П в активне плече тензостанції 8АНЧ-26 включався магазин опорів М1 або один з досліджуваних тензорезисторів Д1–Дn. Значення опорів на магазинах М1, М2 підбиралися приблизно рівними опору тензорезисторів. Автотрансформатором А встановлювалася певна напруга живлення мостової схеми. За допомогою мілівольтметра V1 вимірювали падіння напруг на еталонному опорі $R = 10$ Ом, який включено послідовно з досліджуваним тензорезистором і розраховували струм живлення тензорезисторів.

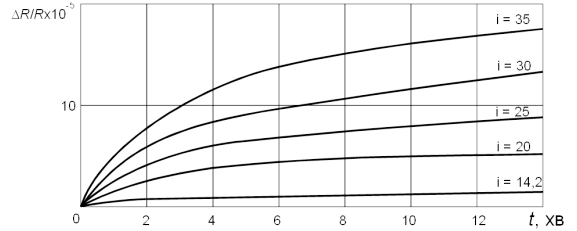
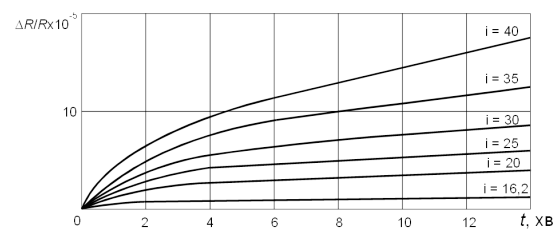
Нульові показники тензостанції відраховувались протягом від 3 до 5 с після включення тензорезистора. Подальший відлік показників проводили через 1, 3, 5, 10, 12 хв. За отриманими даними будували графіки залежності зміни опору тензорезисторів у часі при встановленому струмі живлення. На рис. 2.16, *а* представлені залежності зміни відносного опору $\Delta R/R$ або «фіктивної» деформації тензорезисторів типу МПТ та КФ4ПІ з різними базами, наклеєних на керамічний зразок, а на рис. 2.16, *б* та сама залежність, але для тензорезисторів закритих 15-міліметровим шаром епоксидного компаунду.



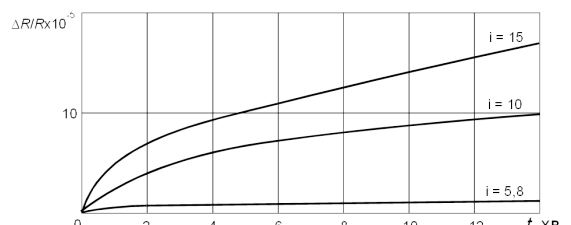
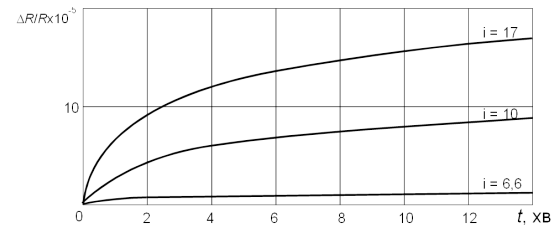
Тензорезистор: база – 0,5–3 мм, опір – 100 Ом, діаметр мікродроту – 4 мкм



Тензорезистор: база – 10 мм, опір – 1000 Ом, діаметр мікродроту – 0,030 мм



Тензорезистор: база – 5 мм, опір – 50 Ом, діаметр мікродроту – 0,030 мм



Тензорезистор: база – 5 мм, опір – 100 Ом, діаметр мікродроту – 0,015 мм

а

б

Рис. 2.16. Зміна відносного опору тензорезисторів залежно від величини струму живлення та тривалості вимірів (монтаж: *а* – на поверхні зразка; *б* – під шаром компаунда)

Допустиму величину струму живлення тензорезисторів встановлювали, виходячи з роздільної здатності тензоапаратури і величини мінімальних передбачуваних деформацій. На підставі цієї вимоги припустима зміна опору тензорезистора за рахунок нагріву струмом живлення дорівнює $1 \cdot 10^{-5}$ одиниць відносної деформації. Відповідні їй допустимі значення струму живлення, визначені зазначеним способом, для різних матеріалів наведені в таблиці 2.2.

Таблиця 2.2

Допустимий струм живлення тензорезисторів, наклеєних на кераміку (скло, компаунд)

Параметр тензорезистора			Допустимий струм живлення тензорезисторів, наклеєних на зовнішній поверхні зразка, мА	
Опір, Ом	База, мм	Діаметр дроту, мкм	Без компаунда	Під шаром компаунда
50–300	0,5–3	4	2	1,9
50	5	30	16,2	14,2
100	5	15	6,6	5,8
100	5	20	9,44	7,7
100	10	15	7	6
100	10	20	10	8
100	10	30	18	15

Ці ж значення струмів живлення придатні для інших матеріалів з близькими до кераміки теплофізичними характеристиками (склопластики, скло, компаунди).

2.2. Розробка системи акусто-емісійного контролю

На сьогодні, у зв'язку з різким підвищенням вимог до конструкційних матеріалів, колишній підхід до оцінки міцності ресурсів, заснований на розрахунковому багаторазовому запасі міцності, себе вже не виправдовує. Потрібен новий підхід, заснований на уявленнях про руйнування як про кінетичний процес, який би враховував всі зміни, що відбуваються в навантаженому матеріалі і впливають на його властивості міцності.

2.2.1. Реєстрація сигналів акустичної емісії

Метод акустичної емісії є методом неруйнівного контролю заснованого на збудженні фізичного поля випромінювання (поля динамічних пружних напружень) самим дефектом, в результаті виділення пружної енергії при його розвитку. Роль приймача сигналу грає п'єзоелектричний перетворювач [64, 126].

Основним елементом АЕ резонансного датчика є п'єзоелектричний кристал, що перетворює механічний рух в електричний сигнал (див. рис. 2.17). Датчик збуджується хвилями напружень, що потрапляють на його денце, і перетворює їх в електричні сигнали. Ці сигнали надходять на розташований поблизу попередній підсилювач, посилюються і на кінцевому етапі реєстрації надходять на основну вимірвальну апаратуру.

Одним з основних вимог до датчика є його висока чутливість. І хоча в цілому високоякісними датчиками вважаються датчики, що володіють плоскою частотною характеристикою, проте в більшості практичних випадків найбільш чутливими, а тому кращими, є резонансні датчики, які, до того ж, є більш дешевими, ніж широкосмугові. Ці датчики мають порівняно вузьку смугу частот, в якій відбувається переважне коливання. Частоти, що характеризують датчик, є домінуючими при утворенні форми і спектра АЕ сигналу.

Зазвичай датчик встановлюється на об'єкт за допомогою спеціальних бандажів, магнітних або інших кріплень, при цьому поверхню зіткнення із денцем змащується рідким мастилом.

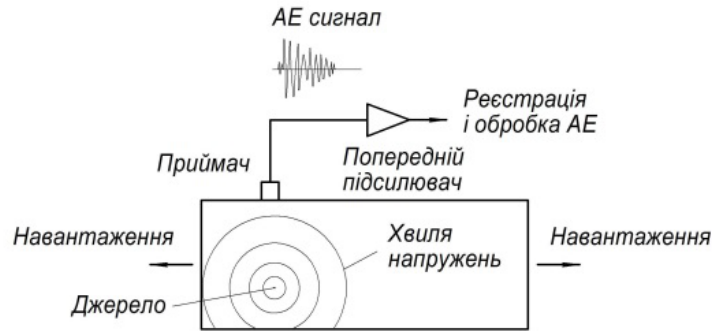


Рис. 2.17. Основний принцип генерації та реєстрації акустичної емісії

Сигнал з датчика надходить на попередній підсилювач, призначений для посилення сигналу. Попередній підсилювач володіє широким динамічним діапазоном і, посилюючи сигнал, створює можливість передачі його по довгих кабелях до приймальної апаратури. Зазвичай попередній підсилювач має посилення 100 раз (40 дБ) і включає фільтр низької частоти (ФНЧ) або смуговий фільтр для зниження механічних і акустичних фонових шумів, що переважають на низьких частотах. Найбільш часто використовуються смугові фільтри від 100 до 300 кГц, які пропускають частоту найпоширеніших резонансних датчиків, рівну 150 кГц. Можуть використовуватися й інші частотні діапазони, проте існують певні обмеження. На низьких частотах з'являються проблеми, пов'язані з ростом механічних шумів, а високі частоти сильніше згасають.

Попередні підсилювачі, як відомо, самі є джерелами електронного шуму, і саме цей шум визначає нижню межу застосування методу АЕ. Мінімальний сигнал, який можна зареєструвати апаратурою, має порядок 10 мкВ на виході датчика, що відповідає зсуву поверхні в 10^{-6} мікродюймів (при використанні типового високочутливого датчика).

Сигнал АЕ на виході попереднього підсилювача представляє собою високочастотні коливання (рис. 2.18). Одним сигналом вважається сукупність коливань, що реалізуються за 1 мс. З високочастотних коливань (рис. 2.18, а) виділяють осциляції (рис. 2.18, б) – сигнали, рівень яких перевищує рівень дискримінації або поріг чутливості підсилювача і події. Подією АЕ вважається сукупність осциляцій, отриманих за 1 мс, яка трансформується в один імпульс, амплітуда якого дорівнює найбільшій амплітуді осциляції (рис. 2.18, в).

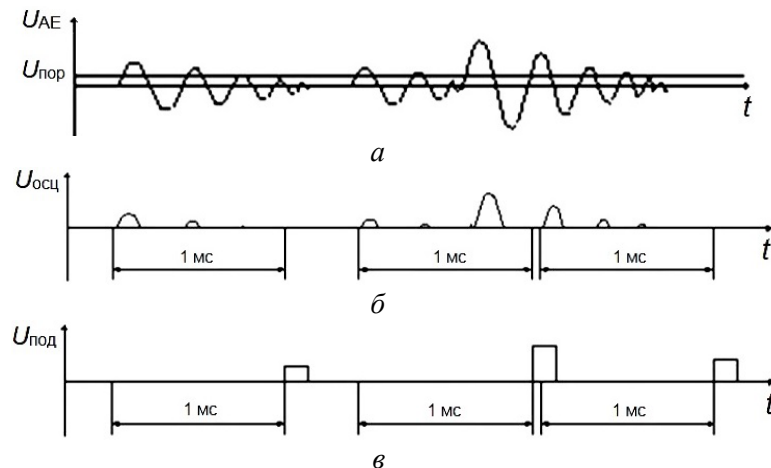


Рис. 2.18. Акустична емісія: а) високочастотні коливання; б) осциляція; в) подія

Найбільш часто використовуваними параметрами АЕ, одержуваними при обробці осциляцій і подій в вимірювальній апаратурі [63, 67, 71, 127], є кількість осциляцій (див. рис. 2.18, б), кількість осциляцій в одиницю часу (швидкість рахунку), кількість подій (загальний рахунок), кількість подій в одиницю часу (активність), амплітуда подій (рис. 2.18, в) і лінійна координата подій, при визначенні якої використовується ефект Доплера; координата події встановлюється по різниці часу приходу сигналу АЕ до двох датчиків АЕ.

В основній системі сигнал АЕ знову посилюється і фільтрується. На наступному важливому етапі відбувається безпосередньо виділення сигналу. Етап закінчується тим, що, коли сигнал перевищує встановлений поріг – у компараторному ланцюзі, в цифровому вигляді, генерується вихідний імпульс. Зв'язок між сигналом, порогом і імпульсом з компаратора проілюстровано на рис. 2.19. Рівень порога зазвичай регулюється оператором; цей параметр є ключовою змінною, яка визначає чутливість методу АЕ при випробуванні. Крім того, залежно від типу обладнання АЕ, чутливість можна контролювати шляхом регулювання посилення основного підсилювача.

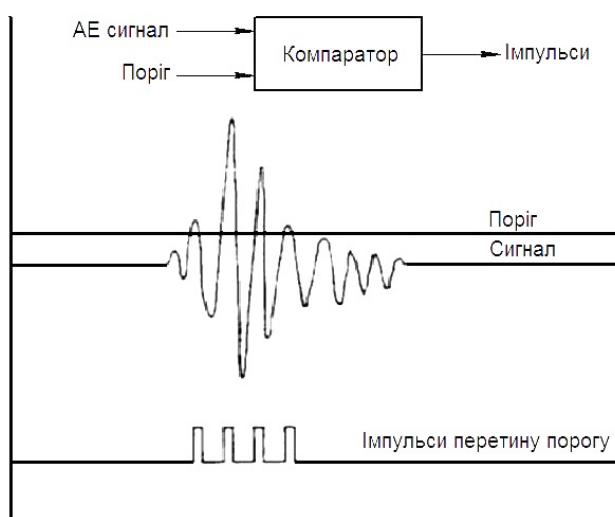


Рис. 2.19. Принцип реєстрації сигналу акустичної емісії

Використання комп'ютерної обробки параметрів сигналів АЕ дозволяє проводити, як експрес-, так остаточну обробку отриманої інформації.

2.2.2. Розробка системи акустико-емісійного контролю

Різні варіанти сучасної апаратури для реєстрації АЕ можна розділити на два класи: одно- та багатоканальні установки. Ці системи, як правило, характеризуються вузьким частотним діапазоном і обмеженим числом реєстрованих параметрів АЕ. Більш широкими можливостями відрізняється апаратура, яка використовується в науково-дослідних цілях для вирішення завдань встановлення кореляційних залежностей між параметрами АЕ та характеристиками міцності, пластичності, тріщиностійкості і довговічності матеріалів (виробів) в різних умовах навантаження. Вони комплектуються зовнішніми апаратурними комплексами і комп'ютерною технікою. У цій роботі використовувалися обидва варіанти апаратури.

Система акустико-емісійного контролю була розроблена в експериментальній лабораторії кафедри прикладної механіки Хмельницького національного університету [128].

Структурна схема системи показана на рис. 2.20. Основним завданням комплексу є документальна реєстрація та обробка параметрів сигналів акустичної емісії, що виникають при тестуванні деталей статичним, динамічним та тепловим навантаженням. В цій роботі комплекс застосовувався для експериментальної і прикладної діагностики та прогнозування міцності матеріалів, деталей і вузлів електронної техніки при різних видах навантаження.

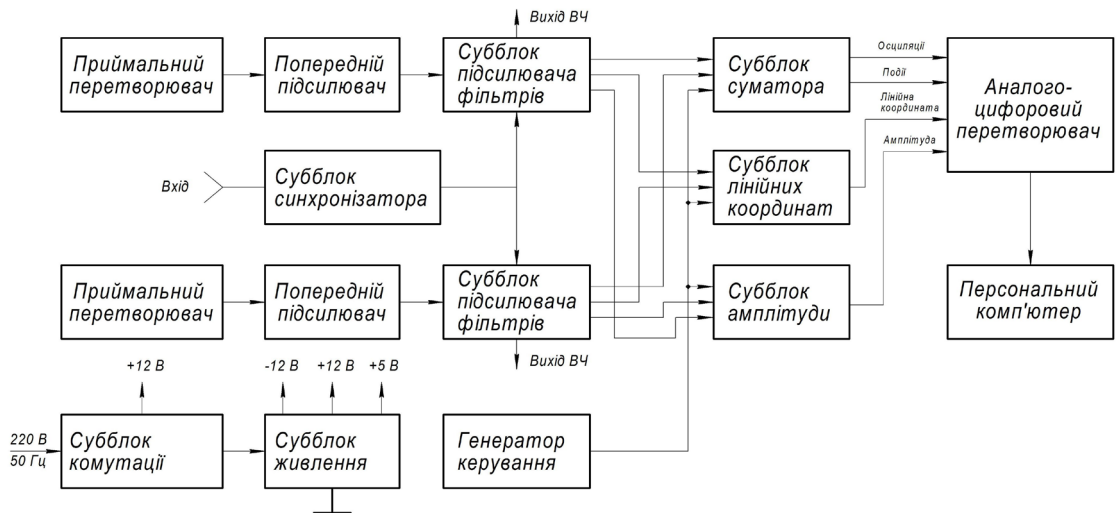


Рис. 2.20. Структурна схема системи акусто-емісійного контролю

Для прийому і виділення параметрів сигналів акустичної емісії слугує вимірвальний акусто-емісійний прилад АФ-15. Перетворення енергії пружних коливань в електричну здійснюється первинними п'єзоелектричними перетворювачами. Обробка параметрів сигналів АЕ покладено на персональний комп'ютер, дані до якого надходять від АФ-15 за допомогою спеціально розробленого системного інтерфейсу.

При розробці системи були вирішені наступні завдання.

- модифікація субблоків лінійних координат, амплітуд і суматора приладу АФ-15.
- розробка і створення паралельного програмованого інтерфейсу введення/виводу.
- розробка програмного забезпечення збору та обробки даних АЕ.

2.2.3. Основні параметри і характеристики акусто-емісійного приладу АФ-15

Акусто-емісійний прилад АФ-15 забезпечує прийом сигналів АЕ по двох каналах і одночасну реєстрацію не менше чотирьох параметрів: максимальної амплітуди сигналів АЕ за період часу, активності сигналів АЕ, суми осциляцій (високочастотних коливань, рівень яких перевищує рівень дискримінації) за період часу, лінійної координати джерела сигналу АЕ, форми і тривалості імпульсів АЕ. В таблиці А.4 (додаток А) наведені основні технічні параметри і характеристики приладу.

Робота приладу заснована на принципі прийому, реєстрації та аналізу сигналів АЕ. Сигнали АЕ надходять на первинні п'єзоелектричні перетворювачі (П113) першого і другого каналів приладу і перетворюються ними в електричні коливання високої частоти (див. рис. 2.18).

Попередні підсилювачі каналів посилюють ці сигнали з коефіцієнтом посилення 40 дБ і передають на субблоки підсилювачів фільтрів, які дозволяють виділяти сигнали в діапазоні частот від 20 кГц до 2 МГц з подальшим посиленням в обраній смузі частот. Діапазон частот і коефіцієнт посилення встановлюються дискретно в межах, зазначених у

таблиці 2.1. У субблоці підсилювачів фільтрів відбувається формування сигналів осциляцій (рис. 2.18, б) і подій (рис. 2.18, в), тут також формується пікова амплітуда події, що дорівнює максимальній амплітуді осциляції (рис. 2.18, б).

Сформовані сигнали подаються на субблоки суматора, лінійних координат і амплітуд. Субблок координат, на який надійшли сигнали подій, встановлює місце розташування джерела АЕ за різницею часу приходу хвилі до датчиків, істинність події, тобто знаходження джерела АЕ в зоні контролю і дає дозвіл на подальшу обробку сигналів субблока суматора і амплітуд. Вивід координати джерела здійснюється на цифровий вихід та індикатори лицьовій панелі.

Пікові значення аналогової амплітуди подій подаються на субблок амплітуд, де відбувається вибірка максимальної амплітуди серед подій, які прийшли за період 0,1; 1; 10 або 30 с за вибором, перетворення в цифрову форму.

Субблок суматора дозволяє обробляти і реєструвати сигнали АЕ з обраної зони контролю в режимі інтенсивності (кількість осциляцій і подій за встановлений період) і безперервного рахунку (безперервне підсумовування осциляцій і подій у встановлений період від початку вимірювання).

Субблок лінійних координат, суматора і амплітуд керується генератором керування, який містить генератор тактових імпульсів (ГТІ). Період ГТІ вибирається дискретно і служить для завдання частоти виведення інформативних параметрів на зовнішній порт.

Живлення субблоків приладу здійснюється від стабілізованих джерел живлення субблока живлення, керованого субблоком комутації.

Суттєвим недоліком АФ-15 було те що робота приладу була пристосована для порівняно повільного відтворення інформації. Так мінімальний можливий період виведення інформації про сигнали АЕ дорівнює 40 мс, що відповідає друку інформації про 25 події в секунду. Проте АФ-15 призначений (див. табл. 2.1) для прийому і обробки до 1000 подій в секунду і при виведенні інформації навіть з максимальною швидкістю тобто з періодом $t_{\min} = 40$ мс, отримаємо замість параметрів сорока подій, параметри тільки однієї події і таким чином 95 % корисної інформації буде втрачено. Тому для збільшення достовірності інформацію про сигнали АЕ було вирішено для збору і обробки інформації застосувати персональний комп'ютер, що дає високу швидкість збору та обробки даних вимірювань.

Завдання з'єднання АФ-15 та ПК було вирішено модернізацією приладу АФ-15 проведеною для подолання недоліків самого приладу, до яких відносяться особливості схемотехнічних рішень субблоків приладу, орієнтованих на повільні пристрої виведення, зокрема субблоків координат і амплітуд, проектуванням системного інтерфейсу введення/виведення і математичного програмного забезпечення збору та обробки даних. Опис проведеної модернізації не приводиться в цій роботі, оскільки був представлений в публікаціях [128–133].

2.2.4. Параметри сигналів акустичної емісії

До параметрів акустичної емісії, які виділяє система контролю АЕ, відносять наступні: амплітуда подій, активність подій, лінійна координата подій, кількість осциляцій кожної події, сумарна кількість подій, потужність події і енергія акустичної емісії.

Параметри, що виділяються акустико-емісійним вимірювальним приладом АФ-15, такі як амплітуда, лінійна координата подій і кількість осциляцій кожної події детально описані раніше, тому далі зупинимося на параметрах, одержуваних за допомогою програмної обробки в ПК.

Активність подій АЕ являє собою кількість сигналів АЕ, що реєструються за певний період часу:

$$N = \frac{N_c}{T}, \quad (2.8)$$

де N_c – кількість подій АЕ; T – період часу реєстрації.

Сумарна амплітуда є сумою амплітуд подій, зареєстрованих за певний період часу:

$$S = \frac{\sum_{i=1}^{N_c} A_i}{T}, \quad (2.9)$$

де A_i – амплітуда i -го події АЕ.

Потужність або електрична потужність події АЕ, що виділяється на виході пьезоелектричного перетворювача, визначається формулою (2.10):

$$W = k \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T U^2(t) dt, \quad (2.10)$$

де k – коефіцієнт пропорційності; T – інтервал реалізації; $U(t)$ – миттєве значення сигналу.

Використовуючи дані сигналів АЕ, одержувані від АФ-15, потужність сигналів АЕ визначається як:

$$W = U^2 N_o, \quad (2.11)$$

де U – амплітуда події, N_o – кількість осциляцій події, яка прямо-пропорційна тривалості події.

Енергія акустичної емісії визначається формулою (2.12):

$$E = k \cdot \frac{\sum_{i=1}^{N_c} W_i}{T}, \quad (2.12)$$

де k – коефіцієнт пропорційності; W_i – потужність i -ї події АЕ.

Розроблений пакет прикладних програм обробки параметрів сигналів АЕ дозволив представляти АЕ-сигнали в зручному наочному вигляді дво- і тривимірних графіків та визначати лінійні і площинні координати джерел АЕ.

2.2.5. Точність визначення параметрів акустичної емісії

Серед комплексу заходів з метрологічного забезпечення вимірювальної техніки одним з центральних є розробка методів і засобів повірки (визначення похибок вимірювальних приладів).

Повірка розробленого комплексу ПАК АЕ стосується групи приладів, що входять в вимірювальну частину комплексу, тобто в систему АФ-15. До цієї групи належать: попередній підсилювач, субблок підсилювачів-фільтрів, субблок амплітуди, субблок лінійних координат, субблок суматора. Необхідно відзначити, що складність перевірки цих приладів пов'язана з відсутністю державних стандартів для єдиної метрологічної бази, тому говорити про точність вимірювання параметрів акустичної емісії будемо тільки по відношенню до конкретної апаратури.

Для градування і перевірки п'єзоперетворювачів акустичної емісії вже розроблені і існують такі методи, як метод додаткового електрода, взаємності, порівняння з еталонним приймачем [62]. Нами була використана методика, розроблена науково-дослідним інститутом з розробки неруйнівних методів і засобів контролю якості матеріалів (м. Кишинів).

Контрольне калібрування всього підсилувального тракту для визначення діапазону робочих частот і порога чутливості проводилося в такий спосіб: на вхід одного з попередніх підсилувачів САА-06, замість п'єзоперетворювача АЕ підключався генератор стандартних сигналів Г4-106. З виходу генератора Г4-106 подавалася на вхід підсилувача така напруга частотою 350 кГц, щоб показання мілівольтметра В3-38 при положенні перемикача «IV» збіглися з відміткою 0 за шкалою дБ. При постійному рівні вихідної напруги генератора Г4-106 реєструвалися показання мілівольтметра на частотах від 20 і 2000 кГц. Вимоги виконувалися, якщо відхилення показань мілівольтметра В3-38 від вихідного значення не перевищували –3 дБ в сторону зменшення.

Далі включали тумблер генератора Г4-106 і, плавно збільшуючи напругу сигналу з 5 мкВ, досягали того, щоб покази індикатора субблока суматора склали величину 315–350 мкВ. Відключали вихід генератора Г4-106 від підсилувача і підключали до входу мілівольтметра В3-38. Збільшували напругу вихідного сигналу генератора Г4-106 в 1000 разів і реєстрували покази мілівольтметра В3-38. Обчислювали поріг чутливості підсилувального тракту за формулою (2.13):

$$U_{ri\delta} = \frac{U_{\ddot{a}i}}{1000}, \quad (2.13)$$

де U_{nor} – поріг чутливості підсилувального тракту;

$U_{ген}$ – покази мілівольтметра.

Для проведення вимірювань відбиралися субблоки, у яких розраховане значення порога чутливості підсилувального тракту було не більше 20 мкВ.

Визначення коефіцієнта перетворення перетворювачів на прийомі здійснювалося за допомогою навантаження акустичного, що входить в комплект АФ-15, двох перетворювачів, однотипних з тим що перевіряється і аналізатора СКЧ-59. Для цього встановлювали на контактному мастилі перетворювач, що перевіряється і один з двох однотипних з ним перетворювачів на великий межі навантаження акустичного симетрично її центру, відстань між акустичними осями перетворювачів становила 100 ± 5 мм. Перетворювачі підключалися до приладу СКЧ-59 за допомогою узгоджувачів С-2.

Фіксувалася частота в межах частотного діапазону перетворювача, при якій сигнал на екрані аналізатора спектра СКЧ-59 мав максимальний рівень, тобто частота максимального перетворення. За допомогою лімбів «номінальний рівень» точки зображення на екрані, відповідні частоти максимального перетворення, поєднувалися з четвертою горизонтальною лінією масштабної сітки. За лімбами відраховувався рівень вхідного сигналу аналізатора спектра СКЧ-59. Далі узгоджувач С-2 відключався від перетворювача і підключався до виходу аналізатора спектра СКЧ-59, по лімбах відраховувалися рівень вихідного сигналу і обчислювалася різниця рівнів вихідного і вхідного сигналів аналізатора.

Зазначена процедура проводилася для перевірки:

– контрольованого перетворювача та одного, що залишився з двох однотипних з ним перетворювачів;

– пари перетворювачів, що є однотипними до тих, що перевіряються.

Далі порівнювалася найбільша і найменша з частот максимального перетворення для кожного з вказаних положень.

При різниці частот не більше 50 кГц обчислювався коефіцієнт перетворення перетворювача при прийомі за формулою (2.14):

$$A = 2,4 \cdot 10^{-\frac{1}{4}(K_{vv}^{12} + K_{vv}^{13} - K_{vv}^{23})} f^{-\frac{1}{4}} \cdot 10^{10}, \quad (2.14)$$

де A – коефіцієнт перетворення перетворювача при прийомі (В/м); K_{vv}^{12} , K_{vv}^{13} , K_{vv}^{23} – різниці вихідного та вхідного сигналів аналізатора, відповідно (дБ); f – частота максимального перетворення (МГц), в межах частотного діапазону перетворювача.

Таблиця 2.3

Еталонні значення коефіцієнта перетворення п'єзоелектричних перетворювачів

Умовне позначення перетворювача	Коефіцієнт перетворення, В/м
ПІ 13–(0,2–0,5)Д	$1,6 \cdot 10^9$
ПІ 13–(0,2–0,5) × 3	$1,6 \cdot 10^9$
ПІ 13–(0,2–2,0) × 2	$1,6 \cdot 10^9$
ПІ 13–(0,5–1,0)	$8,0 \cdot 10^8$
ПІ 13–(0,02–0,2)	$1,6 \cdot 10^9$

Вимоги перевірки виконувалися, якщо розраховані коефіцієнти перетворення при прийомі хвиль Релея були не менше значень, зазначених в таблиці 2.3 для відповідних п'єзоперетворювачів.

2.3. Розробка і вдосконалення вібровимірювальної системи

Підвищення надійності, довговічності та якості роботи складних електронних систем, які все більше використовуються в техніці та озброєнні України, вимагає проведення різноманітних випробувань на вплив навколишнього середовища, як під час експлуатації, так і на етапах її виготовлення. Вагомим фактором, що діє на ЕС є вплив небажаних деформацій що виникають у блоках, вузлах та компонентах апаратури і в подальшому можуть приводити до її руйнування. Вивчення процесу передачі деформацій у складних за структурою конструкціях ЕС являє собою важливу складову забезпечення їх надійності та міцності. Особливу увагу заслуговують деформації викликані дією динамічних навантажень, що відбуваються в умовах експлуатації апаратури, та також при її транспортуванні або зберіганні. Найчастіше такі системи розміщуються на рухомих об'єктах – гелікоптерах, літаках, кораблях, автомобільній та гусеничній техніці, ракетах, супутниках і т.п., і працюють, як правило, під впливом складного комплексу дестабілізуючих факторів. До найбільш небезпечних з них відносяться вібраційні й ударні навантаження, акустичний вплив, дорожня тряска, постріли, невірноваженості деталей, що швидко обертаються, ударна хвиля, різкі пориви вітру, швидкі турбулентні потоки тощо.

Експериментальні методи досліджень динамічних характеристик виробів дають можливість проводити об'єктивний аналіз вібростійкості та віброміцності конструкцій електронної техніки з метою їх подальшого вдосконалення та доробки.

2.3.1. Випробування на виявлення резонансних частот

Виявлення резонансних частот проводилось п'єзоелектричним методом. Метод забезпечує достатню точність вимірювань за умови, коли розміри і маса виробу, що випробовується, в 10 і більше разів перевищує розміри і масу п'єзоперетворювача.

Для визначення резонансних частот виріб підлягає впливу гармонічної вібрації при понижених віброприскореннях від 1 до 5 g в діапазоні частот від 0,2 до $1,5 f_p$, де f_p – розрахункова резонансна частота виробу. Конкретний діапазон частот випробувань встановлюється в програмі випробувань. Пошук резонансних частот проводять, плавно змінюючи частоту при підтримці постійної амплітуди прискорення від 1 до 5 g, або амплітуди зміщення (не більше 1,5 мм). Резонансну частоту ЕС визначають як середнє арифметичне значення резонансних частот, отриманих при випробуванні вибірки. Похибка вимірювань частот повинна складати 0,5 % або 0,5 Гц, при цьому враховується те значення, яке більше. У тих випадках, коли реєстрація резонансних коливань елементів неможлива, резонансні частоти можуть бути визначені по зміні значень вихідних параметрів ЕС.

Схема визначення резонансних частот п'єзоелектричним методом показана на рис. 2.21.

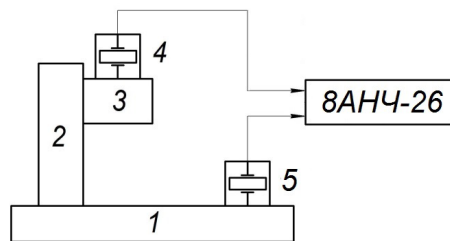


Рис. 2.21. Структурна схема пристрою для визначення резонансних частот п'єзоелектричним методом:
 1 – стіл вібростенда; 2 – пристосування для кріплення виробу;
 3 – випробовуваний виріб; 4, 5 – п'єзоперетворювачі (вібродатчики)

При плавній зміні частоти коливань стенда та підтримці постійного віброприскорення кріпильної плити на резонансній частоті виробу проявляється збільшення напруги на п'єзоперетворювачі та поворот на 90° еліпса на екрані осцилографа.

2.3.2. Методи випробування на вібростійкість та віброміцність

Конструкція електронної апаратури повинна бути як вібростійкою, так і віброміцною.

Вібростійкість визначає ступінь чутливості апаратури до динамічних навантажень. Вона характеризується значеннями амплітуд, прискорень і частот вібрації, при яких не порушується нормальне функціонування апаратури. Випробування на вібростійкість проводять з метою перевірки здатності виробів протистояти руйнівній дії вібрації і виконувати свої функції та зберігати параметри в межах значень, вказаних в ТУ при вібрації в заданих діапазонах частот та прискорень. Випробування електронних систем проводять при їх підключенні до електричного живлення, контролюючи в процесі основні параметри. Для перевірки вібростійкості вибирають такі параметри виробів, по зміні яких можна судити про вібростійкість (наприклад, рівень віброшумів, спотворення вихідного сигналу, цілісність електричної схеми, нестабільність контактних опорів тощо).

Параметри випробувальних режимів визначаються заданим ступенем жорсткості, який в свою чергу визначається поєднанням наступних параметрів (табл. А.5, додаток А): діапазону частот дії вібрації, амплітуд переміщення та прискорення, частоти переходу – частоти, при якій проходить зміна режиму випробувань (від режиму з постійною амплітудою переміщення до режиму з постійною амплітудою прискорення). Тривалість випробування в кожному напрямку дії визначається часом перевірки працездатності виробу.

Віброміцність визначає здатність апаратури витримувати без руйнування тривалі вібраційні навантаження. Вона характеризується максимальними амплітудами прискорення

рень, власними частотами коливання апаратури і її окремих елементів, демпфірувальними властивостями матеріалу конструкції і тривалістю дії вібраційного випробування.

Допустимі прискорення, які характеризують віброміцність в більшості випадків вищі прискорень вібростійкості, тобто конструкція повинна мати демпфірувальні властивості. Одночасне задоволення вимог вібростійкості та віброміцності апаратури створює характерну особливість конструювання електронної апаратури. Дослідження на віброміцність і вібростійкість проводять з метою перевірки здатності виробів опиратись руйнівній дії вібрації та виконувати свої функції при збереженні параметрів після механічного впливу у межах значень, вказаних у технічних умовах (ТУ) та періодичних випробуваннях (ПВ) на виробі.

Випробування ЕС на вібростійкість та віброміцність в цій роботі здійснюють такими методами як метод фіксованих частот та метод коливної частоти.

Основною умовою, що дозволяє вибрати найбільш раціональний метод випробувань є знання резонансних частот виробу. Наприклад, якщо резонансна частота перевищує верхню частоту діапазону більше ніж в 1,5 рази, застосовують метод випробувань на одній фіксованій частоті. Якщо резонансні частоти не встановлені, то застосовується метод коливної частоти. Якщо необхідно скоротити час випробувань при збереженні діапазону частот, використовують метод прискорених випробувань, заснований на наступній законності впливу вібраційних навантажень на довговічність виробу:

$$\left(\frac{\dot{A}_{i\delta}}{\dot{A}_{\zeta\alpha}} \right)^k = \frac{\dot{O}_{\zeta\alpha}}{\dot{O}_{i\delta}}, \quad (2.15)$$

де A_{np} , $A_{зв}$ – амплітуди віброприскорення при прискореному і звичайному режимах, мм; $T_{зв}$, T_{np} – тривалість звичайного і прискореного режимів, с; k – показник системи, що залежить від особливостей конструкції і матеріалів; $k = 2-10$, і найбільш жорсткий режим буде при $k = 2$, оскільки при такому співвідношенні тривалість випробувань буде максимальною.

1. Метод фіксованих частот. Метод випробувань на фіксованих частотах полягає в послідовному впливі гармонійної вібрації певної частоти і амплітуди на випробувальну апаратуру. Структурна схема випробувань має вигляд (рис. 2.22). При випробуванні встановлюється певна частота коливань віброустановки і на цій частоті виконуються всі контрольно-випробувальні роботи, передбачені в стандартах. Частота вібрації при цьому методі змінюється у всьому діапазоні в одному напрямку з витримкою на окремих частотах загального діапазону, яка може тривати до 12 год.

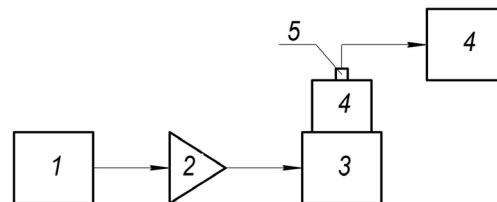


Рис. 2.22. Структурна схема випробувань на фіксованих частотах:
 1 – задаючий генератор; 2 – підсилювач; 3 – вібростіл; 4 – виріб;
 5 – перетворювач; 6 – вібровимірювальна апаратура

У періодичних випробуваннях вказується також час витримки виробу, що випробується в даному режимі. При випробуваннях на вібростійкість він має бути не менше 5 хв, а при випробуванні на віброміцність від однієї до п'яти годин при тривалому і від двадцяти до п'ятдесяти хвилин при короткочасному впливі.

Метод має обмежене застосування, в основному, при заводських випробуваннях виробів які серійно випускаються.

2. Метод коливної частоти. Метод коливної частоти на сьогодні є основним методом випробувань на вібростійкість та віброміцність. Суть методу полягає в зміні частоти вібрації в заданому діапазоні – від мінімальної до максимальної та навпаки (цикл коливань), для того щоб послідовно збуджувати резонанси конструкції ЕС, які знаходяться в області частот випробування. Необхідність не тільки підвищення, а і пониження частоти обумовлена наявністю можливих нелінійних резонансів конструкції випробовуваного виробу, поява яких в значній мірі залежить від напрямку зміни частоти вібрації. Структурна схема випробувань методом коливної частоти представлена на рис. 2.23.

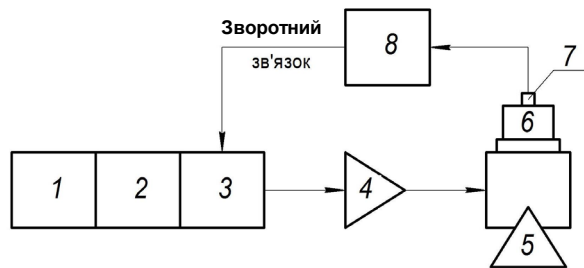


Рис. 2.23. Структурна схема випробувань методом коливної частоти:

- 1 – генератор коливної частоти; 2 – задаючий генератор;
3 – автоматичний регулятор рівня вібрацій; 4 – підсилювач потужності; 5 – вібростіл;
6 – випробовуваний виріб; 7 – вібродатчик; 8 – вібровимірювальна апаратура

При випробуванні методом коливної частоти на низьких частотах частоту плавно змінюють в заданому діапазоні від нижнього до верхнього значень і назад при постійній амплітуді переміщення столу вібростенда.

При низьких частотах, значення яких залежно від ступеня жорсткості випробувань встановлюються в межах від 40 до 70 Гц випробування методом коливної частоти проводять за законом, в якому амплітуда переміщення столу вібростенда постійна. Для того щоб амплітуда прискорень залишалась постійною, необхідно зі зміною частоти відповідно змінювати амплітуду переміщень столу вібростенда.

При випробуваннях на частотах, які перевищують частоту переходу, постійною підтримується амплітуда прискорення, тобто зі зміною частоти повинна змінюватись амплітуда переміщення вібростолу.

Частота вібрації в процесі випробувань змінюється в часі, за звичай, за експоненціальним законом:

$$f = f_H \cdot e^{kt}, \quad (2.16)$$

де f_H – нижня частота робочого діапазону, Гц; k – показник ступеня, характеризує швидкість зміни (коливання) частоти.

Швидкість зміни частоти вібрації при випробуваннях повинна бути такою, щоб час $t_{\Delta f}$ зміни частоти в резонансній смузі частот Δf задовольняв умові:

$$t_{\Delta f} \geq t_{нар} \quad \text{та} \quad t_{\Delta f} \geq t_y, \quad (2.17)$$

де $t_{нар}$ – час наростання амплітуди вібрації виробу при резонансі до сталого значення, хв; t_y – час остаточного встановлення рухомої частини вимірювача (датчика), або реєструвального приладу.

Час наростання приблизно можна визначити зі співвідношення (2.18):

$$t_{нар} \approx k_1 \cdot \frac{Q}{f_0}, \quad (2.18)$$

де k_1 – коефіцієнт, який враховує значення часу наростання $t_{нар}$ в результаті відхилення змін амплітуди вібрації від лінійного закону; Q – добротність механічної коливної системи (випробовуваного виробу), яка залежить від кількості енергії, що розсіюється системою при вібрації; f_0 – резонансна частота.

Значення k_1 рекомендується вибирати рівним від 2 до 3, а значення Q та f_0 вимірюють, або використовують данні конструктивних аналогів випробовуваних виробів. Зменшення швидкості коливання частоти призводить до збільшення тривалості випробувань, що є економічно не вигідним.

Зазвичай швидкість коливання частоти V_k вибирають не більше 2 окт/хв. Октавою називається інтервал між двома частотами f_2 та f_1 , для яких:

$$\frac{f_2}{f_1} = 2 \text{ або } \log\left(\frac{f_2}{f_1}\right) = 1 \quad (2.19)$$

тобто $V_k \leq 2$ окт/хв, або:

$$V_k = \frac{1}{t_{\Delta f}} \cdot 200 \cdot \lg\left(\frac{2Q+1}{2Q-1}\right). \quad (2.20)$$

Час $t_{\Delta f}$ вибирають за умовою (2.17).

Якщо отримане значення V_k за формулою (2.20) буде більшим за 2 окт/хв, то V_k слід брати 2 окт/хв. Якщо швидкість V_k буде меншою за 2 окт/хв, то її необхідно заокруглити до ближчого меншого значення, яке може бути встановлено на приладі керування вібростолом.

2.3.3. Засоби для проведення вібраційних випробувань

Як уже вказувалось, при аналізі вібрацій найбільшу цікавість представляють собою такі взаємопов'язані між собою параметри коливної системи, як вібропереміщення, віброшвидкість та віброприскорення.

П'єзоелектричні датчики відрізняються найбільш високою серед генераторних датчиків чутливістю, підвищеною механічною міцністю і можуть працювати в широкому діапазоні частот від 10 Гц до 20 кГц [128]. Діапазон вимірюваних прискорень змінюється від 0,3 до 500 g. Перетворюючий елемент акселерометра складається, як правило, з двох п'єзоелектричних дисків, на яких закріплена важка маса. Ця маса попередньо навантажена жорсткою пружиною. При вібраціях маса створює змінні зусилля на п'єзоелементи, пропорційні віброприскоренню. Внаслідок п'єзо ефекту на обкладинках дисків виникає змінна напруга, пропорційна прикладеному зусиллю і, відповідно, прискоренню. До недоліків п'єзоелектричних перетворювачів відносяться нестабільність коефіцієнта перетворення і низькі перешкодозахисні властивості.

Тензометричні датчики застосовують для вимірювання вібрацій в широкому діапазоні частот від дольових герц до 20 кГц [42]. Вимірюються вібрації такими датчиками або безпосередньо по величині деформації дослідної деталі, або за допомогою приладів інерційної дії, в яких тензодатчики реєструють деформацію пружного підвісу. Тензодатчики мають дуже малі габарити та вагу, а тому можна застосовувати їх для вимірювання вібрацій малогабаритних елементів, не впливаючи на частоту власних коливань дослідних

деталей. Сьогодні застосовують дротяні, фольгові і напівпровідникові тензодатчики. Недолік тензодатчиків полягає в тому, що за їх допомогою записуються деформації, а не переміщення, а крім того, потрібне хороше екранування дротів [34].

2.3.4. Вибір та обґрунтування вібраційної установки

У лабораторних умовах випробування на вібраційні навантаження проводять на вібростендах, що входять до складу вібраційних установок. Основні вимоги, яким повинні задовольняти віброустановки – це можливість отримання гармонічної вібрації в необхідному діапазоні частот і прискорень, стійкість і надійність в роботі.

Структурна схема електродинамічної установки показана на рис. 2.24.

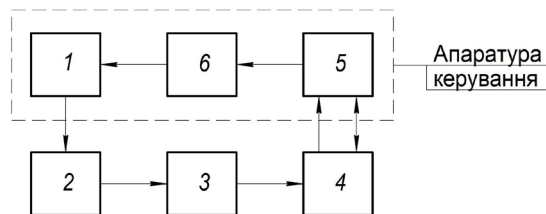


Рис. 2.24. Структурна схема електродинамічної установки:
1 – пристрій керування; 2 – підсилювач потужності; 3 – узгоджувальний пристрій;
4 – вібростенд; 5 – вібродатчик; 6 – вимірювальна апаратура

Важливою складовою частиною установки є апаратура керування, до якої входять вібродатчик, вимірювальна апаратура та пристрій керування вібраційною установкою. Вона слугує для відтворення сигналу звукової частоти та для зміни амплітуд прискорення та переміщення столу вібростенда. Апаратура керування містить в собі пристрій автоматичної підтримки заданого прискорення та автоматичного коливання частоти в заданому діапазоні зі заданою швидкістю. Зазвичай – це задаючий генератор з автоматичним регулятором амплітуди. Після підсилювача потужності сигнал змінного струму поступає на рухому котушку вібростенда, реактивна складова потужності якої змінюється в широких межах в наслідок зміни частоти струму збудження. Саме тому для узгодження вихідного опору підсилювача потужності з вхідним опором рухомої котушки використовують узгоджувальний пристрій (набір послідовно ввімкнених ємностей). Вібродатчик закріплюють на столі вібростенда, або на випробовуваному виробі. Він слугує для вимірювання пропорційних амплітудам прискорень електричних сигналів, які поступають на вимірювальний пристрій апаратури керування та на схему підтримки заданої амплітуди прискорень або переміщень.

Типова конструкція електродинамічного вібростенда наведена на рис. 2.25.

Котушка підмагнічування, по якій протікає постійний струм, створює в магнітопроводі постійний магнітний потік, який пересікає повітряний зазор магнітопроводу. Якщо в цей повітряний зазор помістити провідник – циліндричну рухому котушку, через яку пропустити постійний струм, то магнітний потік, який виникає навколо неї, взаємодіє з магнітним потоком від котушки підмагнічування. Якщо магнітний потік від рухомої котушки направлений так, що його силові лінії складаються із силовими лініями магнітного потоку від котушки підмагнічування над нею та віднімаються під нею, то в результаті такої взаємодії на рухому котушку діє сила виштовхування за правилом лівої руки. Якщо через циліндричну рухому котушку пропустити змінний струм, то котушка почне здійснювати коливальні рухи «вверх–вниз» із частотою та амплітудою, яка відповідає частоті та амплітуді електричного сигналу який підводиться до неї.

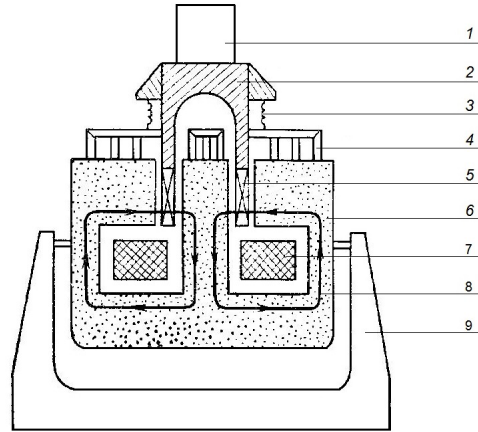


Рис. 2.25. Типова конструкція електродинамічного вібростенда:
 1 – випробовуваний виріб; 2 – стіл вібростенда; 3 – підвіска; 4 – магнітний екран;
 5 – рухома котушка; 6 – магнітопровід;
 7 – котушка підмагнічування; 8 – магнітний потік; 9 – основа

Стіл-платформа – один з найважливіших конструктивних елементів ЕДВ. Верхню частину столу виконують у вигляді плоского диску з впресованими втулками, пазами та отворами, через які до столу кріплять пристосування з випробовуваними виробами. Стіл ЕДВ повинен бути міцним, жорстким та в той же час по можливості легким, так як його маса впливає на основну характеристику ЕДВ – максимальне можливе прискорення.

Вироби на столі вібростенда кріплять за допомогою спеціальних пристосувань (кріпильних пристроїв). При цьому повинні виконуватись наступні умови: виріб повинен кріпитись в пристрої з мінімальними зазорами і тим же способом, що і при експлуатації; резонансна частота пристрою повинна бути від 1,5 до 2 разів вищою верхнього значення частоти вібрації виробу; центр ваги виробу повинен бути на осі віброштока. Найбільш просте кріплення виробу до платформи вібростенда здійснюється за допомогою пазових болтів. В складі віброустановки кріпильний пристрій слугує джерелом найбільших похибок випробовувального режиму. З метою їх зменшення необхідно підвищити жорсткість пристрій при одночасному зменшенні її маси та поперечних коливань при консольному навантаженні випробовуваними виробами. Для цього пристрій виготовляють з матеріалу, в якого максимальна питома жорсткість та мінімальна питома маса, вибираючи раціональну форму пристрою при цьому, вводячи в її конструкцію додаткові елементи жорсткості.

2.3.5. Тарування вібровимірювальної апаратури

Процес тарування полягає в тому, що для вібродатчика задається вібрація із заздалегідь обумовленою частотою і амплітудою, а сигнал з вібродатчика через прилад для вимірювання вібрацій і підсилювач подається на реєструвальний пристрій. Якщо в якості вимірювача вібрацій використовується прилад ПУ-1М, то додатковий підсилювач у вимірювальній схемі не потрібен. Одночасно проводиться калібрування реєструвального приладу, при якому визначається залежність між параметрами вібрацій і показаннями приладу. Результати тарування при цьому оформляються у вигляді таблиць, що показують залежність між дійсними параметрами вібрацій і відхиленням реєструвального приладу.

Для тарування вібровимірювальної апаратури використовуються дві групи допоміжного обладнання. До першої групи належать засоби вимірювання, що дозволяють з достатньою точністю визначити величину переміщення, фіксованою вимірювальною апаратурою. До другої групи належать вібростенди, за допомогою яких створюють переміщення деталей, що імітують поверхню об'єкта.

Тарування робочих комплектів вібровимірювальної апаратури можна здійснювати на спеціальному комплекті апаратури (наприклад, ВЕДС-200А), а за відсутності такої, – на установці, схема якої показана на рис. 2.26. Установа для тарування комплекту вібровимірювальної апаратури включає в себе електродинамічний вібростенд; звуковий генератор; реєструвальний пристрій; комплект вібровимірювальної апаратури; датчик для вимірювання вібрацій (наприклад, ІС-313). Контроль за правильністю (фіксованих) частот коливання, що задаються, здійснюється за допомогою генератора звукового (ГЗ).

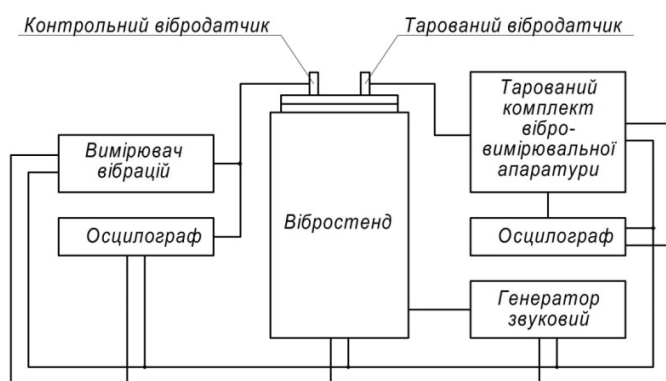


Рис. 2.26. Блок-схема установки для тарування вібровимірювальної апаратури

Вібростенди, які випускаються промисловістю вітчизняного і зарубіжного виробництва не завжди придатні для тарування датчиків при малих переміщеннях з низькими частотами. Тому дуже зручним є вібростенд, виготовлений на основі доопрацьованого рупорного електродинамічного гучномовця зі знятим дифузоровим і іншими деталями. До виступаючої циліндричної поверхні звукової котушки динаміка необхідно прикріпити шток спеціальним цанговим пристроєм. Шток, встановлений на високоточних підшипниках, може здійснювати поступальний рух уздовж осі при коливаннях звукової котушки.

На вільному кінці штока може бути закріплена будь-яка деталь, що імітує поверхню досліджуваного об'єкта. Динамік можна встановити на масивну станину, що має фіксоване положення, у вертикальній і горизонтальній площинах. Напругу збудження звукової частоти від генератора ГЗ-33 можна подавати через трансляційний підсилювач. Така компоновка дозволяє стабільно створювати амплітуди коливань порядку декількох мікрон в діапазоні 15 ± 1000 Гц.

2.3.6. Віброобстеження платформи вібростенда

Для вібростолу ВЕДС-200А було виконано віброобстеження його платформи. Платформу при її віброобстеженні, було розбито на 12 секторів, в кожному з яких на відстані 100; 330; 560 мм – від центру по чергово закріплювався робочий вібродатчик, а в центрі пристосування – контрольний. Обидва вібродатчики, в комплекті з підсилювальною апаратурою вібростенда, були попередньо відкалібровані на прискорення 1 g. При цьому в якості еталонного використовувався вібродатчик типу АВС 027 в комплекті з погоджувальним підсилювачем та мілівольтметром ВЗ-38. Потім по контрольному вібродатчику задавалося прискорення 1 g, а по робочому вібродатчику, закріпленому по чергово в точках «а», «b» і «с» в кожному з 12 секторів поверхні платформи вібростолу, визначалися віброперевантаження в цих точках.

За отриманими значеннями віброперевантажень побудовані кругові діаграми розподілу віброперевантажень по поверхні платформи вібростолу, приклади яких для частот $f = 300$ Гц та $f = 450$ Гц, показані на рис. 2.27, а і 2.27, б, відповідно.

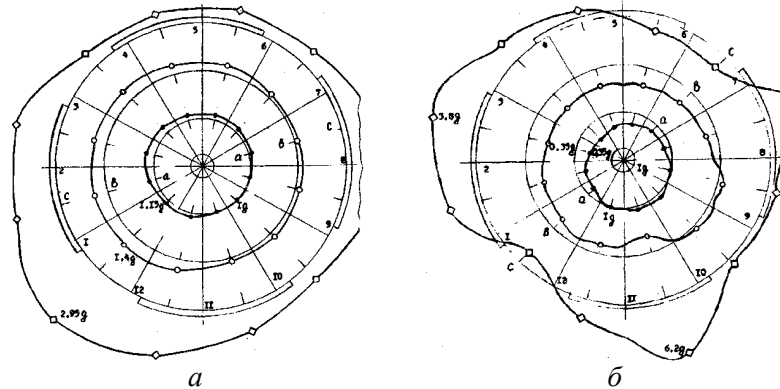


Рис. 2.27. Діаграма розподілу віброперевантажень по поверхні платформи вібростолу:
 а) $f = 300$ Гц; б) $f = 450$ Гц

Діаграми побудовані так, що коли віброперевантаження в точці, де його виміряли, не відрізняється від заданого значення (1 g), то на діаграмі воно показане точкою яка збігається із заданою (наприклад, точка «а», сектор 10, рис. 2.27, а).

Якщо ж віброперевантаження в даній точці відрізняється від 1 g, то на діаграмі воно показане точкою, віддаленою від даної по радіусу на величину різниці (у прийнятому масштабі) між вимірним і заданим прискоренням (наприклад, точки «а», «b», «с», сектор 1, рис. 2.27, б). Результати досліджень показують, що значення віброперевантажень по платформі вібростолу можуть значно відрізнятись від значень, вимірених в центрі. Вони можуть бути від 3 до 6 разів менше заданих (наприклад, точка «b» сектора 2 при $f = 450$ Гц), або від 7 до 17 разів більше (наприклад, точка «с» в секторі 9 при $f = 300$ Гц).

Якщо при цьому врахувати, що виріб, встановлений на платформі вібростолу, має безліч своїх резонансів, то ця різниця може бути ще більшою.

2.3.7. Високошвидкісна відеозйомка у вібродіагностиці

Для візуальної оцінки коливань плат блоків ЕС розроблено методику проведення високошвидкісної відеозйомки [134–136]. Швидкісна відеокамера встановлювалась навпроти об'єкта, що коливається, у площині, перпендикулярній напрямку коливань, на відстані, необхідній для отримання повної картини коливань об'єкта або його окремих елементів. Залежно від частоти коливань об'єкта та його освітлення вибирались робочі параметри відеозйомки. Відеокамера з електронним перетворювачем зображення здатна зафіксувати кадр зі швидкістю від 1/50 с до 1/10000 с, що дозволяє переглядати та детально вивчати кожний кадр окремо без ефекту «розмиття». Для можливості детального спостереження процесу коливань об'єкт освітлюється лампою розжарювання потужністю 1 кВт. Робоча швидкість відеозйомки відеокамери вибиралась залежно від частоти коливань об'єкта.

Отримані кадри відеозйомки записувались на персональний комп'ютер за допомогою відеокарти з відеозахватом. Далі проводився аналіз записаного відеоматеріалу коливань об'єкта з можливістю виділення і збереження окремих відеокадрів у графічних файлах, які оброблялись за допомогою системи автоматичного проектування AutoCad, де графічними методами визначалась амплітуда коливань. Паралельна обробка запису коливань зареєстрованих віброметром дозволяла визначати частоти коливань об'єкта. Порівнянням кадрів відеозапису та вібровимірювань визначались амплітуди коливань на цих частотах. Наочність та простота методу дозволяла візуально оцінити коливання об'єкта не використовуючи складного обладнання.

Розділ 3.

Статичні деформації в несівних конструкціях електронної техніки

Завданням дослідження в представленому розділі є виявлення, оцінка та зниження руйнівних деформацій в несівних конструкціях електронної техніки різного рівня конструктивної складності, зокрема в конструкціях друкованих плат та електронних модулів герметизованих компаундом, залежно від їх конструктивно-технологічного виконання та під дією статичних і циклічних механічних та теплових навантажень.

Представлені в розділі дослідження виконані в умовах наближених до експлуатаційних та технологічних навантажень із використанням розрахунково-експериментальних методів дослідження напружено-деформованого стану.

3.1. Вплив конструктивно-технологічного виконання на виникнення та передачу деформацій у конструкціях друкованих плат

При виготовленні та експлуатації виробів, в результаті дії і зміни зовнішніх умов (температури, вологості, вібрації та інших навантажень) елементи конструкції друкованих плат можуть піддаватися різного роду деформації, зокрема згину та крученню. З іншого боку, основи друкованих плат можуть мати викривлення одразу після виготовлення і на такі плати може здійснюватись монтаж електронних компонентів. В результаті деформації друкованої плати функціонального вузла, або розрівнювання деформованої плати із встановленими компонентами, в останніх виникають напруження, які, досягнувши деякого значення, можуть порушити нормальну роботу виробу.

В більшості випадків такі деформації (короблення) зручно представити силовою схемою, яка носить назву чистого згину, тобто виду навантаження в якому на всій ділянці друкованих плат діє однаковий згинальний момент. В умовах чистого згину в поперечному перерізі друкованої плати виникають нормальні напруження розподілені по площі поперечного перерізу як показано на епюрі напружень представлений на рис. 3.1.

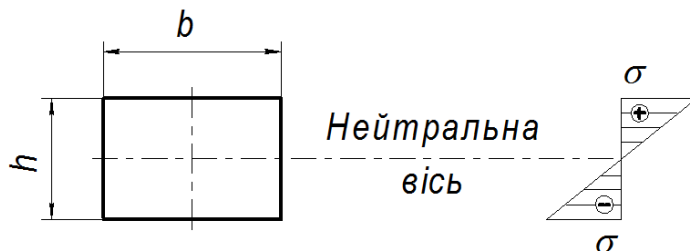


Рис. 3.1. Епюра нормальних напружень у поперечному перерізі балки

Очевидно, що максимальні значення цих напружень виникають в тілі плати в верхньому та нижньому шарах поперечного перерізу і розраховують за формулою:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{J} y_{\max}, \quad (3.1)$$

де M_{\max} – максимальний згинальний момент в поперечному перерізі; y_{\max} – максимальна відстань від нейтральної лінії поперечного перерізу до периферійних волокон, $y_{\max} = \pm h/2$, де h – товщина плати; J – осьовий момент інерції поперечного перерізу.

Для плати прямокутного поперечного перерізу:

$$J = \frac{bh^3}{12}. \quad (3.2)$$

Оскільки відношення J/y_{\max} представляє собою осьовий момент опору W :

$$W_{i\bar{n}} = \frac{bh^2}{6}, \quad (3.3)$$

тоді формула (3.1) набуде вигляду:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_{i\bar{n}}}. \quad (3.4)$$

Для знаходження та оцінки лінійної деформації волокон плати у вказаних шарах перерізу та її максимального прогину розглянемо фізичну та геометричну сторони задачі.

Відповідно до фізичної сторони задачі за законом Гука нормальні напруження визначаються за формулою:

$$\sigma = \varepsilon \cdot E, \quad (3.5)$$

де ε – відносна деформація (видовження) тіла; E – модуль Юнга матеріалу тіла.

Використовуючи (3.5) та (3.4) відносна деформація волокон крайніх шарів плати:

$$\varepsilon = \frac{M}{W_{oc} E}. \quad (3.6)$$

Крім цього, відповідно до геометричної сторони задачі відносна деформація волокон балки прямо пропорційна відстані волокна у від нейтральної осі та обернено пропорційна радіусу кривизни нейтрального шару плати r :

$$\varepsilon = \frac{y}{r}. \quad (3.7)$$

Максимальна відносна деформацію (3.7) відбувається у крайньому (зовнішньому/внутрішньому) шарі балки, при $y = \pm h/2$. Згинальний момент створює прогин нейтрального шару балки, тобто її осі, яка перетворюється в дугу з довжиною хорди l (рис. 3.2).

Висота сегменту f представляє собою максимальний прогин, тобто вертикальне переміщення точки, яка лежить в центрі маси балки.

З геометричної сторони задачі:

$$f = r - \sqrt{r^2 - \frac{l^2}{4}}. \quad (3.8)$$

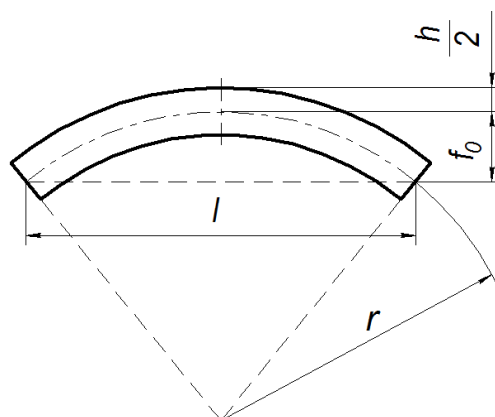


Рис. 3.2. Геометрична сторона задачі згину балки

Використовуючи формули (3.7) та (3.8) вираз, який демонструє залежність максимальної відносної деформації, яку зазнають верхній та нижній шари поперечного перерізу, від максимального прогину нейтрального шару плати:

$$\varepsilon(f) = \frac{4fh}{4f^2 + l^2}. \quad (3.9)$$

Іншим, більш універсальним способом визначення прогину та лінійної деформації плати є використання наближеного диференційного рівняння зігнутої осі балки [83]:

$$EJf''(x) = M. \quad (3.10)$$

Подвійне інтегрування диференційного рівняння (3.10) дає рівняння прогинів:

$$EJf(x) = \frac{Mx^2}{2} + Cx + D. \quad (3.11)$$

Постійні інтегрування C та D визначаються із умов закріплення плати: 1) $f(0) = 0$; 2) $f(l) = 0$. Тоді $D = 0$, та $C = -Ml/2$.

Очевидно, що максимальний прогин балки відбувається в її небезпечному перерізі при $x = l/2$. Тоді рівняння максимального прогину:

$$f = \frac{Ml^2}{8EJ}. \quad (3.12)$$

Аналогічно до (3.9) використовуючи формули (3.6) та (3.12) вираз, для максимальної лінійної деформації у верхніх та нижніх шарах поперечного перерізу плати:

$$\varepsilon_1(f) = \frac{4fh}{l^2}. \quad (3.13)$$

Порівняльний аналіз формул (3.9) та (3.13) показує незначні розбіжності обчислення (рис. 3.3, а), при $f \leq 0,1l$ відносна різниця $\Delta\varepsilon \leq 4\%$ (рис. 3.3, б).

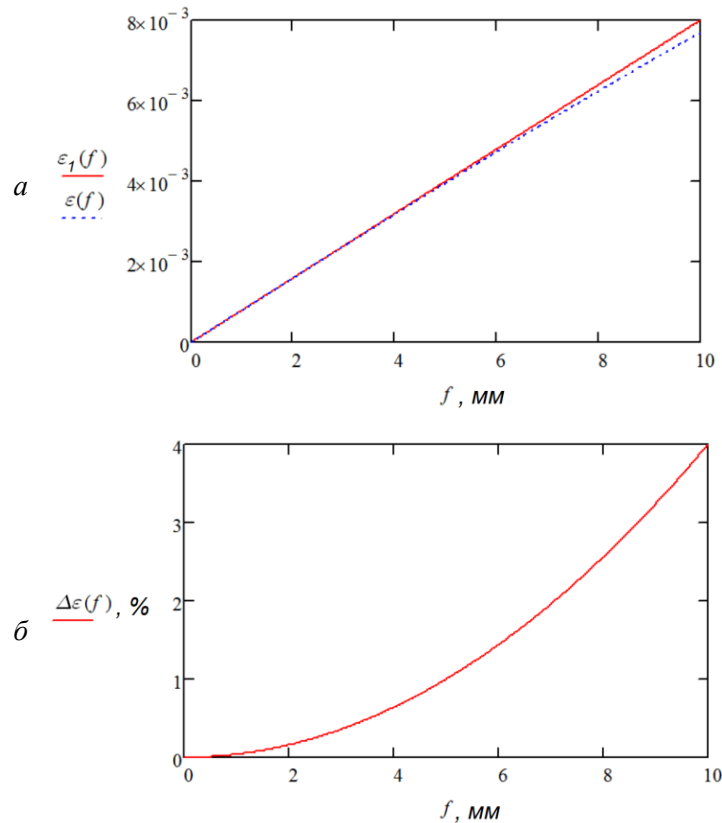


Рис. 3.3. Залежності максимальної відносної деформації волокон крайніх шарів поперечного перерізу плати від максимального прогину нейтрального шару плати (а) та залежність відносного відхилення їх значень (б) розрахованих двома способами

Таким чином, більш компактні формули (3.12) та (3.13), можна з достатньою точністю прийняти для використання у прикладних розрахунках.

3.1.1. Математична модель для оцінки напружено-деформованого стану конструкції друкованих плат в умовах статичного навантаження

Одним з основних елементів несівних конструкцій сучасної електронної апаратури є друкована плата. Всі елементи механічної системи, яка представляє собою нерознімне паяне з'єднання між основою друкованої плати та дискретним компонентом, відчувають в тій чи іншій мірі деформації. Наявність в такій системі пружних робочих органів, зокрема виводів, що зв'язують основу плати та електронний компонент, викликає необхідність визначення впливу їх пружних властивостей, зокрема модулю пружності E та коефіцієнта лінійної жорсткості k на виникнення і передачу деформації в механічній системі «основа друкованої плати – електронний компонент».

Відповідно до закону Гука [83, 85] для пружного ізотропного тіла деформації створюють механічне напруження, яке визначається виразом (3.5).

Відносна деформація тіла представляє собою відношення:

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l}, \quad (3.14)$$

де Δl – деформація тіла; l – початкова довжина тіла.

Механічне напруження σ є результатом дії внутрішньої сили опору матеріалу і представляє собою інтенсивність її розподіл на площі поперечного перерізу матеріалу:

$$\sigma = \frac{F}{N}, \quad (3.15)$$

де F – сила внутрішнього опору матеріалу; N – площа поперечного перерізу тіла.

Для врахування впливу конструктивних особливостей виводів електронних компонентів на вид залежності між силовим параметром і деформацією закон Гука записується у вигляді:

$$F = k \cdot \Delta l, \quad (3.16)$$

де k – коефіцієнт жорсткості (пружності) тіла.

Враховуючи формули (3.5), (3.14) – (3.16) вираз для коефіцієнта жорсткості набуде вигляду:

$$k = \frac{E \cdot N}{l}. \quad (3.17)$$

Було зроблено припущення, що зменшення жорсткості виводів призведе до зменшення передачі деформації від основи плати до електронного компонента, шляхом внесення зміни в технологію монтажу за рахунок формування монтажних виводів із збільшенням їх довжини l .

Для теоретичного обґрунтування цього припущення була створена розрахункова схема, як представляє собою механічну модель друкованої плати із встановленими електронними компонентами (рис. 3.4) під дією зовнішнього навантаження. Таке навантаження має місце в реальних конструкціях вузлів кріплення та направляючих друкованих плат і при їх взаємодії викликає появу різних форм деформації, серед яких найбільшої уваги заслуговують лінійні та згину. Крім цього, плати можуть мати свою початкову деформацію внаслідок короблення або монтажу і бути тяж причиною появи деформацій внаслідок їх розпрямлення при установці.

Для дослідження представленої моделі були використані методи розрахунку на міцність використовувані в будівельній механіці. Механічна модель представляє собою раму, в цьому випадку площинну стрижневу систему, елементи якої (стійки, ригелі) жорстко з'єднані між собою (рис. 3.4).

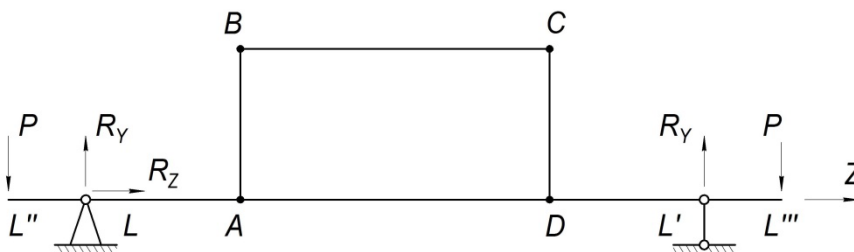


Рис. 3.4. Механічна модель друкованої плати

У представленій моделі відрізком $L''L'''$ позначено основу плати, яка опирається в точках L та L' на нерухому (з одним ступенем вільності) та рухому (з двома ступенями вільності) шарнірні опори відповідно. Плата піддається дії зовнішнього силового навантаження P в точках L'' та L''' . Внаслідок дії цього навантаження у в'язях L та L' виникають вертикальні та горизонтальні реакції опор R_Y , R_Z . Відрізок BC представляє собою

тіло електронного компонента, а відрізки AB та CD – його виводи. Геометрична фігура $ABCD$ свідчить про наявність в рамі замкнутого контуру. Таким чином, модель представляє собою раму із замкнутим контуром.

Метою застосування цієї моделі є визначення внутрішніх сил та моментів опору в електронному компоненті для оцінки його деформації та відповідно міцності. Відповідно до методів теоретичної механіки дана модель представляє собою систему, яка є статично невизначеною і її неможливо розрахувати з використанням тільки рівнянь статички. Ступінь статичної невизначеності системи, який визначається за формулою:

$$n = (n_{зв} + n_{вн}) - 3, \quad (3.18)$$

де $n_{зв}$ – кількість зовнішніх реакцій; $n_{вн}$ – кількість внутрішніх реакцій, яка визначається за формулою $(3 \times K)$, де K – кількість замкнутих контурів, складає $n = (3 + 3) - 3 = 3$. Тобто, така система є тричі статично невизначеною.

Для розрахунку даної системи було використано метод сил, який є загальним і одним із основних методів розкриття (рішення) статичної невизначеності систем. Для зручності розрахункова система (див. рис. 3.1) представлена у вигляді (рис. 3.2, *a*), в якій замість навантаження P в опорах L та L' прикладений максимальний згинальний момент M , що за умови рівності ділянок $L''L = L'L''' = \Delta z$ розраховується як $M = P \cdot \Delta z$.

Відповідно до методу сил задану статично невизначену систему перетворено у статично визначену без порушення її геометричної незмінності шляхом усунення зайвих (додаткових) в'язей, кількість яких дорівнює кількості невідомих зусиль. Для цього замкнутий контур було розірвано по середині ділянки BC і отримано основну статично визначену систему (рис. 3.5, *б*).

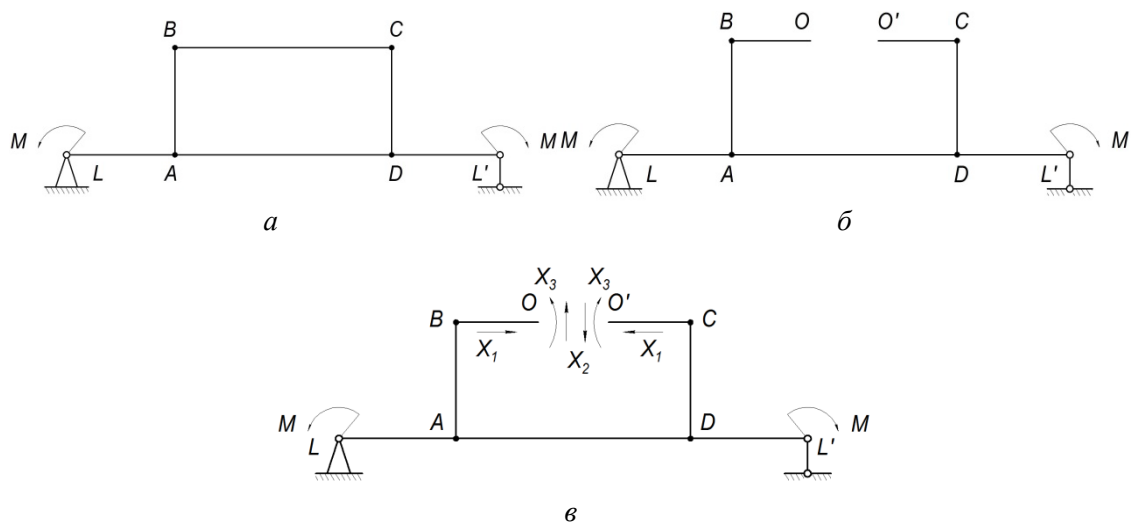


Рис. 3.5. Розрахункові схеми механічної моделі:
a) задана; *б*) основна; *в*) еквівалентна

На основі отриманої основної системи була утворена еквівалентна система (див. рис. 3.5, *в*), в якій усунуті (перерізані) в'язі були замінені внутрішніми зусиллями: X_1 – значення внутрішніх сил розтягу; X_2 – значення внутрішніх сил перерізу; X_3 – значення внутрішнього згинального моменту.

Умови еквівалентності основної та заданої систем виражені в математичній формі канонічними рівняннями (3.19), відповідно до яких відносні переміщення за напрямленням видалених зайвих в'язей від сумісної дії навантаження і невідомих зусиль повинні дорівнювати нулю.

Таким чином, повне переміщення в основній системі по напрямленню відкинутої i -ї в'язі визначається як:

$$\delta_i = \delta_{iF} + \sum X_j \delta_{ij} = 0, \quad (3.19)$$

де δ_{iF} – переміщення в основній системі по напрямленню відкинутої i -ї в'язі від дії навантаження M ; δ_{ij} – переміщення в основній системі за напрямом відкинутої i -ї в'язі від дії одиничного зусилля X_j .

Кількість канонічних рівнянь повинна дорівнювати кількості невідомих зусиль, проте задана система є симетричною і для неї кососиметричні зусилля X_2 обертаються в нуль, тому канонічні рівняння були представлені системою із двох рівнянь повних переміщень за напрямом відкинутих в'язей (в розриві контуру):

$$\begin{cases} \delta_{1F} + X_1 \delta_{11} + X_3 \delta_{13} = 0, \\ \delta_{3F} + X_1 \delta_{31} + X_3 \delta_{33} = 0. \end{cases} \quad (3.20)$$

Коефіцієнти при невідомих зусиллях та вільні члени канонічних рівнянь визначаються з використанням методу Мора для всіх прямолінійних стрижнів системи:

$$\begin{aligned} \delta_{iF} &= \sum \int_0^{l_k} \frac{M_k^i M_k^F}{E_k J_k} dl; \\ \delta_{ij} &= \sum \int_0^{l_k} \frac{M_k^i M_k^j}{E_k J_k} dl; \end{aligned} \quad (3.21)$$

де k – номер стрижня; l_k – довжина; M_k^i – внутрішній згинальний момент за напрямом дії відкинутої i -ї в'язі; M_k^F – внутрішній згинальний момент від дії зовнішнього навантаження M ; M_k^j – внутрішній згинальний момент від дії одиничного зусилля X_j ; E_k та J_k – модуль Юнга та момент інерції площі перерізу, відповідно.

Ці формули отримані згідно зі спрощенням, прийнятим для розрахунку рам, відповідно до яких враховуються тільки згинальні моменти, а впливом поздовжніх та поперечних сил на деформації основної системи нехтують.

За теоремою Максвелла про взаємність узагальнених одиничних переміщень справедлива залежність $\delta_{ij} = \delta_{ji}$.

Розрахунок внутрішніх моментів опору виконувався для кожного стрижня системи методом перерізів. Для отримання символічних виразів моментів прийняті наступні позначення: $AB = CD = a$; $AD = b$; $BO = BO' = b/2$.

Побудова одиничних епюр внутрішніх згинальних моментів в основній системі методу сил від почергового прикладення невідомих зусиль X_j , початково прийнятих рівними одиниці: $X_1 = 1$; $X_3 = 1$, та побудова епюри згинальних моментів навантаження в основній системі методу сил представлені на рис. 3.6.

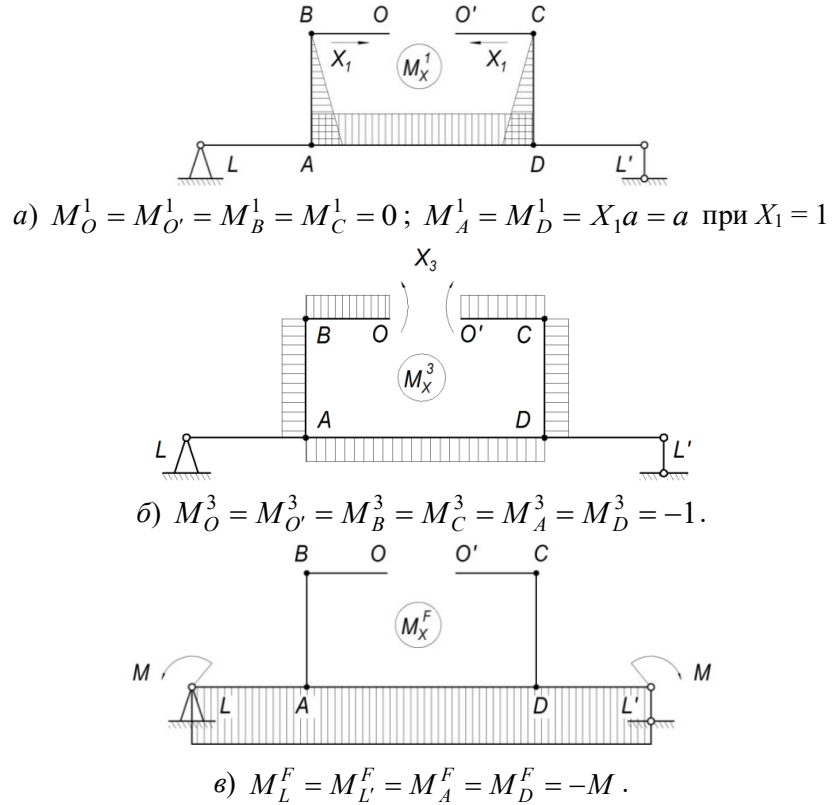


Рис. 3.6. Епюри внутрішніх згинальних моментів в основній системі методу сил від почергового прикладення: а) X_1 ; б) X_3 ; в) M

Вирази внутрішніх моментів опору для всіх стрижнів системи наведено в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1

Внутрішні моменти опору для всіх стрижнів системи					
Стрижень	OB	O'C	AB	CD	AD
Довжина l_k	$b/2$	$b/2$	a	a	b
$M_x^1(l)$	0	0	l	l	a
$M_x^3(l)$	-1	-1	-1	-1	-1
$M_x^F(l)$	0	0	0	0	$-M$

Коефіцієнти при невідомих зусиллях та вільні члени канонічних рівнянь визначені методом Мора отримують наступні вирази:

$$\begin{aligned}
 \delta_{1F} &= \sum \int_0^{l_k} \frac{M_x^1 M_x^F}{EJ_x} dl = -\frac{Mab}{EJ_x}; & \delta_{11} &= \sum \int_0^{l_k} \frac{M_x^1 M_x^1}{EJ_x} dl = \frac{2a^3 + 3a^2b}{3EJ_x}; \\
 \delta_{3F} &= \sum \int_0^{l_k} \frac{M_x^3 M_x^F}{EJ_x} dl = \frac{Mb}{EJ_x}; & \delta_{33} &= \sum \int_0^{l_k} \frac{M_x^3 M_x^3}{EJ_x} dl = \frac{2a + 2b}{EJ_x}; \\
 \delta_{13} &= \delta_{31} = \sum \int_0^{l_k} \frac{M_x^1 M_x^3}{EJ_x} dl = -\frac{a^2 + ab}{EJ_x}.
 \end{aligned} \tag{3.22}$$

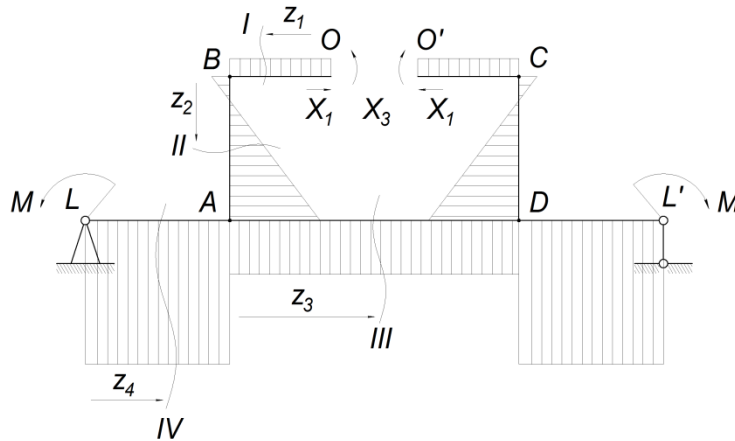
Рішення системи канонічних рівнянь (3.20) було виконано для знаходження внутрішніх сил X_1 та моментів опору X_3 в символічному виді з метою теоретичного обґрунтування висунутого раніше припущення і виявлення залежності внутрішніх зусиль в тілі електронного компонента (стрижні OB та $O'C$) від довжини їх виводів a . Для спрощення виразів та усуненні впливу інших параметрів функції останні були прийняті константами, а жорсткість EJ_x всіх стрижнів однаковою.

Рішення системи рівнянь (3.20) із коефіцієнтами (3.22) має наступні вирази:

$$X_3 = \frac{Mab}{a^2 + 4ab - 3b^2}; \quad (3.23)$$

$$X_1 = \frac{3Mb}{a^2 + 3ba}. \quad (3.24)$$

Отримані вирази дозволяють зробити висновок про те, що зі збільшенням параметра a значення функцій X_1 та X_3 суттєво зменшуються. При відомих X_1 та X_3 отримуємо еквівалентну систему (рис. 3.7), в якій внутрішні силові фактори, напруження і переміщення такі самі, як і в заданій статично невизначеній системі.



ділянка $OB, O'C$: $0 \leq z_1 \leq b/2$; $M^I = -X_3$; ділянка AB, CD : $0 \leq z_2 \leq a$; $M^{II} = X_1 \cdot z_2 - X_3$;
ділянка AD : $0 \leq z_3 \leq b$; $M^{III} = X_1 \cdot a - X_3 - M$; ділянка LA, DL' : $0 \leq z_4 \leq a$; $M^{IV} = -M$.

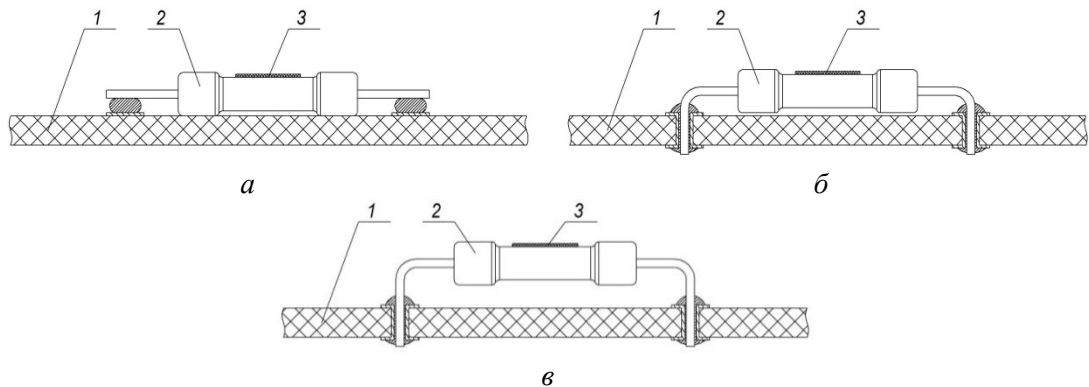
Рис. 3.7. Сумарна епюра внутрішнього згинального моменту

Розроблена механічна модель, яка дозволяє оцінити внутрішні зусилля опору та, відповідно, деформації і напруження в конструктивних елементах друкованої плати та встановлених електронних компонентах під дією зовнішнього згинального моменту, та проведений аналіз дозволили обґрунтувати зроблене припущення про можливість зменшення внутрішніх сил та моментів, а значить і деформацій в тілі електронного компонента за рахунок збільшення монтажною довжини його виводів [137].

Слід зазначити, що в умовах згину, паралельно осі стрижнів виникають лінійні деформації, розподілені по її товщині так, що на зовнішній стороні вони є деформаціями розтягу, а на внутрішній – стиску. Найбільший інтерес представляє випадок коли тіло електронного компонента знаходиться на розтягнутій поверхні плати, а, отже, піддається дії лінійної деформації розтягу. При цьому, розрахунок на міцність заданої конструкції виконують за максимальним напруженням, яке розраховується за формулою (3.1).

3.1.2. Технології формування виводів дискретних компонентів та їх вплив на передачу деформацій від друкованої плати

Для експериментального дослідження впливу технології формування виводів дискретних компонентів на передачу деформацій від друкованої плати в якості об'єктів дослідження були вибрані металокерамічні резистори ОМЛТ-0,125. Для вимірювання монтажних деформацій резистори препарувались тензодатчиками МПБ. Далі здійснювався монтаж резисторів за заводською технологією на друковану плату розміром 350×75 мм. Випробування плат проводилось під дією зовнішнього механічного навантаження на згин. Експеримент було проведено для партії резисторів за трьома способами формування їх виводів (рис. 3.8). Крім випробувань резисторів встановлених за двома існуючими способами: без формування виводів (рис. 3.8, а) та з низьким формуванням виводів (рис. 3.8, б), з метою вдосконалення існуючої технології монтажу було запропоновано спосіб з високим формуванням виводів резисторів показаний на рис. 3.8, в.



1 – основа друкованої плати; 2 – резистор; 3 – тензодатчик

Рис. 3.8 – Способи установки резисторів на друкованій платі для формування виводів: а) без них; б) з низьким розміщенням; в) високим розміщенням

З метою забезпечення ідентичності напружено-деформованого стану резисторів, змонтованих на друкованій платі за вказаними технологіями, випробування проводились навантаженням плати за схемою чистого згину на установці, показаній на рис. 3.9.

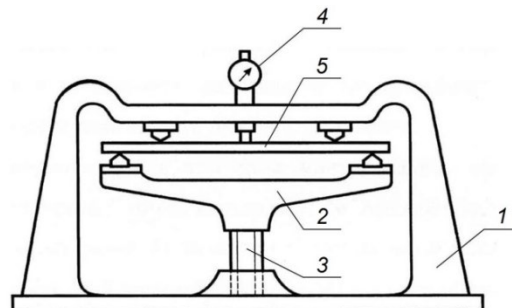


Рис. 3.9. Установка для випробування друкованих плат за схемою чистого згину: 1 – основа; 2 – рухома балка; 3 – гвинт підйому; 4 – індикатор; 5 – друкована плата

Розрахункова схема чистого згину представлена схемою навантаження та епюрою згинальних моментів на рис. 3.10, де P – сила з якою відбувається навантаження під час випробування; f – прогин основи друкованої плати під дією навантаження; l – відстань

між опорами, яка представляє собою довжину ділянки чистого згину; M – згинальний момент, який діє в поперечному перерізі друкованої плати.

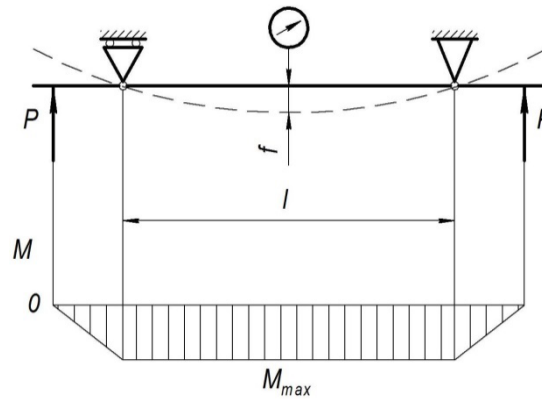


Рис. 3.10. Розрахункова схема установки для випробування друкованих плат за схемою чистого згину

Попередньо були проведені контрольні випробування умов чистого згину друкованих плат при різних рівнях навантаження. Досліджувані плати препарували тензодатчиками базою 10 мм, як в поздовжньому, так і в поперечному напрямках. Було встановлено, що розкид показань тензодатчиків як в поперечному, так і в поздовжньому, напрямі не перевищує 5 %. При цьому, деформації в поперечному напрямі практично відсутні.

Далі, для проведення експериментального дослідження передачі деформацій від друкованої плати до резисторів останні монтувалися в три ряди на ділянці друкованої плати, яка піддається деформації чистого згину (рис. 3.11). У кожному з рядів були резистори з однаковим способом формування виводів. При цьому монтаж резисторів проводився паралельно поздовжньої осі друкованої плати і при згині останньої деформації резисторів та вузлів їх з'єднання були однаковими.

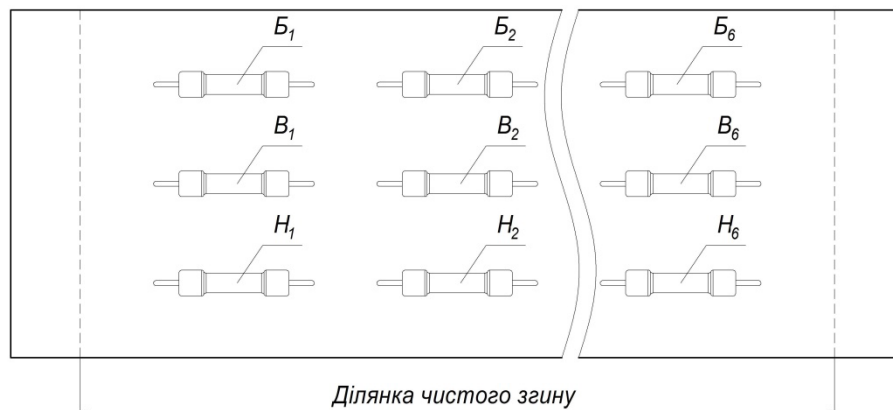


Рис. 3.11. Розташування резисторів на друкованій платі без формування (B_j), з низьким (H_j) та високим (V_j) формуванням виводів

Відносна деформація зовнішніх волокон друкованої плати визначається через її максимальний прогин f , який вимірюється індикатором, залежністю [83]:

$$\varepsilon = \frac{4h}{l^2} f, \quad (3.25)$$

де h – товщина плати; f – прогин; l – довжина ділянки чистого згину.

Величину прогину f в установці можна змінювати в межах 0–10 мм. При цьому, зусилля не перевищує 50 Н. Варіюючи прогин друкованої плати, реєстрували показання тензодатчиків, наклеєних на резистори. Так як всі резистори, перебували в однакових умовах, то відмінності в рівнях деформацій резисторів визначалися тільки типом формування їх виводів. У таблиці Б.1 (додаток Б) і на рис. 3.12 наведені дані тензометрування резисторів при максимальному прогині друкованої плати, рівному 8 мм. Тут наводяться також значення напружень, розраховані за формулою (3.5), для модуля пружності матеріалу резисторів $E = 1 \cdot 10^5$ МПа.

Було встановлено, що найбільш чутливими до деформацій друкованої плати є резистори B_j , встановлені на плату без попереднього формування виводів, а найменш – резистори B_j з високим формуванням виводів [137, 138]. Це пояснюється тим, що при установці резистора на плату без формування виводів (рис. 3.8, а) їх ковпачки лежать на поверхні плати, а самі виводи посилені шаром припою. В цілому, така компоновка відповідає схемі навантаження резистора із защемленими кінцями (жорстка установка). При такій установці зусилля на резистор передаються не тільки через виводи, а й безпосередньо через ковпачки.

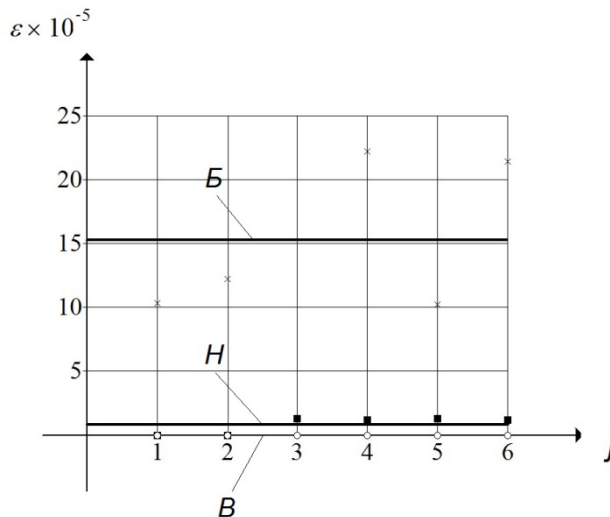


Рис. 3.12. Розподіл відносних деформацій розтягу резисторів (маркери) і їх середніх значень (суцільні лінії) за максимального прогину друкованої плати (8 мм):
 × – без формування (Б); ■ – з низьким (Н); о – з високим (В) формуванням виводів

При високому формуванні виводів (див. рис. 3.8, в) гарантовано забезпечується захор між ковпачками резисторів і платою, внаслідок чого ймовірність того, що вивід повністю буде залитий припоєм, є низькою. У цьому випадку при згині плат деформуються лише виводи, а на резистор навантаження практично не передається (податлива установка).

Низьке формування виводів (рис. 3.8, б), з точки зору навантаження, слід розглядати як проміжне між двома описаними вище. У цьому випадку передача навантаження на резистор залежить від ступеня заливки виводів припоєм. Коли більша частина виводів залишається вільною від припою і ковпачки не торкаються монтажної плати (резистори

H_1 та H_2), навантаження на резистор не передається, що наочно видно з наведених у таблиці 3.2 даних. Коли ж весь вивід залитий припоєм і між ковпачками і платою майже немає зазору (резистори $H_3 - H_6$), схема навантаження наближається до випадку жорсткої установки, і що приводить до зростання їх деформації і напруження.

Важливо зазначити, що за результатами обрахунку напружень, за формулою (3.1), який було проведено для модуля пружності матеріалу резисторів $E = 1 \cdot 10^5$ МПа, було встановлено що напруження, які передаються при деформації друкованої плати на резистори без формування виводів ($\sigma = 10,2...22,2$ МПа) складають приблизно 20 % від напружень руйнування ($\sigma_{руйн} = 95...165$ МПа).

3.1.3. Оцінка монтажних напружень паяного з'єднання багатовивідних електронних компонентів

При виконанні технологічних операцій монтажу електронних компонентів, припаювання кожного з виводів електронних компонентів до основи плати створює монтажні деформації в вузлах з'єднання. Для виявлення цих деформацій було проведено випробування друкованих плат із монтованими на ній електронними компонентами [137, 138]. В якості електронних компонентів, тобто об'єктів дослідження, були обрані адаптери, які використовуються для монтажу мікросхем, електронних модулів та деяких інших електронних компонентів з типом корпусу PDIP (від англ. plastic dual in-line package). Корпуси такого типу відрізняються прямокутною формою та наявністю двох рядів виводів вздовж довгих сторін. Вибір адаптера в якості об'єкта експерименту був обумовлений однорідністю його структури та рівномірністю передачі монтажних деформацій на відміну від мікросхем або електронних модулів. Вигляд восьмививідного адаптера показано на рис. 3.13. Вимірювання деформацій здійснювалось методом електротензометрії, для чого адаптери були препаровані тензоелектричними датчиками.

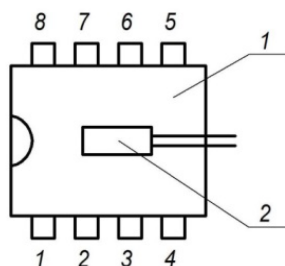


Рис. 3.13. Восьмививідний адаптер (1) препарований тензодатчиком (2)

Підготовка експерименту полягала у припаюванні всіх виводів адаптера до основи плати та препаруванні адаптера тензодатчиком в його центрі. Експериментальне дослідження плат виконувалося в наступній послідовності. Показання тензодатчиків в момент, коли всі виводи адаптера були повністю припаяні до основи плати, приймалися за початкові. Потім почергово відрізали по одному виводу і проводили вимірювання деформацій. Такий експеримент проводили з партією адаптерів, усереднені значення відносних деформацій яких наведені в таблиці Б.2 (додаток Б).

Якщо за початковий стан адаптера прийняти його недеформований стан тобто стан до монтажу, то значення відносних деформацій що виникли внаслідок самого монтажу будуть знайдені відніманням відносної деформації $-27 \cdot 10^{-5}$ від отриманих в таблиці Б.2 (додаток Б). Залежність монтажної деформації адаптера від кількості припаяних виводів показана на рис. 3.14, з якого видно, що при збільшенні кількості припаяних виводів мон-

тажні деформації адаптера спочатку зростають, а потім зменшуються, і на завершальному етапі (тобто після припаювання всіх восьми виводів) складають $27 \cdot 10^{-5}$ відносних одиниць.

Отриманий характер залежності дозволяє зробити висновок про можливість оптимізації кількості виводів, яка буде забезпечувати мінімальний рівень монтажних напружень та мінімізувати деформований стан припаяного електронного компонента.

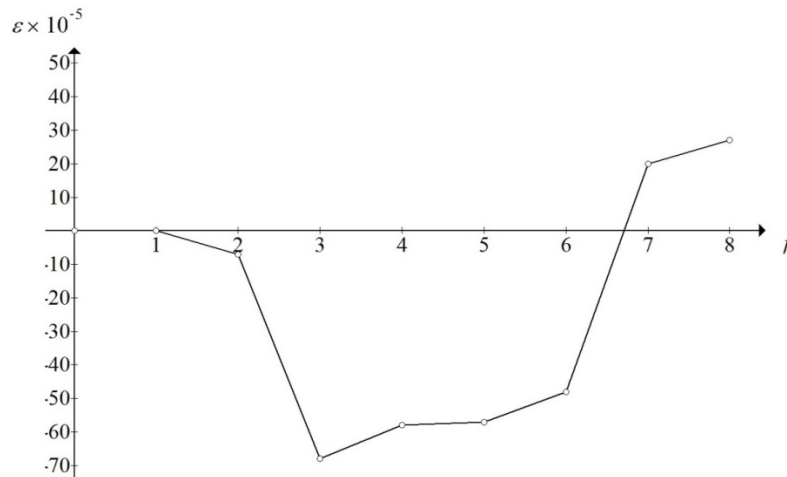


Рис. 3.14. Відносні деформації адаптера залежно від кількості припаяних виводів

Водночас, обрив або неякісне паяне з'єднання одного або декількох виводів здатне приводити до збільшення монтажних напружень електронного компонента.

3.1.4. Вплив деформації основи плати на деформований стан мікросхем

Одним з найпопулярніших корпусів для багатовивідних мікросхем тривалий час залишається корпус типу DIP (Dual In-Line Package) – корпус з двома рядами виводів по довгих сторонах мікросхеми. Корпус DIP може бути виконаний з пластика (як в більшості випадків) і називається тоді – PDIP, або також з кераміки – CDIP. Ці мікросхеми призначені для наскрізного монтажу в металізованих отворах на ДП. Відповідно до заводської технології наскрізного монтажу мікросхеми монтується на друковану плату через виводи, але без зазору з нею (рис. 3.15, а).

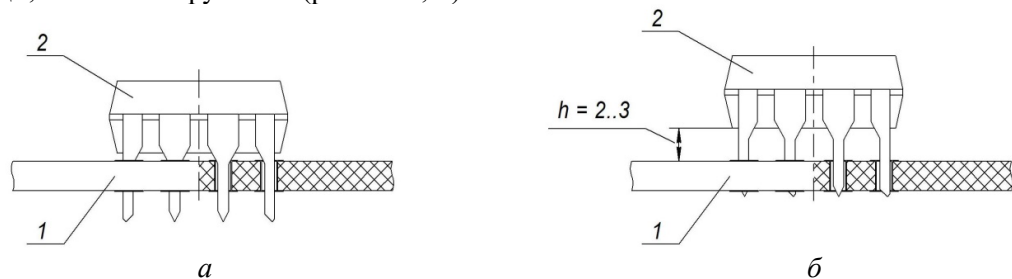


Рис. 3.15. Жорстка (а) і податлива (б) технології монтажу мікросхем (2) на друкованій платі (1)

Для виявлення деформацій інтегральних мікросхем, обумовлених деформацією друкованої плати, проводилось їх експериментальне дослідження випробуванням в тестовій установці за схемою чистого згину показаній на рис. 3.9, 3.10. Досліджувані мікросхеми розміром $9,2 \times 6,2$ мм монтувалися на однакових відстанях від центральної осі друкованої

плати, в якості якої була обрана плата розміром 300×75 мм виготовлена з фольгованого склопластику [15, 32, 139]. Випробування проводились для мікросхем, монтаж яких було здійснено за двома технологіями. Першу технологію, яка застосовується в практиці виробництва виробів електроніки, як і в разі аналогічної установки резистора на друковану плату, назвемо жорсткою. Слід зазначити, що при установці мікросхем за вказаною технологією, як і при монтажі резисторів, мали місце відмови мікросхем в процесі експлуатації.

В іншій запропонованій технології монтажу, яку назвемо податливою, мікросхеми монтувалися із зазором $\approx 2\text{--}3$ мм (див. рис. 3.15, б).

Для випробувань була обрана друкована плата з встановленими на ній чотирма мікросхемами. Дві були змонтовані за жорсткою, а дві інші – за податливою технологіями. Схема препарування корпусів мікросхем тензодатчиками наведена на рис. 3.16.

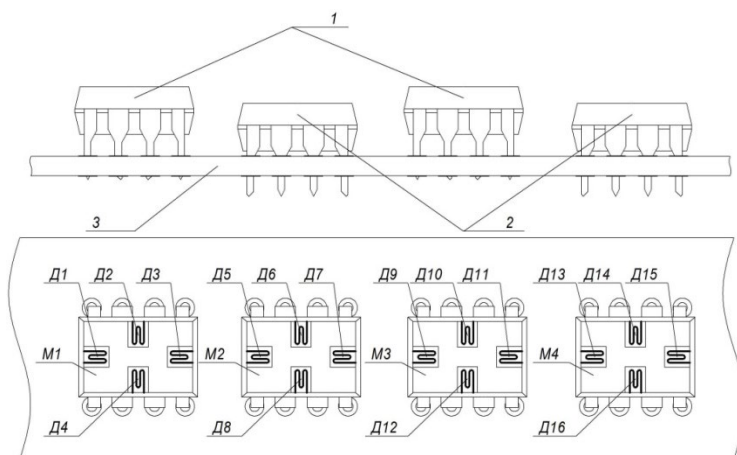


Рис. 3.16. Схема препарування тензодатчиками корпусів мікросхем, встановлених на друкованій платі:

1 – податлива; 2 – жорстка установка; 3 – друкована плата; Д – тензодатчики; М – мікросхеми

Таблиця 3.2

Відносні деформації та розрахункові напруження, що виникають у корпусах мікросхем, установлених за різними технологіями

Номер датчика	Технологія монтажу мікросхеми	$\varepsilon \cdot 10^{-6}$	σ , МПа	Середнє значення відносної деформації
Д5	Жорстка	18	1,8	$18,5 \cdot 10^{-6}$
Д6		0	0	
Д7		21,5	2,15	
Д8		0	0	
Д13		16	1,6	
Д14		0	0	
Д15		Датчик вийшов з ладу		
Д16		Датчик вийшов з ладу		
Д1	Податлива	8,3	0,83	$5,97 \cdot 10^{-6}$
Д2		0	0	
Д3		4,65	0,465	
Д4		0	0	
Д9		3,08	0,308	
Д10		0	0	
Д11		7,85	0,785	
Д12		Датчик вийшов з ладу		

Порівняння отриманих експериментальних даних (табл. 3.2, рис. 3.17) показує, що при однаковій деформації друкованої плати рівень деформацій корпусів мікросхем, встановлених за жорсткою технологією, в 3–4 рази перевершує рівень деформацій для мікросхем встановлених за податливою технологією.

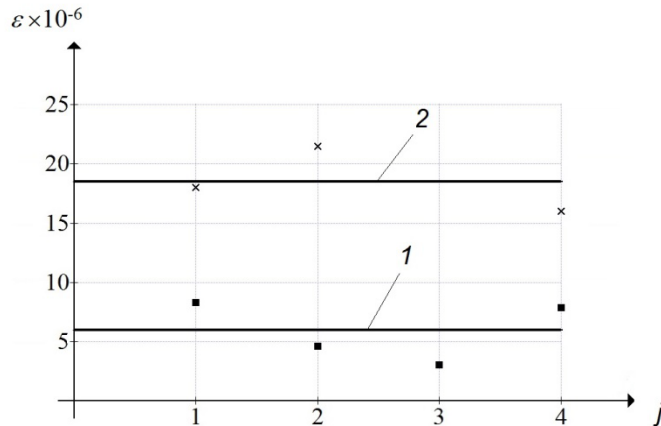


Рис. 3.17. Розподіл відносних деформацій мікросхем при максимальному прогині друкованої плати для податливого (1) та жорсткого (2) монтажу

Це означає, як було показано для резисторів у п. 3.1.1, що рівень деформацій корпусів мікросхем залежить від жорсткості їх зв'язку з друкованою платою [137, 138].

3.1.5. Вплив герметизації і тривалості витримки об'єднувальних плат під дією статичного навантаження на згин та передачу деформацій їх до компонентів

Інсталяція та закріплення ОП в корпусі електронного блоку в більшості випадків створює умови для виникнення та передачі деформацій як експлуатаційних так і технологічних – створених початковою кривизною основи ОП та монтажем ЕК. Як було встановлено раніше, деформації ЕК залежать від багатьох чинників: конструктивного виконання, способу монтажу, кількості і жорсткості виводів тощо. Водночас спостерігався великий розкид деформацій і їх мінливість у часі. Все це викликало припущення про виникнення повзучості, релаксації, наслідки яких, мають місце під час експлуатації.

Під повзучістю прийнято розуміти явище зміни в часі деформацій і напружень навантаженої деталі, а під релаксацією – явище, при якому пружні деформації тіла переходять в пластичні, результатом чого є зміна діючих напружень при збереженні повної величини деформацій. Окремим випадком повзучості є зростання незворотних деформацій при постійному напруженні. Це явище носить назву післядії.

Відомо, що вироби з пластмас і полімерів володіють більшою схильністю до повзучості і релаксації навіть при нормальній температурі, ніж, наприклад, метали, кераміка, граніти тощо. У представленій роботі досліджувався вплив часу перебування під навантаженням об'єднувальної плати на величину деформацій змонтованих на ній плат електронних модулів.

Для експерименту було взято об'єднувальну плату розмірами 300×75 мм, з фольгованого склопластику, та два типи модулів розмірами 17×9 мм – герметизовані і не герметизовані компаундом, припаяних за технологією наскрізного монтажу. В цьому експерименті об'єднувальна плата виконувала роль балки у випробуванні на чотириточковий

згин. З метою забезпечення рівномірності навантаження модулі були встановлені тільки на ділянці чистого згину, а самі випробування проводили в три етапи.

У випробувальній установці задавали механічне навантаження за схемою чистого згину із прогином всередині плати рівним 8 мм. На першому етапі у цьому положенні плата залишалася зафіксованою протягом двадцяти двох годин, і в цей період на поверхні модулів вимірювали відносні деформації.

Результати вимірювань наведені у таблиці 3.3.

Таблиця 3.3

Деформації плат електронних модулів об'єднувальної плати (перший етап випробувань)

№ з/п	Датчик	Відносне видовження ($\epsilon \times 10^{-5}$) залежно від часу перебування під навантаженням							
		0	1,2 год	2,2 год	5 год	7 год	22 год	Після розвантаження	
							0 год	3 год	
1	89	24	28	26	26	24	29	-13	-29
2	90	16	21	17	19	16	22	1	-22
3	84	7	8	2	0	3	-11	-27	-22
4	85	8	13	11	13	11	16	-6	-18
5	94	8	10	8	10	10	18	9	-4
6	95	3	8	6	10	9	17	17	-4
7	96	14	20	16	20	18	25	2	13
8	97	8	10	5	9	8	19	13	-1
9	99	6	11	11	11	9	19	15	3
10	100	7	13	9	10	9	20	13	-3

У цій та наступній таблицях датчики 87–91 були встановлені на плати модулів з прямими виводами не герметизовані компаундом, датчики 82–86 – на плати модулів з вигнутими виводами не герметизовані компаундом, датчики 92–96 – на плати модулів з прямими виводами герметизовані компаундом; датчики 97–101 – на плати модулів з вигнутими виводами герметизовані компаундом.

На другому етапі випробувань, після розвантаження об'єднувальної плати, була зроблена витримка протягом 7 год, і експеримент був повторений, причому плата з прогином всередині, рівному 8 мм, знаходилась під навантаженням протягом 21 год.

Результати вимірювань наведені у таблиці 3.4.

Таблиця 3.4

Деформації плат електронних модулів об'єднувальної плати (другий етап випробувань)

№ з/п	Датчик	Відносне видовження ($\epsilon \cdot 10^{-5}$) залежно від часу перебування під навантаженням						
		0	1 год	16 год	18 год	21 год	Після розвантаження	
						0	20 год	
1	84	28	23	16	19	23	-12	-24
2	85	21	12	143	19	23	-7	-9
3	89	32	27	18	23	36	-1	-9
4	90	14	12	14	8	12	-7	-19
5	94	0	-3	-14	-8	-4	-7	-26
6	95	-3	-7	-16	-11	-7	-8	-20
7	96	-4	-7	-16	-11	-7	-8	-28
8	97	-1	-3	-15	-10	-1	-7	-22
9	99	-2	-5	-16	-12	-7	-4	-24
10	100	3	-3	-14	-6	-3	-6	-21

Перед проведенням третього етапу випробувань плати для зняття можливих залишкових напружень у ненавантаженому стані витримали добу в нормальних умовах і

чотири години на термостаті з температурою 75 °С. Після цієї процедури експеримент був виконаний з витримкою плати під навантаженням протягом 48 год.

Результати третього дослідження зведені у таблицю 3.5.

Таблиця 3.5

Деформації плат електронних модулів об'єднувальної плати (третій етап випробувань)

№ з/п	Датчик	Відносне видовження ($\varepsilon \cdot 10^{-5}$) залежно від часу перебування під навантаженням								
		0	1,3 год	3 год	4 год	24 год	32 год	48 год	Після розвантаження	
									0	24 год
1	89	40	49	40	41	4	53	48	9	4
2	90	30	30	32	33	35	45	40	11	14
3	84	22	21	21	22	25	36	33	15	14
4	85	20	21	22	23	26	35	30	10	9
5	94	2	1	2	5	4	23	14	7	9
6	95	3	3	2	4	6	22	9	4	-1
7	96	4	5	4	6	7	18	9	6	6
8	97	4	5	7	9	7	19	11	7	4
9	99	2	2	4	7	5	17	7	5	6
10	100	1	0	2	3	3	17	10	14	2

Аналіз даних, що містяться в таблицях 3.3–3.5, показує, що відносні деформації плат модулів змінюються при витримці під навантаженням об'єднувальної плати, що свідчить про наявність процесів повзучості і релаксації в досліджуваних конструкціях електронних модулів.

Порівняння результатів експерименту для плат, залитих і не залитих компаундом, показує, що ці процеси значно інтенсивніше протікають при наявності компаунда і після закінчення 20–40 год витримки під навантаженням об'єднувальної плати деформації деяких плат модулів, залитих компаундом, зростають в 8–10 раз [137, 138].

Однак, в кінці витримки під навантаженням, деформації плат, не залитих компаундом, все ж значно перевершують деформації плат, залитих компаундом. Так дані в таблицях 3.3–3.5 свідчать про те, що на початку навантаження об'єднувальної плати деформації не залитих плат дорівнюють $\varepsilon = (30 \dots 40) \cdot 10^{-5}$, а залитих $\varepsilon = (1 \dots 4) \cdot 10^{-5}$, а після витримки під навантаженням протягом 32 годин деформації не залитих плат складають $\varepsilon = (45 \dots 53) \cdot 10^{-5}$, а залитих $-\varepsilon = (17 \dots 22) \cdot 10^{-5}$.

Причинами такої поведінки можуть бути не тільки явища повзучості і релаксації в матеріалах, а й та обставина, що на початку навантаження деформується в основному та частина виводів, яка залишається не залитою компаундом, а інша частина знаходиться в компаунді як би в «защемленні». Але так як компаунд не є абсолютно жорстким защемленням, то, перебуваючи під впливом з боку виводів, він поступово «відпускає» їх і з часом навантаження поступово передається на плату електронного модуля.

3.1.6. Вплив деформацій монтажних плат на стан контактних вузлів електронних компонентів

Друковані плати початково, до установки на них електронних компонентів можуть знаходитись в деформованому стані, обумовленому недосконалістю технології їх виробництва. Окрім цього, в подальшому процесі монтажу електронних компонентів також виникають деформації викликані способом монтажу та процесом кристалізації припою. Далі при інсталяції такої плати в кріплення чи направляючі блоку відбувається її розпрямлення, що призводить до появи деформацій в контактних вузлах і служить причиною їх руйнування.

На рис. 3.18, *a* показано приклад деформації ОП із монтованим на ній електронним компонентом. Така деформація виникає внаслідок згину основи ОП і приводить до розтягу її верхніх шарів та стиску нижніх, що також демонструє епюра нормальних напружень в поперечному перерізі основи ОП представлена на рис. 3.18, *б*, на якій напруження розтягу σ мають додатні, а стиску – від’ємні значення. При цьому осі наскрізних монтажних отворів повертаються на певний кут α і тягнуть за собою виводи ЕК, які утримуються в отворах шаром припою 3 та водночас поєднані жорстким механічним зв’язком із тілом електронного компонента 2.

Таким чином згин ОП та поворот металізованого отвору контактної площадки діє на відносно жорсткі виводи ЕК створюючи для них згинальний момент через пару сил (\bar{D}, \bar{D}) прикладених в двох точках *A* та *B*. В точці *A* виникає сила направлена від верхньої крайки отвору контактної площадки перпендикулярно до тіла виводу, а в діагонально-протилежній точці *B* сила направлена від нижньої крайки контактної площадки перпендикулярно до тіла виводу (рис. 3.18, *a*). Таким чином вказана пара сил (\bar{D}, \bar{D}) викликає деформацію розтягу у виводах ЕК.

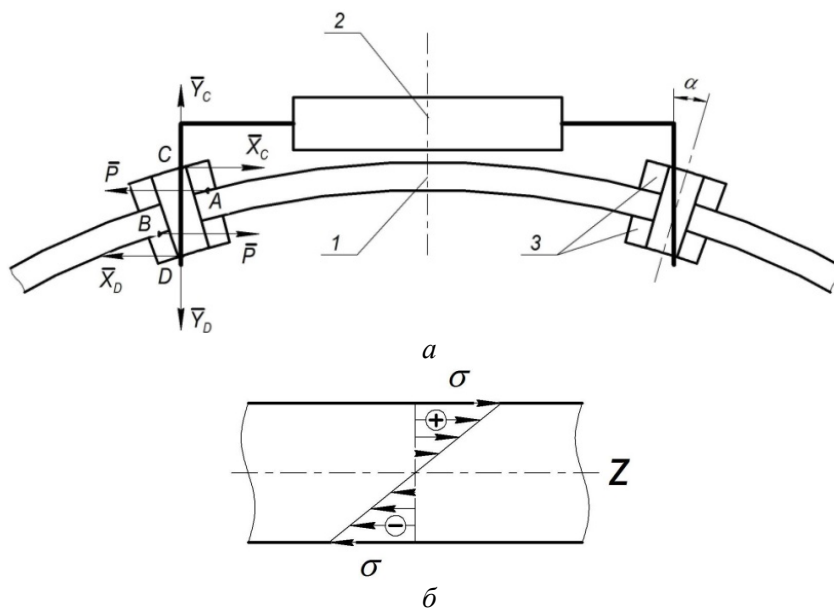


Рис. 3.18. Схема деформації контактної вузла друкованої плати:
1 – основа плати; 2 – електронний компонент; 3 – шар припою

У механічній системі, яка представляє собою контактний вузол (рис. 3.18, *a*), основа ОП 1 зв’язана із виводами ЕК 2 завдяки використанню третього тіла – припою 3. Під дією деформації основи ОП, яка замінена парою сил (\bar{D}, \bar{D}) , що представляють собою рівнодіючі сил умовно прикладених до шару припою 3 у точках *A* та *B*, тіло припою діє на тіло виводів ЕК, які в свою чергу служать його механічними нерухомими в’язями в точках *C* та *D*. Реакції в’язей представлені на схемі у вигляді двох складових на горизонтальну та вертикальну осі (\bar{O}_N, \bar{Y}_C) та (\bar{O}_D, \bar{Y}_D) , відповідно. В наслідок сумісної дії активних сил \bar{D} і реактивних складових \bar{O}_N, \bar{O}_D шар припою піддається деформації зсуву. Завдяки найменшій міцності саме шар припою є потенційно найслабшою ланкою механічної системи.

На рис. 3.19 представлена схема навантаження припою 2 зв'язаного із основою ОП 1 жорстким нерухомим зв'язком. Навантаження виникає в результаті взаємодії виводів ЕК та деформованої основи ОП. Дія виводів на припій замінена дією реактивної сили \vec{D} , яка паралельна протилежно направленій силі \vec{P} , що виникає при деформації основи ОП.

Зовнішні сили \vec{D} і \vec{P} викликають появу внутрішніх сил опору, направлених протилежно першим та дотично до умовного перерізу 1–1 між тілами, тобто викликають появу дотичних напружень τ характерних для деформації зсуву. Однак явище зсуву в чистому вигляді не зустрічається і супроводжується іншими деформаціями, які викликають ще й нормальні напруження, що створює складний напружено-деформований стан.

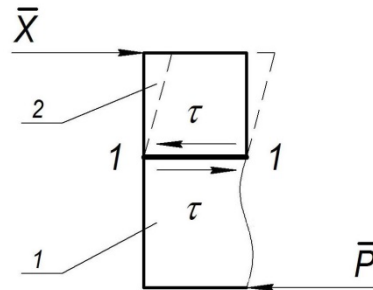


Рис. 3.19. Схема навантаження шару припою (2), зв'язаного з основою друкованої плати (1) жорстким нерухомим зв'язком

Слід зазначити, що в шарі припою контактного вузла ОП мають місце діаметрально протилежні відносно осі виводу деформації, наприклад відносно точки *C* (див. рис. 3.18, *a*) з одного боку відбувається стиск (права частина шару припою), а з іншого (ліва частина шару припою) – розтяг шару припою в паяному з'єднанні.

Для натурного визначення деформації паяного з'єднання було застосовано метод електротензометрії, при цьому вирішено кріпити тензодатчики таким чином (рис. 3.20), щоб вимірювальна база тензодатчика 4 одночасно охоплювала частину поверхні шару припою 3 – перед, або за виводом 2 в паяному з'єднанні, та також рівну за розміром частину поверхні друкованої плати 1. Таким чином здійснювалось вимірювання деформації паяного з'єднання відносно основи друкованої плати.

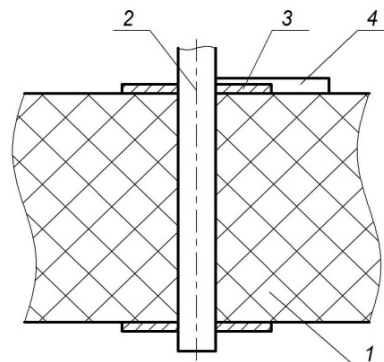


Рис. 3.20. Схема препарування контактної вузла тензометричним датчиком:
1 – основа друкованої плати; 2 – вивід електронного компонента;
3 – шар припою; 4 – тензометричний датчик

Для проведення експериментального дослідження на друковану плату розміром 300×80 мм були встановлені адаптери з типом корпусу PDIP 8 розміром $10,16 \times 7,62$ мм з прямими виводами. На рис. 3.21 наведена схема препарування контактних вузлів тензодатчиками МПБ і друкованої плати тензодатчиками базою 3 мм.

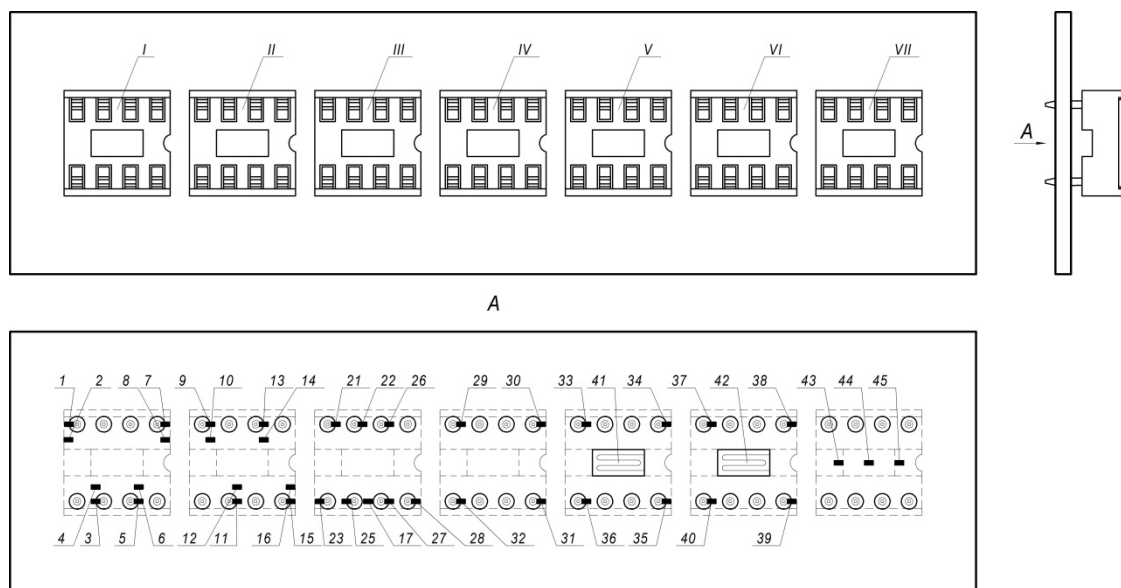


Рис. 3.21. Схема препарування контактних вузлів і друкованої плати

Препарування об'єктів дослідження здійснювалось за наступною схемою. Після підготовки поверхонь для наклейки датчиків, контактні площадки перших трьох адаптерів були препаровані датчиками 1, 3, 5, 7, 9, 11, 13, 15, 21, 23, 25–28 типу МПБ (див. рис. 3.21). Крім того, на поверхню друкованої плати поблизу зазначених датчиків і паралельно їм були наклеєні тензодатчики базою 3 мм (2, 4, 6, 8, 10, 12, 14, 16), а також тензодатчик 17 для вимірювання середньої деформації друкованої плати між двома сусідніми виводами.

Для адаптера IV наклеєні чотири датчики МПБ (29–32) безпосередньо на поверхні контактних площадок без їх підготовки.

Для адаптерів V та VI, крім датчиків типу МПБ (33–40), наклеєних на попередньо підготовлені контактні площадки, в центрі ділянки плати під адаптерами були наклеєні датчики базою 5 мм (41, 42) для вимірювання їх середньої деформації.

Під адаптером VII були наклеєні датчики МПБ (43–45) для визначення розподілу деформацій по довжині друкованої плати.

Отримані в результаті випробувань середні значення відносних деформацій контактних вузлів представлені в таблиці Б.3 (додаток Б). Як видно з неї, значення деформацій лежать в межах від $3,9 \times 10^{-5}$ до 135×10^{-5} відносних одиниць.

За показаннями датчиків 1–16 встановлених для адаптерів I та II було виявлено що деформації виміряні на контактних вузлах відрізняються відносно деформацій друкованої плати в середньому на +36 %.

Для адаптера III показання датчиків встановлених в контактних вузлах 21–23, 25–28 перевищують показання датчика 17 встановленого між сусідніми вузлами на друкованій платі в середньому на 65,4 %. Показання датчиків 29–32 на контактних вузлах адаптеру IV були нижчими за аналогічні для попередніх адаптерів, що може бути пояснено тим, що вони кріпились без попередньої підготовки вузлів, через руйнування датчика 29.

Слід звернути увагу на те, що датчики 41 та 42, наклеєні на плату під адаптерами V та VI зафіксували відносну деформацію $\varepsilon = 3,9 \cdot 10^{-5}$, в той час як датчики МПБ (33–40), наклеєні на контактних вузлах цих плат показали відносні деформації, які досягали $\varepsilon = 28,5 \cdot 10^{-5}$. З наведених даних випливає, що деформації в контактних вузлах приблизно в 7–10 разів перевершують середні деформації на друкованій платі.

Аналіз проведених експериментальних досліджень встановив, що напруження (деформації) в контактних вузлах можуть перевищувати напруження на монтажній платі в декілька разів. І враховуючи їх відносно малу міцність їх можна вважати слабкою ланкою конструктивної побудови друкованих вузлів електронної техніки [137, 138].

3.1.7. Методика визначення допустимого короблення основи друкованих плат

Отже, необхідно встановити ту найбільшу величину короблення, а також і експлуатаційних деформацій друкованих плат, яка ще не позначається на роботі виробів.

Відповідно до стандарту [102] встановлюється такий показник якості друкованої плати, як площинність, для оцінки якого застосовують дві характеристики: згин та скручування. Згин характеризується циліндричною або сферичною кривизною друкованої плати, причому всі чотири кути якої знаходяться в одній площині. Скручування характеризується спіральним викривленням двох протилежних крайок основи друкованої плати.

Вимірювання згину, скручування або будь-якої їх комбінації проводять відповідно до [100]. В цьому тест-методі виконуються три процедури контролю деформації плат, дві з яких дають тільки альтернативний результат про придатність або не придатність, тобто відображають відсутність або наявність деформації, третя процедура представляє собою контрольний метод точного визначення згину. У вказаних методах тестована плата встановлюється на прецизійну плиту випуклістю доверху та використовуються вимірювальні щупи, що підкладаються під вигнуту частину плати. За розмірами щупів та розмірами тестованої плати розраховується максимальний прогин плати по довжині та ширині плати. Процедури вимірювання скручування ідентичні перевірці згину плати, з відмінністю необхідності вимірювання її діагоналі.

Для класів плат 1–3 припустимо наступне:

- друковані плати, призначені для поверхневого монтажу, повинні мати згин і скручування не більше 0,75 %;
- для всіх інших типів друкованих плат згин і скручування не повинні перевищувати 1,5 %.

На відміну від стандартних методів, було запропоновано методику, яка не тільки вимірює ступінь деформування основи друкованої плати, а й враховує передачу деформації від основи друкованої плати до електронних компонентів монтованих на ній.

В представленому дослідженні при визначенні місць з найбільшими деформаціями, що виникають при коробленні друкованої плати керувалися такими міркуваннями:

- відтворити задане викривлення плати складно, тому для випробування брали плати функціональних вузлів вже покороблені і, розпрямляючи їх, вважали, що на розпрямленій платі створюються ті ж деформації, що і при утворенні короблення, але з протилежним знаком;
- найбільші деформації виникають там, де кривизна викривлення найбільша (що і підтвердили експерименти).

Для дослідження використовувались два типи плат, в коробленому вигляді. Перший тип плат мав форму прямокутника з розмірами $225 \times 70 \times 1,5$, другий – форму витягнутого прямокутника з розмірами $140 \times 30 \times 1,5$ і співвідношенням довжини та ширини, що дорівнює 4,66. Короблення плат першого типу важко кількісно оцінити, так як кривизна покоробленої плати була непостійна в різних точках поверхні плати. Про короблення

плати можна судити по різниці висот точок плати відносно площини початково не покоробленої плати; назвемо цю різницю висотою короблення, на досліджуваних платах ця різниця досягала 6 мм. Про короблення можна судити також за величиною кривизни поверхні плати. Виміряти величину кривизни поверхні короблення друкованої плати в різних точках важко, але визначити ділянки поверхні, де кривизна поверхні більше в порівнянні з іншими ділянками, можна візуально.

На плату першого типу, яка мала найбільшу ступінь викривлення, в різних місцях наклеєні п'ять тензодатчиків базою 3 мм (рис. 3.22). Результати їх випробувань після вирівнювання плати наведені в таблиці 3.6.

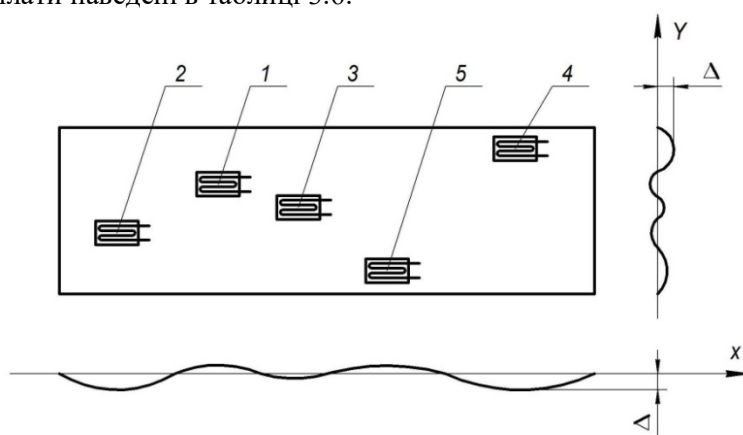


Рис. 3.22. Схема препарування друкованої плати першого типу

Таблиця 3.6

Деформації друкованих плат першого типу після розпрямлення

Датчик	Деформація плати $\varepsilon \cdot 10^{-5}$, для величини розпрямлення:				
	0	2 мм	4 мм	5 мм	6 мм
1	0	-12	-22	-29	-42
2	0	-16	-31	-40	-57
3	0	-1	-3	-4	-5
4	0	-49	-89	-118	-162
5	0	-25	-48	-64	-90

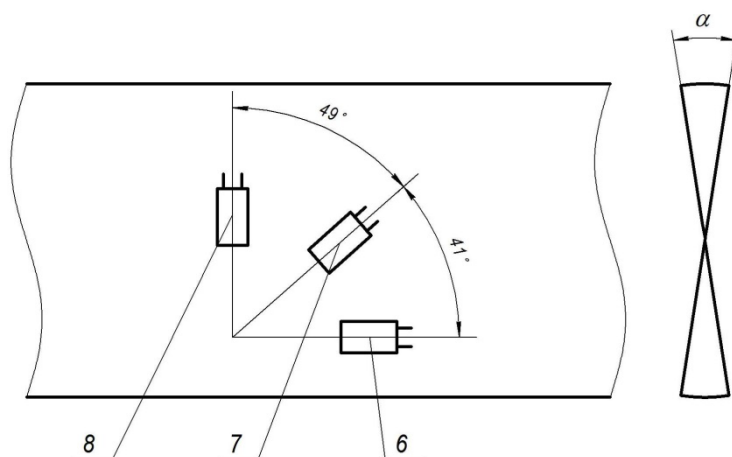


Рис. 3.23. Схема препарування друкованої плати другого типу

Короблення плат другого типу мало вигляд «пропелера», тобто плата при деформації прагне закрутитися, коли одна коротка основа прямокутника повертається в паралельній площині на деякий кут відносно іншої короткої основи і за кутом закручування можна судити про величину короблення (для досліджуваних плат цей кут досяг $18,5^\circ$). На рис. 3.23 зліва показаний вид зверху плати другого типу і розташування трьох тензодатчиків на платі, а праворуч показаний кут α , на якій закручується плата при викривленні.

Під час проведення експерименту плати тричі розпрямлялися, при цьому їх деформації фіксувалися тензодатчиками. Середні значення вимірних деформацій наведені в таблицях 3.6 та 3.7.

Таблиця 3.7

Деформації друкованих плат другого типу після розпрямлення

Датчик	Деформації плати $\varepsilon \cdot 10^{-5}$
6	17,5
7	-18
8	-119

Дані, отримані під час проведення експерименту, підтвердили припущення: де більше кривизна короблення плати, там при розпрямленні виникають найбільші деформації, які в даному експерименті, досягли $\varepsilon = 162 \times 10^{-5}$.

У місцях максимальних деформацій встановлювали електронні компоненти для подальшого дослідження. У якості зразків електронних компонентів були взяті резистори, описані в п. 3.1.2, при їх монтажі в самому несприятливому положенні, тобто без формування виводів (рис. 3.8, а). У такому положенні деформації основи друкованої плати в найбільшій мірі передаються електронним компонентам. Попередні дослідження (п. 3.1.6) показали що саме паяні з'єднання через їх найменшу міцність становлять найбільший інтерес для дослідження передачі деформацій від основи друкованої плати. Тому препарування плати тензодатчиками здійснювалось установкою останніх як на поверхні основи друкованої плати так і на ПЗ відповідно до методики описаної в п. 3.1.6 (див. рис. 3.20).

Як показали результати досліджень кривизна короблення плати (див. рис. 3.22) в районі датчика 4 була більше, ніж в районі датчика 3, і деформація, що передається на ПЗ електронного компонента встановленого в районі датчика 4, теж більше деформації аналогічного ПЗ електронного компонента, встановленого в районі датчика 3. Це ще раз підтверджує, що деформації плати і відповідно ПЗ залежать від ступеня короблення основи плати, і там, де кривизна короблення більше, там більше згадані деформації.

В проведеному дослідженні не розглядалися інші способи установки ЕК на друковану плату, наприклад, установка ЕК на плату з зазором (рис. 3.8, б) або з високим формуванням виводів (рис. 3.8, в), оскільки в такому випадку передача зусиль з деформованої плати на ЕК і відповідно на ПЗ буде відбуватись в меншій мірі.

При проведенні досліджень необхідно також було враховувати наступне: короблення плат – це їх постійна деформація після виготовлення, і зусилля, які після короблення плати, передаються на ЕК, діють тривалий час, створюючи в останніх постійні деформації і напруження. Тому плата була розпрямлена і залишена в такому положенні на шість діб, під час яких знімались показники деформацій, що виникають на поверхні друкованої плати і одночасно в паяних з'єднаннях аналогічно методиці описаній в п. 3.1.5. Температура при цьому підтримувалася в межах від $17,5$ до 19°C . Перед проведенням експерименту були зафіксовані початкові показники тензодатчиків. Дані експерименту наведені в таблиці 3.8.

Деформації при витримці друкованої плати в розпрямленому стані

№ з/п	Схема і місце розміщення тензодатчика	Деформації плати ($\epsilon \times 10^{-5}$) в часі витримки після розпрямлення						
		5 хв	15 хв	18 год	40 год	65 год	89 год	117 год
1	Паяне з'єднання	2,5	7,0	6,0	11,5	14,0	14,5	14,5
2	Основа друкованої плати	1,0	1,0	1,5	4,5	7,5	7,5	9,0

При установці допустимої величини короблення основи друкованої плати в якості дослідного зразку електронного компонента можна використовувати тестовий зразок, наприклад металеву скобу, жорсткість якої на порядок вище жорсткості конструктивних елементів ЕК виготовлених і різного роду не металевих композитних матеріалів. Таким чином, зусилля деформації плати буде в максимальній мірі передавати і створювати напруження в ПЗ контактних вузлів. Використання такого тестового зразка дає можливість ізолювати оцінювати вплив деформації (короблення) основи плати на напружено-деформований стан ПЗ незалежно від механічних властивостей конструктивних елементів ЕК.

В основі запропонованої методики [137, 138] лежить допустима величина граничного напружено-деформованого стану ПЗ при оцінці допустимої деформації тобто короблення, друкованих плат. Перш за все, необхідно визначити граничну (недопустиму) величину деформацій контактних вузлів, за яку доцільно прийняти ті деформації, при яких досягається умовна межа текучості контактних вузлів, тобто коли виникають залишкові деформації (відбувається зростання деформацій без помітного збільшення навантаження), або момент коли відбувається відмова ПЗ, тобто обрив електричного кола.

Таким чином, для кожної конструкції друкованих плат незалежно від технології монтажу електронних компонентів необхідно виконати наступні операції:

На основу випробуваної друкованої плати встановлюються тестові зразки за технологією наскрізного або поверхневого монтажу; кількість зразків підбирається достатньою для статистичної обробки результатів і з врахуванням конструктивних особливостей та топології покриття електронними компонентами друкованої плати.

Основа і контактні вузли плати препаруються двома малобазними тензодатчиками: один датчик встановлюють на контактний вузол наклеюванням вздовж радіуса контактних вузлів в напрямку найбільших деформацій. При наклеюванні тензодатчиків допускається зачистка поверхні контактних вузлів. Середина бази датчика повинна проходити через лінію розділу припою і плати (див. рис. 3.20), другий тензодатчик – на рівні за розміром частину поверхні основи друкованої плати паралельно до першого та в безпосередній близькості до нього.

Препарована плата піддається статичному випробуванню на установці «чистого згину». Поступово збільшуючи навантаження деформації плати визначається граничний прогин плати, відповідний до граничного «недопустимого» рівня деформації контактних вузлів зареєстрованого за показниками тензодатчиків. Цю величину деформації можна прийняти за граничне короблення $\epsilon_{ГР}$.

Для забезпечення нормального функціонування плати, зокрема контактних вузлів, встановлюється коефіцієнт запасу міцності (короблення), який дорівнює відношенню умовної межі текучості контактних вузлів до допустимого напруження:

$$n_{\kappa} = \frac{\sigma_m}{[\sigma]}. \quad (3.26)$$

Звідки допустима величина короблення плати $[\epsilon] = \epsilon_{ГР}/n_{\kappa}$.

Міркування щодо вибору запасу міцності або значення n_k в кожному конкретному випадку повинні встановлюватися за погодженням із замовником. При цьому слід керуватися досвідом нормального функціонування протягом всього терміну експлуатації аналогічних виробів, що враховує всі несприятливі чинники, які можуть виникнути в процесі роботи даного виробу.

В ході всебічних випробувань дослідних зразків n_k уточнюються, виявляють «вузькі місця», тобто технологічні або інші фактори, які викликають найбільше короблення, і, узгоджуючись із економічними та виробничими можливостями, змінюють вимоги до допустимого короблення плати після її виготовлення, який обирається таким, щоб забезпечити поріг значень граничних деформацій в елементах виробів до кінця терміну служби друкованого вузла. Таким чином повинна виконуватись умова $n_k > 1$.

3.2. Вплив герметизації на виникнення та передачу температурних деформацій

Герметизовані електронні модулі експлуатуються на різноманітних об'єктах техніки: літаках, ракетах, судах, радіолокаційних станціях, локомотивах, де їм доводиться працювати в несприятливих умовах вібрацій, ударів, різких перепадів температури, вологості та тиску. Загальна герметизація (компаундом) забезпечує надійний захист від кліматичних впливів, підвищення стійкості виробів до дії вібрацій, проте на стадії виробництва при технологічному тренуванні термоударами (коли вироби з температури $+70$ °С переносяться в температуру -60 °С з годинною витримкою при кожній температурі), а також на етапах зберігання і експлуатації при коливаннях температури, внаслідок різниці в значеннях фізико-механічних характеристик, виникає взаємодія герметика із його включеннями, тобто з електронними компонентами та іншими елементами конструкції, що призводить до виникнення руйнівних механічних напружень. При розтріскуванні компаунду порушується герметизація виробу з наступним виходом його з ладу, при руйнуванні або деформації електронних компонентів настає обрив електричного кола, або відхилення електричних параметрів. Складність таких дефектів полягає у низькій ремонтоспридатності герметизованих модулів.

Завданням представленого дослідження є оцінка напружено-деформованого стану конструкції електронних модулів герметизованих компаундом при термоударах та розробка технологічних методів захисту електронних компонентів у герметизованих конструкціях. Об'єктами дослідження є електронні компоненти, які герметизовані компаундом і мають форму тіл обертання, такі як резистори, конденсатори, діоди, гермо-виводи і т.д.

Типовий процес герметизації електронних компонентів відбувається шляхом заливки полімерним матеріалом. До заливки модуль і компаунд розігріваються до температури полімеризації, розширюючись при цьому незалежно один від одного. Після заливки компаундом виріб поміщають в термостат і витримують до закінчення процесу полімеризації, в ході якого через хімічну усадку компаунда вже виникають незначні за величиною контактний тиск і напруження. По завершенні процесу полімеризації готові вироби охолоджують до нормальної температури. Тепер конструкція являє собою заповнений об'єм компаунда, який може розглядатися як єдине тіло із численними різномірними включеннями.

Внаслідок відмінності коефіцієнтів лінійного теплового розширення і інших фізико-механічних характеристик компаунда і електронних компонентів при зміні температури на їх межі виникає контактний тиск, який зумовлює наявність напруження в матеріалах конструкцій.

3.2.1. Розробка математичної моделі і розрахунок напружень у системі «електронний компонент – компаунд» при перепаді температур

Розглянемо найбільш загальний випадок, коли циліндричний елемент (конденсатор, резистор, вивід) оточений нерівномірним шаром компаунда. Подумки виділимо навколо елемента, що розглядається компаундний циліндр із зовнішнім радіусом, рівним мінімальній відстані від осі деталі до стінки виробу і розглянемо взаємодію тільки виділеного шару компаунда і електронного компонента. Тоді розрахункова схема може бути приведена до осесиметричної задачі взаємодії двох циліндричних тіл.

Для визначення напружень, які виникають в компаунді і електронному компоненті можна використати теорію Ляме–Гадоліна (теорію взаємодії складених товстостінних циліндрів). І хоча природа діючих сил в обох випадках різна: для складових товстостінних циліндрів – це тиск від посадки з натягом, а для електронних компонентів, герметизованих компаундом, – це контактний тиск на межі компаунда і компонента, основна частина рішення зводиться до загальної схеми розрахунку – осесиметричної задачі.

Якщо товщина стінки електронного компонента більше 0,1 середнього радіусу, то з прийнятною для практики точністю його можна розглядати як товстостінний циліндр [84], навантажений по зовнішній поверхні контактним тиском P , а по внутрішній – тиском навколишнього середовища P_1 . Виділений шар компаунда як товстостінний циліндр, навантажений по внутрішній поверхні контактним тиском P , а по зовнішній тиском P_2 , що дорівнює тиску навколишнього середовища (рис. 3.24).

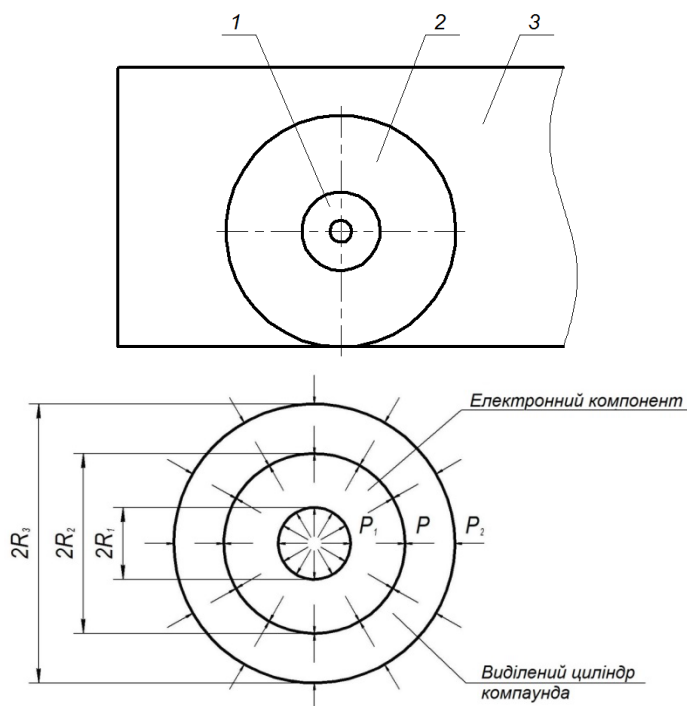


Рис. 3.24. Схема навантаження електронного компонента і компаунда:
1 – електронний компонент; 2 – виділений компаундний циліндр; 3 – компаунд

Розглянемо загальний випадок навантаження електронного компонента і компаунда тисками P_1 та P_2 , а також температурою $\tau = \tau(r, t)$, яка залежить і від радіуса циліндра r , і від часу t .

При нерівномірному нагріванні (охолодженні) товстостінного циліндра в ньому з'являються температурні напруження, які підсумовуються із напруженням від контактного тиску. Вважаємо, що температурне поле є симетричним відносно осі деталі і постійним по його довжині. Внаслідок осової симетрії і діючих на нього навантажень напруження і деформації будуть також симетрично розподілені відносно осі. Для визначення напруженого стану в складових циліндрах застосуємо теорію Ляме-Гадоліна [84].

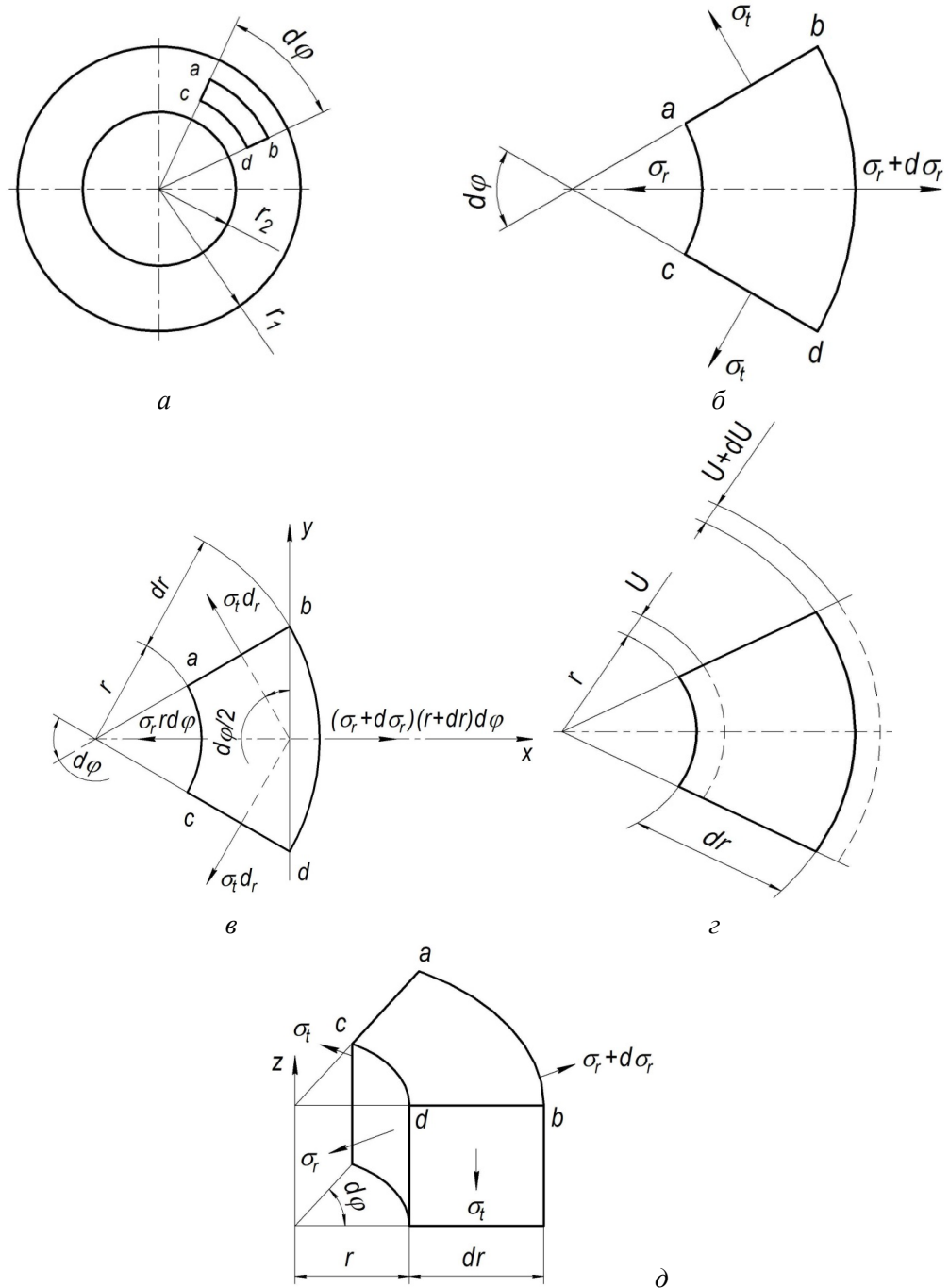


Рис. 3.25. Схема навантаження елементарного об'єму

Двома перетинами, перпендикулярними до осі компонента і які знаходяться один від одного на відстані dz , виріжемо кільце. У цьому кільці виділимо малий елемент $acdb$ (рис. 3.25, а) двома площинами, що проходять через вісь циліндра і утворюють між собою кут $d\varphi$, і двома співісними циліндричними поверхнями з радіусами r та $r+dr$ (рис. 3.25, б).

Нормальні напруження на циліндричній поверхні елемента, що має радіус r (радіальні напруження), позначимо через σ_r ; на радіусі $r+dr$ напруження отримують приріст $\sigma_r+d\sigma_r$. Нормальні напруження на плоских бічних гранях (тангенціальні або окружні напруження) позначимо через σ_t . Зазначений на рис. 3.25, б напрям напружень будемо вважати позитивним і відповідним розтягуванню елемента.

Внаслідок осової симетрії циліндра і навантаження елемент перекошуватись не буде, і дотичні напруження по його гранях будуть відсутні. Тому нормальні напруження σ_r та σ_t будуть головними напруженнями.

Помноживши напруження на площу граней, отримаємо діючі на елемент зусилля (рис. 3.25, в) $\sigma_r \cdot r \cdot d\varphi \cdot dz$ – на внутрішній циліндричній грані; $(\sigma_r+d\sigma_r)(r+dr)d\varphi \cdot dz$ – на зовнішній циліндричній грані; $\sigma_t \cdot dr \cdot dz$ – на бічних гранях.

Так як всі сили лежать в одній площині і перетинаються в одній точці, то для рівноваги елемента сума їх проєкцій на дві взаємно перпендикулярні осі повинні дорівнювати нулю. Вісь X направимо по бісектрисі кута $d\varphi$, Y – перпендикулярно до неї. Умовами рівноваги будуть $\Sigma X = 0$; $\Sigma Y = 0$.

Завдяки симетрії елемента друга умова задовольняється тотожно, а перша після підстановки виразів для зусиль має такий вигляд:

$$\Sigma X = -\sigma_r r d\varphi dz + (\sigma_r + d\sigma_r)(r + dr)d\varphi dz - 2 \left(\sigma_t dr \sin \frac{d\varphi}{2} \right) dz = 0. \quad (3.27)$$

Розкриваємо дужки, приймаємо $\sin \frac{d\varphi}{2} = \frac{d\varphi}{2}$, відкидаємо член вищого порядку малості і ділимо інші члени на $dr \cdot d\varphi \cdot dz$. Після цього отримаємо:

$$r \frac{d\sigma_r}{dr} + \sigma_r - \sigma_t = 0. \quad (3.28)$$

Це рівняння містить два невідомих напруження σ_r та σ_t . Для їх визначення, дотримуючись загального плану рішення статично невизначених задач, розглянемо ще геометричну і фізичну сторони задачі.

Викривлення елемента симетричне відносно осі і тому викличе радіальне переміщення всіх точок циліндра (рис. 3.25, з). Позначимо радіальне переміщення циліндричної поверхні радіуса r через U , тоді переміщення циліндричної поверхні радіуса $r+dr$ буде $U+dU$. Абсолютне радіальне подовження елемента довжиною dr буде дорівнювати dU , а відносне подовження:

$$\varepsilon_r = \frac{dU}{dr}. \quad (3.29)$$

Відносне подовження в тангенціальному (окружному) напрямку знайдемо наступним чином. Довжина елемента по колу циліндричної поверхні радіуса r після його збільшення на величину U дорівнює $(r+U)d\varphi$.

Віднімаючи від довжини початкову довжину $r \cdot d\varphi$, отримаємо абсолютне подовження елемента на радіусі r в окружному напрямку:

$$(r + U)d\varphi - rd\varphi = Ud\varphi.$$

Розділивши абсолютне подовження на початкову довжину $r \cdot d\varphi$, отримаємо окружне відносне подовження:

$$\varepsilon_t = \frac{U}{r}. \quad (3.30)$$

Позначимо через $\Delta\tau$ зміну температури, залежну від радіуса r та від часу t :

$$\Delta\tau(r, t) = \tau(r, t) - \tau_0, \quad (3.31)$$

де $\tau(r, t)$ – розподіл температури по радіусу циліндра; τ_0 – початкова температура тіла, t – час.

Скориставшись узагальненим законом Гука, представимо деформації елемента як суму деформацій, викликаних тиском і температурними розширеннями. Тоді для радіальних – ε_r , окружних – ε_t , осьових – ε_z деформацій отримаємо такі формули:

$$\begin{aligned} \varepsilon_r &= \frac{1}{E}(\sigma_r - \mu\sigma_z - \mu\sigma_t) + \alpha\Delta\tau, \\ \varepsilon_t &= \frac{1}{E}(\sigma_t - \mu\sigma_z - \mu\sigma_r) + \alpha\Delta\tau, \\ \varepsilon_z &= \frac{1}{E}(\sigma_z - \mu\sigma_r - \mu\sigma_t) + \alpha\Delta\tau = \text{const}, \end{aligned} \quad (3.32)$$

де α – коефіцієнт лінійного температурного розширення.
Вирішуючи ці рівняння для напружень, знайдемо:

$$\begin{aligned} \sigma_r &= \frac{E}{(1+\mu)(1-2\mu)}[(1-\mu)\varepsilon_r + \mu\varepsilon_t + \mu\varepsilon_z - (1+\mu)\alpha\Delta\tau], \\ \sigma_t &= \frac{E}{(1+\mu)(1-2\mu)}[(1-\mu)\varepsilon_t + \mu\varepsilon_r + \mu\varepsilon_z - (1+\mu)\alpha\Delta\tau], \\ \sigma_z &= \frac{E}{(1+\mu)(1-2\mu)}[(1-\mu)\varepsilon_z + \mu\varepsilon_r + \mu\varepsilon_t - (1+\mu)\alpha\Delta\tau]. \end{aligned} \quad (3.33)$$

Виражаючи в цих формулах відносні деформації через абсолютні переміщення (3.29) та (3.30) і потім підставляючи отримані значення для σ_r та σ_t в рівняння рівноваги (3.28) матимемо наступне диференціальне рівняння для переміщення U :

$$\frac{d^2U}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dU}{dr} - \frac{U}{r^2} = \frac{1+\mu}{1-\mu} \alpha \frac{d(\Delta\tau)}{dr}. \quad (3.34)$$

З цього рівняння можна визначити переміщення, якщо відома зміна температури $\Delta\tau(r, t)$ по товщині стінки циліндра. Останнє рівняння можна представити у вигляді:

$$\frac{d}{dr} \left(\frac{1}{r} \frac{dUr}{dr} \right) = \frac{1+\mu}{1-\mu} \alpha \frac{d(\Delta\tau)}{dr}. \quad (3.35)$$

Інтегруючи це рівняння двічі по r , знайдемо спільне рішення рівняння:

$$U = \frac{1}{r} \frac{1+\mu}{1-\mu} \int_{R_1}^r \alpha \Delta\tau r dr + Ar + \frac{B}{r}, \quad (3.36)$$

де A та B – постійні, які визначаються з граничних умов для σ_r на внутрішній і зовнішній поверхнях циліндра:

$$(\sigma_r)_{r=R_1} = -P_1, \quad (\sigma_r)_{r=R_2} = -P_2.$$

Підставивши отримане значення для U в рівняння (3.29) та (3.30), отримуємо:

$$\varepsilon_r = \frac{dU}{dr} = -\frac{1}{r^2} \frac{1+\mu}{1-\mu} \int_{R_1}^r \alpha \Delta\tau r dr + \frac{1+\mu}{1-\mu} \alpha \Delta\tau + A - \frac{B}{r^2}, \quad (3.37)$$

$$\varepsilon_t = \frac{U}{r} = \frac{1}{r^2} \frac{1+\mu}{1-\mu} \int_{R_1}^r \alpha \Delta\tau r dr + A + \frac{B}{r^2}. \quad (3.38)$$

Підставивши ці рівняння у вираз для σ_r (3.33), матимемо:

$$\sigma_r = \frac{E}{(1+\mu)(1-2\mu)} \cdot \left\{ \begin{array}{l} \left[-\frac{1}{r^2} \frac{1+\mu}{1-\mu} \int_{R_1}^r \alpha \Delta\tau r dr + \frac{1+\mu}{1-\mu} \alpha \Delta\tau + A - \frac{B}{r^2} \right] (1-\mu) + \\ + \left[\frac{1}{r^2} \frac{1+\mu}{1-\mu} \int_{R_1}^r \alpha \Delta\tau r dr + A + \frac{B}{r^2} \right] \mu + \mu \varepsilon_z - (1+\mu) \alpha \Delta\tau \end{array} \right\}. \quad (3.39)$$

З урахуванням граничних умов, отримуємо:

$$(\sigma_r)_{r=R_1} = \frac{-P_1(1+\mu)(1-2\mu)}{E} - \mu \varepsilon_z = A + \frac{B}{R_1^2} (2\mu - 1), \quad (3.40)$$

$$(\sigma_r)_{r=R_2} = \frac{-P_2(1+\mu)(1-2\mu)}{E} - \mu \varepsilon_z + \frac{(1+\mu)(1-2\mu)}{R_2^2(1-\mu)} \int_{R_1}^{R_2} \alpha \Delta\tau r dr = A + \frac{B}{R_2^2} (2\mu - 1). \quad (3.41)$$

Віднімаючи з виразу (3.40) вираз (3.41), отримаємо:

$$B = \frac{(1+\mu)(P_1 - P_2) R_1^2 R_2^2}{E(R_2^2 - R_1^2)} + \frac{R_1^2(1+\mu)}{(1-\mu)(R_2^2 - R_1^2)} \int_{R_1}^{R_2} \alpha \Delta\tau r dr. \quad (3.42)$$

Підставивши отримане значення B у рівняння (3.40) маємо:

$$A = \frac{(1+\mu)(1-2\mu)(P_1 R_1^2 - P_2 R_2^2)}{E(R_2^2 - R_1^2)} - \mu \varepsilon_z + \frac{(1-2\mu)(1+\mu)}{(1-\mu)(R_2^2 - R_1^2)} \int_{R_1}^{R_2} \alpha \Delta\tau r dr. \quad (3.43)$$

Введенням значення постійних інтегрування в вираз для переміщень і деформацій, отримуємо:

$$U = \frac{1}{r} \frac{1+\mu}{1-\mu} \int_{R_1}^r \alpha \Delta \tau r dr + r \left[\frac{(1+\mu)(1-2\mu)(P_1 R_1^2 - P_2 R_2^2)}{E(R_2^2 - R_1^2)} - \mu \varepsilon_z + \frac{(1-2\mu)(1+\mu)}{(1-\mu)(R_2^2 - R_1^2)} \int_{R_1}^r \alpha \Delta \tau r dr \right] + \frac{1}{r} \left[\frac{(1+\mu)(P_1 - P_2) R_1^2 R_2^2}{E(R_2^2 - R_1^2)} + \frac{r^2 (1+\mu)}{(1-\mu)(R_2^2 + R_1^2)} \int_{R_1}^{R_2} \alpha \Delta \tau r dr \right], \quad (3.44)$$

$$\varepsilon_r = \frac{dU}{dr} = -\frac{1}{r^2} \frac{1+\mu}{1-\mu} \int_{R_1}^{R_2} \alpha \Delta \tau r dr + \frac{1+\mu}{1-\mu} \alpha \Delta \tau + \frac{(1+\mu)(1-2\mu)(P_1 R_1^2 - P_2 R_2^2)}{E(R_2^2 - R_1^2)} - \mu \varepsilon_z + \frac{(1-2\mu)(1+\mu)}{(1-\mu)(R_2^2 - R_1^2)} \int_{R_1}^{R_2} \alpha \Delta \tau r dr - \frac{1}{r^2} \left[\frac{(1+\mu)(P_1 - P_2) R_1^2 R_2^2}{E(R_2^2 - R_1^2)} + \frac{R_1^2 (1+\mu)}{(1-\mu)(R_2^2 - R_1^2)} \int_{R_1}^{R_2} \alpha \Delta \tau r dr \right], \quad (3.45)$$

$$\varepsilon_t = \frac{1}{r^2} \frac{1+\mu}{1-\mu} \int_{R_1}^{R_2} \alpha \Delta \tau r dr + \left[\frac{(1+\mu)(1-2\mu)(P_1 R_1^2 - P_2 R_2^2)}{E(R_2^2 - R_1^2)} - \mu \varepsilon_z + \frac{(1-2\mu)(1+\mu)}{(1-\mu)(R_2^2 - R_1^2)} \int_{R_1}^{R_2} \alpha \Delta \tau r dr \right] + \frac{1}{r^2} \left[\frac{(1+\mu)(P_1 - P_2) R_1^2 R_2^2}{E(R_2^2 - R_1^2)} + \frac{R_1^2 (1+\mu)}{(1+\mu)(R_2^2 - R_1^2)} \int_{R_1}^{R_2} \alpha \Delta \tau r dr \right]. \quad (3.46)$$

У виразах (3.44) – (3.46) невідома величина ε_z . Якщо циліндр не має можливості вільно розширюватися, то її можна знайти з умови, що поздовжня сила в поперечному перерізі дорівнює $N = P_1 \pi R_1^2 - P_2 \pi R_2^2$ тобто:

$$N = \int_0^{2\pi} \int_{R_1}^{R_2} \sigma_z r dr d\varphi = P_1 \pi R_1^2 - P_2 \pi R_2^2. \quad (3.47)$$

Підставляючи у вираз для σ_z :

$$\sigma_z = \frac{E}{(1+\mu)(1-2\mu)} \times \left\{ (1-2\mu) \varepsilon_z + \frac{\alpha \Delta \tau (1+\mu)(2\mu-1)}{(1-\mu)} + 2\mu \left[\frac{(1+\mu)(1-2\mu)(P_1 R_1^2 - P_2 R_2^2)}{E(R_2^2 - R_1^2)} \right] - \left[\frac{(1-2\mu)(1+\mu)}{(1-\mu)(R_2^2 - R_1^2)} \int_{R_1}^{R_2} \alpha \Delta \tau r dr \right] \right\}, \quad (3.48)$$

отриманий з (3.33) з урахуванням (3.45) – (3.46), знайдемо ε_z :

$$\varepsilon_z = \frac{(P_1 R_1^2 - P_2 R_2^2)(1 - \mu)}{E(R_2^2 - R_1^2)} + \frac{2 \int_{R_1}^{R_2} \alpha \Delta \tau r dr}{(R_2^2 - R_1^2)}. \quad (3.49)$$

Підставивши вирази (3.45), (3.46), (3.49) для ε_r , ε_t , ε_z в (3.33), та з врахуванням таких граничних умов для:

– електронного компонента $(\sigma_r)_{r=R_1} = -P_1$, $(\sigma_r)_{r=R_2} = -P$;

– компаунда $(\sigma_r)_{r=R_2} = -P$, $(\sigma_r)_{r=R_3} = -P_2$ і прийнятих позначень формули для

переміщень і напружень в електронному компоненті:

$$\sigma_{r_1} = \frac{E_1}{1 - \mu_1} \left[-\frac{1}{r^2} \int_{R_1}^r \alpha_1 \Delta \tau_1 r dr + \frac{r^2 - R_1^2}{r^2 (R_2^2 - R_1^2)} \int_{R_1}^{R_2} \alpha_1 \Delta \tau_1 r dr \right] + \frac{P_1 R_1^2 - P R_2^2}{R_2^2 - R_1^2} - \frac{(P_1 - P) R_1^2 R_2^2}{r^2 (R_2^2 - R_1^2)}, \quad (3.50)$$

$$\sigma_{t_1} = \frac{E_1}{1 - \mu_1} \left[\frac{1}{r^2} \int_{R_1}^r \alpha_1 \Delta \tau_1 r dr + \frac{r^2 - R_1^2}{r^2 (R_2^2 - R_1^2)} \int_{R_1}^{R_2} \alpha_1 \Delta \tau_1 r dr - \alpha_1 \Delta \tau_1 \right] + \frac{P_1 R_1^2 - P R_2^2}{R_2^2 - R_1^2} + \frac{(P_1 - P) R_1^2 R_2^2}{r^2 (R_2^2 - R_1^2)}, \quad (3.51)$$

$$\sigma_{z_1} = \frac{E_1}{1 - \mu_1} \left\{ \frac{2}{R_2^2 - R_1^2} \int_{R_1}^{R_2} \alpha_1 \Delta \tau_1 r dr - \alpha_1 \Delta \tau_1 \right\} + \frac{P_1 R_1^2 - P R_2^2}{R_2^2 - R_1^2}, \quad (3.52)$$

$$U_1 = \frac{1}{r} \frac{1 + \mu_1}{1 - \mu_1} \int_{R_1}^r \alpha_1 \Delta \tau_1 r dr + r \left[\frac{(1 - 2\mu_1)(P_1 R_1^2 - P R_2^2)}{E_1 (R_2^2 - R_1^2)} + \frac{1 - 3\mu_1}{(1 - \mu_1)(R_2^2 - R_1^2)} \int_{R_1}^{R_2} \alpha_1 \Delta \tau_1 r dr \right] + \frac{1}{r} \left[\frac{(1 + \mu_1)(P_1 - P) R_1^2 R_2^2}{E_1 (R_2^2 - R_1^2)} + \frac{R_1^2 (1 + \mu_1)}{(1 - \mu_1)(R_2^2 - R_1^2)} \int_{R_1}^{R_2} \alpha_1 \Delta \tau_1 r dr \right]; \quad (3.53)$$

та в компаунді:

$$\sigma_{r_2} = \frac{E_2}{1 - \mu_2} \left[-\frac{1}{r^2} \int_{R_2}^r \alpha_2 \Delta \tau_2 r dr + \frac{R^2 - R_2^2}{r^2 (R_3^2 - R_2^2)} \int_{R_2}^{R_3} \alpha_2 \Delta \tau_2 r dr \right] + \frac{P R_2^2 - P_2 R_3^2}{R_3^2 - R_2^2} - \frac{(P - P_2) R_2^2 R_3^2}{r^2 (R_3^2 - R_2^2)}, \quad (3.54)$$

$$\sigma_{t_2} = \frac{E_2}{1 - \mu_2} \left[\frac{1}{r^2} \int_{R_2}^r \alpha_2 \Delta \tau_2 r dr + \frac{R^2 - R_2^2}{r^2 (R_3^2 - R_2^2)} \int_{R_2}^{R_3} \alpha_2 \Delta \tau_2 r dr - \alpha_2 \Delta \tau_2 \right] + \frac{P R_2^2 - P_2 R_3^2}{R_3^2 - R_2^2} + \frac{(P - P_1) R_2^2 R_3^2}{r^2 (R_3^2 - R_2^2)}, \quad (3.55)$$

$$\sigma_{z_2} = \frac{E_2}{1 - \mu_2} \left\{ \frac{2}{R_3^2 - R_2^2} \int_{R_2}^{R_3} \alpha_2 \Delta \tau_2 r dr - \alpha_2 \Delta \tau_2 \right\} + \frac{P R_2^2 - P_2 R_3^2}{R_3^2 - R_2^2}, \quad (3.56)$$

$$U_2 = \frac{1}{r} \frac{1+\mu_2}{1-\mu_2} \int_{R_2}^R \alpha_2 \Delta \tau_2 r dr + r \left[\frac{(1-2\mu_2)(PR_2^2 - P_2 R_3^2)}{E_2(R_3^2 - R_2^2)} + \frac{1-3\mu_2}{(1-\mu_2)(R_3^2 - R_2^2)} \int_{R_2}^{R_3} \alpha_2 \Delta \tau_2 r dr \right] + \frac{1}{r} \left[\frac{(1+2\mu_2)(P-P_2)R_2^2 R_3^2}{E_2(R_3^2 - R_2^2)} + \frac{R_2^2(1+\mu_2)}{(1-\mu_2)(R_3^2 - R_2^2)} \int_{R_2}^{R_3} \alpha_2 \Delta \tau_2 r dr \right]. \quad (3.57)$$

У більшості випадків величинами тисків P_1 та P_2 можна знехтувати внаслідок їх малості порівняно з контактним тиском P , крім цього, при сталому перепаді температури $\Delta \tau$ (це явище має місце при повному охолодженні або нагріванні системи електронний компонент – компаунд) формули набувають спрощеного вигляду [140, 141]:

– для електронного компонента:

$$\sigma_{r_1} = -\frac{PR_2^2}{R_2^2 - R_1^2} \left(1 - \frac{R_1^2}{r^2} \right), \quad (3.58)$$

$$\sigma_{t_1} = -\frac{PR_2^2}{R_2^2 - R_1^2} \left(\frac{R_1^2}{r^2} + 1 \right), \quad (3.59)$$

$$\sigma_{z_1} = -\frac{PR_2^2}{R_2^2 - R_1^2}, \quad (3.60)$$

$$U_1 = -\frac{PR_2^2}{E_1(R_2^2 - R_1^2)} \left[r(1-2\mu_1) - \frac{1+\mu_1}{r} R_1^2 \right]; \quad (3.61)$$

– для компаунда:

$$\sigma_{r_2} = -\frac{PR_2^2}{R_3^2 - R_2^2} \left(\frac{R_3^2}{r^2} - 1 \right), \quad (3.62)$$

$$\sigma_{t_2} = \frac{PR_2^2}{R_3^2 - R_2^2} \left(\frac{R_3^2}{R^2} + 1 \right), \quad (3.63)$$

$$\sigma_{z_2} = \frac{PR_2^2}{R_3^2 - R_2^2}, \quad (3.64)$$

$$U_2 = \frac{PR_2^2}{E_2(R_3^2 - R_2^2)} \left[r(1-2\mu_2) + \frac{(1+\mu_2)R_3^2}{r} \right]. \quad (3.65)$$

В інженерних розрахунках для оцінки напружень системи електронний компонент – компаунд запропоновано використовувати формули для розрахунку напружень при сталому перепаді температур оскільки і в електронному компоненті, і в компаунді значення напружень досягають максимальних значень при вирівнюванні температури в об'ємі всього гермомодуля при найбільшому перепаді температур [142], що підтверджено в результаті експериментального дослідження, представленого в п. 3.2.3.

Всі наведені формули для визначення напруження і переміщень складових нерознімного з'єднання «кераміка – компаунд» є функціями контактного тиску P . Для ви-

значення контактної тиску P розглянемо умову сумісності деформацій матеріалів електронного компонента і компаунда.

Розглядаючи переміщення внутрішньої поверхні компаундного циліндра і зовнішньої циліндричної поверхні кераміки резистора, можна записати умову сумісності деформацій в такий спосіб:

$$U_{\dot{a}\dot{e}/r=R_2} = U_{\dot{e}\dot{i}\dot{i}/r=R_2}. \quad (3.66)$$

Підставивши у вираз (3.66) значення переміщень компаунда і матеріалу електронного компонента на стику середовищ і вирішивши отриману рівність щодо контактної тиску, отримуємо вираз:

$$P = \frac{2E_1E_2 \left[(1+\mu_1)(R_3^2 - R_2^2) \int_{R_1}^{R_2} \alpha_1 \Delta\tau_1 r dr - (1+\mu_2)(R_2^2 - R_1^2) \int_{R_2}^{R_3} \alpha_2 \Delta\tau_2 r dr \right]}{E_2(R_3^2 - R_2^2) \left[(1+\mu_1)R_1^2 + (1-\mu_1)R_2^2 \right] + E_1(R_2^2 - R_1^2) \left[(1+\mu_2)R_3^2 + (1-\mu_2)R_2^2 \right]} + \frac{P_1E_2r_1^2(2-\mu_1)(r_3^2 - r_2^2) + P_2E_1r_3^2(2-\mu_2)(r_2^2 - r_1^2)}{E_2(R_3^2 - R_2^2) \left[(1+\mu_1)R_1^2 + (1-\mu_1)R_2^2 \right] + E_1(R_2^2 - R_1^2) \left[(1+\mu_2)R_3^2 + (1-\mu_2)R_2^2 \right]}. \quad (3.67)$$

При сталому по радіусу електронного компонента і компаунда перепаді температури та приймаючи $P_1 = P_2 = 0$ формула для визначення контактної тиску набуває вигляду:

$$P = \frac{\left[(1+\mu_1)\alpha_1 - (1+\mu_2)\alpha_2 \right] \Delta\tau}{\frac{\left[(1+\mu_1)R_1^2 + (1-\mu_1)R_2^2 \right]}{E_1(R_2^2 - R_1^2)} + \frac{\left[(1+\mu_2)R_3^2 + (1-\mu_2)R_2^2 \right]}{E_2(R_3^2 - R_2^2)}}. \quad (3.68)$$

3.2.2. Ідентифікація фізико-механічних характеристик кераміки резисторів та компаунда в умовах, наближених до експлуатаційних

При використанні зазначених формул математичної моделі для одержання достовірних результатів необхідно підставляти в них дійсні значення фізико-механічних характеристик матеріалів, що сполучаються (компаунду і електронних елементів). Однак досліджувані матеріали є полімерами з недостатньо вивченими механічними властивостями. В довідковій літературі значення модулів пружності E , коефіцієнтів Пуассона μ , коефіцієнтів лінійного розширення α полімерних матеріалів або взагалі не регламентовані, або мають значні розбіжності за різними джерелами. Експерименти, проведені при стандартних випробуваннях зразків компаундів марок ЭК-242, ЭК-242-1, ЭК-93, ЭЗК-25 на розтяг (табл. В.1, додаток В), виявили значний розкид фізико-механічних характеристик, який досягає 100–300 % і більш від середніх значень. Таке становище виникає тому, що дані матеріали мають композитну структуру і технологія їх виробництва не стабільна, складові компоненти постачаються з різних сировинних баз, до того ж заважає бюрократизм в питаннях поставок сировини.

При цьому розкиди розрахунків напружень σ_t , які виникають в електронному елементі і компаунді при термоударі дасть не менший розкид значень. У таких умовах важко задовольнити будь-якій умові міцності, оскільки характеристика міцності (руйнуюче напруження σ_B) також має свій розкид і необхідно, щоб максимальні значення з інтервалу

діючих напружень завжди були менше мінімальних значень з інтервалу σ_B . Таким чином, у реальних умовах поломки будуть траплятись завжди і запобігти їм можна тільки забезпеченням великого коефіцієнта запасу міцності, або застосуванням вхідного контролю якості матеріалів і селективного їх сполучення.

На значення фізико-механічних характеристик досліджуваних матеріалів, крім неоднорідності власного складу, істотний вплив чинять умови утворення самого матеріалу в складі виробу, форма виробу і теплові режими впливів. У зв'язку з цим для визначення характеристик компаунду і кераміки резисторів був запропонований розрахунково-експериментальний метод ідентифікації фізико-механічних характеристик полімерних матеріалів в рамках вибраної математичної моделі з урахуванням умов експлуатації, оснований на розв'язанні обернених задач міцності. В цих задачах відносні деформації в матеріалах виробу визначаються експериментально, а фізико-механічні характеристики вважаються шуканими.

Для визначення характеристик компаунду були виготовлені три двошарові циліндричні конструкції (рис. 3.26, а), у яких внутрішній циліндр – мідний, із добре відомими властивостями, а зовнішній – компаундний з поки невідомими характеристиками.

Поверхня мідного циліндра була препарована тензодатчиками для виміру σ_t . Ці конструкції піддавали термоударам у діапазоні температур $-20\text{ }^\circ\text{C} \dots -60\text{ }^\circ\text{C}$. При перепадах температур на межі циліндрів з'являються колові деформації від дії контактного тиску. Значення деформацій зв'язані зі значеннями напружень узагальненим законом Гука:

$$\varepsilon_t = \frac{1}{E} \cdot (\sigma_t - \mu \cdot \sigma_z - \mu \cdot \sigma_r). \quad (3.69)$$

Усереднені експериментальні значення колових відносних деформацій компаунда ЕЗК-25 представлені в таблиці В.2 (додаток В).

Підставивши в закон Гука значення напружень σ_r , σ_t , σ_z з формул (8) – (10), отримуємо формулу для визначення контактного тиску на межі поділу матеріалів при відомих характеристиках внутрішнього циліндра, радіальних розмірах конструкції та експериментально знайдених деформаціях:

$$P = \frac{-\varepsilon_t}{\frac{R_1^2}{R_2^2 - R_1^2} \cdot \frac{1 + \mu_1}{E_1} + \frac{R_2^2}{R_2^2 - R_1^2} \cdot \frac{1 - 2 \cdot \mu_1}{E_1}}. \quad (3.70)$$

Таким чином контактний тиск можна вважати параметром, що визначається експериментально. Тепер з формули для контактного тиску (3.70), у яку входять і відомі фізико-механічні характеристики мідного і невідомі компаундного циліндрів, знаходили невідомі. Оскільки невідомих характеристик три, то розв'язувалась система трьох лінійних алгебраїчних рівнянь (3.70). А щоб рівняння не були тотожними, то використовувались три аналогічні конструкції із різними радіальними розмірами d_1 ; d_2 ; d_3 : 1) 10; 10,4; 40; 2) 20; 20,4; 40; 3) 30; 30,4; 60 мм.

Значення ідентифікованих характеристик компаунда ЕЗК-25 представлені в таблиці В.3 (додаток В).

Для визначення фізико-механічних характеристик кераміки резисторів були виготовлені три двошарові циліндричні конструкції (рис. 3.26, б), у яких пробний матеріал – герметик, із раніше визначеними характеристиками, а шуканий – кераміка резисторів. Замість порожнистого мідного циліндра використовувались керамічні трубки резисторів.

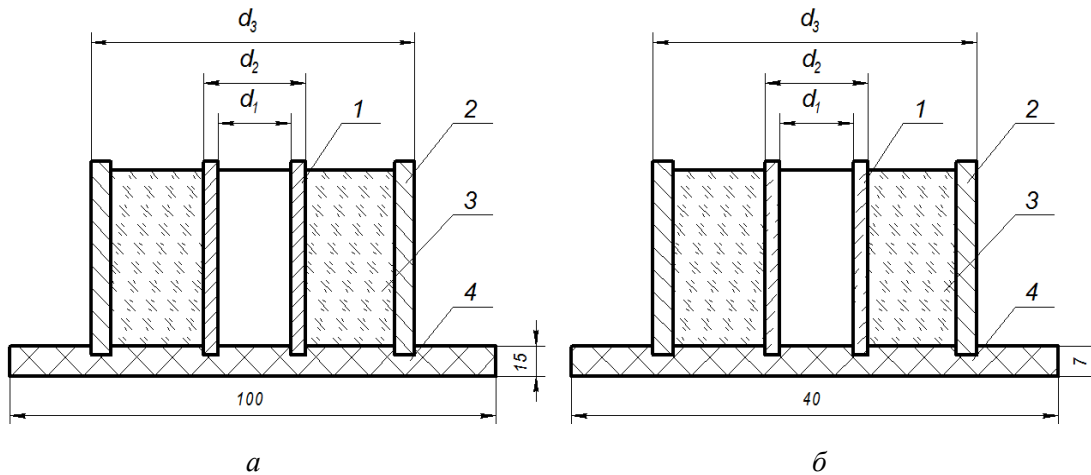


Рис. 3.26. Схема пристрою для визначення фізико-механічних характеристик компаунда (а) і кераміки резисторів (б):

1 – порожнистий мідний циліндр (а), керамічна трубка резистора (б);
2 – порожнистий сталевий циліндр; 3 – компаунд; 4 – опорна пластина

Формула для визначення контактної тиску на межі поділу кераміки резисторів і компаунду при відомих радіальних розмірах конструкції, колових відносних деформаціях і фізико-механічних характеристиках зовнішнього компаундного циліндра, які були визначені раніше, має вигляд:

$$P = \frac{\varepsilon_t}{\frac{R_3^2}{R_3^2 - R_2^2} \cdot \frac{1 + \mu_2}{E_2} + \frac{R_2^2}{R_3^2 - R_2^2} \cdot \frac{1 - 2 \cdot \mu_2}{E_2}}. \quad (3.71)$$

Усереднені експериментальні значення колових відносних деформацій кераміки резисторів С2-29В представлені в таблиці В.4 (додаток В).

У випробуваннях використовувались три аналогічні конструкції з різними радіальними розмірами d_1 ; d_2 ; d_3 : 1) 0,4; 1,5; 8; 2) 0,8; 3; 14; 3) 2; 5,4; 20 мм.

Значення ідентифікованих характеристик кераміки резисторів С2-29В представлені в таблиці В.5 (додаток В).

На прикладі резисторів С2-29В за ідентифікованими характеристиками проведені розрахунок і експериментальне визначення напружень, які виникають у резисторах у складі гермомодуля. Для цього використовувалися резистори з однієї партії. Порівняння розрахункових і експериментальних значень показало, що їх відносна похибка не перевищує 13 %.

3.2.3. Розрахунок напружень в резисторі С2-29В, герметизованому компаундом марки ЕЗК-25, в складі гермомодуля при сталому перепаді температур

Для розрахунку головних напружень в резисторі та компаунді у складі гермомодуля використовувалися формули (3.58) – (3.60), (3.62) – (3.64), (3.68) [143], які дозволяють отримувати напруження і їх розподіл по радіусу електронного компонента і виділеного навколо нього шару компаунда. Розрахунок був проведений при рівномірному шарі компаунда і ряді фіксованих значень його товщини (1, 2, 10 мм). Внутрішній і зовнішній радіуси резистора склали $R_1 = 0,2$ мм і $R_2 = 0,75$ мм, а виділеного компаундного шару $R_2 = 0,75$ мм і $R_3 = 1, 2, 3, 10$ мм, відповідно.

Перепад температур був прийнятий рівним $\Delta\tau = 130\text{ }^{\circ}\text{C}$, що відповідає зміні температури всього гермомодуля від $+70\text{ }^{\circ}\text{C}$ (температура полімеризації) до $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$ (мінімально допустима температура випробувань в заводських умовах і в експлуатації).

Для розрахунку використовувалися фізико-механічні характеристики отримані в п. 3.2.2 для резистора: $\mu_1 = 0,292$; $E_1 = 13,1 \cdot 10^4$ МПа; $\alpha_1 = 6 \cdot 10^{-6}$ град $^{-1}$; компаунда: $\mu_2 = 0,3$; $E_2 = 1,21 \cdot 10^4$ МПа; $\alpha_2 = 45 \cdot 10^{-6}$ град $^{-1}$.

Отримані розподіли напружень показані на графіках (рис. 3.27, рис. 3.28), де по осі абсцис відкладені значення радіусів резистора і компаунда, а по осі ординат – значення окружних σ_t і радіальних σ_r напружень, що виникають в матеріалах резистора або компаунда.

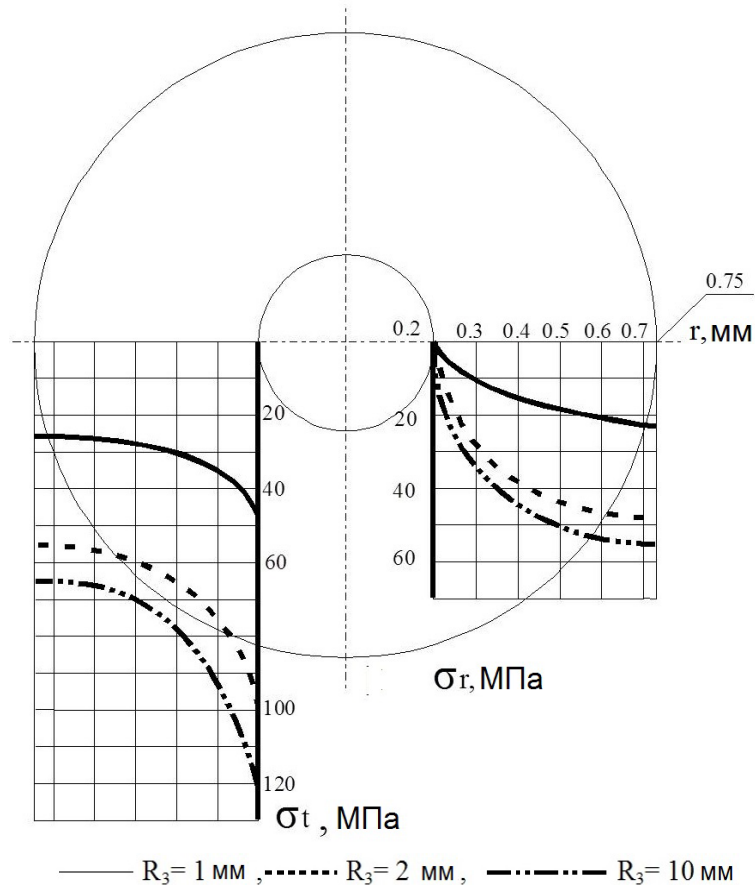


Рис. 3.27. Розподіл напружень по радіусу резистора за різної товщини компаундного циліндра R_3

Як видно з графіків (рис. 3.27) і окружні напруження σ_t , і радіальні напруження σ_r є стискаючими, причому σ_t більше ніж σ_r . Біля внутрішньої поверхні резистора ($r = R_1$): $\sigma_r = 0$, а σ_t приймає максимальне значення. Тому найбільш небезпечною точкою є точка, що лежить біля внутрішньої поверхні резистора.

У компаундному шарі (рис. 3.28) напруження σ_r всюди стискаючі, а σ_t – розтягуючі. Напруження змінюються за гіперболічним законом. Найбільші значення σ_r і σ_t виникають біля внутрішньої поверхні компаунда при $r = R_2$.

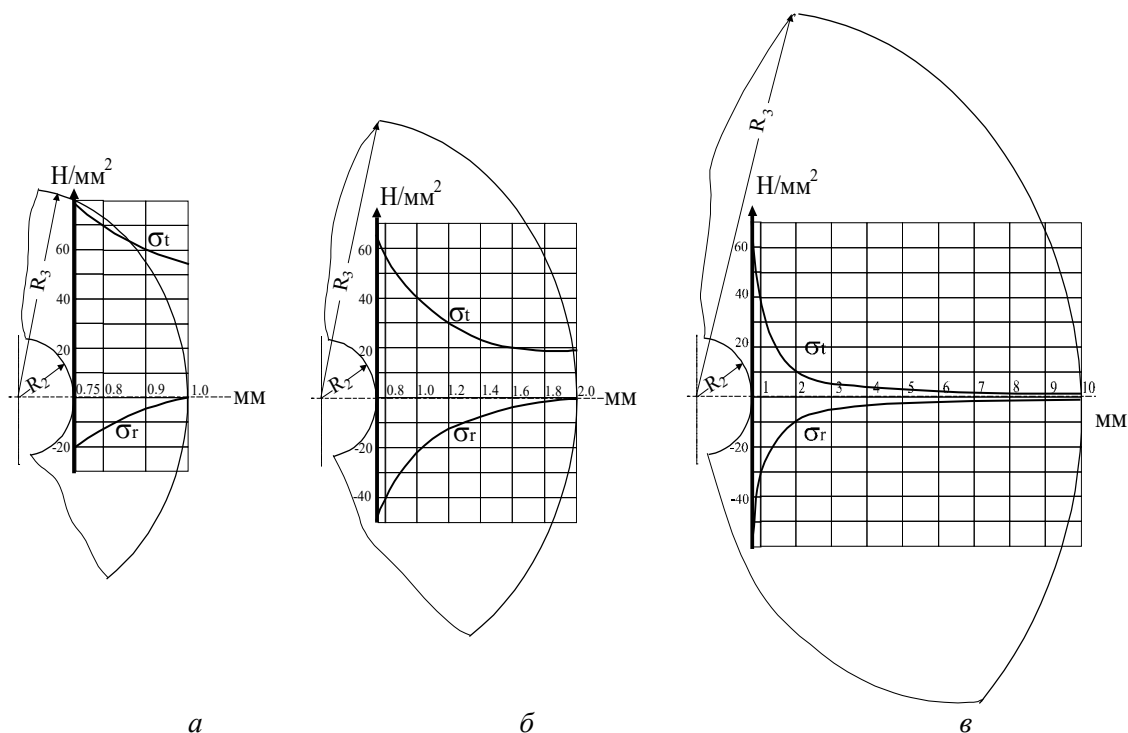


Рис. 3.28. Розподіл напружень по радіусу компаунда за різної товщини компаундного циліндра: $R_3 = 1$ мм (а), $R_3 = 2$ мм (б), $R_3 = 10$ мм (в)

Також з представлених графіків видно, що при співвідношенні зовнішніх радіусів компаундного циліндра і резистора $\frac{R_3}{R_2} = 4$ і окружні напруження σ_t і радіальні напру-

ження σ_r досягають таких значень, які при подальшому збільшенні товщини компаунда R_3 змінюються не більше, ніж на 6%. В таких випадках, задовольняючись 5–6% точністю розрахунків, компаундний циліндр можна розглядати як такий, що має нескінченно велику товщину стінки не залежно від форми його зовнішнього контуру. Також при зазначених співвідношеннях товщини компаунда і радіусу деталі можна обмежитися розглядом осесиметричної задачі, і збільшення тиску від компаунда, розташованого за зоною виділеного циліндра, буде несуттєвим порівняно з максимальним, знайденим при вирішенні симетричної задачі, і в інженерних розрахунках може не враховуватися.

3.2.4. Експериментальне визначення напружень в електронних компонентах, герметизованих компаундом

Експериментальні визначення напружень проводилося для резисторів С2-29В у складі гермомодулів при термоударах від $+70$ °С до -60 °С. Резистори, взяті з однієї партії, встановлювали на платах гермомодулів і препарували малобазними дротяними одноточковими тензорезисторами МПТ-1-100 для вимірювання окружних напружень по схемі, наведеній на рис. 3.29.

До заливки компаундом плати з препаративними резисторами поміщалися в термостат СС-200 з температурою $+70$ °С і в кліматичну камеру «Фойтрон» 3526/51 з температурою -60 °С, щоб виділити дію тільки компаунда на досліджувані резистори.

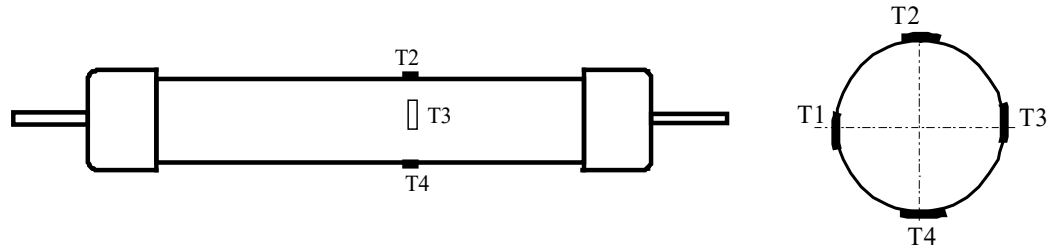


Рис. 3.29. Схема препарування резисторів тензодатчиками T1, T2, T3, T4

Потім препаровані компоненти герметизували в складі гермомодуля експлуатаційним компаундом ЕЗК-25 на основі епоксидної смоли ЕД-20 і вели безперервну реєстрацію деформацій при термоударі. В експерименті брало участь 10 гермомодулів, кожен із яких містив 6 резисторів. Випробування кожного гермомодуля проводили при термоцилюванні від температури $+70\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$ в п'яти циклах. Час витримки (30 хв) при кожній температурі було отримано з розрахунку температурного розподілу в об'ємі виробу [144]. Для визначення деформацій резисторів тільки від дії компаунда від отриманих показань тензорезисторів в герметизованих модулях віднімали показання тензорезисторів в гермомодулях до герметизації при однакових значеннях температур.

В ході експерименту було встановлено, що максимальні значення напружень відповідають моменту повного остигання гермомодуля. Таким чином, максимальні значення напружень виникають при сталому перепаді крайніх значень температур (в нашому випадку $\Delta t = 130\text{ }^{\circ}\text{C}$). Тому в інженерних розрахунках для оцінки міцності системи електронний компонент – компаунд можна використовувати формули (3.58), (3.59), (3.62), (3.63), (3.68), що описують окремий випадок математичної моделі (3.50) – (3.52), (3.54) – (3.56) – випадок усталеного перепаду температур.

Обробку матеріалів експериментів здійснювали за вибіркою напружень, що виникають при сталому перепаді температур, в обсязі 50 значень (табл. В.6, додаток В).

3.2.5. Оцінка міцності системи «електронний компонент – компаунд»

Найважливішим завданням інженерного розрахунку є оцінка міцності деталі за відомим напруженим станом. Найбільш просто ця задача вирішується при лінійному напруженому стані. Однак електронні компоненти, заполімеризовані компаундом, і сам компаунд знаходяться в складному напруженому стані, тому висновок про їх міцність слід робити, використовуючи теорії або гіпотези міцності.

Для системи електронний компонент – компаунд, яка розглядається у вигляді сполучених циліндрів (рис. 3.24), умова міцності набуває такого вигляду:

$$\sigma_{\hat{a}\hat{a}} = f(\sigma_{r_i}, \sigma_{t_i}, \sigma_{z_i}) \leq [\sigma], \quad (3.72)$$

де $\sigma_{r_i}, \sigma_{t_i}, \sigma_{z_i}$ – радіальні, окружні та осьові напруження в матеріалі i -го циліндра, що сполучається.

Для матеріалів електронного компонента і компаунда напруження розраховуються за формулами (3.58) – (3.60), (3.62) – (3.64). Однак величина допустимого напруження носить умовний характер, так як не відображає характеру передбачуваного руйнування, режиму навантаження та інших факторів, що впливають на надійність. Та й самі теорії міцності не завжди правильно відображають реальний напружений стан деталі. Тому в інженерних розрахунках було запропоновано користуватися розрахунком за запасом міцності.

Коефіцієнт запасу міцності, з яким працюють електронні компоненти в гермомодулі, дорівнює відношенню граничних напружень (границі міцності σ_B), при яких матеріал компонентів руйнується, до максимальних напружень $\sigma_{екс}$, які виникають в умовах експлуатації:

$$s = \frac{\sigma_B}{\sigma_{\dot{\dot{\dot{a}}\dot{\dot{\dot{a}}\dot{\dot{\dot{a}}}}} }}. \quad (3.73)$$

Для визначення реального коефіцієнта запасу міцності s був розроблений експериментальний спосіб його знаходження за граничним напружено-деформованим станом компонентів, відтвореним в реальних умовах навантаження. Граничним станом вважається таке, при якому електронні компоненти руйнуються або мають відхилення електричних параметрів. Згідно з розробленим способом граничні напруження визначалися саме в такому об'ємному напруженому стані, що і при експлуатації.

Застосування розробленого способу для визначення k показано на прикладі резисторів типу С2-29В в складі гермомодулів.

Резистори одного номіналу були препаровані тензодатчиками МПТ-1-100 за схемою, наведеною на рис. 3.29. Потім їх встановлювали в плати гермомодулів і збирали два електричні кола з 50-ти послідовно з'єднаних модулів в кожній. Для визначення експлуатаційних напружень $\sigma_{екс}$ гермомодулі одного кола заливали експлуатаційним компаундом типу ЕЗК-25, а для визначення граничних (руйнівних) напружень σ_B модулі іншого кола заливали «жорстким» (без пластифікатора і наповнювача) компаундом на основі ЕЗК-25, в якому зберігався подібний експлуатаційному об'ємний напружено-деформований стан, але із більшими значеннями.

Гермомодулі, заполімерізовані таким чином, піддавали термоударам. При цьому одночасно проводили вимірювання показників тензорезисторів і електричних параметрів ланцюга. При обриві ланцюга або відхиленні електричного параметра (опору) за допустимі межі ($\pm 1\%$) в жорсткому компаунді фіксували руйнівне напруження σ_B . А в гермомодулях, залитих експлуатаційним компаундом, фіксували максимальне значення експлуатаційного напруження $\sigma_{екс}$. Потім модуль з компонентом, який вийшов ладу виключали з електричного кола і продовжували експеримент.

Слід зазначити, що в ряді випадків не відновлюваній відмові передувало так званий «мерехтливий» дефект, коли при негативних температурах виявляли відмову досліджуваної схеми, але через деякий час після перенесення модулів в нормальні умови або в термостат відмова зникла. При появі мерехтливого дефекту виміряні в жорсткому компаунді напруження брали за руйнівні, оскільки цей дефект є рівнозначним за своїми наслідками руйнуванню компонента і нерідко зустрічається в умовах експлуатації.

У таблиці В.7 (додаток В) представлені значення k , розраховані за формулою (3.73).

Аналіз матеріалів експериментів показав, що значення коефіцієнтів запасу міцності резисторів типу С2-29В в гермомодулях з надійністю 0,95 лежать в інтервалі $1,09 < k < 1,26$.

При існуючому розкиді (до 300 %) фізико-механічних характеристик для різних партій резисторів і компаунда (табл. В.8, додаток В) можливі такі несприятливі поєднання їх характеристик і геометричних розмірів, при яких k буде менше 1, тобто відбуватимуться руйнування електронного компонента або компаунда. Тому було вирішено провести розрахунок можливого k по всьому відомому діапазону значень фізико-механічних характеристик резисторів і компаунда. Для спрощення розрахунків були взяті крайні значення з діапазону характеристик матеріалів, що з'єднуються (табл. В.8, додаток В).

У таблиці В.9 (додаток В) наведені результати розрахунку k при різних поєднаннях крайніх значень фізико-механічних характеристик матеріалів, що з'єднуються, і нижньому значенні межі міцності σ_B за формулами (3.58) – (3.60), (3.62) – (3.64), (3.68), (3.73).

Аналізуючи результати, представлені в таблиці, можна зробити висновок, що при сприятливих поєднаннях характеристик матеріалів резистора і компаунда коефіцієнт $s > 1$. Отже, підбираючи значення фізико-механічних характеристик матеріалів, що з'єднуються, можна домогтися такого їх вдалого поєднання, при якому б забезпечувалася міцність електронних компонентів і компаунда при експлуатації. Тому при виробництві гермомодулів було рекомендовано ввести вхідний контроль характеристик матеріалів резисторів та компаунда і селективний підбір пари «електронний компонент – компаунд». Значення коефіцієнта було б критерієм умови міцності і селективного підбору. Однак забезпечення міцності за допомогою таких заходів має ряд недоліків, таких як збільшення матеріальних витрат, пов'язаних з виготовленням пристосувань для вхідного контролю і підготовку висококваліфікованого персоналу, збільшення часу технологічного процесу виготовлення (додається час на вхідний контроль і селективний підбір). Іноді на виробництві просто немає можливості забезпечити селективну збірку, так як немає відповідних партій електронних компонентів і компаунда. Тому у складних сучасних економічних умовах необхідно було розробити такі методи захисту електронних компонентів, які б не призводили до додаткових матеріальних витрат, були прості в застосуванні, не вимагали б спеціального обладнання і персоналу і забезпечували б умову міцності при будь-яких партіях електронних компонентів і компаунда.

3.2.6. Розробка ефективних технологічних методів захисту електронних компонентів

В якості технологічних заходів, спрямованих на зниження напружень до безпечного рівня, було запропоновано застосувати демпфівальні захисні покриття. Було відібрано ряд захисних покриттів: КЛТ-30, КЛТ-30 МФ, «Сілтан-Д», КЛТ-30 + $(\text{NH}_4)_2 \text{CO}_3$, ЦІАТІМ-201, КЛТ-30 МФ + ЦІАТІМ-201.

Експериментальне визначення ефективності застосування захисного покриття проводилося у такий спосіб. Було взято 20 гермомодулів, що містять по 6 резисторів С2-29В. Резистори гермомодулів препарували малобазними тензодатчиками типу МПТ. Плати з препаративними резисторами двічі поміщалися в термостат з температурою $+70^\circ\text{C}$ і в кліматичну камеру з температурою -60°C , щоб в подальшому виділити дію тільки компаунда на досліджувані резистори. Після цього резистори в 10 гермомодулях покривали шаром досліджуваного демпфівального покриття. Потім всі 20 модулів герметизували компаундом типу ЕЗК-25. Через 3–4 доби проводилися вимірювання деформацій при термоударі. При цьому всі 20 гермомодулів одночасно перебували в термостаті з температурою $+70^\circ\text{C}$ або в кліматичній камері з температурою -60°C з витримкою при кожній температурі не менше 30 хв.

Для визначення деформацій резисторів тільки від дії компаунда при крайніх значеннях допустимих температур експлуатації від отриманих показань тензорезисторів в герметизованих модулях віднімали показання тензорезисторів, знайдені в модулях до герметизації при цих же значеннях температур.

У таблиці В.10 (додаток В) представлені середні значення деформацій, кожне з яких було отримано за показниками десяти тензорезисторів, встановлених в одному і тому ж місці в 10 мікромодулях із захисним покриттям і без нього. З цієї таблиці видно, що шар демпфівального покриття істотно знижує деформації в резисторах від дії заливного компаунда при термоударі, що, однак не виключає випадків поломок резисторів при не-

сприятливих поєднаннях фізико-механічних характеристик і геометричних розмірів сполучених матеріалів.

У серійному варіанті установки резистор розташовується близько до плати і тому покривається захисним шаром таким чином, що компаунд оточує резистор на $1/2 - 2/3$ окружності і не проникає під нього, внаслідок чого, відчуючи нерівномірний тиск компаунда, резистор може згинатися в тому шарі покриття, під яким відсутній компаунд. Тому для усунення нерівномірності тиску компаунда був запропонований варіант захисту, який полягав в тому, що до нанесення покриття на резистор під нього підливають невелику кількість компаунда (або підставляють текстолітову підкладку), після полімеризації якого резистор покривався шаром захисного покриття КЛТ-30 і проводилася заливка компаундом. Таким чином були захищені резистори в десяти гермомодулях, які піддавалися термоударам, як було описано вище.

В таблиці В.11 (додаток В) наведені середні значення деформацій, кожне з яких було отримано за показаннями десяти тензорезисторів, встановлених в одному і тому ж місці в десяти мікромодулях з компаундною підкладкою і захисним покриттям КЛТ-30.

Порівняння двох варіантів, в яких резистор був покритий шаром КЛТ-30 з попередньо створеною компаундною підкладкою (табл. В.11), а також без неї (табл. В.10), не дає переваги будь-якому з них. Компаундна підкладка під резистор перед покриттям КЛТ-30 не знижує його деформацій. Крім того варіант з компаундною підкладкою є більш трудомістким.

Для вибору найбільш ефективного захисного покриття аналогічні експерименти проводилися для всього ряду відібраних покриттів.

За величиною фіксованих деформацій судили про дії демпфірувальних покриттів шляхом введення кількісної оцінки – коефіцієнта демпфірування, рівного відношенню деформацій (напружень) компонента, герметизованого без застосування покриття, до деформацій (напружень) компонента, захищеного покриттям. Розрахунок, проведений з урахуванням цього коефіцієнта, дозволяє більш точно оцінити на етапі проектування міцність створюваної конструкції. Середні значення коефіцієнтів демпфірування, отримані при герметизації компаундом типу ЕЗК-25 резисторів, захищених різними покриттями, наведені в таблиці В.12 (додаток В).

Для резисторів оптимальним виявився захист покриттям КЛТ-30 МФ, поверх якого наносився шар силіконового мастила ЦІАТІМ-201, товщиною приблизно 0,1 мм. При цьому компоненти відчували найменші відносні деформації. Такий ефект досягається не тільки демпфірувальними властивостями КЛТ-30 МФ і силіконової змазки ЦІАТІМ-201, але і тим, що шар мастила ліквідує безпосередній контактний зв'язок між КЛТ-30 МФ і компаундом і перешкоджає передачі навантажень на КЛТ-30 МФ і далі на резистор при деформації компаунда за рахунок його адгезії до КЛТ-30 МФ. Тобто відбувається ефект посилення демпфірувальних і антиадгезійних якостей обох покриттів.

Сам процес нанесення ЦІАТІМ-201 на шар КЛТ-30 МФ більш технологічний, ніж на резистор. Однак через можливість виникнення корозії або інших пошкоджень від зіткнення з ЦІАТІМ-201 протягом усього терміну експлуатації, було вирішено досліджувати інші способи захисту електронних компонентів від впливу компаунда при термоударі.

Наступним етапом розробки захисних заходів було дослідження ефективності застосування в якості демпфірувальних засобів ковпачків, виготовлених з поліетилену (АД-1М-03), і поліхлорвінілових термоусадних трубок (ДМГ.975.016ТУ). Як і у випадку дослідження демпфірувальних властивостей захисних покриттів, резистори в двох партіях гермомодулів (по 10 шт. у кожній) препарували тензодатчиками. Потім на резистори однієї партії одягали поліетиленові ковпачки, а на резистори іншої – захисні термоусадні

трубки, попередньо розрізані по твірній. Середні значення коефіцієнтів демпфірування, отримані в результаті вимірів, проведених в процесі полімеризації герметика і при термоударі, дорівнює: 3,3 при захисті ковпачками; 3,4 при захисті трубками.

Таким чином, серед розглянутих засобів захисту можна виділити найбільш ефективні, які мають коефіцієнти демпфірування в 2–2,5 рази більше за інших: покриття КЛТ-30 МФ + ЦІАТІМ-201, захисні ковпачки і термоусадочні трубки. У ряді випадків трубки бувають більш технологічними порівняно з покриттям і ковпачками і більш дешевими, хоча вони і не завжди застосовувані у виробництві, як, наприклад, при захисті компонентів прямокутної форми.

Розділ 4.

Неруйнівна діагностика міцності нерознімних елементів конструкцій електронної техніки

Основним методом отримання механічних та електричних нерознімних з'єднань у ВЕТ залишається на сьогодні пайка або зварювання [146–150]. Завдяки механічному зв'язку, який представляє собою жорстке і нерухоме заземлення, виникає взаємодія між елементами конструкцій, яка створює передумови для виникнення та передачі деформацій у всіх ланках механічного зв'язку. Такі деформації та, відповідно, напруження виникають в результаті дії як експлуатаційного навантаження так і під впливом конструктивно-технологічного виконання, і слід зазначити, що саме вони не рідко виявляються причиною руйнування електричних ланцюгів та втрати працездатності електронних вузлів і модулів. Як показано в попередньому розділі саме вузли з'єднання виявляються найслабшою ланкою в конструкції і забезпечення їх міцності виступає актуальною задачею дослідження представленою в даному розділі.

Представлений розділ присвячено розробці методик неруйнвної діагностики таких з'єднань в несівних конструкціях різного рівня конструктивної складності, зокрема в конструкціях друкованих плат та захисних герметичних корпусів модулів надвисоких частот. Методики неруйнвної діагностики міцності і герметичності побудовані на основі акустико-емісійного і електротензометричного методів вимірювання та механічного, температурного і пневматичного методів випробування.

4.1. Неруйнівний контроль і діагностика технічного стану паяних з'єднань друкованих плат

В електроніці та обчислювальній техніці в зв'язку з їх комплексною мікромініатюризацією вимоги до якості і надійності ПЗ безперервно збільшуються і однією з важливих задач забезпечення їх міцності та надійності є застосування та вдосконалення методів діагностики паяних з'єднань. Так державними стандартами [8, 9] обумовлено ряд методів, контролю якості паяних з'єднань. Проте застосування цих методів, як показує практика, не завжди забезпечує надійне відбраковування неякісних ПЗ.

Основним критерієм, за яким може бути оцінена якість ПЗ, є величина перехідного опору $R_{ПЗ}$. Однак, при виробництві електронної апаратури оцінка ПЗ за цим критерієм викликає значні труднощі або виявляється неможливою. Це пояснюється малою величиною перехідного опору $R_{ПЗ} \leq 100$ мкОм і залежністю величини $R_{ПЗ}$ від параметрів електричної схеми, що призвело до пошуку вторинних ознак, які б характеризували основний критерій якості ПЗ – $R_{ПЗ}$, до яких, в першу чергу, відносять: характер поведінки розплавленого припою і його взаємодії з паяними поверхнями; стан (зовнішній вигляд, зернистість, колір і т.д.) поверхні припою після лудіння і пайки; характер, розміри і форма дефектів; зусилля, що витримують ПЗ при випробуваннях на руйнування.

До останнього часу ці непрямі ознаки досить повно характеризували якість ПЗ. Однак, впровадження комплексної мініатюризації різко ускладнило електронну апаратуру. Зокрема, значно збільшилася кількість ПЗ, зменшилися їх геометричні розміри. Так,

площа контактної ділянки під мікросхеми в корпусах SOIC, PLCC становить 1,7 мм² і менше. Все це призвело до того, що перераховані критерії перестали забезпечувати надійне відбракування неякісних ПЗ. У зв'язку з цим були продовжені пошуки більш інформативних вторинних критеріїв якості ПЗ [151, 152] і розробка на їх основі методів неруйнівного контролю (НК). Загальна класифікація методів НК наведена в державному стандарті [45]. Проте застосування цих методів, як показує практика, не завжди забезпечує надійне відбракування неякісних ПЗ.

У ряді розглянутих робіт [153–157] висловлені припущення про можливість застосування для контролю якості ПЗ електрофізичних методів, заснованих на реєстрації електрофізичних параметрів, що носять інформацію про якість і надійність об'єкта. Відповідно до [44] до електрофізичних методів відносять: електропараметричний, шумовий, акустико-емісійний, екзоелектронної емісії, фотовідповідних та рекомбінантних випромінювань. Для контролю якості ПЗ використовуються електропараметричні і шумові методи.

Електропараметричні методи контролю засновані на отриманні інформації про об'єкт по його вольт-амперній характеристиці (ВАХ) шляхом оцінки ступеня нелінійності цих характеристик і характеру зміни ВАХ при різних впливах. Серед електропараметричних методів розрізняють методи НК, засновані на оцінці ступеня нелінійності ВАХ ПЗ, а також на вимірюванні зміни ВАХ ПЗ при механічних впливах. Шумовими методами контролю є метод струмових шумів і метод високочастотних шумів.

Основним недоліком зазначених методів є складність визначення місцеположення дефектного ПЗ, висока вартість і складність обладнання для контролю. В останні роки все більше застосування для неруйнівного контролю, діагностування і прогнозування міцності знаходить метод акустичної емісії, який характеризується широкими можливостями застосування [158–160], в тому числі і для контролю паяних з'єднань.

4.1.1. Дефекти паяних з'єднань

На сьогодні найбільш розповсюдженими технологіями паяного монтажу ЕК на друкованих платах є: наскрізний та поверхневий монтаж; так званий навісний монтаж використовується вкрай рідко [99].

Наскрізний монтаж (through-hole technology, ТНТ; pin-in-hole technology, РІН), також називають «вивідний монтаж», це спосіб монтажу електронних компонентів, при якому компоненти монтується у отвори в друкованій платі. Виводи компонентів припаюються до площадок та/або металізованої внутрішньої поверхні отвору друкованої чи макетної плати. Технологія є родоначальником переважної більшості сучасних технологічних процесів складання електронних модулів.

Поверхневий монтаж (surface mount technology – SMT) – технологія виготовлення електронних пристроїв, в якій компоненти встановлюються безпосередньо на поверхню друкованої плати. Компоненти для поверхневого монтажу носять скорочену назву – SMD (surface mount device) компоненти.

Процес утворення ПЗ являє собою складний технологічний процес з широким комплексом фізико-хімічних явищ, що відбуваються в твердій, рідкій і газоподібній фазах [151]. Одним з основних параметрів, які використовуються для характеристики ПЗ є міцність, зокрема межа міцності на розтяг і межа міцності на зсув. Також міцність ПЗ залежить від великої кількості конструктивних і технологічних факторів і, таким чином, визначається здатністю ПЗ опиратись руйнуванню. Основними чинниками зниження міцності виявляються дефекти, які зароджуються під час виконання технологічної операції паяння і проявляються в процесі експлуатації.

Основні дефекти паяних з'єднань і їх короткий опис наведено в таблиці 4.1.

Види дефектів паяних з'єднань

Дефект	Короткий опис дефекту
Відсутність припою	У з'єднанні повністю відсутній припій
Недогріта пайка	Недостатній прогрів при отриманні з'єднання
Холодна пайка	В процесі кристалізації відбулося механічне зміщення виведу
Зерниста пайка	Присутність в припої забруднень, що викликають зернистість
Залишки припою	Збільшена кількість припою, що ускладнює контроль ПЗ
Брак припою	Недостатня кількість припою для створення надійного з'єднання
Не змочена ділянка	Припій відштовхується від контактної площадки
Не змочений вивід	Відсутність припою на виводі
Бурулька припою	Гострі піки на поверхні пайки
Проколи	Невеликі отвори на поверхні галтелі
Порожнечі	Великі отвори в пайці, що мають вихід на поверхню
Заглиблення	Отвори або інші порушення в пайці, при яких проглядається дно з'єднання
Включення масла	Краплі масла в з'єднанні
Місток припою	Небажані з'єднання між выводами
Кульки припою	Наявність припою на поверхні плати у вигляді кульок різного діаметру
Бризки припою	Наявність на поверхні плати бризок припою
Внутрішні порожнечі	Порожнечі всередині пайки, що не мають виходу на її поверхню
Бруд і сторонні частинки	Поверхня пайки забруднена, що обмежує можливість її контролю
Залишки флюсу	Залишки флюсу на поверхні пайки, що знижують якість з'єднання
Неякісні виводи	Виводи короткі, довгі, неправильно зігнуті (сформовані), не компланарні
Непропаяність	Повне або часткове не заповнення паяльного зазору припоєм
Не спаяність	Повна або часткова відсутність зчеплення паяльного матеріалу з припоєм
Пористість в паяних з'єднаннях	Усадна, паяльна, дифузійна
Ерозія при пайці	Розчинення основного матеріалу в контакті з рідким припоєм
Підріз при пайці	Локальна ерозія
Розрив при пайці	Відрив фольги від плати при перегріві, розрив контакту
Перемички припою	Замикання контакту між елементами в момент пайки
Брак або надлишок припою	Наявність сторонніх домішок в припої, які накопичуються в паяльній ванні під час пайки
Незмочуваність	Зменшення площі розтікання припою при пайці (залежить від стану, підготовки поверхні під пайку)
Відшарування пайки від контактних ділянок	Відрив припою разом з майданчиком при перегріванні від плати
Холодні пайки	Зсув деталей при застиганні припою відносно один одного

4.1.2. Випробування паяних з'єднань на відрив

Вказане дослідження проводили при випробуваннях ПЗ із заздалегідь заданими дефектами для встановлення впливу дефектів на міцність контактних вузлів та аналізу пов'язаних з ними сигналами акустичної емісії.

Випробування на відрив на прикладі ПЗ резистора МЛТ2 з контактною ділянкою діаметром 2 мм на друкованій платі, проводили, використовуючи експериментальну розривну машину IP-5057-50, для чого в якості сило-вимірювача використовували п'єзоелектричні перетворювачі (ПЕП), які входять в комплект розривної машини, з максимальним граничним навантаженням 500 Н. Погрішність вимірювання навантажень не перевищувала 1 % від максимального навантаження.

Для випробувань один вивід резистора МЛТ2 припаювали припоєм ПОС-61 (олово-свинцевий сплав) до металізованого отвору відрізка друкованої плати і закріплю-

вали в верхніх затискачах розривної машини. Відрізок плати за допомогою спеціально розроблених затискних пристроїв нерухомо закріплювався в нижніх затискачах. Схема прикладання сили при випробуваннях ПЗ на відрив представлена на рис. 4.1.

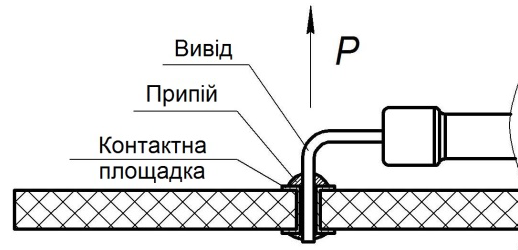


Рис. 4.1. Схема прикладання сили при випробуванні ПЗ на розтяг

Випробуванню підлягали 60 ПЗ, двадцять з яких були виконані без дефектів, 20 були виконані з дефектом «холодна пайка» і 20 – з дефектом «неспай». Навантаження здійснювалося з постійною швидкістю 0,1 мм/хв. В ході випробувань паралельно із механічними характеристиками фіксувалися такі параметри АЕ: амплітуда, активність, сумарний рахунок АЕ.

Попередні експерименти показували, що найменшу міцність на відрив мають ПЗ з дефектом «неспай». Найбільше навантаження, яке витримувало таке ПЗ, становило близько 30–40 Н. При цьому вивід витягувався з припою, і в місці такого руйнування практично не випромінювалися сигнали АЕ. Оскільки при виробництві електронної апаратури факт повного необслуговування зустрічається дуже рідко, актуальним було дослідження частково залужених виводів. Отже, у всіх наступних експериментах дефектом «неспай» вважався дефект ПЗ, отриманий в результаті часткового незалужування поверхні електронних компонентів. Середнє навантаження, яке витримувало таке ПЗ, склало близько 70–80 Н.

Для порівняння з «неспаєм», середня сила відриву виводу ПЗ з «холодною пайкою» склала 44 Н, а бездефектного ПЗ – 116 Н.

Як і передбачалося, характер АЕ у різних видів дефектів відрізнявся. Аналіз показав, що сумарний рахунок зареєстрованих АЕ-сигналів у ПЗ з «холодною пайкою» склав 70 імп. при максимальній активності 210 імп./с. Сумарний рахунок зареєстрованих АЕ-сигналів від ПЗ з «неспаєм» склав 22 імп. при максимальній активності 40 імп./с. Сумарний рахунок зареєстрованих сигналів АЕ від бездефектного ПЗ склав 34 імп. при максимальній активності 51 імп./с. На рис. 4.2 наведені акустограми залежності сумарної кількості і активності сигналів АЕ від навантаження для дефектних і бездефектних ПЗ, зафіксованих від початку навантаження до навантаження в 44 Н, тобто середньої величини руйнівного навантаження з дефектом – «холодна» пайка, що складало відповідно 40 % від сили відриву бездефектного ПЗ.

За матеріалами випробувань на відрив було отримано три групи значень руйнуючих навантажень, позначимо їх як P_1 для групи бездефектних ПЗ; P_2 – для групи ПЗ з дефектом «холодна» пайка; P_3 – для групи ПЗ з дефектом «неспай». Середні значення руйнівних навантажень, отриманих в трьох серіях експериментів: $P_1 = 116,2$ Н; $P_2 = 44,5$ Н; $P_3 = 75,9$ Н.

Отримані середні значення руйнівних навантажень є оцінками для дійсних значень руйнуючих навантажень P_1 , P_2 і P_3 трьох серій експериментів і оцінкою реального розкиду міцності ПЗ. Так як випробування проводилися в однакових умовах, передбачалося, що точність вимірювань у всіх серіях однакова, крім того передбачалося, що похибки вимірювань підкоряються нормальним законам.

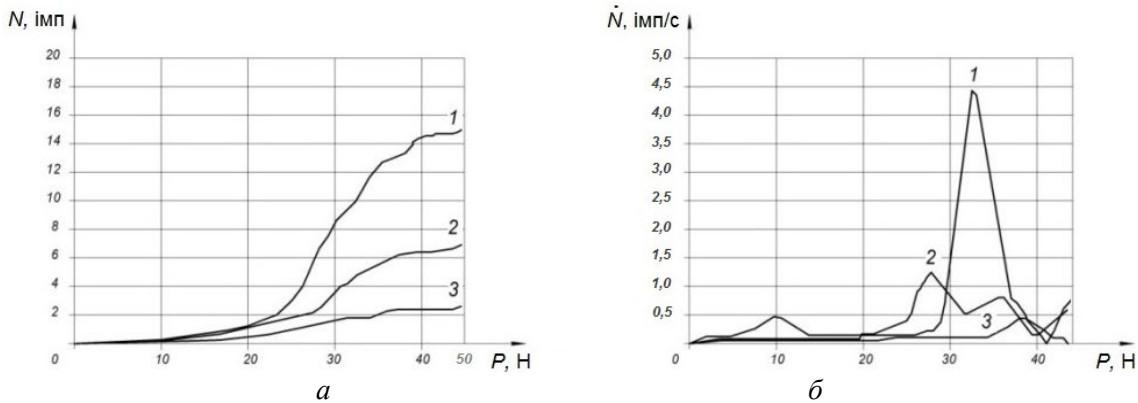


Рис. 4.2. Залежність сумарного рахунку АЕ сигналів (а) та активності (б) від навантаження на відрив:
1 – ПЗ з «холодною» пайкою; 2 – ПЗ з неспаєм; 3 – ПЗ без дефектів

Статистична обробка результатів випробувань показала, що зниження значень руйнівних навантажень ПЗ з дефектом «холодна» пайка і «не спай» не випадкові [159–160]. З ймовірністю довіри 95 % дефект «холодна» пайка знижує міцність ПЗ в середньому на 62 %, дефект «не спай» знижує значення руйнівних навантажень ПЗ в середньому на 35 %.

4.1.3. Визначення руйнівних навантажень і деформацій паяних з'єднань при випробуванні на розтяг конденсаторів типу SMD

Об'єктом наступних досліджень були металокерамічні конденсатори типу SMD, тобто компоненти для поверхневого монтажу, які все частіше використовуються в електронних системах. Частина таких конденсаторів в процесі складання, випробування і при експлуатації виходять з ладу через відшарування контактних ділянок. Попередні випробування конденсаторів на зсув під дією поперечної сили показали, що при такому навантаженні відшарування виникає при величині сили, яка в 2–4 рази перевищує руйнівне навантаження на розтяг, тому конденсатори типу K10-17B і K10-50B випробовували навантаженням на розтяг, на відміну від розповсюдженого випробування на зсув [161].

Мета дослідження полягала у виконанні наступних задач: визначення навантаження, що приводить до відшарування контактних ділянок конденсаторів типу K10-17B і K10-50B при розтягу; визначення деформацій, що виникають в конденсаторах при розтягу; визначення та порівняння руйнівних навантажень, що виникають в конденсаторах типу K10-50B при пайці з перегрівом та «холодною пайкою»; встановлення зв'язку між сигналами АЕ та міцності паяного з'єднання конденсаторів, паяних в різних технологічних умовах. Формування ПЗ в експериментах було виконано відповідно до галузевого стандарту, в якому передбачено монтаж конденсаторів K10-50B на друковану плату припоєм ПОС-61 (допускається припій ПСрОС 3–58) при потужності паяльника 15–20 Вт і тривалості пайки не більше 3 с.

З метою зменшення похибки вимірювання малих значень навантажень було вирішено проводити випробування конденсаторів на розтяг на спеціально розробленому пристрої, показаному на рис. 4.3, що містить платформу 1, кронштейн 2, коромисло 3, динамометр 4, тягу 6, барабан 7 і рукоятку 8.

Устаткування для випробування включає пристрій для випробування на розтяг, системи тензометричного та акустико-емісійного контролю, тензодатчик МПБ, та п'єзоелектричні датчик АЕ. Було випробувано 100 шт. конденсаторів K10-17B і 100 шт. конденсаторів K10-50B.

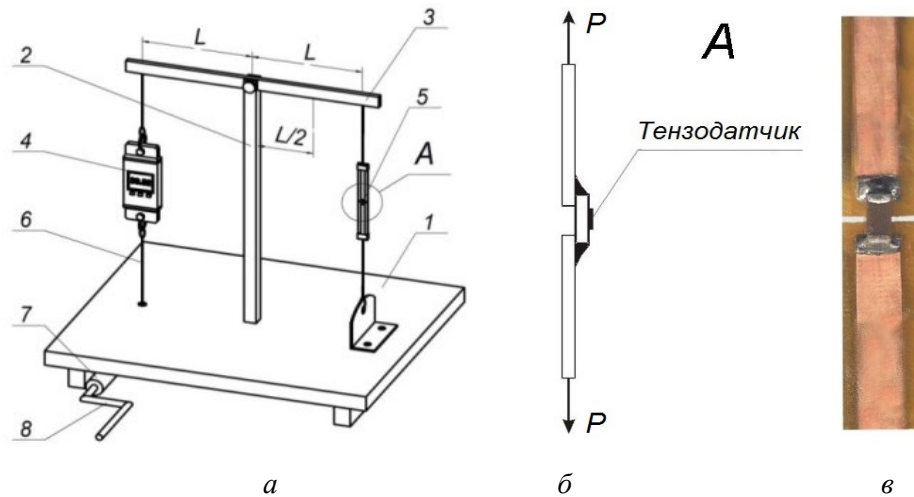


Рис. 4.3. Пристрій для випробування на розтяг

Устаткування для випробування включає пристрій для випробування на розтяг, системи тензометричного та акустико-емісійного контролю, тензодатчик МПБ, та п'єзоелектричні датчик АЕ. Було випробувано 100 шт. конденсаторів К10-17В і 100 шт. конденсаторів К10-50В.

Навантаження конденсаторів здійснювалося наступним чином. Випробуваний конденсатор 5 кріпився між коромислом та платформою шляхом підпайки виводів на смугах, вирізаних із друкованих плат (рис. 4.3, б). Обертаючи рукоятку 8, здійснювалося навантаження конденсатора з візуальною реєстрацією навантаження розтягу на динамометрі 4. Для підвищення точності вимірювання руйнівного навантаження при випробуванні конденсаторів К10-17В (які мають менші значення руйнівних навантажень) в пристрої передбачена можливість зміни довжини коромисла 3, тобто зміна плечей важеля в навантажувальній системі.

Випробуванню підлягали конденсатори взяті із однієї партії. Конденсатори піддавали розтягу на пристрої (рис. 4.3, а) до руйнування з одночасним записом сигналів АЕ і фіксацією значень руйнівних навантажень. У всіх випадках руйнування відбувалося через відшарування контактної ділянки. Середні значення руйнівних навантажень для контактних вузлів конденсаторів К10-17В і К10-50В склали 31,8 Н та 23,7 Н, відповідно.

Декілька конденсаторів були препаровані тензодатчиками, як показано на рис. 4.3, в, за допомогою яких визначали залежність між деформаціями ϵ поверхні конденсатора, де розташовувався тензодатчик, і величиною прикладеного навантаження P . На рис. 4.4 представлено графіки залежності ϵ від P для випробовуваних конденсаторів.

Наступний експеримент був проведений для визначення впливу прогріву контактного вузла на величину руйнуючого навантаження. Конденсатори К10-50В, взяті з однієї партії, були розділені на дві групи. Конденсатори першої групи припаювалися до плати за вказаною технологією, але за тривалості пайки не менше 10 с при температурі 220–270 °С, а конденсатори другої – сплавом Розе при температурі 94–120 °С. Після контролю якості пайки конденсатори піддавалися випробуванню за вказаною вище методикою.

Аналізуючи матеріали проведеного експерименту, можна припустити, що прогрів конденсаторів при пайці не знижує міцності контактних вузлів, а покращує зчеплення контактних ділянок з обкладинками конденсатора і тому навіть підвищує міцність на відрив цих ділянок від конденсатора.

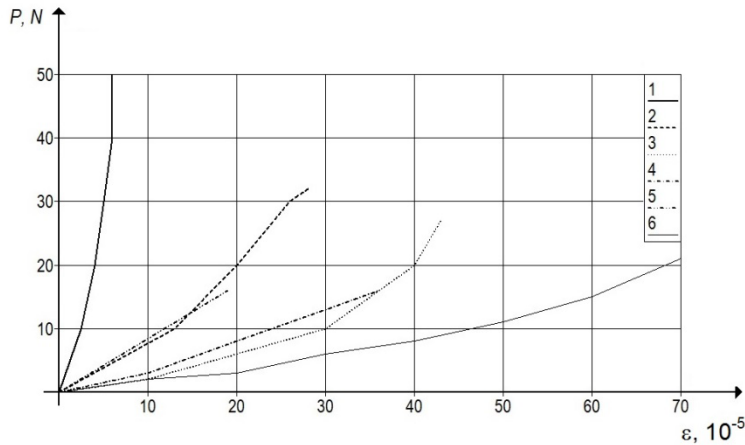


Рис. 4.4. Залежність між деформаціями і навантаженням розтягу в конденсаторах K10-17B (1) і K10-50B (2-6)

Інший експеримент був проведений при навантаженні конденсаторів K10-17B, паяних припоєм ПОС-61 з «перегрівом» (тобто при прогріванні вузла паяльником протягом 10 с) і «холодним» припоєм Розе, реєструвалися сигнали АЕ. Сигнали АЕ реєструвалися одним п'єзоелектричним перетворювачем (ПЕП), закріпленим через шар акустичної мастила за допомогою струбцини на платі біля конденсатора. На рис. 4.5 представлені порівняльні залежності сумарної кількості сигналів АЕ протягом часу навантаження конденсаторів з двох груп. Слід зазначити, що руйнування контактних вузлів конденсаторів паяних припоєм ПОС-61 з «перегрівом» відповідає середньому значенню відносної деформації $\varepsilon = 70 \cdot 10^{-5}$, а для контактних вузлів конденсаторів K10-17B паяних «холодним» припоєм Розе руйнування відбувалося в середньому при $\varepsilon = 45 \cdot 10^{-5}$. Крім цього, отримані діаграми параметрів сигналів акустичної емісії виявили, що прояв високо-амплітудних сигналів конденсаторів, паяних «холодним» припоєм, з'являється набагато раніше, ніж у конденсаторів, паяних припоєм з «перегрівом», та їх активність і сумарний рахунок більше в 2,5 і в 1,5 рази, відповідно.

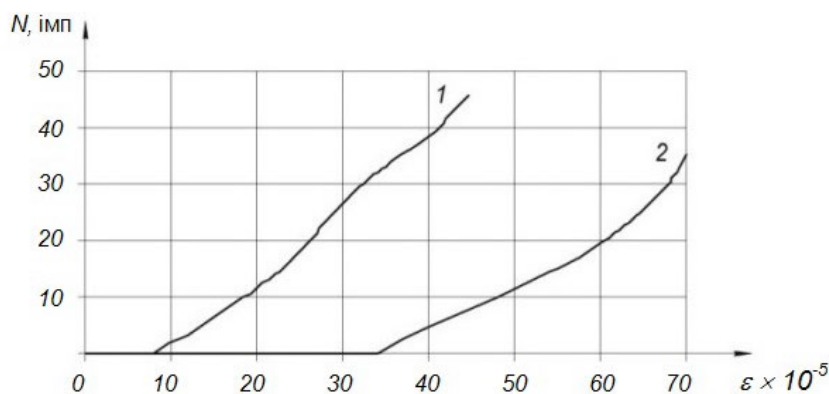


Рис. 4.5. Залежність сумарної кількості АЕ сигналів від відносної деформації: 1 – для «холодного» припою Розе; 2 – для припою ПОС-61 з «перегрівом»

Було зроблено висновок, що прогрів конденсаторів при пайці не тільки не знижує міцності контактних вузлів, але і покращує зчеплення контактних ділянок з обкладинками конденсатора і тому навіть підвищує міцність на відрив цих ділянок від конденсатора. На

основі отриманих даних було висловлено припущення, що міцність контактних вузлів залежить від температури прогріву, яку можна регулювати, змінюючи температуру жала паяльника. Оскільки температуру пайки теоретично визначити досить складно, а практично можна регулювати тільки температуру жала паяльника і тривалість пайки, було вирішено провести експеримент таким чином, щоб технологія пайки залишилася без змін, а необхідна температура контактного вузла досягалася попереднім прогрівом конденсаторів перед випробуваннями. В ході експерименту конденсатори були розділені на групи, кожна з яких витримувалася в термостаті протягом однієї години при температурі відповідно 150 °С, 180 °С, 200 °С, 215 °С, 230 °С, 250 °С, після чого відбувалось їх розпаювання. Припаєні конденсатори піддавалися випробуванню за описаною методикою.

Результати випробувань представлені в таблиці Г.1 (додаток Г). Матеріали випробувань показують, що в непрогрітому стані середнє значення руйнівних зусиль становить 30,6 Н, а після прогріву при 200 °С – 47,6 Н, тобто міцність контактних вузлів в середньому підвищилася на 50 %. Також встановлено, що оптимальна температура прогріву лежить в межах 180–200 °С [159, 160].

4.1.4. Випробування паяних з'єднань статичним навантаженням за схемою чистого згину

Випробування ПЗ на відрив із записом сигналів АЕ показали достатню чутливість параметрів АЕ до проявлення і розвитку дефектів в паяних з'єднаннях, а також до їх міцності, що дає можливість створення методів та способів їх неруйнівного контролю та діагностики. Проте такий контроль незручний, в першу чергу, через можливість одночасного контролю тільки одного окремо взятого ПЗ. Тому було запропоновано провести випробування ПЗ навантаженням друкованих плат за схемою чистого згину, як показано на рис. 4.6. Також відомі акустико-емісійні дослідження інших авторів [16, 162–165] проведені при схожому виді навантаження. Запропонована схема навантаження дозволяє отримати однакові за величиною механічні напруження в кожній точці поверхні плати, розташованої між опорами. Застосовуючи таку схему, можна одночасно контролювати всі ПЗ, розташовані між опорами.

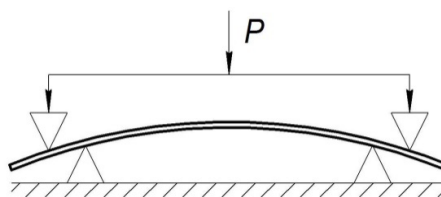


Рис. 4.6. Схема навантаження плат за схемою чистого згину

При оцінці міцності ПЗ необхідно використовувати механічні характеристики припою, які визначають з урахуванням впливу конструкторських і технологічних чинників з'єднання. Міцність легкоплавких припоїв в литому стані менше міцності ПЗ. Мінімальне значення межі міцності для припою ПОС 40 в литому стані становить $\sigma_B = 40$ МПа [114], на відміну від склотекстоліту, для якого $\sigma_B = 45\text{--}100$ МПа. Використовуючи значення границі міцності для припою (неточність цього значення, пов'язана з нехтуванням впливу конструкторських і технологічних чинників з'єднання, враховується запасом міцності), визначимо безпечний рівень механічних напружень за формулою:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_B}{n} = \frac{40}{2,5} = 16 \text{ МПа}, \quad (4.1)$$

де σ_B – межа міцності; $n = 2,5$ – коефіцієнт запасу міцності.

Такого запасу міцності достатньо для того, щоб безпечно напруження $\sigma_{\text{тест}}$ знаходилося на ділянці пропорційності на діаграмі розтягу матеріалу припою і в припої відбувалися б тільки пружні деформації, що не знижують міцності ПЗ. Визначимо силу, необхідну для неруйнівного контролю ПЗ друкованої плати. Схема навантаження плати на чистий згин представлена на рис. 4.7.

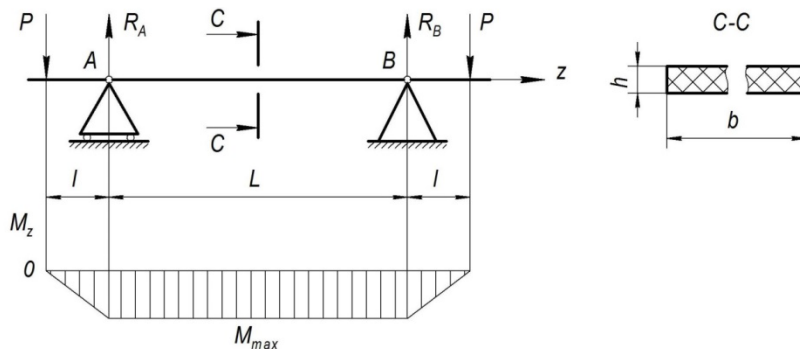


Рис. 4.7. Схема навантаження плати відрізка чистого згину

Максимальні напруження [83, 85], які виникають в небезпечному поперечному перерізі на довжині відрізка чистого згину L між опорами A і B , де $M = M_{\text{max}}$, визначаються за формулою (3.4).

За умовою міцності за нормальним напруженням при згині максимальні напруження, що виникають під навантаженням, не повинні перевищувати допустимих $[\sigma]$, тобто:

$$\sigma_{\text{max}} \leq [\sigma]. \quad (4.2)$$

Забезпечення неруйнівного випробування плат можливо завдяки визначенню максимального допустимого навантаження.

Використовуючи формули (3.4) та (4.2), в яких відповідно до схеми навантаження (рис. 4.7) максимальний згинальний момент дорівнює:

$$M_{\text{max}} = P \cdot l, \quad (4.3)$$

та осьовий момент опору прямокутного перерізу має вираз (3.3) максимальне допустиме навантаження при неруйнівному тестуванні плат на згин повинно задовольняти умові:

$$[P] \leq \frac{b \cdot h^2}{6l} [\sigma]. \quad (4.4)$$

Розраховане за формулою (4.4) максимально допустиме навантаження: $P = 36$ Н. Випробування ПЗ здійснювалося у спеціальному пристрої для навантаження друкованих плат на чистий згин.

Навантаження плат за схемою чистого згину на розривній машині IP-5057-50 показало, що кількість зареєстрованих сигналів АЕ залежить від швидкості навантаження плати, причому чим швидше зростає навантаження, тим більша кількість сигналів АЕ проявляється. Слід зауважити, що для аналізу сигналів АЕ необхідно реєструвати їх в достатній кількості, тому було вирішено навантажувати плати з максимально можливою для експериментальної розривної машини IP-5057-50 швидкістю, що дорівнює 100 мм/хв.

Однак, через малу кількість зареєстрованих сигналів протягом одного циклу навантаження випробування проводили за схемою навантаження/розвантаження. Кількість

циклів навантаження/розвантаження кожної плати дорівнювала 5. Мінімальне і максимальне значення напружень, що діють на ПЗ, дорівнювали відповідно $\sigma_{\min} = 0$ МПа та $\sigma_{\max} = 16$ МПа. Сигнали акустичної емісії реєструвалися п'єзодатчиком з попереднім підсилювачем з пропускнуою здатністю 0,02–0,2 МГц, закріпленим на поверхні пластини через шар акустичного мастила.

Випробування проводилися на 60-ти однотипних двосторонніх склотекстолітових фольгованих платах розмірами $320 \times 120 \times 1,5 \times 0,1$ мм. Для експерименту обрані ПЗ без дефектів та з дефектами типу «холодна пайка» і «неспай», для чого на двадцяти платах якісно припаювали резистори МЛТ-2 з дотриманням технологічних умов пайки [151], на інших двадцяти платах в ПЗ одного з виводів резистора МЛТ-2 штучно вводився дефект «холодна пайка», зокрема типу «кільцева тріщина», що досить часто зустрічається при монтажі друкованих плат, і на останніх двадцяти платах в ПЗ вводився дефект «не спай», для чого виводи резистора перед процесом паяння не залужували.

В ході випробувань фіксувалися такі параметри АЕ: амплітуда, активність, сумарний рахунок. У результаті випробувань встановлено, що бездефектні ПЗ друкованих плат протягом часу циклічного навантаження не випромінюють сигнали АЕ взагалі. Кількість сигналів АЕ при наявності дефекту типу «неспай» склало 10–15 імп. з амплітудою до 1 мВ. Як правило, такі сигнали випромінюються при збільшенні навантаження і в моменти максимального навантаження. Сигнали при наявності дефекту типу «холодна пайка» характеризуються значно більшою кількістю (30–40 імп.) з амплітудою до 3 мВ. Характерною особливістю цього типу дефектів є те, що сигнали АЕ реєструються при знятті навантаження з друкованої плати, що можна пояснити сходженням країв тріщини. На рис. 4.8 та рис. 4.9 наведені характерні акустограми навантаження ПЗ з різними дефектами пайки.

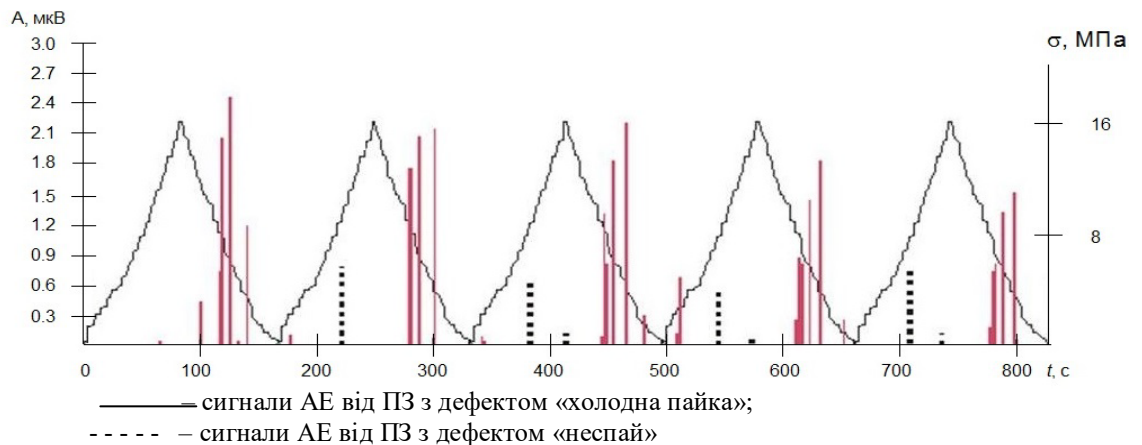


Рис. 4.8. Залежність амплітуди сигналів АЕ від циклічного навантаження

Результати випробувань показали, що найбільш інформативним параметром для аналізу сигналів АЕ та кореляції з різними видами дефектів ПЗ є сумарний рахунок акустичної емісії (кількість зареєстрованих перевищень імпульсами АЕ встановленого рівня дискримінації за інтервал часу спостереження). Отже, сумарний рахунок АЕ може бути використаний для діагностики міцності ПЗ за визначеним рівнем дискримінації, прояв АЕ, вище якого є індикатором недостатньої міцності (дефектності) ПЗ [159, 160].

Проведені дослідження показали можливість визначення технічного стану ПЗ друкованих плат методом АЕ, але важливим завданням є визначення координат дефектних ПЗ, із застосуванням площинний локації джерел АЕ.

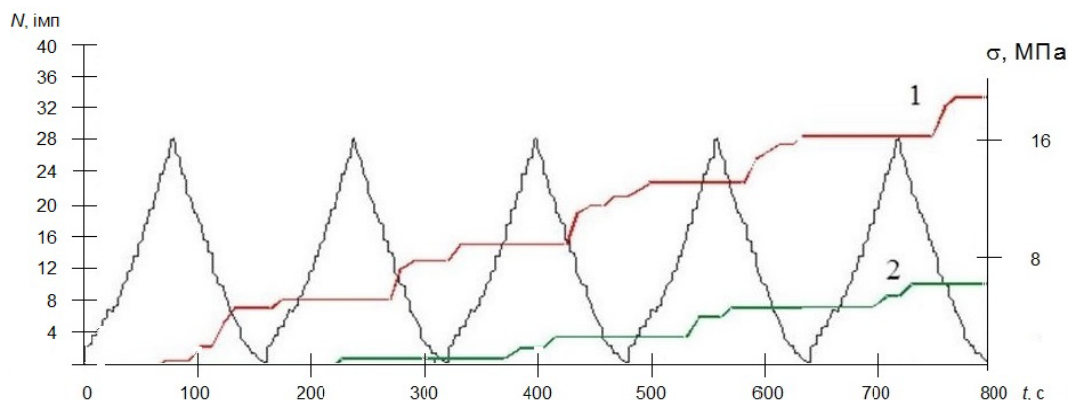


Рис. 4.9. Залежність сумарної кількості сигналів АЕ від циклічного навантаження:
1 – для ПЗ з «холодної пайкою»; 2 – для ПЗ з «неспаєм»

4.1.5. Площинна локація дефектів конструкцій, що містять різні матеріали

Оскільки друковані плати представляють собою площинні геометричні об'єкти то було запропоновано спосіб площинної локації їх дефектів. Спосіб було реалізовано системою акустико-емісійного контролю з використанням двох пар п'єзоелектричних датчиків розташованих в двох взаємно перпендикулярних напрямках на осях координат досліджуваної площини. Площинні координати розраховувались завдяки використанню ефекту Доплера за двома значеннями різниці часу приходу сигналу АЕ до двох пар датчиків [129–132, 166–168].

З метою перевірки можливості застосування розробленого способу і засобу площинної локації для визначення місць розташування дефектів ПЗ проведено такий експеримент. На склотекстолітовій друкованій платі розміром 300×120 мм в заданому місці з координатами $x = 75$ мм, $y = 220$ мм був припаяний резистор МЛТ-2 з дефектом ПЗ «холодна пайка». В двох взаємно-перпендикулярних напрямках розташовувалися ПЕП, які кріпилися до плати через шар акустико-прозорою мастила струбцинами.

Перед проведенням дослідження експериментально визначалась швидкість поширення хвиль АЕ в матеріалі друкованої плати. Сигнали АЕ імітувались поруч з одним з ПЕП. Система акустико-емісійного контролю працювала в режимі лінійної локації. Проведено 10 експериментів в одному напрямку, і 10 – в іншому. За дійсне значення швидкості взято середнє значення з 20 експериментів. Визначена експериментально середня швидкість поширення сигналів АЕ по поверхні плати складала 2,3 мм/мкс.

Далі плата з дефектом ПЗ «холодна пайка» навантажувалась статично за схемою чистого згину. Точність локації виявилась невисокою, площа локалізованого джерела складала 20–40 % від площі контрольованої плати, тобто зареєстровані сигнали мали розкид координат, що не дозволяє точно вказати розташування дефекту.

Як зазначалося, на точність локації впливають акустичні характеристики середовища, в якій поширюються акустичні хвилі. Оскільки найчастіше локація здійснюється на великогабаритних металоконструкціях, акустичні характеристики металу є постійними і питання про врахування відмінностей акустичних характеристик контрольованого матеріалу в літературі мало висвітлено. Розглянемо це питання докладніше. У нашому випадку, тобто в разі друкованих плат з нанесеним на них монтажем або без монтажу, сигнали АЕ, поширюючись від джерела до ПЕП, проходять неоднорідне середовище, яке містить свинцево-олов'яний припій, текстоліт, який сам по собі є складною конструкцією, металізовані (наприклад, мідні) доріжки і т.д., акустичні характеристики яких різняться. У таблиці Г.2 (додаток Г) наведено порівняльні акустичні характеристики деяких із зазна-

чених середовищ. Крім істотної різниці в швидкостях поширення, на сигнали АЕ впливає неоднорідність середовища, в якій вони поширюються. На межі кожного середовища через розсіювання виникає дисперсія хвиль, що також змінює швидкості поширення через їх спотворення. В результаті для здійснення локації неможливо знайти і врахувати справжнє значення швидкості поширення хвиль; облік середньої швидкості не дає бажаної точності локації. Для підвищення її точності і спрощення обчислень був запропонований спосіб локації в однорідній акустико-прозорому середовищі з постійною швидкістю поширення. Такий вибір був зроблений з таких міркувань. Коефіцієнт згасання середовища складається з коефіцієнтів поглинання та розсіювання $\delta = \alpha_n + \alpha_p$. При поглинанні звукова енергія перетворюється на теплову, а при розсіюванні залишається звуковою, але відхиляється від напрямку хвилі в результаті відбиття від неоднорідності середовища. У однорідному акустико-прозорому середовищі (рідині або газі), не забрудненої зваженими частинками, бульбашками повітря (в рідині), розсіювання відсутнє, і загасання визначається тільки поглинанням. У газах і рідинах поширюються тільки поздовжні акустичні хвилі (розтягу–стиску), завдяки чому можна уникнути одночасної реєстрації поздовжніх, поперечних і поверхневих хвиль, а, отже, і помилкової локації. Швидкість поширення ультразвукових хвиль в акустико-прозорому середовищі визначається як:

$$v = \sqrt{K / \rho}, \quad (4.5)$$

де K – модуль всебічного стиску; ρ – щільність середовища.

Ця швидкість не залежить від модуля пружності і коефіцієнта Пуассона, як в твердих тілах. У таблиці Г.3) наведені значення загасання в деяких рідинах і повітрі при 20 °С.

Для підвищення точності і спрощення локації був запропонований спосіб локації в однорідному акустико-прозорому середовищі [166–168]. Як видно з таблиці, найбільш прийнятний коефіцієнт згасання має вода $\delta = 2,5$. Отже, всі наступні експерименти з локацією проводили у воді, для чого досліджувана друкована плата разом з вантажним пристроєм і ПЕП занурювалися в ванну з водою. ПЕП розташовувалися не на поверхні плати, а на площині, паралельній площині плати на заданій відстані від неї так, щоб приймаюча поверхня ПЕП була направлена в бік поверхні деталі і хвиля, створена джерелом АЕ, поширювалася і приймалася ПЕП в об'ємі рідини. Спосіб може бути застосований не тільки для прямокутних об'єктів, якими є плати, а й для будь-яких плоских конструкцій.

Для вирішення завдання площинної локації в декартових координатах використовується просторова система координат x, y, z . ПЕП розташовуються на осях координат x і y в площині $z = 0$, як показано на рис. 4.10.

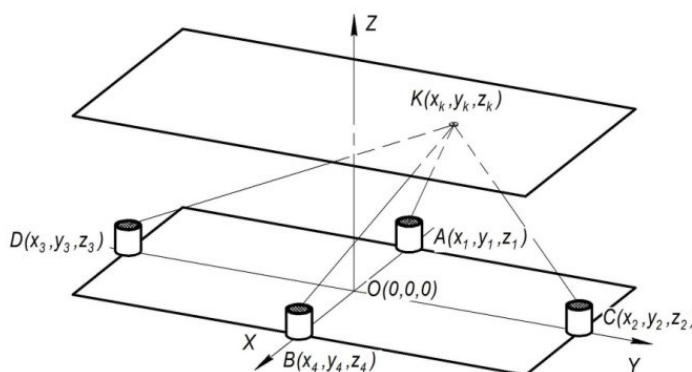


Рис. 4.10. Схема площинної локації в акустико-прозорому середовищі (т. K – джерело АЕ; A, B, C і D – п'єзoeлектричні перетворювачі)

Контрольована плоска конструкція лежить в площині $z = z_K$, де z_K – відома відстань від контрольованої площини до площини розташування ПЕП. Координати ПЕП відомі. За алгоритмом роботи, кожен з приладів АФ-15 фіксує РЧП t_1 та t_2 сигналів на свою пару ПЕП. Ці РЧП дають інформацію про різницю відстаней від джерела сигналів АЕ (точка K) до відповідних ПЕП:

$$\begin{cases} BK - AK = t_1 v, \\ CK - DK = t_2 v, \end{cases} \quad (4.6)$$

де t_1 – РЧП сигналів АЕ до ПЕП A та B ; t_2 – РЧП до ПЕП C і D ; v – швидкість поширення ультразвуку в однорідному середовищі.

Довжини відрізків AK , BK , CK та DK в координатах можуть бути виражені у вигляді:

$$\begin{aligned} AK &= \sqrt{(x_1 - x_K)^2 + (y_1 - y_K)^2 + (z_1 - z_K)^2}, \\ BK &= \sqrt{(x_4 - x_K)^2 + (y_4 - y_K)^2 + (z_4 - z_K)^2}, \\ CK &= \sqrt{(x_2 - x_K)^2 + (y_2 - y_K)^2 + (z_2 - z_K)^2}, \\ DK &= \sqrt{(x_3 - x_K)^2 + (y_3 - y_K)^2 + (z_3 - z_K)^2}. \end{aligned}$$

де x_i, y_i, z_i – декартові координати ПЕП ($i = 1 \dots 4$); x_K, y_K – шукані координати джерела АЕ; z_K – відома координата площини досліджуваного об'єкта.

Підставивши значення довжин відрізків AK , BK , CK та DK в (4.6), отримуємо:

$$\begin{cases} \sqrt{(x_4 - x_K)^2 + (y_4 - y_K)^2 + (z_4 - z_K)^2} - \sqrt{(x_1 - x_K)^2 + (y_1 - y_K)^2 + (z_1 - z_K)^2} = t_1 v, \\ \sqrt{(x_2 - x_K)^2 + (y_2 - y_K)^2 + (z_2 - z_K)^2} - \sqrt{(x_3 - x_K)^2 + (y_3 - y_K)^2 + (z_3 - z_K)^2} = t_2 v. \end{cases} \quad (4.7)$$

Внаслідок того, що початок координат вибрано на перетині осей симетрії прямокутника, збігається з площиною XY , $x_2 = x_3 = y_1 = y_4 = z_1 = z_2 = z_3 = z_4 = 0$, $x_4 = -x_1$, $y_2 = -y_3$, то система рівнянь (4.7) спрощується до виду:

$$\begin{cases} \sqrt{(x_4 - x_K)^2 + (y_K)^2 + z_K^2} - \sqrt{(x_1 + x_K)^2 + (y_K)^2 + z_K^2} = t_1 v, \\ \sqrt{(x_K)^2 + (y_2 - y_K)^2 + z_K^2} - \sqrt{(x_K)^2 + (y_2 + y_K)^2 + z_K^2} = t_2 v. \end{cases} \quad (4.8)$$

Використавши для (4.7) двічі дію зведення в квадрат, після спрощень отримуємо:

$$\begin{cases} \left(1 - \left(\frac{2x_4}{t_1 v}\right)^2\right) x_K^2 + y_K^2 = \left(\frac{t_1 v}{2}\right)^2 - x_4^2 - z_K^2, \\ x_K^2 + \left(1 - \left(\frac{2y_4}{t_2 v}\right)^2\right) y_K^2 = \left(\frac{t_2 v}{2}\right)^2 - y_4^2 - z_K^2. \end{cases} \quad (4.9)$$

Система (4.9) лінійна відносно квадратів невідомих x_K^2 , y_K^2 і вирішивши її відносно x_K^2 , y_K^2 отримаємо:

$$\left. \begin{array}{l} x_K = \pm \sqrt{\frac{\left(1 - \left(\frac{2y_2}{t_2 v}\right)^2\right) \cdot \left(\left(\frac{t_1 v}{2}\right)^2 - x_4^2 - z_K^2\right) - \left(\left(\frac{t_2 v}{2}\right)^2 - y_2^2 - z_K^2\right)}{\left(1 - \left(\frac{2x_4}{t_1 v}\right)^2\right) \cdot \left(1 - \left(\frac{2y_2}{t_2 v}\right)^2\right) - 1}}, \\ y_K = \pm \sqrt{\frac{\left(1 - \left(\frac{2x_4}{t_1 v}\right)^2\right) \cdot \left(\left(\frac{t_2 v}{2}\right)^2 - y_2^2 - z_K^2\right) - \left(\left(\frac{t_1 v}{2}\right)^2 - x_4^2 - z_K^2\right)}{\left(1 - \left(\frac{2x_4}{t_1 v}\right)^2\right) \cdot \left(1 - \left(\frac{2y_2}{t_2 v}\right)^2\right) - 1}}. \end{array} \right\}$$

Більш зручними розрахунковими формулами обчислення координат джерела АЕ є:

$$\left. \begin{array}{l} x_K = \pm \frac{1}{2} \sqrt{\frac{t_1^2 v^2 t_2^2 v^2 (t_2^2 v^2 - t_1^2 v^2 + 4x_4^2 - 4y_2^2) + 4t_1^2 v^2 y_2^2 (t_1^2 v^2 - 4x_4^2 - 4z_K^2)}{4t_1^2 v^2 y_2^2 + 4t_2^2 v^2 x_4^2 - 16x_4^2 y_2^2}}, \\ y_K = \pm \frac{1}{2} \sqrt{\frac{t_1^2 v^2 t_2^2 v^2 (t_1^2 v^2 - t_2^2 v^2 - 4x_4^2 + 4y_2^2) + 4t_2^2 v^2 \cdot x_4^2 (t_2^2 v^2 - 4y_2^2 - 4z_K^2)}{4t_1^2 v^2 y_2^2 + 4t_2^2 v^2 x_4^2 - 16x_4^2 y_2^2}}. \end{array} \right\} \quad (4.10)$$

Знак «+» або «-» вибирають шляхом аналізу знаків вимірених значень різниці часу приходу τ_i , за співвідношенням яких визначають квадрант розміщення джерела АЕ. Для перевірки ефективності методу виконаний експеримент, аналогічний описаному раніше, але ПЕП розташовували на площині, на віддалі від плати 70 мм так, щоб приймаюча поверхня ПЕП була направлена до плати. Друкована плата разом з ПЕП занурювалася у ванну з водою, зі швидкістю поширення акустичних хвиль 1,49 мм/мкс. Порівняльні результати площинної локації звичайним способом і в акустико-прозорому однорідному середовищі наведені на рис. 4.11.

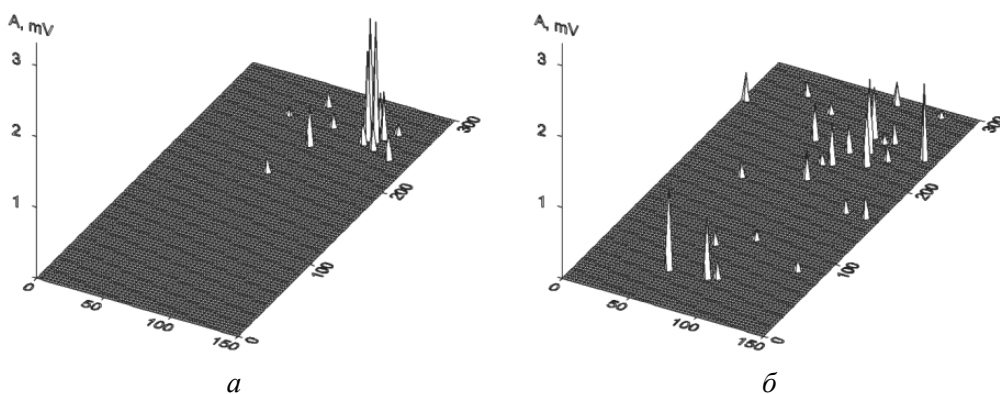


Рис. 4.11. Акустограми розподілу сигналів на площині плати при випробуванні на згин: а) локація в однорідному акустико-прозорому середовищі; б) локація на поверхні плати

Результати застосування способу локації в акустико-прозорому середовищі показали, що її точність підвищилася не менше 4-х разів, площа локалізованого джерела $\sim 1\%$ від контрольованої площі плати, що в 2–4 рази перевищує точність локації звичайним способом. На цій основі розроблена методика НК і діагностики технічного стану ПЗ друкованих плат, і наступні випробування проводилися в акустико-прозорому середовищі.

4.1.6. Методика акустико-емісійного виявлення дефектів паяних з'єднань друкованих плат

За дослідженнями, проведеними з метою виявлення та локації дефектів ПЗ друкованих плат для неруйнівного навантаження за схемою чистого згину, розроблена методика акустико-емісійної діагностики [169], яка передбачає такі операції: 1) плату навантажують за схемою чистого згину до безпечного рівня навантаження з коефіцієнтом запасу міцності матеріалу припою $n = 2,5$; 2) за появи сигналів акустичної емісії, з амплітудою вище встановленого рівня дискримінації та сумарним рахунком, що сягнув порогового значення, цикл навантаження/розвантаження повторюють до 5-ти разів, і, якщо емісія не припиняється, то вважають, що плата містить дефект ПЗ і бракується; 3) за необхідності, виконують локацію дефектів у відбракованих платах в акустико-прозорому середовищі, з метою визначення місця дефектного ПЗ та його ліквідації.

Запропонована методика перевірена при діагностуванні ПЗ партії промислових плат. Випробовували 32 однотипні склотекстолітові двосторонні друковані плати з одностороннім SMD-монтажем, розміром 120×140 мм, які були взяті з однієї партії. Випробування проводили за описаною методикою, циклічно і за схемою чистого згину. Пристрій навантаження, друкована плата і ПЕП занурювали у воду. ПЕП розташовували на відстані 70 мм від плати на склотекстолітовій пластині (рис. 4.12).

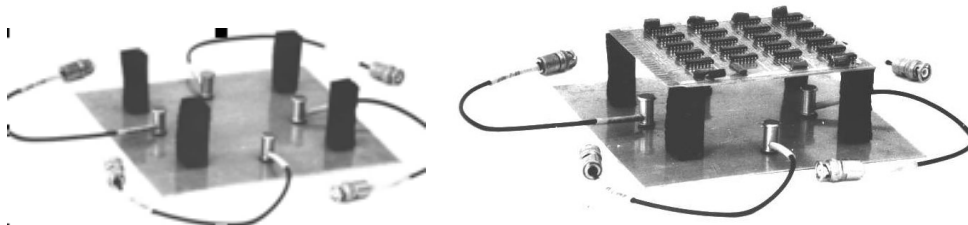
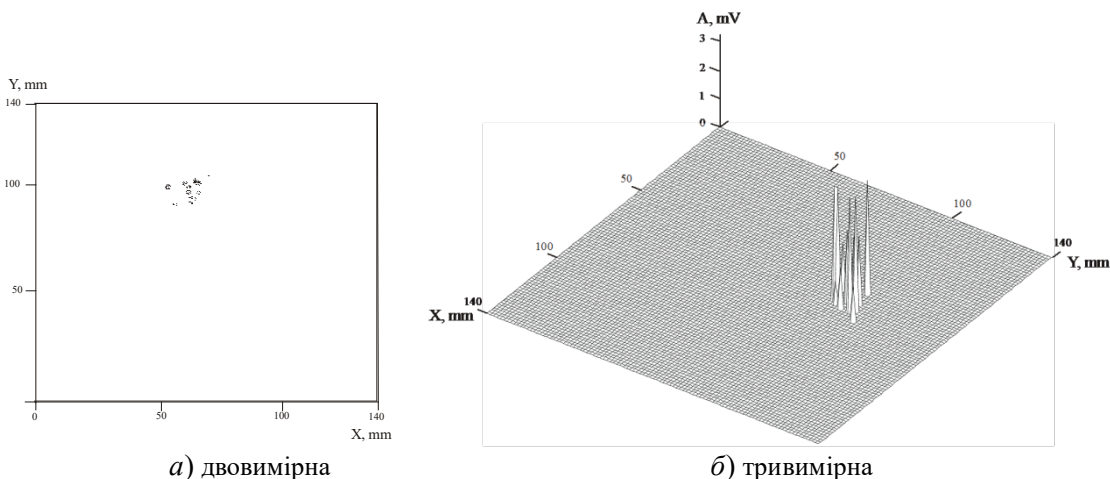


Рис. 4.12. Розташування ПЕП відносно плати, що тестується



а) двовимірна

б) тривимірна

Рис. 4.13. Акустограми розподілу сигналів по площині досліджуваної плати

За результатами випробувань у трьох платах виявлені місця АЕ активності. За її характером визначили тип дефектів – «неспай», що підтвердилось подальшим ретельним оглядом плат у зазначених місцях за допомогою лупи. Наявність дефектів перевіряли пропусканням струму через ПЗ, а також визначенням електричного опору. Оскільки плати тривало експлуатувалися, можна припустити, що дефект був прихованим і міг проявитися за подальшої експлуатації виробу, що однозначно привело б до його відмови. Характерні акустограми друкованих плат з дефектами ПЗ наведені на рис. 4.13.

4.2. Діагностика паяних і зварних з'єднань захисних герметичних корпусів друкованих плат

У цьому підрозділі представлені результати досліджень міцності паяних і зварних з'єднань, які використовуються для герметизації модулів надвисоких частот (НВЧ) різних типорозмірів і конструкцій вузла герметизації [170–172]. Представлені результати є продовженням досліджень спрямованих на забезпечення надійності експлуатації функціональних вузлів із суцільною герметизацією в металевих корпусах запечаткованих у попередній дисертаційній роботі автора [134].

Об'єктами дослідження були корпуси модулів НВЧ спеціального призначення (рис. 4.14), які використовуються в авіаційних системах навігації і керування. На висоті корпус піддається дії внутрішнього тиску, який є надмірним порівняно із низьким зовнішнім тиском. При зльотах і приземленнях, корпуси піддаються дії знакозмінного навантаження і можуть бути розгерметизовані через надмірні втомні напруження, що діють на матеріали корпусу та їх зварні чи паяні шви. За технічними вимогами такі корпуси повинні витримувати не менше 100 зльотів і приземлень (циклів). При цьому герметичність за швидкістю витoku гелію повинна складати не більше $5 \cdot 10^{-2}$ Па·см³/с. Але не всі корпуси витримують таку кількість циклів, і на практиці розгерметизація може статися у будь-який момент.

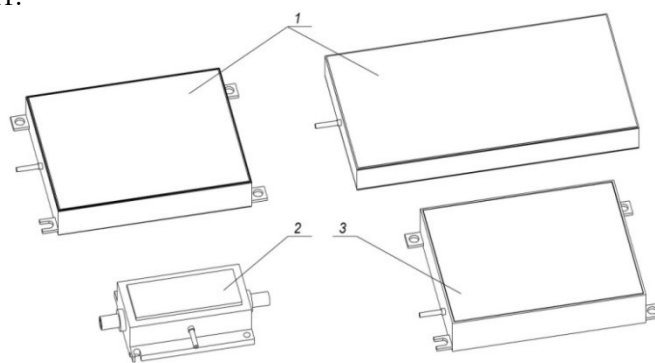


Рис. 4.14. Корпуси модулів НВЧ типу К (1), КМ (2), КБ (3)

З урахуванням можливих перепадів температури внутрішній тиск може бути в 1,8 рази більше зовнішнього [170], і, розпираючи кришку і основу корпусу, може привести до деформацій останніх, зруйнувавши їх зварний або паяний шов, що приведе до розгерметизації, а в подальшому і до виходу модуля з ладу.

Досліджені корпуси виготовлені з алюмінієвого сплаву АМГ-2 представлені двома типами, які відрізняються технологією герметизації: 1) лазерним зварюванням, при якому все навантаження від внутрішнього надлишкового тиску сприймається або повністю звар-

ним швом (рис. 4.15, *a*), або зварним швом і конструкцією корпусу (рис. 4.15, *б, в*); 2) паяним швом або герметиком (рис. 4.15, *г*), коли навантаження від внутрішнього надлишкового тиску сприймається в основному конструкцією корпусу.

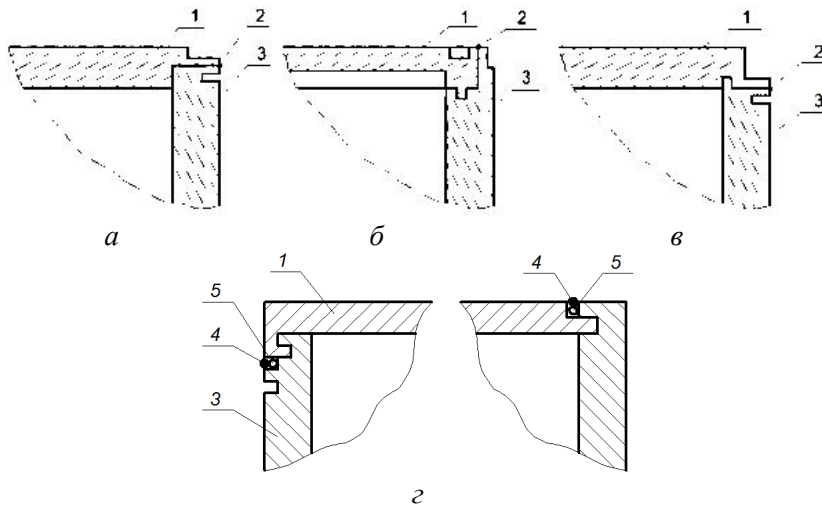


Рис. 4.15. Схеми вузлів герметизації корпусів: 1 – кришка; 2 – зварний шов; 3 – стінки корпусу; 4 – герметик або паяний шов; 5 – дріт для розкриття

4.2.1. Методи і способи контролю герметичності та міцності корпусів НВЧ

Для проведення натурних досліджень було використано стенд тестування [134], який складається з двох комплексів: випробувального (термопревмосистема, рис. 4.16); та вимірювального, який реалізує такі методи як манометричний; бульбашковий; електро-тензометрії (система тензометричного контролю, рис. 4.16) та акустичної емісії (система акустико-емісійного контролю, див. рис. 2.1).

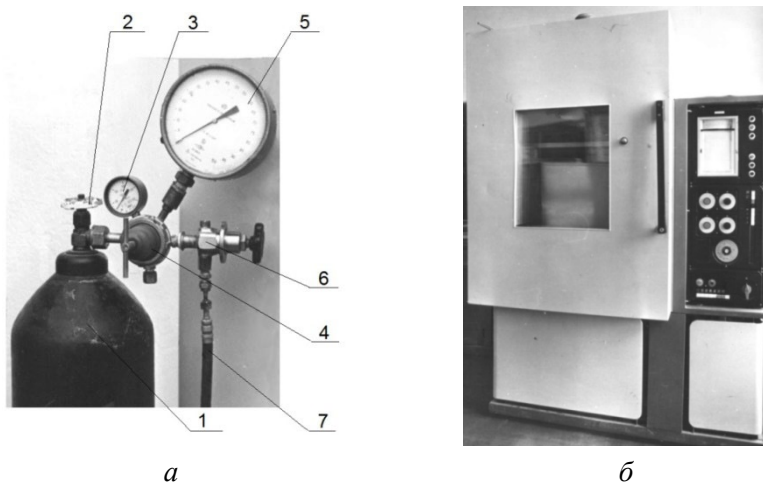


Рис. 4.16. Установа для нагнітання повітря (*a*) та кліматична камера «Фойтрон» 3626/51 (*б*): 1 – балон повітряний; 2 – вентиль; 3 – манометр; 4 – редуктор; 5 – манометр зразковий; 6 – кран відсікання; 7 – шланг гнучкий

Діапазон вимірюваних величин надлишкового тиску для манометра 3 складає від 0 до 4 атм (ціна поділки – 0,04 атм), для манометра 5 – від 0 до 16 атм (ціна поділки – 0,16 атм).

Кліматична камера «Фойтрон» 3626/51 слугує для імітації кліматичних умов навколишнього середовища (температури та вологості).

Установка об'єкта дослідження в кліматичній камері показана на рис. 4.17.

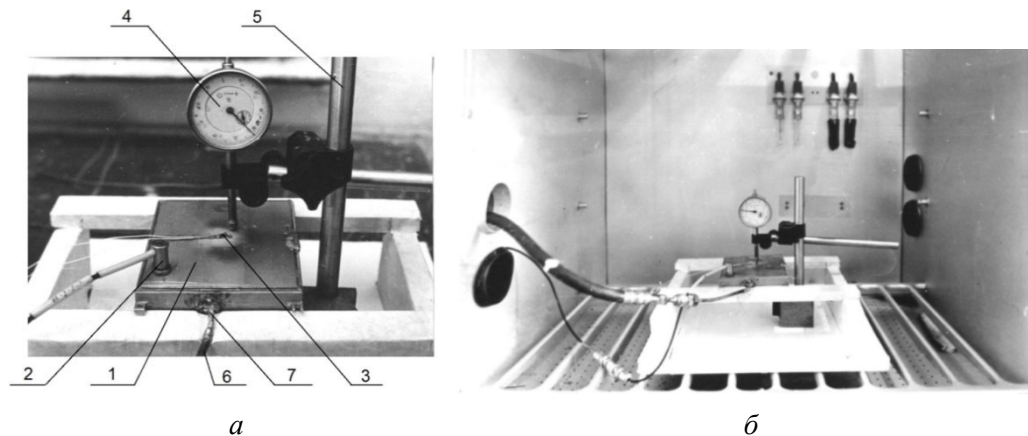


Рис. 4.17. Препарування датчиками корпусу модуля НВЧ (а) та його установка у кліматичній камері стенда (б):
1 – корпус модуля; 2 – датчик АЕ; 3 – тензодатчик; 4 – індикатор годинникового типу;
5 – стійка; 6 – наконечник шланга; 7 – трубка корпусу модуля

Місця установки тензодатчиків та індикатора годинникового типу показані на рис. 4.18.

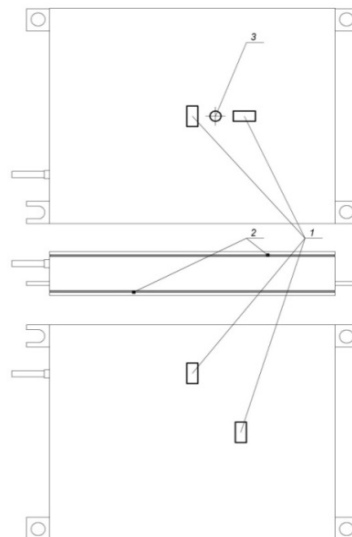


Рис. 4.18. Препарування корпусів: 1 – тензодатчики з робочою базою 10 мм;
2 – тензодатчики з робочою базою 1 мм; 3 – індикатор годинникового типу

Для візуального контролю моменту втрати герметичності корпусу модуля на кожному ступені навантаження проводиться відсічення тиску повітря краном б, після чого необхідно стежити за показаннями зразкового манометра 5 (див. рис. 4.16) на початку та в кінці етапу випробувань. Поряд з цим, у процесі випробувань можливий також візуальний контроль деформації корпусу модуля за індикатором годинникового типу. Після закінчення роботи стенд знеструмлюють і всі його елементи переводяться в початковий стан.

4.2.2. Оцінка напружено-деформованого стану корпусів НВЧ

Для визначення напружено-деформованого стану навантаження і розвантаження корпусів здійснювали східчасто із записом показників тензодатчиків через кожні 0,2 атм. Отримані значення відносних деформацій перераховувались у нормальні напруження за формулою (3.5), при наступних значеннях модулю Юнга $E = 0,71 \cdot 10^5$ МПа – для АМГ-2; $E = 39,7 \cdot 10^3$ МПа при $t = +20$ °С і $E = 23,4 \cdot 10^3$ МПа при $t = +85$ °С – для припою ПОС-61 [114]. Визначення прогину кришок корпусів здійснювались індикатором годинникового типу з ціною поділки 1 мкм. Контроль герметичності корпусів перевіряли методом занурення у спирт при надмірному тиску 0,4 атм.

Аналіз даних (табл. Г.4–Г.7, додаток Г) отриманих для другої групи корпусів (КБ-3–КБ-5) показує, що напруження, які виникають в матеріалі кришок корпусів при температурах +20 °С та +85 °С невеликі – в 5–6 разів менше границі міцності їх матеріалу – АМГ-2 ($\sigma_B = 200$ МПа ± 30 %; $\sigma_T = 80$ МПа), не представляють небезпеки та не залежить температури. Проте в матеріалі шва, під тиском, що наближається до 1,6 атм, величини напружень досягають величин більших не тільки його границі пропорційності, а й границі міцності ($\sigma_B = 50$ МПа), і їх залежність від зміни надлишкового тиску має нелінійний характер (рис. 4.19).

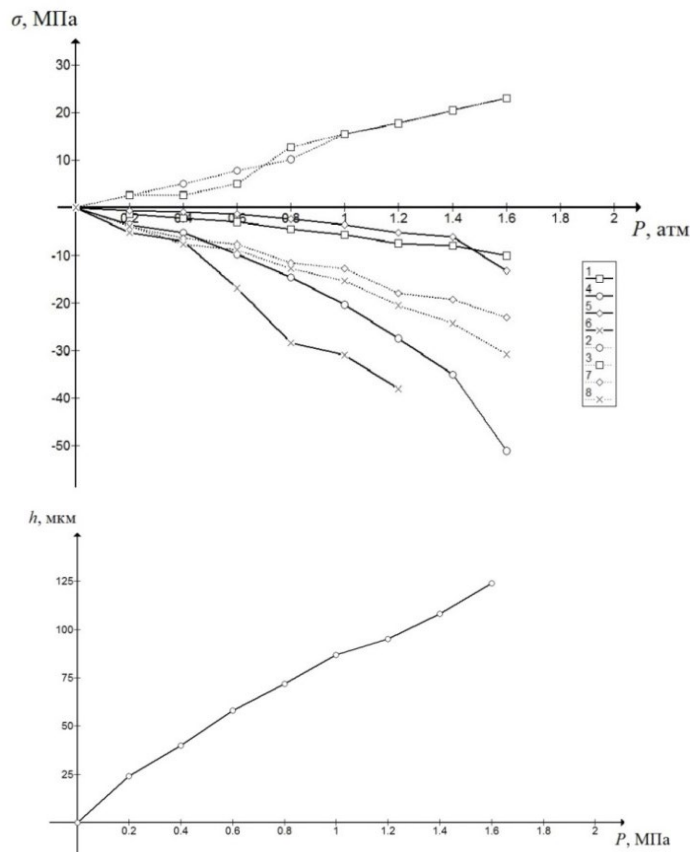


Рис. 4.19. Напруження у матеріалі шва (датчики 1, 4, 6) і кришки (датчики 7, 8) корпусу КБ-3 та прогин кришки корпусу залежно від надлишкового тиску

Сказане дозволяє стверджувати, що матеріал шва відчуває пластичні деформації, і правильніше було б говорити, що датчики показують величини відносних деформацій, а

не напружень. При такому характері деформацій припою (повзучість, великі деформації, великий час циклів теплосмін) відбувається перебудова його мікроструктури, що супроводжується зменшенням пластичності, і, при цьому, тріщини розвиваються в основному по межах зерен, тобто знижується втомна міцність шва. Подібні процеси відбуваються і в шві, який герметизує гвинт і кришку.

Напруження в кришках корпусів КМ не вимірювались, вважаючи їх безпечними для герметизації, що було встановлено експериментами. У матеріалі шва відбуваються ті ж процеси, що і в корпусах типу КБ, але через малі розміри корпусів і іншу конструкцію швів явища втоми матеріалу виражені слабше. Саме тому корпуси витримали по 58 і 31 циклів навантаження до розгерметизації (табл. Г.8, додаток Г). При цьому в місцях розгерметизації і в процесі перевірки корпусів перед проведенням випробувань були візуально виявлені порушення технології виготовлення шва (мало матеріалу, непропай).

Аналіз напружено-деформованого стану корпусів типу К (табл. Г.9–Г.16) виявив, що напруження на швах перевищують границю текучості ($\sigma_T = 80$ МПа) та досягають границю міцності ($\sigma_B = 200$ МПа ± 30 %) зварного шва і спричиняють розгерметизацію гермо-вузлів. Характерним для корпусів було те, що напруження на швах і кришках мають протилежні знаки (рис. 4.20). Позитивні напруження на кришках виробів свідчать про те, що вироби приймають діжоподібну форму, в результаті чого на зовнішніх волокнах зварних швів повинні виникнути напруження стиску (які мають знак «мінус»), що і підтверджується результатами тензометрування.

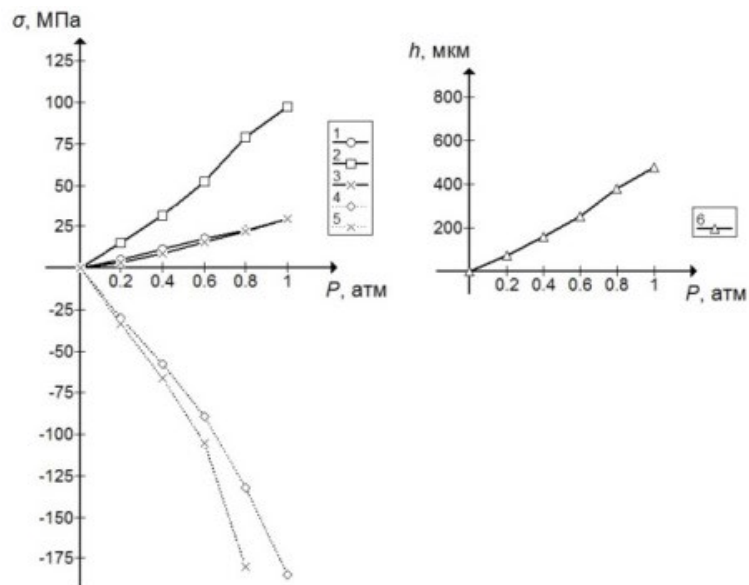


Рис. 4.20. Залежності напруження на кришках (1–3) і швах (4, 5) та прогину кришок (6) корпусу від надлишкового тиску

Відповідно до програми випробувань були отримані наступні результати:

- 1) при $P_{тест} = 1,6$ атм і $t = +20^\circ\text{C}$ корпуси герметичні;
- 2) при $P_{тест} = 0,4$ атм і термоцилюванні в діапазоні $t = -60^\circ\text{C} - +85^\circ\text{C}$ в кількості трьох циклів (за винятком корпусів з явними дефектами шва) корпуси герметичні;
- 3) при циклічній зміні $P_{тест} = 0 - 1,6$ атм і $t = +85^\circ\text{C}$ корпуси не витримують заданих 100 циклів навантаження через недотримання технології виконання шва; структурні зміни в матеріалі шва при $t = +85^\circ\text{C}$ пов'язані, як із зміною температури, так і одночасно з деформаціями матеріалу шва.

Кількісна оцінка якості герметизації корпусів типу К була проведена розрахунком коефіцієнта запасу надійності герметизації, який визначався відношенням тиску розгерметизації до робочого тиску (1,6 атм) за даними представленими в [134]. Виявлений розкид отриманих значень склав від 0,625 до 3,25. Також виявлено великий розкид кількості циклів навантаження до розгерметизації корпусів типу КМ і КБ (табл. Г.8, додаток Г).

Розкид отриманих значень свідчить про нестабільність та ненадійність технології герметизації і в такій ситуації підвищення надійності виготовлюваних корпусів можливо із розробкою методів контролю їх технічного стану в процесі виробництва і експлуатації. Такий метод і засоби його реалізації були розроблені на базі явища акустичної емісії [170].

4.2.3. Діагностика міцності та герметичності корпусів НВЧ методом акустичної емісії

Реєстрація сигналів АЕ здійснювалась двома резонансними п'єзоелектричними датчиками розташованими на кришці корпусів біля коротких сторін, що утворювало лінійну антену для визначення лінійних координат джерел сигналів АЕ. Перешкодозахищеність від вібрацій, електричних наведень і т.п. досягалась пониженням повного підсилення приладу АФ-15 (80 дБ) на 9 дБ за допомогою вбудованого атенюатора та попереднім визначенням частотного діапазону корисних сигналів АЕ 200–500 кГц з використанням аперіодичного ПЕП із пологою АЧХ в діапазоні до 1,0 МГц.

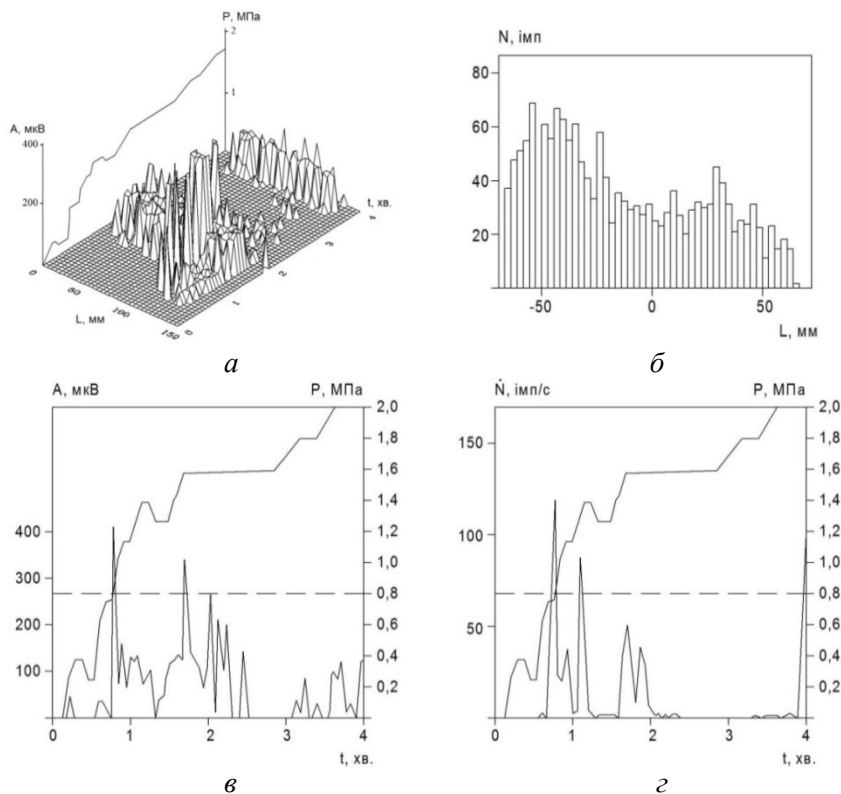


Рис. 4.21. Параметри акустичної емісії під час випробування корпусу К-10:

а) тривимірна діаграма амплітуди подій АЕ; б) розподіл сигналів по координаті для лінійної антени; в) часова залежність амплітуди подій АЕ; г) часова залежність активності подій АЕ

Обробкою отриманих параметрів АЕ були побудовані графіки розвитку параметрів АЕ: активності АЕ – \dot{N} ; амплітуди подій АЕ, A ; сумарного рахунку N ; розподілу сиг-

налів по координаті для лінійної антени N/L ; тривимірні діаграми активності і амплітуди по лінійній координаті L . На рис. 4.21 представлено приклад отриманих графіків при випробуванні корпусу К-10.

Аналіз матеріалів АЕ представлених в таблицях Г.9–Г.16 (додаток Г), дозволив виявити прояв значного рівня параметрів АЕ при тиску значно нижчому за тиск розгерметизації. Наприклад, для корпусу К-10 (див. рис. 4.21) найбільш значний рівень сигналів АЕ мав місце при тиску 0,8 атм – амплітуда перевищила 400 мкВ, активність – 125 імпл./с, енергія і потужність $E = 3 \cdot 10^{-10}$ мкВ²·с та $W = 0,7 \cdot 10^{-9}$ мкВ², відповідно. Це значення тиску, за якого напруження в корпусі і зварному шві ще далекі від граничних, тобто є безпечними для міцності конструкції, може бути прийняте в якості діагностичного $P_{месм}$. Якщо взяти відношення надлишкового тиску розгерметизації до контрольного діагностичного, то можна отримати певне число, яке назвемо коефіцієнтом прогнозування:

$$K = \frac{P_{сп}}{P_{месм}}. \quad (4.11)$$

З огляду на те, що руйнування шва відбулося за $P_{сп} = 2$ атм, коефіцієнт прогнозування граничного тиску для корпусу типу К-10 становить: $K = \frac{P_{\dot{\alpha}\delta}}{P_{i\delta}} = \frac{2}{0,8} = 2,5$.

Звичайно, коефіцієнт прогнозування тим більше, чим при менших навантаженнях в порівнянні з руйнівними робиться прогноз або проводиться неруйнівний контроль. Але, очевидно, прогнозування буде надійніше, якщо воно ведеться з аналізом сигналів АЕ під навантаженням найближчим до граничного. На практиці, доцільно вибрати порогове навантаження за результатами обробки статистичних матеріалів випробувань партії однотипних виробів. Відомо, що найбільш поширеним дефектом зварювання є пористість. Пори є концентраторами напружень і їх розвиток відбувається дискретно у вигляді стрибків, що виникають після зникнення пластичності всієї зони пластичної деформації з вершини шва і можуть бути зареєстровані методом акустичної емісії, параметри якої можуть характеризувати якість зварного шва. Ознакою достовірності і відсутності перешкод у реєстрації саме АЕ є прояв АЕ не з нуля, а з деякого навантаження.

4.2.4. Методика неруйнівного діагностування міцності і герметичності корпусів НВЧ

Близькість отриманих коефіцієнтів прогнозування дає можливість їх застосування для діагностики герметичності і міцності корпусів НВЧ. При аналізі матеріалів АЕ (табл. Г.9–Г.16, додаток Г), в якості інформативних параметрів було запропоновано використовувати амплітуду та загальну суму подій (сумарний рахунок) АЕ (див. рис. 4.22).

Виходячи з отриманих результатів, можна запропонувати методику неруйнівного контролю НВЧ корпусів:

1. За результатами випробувань партії виробів одного типорозміру та конструкції встановити тиск тестування $P_{месм}$ за формулою:

$$P_{месм} = \frac{P_{\max(TY)}}{K_{\min}}, \quad (4.12)$$

де $P_{\max(TY)}$ – значення внутрішнього надлишкового тиску, який має витримати корпус за ТУ, K_{\min} – мінімальне значення коефіцієнта прогнозування, яке у випадку помилки в прогнозуванні увійде в запас міцності.

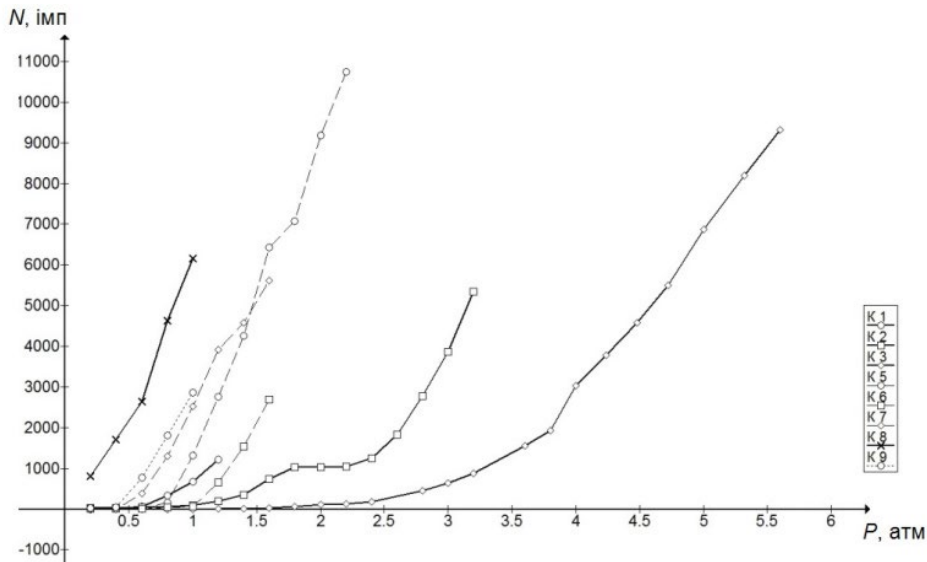


Рис. 4.22. Залежність сумарної кількості подій від внутрішнього надлишкового тиску в корпусах типу К

2. Випробування корпусів проводити нагнітанням внутрішнього надлишкового тиску до досягнення ним величини $P_{тест}$, записуючи одночасно показники датчика АЕ. Якщо виникли сигнали АЕ з амплітудою, що більша контрольного значення (наприклад, 20 мкВ) і сумарним рахунком, також більшим за порогове значення (наприклад, 10 імп.), то тестований корпус вважати непридатним для експлуатації у цьому діапазоні тиску, і він бракується. В іншому випадку корпус є придатним до експлуатації. Процес контролю можна спростити та автоматизувати, зокрема, використанням сигнальної лампочки.

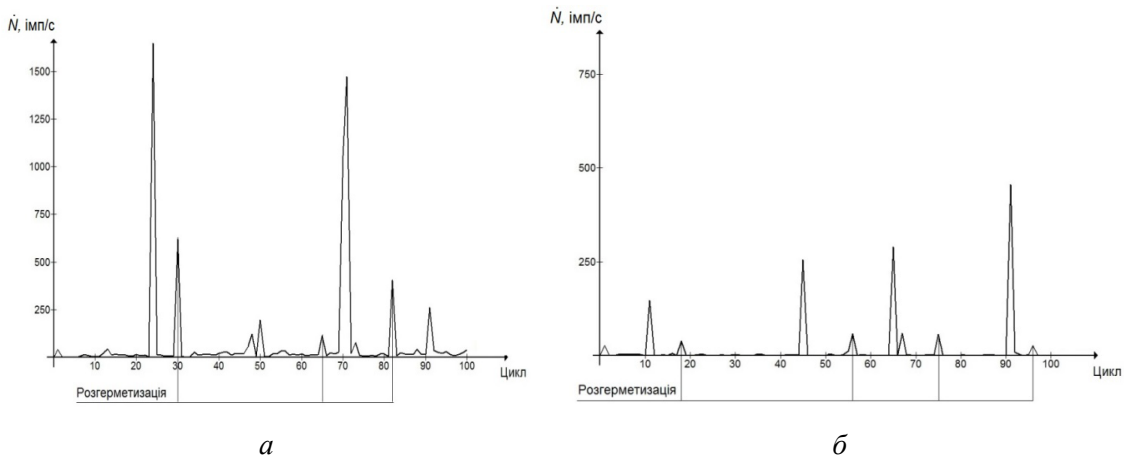


Рис. 4.23. Активність подій АЕ залежно від внутрішнього надлишкового тиску і циклічного навантаження корпусів К-17 (а) та К-18 (б)

В таблиці Г.17 (додаток Г) наведені матеріали динамічного випробування корпусів у пульсуючому режимі навантаження, як і при експлуатації на літаках в ході злетів і приземлень. Випробування проводились після витримки корпусів при температурі +40 °С протягом години, далі тиск плавно підвищувався до $P_{тест} = 1,6$ атм із витримкою 1 хв,

потім стравлювався до нуля. Випробування повторювалось в 100 циклах, або до появи розгерметизації корпусу. Прояв ефекту Кайзера [66, 173], який полягає в тому, що при повторному навантаженні до раніше досягнутих значень сигнали АЕ практично відсутні, був використаний для перевірки герметичності та для підтвердження достовірності реєстрації п'єзодатчиками саме сигналів АЕ, а не різного роду шумів.

Характерно, що після початку повторного збурення АЕ, корпуси витримували в середньому біля 6–10 циклів до руйнування (див. рис. 4.23). Таким чином, сигнали АЕ свідчать про зародження і розвиток процесу руйнування зварного чи паяного шва корпусу, задовго до катастрофічного руйнування, тобто його розгерметизації, і їх використання дає можливість здійснювати контроль міцності та герметичності корпусів НВЧ в умовах навантаження за пульсуючим циклом.

Розділ 5.

Динамічні деформації в структурно-складних конструкціях електронної техніки

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) електронних систем усіх рівнів [174]: 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 техніки. Найбільшу небезпеку представляє передача динамічних деформацій на відповідальні функціональні вузли і елементи, зокрема на друковані плати, та на змонтовані на них електронні компоненти [124, 175–180].

У практиці випробувань виробів на вібрації [50, 181–183], а також під час експлуатації на віброуючих, в межах встановлених норм, основах мають місце випадки руйнування окремих елементів конструкцій та/або компонентів ЕТ. Вимірювання вібрацій у виробках 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, виміряним на столі вібростенда. Проте все набагато складніше.

В розділі представлено теоретичне обґрунтування та експериментальне підтвердження гіпотези, відповідно до якої вібрації столу (платформи) вібростенда в загальному випадку не характеризують ні вібрацій перехідних кріпильних пристроїв, ні тим більше елементів несівних конструкцій електронної техніки [51, 136]. 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; фіксованих частот та метод електротензометрії і швидкісної відеозйомки.

5.1 Вібраційний аналіз несівних конструкцій блоків електронної техніки

5.1.1. Математична модель вібраційного аналізу одномасової коливальної системи

Коливальна система, яка використовується для вібраційного дослідження несівних конструкцій РЕЗ, може бути представлена схематично (рис. 5.1, а) у вигляді деякої маси m_1

закріпленої на платформі вібростенда масою m_0 , яка здійснює вертикальний рух паралельно осі Z відносно деякої основи 0 за законом гармонічних коливань:

$$z_0(t) = Z_0 \sin(\omega t + \varphi), \quad (5.1)$$

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

Кріплення досліджуваної маси m_1 на вібростенді не є абсолютно жорстким, тому на рис. 5.1 воно виконується через пружину з коефіцієнтом жорсткості k і демпфер із коефіцієнтом опору c .

При абсолютно жорсткому закріпленні маси m_1 на столі вібростенда відбувалася б безпосередня передача коливань, проте в представленій коливальній системі на масу m_1 діють сила пружності пружини та сила згасання демпфера, які виникають під дією збурювальної сили гармонічних коливань внаслідок різниці між переміщеннями мас m_1 та m_0 :

$$\Delta z(t) = z_1(t) - z_0(t), \quad (5.2)$$

тобто подовження чи скорочення пружини та демпфера, яке може бути виражено, як:

$$\Delta l(t) = \Delta z(t) - l_0, \quad (5.3)$$

де $z_1(t)$ – функція вертикального переміщення маси m_1 відносно основи 0 ; l_0 – довжина пружно-демпферного зв'язку в стані статичної рівноваги.

Функція $\Delta l(t)$ виражена в неінерціальній системі відліку відносно маси m_0 (рис. 5.1, а). Для зручності центр координат цієї системи відліку можна перенести в координату l_0 (рис. 5.1, б), тобто в стан статичної рівноваги, відносно якого відбувається деформація пружно-дисипативного зв'язку завдяки коливанням маси m_1 паралельно осі Z^* . Тоді $\Delta l(t) = \Delta z(t)$.

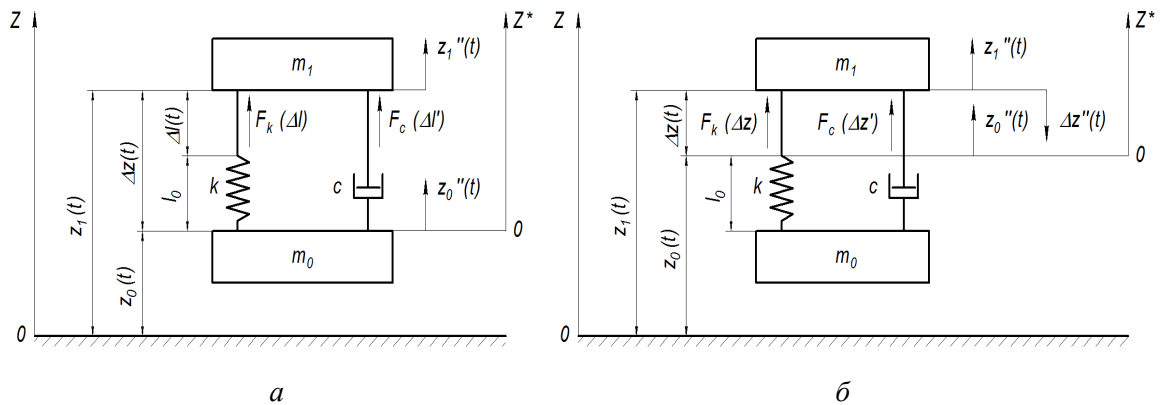


Рис. 5.1. Модель коливальної системи для вібраційного дослідження:
а) переміщення несівних конструкцій РЕЗ відносно столу вібростенда;
б) деформації пружно-дисипативного зв'язку відношення статичної рівноваги

Таким чином, діючі на масу m_1 зовнішні сили будуть мати наступні вирази.

Сила пружності пружини:

$$F_k = k \cdot \Delta z, \quad (5.4)$$

та пропорційна швидкості зміни Δz сила згасання:

$$F_c = c \cdot \Delta z'. \quad (5.5)$$

Як вказано раніше прискорений рух (коливання) маси m_1 розглядається відносно неінерціальної системи відліку, оскільки остання, в свою чергу, теж здійснює прискорений рух із прискоренням z_0'' , в даному випадку, відносно основи 0 (рис. 5.1, б). Рівняння руху маси m_1 відносно основи 0, тобто в інерціальній системі відліку:

$$m_1 z_1'' = F_k + F_c, \quad (5.6)$$

де абсолютне прискорення z_1'' може бути виражене через відносне та переносне прискорення (з врахуванням їх величини та напрямку дії відносно осі Z^*) як:

$$z_1'' = -\Delta z'' + z_0''. \quad (5.7)$$

Тоді рівняння руху в неінерціальній системі відліку отримує вигляд:

$$m_1 \Delta z'' + F_k + F_c = m_1 z_0'', \quad (5.8)$$

де $m_1 \Delta z''$ та $m_1 z_0''$ – відносна та переносна сили інерції відповідно.

Або:

$$\ddot{q} + q\omega_0^2 + 2n\dot{q} = Z_0\omega^2 \sin(\omega t), \quad (5.9)$$

де $q = \Delta z(t)$; $n = c / 2m_1$ – коефіцієнт демпфірування; $\omega_0 = \sqrt{k / m_1}$ – власна кутова частота коливання маси m_1 .

Рішення отриманого лінійного диференціального рівняння будемо шукати у виді суми загального рішення однорідного рівняння q_1 та частинного рішення неоднорідного рівняння q^* :

$$q = q_1 + q^*. \quad (5.10)$$

Однорідне рівняння q_1 являється однорідним лінійним рівнянням другого порядку:

$$\ddot{q} + 2n\dot{q} + \omega_0^2 q = 0. \quad (5.11)$$

Рішення такого рівняння слід шукати в наступній формі:

$$q = e^{\lambda t}, \quad (5.12)$$

Підстановкою рівняння (5.12) в (5.11) отримуємо характеристичне рівняння:

$$\lambda^2 + 2n\lambda + \omega_0^2 = 0. \quad (5.13)$$

Корені характеристичного рівняння:

$$\lambda_{1,2} = -n \pm i\sqrt{\omega_0^2 - n^2}. \quad (5.14)$$

Введемо нове позначення підкореневого виразу $n_1 = \sqrt{\omega_0^2 - n^2}$ і отримаємо наступні значення для коренів характеристичного рівняння:

$$\lambda_{1,2} = -l \pm in_1. \quad (5.15)$$

Тоді загальне рішення диференціального рівняння (5.11) буде мати вираз:

$$q_1 = e^{-nt} (C_1 \cos(n_1 t) + C_2 \sin(n_1 t)), \quad (5.16)$$

де C_1 та C_2 – довільні постійні.

Частинне рішення рівняння (5.9) представимо у вигляді:

$$q^* = A \sin(\omega t - \varphi). \quad (5.17)$$

Постійні A та φ визначимо підстановкою функції $q^*(t)$ та її похідних \dot{q}^* та \ddot{q}^* у вихідне диференціальне рівняння (5.9).

Похідні становлять:

$$\dot{q}^* = A\omega \cos(\omega t - \varphi); \quad \ddot{q}^* = -A\omega^2 \sin(\omega t - \varphi). \quad (5.18)$$

Підстановкою отримуємо:

$$-A\omega^2 \sin(\omega t - \varphi) + 2nA\omega \cos(\omega t - \varphi) + \omega_0^2 A \sin(\omega t - \varphi) = Z_0\omega^2 \sin \omega t. \quad (5.19)$$

Представимо:

$$\begin{aligned} \sin(\omega t - \varphi) &= \sin(\omega t) \cos(\varphi) - \cos(\omega t) \sin(\varphi); \\ \cos(\omega t - \varphi) &= \cos(\omega t) \cos(\varphi) + \sin(\omega t) \sin(\varphi). \end{aligned}$$

Підстановкою цих виразів в (5.18) отримуємо:

$$\begin{aligned} \sin(\omega t) (-A\omega^2 \cos(\varphi) + 2nA\omega \sin(\varphi) + \omega_0^2 A \cos(\varphi) - Z_0\omega^2) + \\ + \cos(\omega t) (A\omega^2 \sin(\varphi) + 2nA\omega \cos(\varphi) - \omega_0^2 A \sin(\varphi)) = 0. \end{aligned}$$

Введемо постійні D_1 та D_2 , що позначають інші постійні в рівнянні:

$$\begin{aligned} D_1 &= -A\omega^2 \cos(\varphi) + 2nA\omega \sin(\varphi) + \omega_0^2 A \cos(\varphi) - Z_0\omega^2; \\ D_2 &= A\omega^2 \sin(\varphi) + 2nA\omega \cos(\varphi) - \omega_0^2 A \sin(\varphi). \end{aligned} \quad (5.20)$$

Таким чином, отримуємо вираз:

$$\sin(\omega t) D_1 + \cos(\omega t) D_2 = 0. \quad (5.21)$$

Отримане рівняння буде дійсним у випадку коли постійні $D_1 = D_2 = 0$. Тоді, відповідно до (5.20) та (5.21), отримуємо два рівняння:

$$-A\omega^2 \cos(\varphi) + 2nA\omega \sin(\varphi) + \omega_0^2 A \cos(\varphi) - Z_0\omega^2 = 0; \quad (5.22)$$

$$A\omega^2 \sin(\varphi) + 2nA\omega \cos(\varphi) - \omega_0^2 A \sin(\varphi) = 0. \quad (5.23)$$

Розділимо члени рівняння (5.23) на $A \sin(\varphi)$:

$$\omega^2 + 2n\omega \operatorname{ctg}(\varphi) - \omega_0^2 = 0.$$

Звідки:

$$\varphi = \operatorname{arccotg} \left(\frac{\omega_0^2 - \omega^2}{2n\omega} \right). \quad (5.24)$$

Постійну A знаходимо із рівняння (5.22):

$$A = \frac{Z_0\omega^2}{(\omega_0^2 - \omega^2) \cos \varphi + 2n\omega \sin \varphi}.$$

Враховуючи вираз (5.24):

$$\cos(\varphi) = \frac{\omega_0^2 - \omega^2}{\sqrt{\omega_0^4 - 2\omega_0^2\omega^2 + \omega^4 + 4n^2\omega^2}},$$

та

$$\sin(\varphi) = \frac{2l\omega}{\sqrt{\omega_0^4 - 2\omega_0^2\omega^2 + \omega^4 + 4n^2\omega^2}}.$$

Тоді постійна A дорівнюватиме:

$$A = \frac{Z_0\omega^2}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + (2n\omega)^2}}. \quad (5.25)$$

Функція $q^*(t)$ (5.17) отримуватиме наступну структуру:

$$q^*(t) = \frac{Z_0\omega^2}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + (2n\omega)^2}} \sin\left(\omega t - \operatorname{arccctg}\left(\frac{\omega_0^2 - \omega^2}{2n\omega}\right)\right). \quad (5.26)$$

Рішення лінійного диференціального рівняння (5.9) відповідно до (5.10) буде представлено як сума загального рішення однорідного рівняння (5.16) та частинного рішення неоднорідного рівняння (5.26):

$$q(t) = e^{-nt} (C_1 \cos(n_1 t) + C_2 \sin(n_1 t)) + \frac{Z_0\omega^2}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + (2n\omega)^2}} \sin\left(\omega t - \operatorname{arccctg}\left(\frac{\omega_0^2 - \omega^2}{2n\omega}\right)\right). \quad (5.27)$$

Враховуючи те, що перші члени отриманого рішення, які мають множник e^{-nt} , з часом згасають, функція для опису вимушених коливань $q(t)$ набуде вигляду (5.26). Отримана функція описує вертикальне переміщення маси m_1 відносно віброуючої основи m_0 і може бути використана для вібраційного аналізу досліджуваних об'єктів із врахуванням пружно-дисипативних зв'язків між досліджуваним об'єктом та джерелом вібрацій. Перший множник виразу, позначений раніше (5.25) через A , представляє собою амплітуду коливань, а правий аргумент в функції синусу представляє собою фазу коливань φ .

Порівняння виразів функцій коливань $q(t)$ (5.26) маси m_1 та функції заданих коливань $z_0(t)$ (5.1) віброуєнду m_0 є теоретичним підтвердженням того, що коливання обох мас відрізняються, зокрема за своєю амплітудою та фазою. На рис. 5.2 представлено амплітудно- та фазочастотні характеристики коливання маси $m_1 = 1$ кг, встановленої на пружно-дисипативних опорах ($k = 1000$ Н/м; $n = 0,4$ с⁻¹) із власною (резонансною) кутовою частотою коливань $\omega_0 = 31,623$ рад/с.

Відзначимо, що амплітуда і фаза таких коливань залежать від близькості частоти ω збуджувальної сили до кутової частоти власних коливань ω_0 маси m_1 . При кутовій частоті коливання в до-резонансному діапазоні зсув фаз φ між заданими і переданими коливаннями залишається близьким нулю, тобто маса m_1 коливається майже так само як основа m_0 (стіл віброуєнда) за фазою та амплітудою коливань.

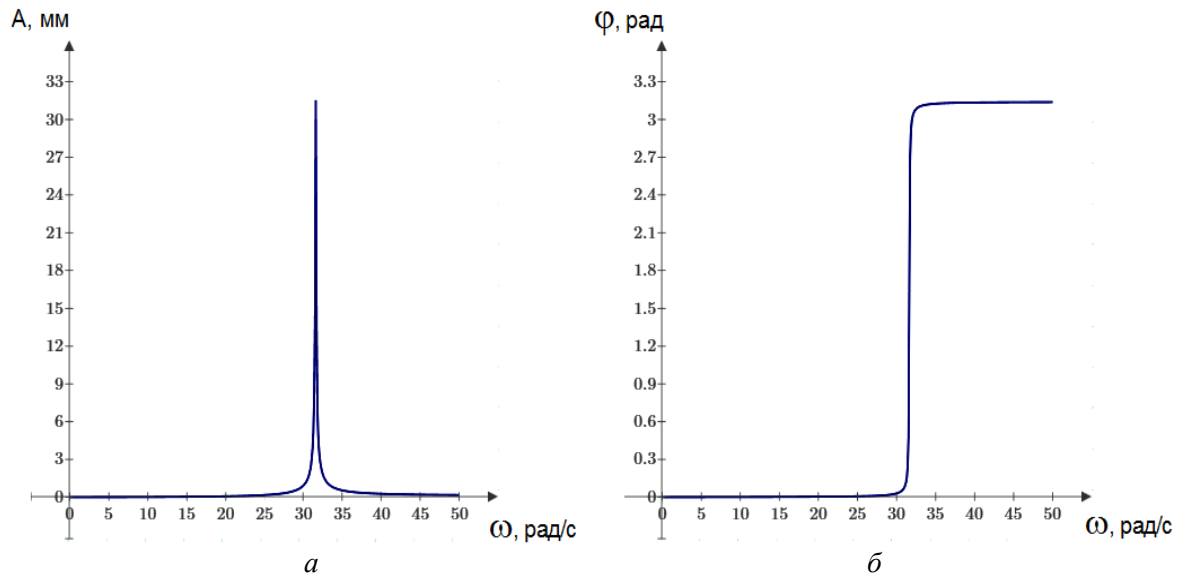


Рис. 5.2. Амплітудно- (а) та фазо-частотні (б) характеристики коливання маси m_1

На резонансній частоті амплітуда коливання багатократно перевищує задану амплітуду коливань $Z_0 = 0,1$ мм, а зсув фаз між ними досягає значення $\pi/2$. Після резонансу і далі ϕ наближається до π , тобто подальші коливання маси m_1 відбуваються у протифазі до заданих і будуть намагатися погасити останні, спостерігається різке зниження амплітуди коливань. Практично вже при $\omega = 10\omega_0$, коливання столу вібростенда не будуть передаватись масі m_1 .

У теорії коливань двомасових систем показується, що можна за допомогою однієї з мас, яка коливається протифазно, гасити коливання іншої, пов'язаної з нею пружиною. На цьому заснована робота динамічного гасителя коливань [184]. Однак, це питання виходить за рамки цієї роботи. Важливим є теоретичне підтвердження того, що маса не закріплена на столі вібростенда абсолютно жорстко отримує коливання, які можуть і не збігатися з коливаннями столу. Тим часом бажано, щоби коливання столу вібростенда передавалися на випробовуваний виріб без спотворень в масштабі 1:1 на всіх частотах збудження. Насправді все ще складніше.

Експериментальні дослідження передачі динамічних деформацій на несівні конструкції реальних блоків РЕЗ, що піддаються зовнішньому вібраційному впливу наведено в наступних пунктах.

5.1.2. Характеристики вібраційного та міцнісного аналізу одномасової коливальної системи

Однією із характеристик вібраційного аналізу є вібропереміщення, яке дорівнює абсолютному значенню подвійної амплітуди коливання (5.25):

$$S = 2A = \frac{2Z_0\omega^2}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + (2n\omega)^2}}. \quad (5.28)$$

Також для оцінки амплітуди коливань A використовується так званий коефіцієнт зростання амплітуди коливань:

$$k_a = A / A_{\tilde{n}\delta}, \quad (5.29)$$

де A_{cm} – статичний прогин (переміщення) системи від дії найбільшого значення збурювальної сили та по її напрямленню, визначений із рівняння (5.9) при $q''(t) = 0$ та $q(t) = 0$:

$$A_{cm} = \frac{Z_0 \omega^2}{\omega_0^2}. \quad (5.30)$$

Дійсно представленням ω_0 через масу m (використано замість m_1) і жорсткість k коливальної системи отримуємо вираз:

$$A_{cm} = \frac{m Z_0 \omega^2}{k},$$

в якому чисельник представляє собою найбільше значення збурюючої сили, представленої в правій частині основного рівняння руху (5.9). Таким чином A_{cm} представляє собою переміщення, яке виникло б при статичному прикладанні максимального амплітудного значення збурюючої сили $m Z_0 \omega^2$.

Тоді з рівнянь (5.25) та (5.30):

$$k_a = \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)^2 + \frac{4n^2 \omega^2}{\omega_0^4}}}. \quad (5.31)$$

Таким чином, амплітуда коливань може бути завжди визначена через статичну деформацію та коефіцієнт зростання амплітуди коливань:

$$A = A_{cm} \cdot k_a. \quad (5.32)$$

Слід зазначити, що розрахунок та вимірювання амплітуди, та очевидно вібропереміщення, коливань ведеться відносно положення статичної рівноваги коливальної системи, тобто статичного переміщення маси під дією її власної ваги. Тому повне динамічне переміщення маси m :

$$\Delta_{\max}^i = A + \Delta_{\tilde{n}\delta}, \quad (5.33)$$

де Δ_{cm} – переміщення маси m під дією її власної ваги:

$$\Delta_{cm} = \frac{mg}{k} = \frac{g}{\omega_0^2}. \quad (5.34)$$

Повне динамічне переміщення (5.33) можна виразити як добуток статичного переміщення маси від її ваги (5.34) та динамічного коефіцієнта при коливаннях $k_{дин}$:

$$\Delta_{\max}^i = \Delta_{\tilde{n}\delta} k_{дин}, \quad (5.35)$$

де

$$k_{дин} = 1 + \frac{A}{\Delta_{cm}} = 1 + \frac{Z_0 \omega^2}{g} \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)^2 + \frac{4n^2 \omega^2}{\omega_0^4}}} = 1 + \frac{Z_0 \omega^2}{g} k_a. \quad (5.36)$$

Повне переміщення використовується для визначення найбільших динамічних напружень в пружних елементах системи:

$$\sigma_{\max}^{\ddot{a}ei} = f\left(\Delta_{\max}^i\right). \quad (5.37)$$

Очевидно, що максимальне значення вібропереміщення маси m відносно платформи вібростенда m_0 відбувається на резонансній частоті при $\omega = \omega_0$:

$$S_{\max} = \frac{Z_0 \omega_0}{n} = \frac{Z_0}{n} \sqrt{\frac{k}{m}}. \quad (5.38)$$

Власна частота коливань системи визначається або експериментальними методами, як це буде показано далі, або розраховується за відомою формулою:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{1}{\delta m}}, \quad (5.39)$$

де δ – переміщення від дії одиничної сили (податливість).

Коефіцієнт демпфірування n визначався експериментально за графіком вільних згасаючих коливань після одноразового виведення коливальної системи із стану рівноваги:

$$n = \frac{1}{T} \ln \frac{A(t)}{A(t+T)}, \quad (5.40)$$

де $A(t)$ та $A(t+T)$ – амплітуди коливань виміряні в моменти часу t та $t + T$ відповідно, T – період коливань, $T = 2\pi / \omega_0$.

Правий множник виразу (5.40) представляє собою логарифмічний декремент коливань, який може бути виражений як:

$$\ln \frac{A(t)}{A(t+T)} = nT. \quad (5.41)$$

5.1.3. Передача динамічних деформацій від вібростенда до об'єкта тестування

Передача вібрацій при вібровипробуваннях відбувається наступним чином. Коливальний рух столу вібростенда передається в загальному випадку спочатку на пристосування для кріплення випробуваного виробу, при цьому площина стола вібростенда на деяких частотах, зокрема резонансних, може крім переміщень разом зі штоком містити переміщення із формою коливань площини столу, що відповідає її резонансу. А це означає, що вібрації не будуть постійні по площі столу і, отже, в різних точках прилягання кріпильного пристрою будуть діяти різні за величиною сили. Крім цього сам стіл зі штоком, як маса, спирається на опори зазвичай малої жорсткості і має перший резонанс на частоті від 5 до 10 Гц, який слід швидко проходити.

Слід мати на увазі, що досліджуваний виріб – блок РЕЗ теж матиме резонанси та буде збільшувати або знижувати (причому нерівномірно) задані стеном вібрації. Далі вібрації передаються через місця кріплення на його корпус, а через місця кріплення друкованих плат в корпусі на самі функціональні плати.

Зрозуміло, що і елементи конструкції корпусу і друковані плати мають свої резонанси і підвищені на них деформації і напруження. Нарешті, через місця кріплення елект-

ронних компонентів до плати вібрації передаються на ці компоненти, які також можуть мати свої резонанси і підвищені на них вібрації. У цій багатомасовій коливальній системі кожен елемент виступає у якості як маси, так і жорсткості, збудника та гасителя коливань. Причому зі збільшенням амплітуди коливань в них можуть втягуватися сусідні деталі та елементи, змінюючи, таким чином, параметри коливальної системи: масу, жорсткість, демпфірування. На практиці важко домогтися, щоб вібрації від столу вібростенда передавалися на досліджуваний виріб або його елементи без спотворень в масштабі 1:1.

Слід зазначити, що стан речей ще більш ускладнюється, якщо вісь штока вібростенда та діюча вздовж цієї осі збуджуюча сила не проходять через центр ваги виробу з пристроєм. У цьому випадку виникає згинальний момент і пов'язані з ним коливання всієї системи в площинах, перпендикулярних площині столу вібростенда, які накладаються на основні коливання і ще більше ускладнюють загальну картину. У подальшому реальний стан справ проілюстровано на прикладі вібродослідження двох серійних виробів РЕЗ.

У зв'язку з руйнуваннями, які мали місце у досліджуваному блоці РЕЗ при проведенні типових заводських випробувань було проведено його вібрографування. 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 рис. 5.3, *а*.

Один вібродатчик (датчик № 6) було встановлено на платформі вібростенда (не показано), потім, відповідно до серійної технології випробувань, за допомогою чотирьох шпильок з різьбою М10 і двох швелерів, виріб встановили на монтажній плиті, яка, в свою чергу, кріпилася до платформи вібростенда двома болтами М10 (рис. 5.3, *а*). При цьому за серійною технологією, контроль затягування болтів не передбачався.

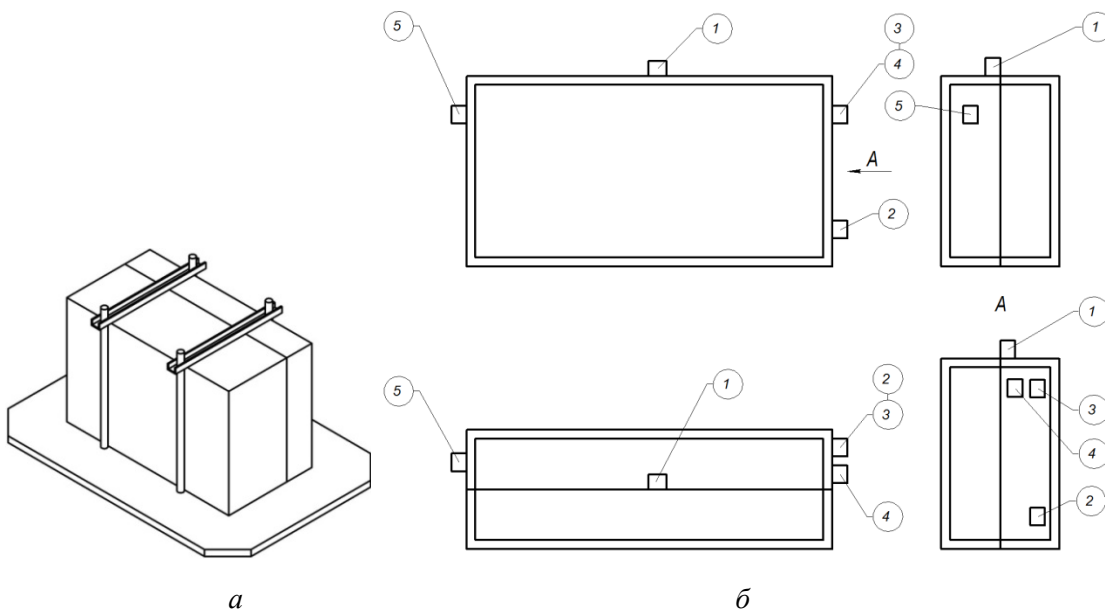


Рис. 5.3. Схема розміщення блока ЕТ на монтажному пристрої (а) та установки вібродатчиків (б)

Експеримент проводився таким чином. Відповідно до ТУ виріб піддавався вібро-випробуванням методом фіксованих частот. З цією метою віброустановці задавався режим (частота і амплітуда) коливань відповідний ТУ на вібровипробування.

Вібродатчики були включені у вимірювальне коло системи вібраційного контролю (див. рис. 2.1). Контроль за правильністю (фіксованих) частот коливань, що задаються,

здійснювався за допомогою звукового генератора. Для виявлення резонансу окремих деталей, або блока в цілому в заданому ТУ на вібровипробування діапазоні частот, був застосований метод коливної частоти.

Результати вібраційного обстеження, отримані на виявлених резонансних частотах при незмінній амплітуді коливань вібростенда ($Z_0 = 0,1$ мм), представлені в таблиці 5.1 та у вигляді графіків на рис. 5.4.

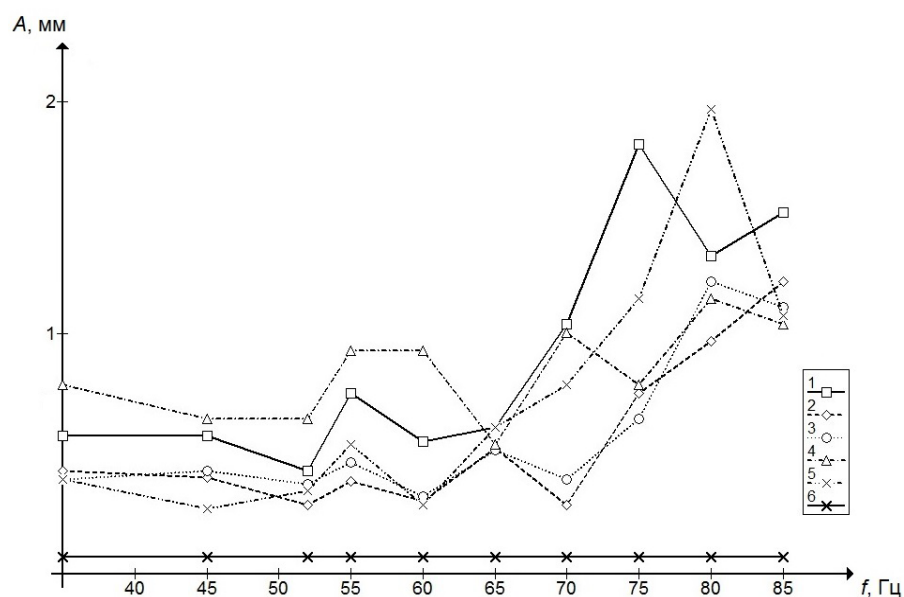


Рис. 5.4. Амплітудно-частотна характеристика амплітуди коливань блока ЕТ, зареєстрована вібродатчиками № 1–6

Аналізуючи матеріали, що містяться в таблиці 5.1 видно, що амплітуда коливань в місці установки вібродатчиків на виробі перевищувала задану від 8 до 25 разів і навіть більше. Так, наприклад, при частоті коливань 80 Гц при заданій (по мікроскопу) амплітуді коливань $Z_0 = 0,1$ мм фактичне амплітуда коливань виробу в місці установки вібродатчиків складала від 0,97 мм (датчик № 2) до 1,81 мм (датчик № 1) і 1,95 мм (датчик № 5). При випробуванні на частотах нижче 70 Гц це розходження було незначним.

Таблиця 5.1

Значення амплітуд коливання блоку ЕТ при вібраціях столу вібростенда з амплітудою 0,1 мм

Частота коливань, Гц	Вібродатчик				
	№ 1	№ 2	№ 3	№ 4	№ 5
35	0,58	0,43	0,40	0,79	0,40
45	0,58	0,40	0,43	0,65	0,27
52	0,43	0,29	0,38	0,65	0,35
55	0,76	0,39	0,47	0,94	0,54
60	0,56	0,30	0,32	0,94	0,29
65	0,61	0,53	0,52	0,54	0,61
70	1,05	0,29	0,40	1,01	0,79
75	1,81	0,76	0,65	0,79	1,16
80	1,34	0,97	1,23	1,16	1,95
85	1,52	1,23	1,12	1,05	1,08

Також вібродослідженню була піддана несівна конструкція іншого блока. Для визначення віброперевантажень, що виникають у процесі випробувань, на функціональній платі блока були закріплені два п'єзодатчики типу АВС 032. Контроль за заданими віброперевантаженнями здійснювався також за допомогою двох датчиків типу АВС 032, які встановлювалися в місцях кріплення випробуваного виробу до вібростенда. Сигнали від всіх чотирьох п'єзоелектричних перетворювачів подавалися на систему вібраційного контролю (див. рис. 2.1). Експеримент проводився наступним чином.

Виріб із встановленими датчиками закріплювався на платформі вібростенда спочатку в горизонтальному положенні, коли напрям збуджуючих вібрацій збігався з напрямком максимальної жорсткості плат, а потім в положенні «на боці», коли напрям вібрацій збігався з мінімальною жорсткістю плат (напрямок збуджуючої сили був перпендикулярний площині плат). Потім виробу задавалося віброприскорення від 4 до 14 м·с⁻² за показаннями вібродатчиків № 1 та № 2, встановлених в місцях закріплення виробу на вібростенді, і фіксувалися значення віброперевантажень функціональної плати в місцях встановлення датчиків № 3 та № 4, після чого виріб встановлювалося на вібростенді в положенні «на боці» і експеримент повторювався.

Знайдені значення віброперевантажень функціональної плати виробу при вібро-випробуваннях на резонансних частотах із заданим в місці кріплення виробу віброприскоренні зведені у таблиці 5.2 та на рис. 5.5.

Таблиця 5.2

Значення віброперевантажень столу вібростенда і функціональних плат блока РЕЗ

Резонансна частота f , Гц	Номер і місце установки вібродатчика				Положення плати відносно вібростенда
	№ 1 на столі вібростенда	№ 2 на столі вібростенда	№ 3 на платі	№ 4 на платі	
	Віброперевантаження, м·с ⁻²				
95	5	10	40	25	Вертикальне
135	8	11	25	70	
210	7	13	35	40	
370	3	10	5	10	
420	4,5	10	25	10	
470	4	10	10	140	
490	8	10	10	20	
560	2	10	5	5	
700	3	10	5	5	
850	5	10	20	50	
12	4,5	4,5	65	45	
75	5	3	60	85	
110	8	14	170	110	
240	7,5	10	120	20	
300	10	8	25	50	
400	7	10	75	45	
580	10	4	10	5	
630	10	4	40	25	
800	10	3	30	35	
970	10	3,5	10	50	
1125	10	10	20	55	
1440	10	9	30	20	

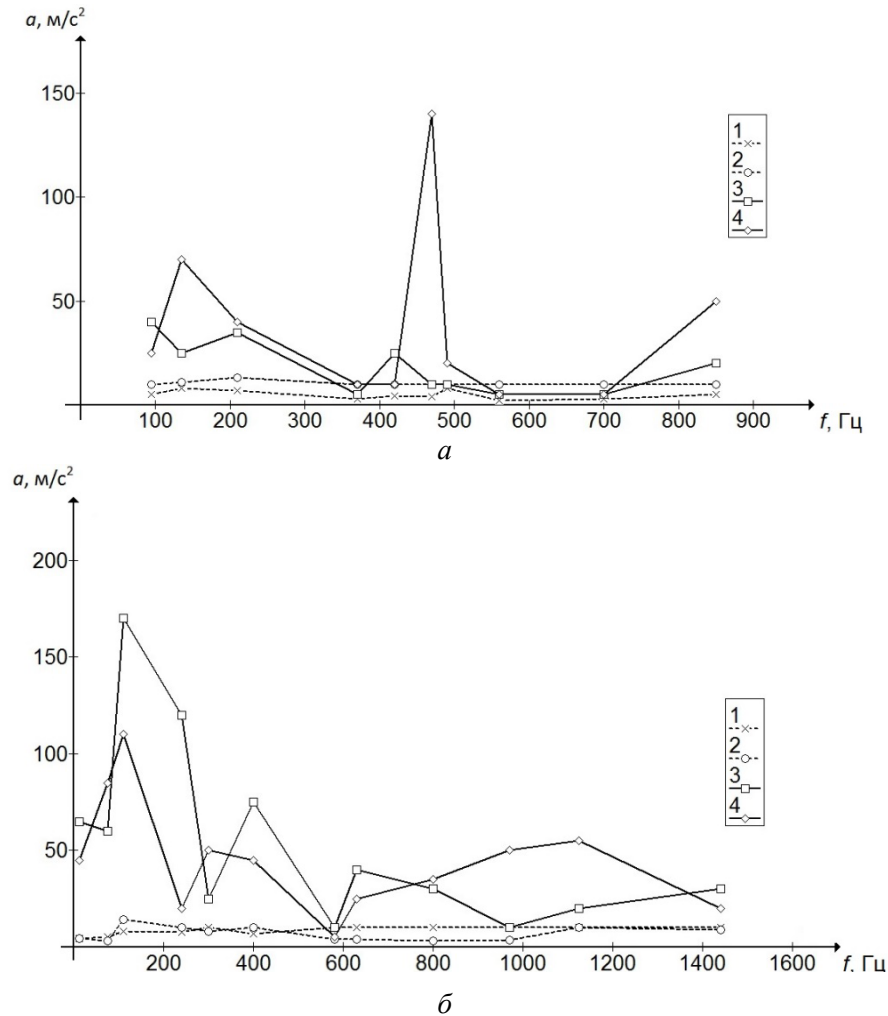


Рис. 5.5. Амплітудно-частотна характеристика віброперевантажень столу вібростенда і функціональних плат блока у вертикальному (а) та горизонтальному (б) положенні відносно вібростенда

За результатами досліджень встановлено наступне:

- 1) вібродатчики, встановлені в різних місцях столу вібростенда, вимірюють різні вібрації, що свідчить про те, що вібрації за площею столу вібростенда розподілені нерівномірно;
- 2) при резонансному збудженні вібрації функціональних плат можуть в десятки разів відрізнятися від значень вібрацій, що виникають в місцях закріплення виробу, що підтверджує раніше отриманий теоретичним шляхом результат;
- 3) більш чутливими до резонансних станів є плати, встановлені горизонтально в порівнянні із ДП встановленими вертикально, що пояснюється різницею їх пружних характеристик.

5.1.4. Швидкісна відеозйомка коливань блока радіоелектронного пристрою

Для візуальної оцінки коливань плат блоків використовувалась високошвидкісна відеозйомка. Для визначення частоти коливання об'єкта на його поверхні встановлювався вібродатчик ДН-5, сигнал з якого надходив на вхід віброметра ПІ-19. Підсилений сигнал

записувався у пам'ять персонального комп'ютера. Обробка запису коливань зареєстрованих віброметром дозволяла визначати частоти коливань об'єкта. Порівнянням кадрів відео-запису та вібровимірювань визначались амплітуди коливань на цих частотах. Наочність та простота методу дозволяла візуально оцінити коливання об'єкта не використовуючи складного обладнання.

В якості об'єкта дослідження було запропоновано блок РЕЗ конструкції типу «етажерка». Корпус блока являє собою стрижневий каркас з прикріпленим до нього тонкими стінками-пластинами. Напрямні шасі блока дозволяють встановлювати до 20 друкованих плат одночасно, паралельно одна до одної, з відстанню між ними від 5 до 7 мм. На платах встановлені компоненти поверхневого та наскрізного монтажу: резистори, діоди, транзистори, мікросхеми і т.д. Для проведення вібраційних досліджень блок жорстко, тобто без амортизаторів, закріплювався на столі вібростенда. Схема кріплення блока на столі вібростенда показана на рис. 5.6.

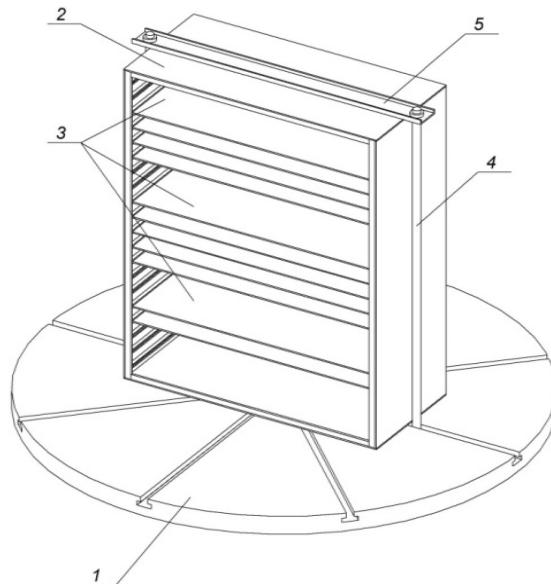


Рис. 5.6. Схема кріплення блока РЕЗ на столі вібростенда: 1 – стіл вібростенда; 2 – блок РЕЗ; 3 – друковані плати; 4 – стійки кріплення; 5 – планка притискна

Під час проведення досліджень спостерігалися коливання плат при частотах збурення від 60 до 100 Гц. Деякі кадри відеозйомки коливань типового блока авіаційної радіоелектронної апаратури представлені на рис. 5.7.

Аналіз отриманих кадрів відеозйомки дозволив виявити прояв багатьох резонансів, як окремих плат, їх груп, так і встановлених на них окремих компонентів, стінок корпусу, конструкції блока в цілому. Визначено, що амплітуди коливань на окремих резонансах перевершують зазор між платами, рівний 5 мм, і при уповільненому відтворенні відеозапису коливань було зареєстровано зіткнення плат при їх протифазних коливаннях. Амплітуди коливань плат на резонансах у десятки разів перевершували амплітуди коливань столу вібростенда, що підтверджує, зроблені раніше, теоретичні висновки (п. 5.1.1). На окремих платах спостерігалися знакозмінні рухи монтажних дротів, які приводять до їх відриву. Огляд блока показав, що кріплення деяких друкованих плат вийшли з ладу, стійки були деформовані. Для проведення подальших досліджень дефекти було усунуто, однак характеристики жорсткості відновленого блока вже не можна було вважати ідентичними характеристикам блока до вібраційних досліджень.

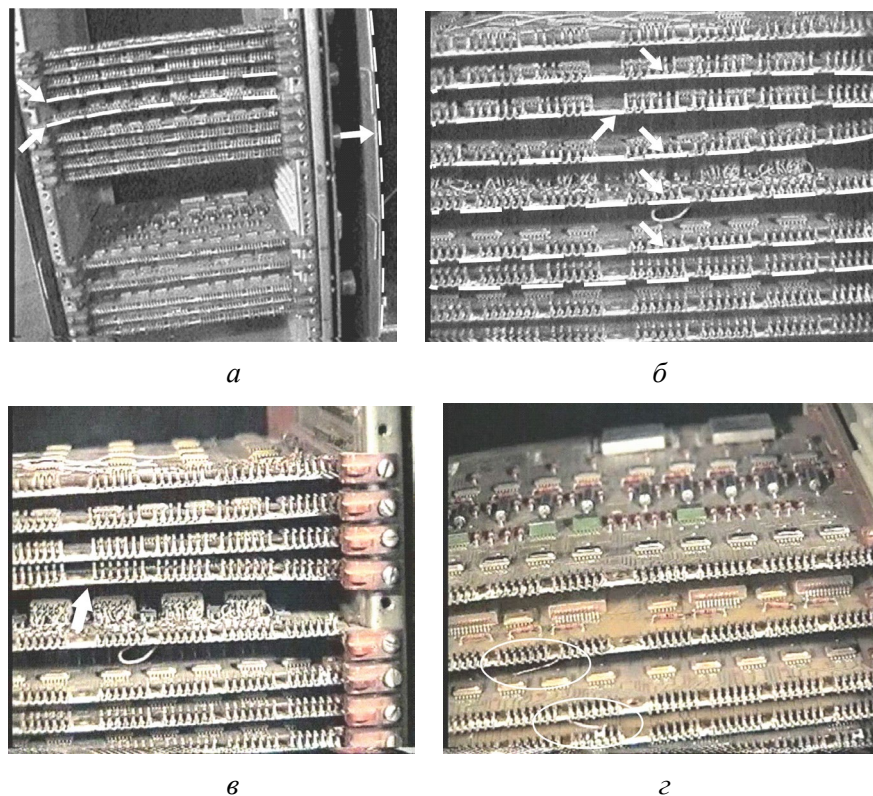


Рис. 5.7. Коливання друкованих плат на частоті збурення: а, в – 70 Гц; б, г – 85 Гц

5.2. Елементи теорії та експериментальне дослідження коливань друкованих плат

У п. 5.1 теоретично та експериментально показано, що в несівних конструкціях блоків РЕЗ внаслідок механічної взаємодії їх елементів відбувається передача динамічних деформацій від зовнішнього джерела вібрацій до функціональних вузлів – друкованих плат. При цьому значення амплітуди та віброприскорення функціональних плат можуть в десятки разів відрізнятися від зовнішніх вібрацій, що виникають в місцях закріплення несівних конструкцій, особливо в умовах їх резонансних збуджень, що приводить до багаторазового зростання динамічних навантажень, які при перевищенні допустимих напружень, або навіть границі міцності, приводять до механічних поломок та відмов функціональних вузлів. Тому в даному підрозділі увага приділена оцінюванню значень динамічних деформацій, напружень, власних частот та форм коливань друкованих плат розрахунковими та експериментальними методами.

5.2.1. Розробка математичної моделі вібраційного аналізу та розрахунків резонансних частот коливання плоских прямокутних структур

У попередніх публікаціях автора та групи співавторів [185, 186], що також працювали над даною тематикою, була здійснена спроба виконання вібраційного аналізу та розрахунків динамічних напружень друкованих плат, із використанням елементів теорії коливань пластин [83]. У розробленій моделі зазначені об'єкти представлені у вигляді однорідних прямокутних пластин, тобто геометричних об'єктів, у яких товщина h не менше, ніж в п'ять разів менша довжини l і ширини b .

На рис. 5.8 представлено схематичне представлення пластини, яка піддається деформації згину під час коливань. В тілі пластини 1 виділимо серединну площину 2 (рис. 5.8, б). Серединною площиною будемо називати площину, яка ділить товщину h пластинки навпіл. Прямокутна система координат в пластині орієнтована (рис. 5.8, в) так, що осі X та Y лежать в серединній площині, до якої вісь Z є перпендикулярною.

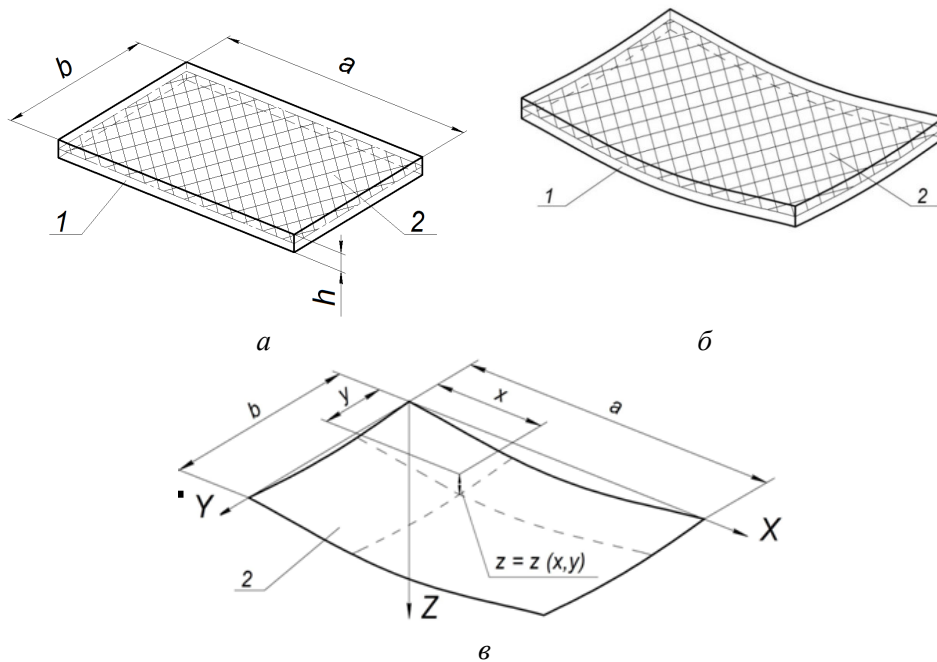


Рис. 5.8. Схематичне представлення пластини:

a) у вихідному стані; *б)* у деформованому стані; *в)* розрахункова схема деформації серединної площини пластини (1 – пластина; 2 – серединна площина)

Під дією поперечного рівномірного інерційного навантаження, пластина вигинається і серединна площина перетворюється в серединну пружну поверхню, яка ділить пластину на розтягнуту і стиснуту зони, подібно до того, як в балках на нейтральні волокна і нейтральну вісь перетину.

Як і для балок, вертикальні переміщення точок серединної поверхні називаються прогинами пластини і позначаються літерою z (див. рис. 5.8, в). Вони вважаються малими порівняно з товщиною пластини h .

Як і для балок, з точністю до другого порядку можна вважати, що волокна серединної поверхні при деформації (згині) пластини не змінюють своєї довжини, тобто подібно нейтральній осі і нейтральним волокнам балки серединна поверхня є нейтральною поверхнею і всі точки серединної поверхні при деформації отримують переміщення в напрямі осі Z . Подібно до гіпотези плоских перетинів [83] в теорії згину балок, в теорії пластин приймається кінематична гіпотеза або гіпотеза прямих нормалей, відповідно до якої площини, які були нормальними до серединної площини пластини до її деформації, залишаються нормальними до неї і після деформації.

Картина деформацій пластини схожа на картину деформацій балки, але пластина деформується в двох площинах – XZ та YZ одночасно.

Точки, що належать серединній площині, з точністю до малих другого порядку, отримують тільки вертикальні переміщення, а саме – прогин z , а точки віддалені від

серединної площини по вертикалі на деякій відстані по вертикалі отримують не тільки вертикальні переміщення, а й горизонтальні, які можуть бути розкладені на переміщення – в напрямі осей X та Y .

Відповідно до гіпотези прямих нормалей, кожна з нормалей до серединної площини при деформації останньої переміщається в просторі, як абсолютно жорсткий відрізок, рівний товщині пластинки h , тобто щоб визначити положення всіх точок деформованої пластини потрібно в кожній точці серединної поверхні побудувати перпендикуляри довжиною $h/2$.

Таким чином, якщо отримано рівняння серединної поверхні $z = z(x, y, t)$, то знайдені положення всіх точок пластини, а значить за законом Гука можна знайти всі напруження і вирішувати питання міцності із застосуванням теорій міцності. Основним питанням є знаходження функції $z = z(x, y, t)$, тобто основного рівняння для пластини.

Виведення цього рівняння, засноване на викладених гіпотезах, досить громіздке і його можна знайти у [4].

Диференціальне рівняння деформації при коливанні пластини має вигляд:

$$\frac{\partial^4 z}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 z}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 z}{\partial y^4} + \frac{\rho h}{gD} \cdot \frac{\partial^2 z}{\partial t^2} = \frac{q}{D}, \quad (5.42)$$

де ρ – щільність матеріалу, кг/см^3 ; g – прискорення вільного падіння, м/с^2 ; D – циліндрична жорсткість пластини, кгс-см ; q – інтенсивність рівномірно розподіленого навантаження поверхнею пластини, кг/см^2 ; t – час, с .

Циліндрична жорсткість пластини D визначається як:

$$D = \frac{Eh^2}{12(1-\mu^2)}, \quad (5.43)$$

де E – модуль пружності матеріалу пластини, Н/м^2 ; μ – коефіцієнт Пуассона.

Частинні випадки рівняння (5.42) описують більш конкретні питання, зокрема, якщо q є функцією часу t , то рівняння описує вимушені поперечні коливання пластини під дією змінного за часом розподіленого навантаження, а якщо q не залежить від часу, то – вільні, тобто власні, поперечні коливання під дією постійного навантаження, а якщо $q = 0$, то отримують рівняння:

Підстановкою виразу (5.43) у вираз (5.42) отримуємо:

$$D \left(\frac{\partial^4 z}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 z}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 z}{\partial y^4} \right) + m \frac{\partial^2 z}{\partial t^2} = 0, \quad (5.44)$$

Де $m = \frac{\gamma}{g} H$ – погонна маса.

Рішення рівняння (5.44) для випадку, коли всі краї пластини вільно оперті, матиме вигляд:

$$z(x, y, t) = w(x, y) e^{j\omega_0 t}. \quad (5.45)$$

Амплітудна функція $w(x, y)$, яка називається власною формою коливань пластини, визначається виразом:

$$w(x, y) = A_{u,f} \sin(u\pi x / a) \sin(f\pi y / b), \quad (5.46)$$

де a , b – довжина і ширина пластини; f , u – число півхвиль синусоїди в напрямі осей X та Y , відповідно.

Залежність (5.46) проілюстрована на рис. 5.9 – будь-яка пряма, паралельна осі X , перетворюється в синусоїду, яка містить в інтервалі $(0, a)$ f півхвиль ($f = 3$), а пряма, паралельна осі Y – u півхвиль ($u = 2$).

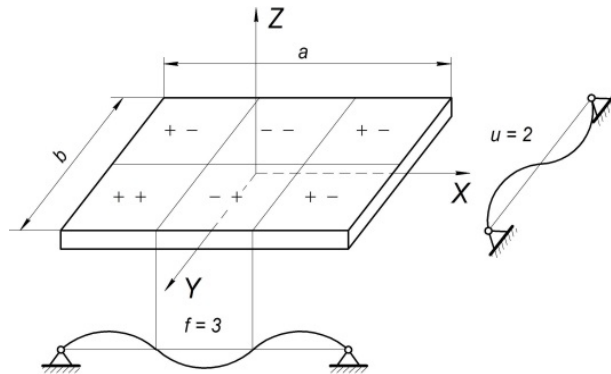


Рис. 5.9. Розрахункова схема пластини і можливі форми її коливань

Вузловими лініями пластина розбита на шість ділянок і знаки на ділянках показують напрям згину ділянок в певний момент часу: знак «+» означає згин вгору, а знак «-» вниз, причому знаки, показані зліва позначають згин в площині ZY , а праворуч – в площині ZX . Можна побачити, що цей розв’язок задовольняє граничним умовам на контурі:

$$z = 0 \quad \text{і} \quad \frac{\partial^2 z}{\partial x^2} + \mu \frac{\partial^2 z}{\partial y^2} = 0 \quad \text{при} \quad x = 0 \quad \text{та} \quad x = a;$$

$$z = 0 \quad \text{і} \quad \frac{\partial^2 z}{\partial y^2} + \mu \frac{\partial^2 z}{\partial x^2} = 0 \quad \text{при} \quad y = 0 \quad \text{та} \quad y = b,$$

які означають рівність нулю прогинів і згинальних моментів на краях (опорах) пластини.

Підстановкою рішення $z(x, y, t)$ в (5.44), отримуємо:

$$\left(\frac{u\pi}{a}\right)^4 + 2\left(\frac{u\pi}{a}\right)^2 \left(\frac{f\pi}{b}\right)^2 + \left(\frac{f\pi}{b}\right)^4 = \omega_0^2 \frac{\rho h}{D}. \quad (5.47)$$

Тоді власна частота коливань пластини отримує вираз:

$$\omega_0 = \pi^2 \left[\left(u/a\right)^2 + \left(f/b\right)^2 \right] \sqrt{D/\rho h}. \quad (5.48)$$

Представлений вираз для визначення власної частоти коливань може бути також застосований для випадку, коли прямокутна плата вільно оперта на двох протилежних краях, що в основному відповідає найбільш розповсюдженому способу установки функціональних плат. У тих випадках, коли умови закріплення пластин не задовольняють таким вимогам, застосовують наближені методи Релея, Релея–Рітца, Бубнова–Гальоркіна та ін. Так, наприклад, з рівнянь коливань прямокутних пластин по методу Релея–Рітца можна отримати наступний вираз для власних частот коливань [2, 3]:

$$\omega_0 = \frac{K_m K_g C h 10^5}{a^2}. \quad (5.49)$$

де C – частотна постійна; $K_m = \sqrt{\frac{E \rho_c}{E_c \rho}}$ – поправковий коефіцієнт на матеріал; E та E_c – модулі пружності матеріалу плати і сталі; ρ та ρ_c – щільність застосовуваного матеріалу і сталі, відповідно; $K_g = \frac{1}{\sqrt{1 + Q_k / Q_n}}$ – поправковий коефіцієнт на вагу компонентів плати; Q_k – вага компонентів розміщених на платі; Q_n – вага плати [187].

Використовуючи формулу (5.49) проведені розрахунки основної частоти коливань плати, виготовленої з склотекстоліту, що містить рівномірно розташовані по її поверхні електронні модулі, для наступних параметрів плати та наскрізного монтажу: $h = 1,22$ мм; $a = 200$ мм; $a/b = 1$; $Q_k/Q_n = 1$. Для розглянутої плати частота коливань, що визначається за формулою (5.49), дорівнює 75 Гц.

Однак, за результатами проведеного експериментального дослідження зазначеної плати з даним монтажем власна частота її коливань дорівнювала 156 Гц. З чого випливає, що використання розрахункової моделі, в якій друковані плати представлені пластинами із рівномірно розподіленою масою, не дозволяє адекватно описати динамічний стан об'єктів дослідження і навіть з достатньою точністю визначити їх власні частоти коливань. Для визначення більш точних значень коливань системи «друкована плата – електронний компонент» слід використовувати інші розрахункові моделі або експериментальні методи досліджень.

5.2.2. Визначення форм і частот коливань друкованих плат експериментальними методами

Експериментальне визначення динамічних характеристик друкованих плат зазвичай проводиться на віброустановці і вимагає певного досвіду, великих витрат електричної енергії, при цьому оператор знаходиться під впливом електромагнітного поля і шумів різної інтенсивності.

Враховуючи складність, яка стає недоліком традиційних методів вібраційних випробувань, була створена експериментальна установка для визначення власної частоти та форми коливань друкованих плат та інших деталей РЕЗ. Установка складається із масивної підставки 1 та чотирьох (або шести) стійок 2 (рис. 5.10).

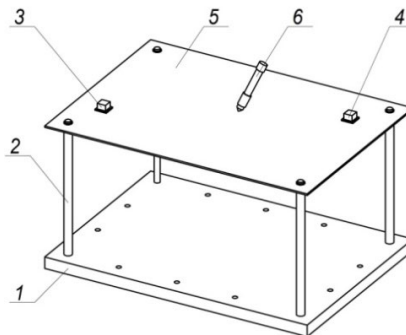


Рис. 5.10. Експериментальна установка:
1 – основа; 2 – опори; 3 – п'єзоелектричний кристал; 4 – п'єзоелектричний перетворювач;
5 – друкована плата; 6 – п'єзоелектричний сенсорний датчик

Випробувана плата 5 або інша деталь радіоелектронного засобу, яку можна віднести до типу пластин, кріпиться до стійок або вставляється в напрямні таким же чином, як і в експлуатаційних умовах. Для збудження механічних коливань плати використовується зворотний п'єзоелектричний ефект. На п'єзокристал 3, який приклеюється в зручному місці на платі (краще з нижньої сторони) підводиться синусоїдальна напруга від звукового генератора. Для визначення резонансних частот коливань використовується п'єзокристал 4, приклеєний до плати (прямий п'єзоелектричний ефект). Своїми выводами цей кристал приєднується до електронного осцилографа і електронного частотоміра.

Про резонанс плати судять по максимальним значенням амплітуди напруг другого п'єзокристала, а про форму – шляхом обходу плати п'єзо-щупом або п'єзо-олівцем 6.

Переваги цієї установки полягають у тому, що тут не потрібно високої кваліфікації обслуговуючого персоналу, невеликі витрати електричної енергії, при цьому оператор не піддається дії електромагнітних полів і шумів різної інтенсивності. Установка може бути виготовлена практично в будь-якій майстерні і її вартість значно нижче вартості промислової віброустановки.

Основа установки виготовляється зі сталі або чавуну, стійки-опори – зі сталі. Якщо ж плата в блоці РЕЗ кріпиться іншим способом, то замість стійок 2 на основу встановлюються такі опори, які відповідають реальним умовам закріплення.

Показана на рис. 5.10 установка була багаторазово використана для вібродослідження ряду плат і корпусних деталей РЕЗ. Ще одна перевага цього методу полягає в тому, що він дає можливість визначення форм і частот коливань не тільки в лабораторних умовах, а й безпосередньо на місці установки апаратури. Для визначення форм коливань функціональних плат, корпусних деталей та інших деталей пропонується метод Гука–Хладні.

Для реалізації методу поверхню досліджуваної деталі (пластини) змочували гасом і посипали дрібним кварцем. Змінюючи частоту вимушених коливань, було встановлено, що при деяких частотах амплітуди коливань різко зростають. Це вказує на збіг частот збуджувальних навантажень і власних частот коливань, тобто на резонанс. При цьому з місць пучностей коливань піщинки скидаються в ті місця, де плата не коливається, тобто в вузли коливань. Там піщинки залишаються у спокої, позначаючи вузли коливань. Важливим фактом, є те що в цих місцях виникають найбільші напруження. Цим методом були визначені форми і частоти коливань функціональних плат для чотирьох варіантів розташування плати, а також визначені форми і частоти коливань корпусних деталей базової несівної конструкції в трьох, взаємно перпендикулярних напрямках.

5.2.3. Результати експериментального дослідження частот власних коливань плат методом Гука–Хладні

У реальних конструкціях блоків РЕЗ друковані плати можуть розташовуватися як в горизонтальному, так і вертикальному положеннях, що необхідно враховувати при їх вібраційному дослідженні. При проведенні експериментальних випробувань використаний пристрій, який дозволяє монтувати до 12 плат одночасно (див. рис. 5.11). Слід зазначити, що необхідною умовою для проведення дійсних вібраційних досліджень, які здійснюються з використанням вібростенда і кріпильних пристроїв є те, що частоти власних коливань платформи вібростенда і пристосування повинні лежати поза діапазоном, в якому ведуться випробування [79, 188].

Пристосування, представляє собою цільний диск діаметром 250 мм і товщиною 35 мм з вісьмома отворами під кріпильні болти для кріплення до столу вібростенда. Через центр пристосування проходять дві взаємно-перпендикулярні стінки (ребра) висотою по 115 мм і товщиною 25 мм. На такому хрестоподібному пристосуванні встановлюється 12 об'єднувальних плат: 4 – кріпляться до диска і 8 – до вертикальних стінок. Це дає мож-

ливність здійснювати випробування на вібрації одночасно при спрямуванні вібрації перпендикулярно або паралельно площині плат.

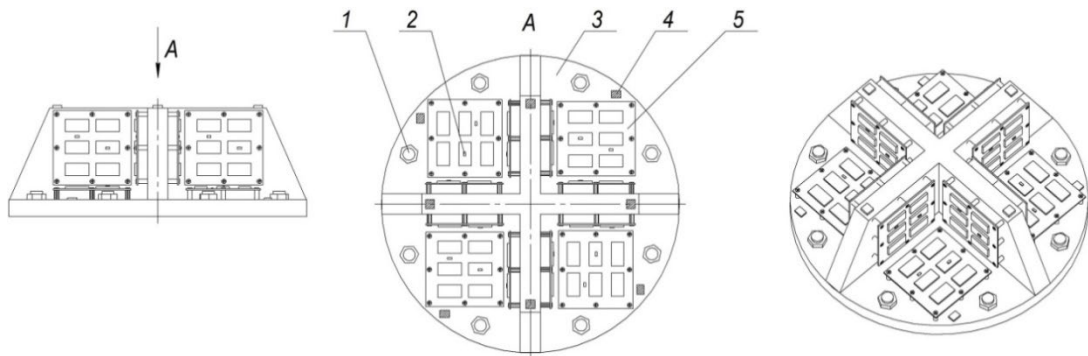


Рис. 5.11. Хрестоподібний пристрій для вібродослідження друкованих плат:
 1 – болти кріплення; 2 – п'єзоелектричні кристали; 3 – монтажна основа;
 4 – п'єзоелектричний перетворювач; 5 – об'єднувальна плата

Після закінчення випробувань в одному положенні чотири плати, прикріплені до диску, і чотири плати, прикріплені до вертикальних стінок, міняють місцями і випробування продовжують. Таким чином, кожна об'єднувальна плата може бути випробувана в трьох взаємно-перпендикулярних напрямках.

У результаті досліджень було встановлено, що пристрій має ряд резонансних частот, значення яких наведені в таблиці 5.3.

Таблиця 5.3

Резонансні частоти пристрою, встановленого на столі вібростенда ВЕДС-200А

Резонансна частота, Гц					
1100	1500	1900	2100	3600	4250

Щоб визначити, як розподіляються віброперевантаження по площині пристрою, на нього було встановлено, через епоксидний клей, вісім п'єзодатчиків ІС313А-1, чотири з яких кріпилися на основі диска, а інші чотири – на ребрах. Вібростенду задавали певну частоту коливань і визначали величину перевантажень в різних місцях пристрою, шляхом почергового підключення п'єзодатчиків до приладу для вимірювання прискорень ПІУ-1М. Вимірювання проводили за різного зусилля затягування кріпильних болтів $T_{зам}$.

Для більшої достовірності отриманих результатів використовували контрольний п'єзодатчик. Результати дослідження наведені в таблиці 5.4.

Таблиця 5.4

Віброперевантаження в різних точках пристрою

Датчик	1	2	3	4	5	6	7	8
Болти відпущені, $f = 940$ Гц	0,9	3,4	2	1,3	0,65	3,6	1,4	1,15
Болти відпущені, $f = 2075$ Гц	1,12	5,2	2	3,2	12,5	16,2	14,5	15
Болти попередньо затягнуті без контролю, $f = 2075$ Гц	2	1,1	2,3	2,5	4,8	4,4	5,5	3,8
$T_{зам} = 40$ Нм, $f = 2075$ Гц	0,25	1,6	2	1,3	1,6	5	5	5
$T_{зам} = 40$ Нм, $f = 3511$ Гц	1,5	4,8	2	2,3	15	33	15	7
$T_{зам} = 60$ Нм, $f = 3511$ Гц	1,5	4,3	2	2,3	12	35	21	14

Як видно з таблиці, зусилля затягування кріпильних болтів істотно впливає на величину перевантажень пристрою. Необхідно також відзначити, що їх величини в різних

місцях пристрою не збігаються, що особливо помітно на високих частотах, і відрізняються від віброперевантажень центру пристрою. Контроль за віброперевантаженнями п'єзодатчика, встановленого в центрі пристрою, при заводських випробуваннях виробів не відображає реальної величини віброперевантажень в тих місцях, де монтуються об'єднувальні плати, що узгоджується з твердженням щодо їх коливань.

Випробування проводились для друкованих плат, що містять три типи електронних модулів, які відрізнялися за своїми пружними та інерційними характеристиками. Маса випробуваних електронних модулів M_1 , M_2 , M_3 складала відповідно 60, 80, 100 г.

Власні частоти, форми та амплітуди коливань об'єднувальних плат були визначені у частотному діапазоні 2000–5000 Гц, що відповідає робочим умовам експлуатації блоків радіоелектронних засобів встановлених на транспортних засобах. Результати випробувань представлені у вигляді фігур Хладні (рис. 5.12, 5.13), а також амплітудними частотними характеристиками, які були визначені за допомогою усередненого амплітудного співвідношення A_{mod}/A_{on} (див. рис. 5.14), де амплітуди A_{mod} та A_{on} – коливання електронних модулів і об'єднувальної плати відповідно.

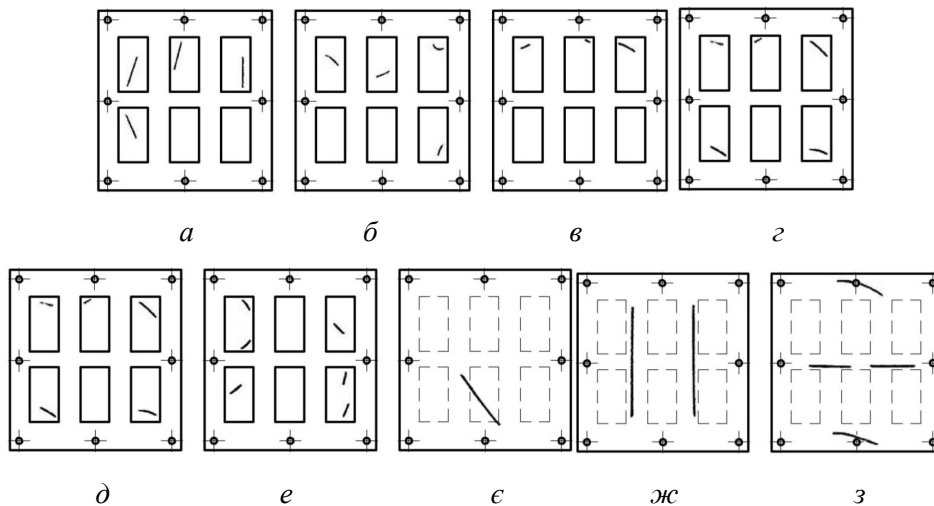


Рис. 5.12. Фігури Хладні для друкованих плат, встановлених у горизонтальному положенні, під дією власних частот коливань, Гц: а) 2580; б) 3373; в) 3501; г) 3666; д) 4880; е) 2061; ж) 2227; з) 2799; з) 3336

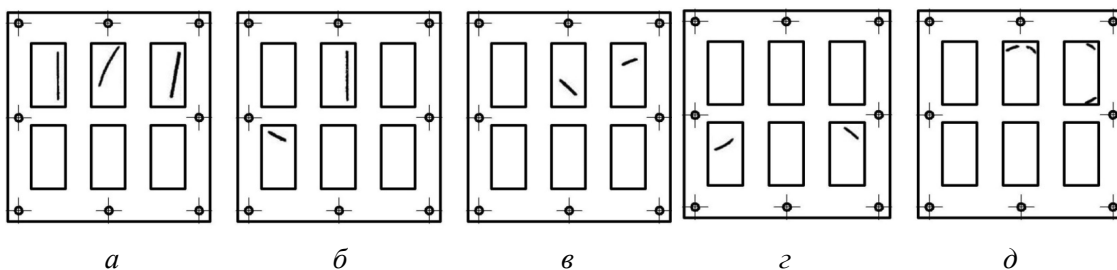


Рис. 5.13. Фігури Хладні для друкованих плат, встановлених у вертикальному положенні, під дією власних частот коливань, Гц: а) 2798; б) 2354; в) 4107; г) 4652; д) 2122

Слід відзначити той факт, що картина нерівномірності розподілу віброперевантажень і, як наслідок, амплітуд коливань об'єднувальних плат, поверхні хрестоподібного пристрою була аналогічною для отриманої нерівномірності по поверхні рухомої плат-

форми вібростенда. Це може свідчити про те, що нерівномірності розподілу віброперевантажень рухомої платформи вібростенда переходить на поверхню пристрою і, як наслідок, на об'єкти дослідження. Тому амплітуди коливань в електронних модулях вимірювалися з урахуванням нерівномірного розподілу вібраційного прискорення по поверхні платформи вібростенда.

Фігури Хладні демонструють, що досліджувані об'єкти мають складні форми коливань, що свідчить про складний деформований та напружений стан як для об'єднувальних плат так і для електронних модулів.

Отримані при вібродослідженні амплітудно-частотні характеристики (див. рис. 5.14) свідчать про те, що найбільш чутливими до резонансних станів є об'єднувальні плати, встановлені в пристрої горизонтально, а найменш чутливими є ті що встановлені вертикально. Це пояснюється тим, що залежно від того, як розташовані плати з мікромодулями – вертикально чи горизонтально-пружні характеристики об'єктів дослідження будуть відрізнятися. Крім того, отримані експериментальні результати вказують на те, що є густий спектр власних частот коливань виробів РЕА, який залежить від конструктивних особливостей, встановлених на них мікромодулів.

В цілому, з представлених експериментальних результатів (див. рис. 5.12–5.14) можна зробити висновок, що на амплітуду і форму коливань об'єднувальних плат впливає їх конструктивно-технологічне виконання.

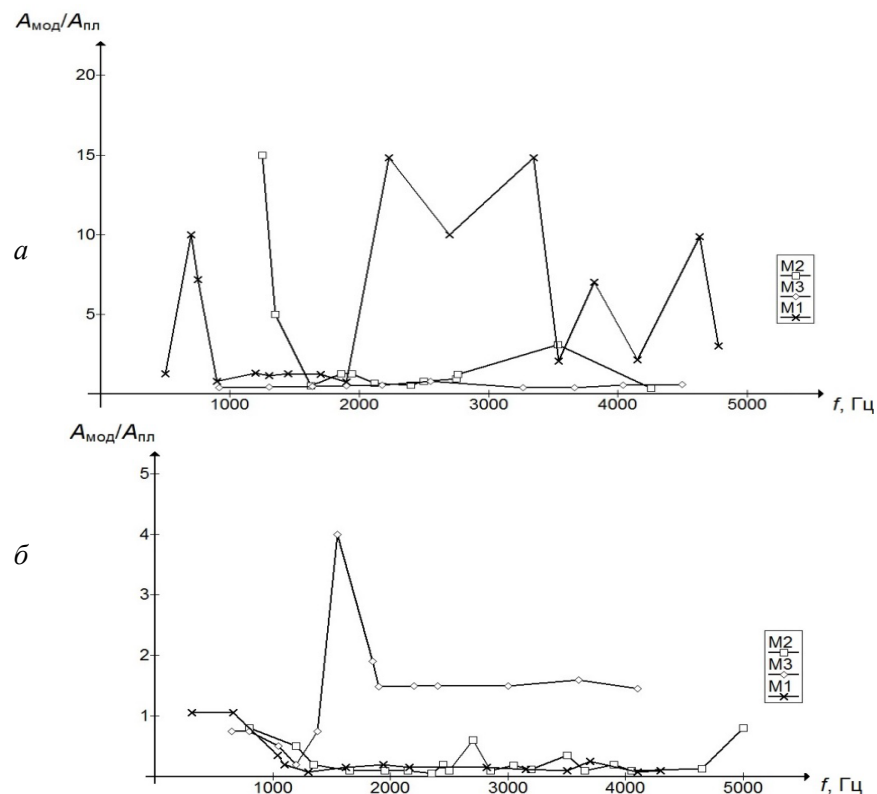


Рис. 5.14. Амплітудно-частотні характеристики коливань об'єднувальних плат при розташуванні: а) горизонтально; б) вертикально

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

Розділ 6.

Напружено-деформований стан друкованих плат в умовах динамічного навантаження

6.1. Оцінка динамічного навантаження друкованих плат

Для розрахунку динамічних деформацій та напружень в друкованих платах розроблено математичні моделі, які описують друковану плату, як окремо виділену коливальну систему. На відміну від попередньої моделі (п. 5.1.1), друкована плата представлена не матеріальною точкою (масою), а тілом, в цьому випадку – призматичною балкою.

6.1.1. Математична модель розрахунку на динамічне навантаження друкованих плат, представлених двохопоруною стрижневою системою із зосередженою масою

Вибір балки, як тіла, що моделює друковану плату, пояснюється припущенням про те, що циліндричний згин пластин можна розглядати як згин безлічі балок-смуг прямокутного перетину, подумки вирізаних із пластини в поперечному напрямку, та розрахунок таких балок-смуг проводити звичайними методами опору матеріалів (побудова епюру внутрішніх зусиль, визначення напружень і т.п.).

На рис. 6.1 представлена схема динамічного навантаження балки із зосередженою масою m_3 . Прийнято припущення, що масою самої балки можна знехтувати порівняно із зосередженою масою. В якості зосередженої маси розглянуто електронні компоненти, або групу компонентів, маса яких переважає масу самої плати і таким чином створює нерівномірність навантаження коливальної системи.

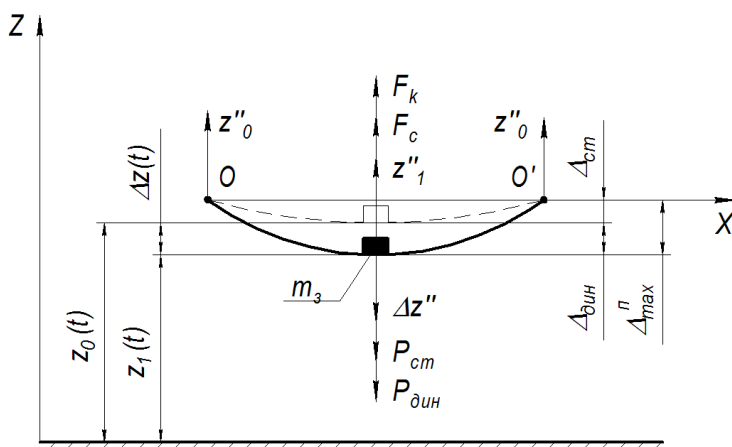


Рис. 6.1. Схема динамічного навантаження друкованої плати, представлена двохопоруною балкою із зосередженою масою

Балка встановлена на двох опорах – нерухомій O (з одним ступенем вільності) та рухомій O' (з двома ступенями вільності) шарнірних опорах (для спрощення схеми вид

опор на рис. 6.1 не показано), через які балка піддається дії зовнішнього силового навантаження.

Відносно інерціальної системи відліку, наприклад нерухокої опори O , на якій стоїть сам вібростенд, коливання маси m_3 відбувається із прискоренням z_1'' , яке виникає внаслідок кінематичного збудження від коливання кінців балки, до яких прикладене динамічне навантаження і які здійснюють рух із заданим прискоренням z_0'' . Рівняння руху маси m_3 як матеріальної точки в інерціальній системі відліку:

$$m_3 z_1'' = F_k + F_c, \quad (6.1)$$

де F_k – сила пружності; F_c – сила згасання коливань.

Абсолютне прискорення z_1'' маси m_3 відносно інерціальної системи відліку може бути виражене через відносне $\Delta z''$ та переносне прискорення z_0'' (з врахуванням їх величини та напрямку дії відносно осі Z) як: $z_1'' = -\Delta z'' + z_0''$. Тоді рівняння руху в неінерціальній системі відліку, тобто відносно опор O та O' , отримує вигляд (знаки призначенні відповідно до напрямку осі Z):

$$m_3 \Delta z'' + F_k + F_c = m_3 z_0'', \quad (6.2)$$

де $m_3 \Delta z''$ – відносна сила інерції; $m_3 z_0''$ – переносна сила інерції; $F_k = k \Delta z$; $F_c = c \Delta z'$.

Оскільки коливання задаються на платформі вібростенда, яка здійснює вертикальний рух паралельно осі Z за законом гармонічних коливань (5.1), то отримане диференціальне рівняння можна представити у вигляді (5.9) і його розв'язок буде мати вигляд ідентичний (5.26), або із врахуванням позначень (5.24), (5.25):

$$q(t) = A \sin(\omega t - \varphi). \quad (6.3)$$

Як показано на рис. 6.1 функція (6.3) описує прогин балки, який відбувається відносно положення статичної рівноваги коливальної системи Δ_{cm} (5.34). З врахуванням положення статичної рівноваги та амплітуди коливань A їх сума складає повний прогин Δ_{\max}^i (5.35). Повний прогин відбувається під дією рівнодіючої сили P , представлені сумарною дією динамічного навантаження $P_{дин} = -F_k$ та статичного навантаження силою тяжіння зосередженої маси $P_{cm} = m_3 g$:

$$P = P_{\ddot{a}\ddot{e}i} + P_{\ddot{y}\ddot{o}} = \frac{\Delta_{\max}^i}{\delta}, \quad (6.4)$$

де δ – прогин (податливість) балки під дією сили $P = 1$.

Податливість балки за напрямом прикладення та від дії одиничної сили $P = 1$ визначена за інтегралом Мора [83]:

$$\delta = \sum_{\zeta} \int_{x_{\zeta}} \frac{(M_{\zeta}^1)^2}{EJ} dx, \quad (6.5)$$

де ζ – номер ділянки навантаження; x_{ζ} – довжина; M_{ζ}^1 – внутрішній згинальний момент за напрямом та від дії одиничної сили (табл. 6.1); E та J – модуль Юнга та осьовий момент інерції площі перерізу балки відповідно.

Формула податливості отримана згідно гіпотези про те, що волокна балки не чинять тиску один на одного, тобто напруження у напрямку перпендикулярному осі балки

рівні нулю. Тому, достатнім є розгляд тільки внутрішніх згинальних моментів, тоді як дією внутрішніх поперечних сил можна знехтувати.

Якщо скористатись схемою навантаження (рис. 6.2) та формулою (6.5) податливість в місці прикладання сили P та за умови, що $P = 1$:

$$\delta = \frac{x^2(x-l)^2}{3EJ}. \quad (6.6)$$

Визначення податливості (6.6) також дозволяє розрахувати власну (резонансну) частоту коливань ω_0 друкованих плат за формулою (5.39).

За формулами (6.4) та (5.30) – (5.34), вираз для рівнодіючої сили P :

$$P = m_3 Z_0 \omega^2 \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)^2 + \frac{4n^2 \omega^2}{\omega_0^4}}} + m_3 g, \quad (6.7)$$

або:

$$P = P_0 k_a + P_{cm}, \quad (6.8)$$

де $P_0 = m_3 Z_0 \omega^2$ – амплітудне значення заданого динамічного навантаження, k_a – коефіцієнт зростання амплітуди коливань (5.29).

Для оцінки міцності використано найбільші повні нормальні напруження, які визначені за формулою згину балки:

$$\sigma_{\max}^i = \frac{M_{\max}}{W_{oc}}, \quad (6.9)$$

де M_{\max} – максимальний внутрішній згинальний момент; W_{oc} – осьовий момент опору, який для прямокутного перерізу визначено за формулою (3.3).

Максимальний внутрішній згинальний момент відповідає згинальному моменту від рівнодіючої сили P в поперечному перерізі балки із координатою x , як це видно із епюри моментів (рис. 6.2), і визначається як:

$$M_{\max} = P \cdot x \left(1 - \frac{x}{l}\right). \quad (6.10)$$

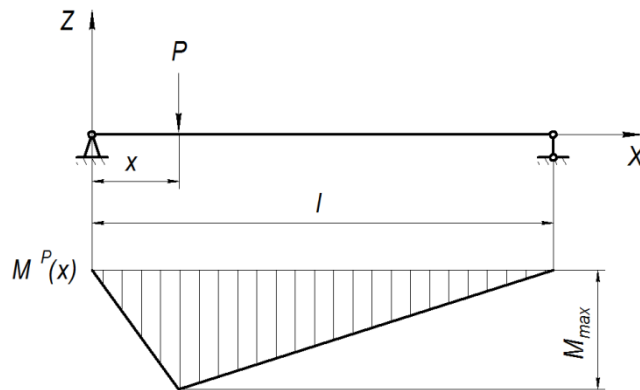


Рис. 6.2. Схема навантаження та епюри згинальних моментів від діючої сили P

Використання формул (6.7) – (6.10) дозволяє здійснювати оцінку напруженого стану друкованих плат представлених балкою із зосередженою масою у визначеному експлуатаційному діапазоні частот коливань:

$$\sigma_{\max}^i = \left[Z_0 \omega^2 m_{\zeta} \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)^2 + \frac{4n^2 \omega^2}{\omega_0^4}}} + m_{\zeta} g \right] x \left(1 - \frac{x}{l}\right) \frac{6}{bh^2}. \quad (6.11)$$

Для оцінки жорсткості плат використано максимальні переміщення – прогини плати. Слід зазначити, що найбільший прогин балки Δ_{\max}^i визначений за (5.35) співпадає із прогином Δ_{PP} , який відбувається в напрямку та від дії рівнодіючої сили P , тільки у випадку коли сила прикладена в центрі балки. У випадку коли зосереджена маса, як і діюча завдяки їй сила P , прикладені не по центру, то найбільший прогин балки не буде співпадати із прогином в місці прикладення сили. Проте визначення саме максимального прогину при будь-якому розташуванні зосередженої маси дозволить здійснювати оцінку жорсткості, визначити вібраційні характеристики конструкції та оцінювати можливість зіткнень та ударів з іншими (сусідніми) елементами конструкції корпусу, або платами.

Для визначення максимального прогину (стріли прогину), у відповідності до методу Мора, представлено схему навантаження (рис. 6.3) та епюри згинальних моментів від діючої та одиничної сили $X_1 = 1$.

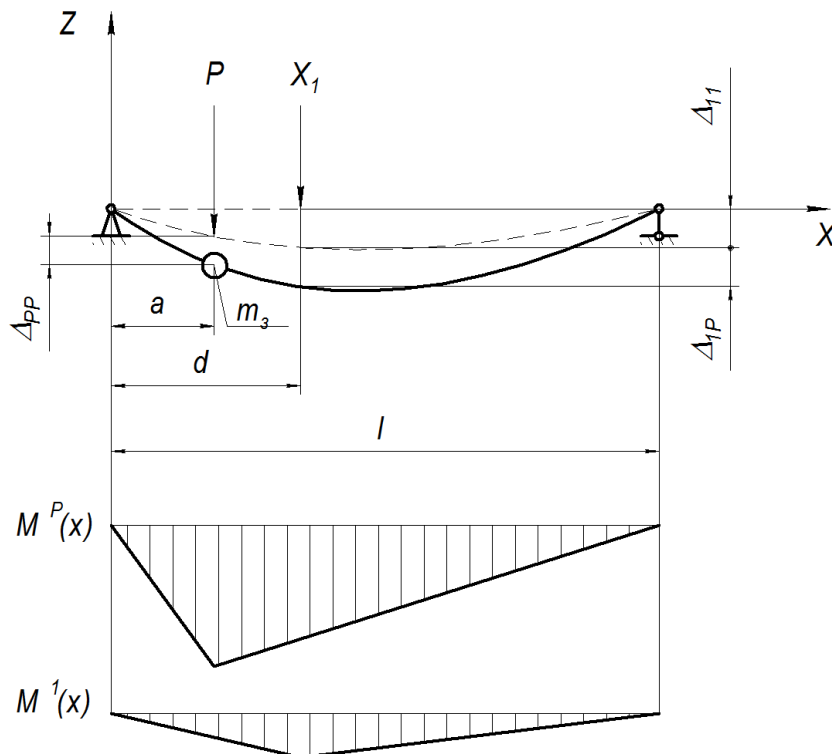


Рис. 6.3. Схема навантаження та епюри згинальних моментів від діючої та одиничної сили

Серед прогинів Δ_{ij} , показаних на рис. 6.3, які відбуваються за напрямом сили « i » та від дії сили « j », шуканим є прогин Δ_{1P} – прогин за напрямом сили X_1 від дії сили P . Цей прогин можна визначити із рівності зовнішньої та внутрішньої робіт:

$$W_{1P} = W_{1P}^e,$$

що виконує сила X_1 на переміщенні Δ_{1P} :

$$\Delta_{1P} = \sum_{\zeta} \int_x \frac{M_{\zeta}^1 M_{\zeta}^P}{EJ} dx, \quad (6.12)$$

де M_{ζ}^1 – внутрішній згинальний момент від дії одиничної сили X_1 ; M_{ζ}^P – внутрішній згинальний момент від дії зовнішнього навантаження P . Вирази функцій внутрішніх згинальних моментів, отримані із застосуванням методу перерізів, наведені в таблиці 6.1.

Таблиця 6.1

Внутрішні моменти опору ділянок навантаження балки

Ділянка навантаження	$0 \leq x \leq a$	$a \leq x \leq d$	$d \leq x \leq l$
$M^1(x)$	$x \left(1 - \frac{d}{l}\right)$		$d \left(1 - \frac{x}{l}\right)$
$M^P(x)$	$Px \left(1 - \frac{a}{l}\right)$	$Pa \left(1 - \frac{x}{l}\right)$	

Прогин балки (6.12) під дією зосередженої сили P за напрямом сили X_1 виражено, як функцію лінійної координати d вздовж осі балки X . Заради універсальності запису приймемо позначення $x = d$, тоді запис функції по аргументу x буде мати вигляд:

$$\Delta_{1P}(x) = \frac{Pa(x-l)(x^2 - 2lx + a^2)}{6EJ}. \quad (6.13)$$

Область визначення представленої функції при $a \leq l/2$ відповідає інтервалу $a \leq x \leq l$, який відповідає ділянці найбільшого прогину (див. рис. 6.3).

Екстремум функції (6.13) відповідає найбільшому прогину балки при аргументі

$$x_0 = l - \frac{1}{\sqrt{3}} \sqrt{l^2 - a^2} :$$

$$\Delta_{1P}^{\max}(x_0) = \frac{\sqrt{3}Pa(l^2 - a^2)^{\frac{3}{2}}}{27EJ}, \quad (6.14)$$

що також видно із графіка залежності $\Delta_{1P}(x)$, представленого на рис. 6.4. Прогин в даній координаті є стрілою прогину, яка використовується для оцінки жорсткості балки порівнянням із допустимим прогином, який в свою чергу визначається експериментальним шляхом. Іншим способом визначення прогину балки є використання наближеного диференційного рівняння зігнутої осі балки (3.10).

Для визначення прогину використовується схема навантаження силою P (рис. 6.3), але без використання одиничного зусилля X_1 . Очевидно, що стріла прогину лежить на

ділянці навантаження $a \leq x \leq l$ при $a \leq l/2$. Подвійне інтегрування диференційного рівняння (3.10), тобто функцій моментів внутрішнього опору отриманих в таблиці 6.1 на ділянці $a \leq x \leq l$:

$$EJ\Delta_1(x) = \frac{Pax^2}{2} - \frac{Pax^3}{6l} + C_1x + D_1. \quad (6.15)$$

Подвійне інтегрування (3.10) на ділянці $0 \leq x \leq a$:

$$EJ\Delta_2(x) = \frac{Px^3}{6} \left(1 - \frac{a}{l}\right) + C_2x + D_2. \quad (6.16)$$

Постійні інтегрування C_1, D_1 і C_2, D_2 визначаються із переміщень характерних точок балки в обох ділянках:

1) $\Delta_2(0) = 0$; 2) $\Delta_1(l) = 0$; 3) $\Delta_1(a) = \Delta_2(a)$.

Тоді $D_1 = 0$, та $C_1 = -\frac{Pal}{3}$.

Рівняння прогину балки на ділянці $a \leq x \leq l$:

$$\Delta(x) = \frac{Pa(x-l)(x^2 - 2lx)}{6lEJ}. \quad (6.17)$$

Екстремум отриманої функції (6.17) відповідає стрілі прогину балки при аргументі $x_0 = l - \frac{\sqrt{3}}{3}l$:

$$\Delta_{\max}(x_0) = \frac{\sqrt{3}Pal^2}{27EJ}, \quad (6.18)$$

що також видно з графіка залежності $\Delta(x)$ представленою на рис. 6.4.

Порівняльний аналіз формул (6.16) та (6.17) показує незначні розбіжності діаграм прогину (рис. 6.4, а) при $a \rightarrow 0$ і які досягають максимуму при $a \rightarrow l/2$ (рис. 6.4, б), при чому перша формула характеризується більшою точністю обрахунку.

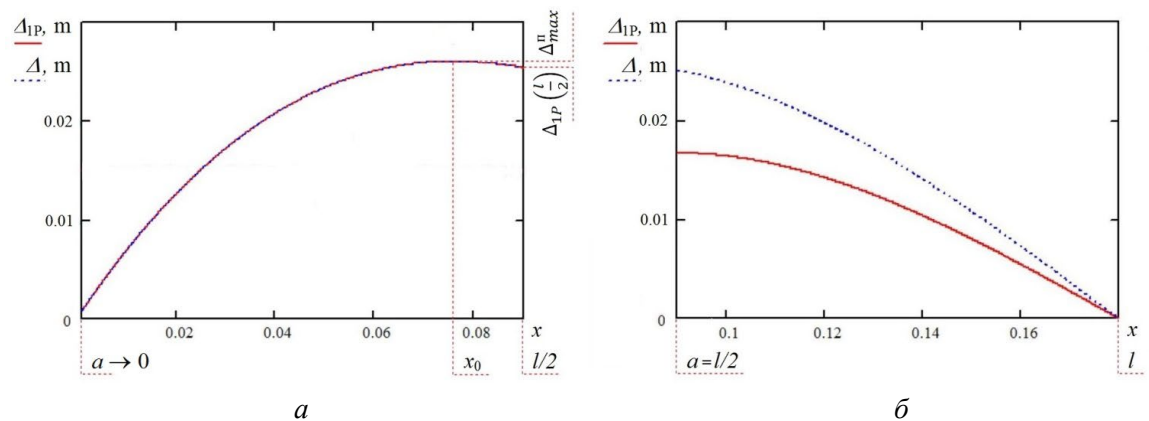


Рис. 6.4. Діаграма прогину вдовж осі балки при: а) $a \rightarrow 0$; б) $a \rightarrow l/2$

Аналіз формули для визначення стріли прогину (6.14) показує, що вона близька до прогину по центру балки і навіть у самому несприятливому випадку коли $a \rightarrow 0$ (рис. 6.4, а) різниця між стрілами прогинів Δ_{\max}^i та прогинами по центру балки $\Delta_{1P}\left(\frac{l}{2}\right)$ не перевищує 3 %. Отже для оцінки жорсткості, без суттєвої втрати точності, можна використовувати прогин по центру досліджуваної конструкції, використовуючи формулу (6.13) при $x = l/2$:

$$\Delta_{\max}^i \approx \Delta_{1P}\left(\frac{l}{2}\right) = \frac{P(3al^2 - 4a^3)}{48EJ}. \quad (6.19)$$

Схема реалізації математичної моделі розрахунку максимальних динамічних напружень та деформацій представлена на рис. 6.5. В представленій схемі [189] заданими параметрами амплітудного значення динамічного навантаження P_0 є амплітуда коливань Z_0 , частота коливань ω та значення зосередженої маси m_3 коливальної системи. Результатом загального навантаження на коливальну систему із зосередженою масою є коливальний процес, який відбувається під дією рівнодіючої сили P , представленій сумарною дією динамічного $P_{дин}$ та статичного $P_{ст}$ навантаження. Слід зазначити, що динамічне навантаження $P_{дин}$ визначається добутком амплітудного значення динамічного навантаження P_0 та коефіцієнта зростання амплітуди коливань k_a (6.7), який в свою чергу залежить від пружно-дисипативних властивостей системи, а саме від коефіцієнтів жорсткості k та демпфірування n . Коефіцієнт демпфірування визначається властивостями основи друкованої плати розсіювати енергію коливання за рахунок сил внутрішнього тертя. Коефіцієнт жорсткості визначається такими фізико-механічними характеристиками як модуль Юнга E , осьовий момент інерції J , довжина плати l та лінійною координатою x розташування зосередженої маси m_3 відносно однієї з опор плати. Зміна цих параметрів призводить до зміни внутрішніх сил пружності рівних за абсолютним значенням рівнодіючій силі P і моментів опору M_{max} , та відповідно до змін значень переміщень Δ_{\max}^i та напружень σ_{\max}^i . Крім цього, на значення напружень впливають характеристики поперечного перерізу плати b, h .

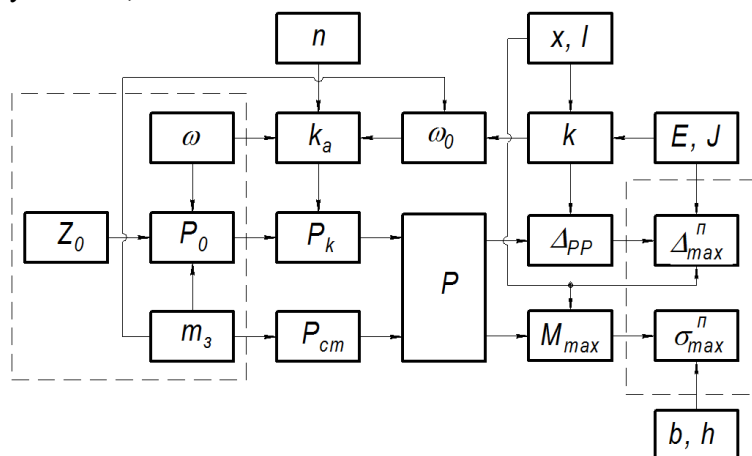


Рис. 6.5. Схема реалізації математичної моделі розрахунку максимальних динамічних напружень та деформацій

6.1.2. Експериментальне визначення фізичних характеристик конструкцій друкованих плат

Для аналітичної оцінки напружень та деформацій при існуючому розкиді фізико-механічних характеристик матеріалів, їх залежності від технології виробництва, температури і навіть форми виробів, способу і швидкості прикладання навантаження і т.п. зростає роль експериментального визначення цих характеристик.

Для визначення фізико-механічних характеристик друкованих плат був застосований розрахунково-експериментальний метод пробних параметрів, заснований на ідентифікації цих характеристик шляхом розв'язання обернених задач міцності [91]. У цих завданнях переміщення та відносні деформації, що традиційно розраховуються в матеріалах виробів, визначаються експериментально і вважаються заданими, а фізико-механічні характеристики, які зазвичай входять у розрахункову модель як задані, вважаються шуканими.

Представлене дослідження було проведено для визначення пружно-дисипативних характеристик друкованої плати, таких як модуль Юнга E та коефіцієнт опору коливанням c . Оскільки як пружні так і дисипативні характеристики друкованих плат, в основному, визначаються матеріалом їх основи, зразки останньої були об'єктами дослідження. Визначення модуля Юнга проводилось випробуванням зразків розміром $180 \times 50 \times 1,5$ мм статичним навантаженням (рис. 6.6), випробування здійснювалося у спеціальному пристрої для навантаження друкованих плат за схемою трьох-точкового згину.

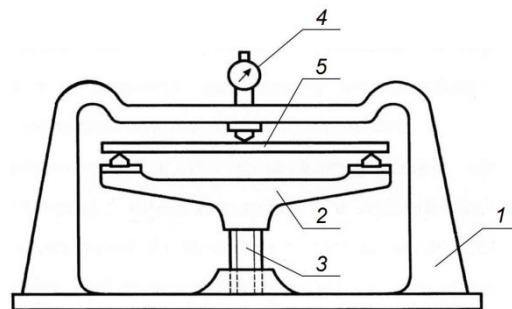


Рис. 6.6. Установка для випробування друкованих плат за схемою трьох-точкового згину: 1 – основа; 2 – рухома балка; 3 – гвинт підйому; 4 – індикатор; 5 – друкована плата

Навантаження P забезпечувало безпечний рівень механічних напружень $[\sigma]$ визначений за формулою (4.1). Як показано в п. 4.1.4 таке навантаження забезпечує безпечне напруження, яке знаходилося на ділянці пропорційності на діаграмі розтягу матеріалу не тільки для більш міцної основи плати, а і для її паяних з'єднань.

Використовуючи формули (6.10), (3.3), (3.4) максимальне допустиме навантаження при неруйнівному тестуванні плат на згин повинно задовольняти умові:

$$[P] = \frac{2bh^2}{3l} [\sigma], \quad (6.20)$$

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

Розраховане за формулою (6.20) максимально допустиме навантаження $[P] = 6,67$ Н.

В ході випробування крім реєстрації навантаження P та прогину плати Δ здійснювалась реєстрація відносної деформації ε для чого досліджувані плати препарували тензодатчиками базою 10 мм, як в поздовжньому (в напрямку дії максимальних нормальних

напружень), так і в поперечному. Було встановлено, що розкид показань тензодатчиків як в поперечному, так і в поздовжньому, напрямі не перевищує 5 %. При цьому, деформації в поперечному напрямі були практично відсутні.

Відповідно до закону Гука (3.5) та виразів (6.9) і (6.10) експериментальне значення модуля Юнга визначалось як:

$$E_1 = \frac{Pl}{4\varepsilon W_{oc}}. \quad (6.21)$$

Для підвищення точності модуль Юнга також визначався за формулами (6.4) і (6.6):

$$E_2 = \frac{Pl^3}{48\Delta J}. \quad (6.22)$$

Отримані в результаті дослідів фактичні значення модуля Юнга представлені в таблиці 6.2.

Таблиця 6.2

Експериментальні значення модуля Юнга та коефіцієнта опору коливанням друкованих плат

Фізико-механічні характеристики	Номер друкованої плати					Середнє значення
	1	2	3	4	5	
E_1 , МПа	12511,2	16344,6	13685,0	14736,4	13955,0	14155,5
E_2 , МПа	13066,1	16272,5	1345,3	13963,3	13564,8	
c , кг/с	0,571	0,537	0,55	0,536	0,545	0,5478

Для використання в розрахунках прийнято середнє значення $E = 14,16 \approx 14$ ГПа.

Контроль за відсутністю пластичних деформацій здійснювався із використанням методу акустичної емісії за допомогою датчика, який був встановлений на поверхні плати. Відсутність сигналів акустичної емісії свідчила про те, що випробування проводились в умовах пружних деформацій.

Коефіцієнт опору коливанням c визначався за допомогою коефіцієнта демпфювання n , який, в свою чергу, визначався експериментально за графіком вільних згасаючих коливань після одноразового виведення коливальної системи із стану рівноваги за формулою (5.40). Амплітуди коливань вимірювались вібродатчиком, встановленим по центру друкованих плат. Середнє значення коефіцієнтів опору (табл. 6.2) визначене після випробування 5-ти зразків $c = 0,548$ кг/с. Плата була встановлена в стандартних напрямних корпусу РЕЗ.

6.1.3. Оцінка та розрахунок динамічних напружень і деформацій у друкованих платах

Об'єктами аналітичного дослідження найбільших повних нормальних напружень та максимальних прогинів були друковані плати із експериментально визначеними характеристиками представленими в таблиці 6.3.

Таблиця 6.3

Фізико-механічні характеристики друкованих плат

Розмір, мм	Матеріал основи	E , ГПа	ρ , кг/м ³	$\sigma_B^{очн}$, МПа	$\sigma_B^{нз}$, МПа	n , 1/с	m_3 , кг	x
180×50×1.5	Склотекстоліт КАСТ-В	14	1600	160-300	40	5,48	0,05	l/2

Допустиме напруження всієї конструкції плати визначається відносно границі міцності її конструктивного елемента, в якого це значення найменше. Як було визначено в

п. 3.1.5 до таких елементів відносяться паяні з'єднання. Для більшості металів границя витривалості при симетричному циклі динамічного навантаження менше границі текучості [83], тому розраховане за (4.1) значення $[\sigma] = 16$ МПа, яке задовольняє ділянки пропорційності матеріалу паяного з'єднання, може бути прийнятим в якості допустимого динамічного напруження.

Друкована плата піддається дії динамічного навантаження за схемою (рис. 6.1). На рис. 6.7 показано розраховану амплітудно-частотну характеристику найбільших нормальних напружень та максимального прогину, які виникають в тілі друкованої плати під дією динамічного навантаження із заданою амплітудою коливань $Z_0 = 1$ мм. При цьому електронний модуль, як зосереджену масу встановлено по центру плати, тобто $x = l/2$.

Амплітудно-частотна характеристика максимальних напружень $\sigma_{\max}^i(\omega)$ розрахована за (6.16) показує наявність резонансу на круговій частоті коливання $\omega_0 \approx 180,02$ рад/с (28,67 Гц). Графічним способом можна визначити діапазони частот де напруження не перевищують допустимий рівень, це до-резонансний діапазон: до 160,8 рад/с та зарезонансний діапазон: від 208,9 рад/с. В діапазоні біля резонансу напруження є потенційно небезпечними і руйнівними. Таким чином можна дати рекомендацію про допустимий експлуатаційний діапазон частот вібрацій, хоча їх регламентація не завжди досяжна на практиці.

Амплітудно-частотна характеристика максимальних прогинів $\Delta_{\max}^i(\omega)$ розрахованих за (6.19) теж дозволяє визначити допустимий прогин друкованої плати в до- та зарезонансних діапазонах частот коливання плати визначених із АЧХ напружень (рис. 6.7, а), тоді $[\Delta] \approx 4$ мм (рис. 6.7, б). Проте допустимий прогин може бути уточнений за методикою визначення допустимого короблення основи плат (п. 3.1.6). Як показано на рис. 6.7, б уточнений допустимий прогин $[\Delta]' = 5$ мм дозволяє навіть розширити робочий діапазон частот від 0 до 164,2 рад/с та від 202,1 рад/с і вище без порушення умов жорсткості та експериментально підтвердженої умови міцності.

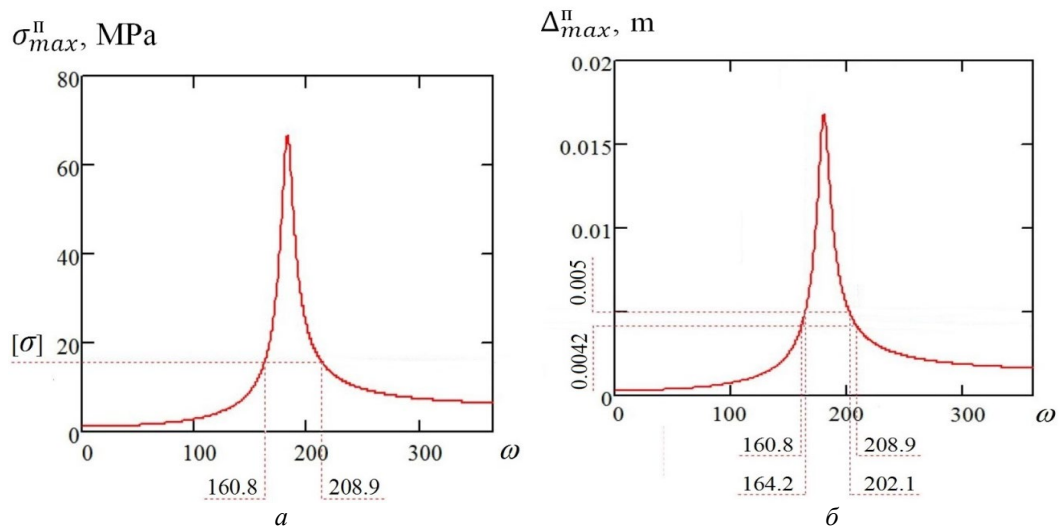


Рис. 6.7. Амплітудно-частотна характеристика максимальних напружень (а) та максимального прогину (б) плати

Безперечно бажаною метою дослідження є забезпечення міцності плат навіть в умовах резонансного збудження без прив'язки до конкретного діапазону частот вібрацій.

Очевидно, що міцність, жорсткість та вібраційні характеристики плат, зокрема їх резонансні частоти, залежать від багатьох факторів, серед яких найбільшу увагу для практичного використання заслуговує конструктивне виконання плат, а саме їх геометричні параметри, зміна яких призводить до зміни внутрішніх сил і моментів опору, та відповідно до змін значень переміщень та напружень, які виникають в платах в процесі динамічного навантаження. Тому наступним завданням дослідження було виявлення функціональних залежностей динамічних напружень та переміщень від геометричних параметрів плат, зокрема їх довжини l та місця розташування зосередженої маси x – лінійної координати відносно однієї з опор плати, та технічна регламентація останніх, що дозволило б реалізувати забезпечення міцності та жорсткості плат навіть в умовах резонансного збудження.

Залежність $\sigma_{\max}^i(l)$, отримана за формулою (6.11) при $x = l/2$ та $\omega = \omega_0$ (5.39), тобто для випадків коли плата (балка) знаходиться в стані резонансного збудження:

$$\sigma_{\max}^i(l) = \left(\frac{96Z_0}{n} \sqrt{\frac{3E^3 J^3}{l^9 m_\zeta}} + m_\zeta g \right) \frac{l}{4W_{i\bar{n}}}. \quad (6.23)$$

Графічний аналіз залежності показаної на рис. 6.4 виявив, що мінімальне значення напруження (6.23) відбувається при довжині плати:

$$l_{\min}^\sigma = \left(\frac{336Z_0}{ng} \sqrt{\frac{3E^3 J^3}{m_\zeta^3}} \right)^{\frac{2}{9}}. \quad (6.24)$$

Значення мінімального напруження не перевищує допустиме (16 МПа). Крім цього, як видно із (рис. 6.8, *a*) існує цілий діапазон значень довжини плати (від 277 мм і більше), в якому напруження не перевищують допустимий рівень. Визначення допустимого діапазону довжини, при заданих інших характеристиках друкованих плат, дозволяє виконувати його в якості рекомендації в процесі проектування конструкції друкованих вузлів, що забезпечить їх міцнісну надійність навіть в умовах резонансного збудження.

Залежність $\Delta_{\max}^i(l)$, отримана за (6.19) при $x = l/2$ та $\omega = \omega_0$:

$$\Delta_{\max}^i(l) = \left(\frac{96Z_0}{n} \sqrt{\frac{3E^3 J^3}{l^9 m_\zeta}} + m_\zeta g \right) \frac{l^3}{48EJ}. \quad (6.25)$$

Графічний аналіз залежності показаної на рис. 6.8 виявив, що мінімальне значення прогину (6.25) відбувається при довжині плати:

$$l_{\min}^\Delta = \left(\frac{48Z_0}{ng} \sqrt{\frac{3E^3 J^3}{m_\zeta^3}} \right)^{\frac{2}{9}}. \quad (6.26)$$

Розрахункове значення мінімального прогину складає 8,25 мм і як показано на рис. 6.8, *b* нижче допустимого. Також можна визначити допустимий прогин плати за визначенням з (4.1) допустимим значенням напруження $[\sigma]$. Використовуючи формули (6.19), (6.9) та (6.10) вираз для визначення допустимого прогину:

$$[\Delta] = \frac{[\sigma]l^2}{6Eh}. \quad (6.27)$$

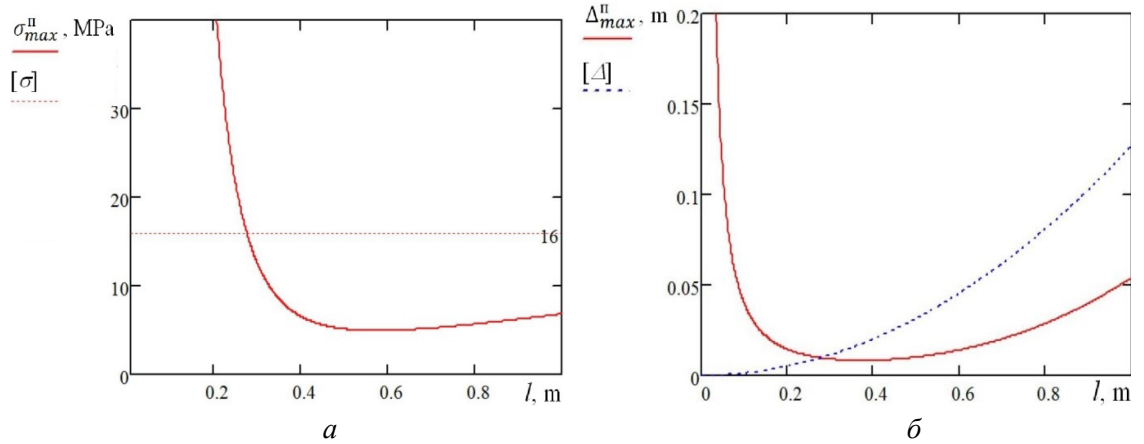


Рис. 6.8. Залежність максимальних повних нормальних напружень (а) та прогину (б) плати від довжини плати в умовах резонансного збудження при $Z_0 = \text{const}$

Тоді отриманий допустимий діапазон значень довжини плати (див. рис. 6.8, б) буде ідентичним до діапазону отриманого для допустимого напруження (від 277 мм і більше). Допустимий прогин може бути також уточнений за методикою визначення допустимого короблення основи плат (п. 3.1.6).

Наступна залежність функції $\sigma_{\max}^i(x)$ від лінійної координати x розташування зосередженої маси відносно однієї з опор плати була отримана при сталому значенні $l = \text{const}$, наприклад $l = 500$ мм, та, як і в попередньому випадку, при $\omega = \omega_0$:

$$\sigma_{\max}^i(x) = \left(\frac{Z_0}{2nx^3(l-x)^3} \sqrt{\frac{27E^3 J^3 l^3}{m_\zeta} + m_\zeta g} \right) \frac{xl - x^2}{lW_{i\bar{n}}}. \quad (6.28)$$

Графічний аналіз залежності показаної на рис. 6.9, а виявив, що мінімальне значення напруження (6.23) відбувається при розташуванні зосередженої маси по центру довжини плати. Як і в попередньому випадку (див. рис. 6.8) на цьому графіку можна визначити допустимий діапазон лінійної координати розташування зосередженої маси (від 48 мм і до центру плати), в якому напруження не перевищують допустимий рівень, що дозволяє використовувати його в проектуванні конструкції друкованих вузлів і забезпечувати їх міцнісну надійність навіть в умовах резонансного збудження.

Залежність функції $\Delta_{\max}^i(x)$ отримана при таких же умовах:

$$\Delta_{\max}^i(x) = \left(\frac{Z_0}{2nx^3(l-x)^3} \sqrt{\frac{27E^3 J^3 l^3}{m_\zeta} + m_\zeta g} \right) \frac{3xl^2 - 4x^3}{48EJ}. \quad (6.29)$$

Як і в попередньому випадку (6.25), допустимий діапазон значень лінійної координати розташування зосередженої маси (рис. 6.9, б) є ідентичним до діапазону отриманого для допустимого напруження (рис. 6.9, а), в якому прогин не перевищує допустиме значення розраховане за наступною формулою:

$$[\Delta] = \frac{\sqrt{3}W_{oc} [\sigma] (l^2 - x^2)^{3/2}}{27EJ(l-x)}. \quad (6.30)$$

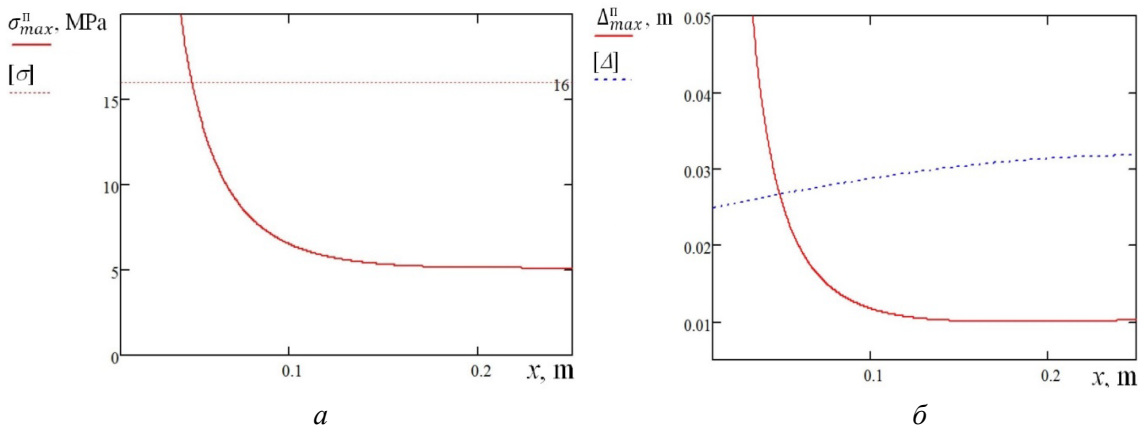


Рис. 6.9. Залежність максимальних повних нормальних напружень (а) та прогину (б) плати від лінійної координати розташування зосередженої маси відносно однієї з опор плати в умовах резонансного збудження при $Z_0 = \text{const}$

В до- і зарезонансних діапазонах вібрацій характер отриманих залежностей (див. рис. 6.8, 6.9) носить аналогічний характер, також очевидно, що значення максимальних напружень та прогинів будуть тим меншими, чим далі робоча частота знаходиться від резонансної.

6.1.4. Імітаційне моделювання стану друкованої плати під дією коливань постійної амплітуди

Викладені положення були перевірені на імітаційній моделі. Для моделювання друкованої плати як гнучкої пластини з розподіленою масою використовувалась система візуального програмування Simscape Multibody програми Matlab. Це багатотільне середовище моделювання тривимірних механічних систем, яке формулює і розв'язує рівняння руху для всієї механічної системи.

Як і в математичній моделі, розглядалась скло-текстолітова пластина з розмірами $180 \times 50 \times 1,5$ мм з розташованим на ній електронним модулем масою 50 г. Оскільки математична модель плати була представлена невагомою балкою з зосередженою масою, у Simscape-моделі густина матеріалу плати була зменшена в 100 разів порівняно з дійсною густиною текстоліту. Це дало змогу представляти плату як практично невагому балку з масою 0,21 г. Без прикладання навантаження плата разом із електронним модулем піддається впливу лише сили своєї ваги, під дією якої вона прогинається. Підрахований в процесі симуляції статичний прогин від дії сили ваги дорівнює $y_0 = 0,3094$ мм.

Оскільки жорсткість шарнірних опор є набагато вищою за жорсткість плати, у створюваній моделі опори вважались ідеально жорсткими. Для моделювання гнучкої пластини використовувався метод апроксимації гнучкого тіла тілом з зосередженими параметрами [190]. Такий підхід апроксимує гнучке тіло як набір N твердих тіл, з'єднаних $N-1$ пружинами і демпферами. Кожна маса має один степінь вільності, а саме обертання відносно осі OZ (рис. 6.10).

Маса кожного елемента та пружно-дисипативні зв'язки між ними створюють сили інерції, пружності та згасання коливань, які разом витрачаються при здійсненні елементами переміщення. В симуляції використовується лінійна пружно-дисипативна модель.

Коефіцієнти жорсткості та в'язкого (внутрішнього) тертя задані у відповідності до властивостей матеріалів та геометрії пружно-дисипативних зв'язків і є однаковими для них всіх.

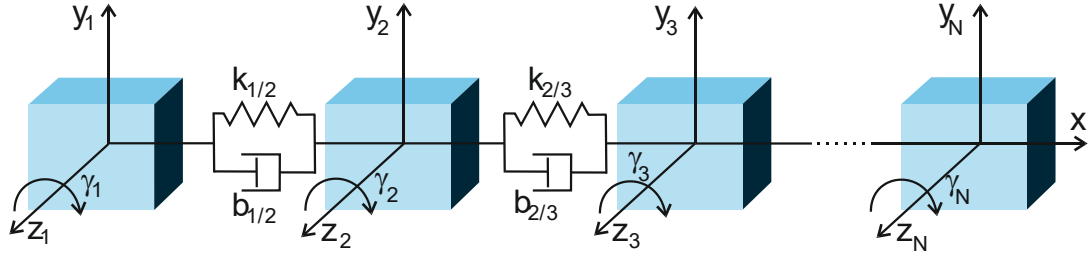


Рис. 6.10. Апроксимація гнучкої балки з розподіленою масою набором гнучких елементів із зосередженою масою

Значення коефіцієнта жорсткості визначається із рівності між крутним моментом пружного зв'язку та згинальним моментом гнучкого елемента балки.

За законом Гука крутний момент пружного елемента:

$$\tau = k_r \gamma, \quad (6.31)$$

де k_r – коефіцієнт жорсткості при крученні пружного елемента; γ – кут повороту. Згинальний момент гнучкого елемента балки:

$$M = \frac{EJ}{\rho}, \quad (6.32)$$

де ρ – радіус кривизни згину.

При малих деформаціях правомірно прийняти, що $y \rightarrow l/\rho$, отже прирівнюючи обертальний момент, що слідує з закону Гука $M_{кр} = k_{кр}y$ і згинальний момент M , маємо [191]:

$$k_r = \frac{EJ}{l}. \quad (6.33)$$

У представленій моделі $k_r = 12,03$ Н·м, $l = L/N$ – довжина елемента (див. рис. 6.11).

Коефіцієнт в'язкого тертя $b = 0,0037$ дисипативних елементів був підібраний для експериментально визначеного коефіцієнта демпфірування $n = 5,48 \text{ с}^{-1}$, як описано в п. 6.1.2. Його знаходили, порівнюючи швидкість загасання вільних коливань у стрижні і його моделі [192].

Simscape-модель гнучкої балки представлена на рис. 6.12. Верифікація готової моделі проводилась, виходячи із заданого прогину y_0 від власної ваги, а також швидкості затухання власних коливань стрижня.

Блок Motion задає вертикальний рух корпусу з платою з заданим прискоренням 10 м/с^2 . Для цього узагальнений Simulink-сигнал у вигляді $[y, y', y'']$, де y – переміщення, y' – швидкість, y'' – прискорення, подається на блок Joint Actuator.

Блок Joint Actuator активує Prismatic Joint.

Блок Support являє собою жорстко з'єднані основу і бічні стінки, до яких за допомогою шарнірних Revolute та Custom Joint1 кріпиться плата (блок Flexible Plate). Revolute Joint має один степінь вільності – обертання відносно осі Z, Custom Joint1 – два степені

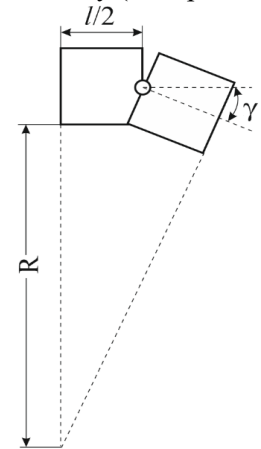


Рис. 6.11. «Flexible Element» з одним степенем вільності обертання

вільності: обертання відносно осі Z і поступальний рух вздовж осі Y . Друкована плата моделюється так, як це описано вище, за допомогою 11-ти гнучких елементів. Блок Joint Initial Condition задає початкове положення плати, якому відповідає початковий прогин 0,2 мм. Блок Modul_3 моделює зосереджену масу, розташовану в центрі плати. Під час симуляції система формулює і вирішує рівняння руху для всієї механічної системи. Вимірювання переміщень різних точок плати і напружень в заданих точках здійснюється блоками Body Sensor та Joint Sensor з бібліотеки Simscapе Multibody, не показаних на рис. 6.13.

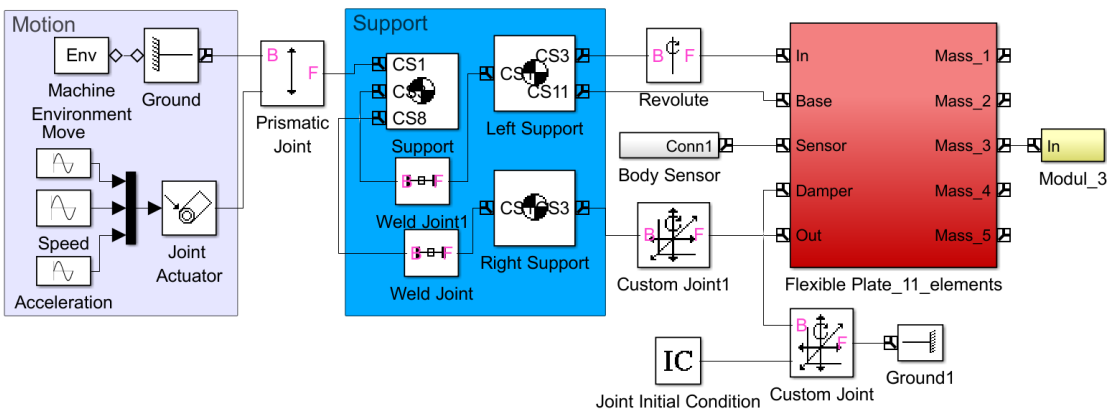


Рис. 6.12. Simscapе-модель системи плата-опора для симуляції коливань плати

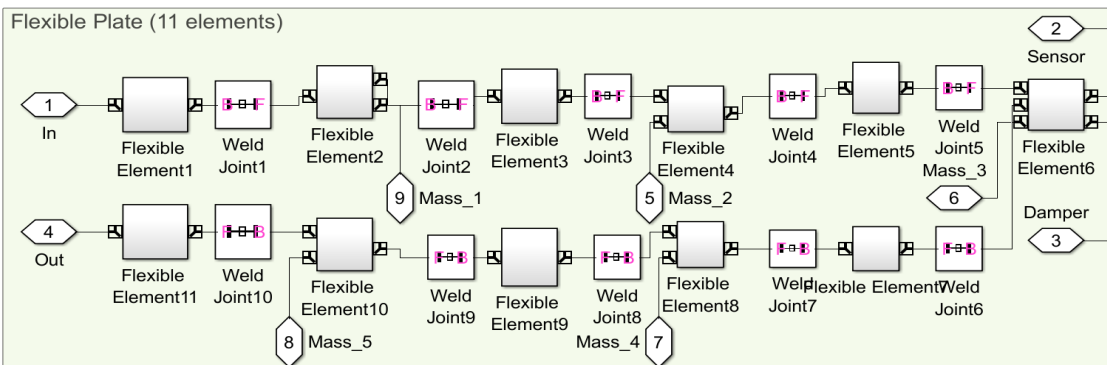


Рис. 6.13. Модель гнучкої плати

Для вимірювання прогинів під час симуляції використовувався вимірювач Joint Sensor. Максимальні напруження підраховувались за формулою (6.9), де максимальний згинальний момент M_{\max} вимірювався за допомогою вимірювача Body Sensor. Експериментально визначена критична частота дорівнює $\omega_0 = 169,1$ рад/с. Залежності отримані методом імітаційного моделювання представлені на рис. 6.14–6.16.

Порівняння залежностей отриманих з використанням математичної моделі та симуляції показують подібність їх характеру та незначну розбіжність абсолютних значень їх параметрів, зокрема резонансної частоти 7,2 %, максимальних повних нормальних напружень 1,5 %, прогину 2,7 %, мінімально допустимих значень довжини 11,9 % та лінійної координати 4,7 % розташування зосередженої маси друкованих плат, що може слугувати підтвердженням отриманих результатів математичного моделювання.

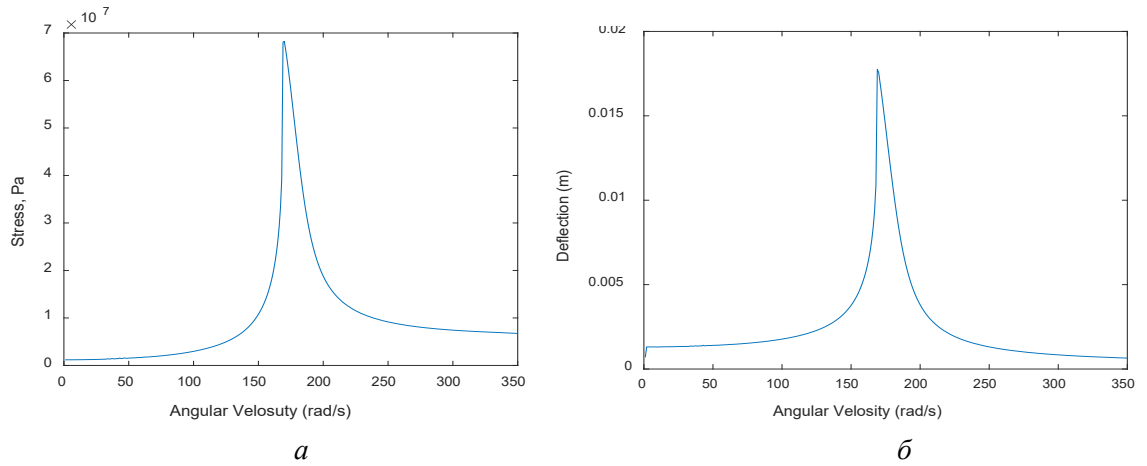


Рис. 6.14. Імітаційне моделювання амплітудно-частотних характеристик максимальних напружень (а) та максимального прогину (б) плати

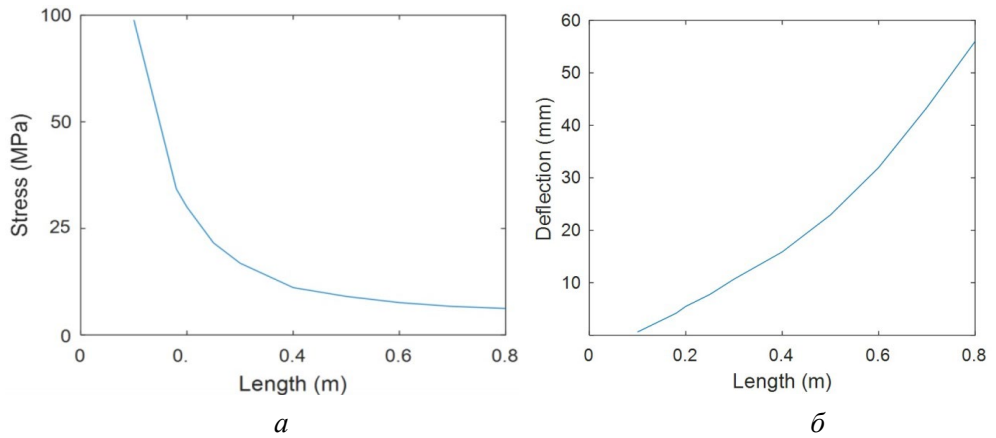


Рис. 6.15. Імітаційне моделювання залежностей повних нормальних напружень (а) та максимального прогину (б) плати від довжини плати в умовах резонансного збудження ($Z_0 = \text{const}$)

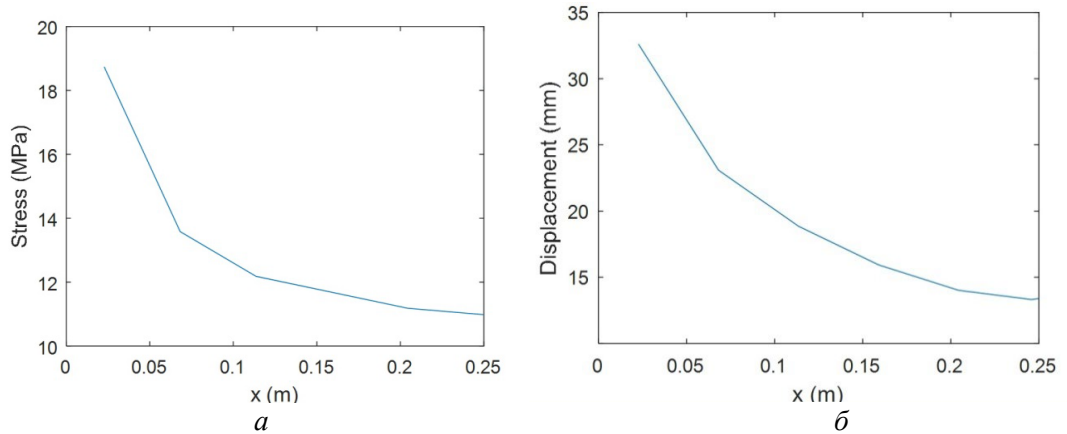


Рис. 6.16. Імітаційне моделювання залежностей максимальних нормальних напружень (а) та прогину (б) плати від лінійної координати розташування зосередженої маси відносно однієї з опор плати в умовах резонансного збудження ($Z_0 = \text{const}$)

6.1.5. Вплив пружно-дисипативних характеристик друкованих плат на їх напружено-деформований стан при дії постійного динамічного навантаження

Слід зазначити, що проведене дослідження було виконано при динамічному навантаженні із заданою постійною амплітудою коливань $Z_0 = \text{const}$, при цьому зміна частоти коливань ω приводила до зміни амплітудного значення динамічного навантаження $P_0 = m_3 Z_0 \omega^2$. Таким чином, наведені залежності були отримані в умовах дії змінного навантаження і не дозволяли отримати об'єктивну оцінку впливу пружно-дисипативних властивостей друкованих плат на їх напружено-деформований стан. Тому було прийнято рішення проводити подальші вібраційні дослідження під дією однакового значення динамічного навантаження амплітудою $P_0 = \text{const}$, яке повинно забезпечуватись постійним заданим віброприскоренням $a_0 = Z_0 \omega^2 = 10 \text{ м/с}^2$. Очевидно, в такому випадку зміна діючої частоти ω буде супроводжуватися зміною амплітуди коливань $Z_0(\omega)$, але P_0 буде залишатись незмінним.

Подальші дослідження, як і попередні, були проведені з метою виявлення функціональних залежностей динамічних напружень та переміщень від пружно-дисипативних характеристик плат в умовах їх резонансного збудження.

Аналогічно до (6.23) та (6.25) при $x = l/2$ та $\omega = \omega_0$ отримані функціональні залежності максимальних напружень та прогину плати від її довжини l :

$$\sigma_{\max}^i(l) = \left[P_0 \frac{2}{n} \sqrt{\frac{3EJ}{l^3 m_\zeta}} + P_{\dot{\eta}\delta} \right] \frac{l}{4W_{i\dot{\eta}}}, \quad (6.34)$$

$$\Delta_{\max}^i(l) = \left(P_0 \frac{2}{n} \sqrt{\frac{3EJ}{l^3 m_\zeta}} + P_{\dot{\eta}\delta} \right) \frac{l^3}{48EJ}. \quad (6.35)$$

Графіки отриманих функцій представлені на рис. 6.17. Як і в попередніх дослідженнях на отриманих графіках можна виділити діапазон значень довжини плати (від 400 мм і більше), в якому напруження та прогину не перевищують допустимий рівень:

$$[\Delta] = \frac{W_{oc} [\sigma] l^2}{12EJ}. \quad (6.36)$$

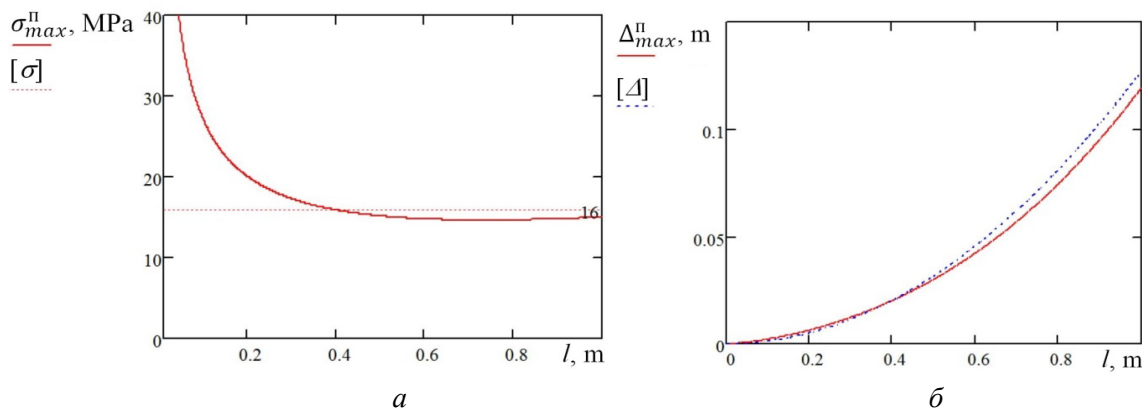


Рис. 6.17. Залежність максимальних повних нормальних напружень (а) та прогину (б) плати від довжини плати в умовах резонансного збудження ($P_0 = \text{const}$)

Також аналогічно до (6.28) та (6.29) при $l = 500$ мм та $\omega = \omega_0$ отримані функціональні залежності максимальних напружень та деформацій від лінійної координати розташування зосередженої маси відносно однієї з опор плати x :

$$\sigma_{\max}^i(x) = \left[P_0 \frac{1}{2n} \sqrt{\frac{3EJ}{m_\zeta x^2 (x-l)^2}} + P_{\dot{\eta}0} \right] x \left(1 - \frac{x}{l} \right) \frac{1}{W_{i\bar{n}}}, \quad (6.37)$$

$$\Delta_{\max}^i(x) = \left(P_0 \frac{1}{2n} \sqrt{\frac{3EJ}{m_\zeta x^2 (x-l)^2}} + P_{\dot{\eta}0} \right) \frac{3xl^2 - 4x^3}{48EJ}. \quad (6.38)$$

Графіки отриманих функцій представлені на рис. 6.18. Допустимий діапазон значень лінійної координати розташування зосередженої маси (рис. 6.18, б) є ідентичним до діапазону отриманого для допустимого напруження (рис. 6.18, а), в якому прогин не перевищує допустиме значення розраховане за формулою:

$$[\Delta] = \frac{W_{oc} [\sigma] (3xl^2 - 4x^3)}{48EJx \left(1 - \frac{x}{l} \right)}. \quad (6.39)$$

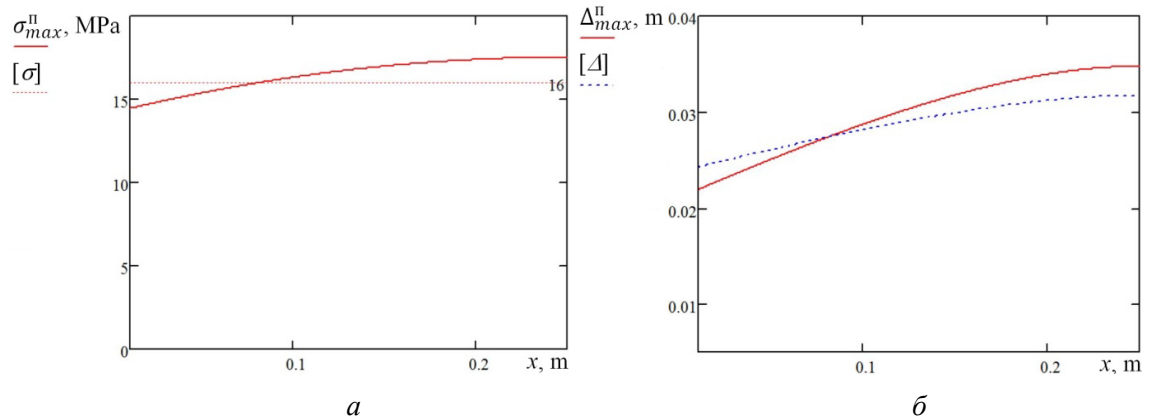


Рис. 6.18. Залежність максимальних повних нормальних напружень (а) та прогину (б) плати від лінійної координати розташування зосередженої маси відносно однієї з опор плати в умовах резонансного збудження ($P_0 = \text{const}$)

Знову на отриманих графіках можна виділити діапазон значень лінійної координати розташування зосередженої маси (до 80 мм) відносно однієї з опор плати, в якому напруження та прогини не перевищують допустимий рівень.

6.1.6. Імітаційне моделювання коливань друкованої плати під дією постійного динамічного навантаження

У розробленій моделі вертикальні коливання корпусу, до якого кріпиться плата, передаються через блок шарнірного з'єднання Prismatic Joint. Джерелом вібрацій є блок збудження Joint Actuator. Блок задає відносний рух елементів з'єднання. В системі Simscape Multibody вхідним сигналом для Joint Actuator є векторний сигнал (переміщення;

швидкість; прискорення). В розглянутому нами випадку амплітуді прискорення $Z_0\omega^2$ відповідає амплітуда віброшвидкості $Z_0\omega$ і амплітуда переміщення Z_0 . Отримані методом імітаційного моделювання залежності представлені на рис. 6.19–6.20.

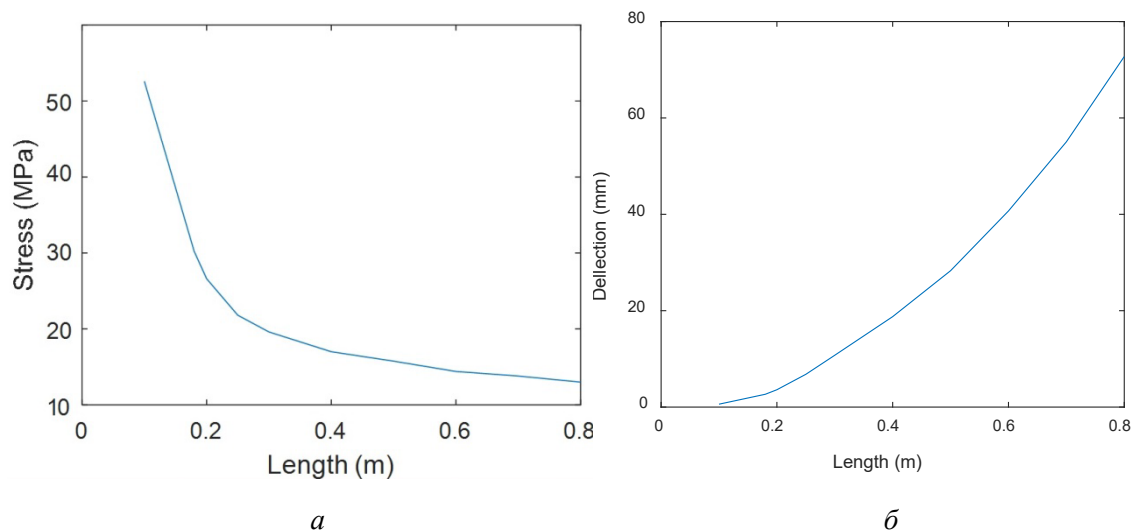


Рис. 6.19. Результати симуляції: залежності повних нормальних напружень (а) та максимального прогину (б) плати від довжини плати в умовах резонансного збудження ($P_0 = \text{const}$)

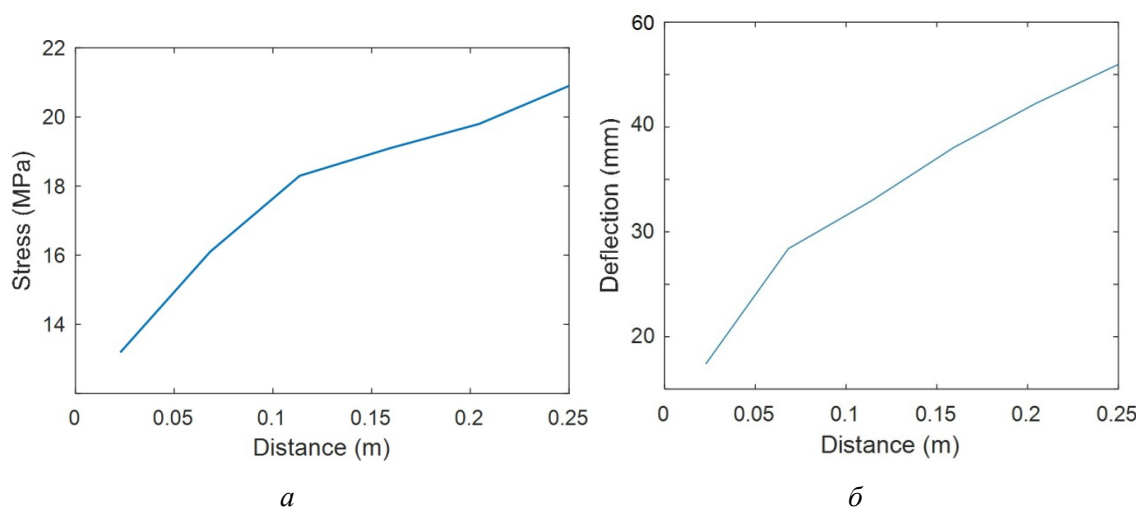


Рис. 6.20. Результати симуляції: залежності повних нормальних напружень (а) та максимального прогину (б) плати від лінійної координати розташування зосередженої маси відносно однієї з опор плати в умовах резонансного збудження ($P_0 = \text{const}$)

Як і в попередньому дослідженні порівняння залежностей отриманих з використанням математичної моделі та симуляції показують подібність їх характеру та незначну розбіжність абсолютних значень їх параметрів: мінімально допустимих значень довжини 6,9 % та лінійної координати 12,5 % розташування зосередженої маси друкованих плат, що може слугувати підтвердженням отриманих результатів математичного моделювання.

6.1.7. Аналіз отриманих функціональних залежностей

Аналіз функціональних залежностей (6.34) – (6.38) показує, що на рівень напружень та прогинів, особливо в умовах резонансу, має суттєвий вплив коефіцієнт зростання амплітуди коливань, який залежить від пружно-дисипативних характеристик коливальної системи. Наприклад його залежність від довжини та координати зосередженої маси балки має характер показаний на (рис. 6.21, *a*, *б*), відповідно.

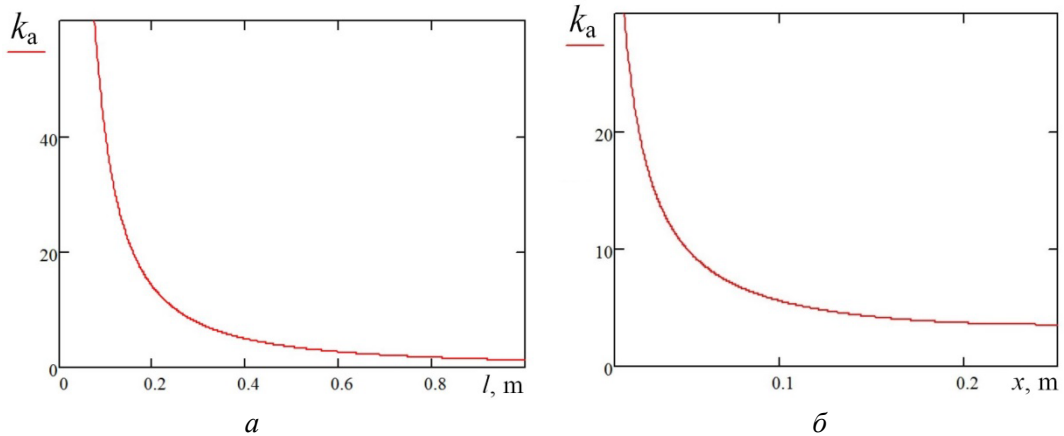


Рис. 6.21. Залежність коефіцієнта зростання амплітуди коливань від довжини (*a*) та від лінійної координати розташування зосередженої маси відносно однієї з опор плати (*б*) в умовах резонансного збудження ($P_0 = \text{const}$)

Доречним буде визначення характеристик, які б дозволили контролювати його рівень та забезпечувати напружено-деформований стан плат в допустимих межах. Як показано в формулі (6.40) він суттєво залежить від жорсткості k та коефіцієнта демпфірування коливальної системи n , при $\omega = \omega_0$:

$$k_a = \frac{1}{2n} \sqrt{\frac{k}{m}}. \quad (6.40)$$

Оскільки вплив жорсткості на напружено-деформований стан коливальної системи був вже розглянутий, тому залишається визначити вплив на нього коефіцієнта демпфірування n . Очевидно, виходячи із формули (6.40) величина k_a є обернено пропорційною до n , і пониження k_a та відповідно σ_{\max}^i і Δ_{\max}^i буде досягнуто шляхом підвищення величини n коливальної системи. Для прикладу на рис. 6.22 представлено залежності повних максимальних напружень (6.34) від довжини плати в умовах найбільш несприятливого розташування зосередженої маси – по центру плати в умовах резонансу при різних значеннях n . Крім цього, дослідження функції залежності максимальних напружень (6.18) від лінійної координати розташування зосередженої маси безпосередньо в умовах резонансу показали, що якщо розглядати тільки динамічні напруження, тобто напруження які виникають від вібропереміщень зосередженої маси відносно положення її статичної рівноваги і знехтувати невеликою, в більшості випадків, порівняно з динамічним навантаженням $P_{\text{дин}}$, статично діючою силою тяжіння $P_{\text{ст}}$, то функція набуде вигляду:

$$\sigma_{\text{дин}} = P_0 \frac{1}{2n} \sqrt{\frac{3EJ}{m_3 l}} \frac{1}{W_{oc}}. \quad (6.41)$$

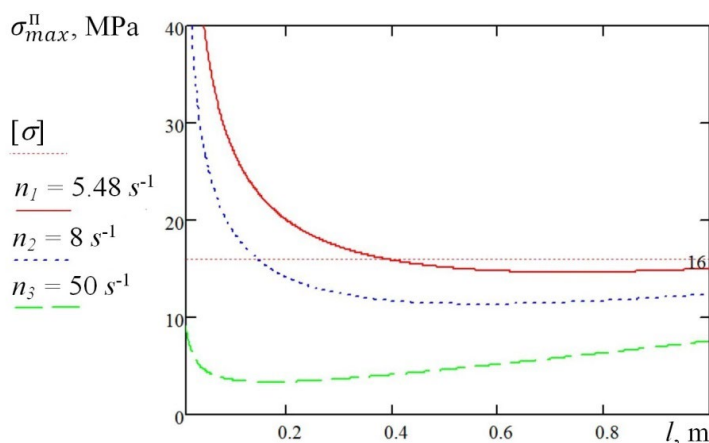


Рис. 6.22. Залежності повних максимальних напружень від довжини плати в умовах резонансу при різних значеннях n_i (s^{-1})

Аналіз функції (6.41) показав, що за вказаних умов максимальні динамічні напруження не залежать від лінійної координати розташування зосередженої маси x . Таким чином, було зроблено припущення, про те, що розрахункова формула (6.41) може використовуватись в інженерних розрахунках для визначення максимальних напружень в умовах динамічного навантаження системи із зосередженою масою не залежно від місця розташування самої маси.

Як видно на (рис. 6.23) різниця максимальних значень динамічного напруження $\sigma_{дин}(x)$ (6.41) та повного напруження $\sigma_{max}^i(x)$ (6.37), яка представляє собою статичне напруження $\sigma_{ст}(x)$, досягає свого максимуму при розташуванні зосередженої маси по центру плати, тобто при $x = l/2$.

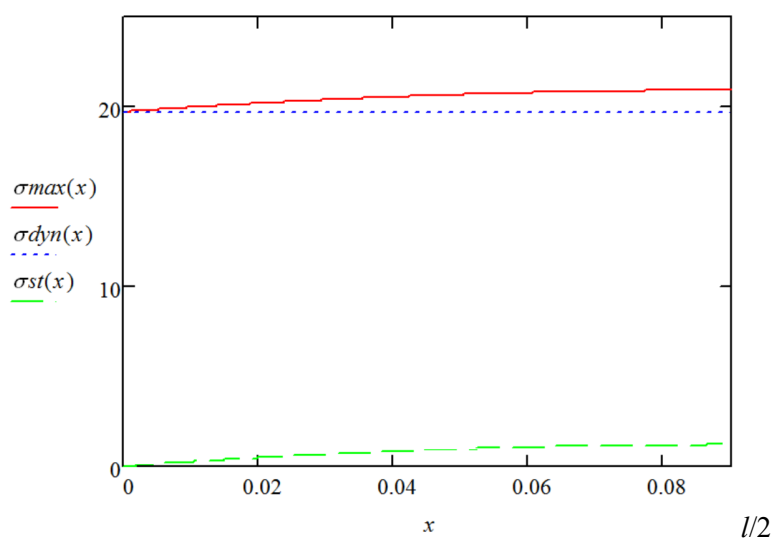


Рис. 6.23. Залежності максимальних значень повного напруження $\sigma_{max}^i(x)$, динамічного напруження $\sigma_{дин}(x)$ та статичного напруження $\sigma_{ст}(x)$ від координати розташування зосередженої маси

Для оцінки точності використання функції (6.41) можна використати відносну різницю цих напружень при $x = l/2$ виражену як:

$$\Delta\sigma = \frac{\sigma_{\tilde{n}\delta}}{\sigma_{\max}^i} = \frac{1}{\frac{2P_0}{m_\zeta g n l} \sqrt{\frac{3EJ}{m_\zeta l}} + 1}. \quad (6.42)$$

Значення відносної різниці $\Delta\sigma$ виражене у відсотках показує заниження результату обчислення, крім того, це значення, в свою чергу, залежить від вихідних параметрів, які характеризують конструкцію та матеріал її виготовлення для конкретної друкованої плати, і впливають на точність обрахунку.

Оскільки, як було показано вище, різниця максимальних значень динамічного напруження $\sigma_{\text{дин}}(x)$ (6.41) та повного напруження $\sigma_{\max}^i(x)$ (6.37), досягає свого максимуму при розташуванні зосередженої маси по центру плати, тоді для випадку коли $\Delta\sigma$ перевищує допустимі межі (наприклад 15 %) для оцінки міцності друкованої плати доцільно використовувати математичну модель для розрахунку повного максимального напруження із зосередженою масою розташованою по центру плати (6.34), тоді можлива похибка обрахунку піде в запас міцності.

Математичні моделі (6.41) та (6.34) можуть використовуватись не тільки для оцінки максимального напруження в небезпечному перерізі друкованої плати, а також в процесі розробки конструктивного виконання плат, зокрема визначення їх геометричних параметрів, які б забезпечували не перевищення допустимого напруження $\sigma \leq [\sigma]$ навіть в умовах резонансного збудження.

Відповідно до математичної моделі (6.41) мінімальна допустима довжина друкованої плати l_{\min} , яка забезпечує умову міцності $\sigma_{\text{дин}} \leq [\sigma]$ при заданих інших параметрах друкованої плати: E ; J ; n ; m_ζ та діючому динамічному навантаженні P_0 , визначається за формулою:

$$l_{\min} = \frac{3P_0^2 EJ}{4[\sigma]^2 n^2 W_{oc}^2 m_\zeta}. \quad (6.43)$$

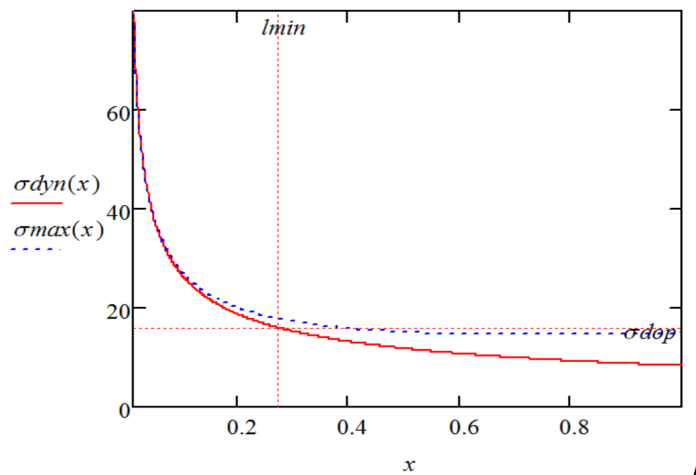


Рис. 6.24. Залежність повних нормальних напружень плати від її довжини в умовах резонансного збудження ($P_0 = \text{const}$)

Відповідно до представлених на рис. 6.24 графічних залежностей $\sigma_{дин}(l)$ та $\sigma_{max}^i(l)$, $\Delta\sigma = 10,06\%$, що забезпечує допустиму точність обрахунку максимальних напружень у небезпечному перерізі друкованої плати.

6.1.8. Експериментальне підтвердження отриманих результатів

Для проведення експериментальних досліджень був створений спеціальний кріпильний пристрій (рис. 6.25), що представляє собою механізм типу «лещата» призначений для кріплення друкованих плат. В кріпленні стаціонарна (ліва) частина лещат оснащена пазом та наскрізними фіксуючими гвинтовими стяжками 8, які проходять через монтажні отвори в друкованій платі 9. Діаметр отворів перевищує діаметр гвинтів, що дозволяє один степінь вільності та імітує нерухоме шарнірне з'єднання. Рухома (права) частина лещат дозволяє адаптувати пристрій до потрібної довжини досліджуваної плати, край плати утримується пазом, який дозволяє два степеня вільності, імітуючи рухоме шарнірне з'єднання. Сам пристрій жорстко кріпиться до вібростенда ВЕДС-200.

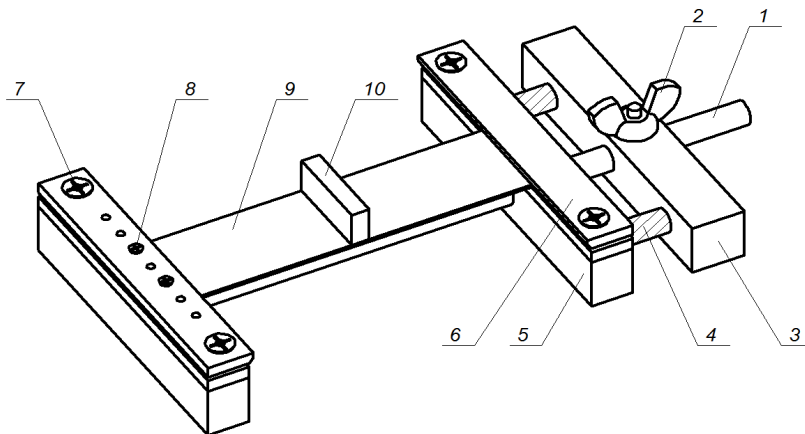


Рис. 6.25. Пристрій кріплення друкованих плат: 1 – шток; 2 – затискач; 3 – регулятор глибини; 4 – пружини; 5 – опорні колодки; 6 – притискна пластина; 7 – гвинтові затискачі; 8 – гвинтові фіксатори; 9 – друкована плата; 10 – зосереджена маса

Визначення максимальних нормальних напружень, які виникають в небезпечному перерізі плати, здійснюються за показниками тензодатчика встановленого в місці розташування зосередженої маси, таким чином забезпечується вимірювання саме максимальних деформацій та розрахунком за законом Гука (3.5) визначення максимальних напружень в зовнішніх шарах друкованої плати. Тензодатчик розташований на поверхні плати протилежній до розташування зосередженої маси. Сигнал від тензодатчика передається на систему тензометричного контролю (див. рис. 2.1).

Максимальні прогини визначаються за показниками вібродатчика, який вимірює вібропереміщення центру досліджуваних плат. Другий вібродатчик закріплений на кріпильному пристрої контролює задані коливання. Сигнали від двох вібродатчиків типу АВС 032 подаються на систему вібраційного контролю (див. рис. 2.1). Контроль за правильністю (фіксованих) частот коливань, що задаються, здійснюється за допомогою звукового генератора. Для виявлення резонансу об'єктів дослідження використовують метод коливної частоти.

Об'єктом експериментального дослідження були друковані плати з характеристиками вказаними в таблиці 6.3. Вібраційне випробування проводилось під дією постійного динамічного навантаження амплітудою P_0 , яке забезпечувалось постійним заданим віброприскоренням $a_0 = 10 \text{ м/с}^2$.

Першим завданням було експериментальне визначення максимальних значень напруження, в тому числі статичного напруження $\sigma_{ст}(x)$, повного напруження $\sigma_{max}^i(x)$ та динамічного напруження $\sigma_{дин}(x)$ залежно від лінійної координати x розташування зосередженої маси по довжині плати l . Зазначені напруження були визначені для двох значень x : 1) $x = 0,1l$; 2) $x = l/2$.

Препарування тензодатчиками проводилось в ненавантаженому стані друкованих плат до уставки їх в кріпильний пристрій та вібростенд. Зняття статичних відносних деформацій та відповідних їм статичних напружень $\sigma_{ст}(x)$ виконувалось після встановлення в робоче положення на вібростенді, але ще до запуску вібраційного випробування. В процесі вібраційного випробування на першій критичній частоті ω_0 резонансного збудження відбувалась реєстрація максимальних значень повних нормальних напружень $\sigma_{max}^i(x)$. Значення максимальних динамічних напружень $\sigma_{дин}(x)$ визначались як різниця повних та статичних напружень:

$$\sigma_{дін}(x) = \sigma_{max}^i(x) - \sigma_{ст}(x). \quad (6.44)$$

Результати вібраційного обстеження представлені в таблиці 6.4. В таблиці наведені середні значення параметрів отримані в результаті п'ятикратних випробувань та результати математичного моделювання.

Таблиця 6.4

Залежність $\sigma_{ст}(x)$, $\sigma_{max}^i(x)$ та $\sigma_{дин}(x)$

Параметр	$\omega_0(x)$, рад/с	$\sigma_{ст}(x)$, МПа	$\sigma_{max}^i(x)$, МПа	$\sigma_{дин}(x)$, МПа	$\Delta\sigma(x)$, %
Експериментальні значення					
$x = 0,1l$	475,8	0,39	18,96	18,57	2,05
$x = l/2$	176,9	1,11	20,7	18,96	5,36
Математичне моделювання					
$x = 0,1l$	500,057	0,432	20,142	19,71	2,145
$x = l/2$	180,021	1,2	20,91	19,71	5,739
Відносне відхилення, %					
$x = 0,1l$	4,85	9,72	5,8	5,78	–
$x = l/2$	7,73	7,5	1,01	3,8	–

Порівняння максимальних значень шуканих напружень отриманих експериментальним шляхом із результатами математичного моделювання показує подібність їх характеру та незначну розбіжність від 3,8 до 9,72 %.

Випробування підтвердили висновок про те, що оцінювання максимального напруження в небезпечному перерізі друкованої плати можна здійснювати за максимальним динамічним напруженням, яке не залежить від лінійної координати розташування зосередженої маси x . Вимірний рівень динамічних напружень можна вважати постійним із незначною похибкою в 2 %. Також підтверджено, що відносна різниця $\Delta\sigma(x)$ максимальних значень динамічного напруження та повного напруження досягає свого максимуму при розташуванні зосередженої маси по центру плати, тобто при $x = l/2$.

Наступним завданням було експериментальне визначення максимальних значень зазначених напружень залежно від довжини друкованої плати при чому зосереджена маса

була встановлена по центру друкованої плати. Відповідно до математичної моделі (6.41) мінімальна допустима довжина друкованої плати розрахована за параметрами $l_{\min} = 273$ мм (рис. 6.24) при заданих інших постійних параметрах друкованої плати (табл. 6.3) та діючому динамічному навантаженні P_0 , яке забезпечувалось постійним заданим віброприскоренням $a_0 = 10$ м/с², таким чином для динамічних випробувань були взяті дві плати, які відрізнялись тільки довжиною: 1) l_{\min} ; 2) $l = 350$ мм $> l_{\min}$.

Як і в попередньому дослідженні в таблиці 6.5 наведені середні значення параметрів отриманих в результаті п'ятикратних випробувань і результати математичного моделювання.

Таблиця 6.5

Залежність $\sigma_{\max}^i(l)$ та $\sigma_{\ddot{a}\ddot{i}}(l)$

Параметр	$\omega_0(l)$, рад/с	$\sigma_{cm}(l)$, МПа	$\sigma_{\max}^n(l)$, МПа	$\sigma_{\ddot{a}\ddot{i}}(l)$, МПа	$\Delta\sigma(l)$, %
Експериментальні значення					
l_{\min}	88,5	2,09	16,93	14,84	12,34
$l = 350$ мм	60,2	2,33	15,15	12,82	15,38
Математичне моделювання					
l_{\min}	96,38	1,852	17,825	16,00	10,21
$l = 350$ мм	66,39	2,321	16,456	14,135	14,17
Відносне відхилення, %					
l_{\min}	8,17	12,85	5,02	7,25	–
$l = 350$ мм	9,32	0,39	7,94	9,3	–

Порівняння максимальних значень шуканих напружень отриманих експериментальним шляхом із результатами математичного моделювання показує їх незначну розбіжність від 0,39 до 12,85 %, що дозволяє використовувати математичну модель (6.22) для визначення геометричних параметрів, зокрема мінімальної довжини, друкованих плат, яка забезпечує виконання умови міцності $\sigma_{\text{дин}} \leq [\sigma]$ навіть в умовах резонансного збудження.

6.2. Еквівалентність представлення друкованих плат як коливальної системи

6.2.1 Багатомасова коливальна система

Вираз (6.41) представляє собою залежність максимальних динамічних напружень від конструктивних параметрів, пружно-дисипативних характеристик та величини зосередженої маси друкованих плат представлених одно-масовою коливальною системою. Поряд із цим реальні конструкції друкованих вузлів зазвичай складаються із багатьох електронних компонентів та конструктивних елементів, кожен з яких представляє собою окрему зосереджену масу. Таким чином вся механічна система таких конструкцій може бути представлена багатомасовою коливальною системою, розгляд моделі якої виступає наступним завданням вібраційного дослідження. В досліджуваній моделі друкована плата представлена, як і в попередній моделі, балкою, але із n -кількістю зосереджених мас. Як і в попередньому дослідженні динамічне навантаження є інерційним, тобто здійснюється завдяки коливанням опор балки.

Для прикладу наведено схематичну модель друкованої плати, що складається з трьох мас m_1, m_2, m_3 і таким чином має три динамічних степені вільності, оскільки три параметри $\Delta_1, \Delta_2, \Delta_3$, визначають положення всіх зосереджених мас при їх вертикальному переміщенні (рис. 6.26).

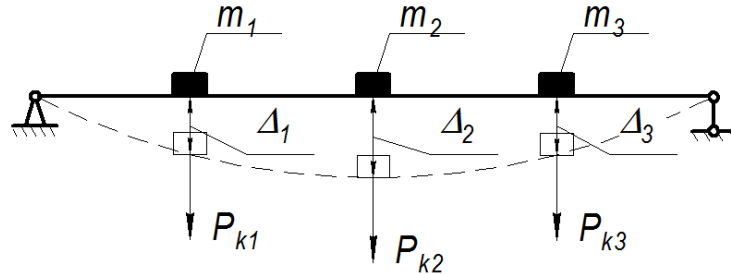


Рис. 6.26. Модель багатомасової коливальної системи друкованої плати

Відповідно до основного рівняння динаміки (6.2), отриманого для одномасової системи, динамічне навантаження системи витрачається на подолання сили інерції F_i , сили пружності F_k , та сили згасання коливань F_c кожної маси. При рішенні задачі про коливання в оберненій формі із використанням методу сил переміщення Δ виникають саме під дією сил, які дорівнюють по величині та протилежні за знаком до сил пружності $P = -F_k$. На основі принципу суперпозиції сил переміщення, в напрямі i -го степеня вільності від дії всіх сил пружності, дорівнює сумі переміщень за напрямком i ($i = 1..3$) від дії окремих сил, що діють у напрямках j ($j = 1..3$):

$$\Delta_i = \sum_j \Delta_{ij}. \quad (6.45)$$

Відповідно до методу Мора переміщення кожної маси записується у вигляді канонічного рівняння:

$$\Delta_i = \sum_j \delta_{ij} P_j. \quad (6.46)$$

Відповідно до (6.2) сила пружності для кожної з мас:

$$P_j = m_j \ddot{\Delta}_j + 2n \dot{\Delta}_j - m_j a_0. \quad (6.47)$$

Підстановкою (6.47) в (6.46) отримуємо рівняння переміщення для маси m_i :

$$\Delta_i - \sum_j \delta_{ij} (m_j \ddot{\Delta}_j + 2n \dot{\Delta}_j - m_j a_0) = 0. \quad (6.48)$$

Таким чином можна записати від 1-го до n ($i = 1..n$) диференціальних рівнянь та об'єднати їх в систему. Відповідно, рішення рівняння буде мати форму:

$$\Delta_i = A_i \sin(\omega t + \varphi). \quad (6.49)$$

Якщо представити модель вільних коливань, тобто в рівнянні динаміки (6.2) не враховувати збурювальну силу (в нашому випадку переносну силу інерції) та силу згасання коливань, а також відкинути побічні переміщення δ_{ij} ($i \neq j$), то система диференціальних рівнянь (6.48) розпадається на окремі рівняння виключно головних переміщень δ_{ii} . Таким чином можна отримати відокремлені один від одного головні форми коливань, кожне з яких відбувається із своєю власною частотою, яка вираховується за формулою аналогічною до (5.39) для власної частоти коливань системи з одним ступенем вільності:

$$\omega_{0i} = \sqrt{\frac{1}{\delta_{ii} m_i}}. \quad (6.50)$$

Поряд з цим визначення головних координат Δ_i системи з числом степенів вільності більше двох викликає певні труднощі.

Для симетричних систем, як показано на рис. 6.26, із симетрично розташованими масами можливі прямо симетричні та обернено симетричні форми коливань, при яких діючі сили будуть відповідно прямо симетричними та обернено симетричними. У цьому випадку переміщення будуть обчислені як групові від парних прямо симетричних або обернено симетричних одиничних сил. Побічні переміщення, що зв'язують прямо симетричні і обернено симетричні сили, стають рівними нулю: $\delta_{12} = \delta_{21} = 0$; $\delta_{23} = \delta_{32} = 0$. Це також призводить до розпаду частотного рівняння на два незалежних рівняння, з яких одне дозволяє знайти частоти прямо симетричних коливань, а інше – обернено симетричних. Так як групові переміщення визначаються від дії парних одиничних сил, то відповідна маса входить в частотні рівняння з коефіцієнтом 0,5.

На рис. 6.27 представлені одиничні епюри згинальних моментів M_1, M_2, M_3 .

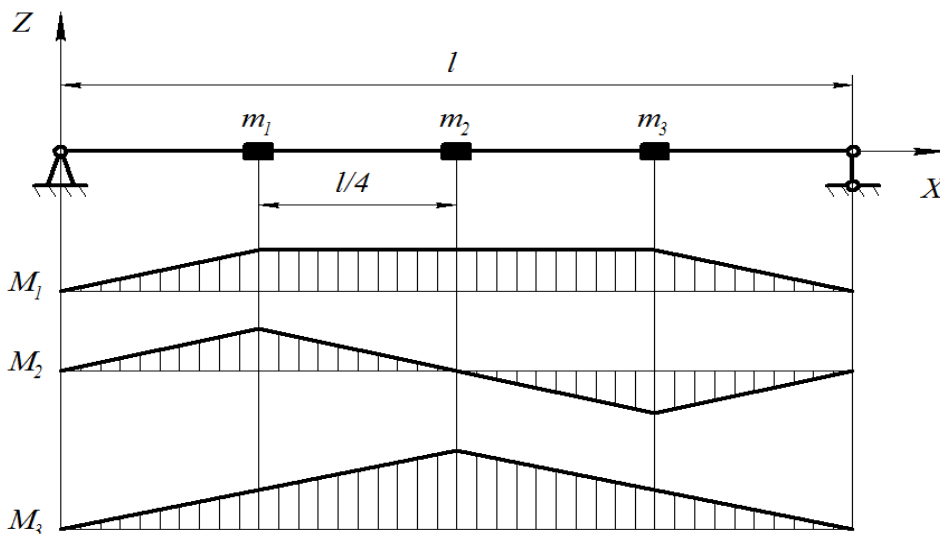


Рис. 6.27. Епюри згинальних моментів M_1, M_2, M_3

Одиничні переміщення визначені методом Мора:

$$\delta_{11} = \frac{l^3}{24EJ}; \quad \delta_{13} = \delta_{31} = \frac{0,0286l^3}{EJ}; \quad \delta_{22} = \frac{0,0052l^3}{EJ}; \quad \delta_{33} = \frac{0,0208l^3}{EJ}. \quad (6.51)$$

Визначник для симетричних коливань:

$$\begin{vmatrix} \delta_{11} \frac{m}{2} - \frac{1}{\omega^2} & \delta_{13} m \\ \delta_{31} \frac{m}{2} & \delta_{33} m - \frac{1}{\omega^2} \end{vmatrix} = 0. \quad (6.52)$$

Відповідне частотне рівняння є квадратним рівнянням:

$$\lambda^2 a - \lambda b + c = 0, \quad (6.53)$$

де $\lambda = \omega^2$; $a = m^2 (\delta_{11}\delta_{33} - \delta_{31}\delta_{13})$; $b = m(\delta_{11} + 2\delta_{33})$; $c = 2$, рішення якого дає власні частоти симетричних коливань:

$$\omega_1 = \sqrt{\lambda_1}; \quad \omega_3 = \sqrt{\lambda_2}. \quad (6.54)$$

Частотне рівняння для обернено симетричних коливань:

$$\delta_{22} \frac{m}{2} - \frac{1}{\omega_2^2} = 0, \quad (6.55)$$

має рішення:

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{2}{\delta_{22} m}}. \quad (6.56)$$

При кількості мас $n > 3$ отримання рішення може виявитись навіть неможливим, тим більше, якщо розглядати не тільки вільні коливання, а вимушені коливання, які відбуваються під дією зовнішньої збурювальної сили, та враховувати силу згасання коливань. Тому рішення задачі визначення частот, форм власних коливань та, що більш важливо, максимальних значень повних нормальних напружень та прогинів коливальної системи, було запропоновано отримати спеціальними чисельними методами імітаційного моделювання в системі MatLab.

Методом імітаційного моделювання в системі MatLab було проведено вібраційне дослідження 5-ти масової коливальної системи. Умови навантаження та характеристики коливальної системи були ідентичними до вказаних в п.6.1.6, за відмінністю використання 5-ти симетрично розташованих мас $m_i = 10$ г. Гнучке тіло балки (основи друкованої плати) апроксимоване набором твердих тіл в кількості $N = 21$, з'єднаних $N-1$ пружинами і демпферами. Для вимірювання повних нормальних напружень та прогинів було використано 6 датчиків розташованих як показано на рис. 6.28.

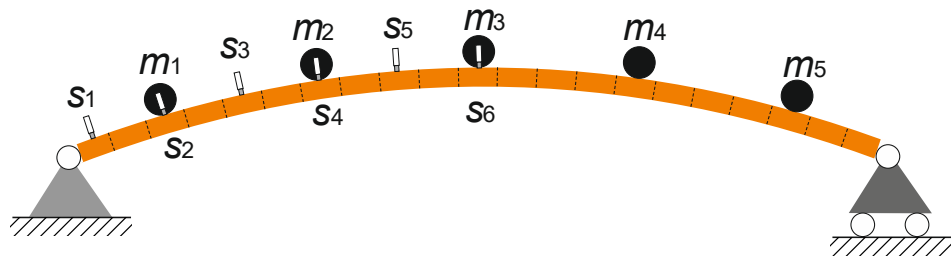
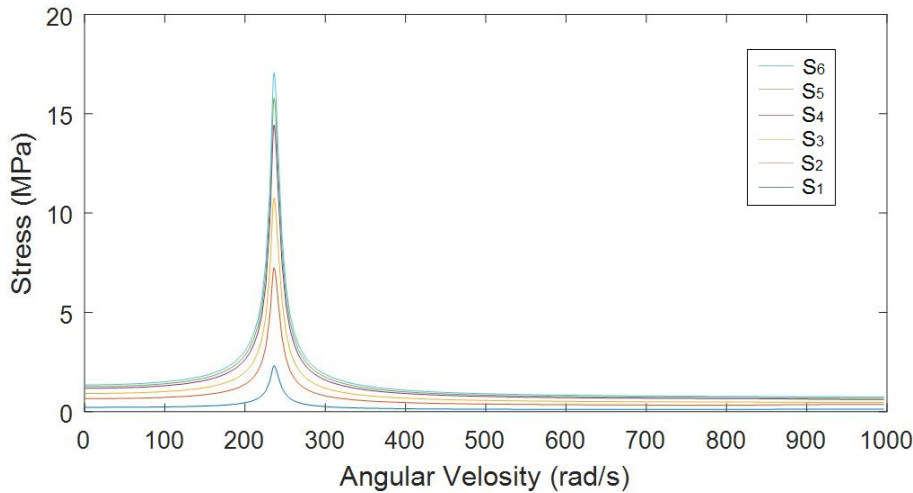


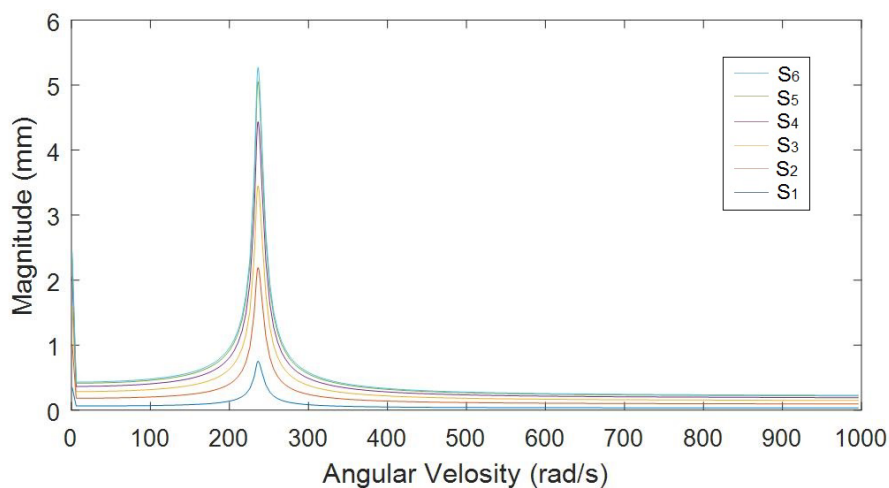
Рис. 6.28. Схема імітаційної апроксимації п'ятимасової коливальної системи

В результаті моделювання було отримано амплітудно-частотні характеристики максимальних повних нормальних напружень (рис. 6.29, а) та прогинів (рис. 6.29, б) коливальної системи знятих з шести датчиків. Аналіз АЧХ дозволив визначити максимальні значення досліджуваних параметрів, які складають:

$$\sigma_{\max}^i = 17,05 \text{ МПа}; \quad \Delta_{\max}^i = 5,3 \text{ мм.}$$



a



б

Рис. 6.29. Амплітудно-частотні характеристики максимальних повних нормальних напружень (а) та прогинів (б) п'ятимасової коливальної системи

Слід зазначити, що максимальні значення параметрів відповідають першій критичній частоті $\omega_{01} = 237$ рад/с головної форми коливань системи (див. рис. 6.30).

Безумовно чим більш детальною є модель, яка описує реальну конструкцію, тим більш точними будуть результати обчислень. Проте проведені дослідження показали, що чим більше мас описує модель, тим складнішими та часто неможливими стають обчислення власних частот, форм коливань та напружено-деформованого стану. Більш того, складним і громіздким завданням є врахування всіх масових компонентів реальної конструкції, в якій окрім багаточисельних електронних компонентів сама основа разом із металізованими доріжками та контактними і кріпильними елементами володіє ненульовою масою. Таку багато-масову систему із практично безкінечним числом степенів вільності бажано розглядати як систему із масою розподіленою по об'єму, або у випадку її представлення у вигляді балки з масою, розподіленою по довжині, причому бажано вважати таке розподілення рівномірним.

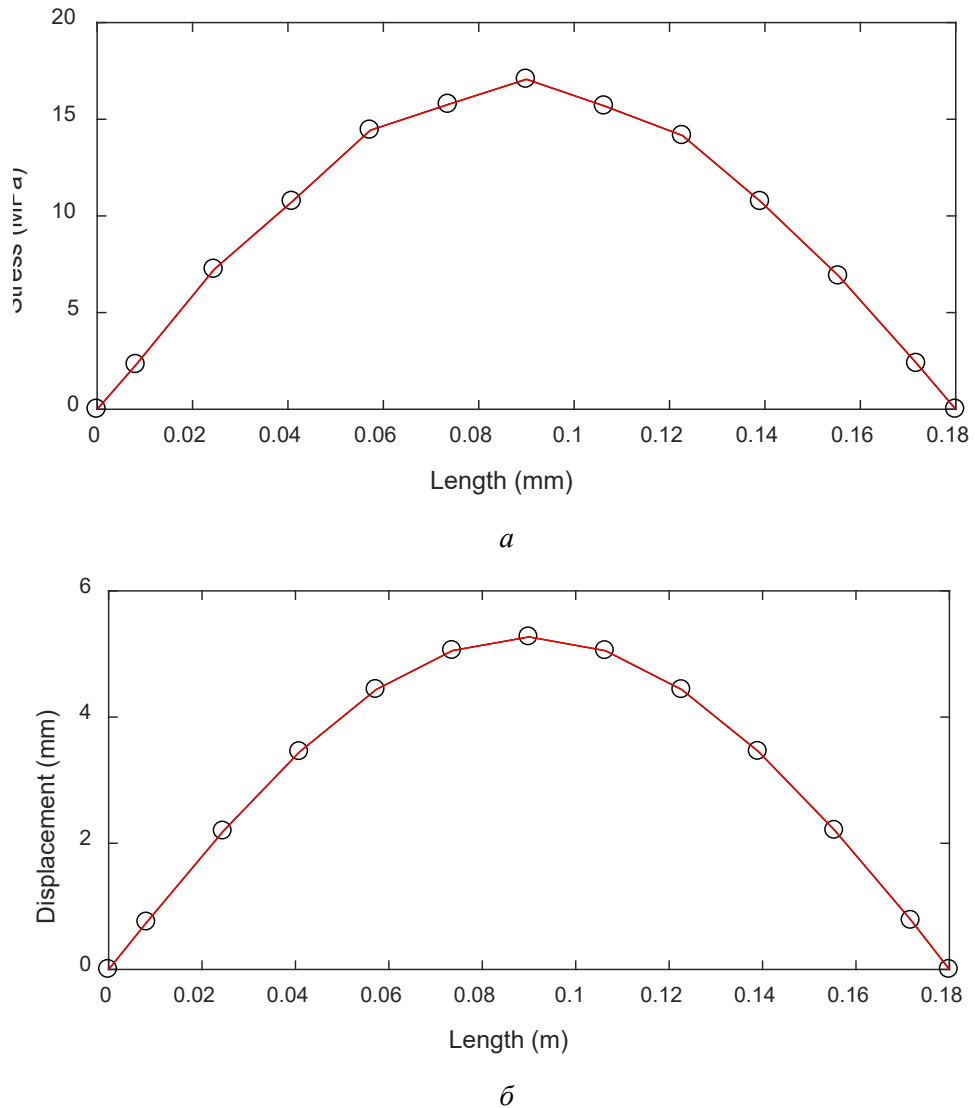


Рис. 6.30. Епюри максимальних повних нормальних напружень (а) та прогинів (б) для першої форми коливань на першій резонансній частоті п'ятимасової коливальної системи

6.2.2. Коливальна система із рівномірно розподіленою масою

Рівняння руху всіх точок такої балки із рівномірно розподіленою масою представлено для безкінечно малого елемента довжиною dx (рис. 6.31) довільно виділеного на довжині балки l . Елемент dx здійснює вертикальні переміщення, які описуються функцією $z(x, t)$, під дією рівномірно розподіленого динамічного інерційного навантаження $f(x, t)$. В даному випадку навантаження $f(x, t)$ представляє собою переносну силу інерції (аналогічно моделі коливань балки із зосередженою масою розглянутої вище в неінерціальній системі відліку) і витрачається на подолання рівномірно розподілених відносної сили інерції $dmz(t)''$ і сили згасання коливань F_c та зосередженої сили пружності F_k в поперечних перерізах балки, якими вирізано елемент dx на лівій та правій грані елемента де діють сили внутрішнього опору $F_k(x, t)$ і $F_k(x+dx, t)$ та моменти внутрішнього опору $M(x, t)$ і $M(x+dx, t)$ як показано на схемі навантаження (рис. 6.31).

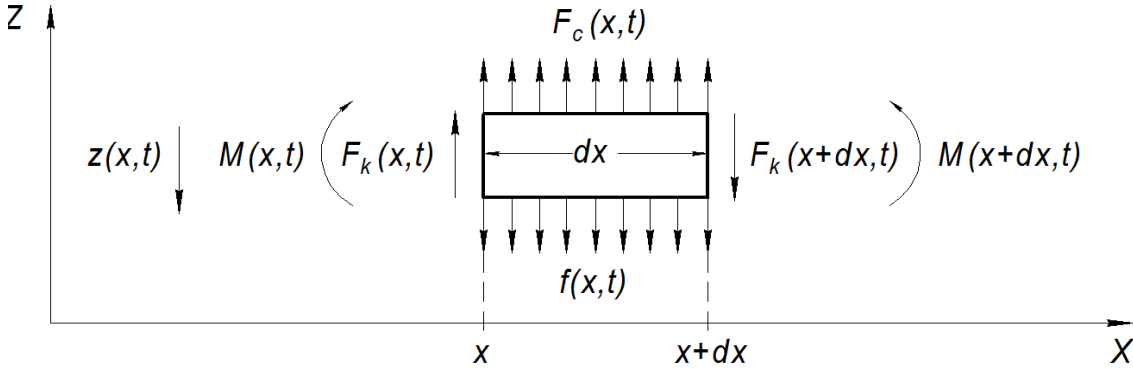


Рис. 6.31. Розрахункова схема навантаження безкінечно-малого елемента балки з рівномірно розподіленою масою

Відносна сила інерції діюча на елемент dx :

$$F_i = \rho S dx \frac{\partial^2 z}{\partial t^2}, \quad (6.57)$$

де ρ – щільність; S – площа поперечного перерізу балки.

Тоді основне рівняння динаміки елемента dx за участю усіх зазначених сил (див. рис. 6.31):

$$\rho S dx \frac{\partial^2 z}{\partial t^2} + \frac{\partial F_k}{\partial x} dx + F_c dx = f dx, \quad (6.58)$$

скороченням на dx , підстановкою $F_k(x,t) = \frac{\partial M}{\partial x}(x,t)$ та використанням диференційного рівняння зігнутої осі балки (3.10) рівняння набуває вигляду:

$$\rho S \frac{\partial^2 z}{\partial t^2} + EJ \frac{\partial^4 z}{\partial x^4} = f - F_c. \quad (6.59)$$

Для знаходження власної частоти коливань достатньо розглянути випадок вільних коливань, в якому права частина (6.59) приймається рівною нулю:

$$\rho S \frac{\partial^2 z}{\partial t^2} + EJ \frac{\partial^4 z}{\partial x^4} = 0. \quad (6.60)$$

Рішенням рівняння вільних поперечних періодичних коливань прийнято гармонійну функцію прогину балки:

$$z(x,t) = A_x(x) \sin(\omega t + \varphi), \quad (6.61)$$

де $A_x(x)$ – ампліудна функція осі балки, яка представляє собою форму головного коливання.

Підстановкою (6.61) в рівняння (6.60) останнє набуває вигляду:

$$\frac{EJ}{\rho S} \frac{\partial^4 A_x}{\partial x^4} - \omega^2 A_x = 0. \quad (6.62)$$

Характеристичне рівняння для (6.62):

$$\frac{EJ}{\rho S} \lambda^4 - \omega^2 = 0. \quad (6.63)$$

Звідки:

$$\lambda^4 = \frac{\omega^2 \rho S}{EJ}. \quad (6.64)$$

Розв'язки рівняння (6.64):

$$\lambda_{1,2} = \pm \sqrt[4]{\frac{\omega^2 \rho S}{EJ}}; \lambda_{3,4} = \pm i \sqrt[4]{\frac{\omega^2 \rho S}{EJ}}.$$

Тоді рішення рівняння (6.62):

$$A_x(x) = C_1 \cos(\lambda x) + C_2 \sin(\lambda x) + C_3 \cosh(\lambda x) + C_4 \sinh(\lambda x), \quad (6.65)$$

де $\lambda = \lambda_1$; $C_1 - C_4$ – константи, які залежать від граничних умов:

$$A_x(0) = 0; A_x''(0) = 0; A_x(l) = 0; A_x''(l) = 0.$$

Тоді $C_1 = C_3 = C_4 = 0$; $C_2 \sin(\lambda l) = 0$. При $C_2 = 0$ рішення (6.65) є тривіальним, тому для $C_2 \neq 0$ прийнято:

$$\sin(\lambda l) = 0. \quad (6.66)$$

З рівняння (6.66) слідує: $\lambda_j l = j\pi$, де $j = 1, 2, \dots$.

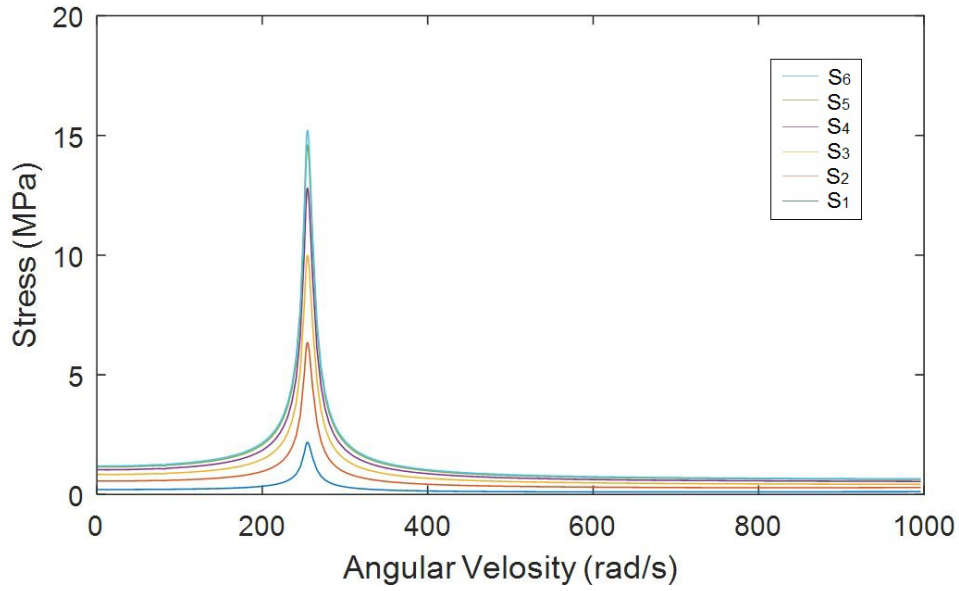
Враховуючи вираз (6.64) власні кругові частоти поперечних коливань будуть виражені як:

$$\omega_{0j} = \frac{j^2 \pi^2}{l^2} \sqrt{\frac{EJ}{\rho S}}. \quad (6.67)$$

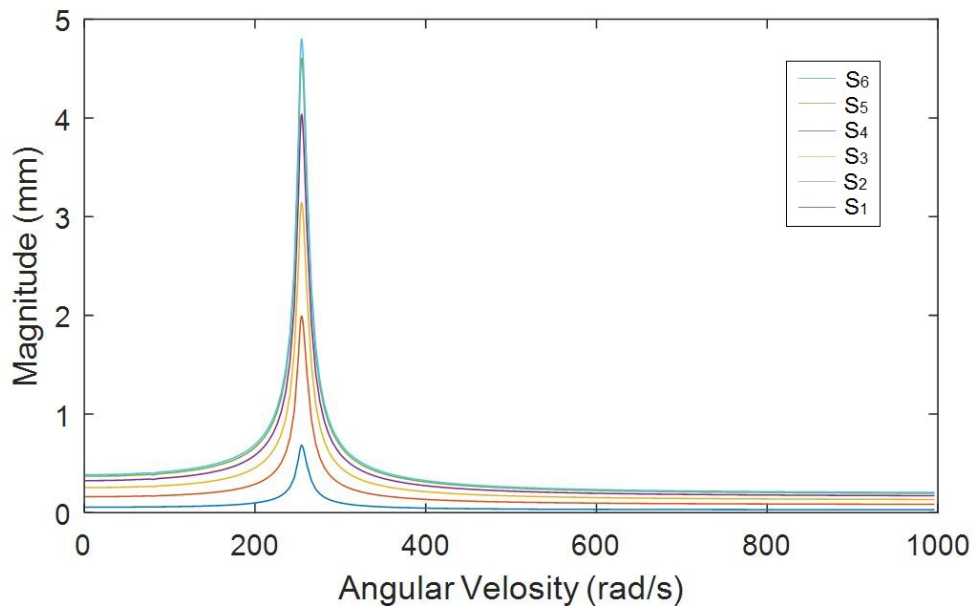
Для практичних цілей, таких як оцінка міцності та жорсткості досліджуваної конструкції достатньо визначення самих низьких критичних частот коливань, або навіть однієї – головної частоти, яка відповідає головній формі коливання ω_{01} при $j = 1$. Таке рішення було підтверджено методом імітаційного моделювання в системі MatLab, в якому гнучке тіло балки (друкованої плати) було апроксимоване набором елементів (твердих тіл) в кількості $N = 21$, з'єднаних $N-1$ пружинами і демпферами. Загальна маса балки $m = 50$ г була рівномірно розподілена між всіма елементами тіла. Для вимірювання повних нормальних напружень та прогинів було використано 6 датчиків розташованих за схемою представленою на рис. 6.28.

В результаті моделювання було отримано амплітудно-частотні характеристики максимальних повних нормальних напружень (рис. 6.32, а) та прогинів (рис. 6.32, б) знятих із 6-ти датчиків. Аналіз АЧХ дозволив виявити максимальні значення досліджуваних параметрів, які складають: $\sigma_{\max}^i = 15,93$ МПа; $\Delta_{\max}^i = 4,79$ мм. Слід зазначити, що максимальні значення параметрів відповідають першій критичній частоті $\omega_{01} = 255,3$ рад/с головної форми коливань системи (див. рис. 6.33).

Очевидним фактом є те, що перша – головна форма коливань показана на рис. 6.33 відповідає головній формі коливань попередньо розглянутої багато-масової (див. рис. 6.30) та, більш того, одномасової системи із зосередженою масою (див. рис. 6.1), що дає можливість зробити припущення про їх еквівалентність.



a



б

Рис. 6.32. Амплітудно-частотні характеристики максимальних повних нормальних напружень (а) та прогинів (б) коливальної системи з рівномірно розподіленою масою

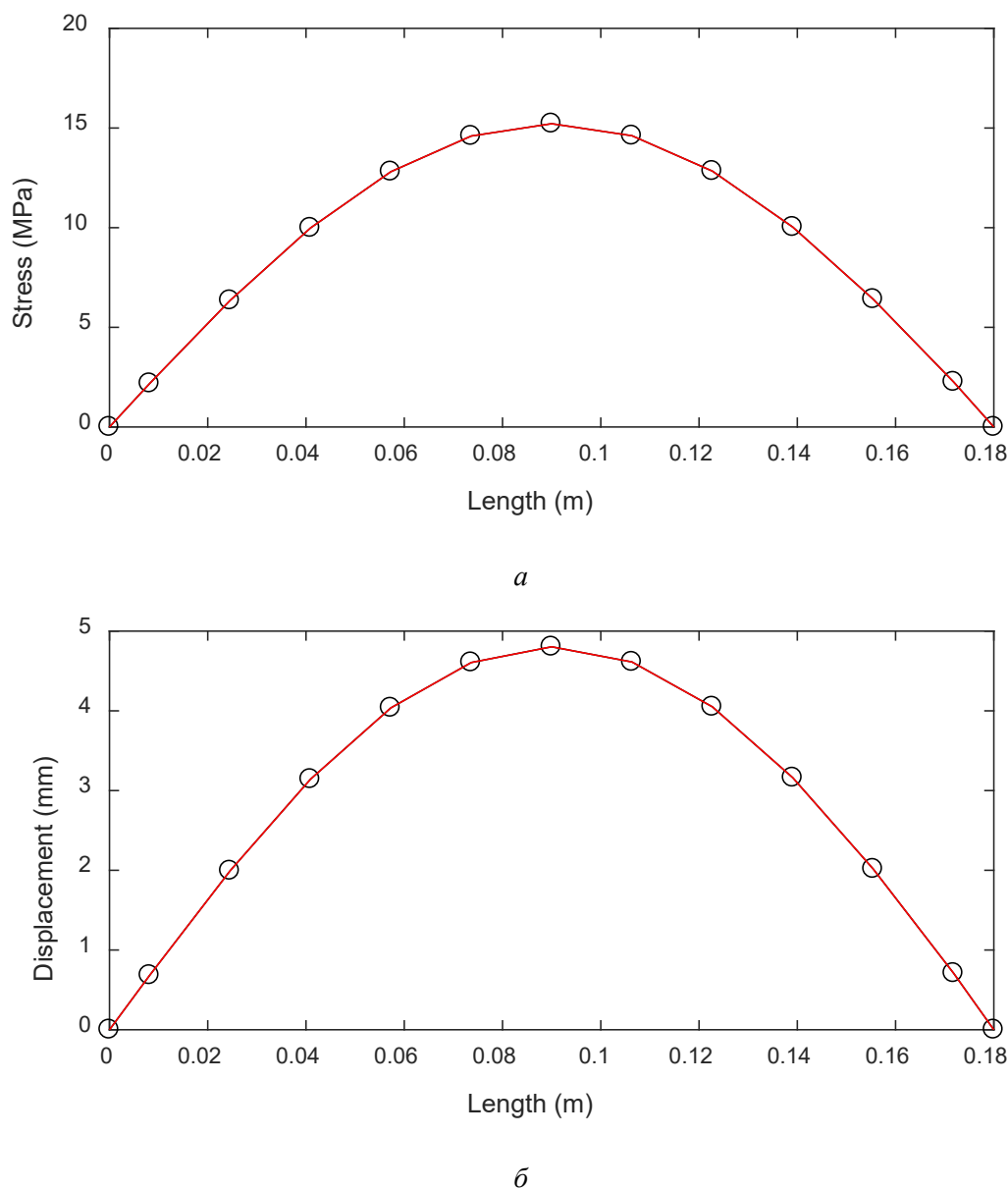


Рис. 6.33. Епюри максимальних повних нормальних напружень (*a*) та прогинів (*б*) для першої форми коливань на першій резонансній частоті коливальної системи з розподіленою масою

6.2.3. Аналіз еквівалентності напружено-деформованого стану коливальних систем

Подібність головних форм коливань (рис. 6.34), зокрема максимальних значень повних нормальних напружень та прогинів, отриманих для багато-масової, рівномірно розподіленої та одномасової коливальних систем, за умови рівності їх динамічного навантаження, маси, геометричних та пружно-дисипативних характеристик, дозволила запропонувати можливість представлення цих систем як еквівалентних для оцінки міцності та жорсткості.

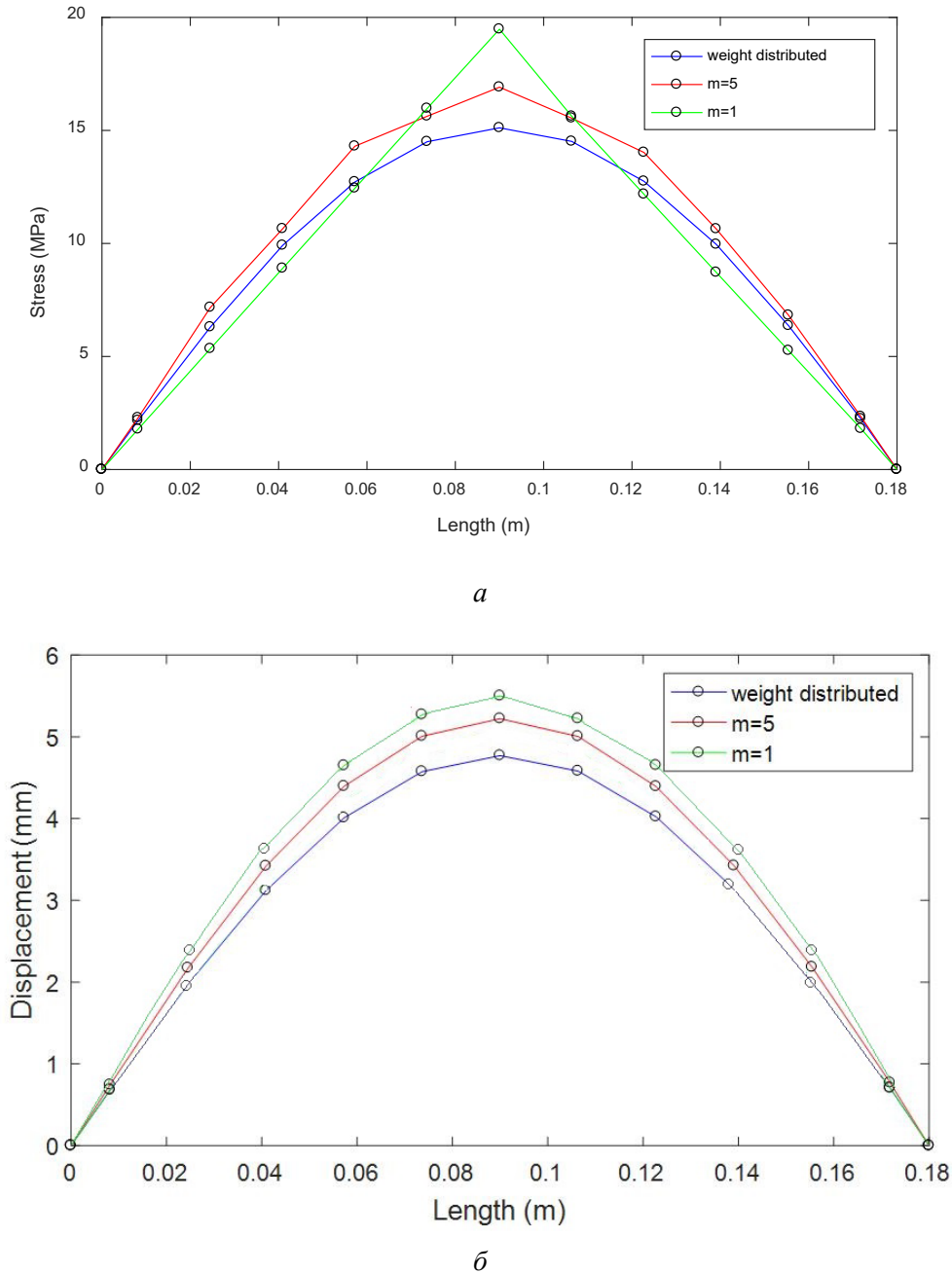


Рис. 6.34. Порівняльний аналіз епюр максимальних повних нормальних напружень (а) та прогинів (б) для першої форми коливань п'ятимасової (1), рівномірно розподіленої (2) та одномасової (3) коливальних систем

Відомо [193], що коливальну систему із рівномірно розподіленою масою m можна для практичних розрахунків замінити системою із зосередженою так званою приведеною масою $\beta \cdot m$ прикладеною зосереджено в деякій точці, в даному випадку по центру балки та проводити розрахунок напружено-деформованого стану з використанням математичної моделі для одномасової системи.

Еквівалентність моделей двох коливальних систем може бути досягнена рівністю їх кінетичних енергій, тому величина приведеної зосередженої маси $\beta \cdot m$ приймається такою, щоб її кінетична енергія:

$$T' = \beta \left(\frac{\rho S l \dot{\xi}^2}{2} \right), \quad (6.68)$$

дорівнювала кінетичній енергії розподіленої маси по довжині балки l :

$$T = \int_l \left(\frac{\rho S \dot{\xi}_x^2}{2} \right) dx, \quad (6.69)$$

де $\dot{\xi}$ – швидкість руху зосередженої маси прикладеної по центру балки; $\dot{\xi}_x$ – швидкість руху безкінечно малого елемента, яка залежить від його положення x по осі балки.

Звідки:

$$\beta = \frac{\int_l \frac{\dot{\xi}_x^2}{\dot{\xi}^2} dx}{l}. \quad (6.70)$$

На основі гіпотези про подібність епюр переміщень коливальних систем від статичної дії ваги розподіленої m та зосередженої маси $\beta \cdot m$ отримуємо:

$$\frac{\dot{\xi}_x}{\dot{\xi}} = \frac{\Delta_{xcm}}{\Delta_{cm}}, \quad (6.71)$$

де Δ_{xcm} – переміщення безкінечно малого елемента dx від статичної дії розподіленої ваги системи; Δ_{cm} – переміщення центру балки від статичної дії сили ваги зосередженої маси (рис. 6.35).

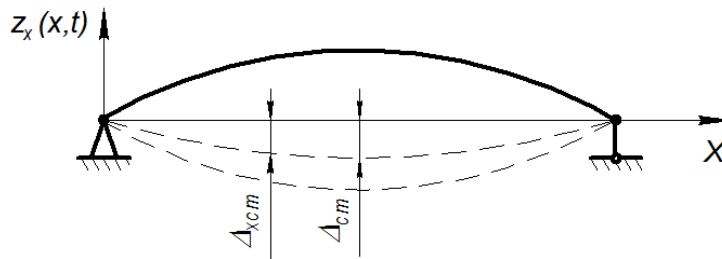


Рис. 6.35. Головна форма коливань балки з рівномірно розподіленою масою

Переміщення перерізу x :

$$\Delta_{x\dot{\eta}} = \frac{mg}{EJ} \cdot x \left(\frac{l^2}{16} - \frac{x^2}{12} \right), \quad (6.72)$$

а переміщення центру балки:

$$\Delta_{cm} = \frac{mgl^3}{48EJ}. \quad (6.73)$$

Підстановкою (6.72) та (6.73) в (6.71) та з урахуванням (6.70) отримуємо $\beta = 17/35$. Проте, використання еквівалентної моделі коливальної системи із приведеною масою можливе тільки для випадку коли маса конструкції друкованої плати рівномірно розподілена, у випадку ж багато-масової або одномасової коливальної системи такий розрахунок напружень та прогинів давав би занижений результат.

Аналіз результатів імітаційного моделювання, представлений на рис. 6.34, показав, що значення максимальних повних нормальних напружень в коливальних системах тим менші, чим більш розподіленою є маса системи, і навпаки вони найбільші для зосередженої одномасової системи. Таким чином, визначення найбільших значень максимальних повних нормальних напружень через представлення одномасової системи як еквівалентної до якої, навіть рівномірно розподіленої, коливальної системи дозволяє здійснювати оцінку їх міцності як для одномасової коливальної системи, оцінка міцності та жорсткості якої реалізована розробленою математичною моделлю (6.41) або (6.11), при чому можлива різниця у визначенні значень напружень еквівалентних систем може бути використана в якості запасу міцності.

Експериментальне підтвердження ефективності застосування одномасової моделі коливальної системи як еквівалентної до інших систем та точності використання математичної моделі було отримано при вібраційному дослідженні друкованих плат. Умови навантаження та характеристики коливальної системи були ідентичними до імітаційного моделювання та проводилися на устаткуванні описаному в п. 6.1.8.

Об'єктами дослідження були друковані плати, які представляли собою наступні три різновиди коливальних систем: 1) одномасову – із зосередженою масою розташованою по центру плати; 2) багатомасову – п'ятимасову із рівномірним розташуванням мас; 3) із рівномірно розподіленою масою. Друковані плати були підібрані за умови рівності їх маси, геометричних та пружно-дисипативних характеристик і досліджені під дією од-накового динамічного навантаження.

Визначення пружно-дисипативних характеристик друкованих плат, було здійснено розрахунково-експериментальним методом пробних параметрів описаним в п. 6.1.2.

Визначення максимальних повних нормальних напружень здійснювалося за показниками тензодатчика встановленого по центру друкованої плати та розрахунком за законом Гука (3.5). Сигнали від тензодатчика передавалися на систему тензометричного контролю (див. рис. 2.1). Максимальні динамічні напруження $\sigma_{дин}$ визначалися за формулою (6.44).

Максимальні динамічні прогини $\Delta_{дин}$ визначалися за показниками вібродатчика, який вимірював вібропереміщення центра досліджуваних плат. Другий вібродатчик закріплений на кріпильному пристрої контролював задані коливання. Сигнали від двох вібродатчиків типу АВС 032 подавалися на систему вібраційного контролю (див. рис. 2.1). Контроль за правильністю (фіксованих) частот коливань, що задаються, здійснювався за допомогою звукового генератора. Для виявлення резонансу об'єктів дослідження використовувався метод коливної частоти. Перша критична частота визначалась за максимальним показником вібродатчика встановленого по центру друкованої плати. Виміряні на цій частоті напруження вважалися максимальними повними напруженнями в небезпечному перерізі друкованої плати.

Результати експериментального дослідження, імітаційного та математичного моделювання максимальних динамічних напружень та прогинів в друкованих платах представлені в таблиці 6.6.

Порівняння максимальних значень динамічних напружень та прогинів отриманих експериментальним шляхом із результатами імітаційного та математичного моделювання, показує подібність їх характеру та незначну розбіжність їх значень від 0,53 до 8,81 %.

**Максимальні значення динамічних напружень та прогинів
в друкованих платах під дією постійного динамічного навантаження**

Параметр	ω_0 , рад/с	$\sigma_{дин}$, МПа	$\Delta_{дин}$, мм
Коливальна система			
<i>Експериментальні значення</i>			
Багатомасова	225,7	16,25	4,66
Із розподіленою масою	249,6	14,19	3,91
Одномасова	163,1	18,96	4,75
<i>Імітаційне моделювання</i>			
Багатомасова	242,0	16,55	4,83
Із розподіленою масою	261,3	15,44	4,00
Одномасова	176,9	19,06	5,02
<i>Математичне моделювання</i>			
Одномасова	180	19,71	5,07

Таким чином, випробування підтвердили висновок про можливість визначення найбільших значень максимальних динамічних нормальних напружень через представлення одномасової системи як еквівалентної до багато-масової або навіть до рівномірно розподіленої коливальної системи за умови рівності їх динамічного навантаження, маси, геометричних та пружно-дисипативних характеристик в умовах резонансного збудження за головною формою коливань, та здійснення оцінки їх міцності як для одномасової коливальної системи реалізованої розробленою математичною моделлю (6.41), що дає можливість застосування математичної моделі в інженерних розрахунках для оцінки міцності та жорсткості друкованих плат представлених у вигляді одномасової коливальної системи, при чому можлива різниця у визначенні значень напружень еквівалентних систем може бути використана в якості запасу міцності.

Розділ 7.

Створення і модифікація пружно-дисипативних механічних зв'язків у несівних конструкціях електронної техніки

7.1. Вплив пружно-дисипативних характеристик на виникнення і передачу динамічного навантаження для різних рівнів конструктивної складності

7.1.1. Пружно-дисипативні характеристики каркасу несівної конструкції радіоелектронних засобів на збудженість коливань друкованих плат

Передача вібрацій з опор блока на функціональні плати відбувається через стінки корпусу, конструктивні елементи, місця кріплення плат і т.п. Однією із задач дослідження було встановлення зміни рівня вібрацій на функціональних платах внаслідок зміни пружно-дисипативних характеристик стінок корпусу блока шляхом їх виготовлення з матеріалів, що раніше були відібрані як такі, що володіють високими демпфівальними властивостями.

Оскільки з наявних демпфівальних матеріалів були листи із конструкційного склотекстоліту товщиною 1 мм, було вирішено провести порівняльні випробування серійної конструкції із конструкцією корпусу, де замість стінок із алюмінієвого сплаву будуть встановлені пластини з склотекстоліту та конструкцією блока, яка складалась із каркасу без стінок взагалі. Слід зазначити, що згинальна жорсткість наявних листів з склотекстоліту суттєво нижче жорсткості листів із алюмінієвого сплаву Д1, з якого виготовлені стінки серійного блока. Отже, випробування проводили для трьох модифікацій конструкції серійного корпусу:

- зі стінками із алюмінієвого сплаву Д1, товщиною 1 мм;
- зі стінками із демпфівального склотекстоліту, товщиною 1 мм;
- без бічних стінок.

У цьому дослідженні необхідно було вирішити наступні задачі:

1. Визначити кількість і значення резонансних частот, переданих на плати блока.
2. Виміряти динамічні напруження і рівень віброприскорень на платах блоків на фіксованих значеннях резонансних частот в корпусі із серійними стінками, зі стінками з склотекстоліту і в блоці без бічних стінок.

3. Дослідити вплив моменту затягування болтів, що кріплять блок до вібростенда, на передачу вібрацій від останнього.

4. Оцінити можливість і доцільність використання матеріалів з високими демпфівальними властивостями для виготовлення корпусів блоків РЕЗ.

Перед проведенням експерименту був проведений ретельний візуальний огляд блока, в результаті якого на кріпильних «лапах» були виявлені тріщини і навіть розломи поперечних стійок корпусу внаслідок раніше проведених вібраційних випробувань. Зламани частини були замінені іншими, для зміцнення місць з тріщинами були зроблені накладки.

Об'єктами випробувань були обрані два типи друкованих плат, що встановлюються в блоках РЕЗ, які відрізняються пружними та інерційними характеристиками. Перша плата ($П_1$) є досить податливою, оскільки характеризується відносно невеликою масою та найбільш типовим розташуванням і набором електронних компонентів, друга плата ($П_2$) має найбільшу, серед встановлюваних в блоках, масу і є більш жорсткою.

Досліджувані плати були препаровані тензодатчиками опору типу МПВ-3-50, розташованими на поверхні плат, та вібродатчиком типу АВС 032, встановленим в центрі плат, за схемою, показаною на рис. 7.1. Тензодатчики та вібродатчики були підключені до систем тензометричного контролю та вібраційного контролю відповідно (див. рис. 2.1).

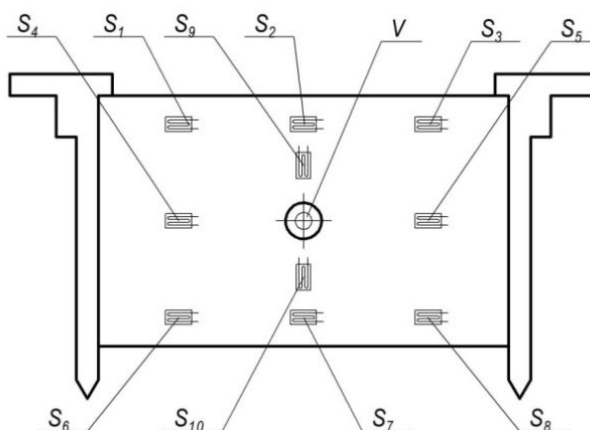


Рис. 7.1. Схема розташування вібраційного датчика V та тензодатчиків S_i на поверхні плати

Контроль за заданою частотою коливань здійснювався за шкалою генератора вібростенда ВЕДС-200А, а контроль за рівнем заданих на столі вібростенда віброприскорень проводився за мілівольтметром, вбудованому в пульт управління вібростенда і відповідним чином запрограмованому.

Експеримент проводився в такий спосіб. Виріб із серійними стінками корпусу і встановленими на друкованій платі вібро- і тензодатчиками закріплювалося на платформі вібростенда в вертикальному положенні. В такому положенні плати розташовувалися горизонтально і напрямком збуджуваних вібрацій збігався з напрямком мінімальної жорсткості плат. При такому положенні амплітуда їх коливань була максимальною. Друковані плати встановлювалися і кріпилися в корпусі за заводською технологією.

На початку плавно змінювали частоту в діапазоні від 0 до 500 Гц протягом 60 с при підтримці постійного рівня віброприскорень на столі вібростенда і одночасно проводили запис показників всіх датчиків.

Для уточнення положення можливих резонансних частот і проведення більш точних вимірювань навколо передбачуваного резонансу шляхом зміни частоти (коливання) вгору і вниз уточнювали його значення. Далі встановлювали на цих частотах заданий рівень вібрацій і проводили запис показників датчиків. Аналогічним чином випробовувався блок зі стінками, виготовленими з склотекстоліту і без бічних стінок.

Для виключення впливу величини моменту затягування болтів, якими виріб кріпився до платформи вібростенда, на передачу вібрацій, при проведенні експериментів, затягування болтів підтримувалось постійним і рівним 2,8 Н·м.

За результатами проведених випробувань визначалися амплітудно-частотні характеристики віброприскорення (рис. 7.2) друкованих плат $П_1$ та $П_2$. По осі ординат відкладались відносні значення віброприскорення плати:

$$w = a_{П}/a_0, \quad (7.1)$$

де $a_{П}$ – середні значення віброприскорення плати, $\text{м}\cdot\text{с}^{-2}$; a_0 – віброприскорення рухомої платформи вібростенда, $\text{м}\cdot\text{с}^{-2}$.

Слід зазначити, що відносне значення віброприскорення, як і відносне значення вібропереміщення відповідно до математичної моделі (5.26) виражено формулою:

$$w = \frac{\omega^2}{\omega_0^2} \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)^2 + \frac{4n^2\omega^2}{\omega_0^4}}} . \quad (7.2)$$

Тобто величина w представляє собою коефіцієнт передачі коливань (вібрацій), який не залежить від заданої амплітуди коливань Z_0 . А для умов резонансу:

$$w = \frac{\omega_0}{2n} . \quad (7.3)$$

Необхідно відзначити, що дані випробувань наведені тільки для частот збудження до 100 Гц, оскільки в діапазоні частот 100–5000 Гц коливання розглянутих об'єктів дослідження практично не збуджувались.

Порівняння експериментально отриманих амплітудно-частотних характеристик відносного віброприскорення показує, що при однаковому значенні діючих на блок РЕЗ збурювальних сил, значення віброприскорення коливань плат встановлених в корпусі без бічних стінок (модифікація 3) в 2–4 рази перевершує такі для плат, встановлених в корпусі зі стінками зі сплаву Д1 (модифікація 1), а для плат в корпусах зі стінками із скло-текстоліту (модифікація 2) ці значення вищі в 1,5–2,5 рази порівняно із серійною конструкцією (модифікація 1).

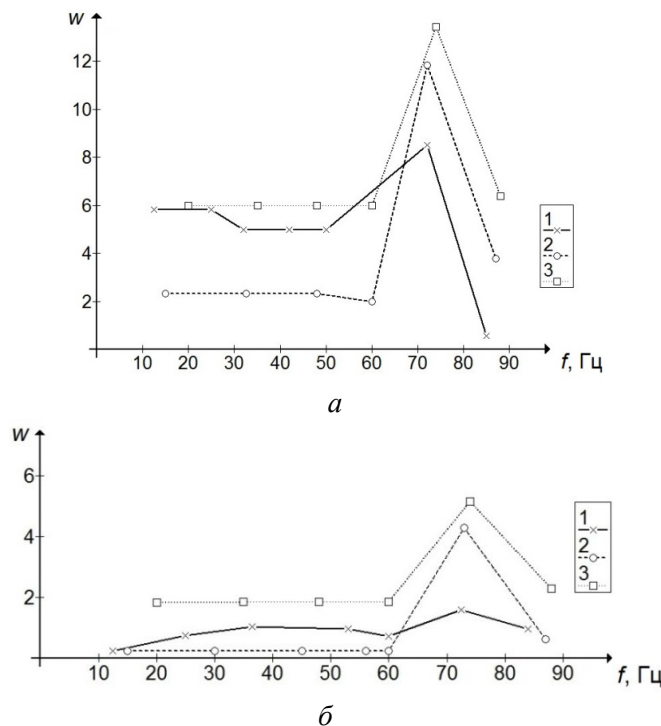


Рис. 7.2. Амплітудно-частотні характеристики відносного віброприскорення плат Π_1 (а) та Π_2 (б), встановлених у корпусах блоків модифікацій 1–3

На рис. 7.2 видно, що резонансна частота плат Π_1 та Π_2 , встановлених в корпусі без стінок (модифікація 3) перевищує на 1–1,5 Гц, а для плат в корпусах зі стінками із склотекстоліту (модифікація 2) – на 1,5–2 Гц резонанс частоту плат, встановлених в корпусі зі стінками зі сплаву Д1 (модифікація 1). Це свідчить про те, що зміна конструкції корпусу блока призводить до несуттєвого зміщення резонансної частоти коливань плат, яка обумовлена пружно-дисипативними властивостями останніх і не може забезпечити частотне відлаштування від резонансу.

Різниця ж в значеннях відносного віброприскорення коливань плат при зміні виду корпусу блока РЕЗ пояснюється різним ступенем демпфірування коливань, пов'язаним із зміною конструкції блоків. Таким чином отримані експериментальні дані демонструють той факт, що конструктивне демпфірування перевершує демпфірування, обумовлене внутрішнім тертям в матеріалі деталей. Так, сумарний логарифмічний декремент коливань для блока серійної конструкції дорівнює 0,764 %, блока зі стінками з КАСТ – 0,702 %, блока без стінок – 0,693 %.

Експериментальні амплітудно-частотні характеристики відносного віброприскорення плат свідчать про те, що найбільш чутливими до резонансних станів є друковані плати Π_1 , а найменш – Π_2 . Цей факт пояснюється відмінністю їх пружно-інерційних характеристик і привертає більшу увагу до детального дослідження плати типу Π_1 .

В таблицях 7.1 та 7.2 представлені значення віброприскорень та напружень функціональної плати типу Π_1 при фіксованих значеннях резонансних частот. Збудження коливань здійснювались в діапазоні частот від 0 до 100 Гц з амплітудою віброприскорення, що задається на столі вібростенда і дорівнює 10 м/с^2 .

Таблиця 7.1

Віброприскорення на платі типу Π_1 на резонансних частотах

Модифікація корпусу блока РЕЗ	1						2			3
Резонансна частота, Гц	12,5	25	32	42	50	72	15	32,5	72	72
Віброприскорення виміряне на платі, м/с^2	58,3	58,3	50	50	50	85	16	20	118,4	133,4

Відповідно до закону Гука для лінійних деформацій (3.5) значення відносних деформацій зареєстровані тензодатчиками під час випробувань були використані для розрахунку нормальних напружень в матеріалі досліджуваних плат, при цьому було прийнято значення модуля Юнга для склотекстоліту $E = 14 \text{ ГПа}$. Підраховані значення напружень виникаючих в окремих місцях функціональної плати Π_1 при фіксованих значеннях частот коливань, що мають резонансний характер, наведені в таблиці 7.2.

Таблиця 7.2

Середні значення напружень на платі типу Π_1 на резонансних частотах

Модифікація корпусу блока РЕЗ	1						2			3
Резонансна частота, Гц	12,5	25	32	42	50	72	15	32,5	72	72
σ , МПа	14,58	14,58	12,50	12,50	12,50	21,25	4,00	5,00	29,60	32,80

Аналіз матеріалів, представлених в таблицях 7.1 та 7.2 свідчить про те, що максимальне віброприскорення і напруження на платі мають місце на частоті 72 Гц де проявляється власний резонанс плати, в той час як на інших резонансних частотах, викликаних іншими елементами блока, вібрації і напруження на порядок менше.

Виявлено, що зі зниженням жорсткості стінок корпусу передача вібрацій з опор блока на плати посилюється. Так, через меншу жорсткість пластин із склотекстоліту,

незважаючи на те, що демпфівальні властивості їх вище, ніж у пластин Д1, відбулося збільшення коливань. При ще більшому зниженні жорсткості корпусу тобто при випробуванні тільки каркаса, передача вібрацій на плату ще більше зростає.

Найбільш небезпечними для електронних компонентів, встановлених на платах, слід вважати віброприскорення плат на частоті основного резонансу, значення, яких перевищують задані на опорах блока майже в 12 разів для корпусу зі стінками із склотекстоліту, і в 13 разів – для каркаса блока без стінок. Найбільші напруження на платі були отримані при випробуванні каркаса без стінок і досягали 32,8 МПа. Вони приблизно в 1,5 разів вище, ніж у серійного варіанта. Значення напруження на інших резонансах малі і не представляють небезпеки для міцності плати.

Таким чином, результати проведених випробувань коливань блоків різної модифікації і їх вплив на коливання друкованих плат показують, що найкращою за пружно-інерційними і дисипативними характеристиками з точки зору зниження рівня резонансних коливань плат є серійна конструкція блока, хоча цей рівень все ще є високим і небезпечним для плат, що визначає актуальність пошуку більш ефективних способів зниження збудженості їх коливань.

Для встановлення впливу величини моменту затягування кріпильних болтів блока $M_{ЗБ}$ на рівень передачі вібрацій від опори до плат w (7.1) був проведений наступний експеримент. Блок зі стандартними стінками встановлювали на вібростенді і на частоті основного резонансу плати Π_1 (72 Гц), підтримуючи незмінним рівень віброприскорення на столі вібростенда рівним $a = 10 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}$, поступово змінювали момент затягування кріпильних болтів. На кожному ступені затяжки проводили запис показників датчиків. Залежність коефіцієнта передачі вібрацій від опори до плати Π_1 від моменту затягування кріпильних болтів наведена на рис. 7.3.

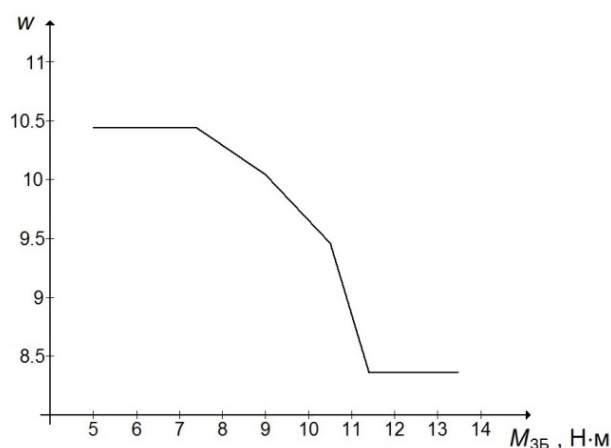


Рис. 7.3. Вплив моменту затягування кріпильних болтів на коефіцієнт передачі вібрацій від опори до функціональної плати Π_1

З отриманої залежності видно, що з ростом моменту затягування болтів, що притискають корпус до столу вібростенда, передача вібрацій на плати знижується. Це підтверджує отриманий результат, що зі зниженням жорсткості корпусу передача вібрацій на плати зростає.

Слід також зазначити, що зменшення жорсткості пружно-дисипативного зв'язку, яким виступають стінки корпусу або кріплення корпусу до вібростенда, що служать ланками передачі вібрацій до друкованих плат, повинно приводити до зменшення абсолют-

ного значення вібропереміщень друкованих плат (в 1-му випадку), або цілого корпусу (в 2-му випадку), як матеріальних точок, як це показано виразом (5.38) для одномасової коливальної системи. Проте друкована плата сама представляє собою коливальну систему (підсистему) і зменшення (зміщення) резонансної частоти (5.39) основної системи, внаслідок зміни жорсткості її пружно-дисипативних зв'язків, приводить до можливості співпадіння із резонансною частотою друкованої плати, що викликає небажане підвищення вібропереміщення друкованої плати. Тому збільшення жорсткості пружно-дисипативних зв'язків всередині та назовні несівних конструкцій корпусів блоків електронної техніки дозволяє досягти частотного відстроювання резонансної частоти цієї коливальної системи від резонансної частоти коливання друкованих плат і, тим самим, зменшує передачу вібрацій до них.

Очевидно, важливим завданням зменшення передачі вібрацій та напружено-деформованого стану друкованих плат є створення та модифікація пружно-дисипативних зв'язків в коливальній системі, яка поєднує віброуючу основу, кріпильні і несівні елементи корпусу та друковані плати.

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

Конструкція вузлів з'єднання в механічній, зокрема коливальній (при дії гармонічного динамічного навантаження), системі «корпус блока ЕТ – друкована плата», 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.

Одна із розрахункових схем могла б представляти з себе плату, як призматичну балку встановлену на двох пружно-демпферних опорах, через які балка піддається дії зовнішнього динамічного навантаження. Було зроблено припущення, що за умови коли жорсткість таких опор значно нижче жорсткості плати, то в ході зростання частоти вимушених коливань плата (балка) спочатку пройде два резонанси коливань твердого тіла на пружних опорах: перший за симетричною формою коливань (рис. 7.4, а) і другий – за кососиметричною формою (рис. 7.4, б), і вже подальші резонанси будуть пов'язані з деформаціями самої плати на жорстких опорах.

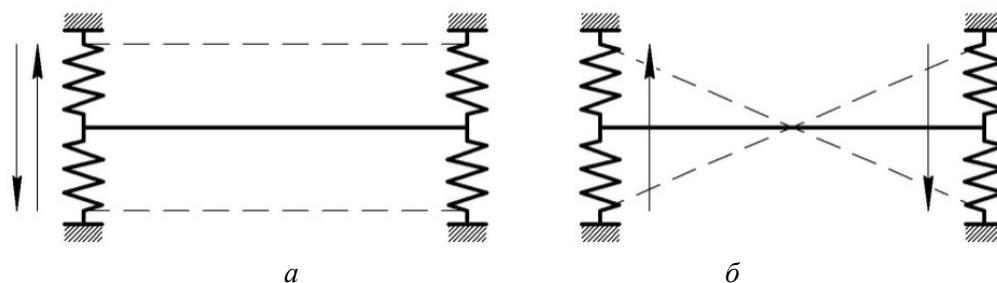


Рис. 7.4. Форми коливань недеформованої балки на двох пружних опорах:
а) симетрична; б) кососиметрична

В еквівалентному (спрощеному) представленні схема навантаження такої коливальної системи може бути представлена у вигляді дискретної моделі з двома степенями вільності (рис. 7.5).

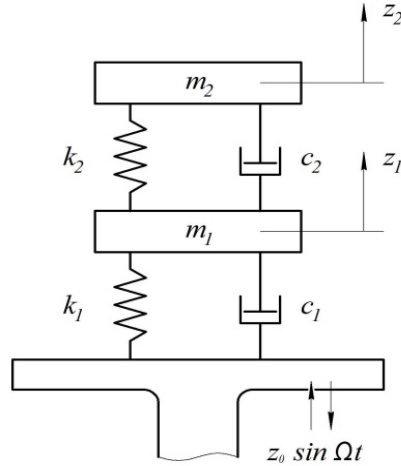


Рис. 7.5. Дискретна модель коливальної системи друкованої плати на пружно-дисипативних опорах вузлів кріплення

Рух такої двомасової коливальної системи описано системою диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} m_1 (\ddot{z}_1 - \ddot{z}_0) + k_1 z_1 + k_2 (z_1 - z_2) + c_1 \dot{z}_1 + c_2 (\dot{z}_1 - \dot{z}_2) = 0; \\ m_2 (\ddot{z}_2 - \ddot{z}_1) + k_2 (z_2 - z_1) + c_2 (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) = 0, \end{cases} \quad (7.4)$$

де m_1 – маса друкованої плати представленої твердим тілом встановленим на пружно-дисипативній опорі вузла кріплення із коефіцієнтом жорсткості k_1 та коефіцієнтом опору коливанням c_1 ; m_2 – зосереджена маса друкованої плати, пружно-дисипативна опора якої моделює пружно-дисипативні властивості самої плати із коефіцієнтом жорсткості k_2 та коефіцієнти опору коливанням c_2 ; z_i ($i = 1, 2$) – переміщення мас m_i ; $z_0 = Z_0 \sin \omega t$ – гармонічні коливання, які генеруються платформою вібростенда.

Функція $z_0(t)$ описує переміщення рухомої платформи вібростенда, обумовлюючи, як зазначалося, кінематичне збудження коливань досліджуваної системи.

Рішення рівнянь (7.4) шукаємо у вигляді:

$$\begin{cases} z_1 = U_1 \cos \omega t + V_1 \sin \omega t \\ z_2 = U_2 \cos \omega t + V_2 \sin \omega t \end{cases} \quad (7.5)$$

після підстановки якого в (7.4) можна отримати систему чотирьох алгебраїчних рівнянь відносно невідомих U_i, V_i ($i = 1, 2$):

$$\begin{cases} U_1 (k_1 + k_2 - m_1 \omega^2) + V_1 ((c_1 + c_2) \omega) + U_2 (-k_2) + V_2 (-c_2 \omega) = -m_1 Z_0 \omega^2 \\ U_1 ((c_1 + c_2)(-\omega)) + V_1 (k_1 + k_2 - m_1 \omega^2) + U_2 (c_2 \omega) + V_2 (-k_2) = 0 \\ U_1 (-k_2) + V_1 (c_2 \omega) + U_2 (k_2 - m_2 \omega^2) + V_2 (c_2 \omega) = -m_2 Z_0 \omega^2 \\ U_1 (c_2 \omega) + V_1 (-k_2) + U_2 (c_2 \omega) + V_2 (k_2 - m_2 \omega^2) = 0. \end{cases} \quad (7.6)$$

Амплітуди коливань маси m_1 та m_2 визначаються за формулами:

$$Z_1 = \sqrt{U_1^2 + V_1^2}; Z_2 = \sqrt{U_2^2 + V_2^2}. \quad (7.7)$$

Враховуючи постановку задачі, із системи (7.6), використовуючи формули (7.7) отримуємо вирази для визначення відносної амплітуди коливань $\bar{Z}_n = Z_n / Z_0$ зокрема, для маси m_2 , яка моделює зосереджену масу друкованої плати:

$$\bar{Z}_2 = \frac{D_1 m_2 \omega^2}{D_2}, \quad (7.8)$$

де

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

Проте, оскільки пружно-дисипативні опори для мас m_1 та m_2 підтримують одну і ту саму масу m_2 , яка представляє собою зосереджену масу друкованої плати (балки), то модель коливальної системи (рис. 7.5) повинна представляти одну масу m_2 встановлену на послідовно з'єднаних пружно-дисипативних опорах встановлених на віброуючій основі. Тобто визначення амплітуди коливань \bar{Z}_2 маси m_2 (7.8) відносно маси m_1 повинно здійснюватись при $m_1 = 0$. Графік залежності відносної амплітуди коливань $\bar{Z}_2(k_1)$ отриманий в умовах резонансу ($\omega = \omega_0$) показано на рис. 7.6. Фізико-механічні, в тому числі пружно-демпферні, характеристики моделі плати були взяті ідентичними до п. 6.1.2.

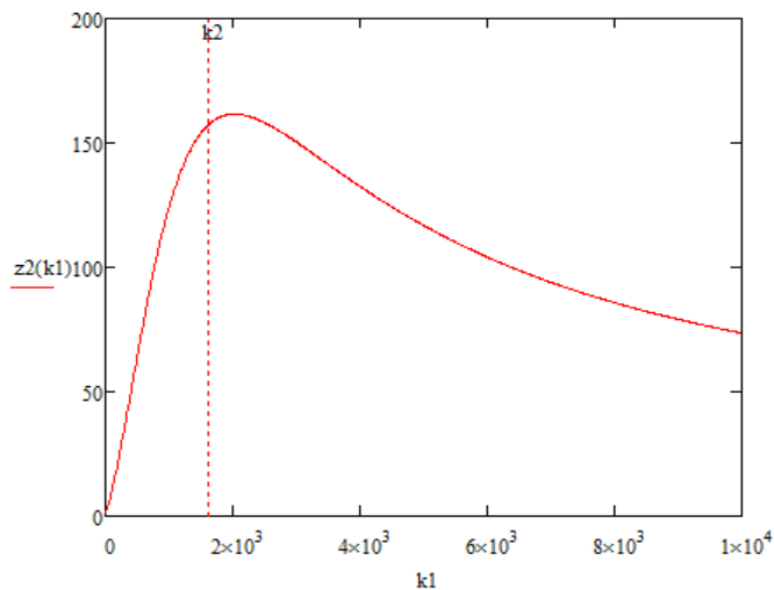


Рис. 7.6. Залежність відносної амплітуди коливань плати, встановленої на пружно-дисипативних опорах від жорсткості останніх

Резонансна частота ω_0 визначалася для загальної жорсткості опор та друкованої плати:

$$k_{\Sigma} = \frac{k_1 k_2}{k_1 + k_2},$$

де k_1 та k_2 – жорсткість вузлів кріплення (опор друкованої плати) та друкованої плати (балки) відповідно. В діапазоні $k_1 < k_2$ загальна жорсткість коливальної системи k_{Σ} буде менше k_1 , коли $k_1 = k_2$, тоді $k_{\Sigma} = k_1/2$, та при $k_1 > k_2$, $k_{\Sigma} \rightarrow k_2$.

Отримана математичним моделюванням залежність $\bar{Z}_2(k_1)$ вказує на наявність коливань друкованої плати у всьому діапазоні k_1 навіть в умовах $k_1 < k_2$, причому $\bar{Z}_2 > 1$ (див. рис. 7.6). Таким чином було спростовано припущення про можливість застосування пружно-дисипативних опор, жорсткість яких менша жорсткості друкованих плат, з метою виключення або зменшення коливань останніх. Цей висновок також було підтверджено імітаційним моделюванням коливань друкованої плати на пружно-дисипативних опорах за схемою представленою на рис. 7.4, а. Друкована плата була представлена призматичною балкою встановленою на двох пружно-дисипативних опорах, через які балка піддається дії зовнішнього силового навантаження, маса балки вважалася рівномірно розподіленою по її довжині.

На рис. 7.7 показані графічні залежності амплітуди коливання та напруження виміряні по центру балки від частоти та жорсткості опор балки. Отриманий характер графіків свідчить про те, що найбільша амплітуда коливань плати (рис. 7.7, а) виникає при найменшому значенні k_1 і далі із зростанням частоти коливань та жорсткості k_1 вони зменшуються, така ж поведінка спостерігається і на графіку напруження (рис. 7.7, б), що теж спростовує прийняте припущення.

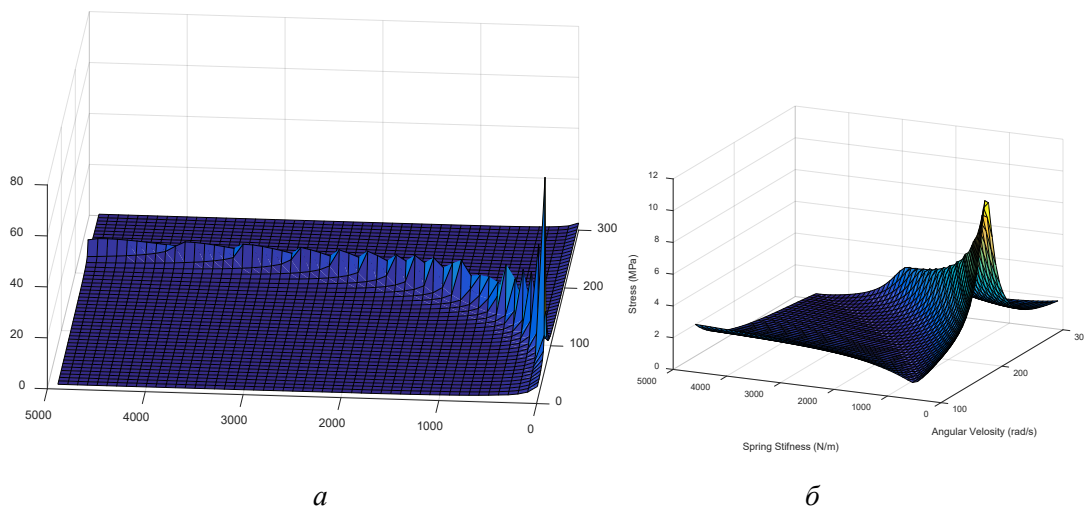


Рис. 7.7. Залежність амплітуди коливання та напруження виміряні по центру балки від частоти коливань та жорсткості опор балки

Крім цього можливість зниження вібрацій плат шляхом створення пружно-дисипативних зв'язків, і, таким чином, зміни жорсткості та демпфірування способу їх кріплення у несівній конструкції була досліджена експериментально.

Для проведення експериментальних досліджень було використано спеціальний кріпильний пристрій (див. рис. 6.25), пристрій в свою чергу жорстко монтувався на вібростенді. Для визначення виникаючих в процесі досліджень віброперевантажень в центрі функціональної плати закріплювався п'єзоелектричний перетворювач типу АВС 032. Крім того, плати препарувалися тензорезистором, за показником якого та за законом Гука (3.5), визначались максимальні повні нормальні напруження в зовнішніх шарах небезпечного перерізу друкованих плат.

Контроль заданого віброперевантаження здійснювався п'єзоелектричним перетворювачем встановленим на кріпильному пристрої. Сигнали від двох вібродатчиків типу АВС 032 подавалися на систему вібраційного контролю (див. рис. 2.1). Контроль за правильністю (фіксованих) частот коливань, що задаються, здійснювався за допомогою звукового генератора. Для виявлення резонансу об'єктів дослідження був застосований метод коливної частоти в діапазоні від 5 до 500 Гц. На фіксованих резонансних частотах, які були виділені із вказаного діапазону задавалося віброприскорення величиною 10 м/с^2 і здійснювався запис коливань друкованої плати. Отримані значення віброприскорень, а також значення напружень, зведені до таблиці Д.1 (додаток Д).

Описаним шляхом досліджено наступні варіанти кріплення друкованих плат:

- 1) у штатних пластмасових напрямних (рис. 7.8);
- 2) на віброізоляційній еластичній тканинній підвісці (рис. 7.9);
- 3) на віброізоляційній еластичній гумовій підвісці (рис. 7.9);
- 4) у штатних пластмасових напрямних, перекладених поролоном;
- 5) у спеціальних напрямних, обклеєних гумовою стрічкою;
- 6) на віброізоляційній (тканинній) підвісці з демпфером сухого тертя (рис. 7.10).

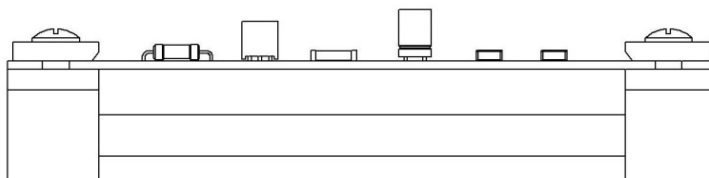


Рис. 7.8. Установка функціональної плати в пластмасових напрямних

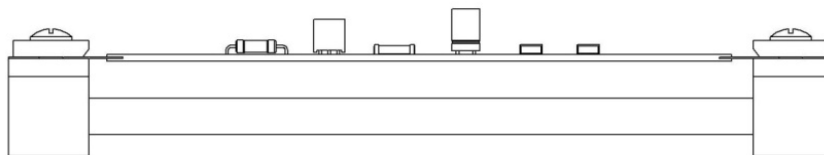


Рис. 7.9. Установка функціональної плати на віброізоляційній гумовій або тканинній підвісці

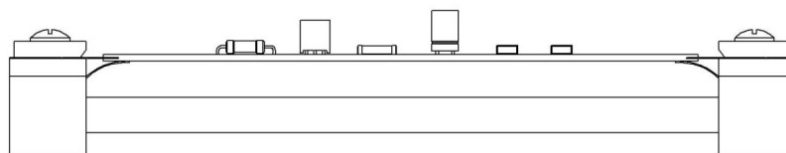


Рис. 7.10. Установка функціональної плати на віброізоляційній тканинній підвісці із демпфером сухого тертя

Матеріали експериментів наведені в таблиці Д.1 (додаток Д) та на рис. 7.11, показують, що модифікація наявних або створення додаткових пружно-дисипативних зв'язків в місцях кріплення друкованих плат дозволяють збільшувати коефіцієнт демпфірування за рахунок збільшення локальної дисипації енергії коливання, але не дозволяють досягти потрібного зменшення динамічних напружень та прогинів, оскільки не впливають на коливання небезпечного перерізу друкованих плат, яким, як було показано в п.6.2.3, є центр плати в умовах резонансного збудження на першій критичній частоті за головною формою коливання. Так при серійному кріпленні плат їх віброперевантаження перевищували віброперевантаження столу вібростенда більш ніж в 10 разів. При кріпленні плат через тканинну підвіску віброперевантаження плати перевершували вібрації столу вібростенда приблизно до 8 разів. При кріпленні плати через тканинну підвіску, та при наявності демпфера сухого тертя спостерігався коефіцієнт передачі вібрацій більше 7.

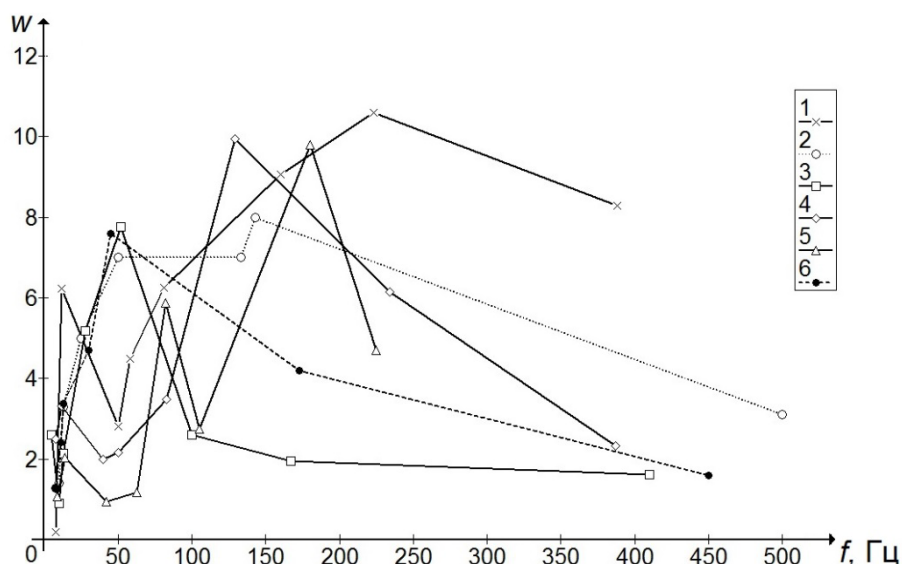


Рис. 7.11. Амплітудно-частотні характеристики коефіцієнта передачі віброприскорень з опор на плати за їх різних варіантів встановлення:
 1 – у штатних пластмасових напрямних; 2 – на віброізоляційній тканинній стрічці;
 3 – на віброізоляційній гумовій стрічці; 4 – у штатних пластмасових напрямних, перекладених поролоном; 5 – у спеціальних напрямних, обклеєних гумовою стрічкою;
 6 – на віброізоляційній тканинній стрічці з демпфером сухого тертя

Результати математичного та імітаційного моделювання та експериментальних випробувань показали недостатню ефективність запропонованих способів зменшення передачі побудованих на створенні додаткових або модифікації існуючих пружно-дисипативних зв'язків розташованих у вузлах кріплення друкованих плат.

7.1.3. Створення пружно-дисипативних зв'язків всередині та ззовні блоків радіоелектронних засобів з метою зниження збудженості друкованих плат

Об'єктом подальших досліджень були плати П₁, які встановлювалися в корпусі модифікації 3 (серійний блок зі знятими стінками). Це було обумовлено необхідністю виключення впливу приєднування стінок (додаткових мас) на їх амплітудно-частотні характеристики.

За результатами випробувань визначалися амплітудно-частотні характеристики плат, використовуючи для цього встановлений на платі вібродатчик. Відповідно до постановки задачі, що полягає в розробці заходів зниження збудженості коливань друкованих плат, дослідження проводилися в двох напрямках:

- 1) визначення впливу умов установки блока РЕЗ на рухомих об'єктах техніки;
- 2) вивчення умов монтажу друкованих плат в корпусі блока РЕЗ.

Для вирішення першого завдання було розглянуто два варіанти установки обраного корпусу блока РЕЗ на рухомій платформі вібростенда:

- 1) жорстка установка, в якій блок РЕЗ жорстко закріплювався на рухомій платформі вібростенда за допомогою болтів;
- 2) податлива установка, в якій блок РЕЗ мав гумові прокладки, які обумовлюють його пружно-демпферний зв'язок з платформою.

Необхідно відзначити, що в ході проведення випробувань, при установці блока за другим варіантом, на поверхні блока був встановлений вібродатчик, який контролював переміщення самого блока відносно рухомої платформи вібростенда.

Друга задача вирішувалась способом монтажу друкованих плат в корпусах блоків РЕЗ за трьома варіантами їх механічної зв'язаності, а саме:

- 1) бандажування плат;
- 2) установки додаткової рейки;
- 3) установки додаткової рейки і гумових прокладок (рис. 7.12).

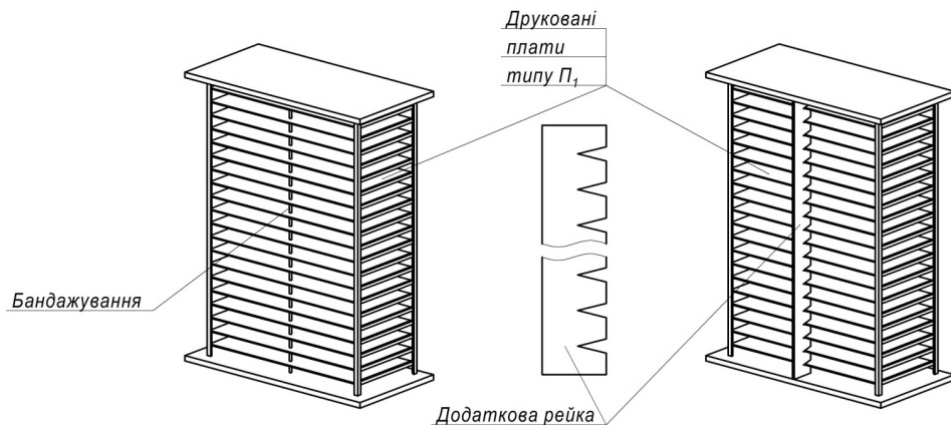


Рис. 7.12. Створення пружно-дисипативних зв'язків всередині несівної конструкції блоків РЕЗ

При цьому корпуси блоків РЕЗ були в умовах їх податливої установки (варіант 2 установки корпусу блока на вібростенді) на платформі вібростенда.

Спосіб бандажування плат полягає в тому, що через технологічні отвори в друкованих платах пропускався екранований кабель діаметром 4 мм, забезпечуючи, таким чином, їх додатковий механічний зв'язок. При цьому бандаж, який кріпився на верхній та нижній основах корпусу, встановлювався з деяким натягом для забезпечення жорсткості зв'язку плат. На цьому етапі роботи зусилля натягу не контролювались.

У схемі рейкового з'єднання плат рейка являє собою планку, вирізану з композитного матеріалу із пазами на одній із крайок, виконаними так, щоб вони співпадали з розташуванням плат у блоці. Для варіювання параметрів пружно-дисипативного зв'язку плат між собою і корпусом в пазах рейки була передбачена установка гумових прокладок.

З'єднувальну рейку встановлювали в блоці спочатку без гумових прокладок, а потім через гумові прокладки. Для виконання роботи використовувалось обладнання, описане в п. 7.1.1. В центрі плати Π_1 встановлювався вібраційний датчик ІС-313. Випробування проводилися наступним способом.

Блок без стінок закріплювався на платформі вібростенда в вертикальному положенні. У зв'язку з тим, що з плавною зміною частоти на столі вібростенда неможливо підтримувати незмінний рівень віброприскорень через інерційність системи «стіл вібростенда – контрольний вібродатчик – блок РЕЗ», було прийнято рішення проводити запис показників вібродатчика на фіксованих частотах при заданому постійному для даної частоти рівні віброприскорень. Тому за шкалою задаючого генератора вібростенда ВЕДС-200А після випробування «на прохід», послідовно встановлювали ряд тестових частот із діапазону 20–2000 Гц, щоб не пропустити резонансні. В подальшому столу вібростенда задавали рівень віброприскорень $10 \text{ м}\cdot\text{с}^{-2}$ в діапазоні частот 20–40 Гц і $50 \text{ м}\cdot\text{с}^{-2}$ в діапазоні частот 50–2000 Гц. В ході вібраційних досліджень здійснювали запис показників вібродатчика, встановленого на функціональній платі. Для виключення випадкових помилок кожен експеримент повторювали тричі.

З метою виключення впливу величини моменту затягування кріпильних болтів на передачу вібрацій при проведенні експериментів, момент затягування болтів підтримувався постійним і рівним 1,4 Н·м. Для кожного варіанта вираховували коефіцієнт передачі вібрацій з опор блока на плату Π_1 за формулою (7.1). Усереднені результати обчислень наведені в таблиці Д.2 (додаток Д).

Залежності коефіцієнта передачі вібрації для плати Π_1 від частоти для серійного і досліджуваних варіантів умов монтажу друкованих плат представлені на рис. 7.13.

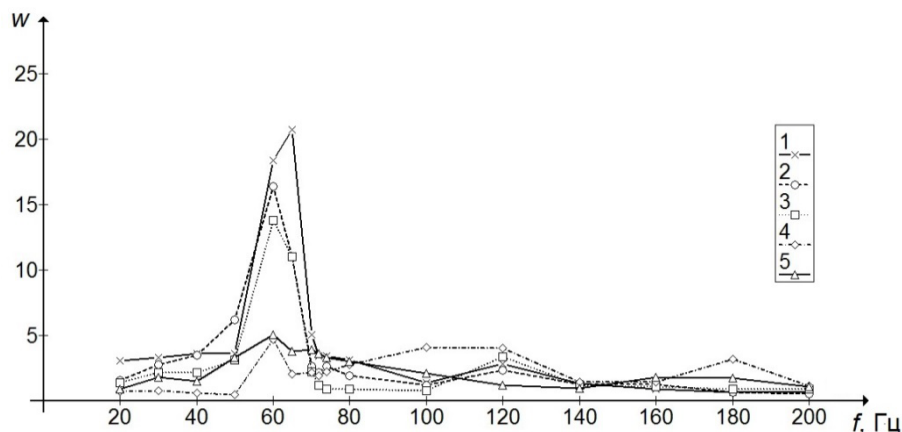


Рис. 7.13. Амплітудно-частотна характеристика коефіцієнта передачі амплітуди коливань з опор блока на плату Π_1 за різних варіантів встановлення плат:
1 – серійне; 2 – на гумових прокладках; 3 – з бандажуванням плат;
4 – з додатковою рейкою; 5 – з додатковою рейкою і на гумових прокладках

Аналіз матеріалів (табл. Д.2, додаток Д) і рис. 7.13, показує, що власна частота плати Π_1 лежить в районі $f_0 = 60$ Гц, що було підтверджено безпосереднім збудженням плати методом простукування. Всі заходи по захисту плати від вібрацій, що передаються від вібростенда через опори блока на плату, привели в основному до зниження амплітуд коливань і віброприскорень на платі Π_1 , майже не змінивши її власної частоти. Найбільший ефект був досягнутий в результаті установки додаткової рейки, коли коефіцієнт

передачі знизився більш, ніж в 5 разів. Слід зазначити, що установка додаткової рейки не вимагає зміни конструкції стандартного блока і зміни технології його складання, проте коливання плат, а, отже, і встановлених на них електронних компонентів, в районі резонансу (50–70 Гц) перевершували коливання, що задаються на вібростенді більше ніж в 5 разів.

З огляду на отримані результати представляє інтерес застосування найбільш ефективних способу їх пружно-дисипативного зв'язку всередині блока РЕЗ в умовах жорсткої установки самого блока РЕЗ на віброуючій основі. На рис. 7.14 наведена діаграма максимальних значень резонансних значень коефіцієнта відбродопередачі плат побудована за результатами обробки отриманих амплітудно-частотних характеристик.

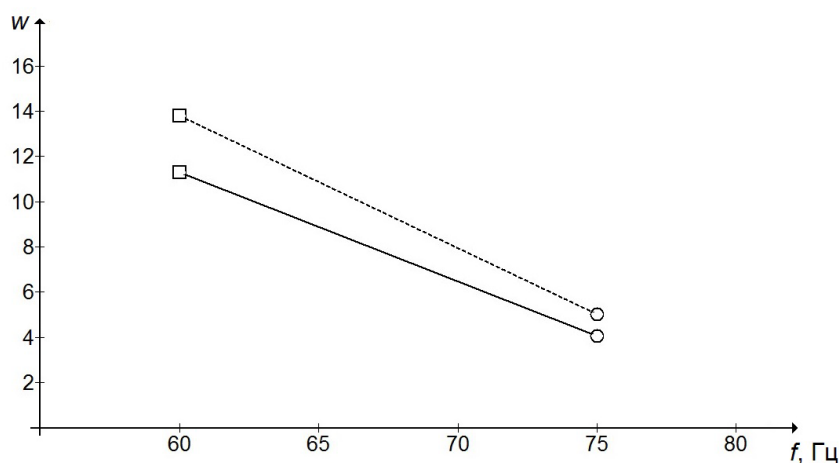


Рис. 7.14. Діаграма зміни резонансних значень коефіцієнта передачі віброприскорень від опор блока до плат, закріплених в штатних напрямних при сумісному використанні їх механічного зв'язку (□ – бандажування; ○ – рейкове з'єднання), для жорсткого (суцільна лінія) і податливого (пунктирна лінія) встановлень корпусу блока на віброуючій основі

Отримані експериментальні дані (див. рис. 7.13 та 7.14) вказують на те, що:

– ефективне зниження збуджування коливань, при рейковому з'єднанні плат всередині блока, має місце для жорсткого встановлення блока РЕЗ, що пояснюється максимальним рівнем конструктивного демпфірування коливань системи, обумовленого силою сухого тертя при взаємному зміщенні контактуючих поверхонь;

2) незалежно від способу механічного зв'язку (бандажування або рейкове з'єднання) плат всередині блока використання податливої установки самого блока обумовлює підвищення збуджування їх коливань. При цьому найбільший ступінь такого підвищення має місце при бандажуванні плат. Зростання рівня збудженості коливань при податливій установці блока РЕЗ пояснюється зниженням конструктивного демпфірування коливань системи внаслідок незначного взаємного зміщення контактуючих поверхонь [194].

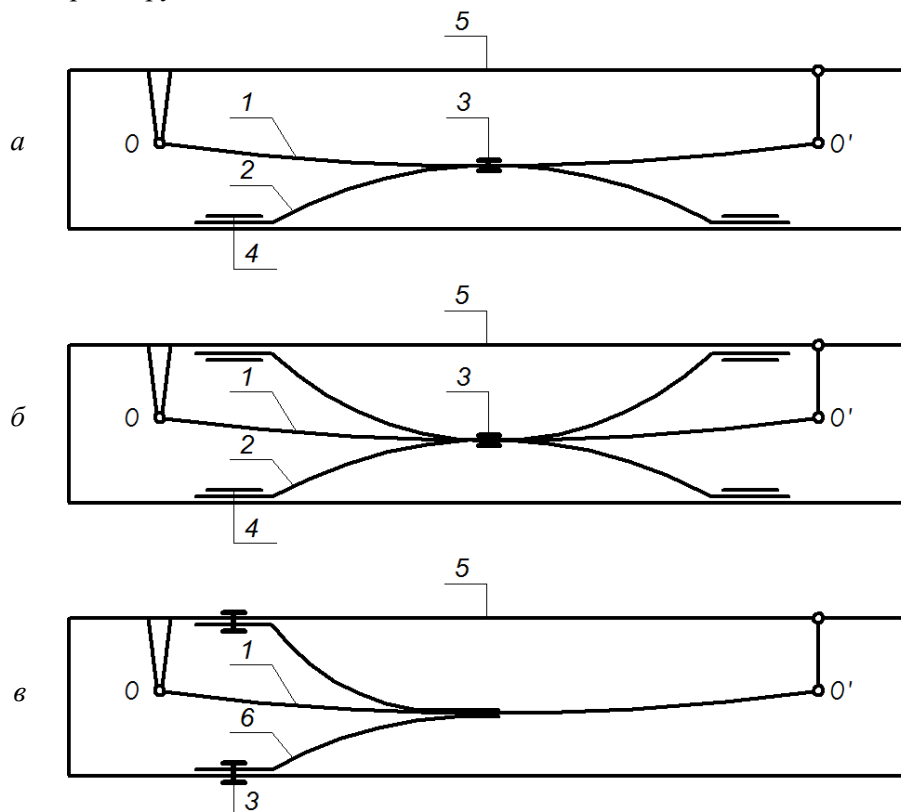
7.2. Розробка ефективного способу демпфірування друкованих плат в умовах резонансу

7.2.1. Математична модель розрахунку напружено-деформованого стану коливальної системи «друкована плата – демпфер сухого тертя» в умовах резонансного збудження

За результатами випробувань представлених в п.7.1, показано, що конструкційне сухе тертя перевищує в'язке внутрішнє тертя в матеріалах конструкції [195]. Тому в умовах коли сили в'язкого тертя не значні та, більш того, демпфери в'язкого тертя не можуть

бути використані (наприклад, неможливість підводу рідини для рідинних демпферів) для зниження амплітуд коливання на критичних частотах було запропоновано застосування додаткового конструктивного вузла, який реалізує функцію демпфера сухого тертя (ДСТ). Завдяки ДСТ розвиваються дисипативні сили – сили не пружного опору, пов'язані із тертям в кінематичних парах, що здійснюють коливання [50].

В якості ДСТ запропоновано використання конструкції ресорного типу. Схематичне зображення варіантів конструктивного виконання ДСТ показано на рис. 7.15. У варіантах (рис. 7.15, *а*, *б*) ДСТ 2 приєднаний рухомим з'єднанням до несівного корпусу 5 через муфту 4 та нерухомим з'єднанням стяжкою 3 до друкованої плати 1. У варіанті, показаному на рис. 7.15, *в* використано подвійний ДСТ 6, який складається з двох напівресор приєднаних нерухомим з'єднанням стяжкою 3 до несівного корпусу 5 та притиснутих до поверхні друкованої плати.



1 – друкована плата; *2* – демпфер сухого тертя ресора; *3* – стяжка; *4* – муфта;
5 – несівний корпус; *6* – демпфер сухого тертя напівресора

Рис. 7.15. Конструктивне виконання ДСТ ресорного типу:
а) ресора; *б*) подвійна ресора; *в*) напівресори

Схема динамічного навантаження друкованої плати з ДСТ пояснена на прикладі ДСТ виконання варіанта 1 (див. рис. 7.15, *а*) представлена на рис. 7.16.

Як і в п. 6.1.1 друкована плата 1 представлена балкою встановленою на двох опорах – нерухомій O (з одним ступенем вільності) та рухомій O' (з двома ступенями вільності) шарнірних опорах, через які плата піддається дії зовнішнього силового навантаження. По центру плати встановлено зосереджену масу при чому маса самої плати вважається незрівнянно малою. Вибір такої моделі друкованої плати обґрунтовано в попе-

редньому розділі як моделі, що описує найбільші із можливих значень максимальних повних нормальних напружень та прогинів такої коливальної системи. Фізико-механічні характеристики моделі плати були взяті ідентичними до п. 6.1.3.

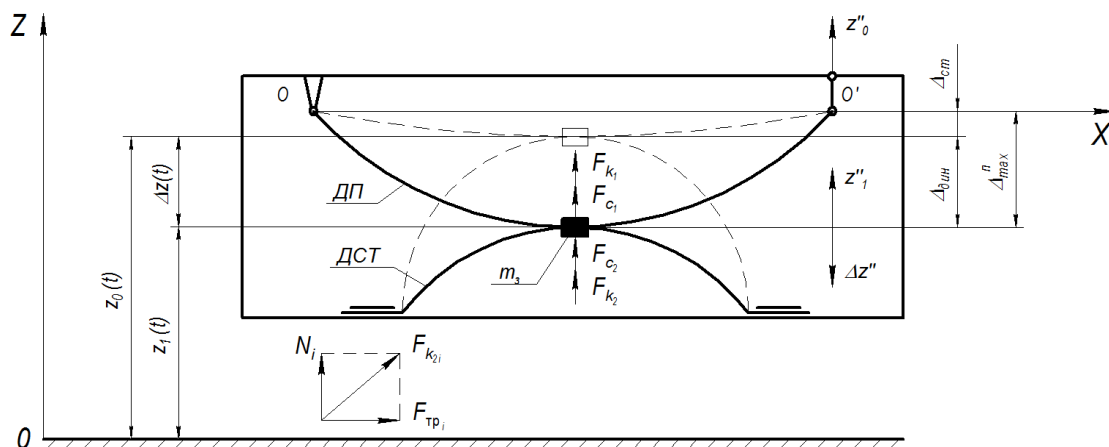


Рис. 7.16. Схема динамічного навантаження друкованої плати із ДСТ ресорного типу

Відносно інерціальної системи відліку – нерухомої опори 0 коливання маси m_3 відбувається із прискоренням z_1'' , яке виникає внаслідок кінематичного збудження від коливання кінців балки, до яких прикладене динамічне навантаження і які здійснюють рух із заданим прискоренням z_0'' . Абсолютне прискорення z_1'' маси m_3 відносно інерціальної системи відліку виражене як: $z_1'' = -\Delta z'' + z_0''$. Тоді рівняння руху в неінерціальній системі відліку – відносно опор O та O' , має вигляд аналогічний до (6.2):

$$m_3 \Delta z'' + F_{k_1} + F_{k_2} + F_{c_1} + F_{c_2} = m_3 z_0'' \quad (7.9)$$

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 ресори F_{k_2} , яка діє на обидві муфти одночасно, створює по дві реакції опори (рис. 7.16) 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. Рівнодіюча сили опору в кожній муфті буде виражена як:

$$F_{k_{2i}} = \sqrt{N_i^2 + F_{mp_i}^2} \quad (7.10)$$

Узагальнена сила пружності:

$$F_{k_2} = \sqrt{N^2 + F_{mp}^2} \quad (7.11)$$

де $N = \sum_i N_i$; тут $F_{mp} = \sum_i F_{mp_i}$.

Сила сухого тертя завдяки незначній залежності від швидкості переміщення дозволяє при аналізі використовувати формулу Кулона:

$$F_{mp} = \mu_{mp} N, \quad (7.12)$$

де μ_{mp} – коефіцієнт тертя, який залежить від пари тертя; N – сила притискання поверхонь.

Тоді підстановкою (7.12) в (7.11) отримуємо:

$$F_{k_2} = N \sqrt{1 + \mu_{mp}^2}. \quad (7.13)$$

Оскільки сила притискання ресори до поверхні муфти визначається прогином ресори Δz та коефіцієнтом її жорсткості k_2 , то $N = k_2 \Delta z$, тоді вираз (7.13) набуває вигляду:

$$F_{k_2} = k_2 \Delta z \sqrt{1 + \mu_{mp}^2}. \quad (7.14)$$

Тоді рівняння руху (7.9) набуває вигляду:

$$m_\zeta \Delta z'' + k_1 \Delta z + k_2 \Delta z \sqrt{1 + \mu_{\delta}^2} + c_1 \Delta z' + c_2 \Delta z' = m_\zeta z_0'',$$

або в скороченому вигляді:

$$\Delta z'' + q \left(\omega_{01}^2 + \omega_{02}^2 \sqrt{1 + \mu_{mp}^2} \right) + 2n \Delta z' = Z_0 \omega^2 \sin(\omega t), \quad (7.15)$$

де $q = \Delta z(t)$; $n = \frac{c_1 + c_2}{2m_\zeta}$ – загальний коефіцієнт демпфірування, де c_1, c_2 – кое-

фіцієнти згасання коливань ДП та ДСТ, відповідно; $\omega_{01} = \sqrt{\frac{k_1}{m_\zeta}}$ та $\omega_{02} = \sqrt{\frac{k_2}{m_\zeta}}$ – власні кутові частоти, де k_1, k_2 – коефіцієнти жорсткості ДП та ДСТ, відповідно.

Рівняння (7.15) має вигляд аналогічний (5.26), і в його рішенні амплітуда коливань, тобто максимальний динамічний прогин плати $\Delta_{\ddot{a}\ddot{e}i}^{\max}$, який відбувається відносно положення статичної рівноваги коливальної системи Δ_{cm} (рис. 7.16) має вигляд:

$$\Delta_{дин}^{\max} = \frac{Z_0 \omega^2}{\sqrt{\left(\omega_{01}^2 + \omega_{02}^2 \sqrt{1 + \mu_{mp}^2} - \omega^2 \right)^2 + (2n\omega)^2}}, \quad (7.16)$$

За умови резонансу ($\omega = \omega_0$):

$$\Delta_{\ddot{a}\ddot{e}i}^{\max} = \frac{Z_0 \omega_0^2}{\sqrt{\left(\omega_{02}^2 \sqrt{1 + \mu_{\delta}^2} - \omega_{02}^2 \right)^2 + 4n^2 \omega_0^2}}. \quad (7.17)$$

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

Оскільки завданням представленого дослідження є оцінка ефективності зниження вібрацій за допомогою запропонованого ДСТ були отримані функціональні залежності динамічних напружень та переміщень відносно його пружно-дисипативних характеристик, серед яких безсумнівний інтерес викликає жорсткість k_2 .

З достатньою для практики точністю коефіцієнт жорсткості пружної опори, яка за своєю конструкцією є криволінійною, можна визначити як для прямолінійної балки (7.18). За умови розташування зосередженої маси по центру друкованої плати та демпфера сухого тертя коефіцієнти жорсткості обох тіл ($i = 1, 2$, відповідно) визначаються відповідно до (6.6) за формулою:

$$k_i = \frac{48E_i J_i}{l_i^3}. \quad (7.18)$$

Динамічний прогин друкованої плати відбувається під дією динамічного навантаження $P_1 = -F_{k1}$:

$$P_1 = k_1 \Delta_{\ddot{a}\ddot{e}i}^{\max}. \quad (7.19)$$

Максимальний внутрішній згинальний момент відповідає згинальному моменту від сили P_1 в поперечному перерізі по центру ДП:

$$M_1^{\max} = P_1 \frac{l_1}{4}. \quad (7.20)$$

Відповідно до (6.9) функціональна залежність максимального динамічного напруження від жорсткості ДСТ в умовах резонансу отримує наступний вираз:

$$\sigma_{\ddot{a}\ddot{e}i}^{\max}(k_2) = Z_0 \frac{k_1 + k_2}{m_\zeta} \frac{1}{\sqrt{\frac{k_2^2}{m_\zeta^2} \left(\sqrt{1 + \mu_{\delta\delta}^2} - 1 \right)^2 + 4n^2 \frac{(k_1 + k_2)}{m_\zeta}}} k_1 \frac{l_1}{4} \frac{1}{W_{i\bar{n}}}. \quad (7.21)$$

Функціональна залежність максимального динамічного прогину плати (7.17) від жорсткості ДСТ:

$$\Delta_{\ddot{a}\ddot{e}i}^{\max}(k_2) = Z_0 \frac{k_1 + k_2}{m_\zeta} \frac{1}{\sqrt{\frac{k_2^2}{m_\zeta^2} \left(\sqrt{1 + \mu_{\delta\delta}^2} - 1 \right)^2 + 4n^2 \frac{(k_1 + k_2)}{m_\zeta}}}. \quad (7.22)$$

За умови постійного динамічного навантаження амплітудою $P_0 = \text{const}$, яке повинно забезпечуватись постійним заданим віброприскоренням $a_0 = Z_0 \omega_0^2$ функції (7.21) та (7.22) набудуть наступного вигляду:

$$\sigma_{\ddot{a}\ddot{e}i}^{\max}(k_2) = P_0 \frac{1}{\sqrt{k_2^2 \left(\sqrt{1 + \mu_{\delta\delta}^2} - 1 \right)^2 + 4n^2 m_\zeta (k_1 + k_2)}} k_1 \frac{l_1}{4} \frac{1}{W_{i\bar{n}}}; \quad (7.23)$$

$$\Delta_{\ddot{a}\ddot{e}i}^{\max}(k_2) = P_0 \frac{1}{\sqrt{k_2^2 \left(\sqrt{1 + \mu_{\delta\delta}^2} - 1 \right)^2 + 4n^2 m_\zeta (k_1 + k_2)}}. \quad (7.24)$$

На рис. 7.17 представлено графічні залежності функцій (7.23) та (7.24) при $a_0 = 10 \text{ м/с}^2$. Фізико-механічні характеристики друкованої плати та ДСТ були визначені розрахунково-експериментальним методом пробних параметрів (див. табл. 6.3 та 7.3).

Показане на графіках допустиме напруження плати $[\sigma]$ визначено за формулою (4.1) та відповідний йому допустимий прогин визначено за формулою (6.27).

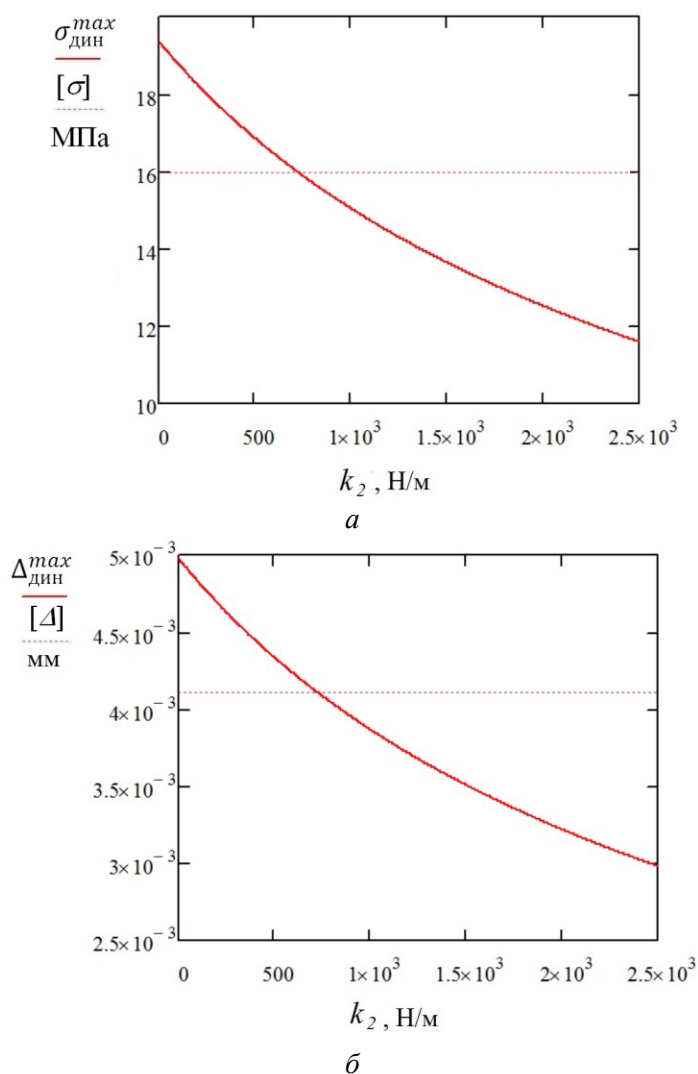


Рис. 7.17. Залежність максимального динамічного напруження (а) та прогину (б) плати від коефіцієнта жорсткості ДСТ при $\omega = \omega_0$ та $P_0 = \text{const}$

Представлені залежності отримані для умов резонансу за першою критичною частотою, тобто, як було показано раніше, за умов в яких напружено-деформований стан характеризується максимальними значеннями напруження та прогину в найбільш небезпечному перерізі друкованої плати.

Як видно з рис. 7.17 отримані залежності демонструють ступеневе зниження напружено-деформованого стану за рахунок збільшення жорсткості ДСТ. Таким чином, відповідно до розробленої математичної моделі (7.21) використання додаткового пружно-дисипативного зв'язку у вигляді демпфера сухого тертя повинно забезпечувати ефективне зниження напруження та прогину в небезпечному перерізі друкованої плати.

Отримані результати були підтверджені методом імітаційного моделювання коливання друкованої плати з демпфером сухого тертя. Умови навантаження та параметри ко-

ливалльної системи були ідентичними до тих що використовувались у математичному моделюванні.

На рис. 7.18 представлена створена в Simscape Multibody імітаційна модель коливної системи, яка реалізує поведінку гнучкої плати під дією вимушених коливань корпусу з урахуванням додаткового пружно-дисипативного зв'язку у вигляді демпфера сухого тертя.

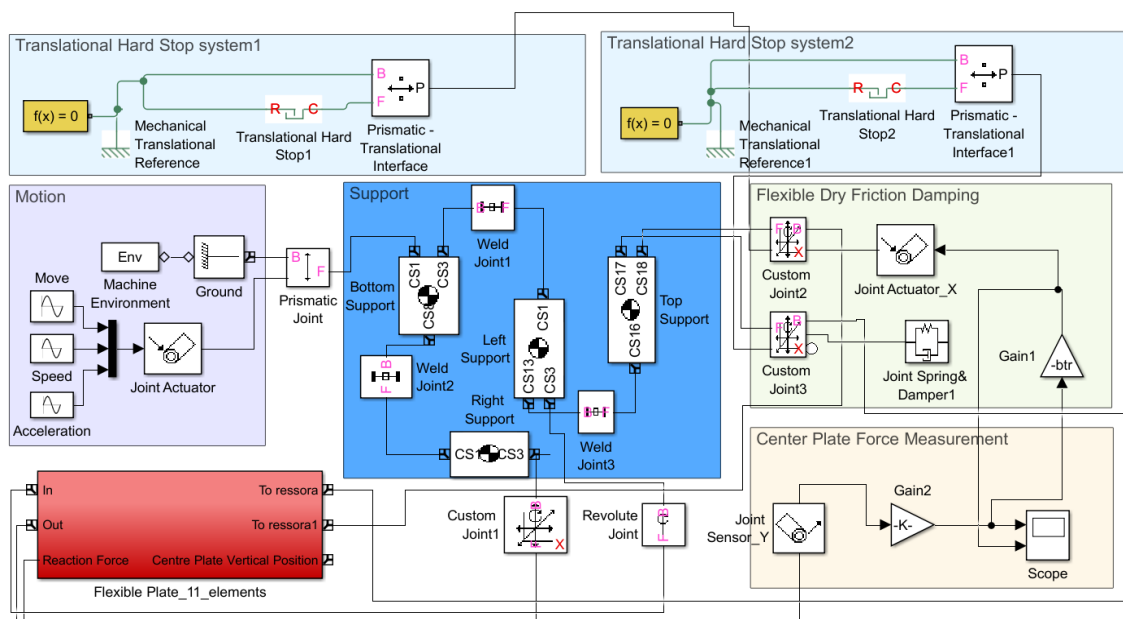


Рис. 7.18. Імітаційна модель коливання друкованої плати з демпфером сухого тертя (Simscape Multibody)

Блок Motion задає вертикальний рух корпусу з платою із заданим прискоренням 10 м/с^2 . Для цього узагальнений Simulink-сигнал у вигляді $[y, y', y'']$, де y – переміщення; y' – швидкість; y'' – прискорення, подається на блок Joint Actuator. Блок Joint Actuator активує Prismatic Joint. Блок Support представляє собою жорстко з'єднану основу і бічні стінки, до яких за допомогою шарнірних Revolute та Custom Joint1 кріпиться гнучка плата (блок Flexible Plate). Revolute Joint має один степінь вільності – обертання відносно OY , Custom Joint1 – два степеня вільності: обертання відносно осі OY і поступальний рух уздовж осі OX . Друкована плата моделюється так, як це описано раніше, за допомогою 11-ти гнучких елементів.

Демпфер сухого тертя представлений у вигляді вертикальної пружини із жорсткістю k_2 і двох демпферів. Перший демпфер з блоку Joint Spring& Damper1 реалізує демпфірування внаслідок внутрішнього тертя в металі ДСТ з силою опору $c_2 \Delta z'$ в шарнірі Custom Joint3. Другий демпфер реалізує сухе тертя шарнірі Custom Joint2 з силою опору F_{mp} . Обидва шарніри реалізують зв'язок між демпфером і платою в центрі плати.

Блок Central Plate Force Measurement здійснює вимірювання сили нормальної реакції N (сили притискання поверхонь) в точці дотику плати і демпфера (в центрі плати). У блоці Flexible Dry Friction Damping підраховується величина сили сухого тертя F_{mp} , пропорційна силі реакції N . Блоки Translational hard block system застосовані для обмеження руху точок приєднання пластини демпфера уздовж осі OX .

Під час симуляції система формулює і вирішує рівняння руху для всієї механічної системи. Вимірювання переміщень і напружень центру плати здійснюється блоками Body Sensor і Joint Sensor із бібліотеки Simscape Multibody, не показаних на рисунку.

В результаті моделювання було отримано залежності максимального динамічного напруження та прогину в небезпечному перерізі плати від коефіцієнта жорсткості ДСТ в умовах резонансного збудження показані на рис. 7.19.

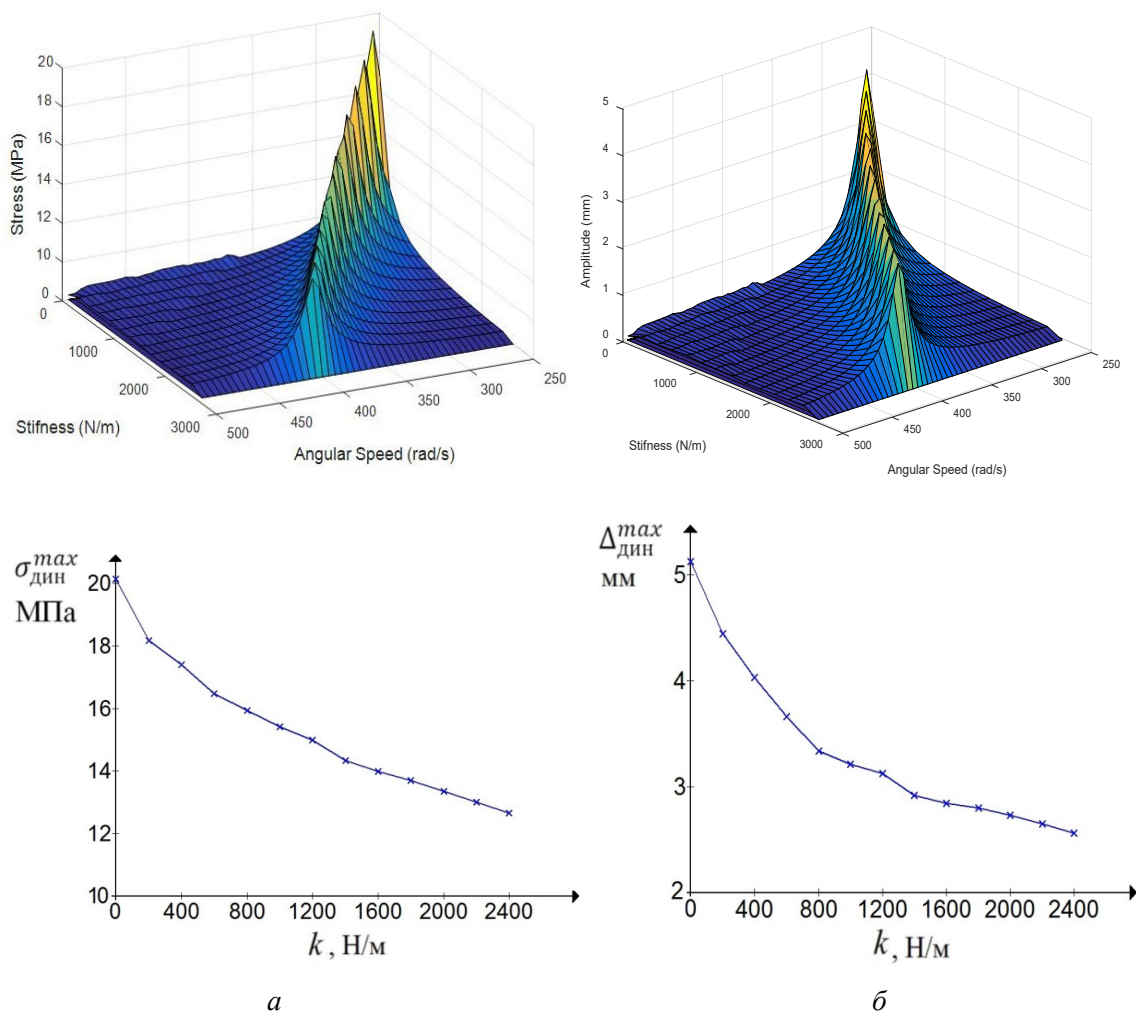


Рис. 7.19. Результати симуляції: залежності максимального динамічного напруження (а) та прогину (б) в небезпечному перерізі плати від коефіцієнта жорсткості демфера сухого тертя в умовах резонансного збудження

Порівняльний аналіз графіків отриманих методом математичного (рис. 7.17) та імітаційного моделювання (рис. 7.19) показав подібність їх характеру та незначну розбіжність абсолютних значень їх параметрів: мінімально допустимих значень жорсткості ДСТ 6,9 %, що може слугувати підтвердженням ефективності зниження динамічних напружень і переміщень за допомогою запропонованого ДСТ, яка забезпечується підвищенням його пружно-дисипативних характеристик, зокрема коефіцієнта жорсткості та коефіцієнта тертя.

7.2.2. Визначення конструктивних параметрів демпфера сухого тертя ресорного типу для зниження динамічних напружень та деформацій друкованих плат

Запропонований в п. 7.2.1 пристрій може бути використаний при проектуванні блоків радіоелектронної апаратури для зниження динамічних напружень та деформацій друкованих плат, які працюють в умовах зовнішніх динамічних навантажень.

Відомі пристрої [196–198], в яких зниження амплітуди вібрацій пропонується досягати або збільшенням жорсткості друкованої плати, або шляхом забезпечення амортизаційних механізмів.

Збільшення жорсткості плат кріпленням блоків радіоелектронної апаратури, в тому числі і самих друкованих плат до корпусу, жорстким болтовим з'єднанням до конструктивних елементів платформ [196], та збільшення жорсткості конструкції друкованої плати застосуванням ребра жорсткості [197] для зменшення деформацій плати характеризується збільшенням маси та об'єму виробів та тією властивістю, що вони не виключають коливання плат, оскільки останні повторюють коливання корпусу, які далі передаються на встановлені на платі електронні компоненти і у випадку їх резонансного збудження приводять до механічного руйнування.

Амортизаційні механізми/методи зазвичай інтегрують в'язко-еластичний матеріал у саму плату. Однак модифікації плат з використанням в'язко-еластичного матеріалу, як правило, не підходять для плат, які вже були спроектовані та виготовлені. Крім того, в'язко-пружні демпфувальні механізми не достатньо ефективні для частот більше 50 Гц, їх важко орієнтувати в певному режимі, і вони суттєво залежать від температури і займають багато місця [198].

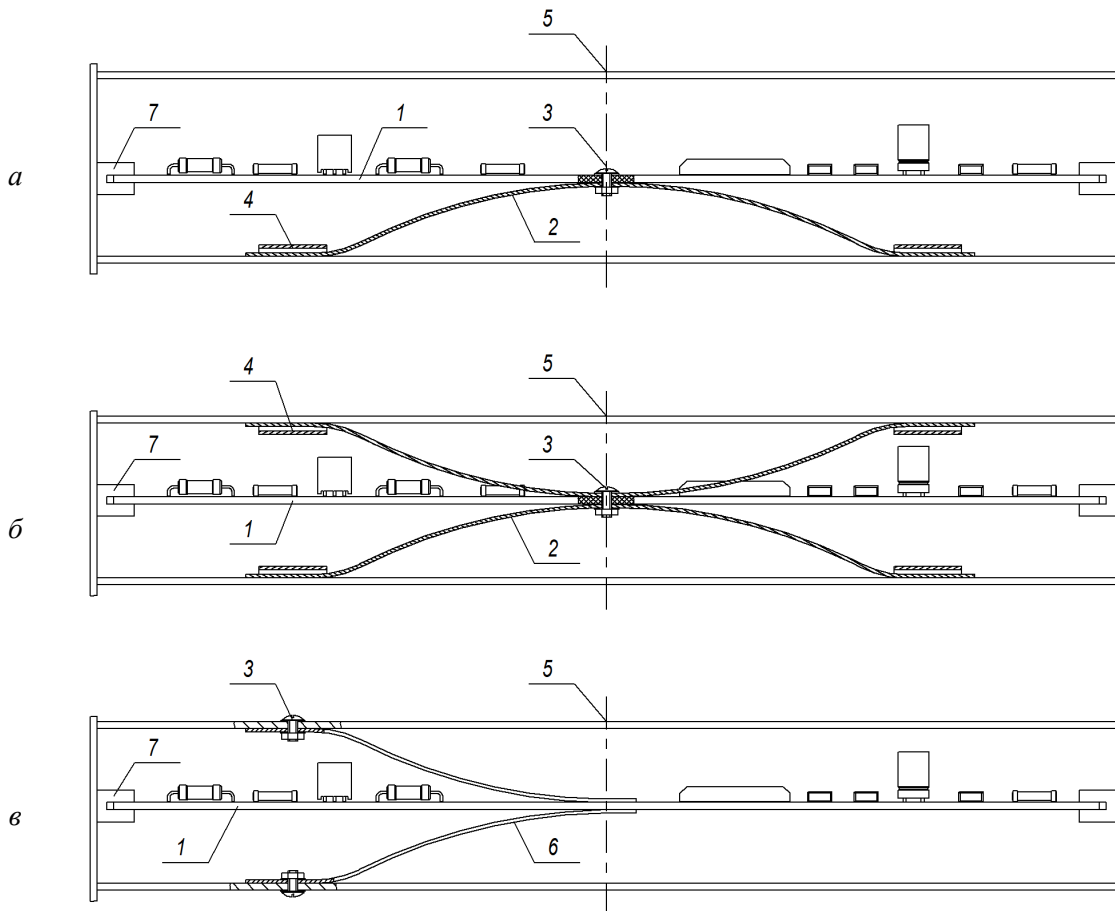
Найбільш близьким за технічною сутністю та досягнутому результату до пристрою, що пропонується, є пристрій [199], в якому демпфірування забезпечується утворенням гнучкого елемента зовнішнього електромонтажу як демпфувального вузла сумісно із паралельно розташованими друкованими платами, де розсіювання енергії відбувається за рахунок деформації різнорідних матеріалів гнучкого елемента зовнішнього електромонтажу, тертя між складовими дротами та ізолюючими матеріалами. Проте тех.-нічна регламентація, проектування та визначення ефективності такого вузла є ускладненими через властивості використовуваних матеріалів.

Як показано в п. 7.2.1 для зниження динамічних напружень та деформацій на критичних частотах запропоновано застосування додаткового конструктивного вузла – демпфера сухого тертя, який встановлюється в небезпечному перерізі (по центру) друкованих плат і приєднується рухомим з'єднанням до несівного корпусу через муфту та нерухомим з'єднанням стяжкою до друкованої плати (рис. 7.16). Варіанти конструктивного виконання ДСТ виконані відповідно до запропонованих схем (рис. 7.16) представлені на рис. 7.20.

Відповідно до (7.23) та (7.24) ефективність зниження динамічних напружень та переміщень в небезпечному перерізі друкованої плати в умовах резонансу забезпечується і залежить від пружно-дисипативних характеристик ДСТ, зокрема його жорсткості. Коефіцієнт жорсткості ДСТ прямо пропорційний до створюваної ним узагальненої сили пружного опору, яка створює силу притискання демпферу до поверхні муфти та силу тертя, яка чинить опір ковзанню демпферу 2 у муфті 4, і за рахунок їх зростання із збільшенням амплітуди коливань, забезпечує зниження динамічних напружень та переміщень.

В інженерних розрахунках для забезпечення умови міцності $\sigma_{\text{d\ddot{e}i}}^{\text{max}} \leq [\sigma]$ запропоновано використання мінімально допустимого значення жорсткості ДСТ k_{min} , яке при заданих параметрах ДП та ДСТ: $k_1; m_3; W_{oc}; l_1; n_1; n_2; \mu$ та P_0 визначається за формулою:

$$k_{\min} = \frac{\sqrt{4n^4 m_{\zeta} - \left(\sqrt{1 + \mu_{\delta}^2} - 1\right)^2 \left(4n^2 m_{\zeta} k_1 - \left(\frac{P_0 k_1 l_1}{4W_{i\bar{n}}[\sigma]}\right)^2\right)} - 2n^2 m_{\zeta}}{\left(\sqrt{1 + \mu_{\delta}^2} - 1\right)^2}. \quad (7.25)$$



1 – друкована плата; 2 – демпфер сухого тертя – ресора; 3 – стяжка; 4 – муфта;
5 – несвіний корпус; 6 – демпфер сухого тертя – напівресора; 7 – напрямні друкованої плати

**Рис. 7.20. Конструктивне виконання ДСТ ресорного типу:
а) ресора; б) подвійна ресора; в) напівресори**

Розрахунок конструктивних параметрів ДСТ, зокрема $l \times b \times h$, здійснюється за формулою (7.18) відповідно до модуля пружності першого роду E_2 обраного матеріалу ДСТ.

Очевидно, що ефективність пристрою забезпечується як підвищенням коефіцієнта жорсткості ДСТ (7.25), так і коефіцієнта демпфірування n_2 та коефіцієнта тертя μ_{mp} , який, в свою чергу, визначається матеріалом і станом поверхонь пари тертя: ДСТ 2 (рис. 7.20, а, б) або 6 (рис. 7.20, в) та муфти 4 (рис. 7.20). Проте забезпечення і регламентація цих параметрів в реальній конструкції представляє певні труднощі, тому пропонується використання їх мінімальних довідникових значень [114], тоді можлива помилка в обчисленні буде використана в якості запасу міцності.

7.2.3. Експериментальне підтвердження ефективності зниження руйнівних деформацій несівних конструкцій електронної техніки в умовах резонансного збудження

Експериментальне випробування друкованої плати оснащеної демпфером сухого тертя встановленого за схемою (рис. 7.20, а) проводилось при жорсткому встановленні несівного корпусу на вібраційному стенді ВЕДС-200.

Фізико-механічні характеристики друкованої плати (див. табл. 6.3) та ДСТ (табл. 7.3) були визначені розрахунково-експериментальним методом пробних параметрів описаним в п. 6.1.2.

Таблиця 7.3

Фізико-механічні характеристики ДСТ

Матеріал	E_2 , ГПа	n_2 , с ⁻¹	μ_{mp}
Сталь вуглецева	200	0,1	0,2

Мінімально допустиме значення жорсткості ДСТ $k_{\min} = 718,75$ Н/м розраховане за формулою (7.25) за фізико-механічними параметрами друкованої плати та ДСТ дозволило визначити потрібні геометричні параметри конструктивного виконання ДСТ криволінійної форми прямокутного перерізу: $50 \times 10 \times 1$ мм.

Визначення максимальних нормальних напружень в зовнішніх шарах основи друкованої плати здійснювалося за показниками тензодатчика встановленого в місці розташування зосередженої маси – по центру друкованої плати та розрахунком за законом Гука (3.5). Тензодатчик було розташовано на поверхні плати протилежній до розташування зосередженої маси. Сигнал від тензодатчика передавався на систему тензометричного контролю (див. рис. 2.1).

Максимальні прогини визначалися за показниками вібродатчика встановленого в центрі досліджуваної плати. Другий вібродатчик закріплений на кріпильному пристрої контролював задані коливання. Сигнали від двох вібродатчиків типу АВС 032 подавалися на систему вібраційного контролю (див. рис. 2.1). Контроль за правильністю (фіксованих) частот коливань, що задаються, здійснювався за допомогою звукового генератора. Для виявлення резонансу об'єктів дослідження використовувався метод коливної частоти.

Вібраційне випробування проводилось під дією постійного динамічного навантаження амплітудою P_0 , яке забезпечувалося постійним заданим віброприскоренням $a_0 = 10$ м/с².

Як і в п. 6.1.8, препарування тензодатчиками та вібраційними датчиками проводилось в ненавантаженому стані друкованої плати до уставки її в несівний корпус та вібростенд. Зняття максимальних динамічних відносних деформацій і визначення відповідних їм напружень $\sigma_{\dot{a}\dot{e}i}^{\max}$ та реєстрація максимальних динамічних прогинів $\Delta_{\dot{a}\dot{e}i}^{\max}$ виконувалося після встановлення в робоче положення на вібростенді в процесі вібраційного випробування на першій критичній частоті ω_0 резонансного збудження.

Результати вібраційного обстеження представлені в таблиці 7.4, в якій наведені середні значення параметрів отримані в результаті 5-ти кратних випробувань та результати математичного і імітаційного моделювання двох видів друкованих плат: оснащених ДСТ і у заводському виконанні.

Порівняння максимальних значень динамічних напружень та прогинів отриманих експериментальним шляхом із результатами математичного моделювання друкованої плати оснащеної ДСТ показує їх незначну розбіжність від 6,1 до 16,8 %, що може служити підтвердженням достатньої точності використання математичної моделі (7.25), при чому отримана в розрахунках різниця може бути прийнята в якості запасу міцності в проектних розрахунках друкованих плат.

Таблиця 7.4

Максимальні значення динамічних напружень та прогинів в друкованих платах із ДСТ та у заводському виконанні на першій критичній частоті резонансного збудження

Об'єкт дослідження	ω_0 , рад/с	$\sigma_{\ddot{a}\ddot{e}i}^{\max}$, МПа	$\Delta_{\ddot{a}\ddot{e}i}^{\max}$, мм
Друкована плата оснащена ДСТ	Експериментальні значення		
	198,5	15,08	3,52
	Імітаційне моделювання		
	233,4	16,14	3,46
	Математичне моделювання		
	216,29	16,00	4,11
Друкована плата	Експериментальні значення		
	163,1	18,96	4,75
	Імітаційне моделювання		
	176,9	19,06	5,02
	Математичне моделювання		
	180	19,71	5,07

Порівняльний аналіз максимальних значень динамічних напружень та прогинів отриманих при випробуванні двох видів друкованих плат: оснащеної ДСТ та без ДСТ показав суттєве відносне зниження вказаних параметрів на 20,5 % та 25,9 %, відповідно, і 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.

Післямова

В монографії представлено рішення актуальної проблеми забезпечення надійності електронних систем в умовах експлуатаційних та технологічних навантажень реалізоване розробкою наукових та прикладних основ забезпечення міцності електронних систем шляхом виявлення і оцінки руйнівних деформацій та їх ефективного зниження за рахунок створення та модифікації пружно-дисипативних механічних зв'язків між елементами несівних конструкцій електронної техніки на різних рівнях конструктивної складності, які виявляються ланками передачі деформацій, як всередині цих конструкцій так і поза ними. На основі проведених досліджень зроблені наступні висновки, що містять наукові та практичні результати роботи, які мають суттєве значення в галузі радіопромисловості та електронної промисловості.

1. Створено випробувально-вимірювальний комплекс призначений для вимірювання та оцінки деформацій малогабаритних елементів конструкцій та компонентів електронної техніки під дією статичних, циклічних та динамічних механічних, температурних та пневматичних навантажень, які відтворюють складні, наближені до експлуатаційних, умови напружено-деформованого стану об'єктів дослідження, із реалізацією методів електротензометрії, акустичної емісії, віброметрії та високошвидкісної відео-зйомки шляхом розробки нових методик та модифікації апаратури і засобів вимірювання.

2. Розроблено математичну модель для оцінки напружено-деформованого стану конструкцій друкованих плат, в якій конструкція друкованої плати представлена площинною стрижневою системою – рамою, елементи якої жорстко з'єднані між собою, що, з використанням методів опору матеріалів, дозволяє оцінити внутрішні сили і моменти опору та, відповідно, деформації і напруження, в конструктивних елементах друкованої плати та встановлених електронних компонентах під дією зовнішнього статичного навантаження, завдяки чому теоретично обґрунтовано можливість зменшення внутрішніх сил і моментів опору та, відповідно, деформацій і напружень в тілі електронних компонентів за рахунок збільшення монтажної довжини їх виводів та запропоновано спосіб високого наскрізного монтажу електронних компонентів на друкованій платі, який дозволяє зменшити передачу деформацій від основи друкованої плати до електронних компонентів, на відміну від технології низького наскрізного, або поверхневого монтажу.

3. Розроблено методику визначення допустимого короблення друкованих плат, яка полягає у забезпеченні допустимої величини напружено-деформованого стану паяних з'єднань друкованих плат за показником допустимого короблення основи друкованої плати, який визначається відношенням граничного короблення основи друкованої плати, відповідного до границі текучості паяного з'єднання, до коефіцієнту запасу короблення, на відміну від стандартизованого показника якості друкованої плати – площинності, для оцінки якого застосовують дві характеристики: згин та скручування основи друкованої плати.

4. Під дією механічного навантаження за схемою чистого згину експериментально встановлено, що герметизація електронних модулів заливкою компаундом приводить до зменшення передачі деформацій від основи об'єднувальної плати до електронних компо-

ментів у складі модуля при тривалому навантаженні об'єднувальної плати і наявності процесів повзучості і релаксації в з'єднаннях об'єднувальної плати і електронних модулів, найбільш небезпечними в конструкції друкованих плат є контактні вузли, напруження в яких можуть перевищувати напруження на основі плати в декілька разів і вдосконалено технологію поверхневого монтажу конденсаторів визначенням оптимальної температури прогріву контактних вузлів в процесі пайки, яка забезпечує підвищення міцності контактних вузлів в середньому на 50 %.

5. Розроблено математичну модель для розрахунку напружень у системі електронний компонент – компаунд при зміні температури на основі теорії Ляме–Гадоліна про взаємодію складених товстостінних циліндрів для розрахунку напружень та оцінки міцності електронних компонентів, що мають форму тіл обертання (конденсаторів, резисторів, транзисторів, діодів, гермовиводів тощо) та оточуючого шару компаунду при довільній формі заливки останнього в процесі термоударів. Запропоновано в інженерних розрахунках здійснювати оцінку напружень при сталому перепаді температур коли і в електронному компоненті, і в компаунді значення загальних радіальних і тангенціальних напружень досягають максимальних значень при вирівнюванні температури в об'ємі всього гермомодуля при найбільшому перепаді температур.

6. Запропоновані технологічні методи захисту електронних компонентів у герметизованих компаундом конструкціях електронної техніки і експериментально оцінена ефективність їх застосування на основі визначення коефіцієнтів демпфірування температурних деформацій захисних покриттів: КЛТ-30, КЛТ-30 МФ, «Сілтан-Д», КЛТ-30 + $(\text{NH}_4)_2\text{CO}_3$, ЦІАТІМ-201, КЛТ-30 МФ + ЦІАТІМ-201. Встановлено, що найбільші коефіцієнти демпфірування мають покриття КЛТ-30 МФ + ЦІАТІМ-201, захисні ковпачки, виготовлені з поліетилену АД-1М-03, і термоусадні поліхлорвінілові трубки ДМГ.975.016ТУ.

7. Розроблено акустико-емісійну методику неруйнівної діагностики нероз'ємних елементів конструкцій електронної техніки в статичному та циклічному режимі навантаження, в якій придатність до експлуатації визначається за умови не перевищення порогового рівня інформативного параметру сигналів акустичної емісії, зокрема амплітуди та сумарного рахунку, зареєстрованих під дією визначеного із запасом міцності тестового навантаження, та запропоновано акустико-емісійний спосіб локації дефектів в однорідному акустико-прозорому середовищі, в якому первинні перетворювачі сигналів акустичної емісії розташовуються не на поверхні тестованого об'єкта, а на паралельній площині розташованій на заданій відстані, та акустична емісія розповсюджується через однорідне середовище між ними.

8. Представлено одномасову модель коливальної системи, в якій кріплення маси на вібруючій основі розглянуто у вигляді пружно-дисипативного зв'язку, та теоретично обґрунтовано рух маси відносно вібруючої основи як абсолютний рух маси при нерухомій основі, що дозволило підтвердити гіпотезу про неможливість, в загальному випадку, використання значень зовнішніх вібрацій для характеристики внутрішніх вібрацій структурно-складних конструкцій електронної техніки, і було експериментально підтверджено одночасним використанням методів електротензометрії та швидкісної відео-зйомки.

9. Створено експериментальну установку п'єзозбудження та п'єзовимірювання коливань з використанням прямого і зворотного п'єзо ефекту відповідно, для визначення власної частоти та форми коливань друкованих плат та інших деталей електронної техніки. 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.

10. Розроблено математичну модель розрахунку максимальних повних напружень та деформацій в друкованих платах, в якій циліндричний згин плати представлено як згин

безлічі балок-смуг прямокутного перетину і виділено як окрему коливальну систему представлену невагомою двохопорною балкою із зосередженою масою, яка створює нерівномірність навантаження коливальної системи та здійснює відносний рух в неінерціальній системі відліку під дією інерційного гармонічного навантаження, що дозволяє визначати найбільші повні нормальні напруження та прогини, які відбуваються в небезпечному перерізі тіла друкованої плати для оцінки міцності та жорсткості, з використанням методів опору матеріалів.

11. В умовах резонансного збудження виявлені функціональні залежності максимальних динамічних напружень та переміщень від геометричних параметрів друкованих плат, представлених коливальною системою – двохопорною балкою із зосередженою масою, зокрема їх довжини та місця розташування зосередженої маси – лінійної координати відносно однієї з опор плати, які показали можливість технічної регламентації останніх із встановленням їх допустимих діапазонів, що дозволяє, в процесі проектування конструкцій, реалізувати забезпечення міцності та жорсткості плат навіть в умовах резонансного збудження.

12. Розроблена математична модель визначення максимальних динамічних напружень несівної конструкції друкованих плат, представлених двохопорною балкою із зосередженою масою в умовах інерційного резонансного збудження під дією постійного динамічного навантаження, дозволяє визначати напруження, які виникають в результаті вібропереміщення відносно положення статичної рівноваги, завдяки чому максимальні динамічні напруження не залежать від лінійної координати розташування зосередженої маси відносно однієї з опор плати і оцінка міцності може виконуватись не залежно від місця розташування зосередженої маси.

13. Запропоновано визначення найбільших значень максимальних динамічних нормальних напружень через представлення одномасової системи як еквівалентної до багато-масової або навіть до рівномірно розподіленої коливальної системи, за умови рівності їх динамічного навантаження, маси, геометричних та пружно-дисипативних характеристик в умовах резонансного збудження за головною формою коливань, та здійснення оцінки їх міцності як для одномасової коливальної системи, реалізованої розробленою математичною моделлю, що дає можливість застосовування математичної моделі в інженерних розрахунках для оцінки міцності та жорсткості друкованих плат представлених у вигляді одномасової коливальної системи під дією гармонічного динамічного навантаження, при чому можлива різниця у визначенні значень напружень еквівалентних систем може бути використана в якості запасу міцності.

14. Експериментально встановлено, що конструкційне демпфірування несівних конструкцій, обумовлене силою сухого тертя при взаємному зміщенні контактуючих поверхонь, перевершує демпфірування, обумовлене внутрішнім тертям в матеріалі деталей.

Розроблено математичну модель розрахунку максимального динамічного напруження та переміщення небезпечного перерізу друкованої плати об'єднаної в коливальній системі із демпфером сухого тертя в умовах резонансного збудження та отримані функціональні залежності від пружно-дисипативних властивостей демпферу сухого тертя, зокрема його коефіцієнту жорсткості прямо пропорційного до створюваної ним узагальненої сили пружного опору, яка створює силу притискання демпферу до поверхні муфти та силу тертя, яка чинить опір ковзанню демпферу у муфті, і за рахунок їх зростання із збільшенням амплітуди коливань, забезпечує зниження динамічних напружень та деформацій. Розроблена модель дозволяє визначати мінімально допустиме значення жорсткості демпферу сухого тертя, яке забезпечує умову міцності та жорсткості друкованої плати, та за цим значенням в інженерних розрахунках визначати потрібні геометричні параметри конструктивного виконання демпферу сухого тертя криволінійної форми прямокутного перерізу.

Перелік джерел посилання

1. Маквецов Е. Н. Механические воздействия и защита радиоэлектронной аппаратуры / Е. Н. Маквецов, А. М. Тартаковский. – М. : Радио и связь, 1993. – 201 с.: ил.
2. 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.
3. 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.
4. Талицкий Е. Н. Защита электронных средств от механических воздействий. Теоретические основы / Е. Н. Талицкий. – Владимир : Владим. гос. ун-т., 2001. – 256 с.
5. 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.
6. Гормаков А. Н. Конструирование и технология электронных устройств приборов. Печатные платы / А. Н. Гормаков, Н. А. Воронина. – Томск : изд-во ТПУ, 2006. – 164 с.
7. ДСТУ 2634–94. Вироби електронної техніки. Методи оцінювання відповідності вимогам до надійності. – Чинний від 1995-07-01. – Київ : Держспоживстандарт України, 1995. – 4 с.
8. ДСТУ 7655:2014. Вироби електронної техніки. Загальні вимоги щодо надійності та методи випробування. – На заміну ГОСТ 25359-82 ; чинний від 2015-07-01. – Київ : Держспоживстандарт України, 2009. – 9 с.
9. ДСТУ 8216:2015. Вироби електронної техніки. Класифікація за умовами застосування та вимоги стійкості до зовнішніх впливових чинників. – Київ : Держспоживстандарт України, 2017. – 11 с.
10. Вопросы качества радиодеталей / Б. Ю. Геликман, Г. А. Горачева, В. В. Стальбовский, Л. Л. Кристаллинсий ; под ред. А. П. Балашова. – М. : Сов. радио, 1980. – 328 с.
11. Терещук Р. М. Контроль качества деталей и узлов электронной аппаратуры / Р. М. Терещук. – Киев : Техника, 1976. – 272 с.
12. Бегер Е. Практические способы уменьшения деформаций печатных плат на этапе конструирования / Е. Бергер // Компоненты и технологии. – СПб. : ФАЙНСТРИТ, 2009. – № 1. – С. 116–119
13. Литвинов А. Н. Исследование состояния плат радиоэлектронных систем при тепловых воздействиях / А. Н. Литвинов, О. Ш. Хади, Н. К. Юрков // Известия высших учебных заведений. Поволжский регион. Технические науки. – Пенза : Пензенский гос-й унив-т, 2015. – № 2 (34). – С. 182–191.
14. Probabilistic fatigue damage estimation of embedded electronic solder joints under random vibration / Mayssam Jannoun, Younes Aoues, Emmanuel Pagnacco, Philippe Pougnet, Abdelkhalak El-Hami // Microelectronics Reliability. – 2017 – № 78. – P. 249–257.
15. Kusiak A. Data Mining of Printed-Circuit Board Defects / A. Kusiak, C. Kurasek // IEEE Transactions on Robotics and Automation. – 2001. – Vol. 17, Issue: 2. – P. 191–196.

16. Kühl Reiner W. Mechanical stress and deformation of SMT components during temperature cycling and PCB bending / Reiner W. Kühl // *Soldering & Surface Mount Technology*, 1999. – 11 (2). – P. 35–41.
17. Singh T. Failure Modes and Mechanisms in Electronic Packages / T. Singh., P. Viswanadham. – Boston : Chapman & Hall, MA: Springer, 1998. – P. 363.
18. Герасимов О. Н. Исследование влияния воздействия вибрационных нагрузок на конструкционные материалы изделий электронной техники / О. Н. Герасимов, А. Ю. Доросинский, М. Н. Березин // *Надежность и качество сложных систем*. – Пенза, 2017. – № 3 (19). – С. 37–42.
19. Экспериментальные методы исследования деформаций и напряжений : справ. пособ. / Б. С. Касаткин, А. Б. Кудрин, Л. М. Лобанов и др. ; отв. ред. Б. С. Касаткин. – Киев : Наук. думка, 1981. – 583 с.
20. Измерение напряжений и деформаций / подгот. к изд. К. Финк и Х. Рорбах ; пер. с нем. Ю. Ф. Красонтовича ; под ред. Н. И. Пригоровского. – М. : Машгиз, 1961. – 535 с. : ил.
21. Пригоровский Н. И. Экспериментальные методы исследования напряжений : справочник / Н. И. Пригоровский. – М. : Машиностроение, 1970. – 104 с.
22. Als-Nielsen Jens. Elements of modern X-ray Physics / Jens Als-Nielsen, Des McMorrow. – 2nd ed. – New Jersey, United States : John Wiley & Sons, Ltd, 2011. – 421 p.
23. Balasko M. Comparison of neutron radiography with other nondestructive methods / M. Balasko, E. Svab, G. Endrezy // *IEEE Transactions on Nuclear Science*, 2005. – Vol. 52, Issue 1. – P. 330–333.
24. ДСТУ 3213–95. Матеріали радіотехнічні твердотільні. Аналіз елементного складу рентгеноспектральними аналізаторами. – Чинний: від 1996-07-01. – Київ : Держспоживстандарт України, 1996. – 25 с.
25. MicroDAC strain measurement for electronics packaging structures / D. Vogel, V. Grosser, A. Schubert, B. Michel // *Optics and Lasers in Engineering*, 2001. – Vol. 36, Issue 2. – P. 195–211.
26. Теокарис П. Муаровые полосы при исследовании деформаций / П. Теокарис ; пер. с греч. – М. : Мир, 1972. – 336 с.
27. Сурсяков В. А. Исследование деформаций с помощью метода хрупких покрытий : метод. разработка / В. А. Сурсяков. – Пермь : Пермский гос. техн. ун-т, 2002. – 12 с.
28. Хадзимэ О. Определение напряжений гальваническим меднением / О. Хадзимэ ; пер. с япон. – М. : Машиностроение, 1969. – 152 с.
29. Дайчик М. Л. Методы и средства натурной тензометрии : справочник / М. Л. Дайчик, Н. И. Пригоровский, Г. Х. Хуршудов. – М. : Машиностроение, 1989. – 240 с.
30. Клокова Н. П. Тензорезисторы: теория, методики расчета, разработки / Н. П. Клокова. – М. : Машиностроение, 1990. – 224 с.
31. Мехеда В. А. Тензометрический метод измерения деформаций / В. А. Мехеда. – Самара : изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2011. – 56 с.
32. Шушкевич В. А. Основы электротензометрии / В. А. Шушкевич. – Минск : Высшая школа, 1997. – 351 с.
33. Левшина Е. С. Электрические измерения физических величин / Е. С. Левшина, П. В. Новицкий – Л. : Энергоатомиздат, 1983. – 320 с.
34. Рузга З. Электрические тензометры сопротивления / З. Рузга ; пер. с чеш. – Л. : Мир, 1984. – 356 с.
35. Кланова Н. П. Тензодатчики / Н. П. Кланова, А. В. Волчак. – М. : ОНТИ ЦАГИ, 1993. – №401. – 220 с.

36. Перри К. Основы тензометрирования / К. Перри, Г. Лиснер ; пер. с англ. – М. : Мир, 1977. – 324 с.
37. Трофимов Р. И. Пьезоэлектрические преобразователи статических нагрузок / Р. И. Трофимов. – М. : Машиностроение, 1983. – 928 с.
38. Туричин А. М. Электрические измерения неэлектрических величин / А. М. Туричин. – Л. : Энергия, 1976. – 692 с.
39. Форейт И. Емкостные датчики неэлектрических величин / И. Форейт ; пер. с чеш. – Л. : Энергия, 1996. – 166 с.
40. Галушко А. И. Определение внутренних напряжений и физико-механических свойств некоторых компаундов / А. И. Галушко, Л. Ф. Чувилина // Обмен опытом в радиопромышленности. – 1968. – № 6.
41. Анкудинов Д. М. Малобазные тензодатчики сопротивления / Д. М. Анкудинов, К. Н. Мамаев. – М. : Машиностроение, 1986. – 199 с.
42. Ройзман В. П. Забезпечення завадостійкості дротяних малобазних тензорезисторів для вимірювання дійсних значень деформацій виробів електронної техніки / В. П. Ройзман, І. І. Ковтун, О. К. Білик // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – Хмельницький, 2018. – № 6, т. 1. – С. 234–239.
43. Чеканов А. Н. Вероятностные расчеты и оптимизация несущих конструкций / А. Н. Чеканов. – М. : Магистр, 1997. – 132 с.
44. ДСТУ EN 1330-1:2016. Неруйнівний контроль. Термінологія. Ч. 1. Перелік загальних термінів. – Київ : Держспоживстандарт України, 2017. – 22 с.
45. ДСТУ EN 1330-2:2008, Неруйнівний контроль. Термінологія. Ч. 2. Загальні терміни стосовно методів неруйнівного контролю. – Київ : Держспоживстандарт України, 2009. – 22 с.
46. Потапов А. И. Неразрушающий контроль конструкций из композиционных материалов / А. И. Потапов, Ф. П. Пеккер. – Л. : Машиностроение, 1977. – 192 с.
47. Бегларян В. Х. Механические испытания приборов и аппаратов / В. Х. Бегларян. – М. : Машиностроение, 1980. – 223 с.
48. ДСТУ ІЕС 61587-1:2009. Конструкції механічні для електронного уставковання за ІЕС 60917 та ІЕС 60297. Частина 1. Кліматичні, механічні випробування, аспекти безпеки для шаф, стояків, каркасів і шасі (ІЕС 61587-1:2007, ІДТ). – Київ : Держспоживстандарт України, 2013. – 12 с.
49. Милов В. А. Исследования склерометрических и акустических методов измерения прочности бетона : автореф. дис. на соиск. науч. степени канд. техн. наук / В. А. Милов. – Л. : ЛИСИ, 1969. – 102 с.
50. Вибрации в технике : справочник : в 6 т. Т. 1. Колебания линейных систем / под ред. В. В. Болотина ; ред. совет: В. Н. Челомей (пред.). – М. : Машиностроение, 1978. – 352 с. : ил.
51. Royzman V. Vibration testing objects by weights exceeding load capacity of vibration stands / V. Royzman, V. Moroz, I. Kovtun // (2016) Transport Means : Proceedings of the International Conference, 2016 October. – P. 633–636.
52. Рудаков В. Н. Радиодетектоскопия / В. Н. Рудаков // Неразрушающий контроль качества конструкций и изделий из стеклопластика. – Л. : ЛДНТП, 1971. – Ч. 2. – С. 3–8.
53. Крылов Н. А. Электронно-акустические и радиометрические методы испытания материалов и конструкций / Н. А. Крылов. – Л. : Стройиздат, 1963. – 240 с.
54. Потапов А. И. Инфракрасная дефектоскопия пластмасс / А. И. Потапов, Ю. М. Эбельс, В. Г. Толокнов // Неразрушающий контроль качества конструкций и изделий из стекло-пластика. – Л. : ЛДНТП, 1971. – Ч. 1. – С. 52–63.

55. Латишенко В. А. Диагностика прочности и жесткости материалов / В. А. Латишенко ; предисл. А. К. Малмейстера ; АН Латв. ССР ; Ин-т механики полимеров. – Рига : Зинанте, 1968. – 320 с.
56. Потапов А. И. Прочность и деформативность стеклопластиков (контроль в конструкциях) / А. И. Потапов, Г. М. Савицкий. – Л. : Стройиздат, 1973. – 145 с.
57. Balasko M. Comparison of neutron radiography with other nondestructive methods / M. Balasko, E. Svab, G. Endrczy // IEEE Transactions on Nuclear Science, 2005. – Vol. 52, issue 1. – P. 330–333.
58. Ботаки А. А. Ультразвуковой контроль прочностных свойств конструкционных материалов / А. А. Ботаки, В. Л. Ульянов, А. В. Шарко. – М. : Машиностроение, 1983. – 80 с.
59. Stowell E. Z. Study of the energy criterion for fatigue / E. Z. Stowell // Nucl. Eng. Des. – 1969. – № 1. – P. 301–310.
60. Рабинович Э. Экзоэлектроны / Э. Рабинович ; пер. с англ. // Успехи физических наук. – М. : Физический институт им. П. М. Лебедева РАН, 1979. – Т. 127. – С. 163.
61. Прочность и акустическая эмиссия материалов и элементов конструкций / В. А. Стрижало, Ю. В. Добровольский, В. А. Стрельченко и др. / отв. ред. Г. С. Писаренко // АН УССР ; Ин-т проблем прочности. – Киев : Наук. думка, 1990. – 232 с.
62. Неразрушающий контроль. Кн. 2: Акустические методы контроля : практ. пособ. / И. Н. Ермолов, Н. П. Алешин, А. И. Потапов / под ред. В. В. Сухорукова. – М. : Высш. шк., 1991. – 283 с.
63. Frederick J. R. Acoustic Emission / J. R. Frederick, D. K. Felbeck. – ASTM STP 505. – 1972. – P. 129–139.
64. Грешников В. А. Акустическая эмиссия. Применение для испытаний материалов и изделий / В. А. Грешников, Ю. В. Дробот. – М. : Изд-во стандартов, 1976. – 272 с.
65. Лексовский А. М. Микротрещины, повреждаемость и разрушение композиционных материалов / А. М. Лексовский, Г. Х. Усмонов, Г. Х. Нарзуллаев // Физика и механика разрушения композиционных материалов. – Л. : АН СССР, Ордена Ленина физ.-техн. ин-т им. Иоффе. – 1986. – 69 с.
66. Грешников В. А. Об анализе сигналов акустической эмиссии / В. А. Грешников, А. П. Брагинский // Дефектоскопия. – М. : Изд-во АН СССР, 1980. – №5. – С. 101–106.
67. Тутнов А. А. Динамика работоспособности конструктивных элементов на основе анализа структуры сигналов акустической эмиссии / А. А. Тутнов, И. А. Тутнов, А. И. Чуварин // Акустическая эмиссия материалов и конструкций : сб. науч. тр. 1-й Всесоюз. конф. – Ростов н/Д. : изд-во РГУ, 1989. – С. 59–63.
68. Vahaviolos S. J. 3rd Generation AE instrumentation techniques for high fidelity and speed of data acquisition / S. J. Vahaviolos // Progress in Acoustic Emission III : Proceedings of the Eighth Inter-national Acoustic Emission Symposium, The Japanese Society for Non-Destructive Inspection, 21–24 October 1986, Tokyo, Japan. – P. 102–116.
69. ASTM E569 / E569M-13. Standard recommended practice for acoustic emission monitoring of structures during controlled stimulation. – Active Standard ASTM E569 / E569M ASTM E-569-76. – ASTM International, West Conshohocken, PA, 2013. – 4 p.
70. Acoustic emission classification using signal subspace projections / V. Emamian, Zhiqiang Shi, M. Kaveh, A. H. Tewfik // Acoustics, Speech and Signal Processing (ICASSP '01) : proceedings IEEE International Conference, Salt Lake City, UT, USA, 07-11 May 2001. – Vol. 05. – P. 3321–3324.
71. Pollock A. A. Acoustic Emission Amplitude Distributions / A. A. Pollock // International Advances in Nondestructive Testing. – Gordon & Breach Science Publishers S.A., etc. v. American Institute of Physics et al, 1981. – Vol. 7. – P. 215–239.

72. Использование акустической эмиссии в технологическом производстве керамических материалов / В. М. Терентьев, С. И. Лихаций, Т. А. Лудзская [и др.]. – Хабаровск, 1984. – 180 с.
73. Иванов В. И. Акустико-эмиссионный контроль сварки и сварных соединений / В. И. Иванов, В. М. Белов. – М. : Машиностроение, 1981. – 184 с.: ил.
74. Pad crater detection using acoustic waveform analysis / W. Carter Ralph; Elizabeth E. Benedetto; Aileen M. Allen, Keith Newman // Proceedings of IEEE 64th Electronic Components and Technology Conference (ECTC), Orlando, FL, USA, 2014. – P. 1433–1440.
75. Сазонов В. А. Аппаратура для динамических исследований. В 2 ч. Ч. 1. Виброметрия / В. А. Сазонов. – Л. : ЛДНТП, 1967. – 267 с.
76. Карпушин В. Б. Вибрации и удары в радиоаппаратуре / В. Б. Карпушин. – М. : Сов. радио, 1971. – 344 с.
77. Нагорний В. М. Введення в технічну діагностику машин / В. М. Нагорний. – Суми : Сумський державний університет, 2011. – 482 с.
78. Елифанцев Ю. А. Мониторинг и диагностика механических объектов / Ю. А. Елифанцев, С. В. Полищук. – Новокузнецк : СибГИУ, 2009. – 61 с.
79. Матвеев С. Е. Методы системного анализа вибрационной прочности изделий / С. Е. Матвеев, Ю. Н. Кофанов, В. П. Ройзман. – М. : Радио и связь, 2002. – 178 с.
80. Форейт И. Емкостные датчики неэлектрических величин / И. Форейт ; пер. с чешск. – Л. : Энергия, 1966. – 166 с.
81. Агейкин Д. И. Датчики контроля и регулирования : справ. материалы / Д. И. Агейкин, Э. Н. Костина, Н. Н. Кузнецова. – М. : Машиностроение, 1985. – 928 с.
82. Раевский Н. П. Датчики механических параметров машин / Н. П. Раевский. – М. : Изд. АН СССР, 1980. – 188 с.
83. Сопротивление материалов / Г. С. Писаренко, В. А. Агаев, А. Л. Квитка, В. Г. Попков, Э. С. Уманский. – 4-е изд., перераб. и доп. – Киев : Вища школа, 1979. – 696 с.
84. Писаренко Г. С. Опір матеріалів / Г. С. Писаренко, О. Л. Квітка, Е. С. Уманський ; за ред. Г. С. Писаренка. – 2-ге вид. допов. і перероб. – Київ : Вища школа, 2004. – 655 с.
85. Ройзман В. П. Опір матеріалів. Короткий курс / В. П. Ройзман. – Львів : Афіша, 2004. – 108 с.
86. Прогнозирование надёжности узлов и блоков радиотехнических устройств космического назначения на основе моделирования напряжённо-деформируемых состояний : монография / С. Б. Сунцов, В. П. Алексеев, В. М. Карабан, С. В. Пономарёв. – Томск : Изд-во Томск. гос. ун-та систем упр. и радиоэлектроники, 2012. – 114 с.
87. Казаков Д. А. Моделирование процессов деформирования и разрушения материалов и конструкций : монография / Д. А. Казаков, С. А. Капустин, Ю. Г. Коротких. – Н. Новгород : изд-во ННГУ, 1999. – 226 с.
88. Болотин В. В. Прогнозирование ресурса машин и конструкций / В. В. Болотин. – М. : Машиностроение, 1984. – 312 с.
89. Карзов Г. П. Физико-механическое моделирование процессов разрушения / Г. П. Карзов, Б. З. Марголин, В. А. Шведова. – СПб. : Политехника, 1993. – 391 с.
90. Улинич Р. Б. Практическое обеспечение надежности РЭА при проектировании / Р. Б. Улинич. – М. : Радио и связь, 1985. – 112 с.
91. Ройзман В. П. Ідентифікація фізико-механічних характеристик полімерних матеріалів / В. П. Ройзман, І. І. Ковтун, С. А. Петрашук // Вісник Технологічного університету Поділля. – Хмельницький : ТУП, 2002. – № 4, ч. 1. – С. 18–25.
92. Шалумов А. С. Автоматизированная система АСОНИКА для моделирования физических процессов в радиоэлектронных средствах с учётом внешних воздействий / А. С. Шалумов. – М. : Радиотехника, 2013. – 424 с.

93. Кузнецов О. А. Прочность элементов микроэлектронной аппаратуры / О. А. Кузнецов, А. И. Погалов, В. С. Сергеев. – М. : Радио и связь, 1990. – 144 с.
94. Напряжения и деформации в элементах микросхем / В. С. Сергеев, О. А. Кузнецов, Н. П. Захаров, В. А. Лягин. – М. : Радио и связь, 1987. – 88 с.
95. Старцева Л. В. Строительная механика в примерах и задачах / Л. В. Старцева, В. Г. Архипов, А. А. Семенов. – М. : изд-во АСВ, 2013. – 224 с.
96. Ржаницын А. Р. Строительная механика / А. Р. Ржаницын. – 2-е изд., перераб. – М. : Высш. шк., 1991. – 439 с.
97. Поляков А. А. Строительная механика / А. А. Поляков, Ф. Г. Лялина, Р. Г. Игнатов ; под общ. ред. А. А. Полякова. – Екатеринбург : УрФУ, 2014. – 424 с.
98. ДСТУ 2779-94. Монтаж електричний радіоелектронної апаратури та приладів. Загальні технічні вимоги до формування виводів та до установлення виробів електронної техніки на друковані плати. – Чинний від 1996-01-01. – Київ : Держспоживстандарт України, 1996. – 26 с.
99. ДСТУ 2783-94. Монтаж електричний радіоелектронної апаратури та приладів. Загальні вимоги до монтажу виробів електронної техніки та електротехнічних на друковані плати. – Чинний від 1996-01-01. – Київ : Держспоживстандарт України, 1996. – 23 с.
100. IPC-A-600H-2010 RU. Критерии приемки печатных плат. – Illinois USA : IPC, 2010. – 152 с.
101. Шихов С. В. Применение критериев IPC для приемки печатных плат и электронных блоков. Ч. 1. Параметры плоскостности печатных плат / С. В. Шихов // Технологии в электронной промышленности. – СПб. : ООО Медиа КиТ, 2008. – № 6. – С. 86–88.
102. ГОСТ Р 56251-2014. Платы печатные. Классификация дефектов. – М. : Стандартинформ, 2014. – 103 с.
103. Соболев Н. Д. Термическая усталость и термический удар / Н. Д. Соболев, В. И. Горюх. – М. : Машиностроение, 1970. – 156 с.
104. Шорр Б. Ф. Основы расчета на ползучесть неравномерно нагретых тел / Б. Ф. Шорр // Прочность и деформация в неравномерных температурных полях : сб. науч. работ. – М. : Гос. атом. издат., 1962. – С. 183–241.
105. Проников А. С. Параметрическая надёжность машин / А. С. Проников. – М. : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. – 560 с.
106. 3-D finite element modeling of ductile crack growth in thin aluminum materials / A. S. Gullerud, R.H. Jr. Dodds, R.W. Hampton, D. S. Dawicke // Fatigue and Fracture Mechanics: 30 th Volume; eds. K. L. Jerina, P. C. Paris. – West Conshohocken, PA : ASTM International, 2000. – P. 85–101.
107. Hanq D. A. Development of an object-oriented fatigue tool / D. A. Hanq, A. J. Walters, J. L. Beuth // Engineering with computers, 2000. – V. 16. – P. 131–144.
108. Когаев В. П. Расчеты на прочность при напряжениях переменных во времени / В. П. Когаев. – М. : Машиностроение, 1993. – 364 с.
109. Цейко А. В. Аналіз існуючих cad/cam/cae – систем, їх потенційні можливості при постановці експерименту / А. В. Дейко // Наукові нотатки : міжвуз. зб. – Луцьк, 2013. – Вип. 41, ч. 2.
110. Цейко А. В. Аналіз існуючих CAD/CAM/CAE – систем, їх потенційні можливості при постановці експерименту / А. В. Цейко // Наукові нотатки. – Луцьк : ЛНТУ, 2013. – Вип. 41 (2). – С. 244–250.
111. Wei H. Research on dynamic model of printed circuit board based on finite element method / H. Wei, L. Xu // The International Conf. on Green Energy and Sustainable Development (GESD 2017) : AIP Conference Proceedings, 27–28 May 2017, Chongqing City, China. – Chongqing City : AIP Publishing LLC, 2017. – Vol. 1864 : 020082. – P. 1–7.

112. Liu F. Experimental modal analysis and random vibration simulation of printed circuit board assembly / F. Liu, R. Fan // *Advances in vibration engineering*. – Dallas, United States : Krishtel eMaging Solutions Pvt Limited, 2013. – Vol. 12, Issue 5. – P. 489–498.
113. Xie H. The sub-model method for analysis of BGA joint stress and strain during random vibration loading / H. Xie, D. Zhou, Z. Liu // *13th International Conf. on Electronic Packaging Technology & High Density Packaging : Proceedings of a meeting held, 13–16 Aug. 2012, Guilin, China*. – China : IEEE, 2012. – P. 1216–1221.
114. Справочник по сопротивлению материалов / Г. С. Писаренко, А. П. Яковлев, В. В. Матвеев ; отв. ред. Г. С. Писаренко. – 2-е изд., перераб. и доп. – Киев : Наук. думка, 1988. – 736 с.
115. Феодосьев В. И. Сопротивление материалов : учеб. для вузов / В. И. Феодосьев. – 10-е изд., перераб. и доп. – М. : Изд. МГТУ им. Н. Э. Баумана, 1999. – 592 с.
116. Павловський М. А. Теоретична механіка : підручник / М. А. Павловський. – Київ : Техніка, 2002. – 512 с.
117. Писаренко Г. С. Вибропоглощающие свойства конструкционных материалов : справочник / Г. С. Писаренко, А. П. Яковлев, В. В. Матвеев. – Киев : Наук. думка, 1971. – 375 с.
118. Ильинский В. С. Защита аппаратов от динамических воздействий / В. С. Ильинский. – М. : Энергия, 1971. – 320 с.
119. Ильинский В. С. Защита РЭА и прецизионного оборудования от динамических воздействий / В. С. Ильинский. – М. : Радио и связь, 1982. – 296 с.
120. Виброзащита радиоэлектронной аппаратуры полимерными компаундами / Ю. В. Зеленева, А. А. Кирилин, Э. Б. Слободник, Е. Н. Талицкий ; под ред. Ю. В. Зеленева. – М. : Радио и связь, 1984. – 120 с.
121. Хендерсон Дж. Демпфирование колебаний / Дж. Хендерсон, А. Нашиф, Д. Джоунс ; пер. с англ. – М. : Мир, 1988. – 488 с.
122. Справочник конструктора РЭА: общие принципы конструирования / под ред. Р. Г. Варламова. – М. : Сов. радио, 1980. – 480 с.
123. Aglietti G. S. Analysis of Enclosures and Anti Vibration Devices for Electronic Equipment for Space Applications / G. S. Aglietti, C. Schwingshackl // *Proceedings of the 6th International Conference on Dynamics and Control of Systems and Structures in Space 2004, 2004-07-18 – 2004-07-22*. – P. 261–270
124. Суровцев Ю. А. Амортизация радиоэлектронной аппаратуры / Ю. А. Суровцев. – М. : Сов. радио, 1974. – 174 с.
125. Vibration analysis study of spacecraft electronic package: a review / K. P. Subramanya, Jiwan Kumar Pandit, C. S. Prasad, M. R. Thyagaraj // *International Journal of Science, Engineering and Technology Research*. – IJSETR, 2014. – Vol. 3, Issue 3. – P. 503–507.
126. Veprik A. M. Vibration protection of critical components of electronic equipment in harsh environmental conditions / A. M. Veprik // *Journal of Sound and Vibration*, 2003. – Vol. 259, Issue 1. – P. 161–175.
127. Zahedi F. A wireless acoustic emission sensor remotely powered by light / F Zahedi, H Huang // *Smart Materials and Structures*. – IOP Publishing Ltd, 2014. – № 3. – P. 165–178.
128. Иванов В. И. О возможных формах сигналов акустической эмиссии / В. И. Иванов // *Дефектоскопия*. – М. : ИКЦ Академкнига, 1979. – № 5. – С. 99–101.
129. Ройзман В. П. Программно аппаратный комплекс акустической эмиссии / В. П. Ройзман, И. И. Ковтун // *Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах*. – Хмельницький : ХНУ, 1997. – № 1. – С. 25–29.

130. Ройзман В. П. Неруйнівний контроль, діагностування і прогнозування міцності вузлів і деталей машин методом акустичної емісії із застосуванням локації / В. П. Ройзман, І. І. Ковтун, А. В. Горошко // Вісник Технологічного університету Поділля. – Хмельницький : ТУП, 2002. – № 6, ч. 1. – С. 224–234.
131. Ройзман В. П. О возможности плоскостной локации мест расположения источников акустической эмиссии / В. П. Ройзман, И. И. Ковтун, А. В. Горошко // Надійність машин і прогнозування їх ресурсу : зб. пр. міжнар. конф. – Івано-Франківськ : ІФДТУНГ, 2000. – С. 351–357.
132. Ройзман В. П. Неруйнівне діагностування і прогнозування міцності деталей машин методом акустичної емісії / В. П. Ройзман, І. І. Ковтун, А. В. Горошко // Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах. – Хмельницький : ТУП, 2001. – № 4. – С. 46–52.
133. Ройзман В. П. Локація небезпечних дефектів матеріалів методом акустичної емісії / В. П. Ройзман, І. І. Ковтун, А. В. Горошко // Вісник Технологічного університету Поділля. – Хмельницький : ТУП, 2002. – № 1. – С. 195–201.
134. Ковтун І. І. Диагностика прочности неразъемных элементов конструкций методом акустической эмиссии : дис. канд. техн. наук : 05.02.02 / І. І. Ковтун. – Хмельницький, 1998. – 178 с.
135. Boiko J. Vibration transmission in electronic packages having structurally complex design / J. Boiko, I. Kovtun, S. Petrashchuk // First Ukraine IEEE international Conference on Electrical and Computer Engineering (UKRCON–2017) : Proceedings of a meeting held, 29 May – 2 June 2017, Kiev, Ukraine, 2017. – P. 514–517.
136. Kovtun I. Theory and practice of vibration analysis in electronic packages / I. Kovtun, J. Boiko, S. Petrashchuk, T. Kałaczyński // 17th International Conference Diagnostics of Machines and Vehicles. MATEC Web Conf. (eISSN: 2261-236X), 182, 02015 (2018). – 10 p.
137. Kovtun I. Stress computation and reduction by cyber-physical systems controlling printed circuit board manufacturing technology / I. Kovtun, V. Royzman // Cyber-Physical Systems: Design and Application for Industry 4.0, Studies in Systems, Decision and Control, 2021. – Vol. 342. – P. 49–60. ISSN: 2198-4182.
138. Kovtun I. Effects of the strain transmission from the main board to the installed electronic components / I. Kovtun, J. Boiko, S. Petrashchuk, G. Baurienė, K. Pilkauskas // Mechanika. – Kaunas : KTU, 2016. – Vol. 22 № 6 (2016). – P. 494–489.
139. Медведев А. М. Технология производства печатных плат / А. М. Медведев. – М. : Техносфера, 2005. – 358 с.
140. Kovtun, I. Stress estimation for encapsulated electronic packages subjected to thermal impacts / Kovtun, I., Petrashchuk, S., Boiko, J. / Proceeding of International Conference on Information and Telecommunication Technologies and Radio Electronics (UkrMiCo), Odessa, 2018.
141. Strength of electronic components encapsulated with compound under thermal impacts / J. Boiko, S. Petrashchuk, I. Kovtun, O. Repyuk // Visnyk Universytetu «Ukraina». Informatics, Computer Science and Cybernetics. – Kyiv, 2019. – № 2 (23). – С. 142–150.
142. Petrashchuk S. Solving Problem of Thermal Conduction for Providing Strength of Electronic Units on Thermal Impacts / S. Petrashchuk, I. Kovtun, A. Voznyak // Heat and Mass Transfer in the System of Thermal Modes of Energy – Technical and Technological Equipment : MATEC Web Conf, 2016. – Vol. 72, 5 p.
143. Royzman V. Calculation of mechanical stresses in adjoint system of electronic component and compound and strength assessment / V. Royzman, S. Petrashchuk, I. Kovtun, A. Lokoshchenko // Journal of Vibroengineering. – Vilnius, 2013. – Vol. 15, Issue 1. – P. 65–71. ISSUE 1. ISSN 1392-8716

144. Kovtun I. Thermal stress in encapsulated electronic packages / I. Kovtun, S. Petrashchuk, J. Boiko // *Proceedings Proc. International Conference on Information and Telecommunication Technologies and Radio Electronics (UkrMiCo 2019)*, Odessa, Ukraine, 2019. – P. 145.
145. ДСТУ 2646–94. Плати друковані. Терміни та визначення. – Чин. 1994–0107. – Київ : Держстандарт України, 1994. – 44 с.
146. ДСТУ ІЕС 60917-1:2010. Конструкції механічні для електронного устаткування. Модульний принцип конструювання. Ч. 1. Родовий стандарт (ІЕС 60917-1:2009, IDT). – Київ : Держспоживстандарт України, 2013. – 21 с.
147. Robertson C. T. Printed Circuit Board Designer's Reference: Basics / C. T. Robertson. – New Jersey : Prentice Hall Professional, 2003. – 277 p.
148. Tong J. P. C. A DMAIC approach to printed circuit board quality improvement / J. P. C. Tong, F. Tsung, B. P. C. Yen // *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*. – London : Springer, 2004. – Vol. 23, Issue 7–8. – P. 523–531.
149. Electronic packaging: design, materials, process, and reliability / John H. Lau, C. P. Wong, John L. Prince, Wataru Nakayama. – New York: McGraw-Hill Professional, 1998 – 496 p.
150. Engelmaier W. Solder joints in electronics: design for reliability. Workshop Notes. Engelmaier Associates, Inc., Mendham, NJ, 1995. – 13 p.
151. Монтаж на поверхность. Технология. Контроль качества / под общ. ред. И. О. Шурчкова. – М. : Изд-во стандартов, 1991. – С. 115–117.
152. Кузнецов О. А. Прочность паяных соединений / О. А. Кузнецов, А. И. Погатов. – М. : Машиностроение, 1987. – 112 с.
153. Optical Interconnects on and in Printed Circuit Boards. *International Journal of Electronics and Communications* / B. Wittmann, S. Lehmacher, S. Kopecz, A. Neyer // *AEU International Journal of Electronics and Communications*. – Elsevier GmbH, 2001. – Vol. 55, Issue 5. – P. 319–222.
154. Barto S. Nonlinear distortion of C/V characteristic – Useful tool for diagnostics of electrically conductive adhesives: Theoretical background, measuring equipment, selected applications / S. Barto and P. Mach // *Proceedings of: Conf. on Diagnostics in Electrical Engineering (Diagnostika)*, 6–8 Sept. 2016 Pilsen, Czech Republic. – Pilsen : IEEE, 2016. – P. 1–4.
155. Ройзман В. П. Неруйнівний контроль і прогнозування характеристик міцності і пластичності матеріалів методом акустичної емісії / В. П. Ройзман, І. І. Ковтун // *Вібрації в техніці та технологіях*. – № 3 (79) *Технічні науки*. – Вінниця : ВНАУ, 2015. – С. 112–116.
156. Ковтун І. І. Розробка методик акусто-емісійної неруйнівної діагностики міцності деталей і вузлів техніки / І. І. Ковтун, В. П. Ройзман // *Збірник наукових праць Національної академії Державної прикордонної служби України. Сер.: Військові та технічні науки*. – Хмельницький : НАДПСУ, 2015. – № 3 (65). – С. 311–327.
157. Измерения в электронике : справочник / В. А. Кузнецов, В. А. Долгов, В. М. Колевских и др. ; под ред. В. А. Кузнецова. – М. : Энергоатомиздат, 1987. – 512 с. : ил.
158. Silin R. I. Improving Reliability of Machine Units and Details by Acoustic Emission Diagnosing / R. I. Silin, V. P. Royzman, I. I. Kovtun // *Proceedings of 11th World Congress in Mechanism and Machine Science*, Tianjin, China. – Tianji, 2004. – P. 2217–2221.
159. Kovtun I. Acoustic emission diagnostics of solder joints on printed circuit boards / I. Kovtun, V. Royzman, A. Voznyak // *Quality and Reliability of Technical Systems: Theory and Practice*. JVE Book Series on Vibroengineering. Vol. 2. JVE International Ltd. – Vilnius, Lithuania, 2018. – P. 214–229.
160. Kovtun I. Nondestructive strength diagnostics of solder joints on printed circuit boards / I. Kovtun, J. Boiko, S. Petrashchuk // *The Second IEEE International Conference on Information and Telecommunication Technologies and Radio Electronics (UkrMiCo'2017) : Proceedings of a meeting held, 11–15 September 2017, Odessa, Ukraine*. – P. 1–4.

161. Kovtun I. Acoustic emission application for nondestructive strength diagnostics of printed circuit boards / I. Kovtun, J. Boiko, S. Petrashchuk // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – Хмельницький: ХНУ, 2018. – № 1 (257). – С. 12–17.
162. Shear strength and fracture surface analysis of Sn58Bi/Cu solder joints under a wide range of strain rates / Yongqiang Wan, Shuang Li, Xiaowu Hu, Yu Qiu, Tao Xu, Yulong Li, Xiongxin Jiang // *Microelectronics Reliability* – Elsevier, 2018. – Vol. 86. – P. 27–37.
163. Bansal A. Method for early detection of PCB bending induced pad cratering / A. Bansal, G. Ramakrishna, K. Liu // *Proceedings of IEEE 61st Electronic Components and Technology Conf. (ECTC)*, Lake Buena Vista, FL, USA, 2011. – Lake Buena Vista : IEEE, 2011. – P. 1255–1262.
164. Reliability of thermally stressed rigid–flex printed circuit boards for High Density Interconnect applications / A. Salahouelhadj, M. Martiny, S. Mercier, L. Bodin and others // *Microelectronics Reliability*. – Elsevier, 2014. – Vol. 54, Issue 1. – P. 204–213.
165. Acoustic emission detection of BGA components in spherical bend / W. Carter Ralph, Gregory L. Daspit, Andrew W. Cain and others // *Proceedings of IEEE 63rd Electronic Components and Technology Conf. (ECTC)*, 28–31 May 2013, Las Vegas, NV, USA. – Las Vegas : IEEE, 2013. – P. 208–213.
166. Пат. UA 41138 А Україна, МКИ G 01 N 29/04. Пристрій для визначення координат джерела акустичної емісії / В. П. Ройзман, І. І. Ковтун, А. В. Горошко, С. В. Прохоренко : заяв. та патентовласник Хмельн. нац. ун-т. – № 2001031425; заявл. 01.03.2001 ; опубл. 15.08.2001; Бюл. №7. – 3 с. : іл.
167. Пат. UA 43125 А Україна, МКИ G 01 N 29/04. Спосіб визначення координат дефектів методом акустичної емісії / В. П. Ройзман, І. І. Ковтун, А. В. Горошко, С. В. Прохоренко : заяв. та патентовласник Хмельн. нац. ун-т. – № 2001031426 ; заявл. 01.03.2001 ; опубл. 15.11.2001, Бюл. № 10. – 3 с. : іл.
168. Пат. UA 51981 А Україна, МПК: G 01 N 29/04. Спосіб визначення координат дефектів методом акустичної емісії // В. П. Ройзман, А. В. Горошко, І. І. Ковтун : заяв. та патентовласник Хмельн. нац. ун-т. – № 2001128312; заявл. 04.12.2001 ; опубл. 16.12.2002 ; Бюл. №12. – 3 с. : іл.
169. Kovtun I. Reliability improvement of printed circuit boards by designing methods for solder joint technical diagnostics with application of acoustic emission method / I. I. Kovtun, J. M. Boiko, S.A Petrashchuk // *Visnyk NTUU KPI. Seriya–Radiotekhnika, Radioaparatabuduvannia*. – Kyiv : NTUU KPI, 2019. – Iss.79. – P. 60-70.
170. Kovtun I. Nondestructive hermetic seal diagnostics and prediction method for super-high-frequency modules / I. Kovtun, J. Boiko, S. Petrashchuk // *14th International Conference on Advanced Trends in Radioelectronics, Telecommunications and Computer Engineering (TCSET)*, 20–24 Feb. 2018, Ukraine. – P. 776–780.
171. Бойко Ю. М. Методи неруйнівної діагностики надійності герметизації модулів надвисоких частот / Ю. М. Бойко, І. І. Ковтун, С. А. Петрашук, О. В. Ковальчук // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – Хмельницький : ХНУ, 2018. – № 6, т. 1. – С. 227–233.
172. Boiko J. M. Non-destructive strength and hermetic seal diagnostics and prediction of super-high-frequency electronic modules, / J. M. Boiko, V. P. Royzman, I. I. Kovtun, S. A. Petrashchuk // *Coordination problems of military technical and deensive industrial policy in Ukraine. Weapons and military equipment development perspectives : proceedings of V International Scientific and Practical Conference*. – Kyiv, 2017. – P. 93–94.
173. Tonolini F. General review of developments in Acoustic Emission methods / F. Tonolini, A. Sala, G. Villa // *International Journal of Pressure Vessels and Piping*. – Elsevier Ltd, 1987. – Vol. 28, Issues 1–5. – P. 179–201.

174. ДСТУ 3348–96 Радіоелектронні засоби. Конструкції несівні. Терміни та визначення. – Чинний від 1997–07–01. – Київ : Держспоживстандарт України, 1997. – 23 с.
175. ГОСТ 20.57.406–81. Комплексная система контроля качества. Изделия электронной техники, квантовой электроники и электротехнические. Методы испытаний. – М. : Стандарт-информ, 1982. – 133 с.
176. 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.
177. Qi X. Effect of solder joint parameter on vibration fatigue reliability of high density 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.
178. 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.
179. Lall P. Identification of failure modes in portable electronics subjected to 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.
180. 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.
181. Ден-Гартог Дж. П. Механические колебания / Дж. П. Ден-Гартог. – М. : Физматгиз, 1960. – 580 с.
182. Пановко Я. Г. Введение в теорию механических колебаний / Я. Г. Пановко. – М. : Наука, 1971. – 239 с.
183. Пановко Я. Г. Устойчивость и колебания упругих систем / Я. Г. Пановко, И. И. Губанова. – М. : Наука, 1967. – 420 с.
184. United States Patent US 9521753B1. Vibration damping circuit card assembly. Ronald Allan Hunt. – 2016. – 3 p.
185. Kovtun I. Identification of Natural Frequency and form of Oscillation for Electronic Packages Subjected to Vibration / I. Kovtun, J. Boiko, S. Petrashchuk // *Proceedings 2018 IEEE 38th International Conference on Electronics and Nanotechnology (ELNANO)*, 2018. – P. 621–626.
186. Methods for Vibration Reduction in Enclosed Electronic Packages / Igor Kovtun, Juliy Boiko, Svitlana Petrashchuk, Tomasz Kałaczyński // *Proceedings Proc. 18th International Conference Diagnostics of Machines and Vehicles – Diagnostics of Various Technical Objects : MATEC Web Conf*, 2019. – Vol. 302, 10 p.
187. Карпушин, В. Б. Виброшумы радиоаппаратуры. / В. Б. Карпушин. – М. : Сов. радио, 1977. – 320 с.
188. ДСТУ 3040–95 Апаратура радіоелектронна. Конструкції базові несівні уніфіковані. Типи і розміри. – Чинний від 1996–07–01. – Київ : Держспоживстандарт України, 1996. – 11 с.
189. Kovtun I. Mathematical model for dynamic force analysis of printed circuit boards / I. Kovtun, J. Boiko, S. Petrashchuk // *Journal of Physics: Conference Series, First International Conference on Advances in Smart Sensor, Signal Processing and Communication Technology (ICASSCT 2021)*, Goa, India, 2021. – P. 1–8.

190. Chudnovsky V., Mukherjee A., Wendlandt J., Kennedy, D. Modeling flexible bodies in simmechanics. *MatLab Digest*. – Т. 14. – № 3 (2006).
191. Miller S. et al. Modeling flexible bodies with Simscape multibody software // *An Overview of Two Methods for Capturing the Effects of Small Elastic Deformations*, MathWorks. – 2017.
192. Змеу К. В. Моделирование нежесткой механической системы в среде Matlab для синтеза системы управления / К. В. Змеу, Б. С. Ноткин, В. А. Ковалев, А. В. Вара // *Известия Самарского научного центра РАН*. – 2012, № 1–2.
193. Дарков А. В. Сопротивление материалов / А. В. Дарков, Г. С. Шпиро. – М. : Высш. школа, 1989. – 624 с.
194. Kovtun I. Assessing Enclosure Case Design on Excitation and Transmission of Vibration in Electronic Packages / I. Kovtun, J. Boiko, S. Petrashchuk // *Proceedings Proc. IEEE 2nd Ukraine Conference on Electrical and Computer Engineering (UKRCON)*, Lviv, 2019. – P. 265–270.
195. Ковтун І. І. Деформації конструкцій електронної техніки в умовах експлуатаційних навантажень / І. І. Ковтун, В. П. Ройзман. – Хмельницький : ХНУ, 2019. – 230 с.
196. Карпушин В. Б. Вибрации и удары в радиоаппаратуре / В. Б. Карпушин. – М. : Советское радио, 1971. – С. 99.
197. Пат. UA 5291 U Україна, МПК: F16F 15/08. Пристрій для віброізоляції монтажних плат / В. П. Ройзман, В. В. Стрельбіцький, М. А. Нестер : заявник та патенто-власник Хмельн. нац. ун-т. – № 20041108925; заявл. 01.11.2004 ; опубл. 15.02.2005; Бюл. № 2. – 3 с. : іл.
198. High-damping PCB implemented by multi-layered viscoelastic acrylic tapes for use of wedge lock applications / Tae-Yong Park, Seok-Jin Shin, Sung-Woo Park, Soo-Jin Kang, Hyun-Ung Oh // *Engineering Fracture Mechanics*, 2021. – Vol. 241.
199. Пат. UA 13063 C1 Україна, МПК: H05K 5/00, H05K 7/12, H05K 7/14. Радіо-електронний блок / В. П. Сальніков, Є. П. Серета : заявник та патентовласник КБ електро-прилодобудування НВО «Хартрон». – № 95320384; заявл. 18.01.1991 ; опубл. 28.02.1997; Бюл. № 1. – 3 с. : іл.

Додатки

Додаток А

*Характеристика апаратури та обладнання вимірювального комплексу
для експериментального дослідження виробів електронної техніки*

Таблиця А.1

Основні параметри та характеристики приладу акустичної емісії АФ-15

Назва параметра та характеристики	Дані за ТУ
Кількість каналів	2
Сумарна кількість АЕ, імп.	10^0-10^6
Швидкість розрахунку АЕ (інтенсивність осциляцій), імп./с	10^0-10^6
Загальна кількість імпульсів АЕ, імп.	10^0-10^3
Активність АЕ (інтенсивність подій), імп./с	10^0-10^3
Динамічний діапазон реєстрації амплітуди сигналів АЕ, мВ	150–5000
Діапазон робочих частот підсилює тракту, кГц	20–2000
Частота зрізу ФНЧ, кГц	20; 200; 500; 1000
Частота зрізу ФВЧ, кГц	200; 500; 1000; 2000
Ослаблення сигналу фільтрами, дБ/окт, не менше	24
Ослаблення сигналу фільтрами, дБ/окт, що не менше:	
– максимальне;	60
– мінімальне	9
Дискретність установки коефіцієнта посилення, дБ	1
Максимальна амплітуда вихідної напруги підсилювача для середніх частот фільтрів, В, не менше	5
Коефіцієнт посилення попереднього підсилювача, дБ, не менше	40
Ефективне значення власних шумів попереднього підсилювача, мкВ, не більше	7
Період тактових імпульсів, на вибір	0,1; 1; 10; 30
Період генератора розгортки, на вибір	10 с; 1 хв; 1 год; 8 год
Максимальна амплітуда вихідної напруги калібратора, В, не менше:	
– в безперервному режимі;	1
– в імпульсному	5
Діапазон тривалості радіоімпульсу калібратора, мкс	40–50
Частота заповнення радіоімпульсів калібратора, кГц	300; 600
Гранична напруга для формування імпульсів і подій, мВ	100 ± 10
Діапазон вимірювання різниці часу приходу імпульсів АЕ, мкс	8–800
Похибка вимірювання різниці часу приходу імпульсів АЕ, мкс, не більше	± 3
Відносна нестабільність реєстрації основних параметрів (амплітуда, швидкість рахунку, активність) АЕ від імітатора, дБ, не більше	3
Порогова чутливість приладу до амплітуди зміщення, м, не менше	10^{-14}
Максимальна частота синхронізації з навантаженням, кГц, не менше	5

Характеристики провідникових тензочутливих сплавів

Матеріал	Склад, %	Коефіцієнт тензочутливості	Питомий опір, 10^{-6} Ом м	Температурний коефіцієнт, $10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$		Максимальна робоча температура, $^\circ\text{C}$
				опору	лінійного розширення	
Константан, едванс	50–60 Cu, 32–40 Ni	2,0	0,44–0,52	5	12,5	400
Константан для тензорезисторів МНМц 40-1,5	38–41 (Ni + Co), 1–2 решта Cu	2,0	0,44–0,52	Від 2 до 6 (гр. 1), від –6 до –2 (гр. 2), від –14 до –18 (гр. 3)	12,5–13,0	400
Манганін	2–4 Ni, 84–85 Cu, 11–13 Mn	1,9	0,43–0,45	20–30	18,1	–
Хромель	65 Ni, 25 Fe, 10 Cr	2,5	0,7–1,1	340	14,8	800
Ніхром	80 Ni, 20 Cr	2,1–2,3	1–1,1	130	16,6	1000
Карма	74 Ni, 20 Cr, 3 Fe, 3 Al	2,0	1,6	200	–	–
Ізоеластик	52 Fe, 36 Ni, 8 Cr, 3,5 Mn	3,6	1,4	1,75	–	–
Сплав 470	0,5 Si, Cu, Mo, 92 Pt, 8 W	4,7	0,62	240	–	–
Платина Pt–Ir	100 Pt, 80 Pt, 20 Ir	4,8 6,0	0,1 0,36	2500 1700	8,9	1300 1300

Параметри системи тензометричного контролю

Найменування	Показник
Кількість каналів	8
Тип датчиків	Тензорезистори опором $Z = 25\text{--}1000$ Ом – при включенні датчиків за схемою півмоста з $U_m = 2,5$ В, де Z – повний електричний опір датчика (одного плеча моста); U_m – напруга живлення моста
Границі вимірювання деформацій	$\pm(0,25; 0,5; 1,0; 2; 4; 8; 16) \times 10^3$ мкм/м при двох активних тензорезисторах з чутливістю $ST = 2$ і $U_m = 5$ В при $K_{mn} = 1$, де K_{mn} – коефіцієнт посилення масштабуючого підсилювача
Коефіцієнт посилення	$(1; 2,5; 5; 10) \times K_{mn} \times k \sim 8$, де $K_{mn} = 1; 2; 4; 8; k \sim 8 = 1; 8$
Схеми включення датчиків	– повного моста; – півмоста; – із загальним живленням для чотирьох каналів
Напруга живлення	220 В, 50 Гц
Максимальна потужність	6,8 кВт

Характеристики модуля універсального аналого-цифрового перетворювача

<i>Аналого-цифровий перетворювач</i>	
Кількість каналів	16 диференціальних чи 32 з «загальною землею»
Розрядність АЦП	14 біт
Ефективна розрядність	13,2 біт (400 кГц, $\pm 2,5$ В)
Вхідний опір (при одноканальному введенні)	Не менше 10 МОм
Піддіпазони вимірювання вхідного сигналу	± 10 В; $\pm 2,5$ В; $\pm 0,625$ В; $\pm 0,156$ В
Максимальна частота перетворення	400 кГц
Синхронізація	Від синхросигналу, за рівнем аналогового сигналу
Захист входів	± 30 В (живлення вкл.); ± 10 В (живлення викл.)
Міжканальне проходження	-78 дБ (синусоїда 10 кГц)
<i>Цифровий сигнальний процесор</i>	
Тип	ADSP-2185M
Тактова частота	48 МГц
Внутрішнє ОЗУ даних	16 кслів
Внутрішнє ОЗУ програм	16 кслів
FIFO буфер АЦП	512–12288 слів
FIFO буфер ЦАП	512–4032 слів
Цифрові входи і виходи	
Кількість входів	16
Кількість виходів	16
Тип логіки	КМОП
Вихідний струм на 1 канал TTL, не більше	± 4 мА
Сумарне живлення від усіх виходів (TTL, ЦАП, зовнішні виходи живлення), не більше	0,5 Вт
Живлення – від шини USB	
Струм живлення	До 400 мА
Габарити – 129×95×26 мм	

Параметри, які визначають дію вібрацій при випробовуванні електронної техніки на вібростійкість

Ступінь жорсткості	Діапазон частот, Гц	Амплітуда переміщень, мм	Частота переходу, Гц	Вібро-прискорення g
I	10–35	–	–	0,5
II	10–55	–	–	1
III	10–55	0,5	32	2
IV	10–80	0,5	–	–
V	10–80	0,5	32	2
VI	10–150	0,5	50	5
VII	10–200	0,5	50	5
VIII	10–500	0,5	50	5
IX	10–2000	0,5	50	5
X	10–2000	0,5	50	5
XI	10–2000	1	50	10
XII	10–5000	1	50	10
XIII	10–35	2	50	20
XIV	10–35	4	50	40
XV	10–35	4	50	40

**Результати експериментального вимірювання монтажних деформацій
в конструкціях друкованих плат**

Таблиця Б.1

**Результати тензометрування резисторів і розрахунку напружень
для заданого прогину (8 мм) друкованої плати**

Резистор	Відносна деформація $\varepsilon \cdot 10^{-5}$	Напруження $\sigma = E\varepsilon$, МПа
Б-1	10,34	10,34
Б-2	12,2	12,2
Б-3	Датчик вийшов з ладу	–
Б-4	22,2	22,2
Б-5	10,2	10,2
Б-6	21,4	21,4
Н-1	0	0
Н-2	0	0
Н-3	1,28	1,28
Н-4	1,18	1,18
Н-5	1,28	1,28
Н-6	1,18	1,18
В-1	0	0
В-2	0	0
В-3	0	0
В-4	0	0
В-5	0	0
В-6	0	0

Таблиця Б.2

**Середні значення відносних деформацій на поверхні адаптерів,
встановлених на друкованій платі, з різним числом виводів**

Кількість відрізаних виводів	Кількість виводів, залишених припаяними	$\varepsilon \cdot 10^{-5}$
0	8	0
1	7	–7
2	6	–75
3	5	–84
4	4	–85
5	3	–95
6	2	–34
7	1	–27
8	0	–27

**Відносні деформації контактних вузлів та поверхні друкованої плати
за максимального прогину плати (8 мм)**

Датчик	Вид деформації друкованої плати	
	Розтяг	Стиск
1	107	-112
2	9,14	-12
3	18	-13,9
4	62,4	-70,8
5	75,6	-67,2
6	77,2	-86,4
7	82	-87,8
8	46,6	-40,5
9	60,4	-35,9
10	34,1	-27,2
11	30,5	-15,8
12	71	-75,6
13	11	-115
14	8	-78
15	76	-74,3
16	28,9	-24,1
17	34,8	-28,9
21	157	-135
22	4,16	-34,7
23	13,2	-13,2
25	15,5	-76,6
26	0	0
27	134,5	-147
28	21,1	-24,8
29	Датчик вийшов з ладу	Датчик вийшов з ладу
30	8,15	-9,05
31	30	-17,2
32	8,3	-19,2
33	8,2	0
34	16,5	-11
35	16,3	-16,3
36	12,4	-10,3
37	14,6	-14,6
38	15,9	-16,6
39	28,5	-26,1
40	14,6	-14,6
41	3,9	-1,95
42	3,9	-1,96
43	5,4	-5,4
44	Датчик вийшов з ладу	Датчик вийшов з ладу
45	10,8	-5,4

Експериментально-розрахункові матеріали дослідження напружено-деформованого стану в системі «електронний компонент – компаунд» при термоударах

Таблиця В.1

Експериментальні значення фізико-механічних характеристик компаундів

Компаунд	Границя міцності $\sigma_{\text{в}}$, Н/мм ²	Модуль пружності E , Н/мм ²	Коефіцієнт Пуассона μ
ЭК-242	9,7–25	$0,34 \cdot 10^4 - 1,8 \cdot 10^4$	0,22–0,45
ЭК-242-1	73–256	$1,2 \cdot 10^4 - 2,7 \cdot 10^4$	0,25–0,45
ЭК-93	93–280	$0,62 \cdot 10^4 - 1,35 \cdot 10^4$	0,24–0,45
ЭК-25	85–430	$0,9 \cdot 10^4 - 1,56 \cdot 10^4$	0,23–0,45

Таблиця В.2

Окружні відносні деформації компаунда ЕЗК-25

Номер зразка	Температурний діапазон	Окружні деформації ϵ_t
1	–20 °С...–30 °С	$-2,004 \cdot 10^{-3}$
2		$-2,242 \cdot 10^{-3}$
3		$-2,461 \cdot 10^{-3}$
1	–30 °С...–40 °С	$-1,936 \cdot 10^{-3}$
2		$-2,177 \cdot 10^{-3}$
3		$-2,396 \cdot 10^{-3}$
1	–50 °С...–60 °С	$-1,911 \cdot 10^{-3}$
2		$-2,159 \cdot 10^{-3}$
3		$-2,381 \cdot 10^{-3}$

Таблиця В.3

Фізико-механічні характеристики компаунда ЕЗК-25

Температурний діапазон	Модуль Юнга E , Н/мм ² ·10 ⁴	Коефіцієнт Пуассона μ	Температурний коефіцієнт лінійного розширення α , 1/град · 10 ⁻⁶
–20 °С...–30 °С	1,24	0,29	44,9914
–30 °С...–40 °С	1,21	0,31	43,0277
–50 °С...–60 °С	1,197	0,33	42,0673

Таблиця В.4

Окружні відносні деформації кераміки резисторів С2-29В

Номер зразка	Температурний діапазон	Окружні деформації ϵ_t
1	–20 °С...–30 °С	$2,296 \cdot 10^{-3}$
2		$2,271 \cdot 10^{-3}$
3		$2,19 \cdot 10^{-3}$
1	–30 °С...–40 °С	$2,335 \cdot 10^{-3}$
2		$2,31 \cdot 10^{-3}$
3		$2,228 \cdot 10^{-3}$
1	–50 °С...–60 °С	$2,358 \cdot 10^{-3}$
2		$2,333 \cdot 10^{-3}$
3		$2,249 \cdot 10^{-3}$

Таблиця В.5

Фізико-механічні характеристики кераміки резисторів С2-29В

Температурний діапазон	Модуль Юнга E , $\text{Н/мм}^2 \cdot 10^4$	Коефіцієнт Пуассона μ	Температурний коефіцієнт лінійного розширення α , $1/\text{град} \cdot 10^{-6}$
-20 °С...-30 °С	13,794	0,294	7,0023
-30 °С...-40 °С	13,658	0,282	6,376
-50 °С...-60 °С	12,95	0,276	5,898

Таблиця В.6

Вибіркова сукупність експериментальних значень окружних напружень

Значення максимальних окружних напружень σ_i , МПа				
-62,4	-63,1	-76,6	-69,7	-46,7
-47,2	-92,4	-62,1	-37,0	-77,6
-83,8	-78,4	-91,9	-68,9	-84,4
-85,1	-48,7	-76,0	-81,5	-43,4
-95,4	-63,1	-69,5	-67,3	-68,7
-57,5	-35,2	-74,8	-94,4	-81,3
-58,4	-60,5	-30,3	-37,1	-70,1
-60,5	-70,6	-97,2	-98,9	-40,7
-73,6	-49,6	-64,2	-72,6	-98,1
-44,0	-51,7	-37,2	-54,5	-51,2

Таблиця В.7

Вибіркова сукупність значень коефіцієнта запасу міцності k

Значення коефіцієнта запасу міцності k				
1,485	0,924	1,035	1,198	1,396
1,486	1,421	1,244	0,886	0,981
1,118	1,007	1,308	1,442	0,916
0,962	1,034	0,928	1,453	1,031
1,611	1,433	0,918	1,274	1,166
1,14	0,879	1,259	1,338	0,911

Таблиця В.8

Фізико-механічні характеристики поєднаних матеріалів

Матеріал	E , $\text{Н/мм}^2 \cdot 10^4$	μ	α , $1/\text{град} \cdot 10^{-6}$	σ_s , Н/мм^2
Кераміка	13,0–21	0,28–0,33	5,3–6,3	93–165
Компаунд ЕЗК-25	0,9–1,56	0,23–0,45	45–63	85–430

Таблиця В.9

Коефіцієнт запасу міцності при граничних поєднаннях фізико-механічних характеристик резисторів С2-29В та компаунда ЕЗК-25

№	Фізико-механічні характеристики матеріалів				Розрахункові максимальні напруження $\sigma_{екв}$, Н/мм^2	Коефіцієнт запасу міцності $s = \frac{(\sigma_B)_{\min}}{(\sigma_{екв})_{\max}}$
	Матеріал	α , $1/\text{град} \cdot 10^{-6}$	μ	E , $\text{Н/мм}^2 \cdot 10^4$		
1	2	3	4	5	6	7
1	Кераміка резисторів	5,3	0,28	13,0	122	0,76
	Компаунд ЕЗК-25	63	0,45	1,56	113	0,75

Продовження таблиці В.9

1	2	3	4	5	6	7
2	Кераміка резисторів	6,3	0,33	21	56	1,66
	Компаунд ЕЗК-25	45	0,23	0,9	52	1,63
3	Кераміка резисторів	6,3	0,33	21	124	0,75
	Компаунд ЕЗК-25	63	0,45	1,56	114	0,75
4	Кераміка резисторів	5,3	0,28	13,0	57	1,63
	Компаунд ЕЗК-25	45	0,23	0,9	53	1,6

Таблиця В.10

**Деформації резисторів С2-29В,
герметизованих компаундом ЕЗК-23 без захисного покриття і з ним**

Номер тензометра	$\varepsilon \times 10^{-3}$	$\varepsilon \times 10^{-3}$
	без захисного покриття	із захисним покриттям КЛТ-30
1	2,400	1,454
2	3,970	2,684
3	3,074	1,537
4	3,620	2,481
5	2,097	1,364
6	4,612	2,589

Таблиця В.11

**Деформації резисторів С2-29В, герметизованих компаундом ЕЗК-23
з компаундною підкладкою та захисним шаром КЛТ-30**

Номер тензометра	$\varepsilon \times 10^{-3}$ з компаундною підкладкою та захисним покриттям КЛТ-30
1	2,039
2	1,347
3	1,597
4	2,232
5	2,003
6	2,101

Таблиця В.12

Значення коефіцієнта демпфірування захисних покриттів

Покриття	Коефіцієнт демпфірування
КЛТ-30	1,65
КЛТ-30МФ	2,3
КЛТ-30 + (NH ₄) ₂ CO ₃	1,55
Сілтан -Д	1,32
ЦІАТІМ-201	3,0
КЛТ-30 + ЦІАТІМ-201	3,5

Додатки

Додаток Г

Параметри напружено-деформованого стану та акустико-емісійного контролю нерознімних елементів конструкцій електронної техніки

Таблиця Г.1

Руйнівні навантаження конденсаторів К10-50В при випробовуванні їх на розтяг

Зразок	Технологічний режим паяння					
	Тривалість – 10 с		Без прогріву	Тривалість – 3 с		
	ПОС61 $t = (220-270) ^\circ\text{C}$	Сплав Розе $t = (94-120) ^\circ\text{C}$		З попереднім прогрівом у термостаті протягом 1 год за температури, до $^\circ\text{C}$		
				150	200	250
1	55	34	21	6	41	16
2	50	45	18	45	60	13
3	20	35	59	16	74	16
4	24	49	5	68	30	16
5	57	6	12	18	70	24
6	60	31	3	15	30	21
7	73	54	30	105	61	23
8	35	30	50	5	64	15
9	42	19	36	12	30	10
10	20	44	25	67	90	20
11	38	35	70	39	55	28
12	90	33	30	45	45	15
13	110	38	25	30	45	25
14	77	18	23	100	45	18
15	67	27	55	20	42	16
16	42	39	20	80	85	10
17	45	22	72	89	38	14
18	57	47	21	36	95	17
19	55	38	15	26	40	35
20	70	38	20	10	90	25
21	63	42	47	30	60	17
22	80	41	35	18	23	15
23	61	28	20	27	40	13
24	55	36	30	31	85	10
25	50	38	30	55	56	30
26	20	50	25	30	13	43
27	24	48	$P_{cp} = 30,6$	25	31	21
28	57	40		35	28	11
29	60	45		87	20	18
30	73	$P_{cp} = 36,2$		57	35	26
31	35			56	75	13
32	42			48	62	11
33	20			21	45	37
34	38			41	48	32
35	90			55	47	30
36	110			65	55	33
37	77			20	60	45
38	67			50	38	20
39	42			23	42	43
40	20			25	62	31
41	38			40	50	46
42	90			28	21	10
43	110			40	35	45
44	77			18	30	25
45	67			25	22	31
46	42			25	35	$P_{cp} = 22,9$
47	45			31	30	
48	57			53	$P_{cp} = 47,6$	
	55			$P_{cp} = 40,3$		
	70					
	63					
	80					
	$P_{cp} = 59,7$					

Таблиця Г.2

**Порівняльні акустичні характеристики середовищ,
з яких складається друкована плата**

Матеріал	Густина $\rho \cdot 10^3$, кг/м ³	Швидкість поширення хвиль $v \cdot 10^3$, м/с			Коефіцієнт загасання δ , м ⁻¹
		повздовжніх	поперечних	поверхневих	
Текстоліт	1,2–1,3	2,63	–	–	> 100
Свинець	11,4	2,16	0,70	0,63	1–10
Мідь	8,9	4,66	2,26	2,12	10–100

Таблиця Г.3

Загасання ультразвукових хвиль у рідинах і повітрі (20 °С)

Матеріал	Частота f , МГц	Коефіцієнт згасання $\delta/f^2 \cdot 10^2$, м ⁻¹ /МГц ²
Повітря	1,1–1,4	1670–2000
Вода	7–250	2,5
Гліцерин	0,5–4	250
Керосин	6–21	170
Кислота оцтова	0,5	9000
Масло трансформаторне	1–5	130
Ртуть	20–50	1,2–1,3
Спирт етиловий	1–220	5,4

Таблиця Г.4

**Напруження (МПа) матеріалу шва та кришки корпусу КБ-3
при зміні надлишкового тиску ($t = +20$ °С)**

Номер датчика	Місце розташування датчика	Надлишковий тиск, атм									Витримка при 1,6 атм
		0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	
4	Шов	0	4,1	5,6	7,5	11,2	13,5	16,1	20,6	26,5	30,3
1		0	1,8	3,0	4,8	6,3	7,8	8,2	10,5	12,3	14,7
6		0	6,0	10,5	16,8	23,9	30,6	37,3	47,8	59,1	75,1
7	Кришка	0	3,2	4,5	7,0	8,3	11,5	12,2	16,0	19,8	19,8
8		0	3,8	6,4	10,2	12,8	16,1	19,2	23,7	26,9	26,4

Таблиця Г.5

**Напруження (МПа) матеріалу шва та кришки корпусу КБ-3
при зміні надлишкового тиску ($t = +85$ °С)**

Номер датчика	Місце розташування датчика	Надлишковий тиск, атм									Вид деформації
		0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	
4	Шов	0	3,5	5,3	9,7	14,6	20,3	27,4	35,0	51,0	Стиск
2	Кришка	0	2,56	5,1	7,7	10,2	15,4	17,7	20,5	23,0	Розтяг
3		0	2,56	2,56	5,1	12,8	15,4	17,7	20,5	23,0	
1	Шов	0	1,3	2,2	3,0	4,4	5,7	7,5	7,9	10,1	Стиск
5		0	0,5	0,9	1,3	2,3	3,5	5,3	6,2	13,2	
6		0	5,3	7,1	16,8	28,3	30,9	38,0	–	–	
7	Кришка	0	3,8	6,4	7,7	11,5	12,8	17,9	19,2	23,0	
8		0	3,8	7,7	8,9	12,8	15,4	20,5	24,3	30,7	

Таблиця Г.6

**Відносні деформації (ОВД×10-5) матеріалу шва корпусу КБ-4
при зміні надлишкового тиску**

Номер датчика	Температура	Надлишковий тиск, атм								Витримка 1 год
		0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	
4	85	14,4	21,6	34,6	60,5	82,8	111,6	144,0	208,8	208,8
	20	10,0	13,5	18,0	27,0	32,4	38,7	49,5	63,9	72,9
1	85	5,4	9,0	12,6	18,0	23,4	30,6	32,4	40,3	47,2
	20	4,5	7,2	11,7	15,3	18,9	19,8	25,2	29,7	–
6	85	21,6	28,8	68,4	115,2	126,0	154,8	–	–	–
	20	14,4	25,2	40,5	57,6	73,8	90,0	115,0	142,2	181,0

Таблиця Г.7

Прогин кришки корпусу КБ-3 залежно від надлишкового тиску

$P_{мест}$, атм	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6
Прогин, мкм	0	24	40	58	72	87	95	108	124

Таблиця Г.8

Параметри розгерметизації досліджуваних корпусів модулів НВЧ (група 2)

Цикл навантаження	Граничне навантаження P , атм	Втрата герметичності			Примітка
		P , атм	Номер і місце течі	Очікувана причина	
1	2	3	4	5	6
КБ-1 – розгерметизація відбулась на першому циклі випробувань при тиску повітря 1,4 атм					
КБ-2					
1	0,6	0,18	1 – під гвинтом	Порушення технології складання (не вкрито дріт)	Дефект усунуто запаюванням
2	1,6	0,6	2 – шов бічної кришки на відстані 6,70 мм від штенгеля	Порушення технології герметизації паянням	Під мікроскопом (×24) виявлено отвір. Дефект усунуто пропаюванням
3	1,6	Не виявлено			
4					
5					
6	3,2	1,6	3 – під гвинтом	Порушення технології складання (не вкрито дріт)	Дефект усунуто запаюванням
7	1,6	Не виявлено			
8					
9					
10	0	0	Трубка-штенгель	Механічний відрив	Дефект усунуто

1	2	3	4	5	6
11	3,2	1,6	4, 5 – під гвинтами	Порушення технології складання (не вкладено дріт)	Місця розгерметизації № 4, 5 виявлені покриттям мильною плівкою. Навантаження продовжено
		1,8	6 – шов на кришці А	Порушення технології герметизації паянням	Місця розгерметизації № 4, 5 виявлені покриттям мильною плівкою. Навантаження продовжено
		3,0	7 – шов на кришці А		При $P = 3,0$ атм інтенсивне падіння показань манометра. Випробування припинені
КБ-3 – розгерметизація відбулась при $P = 0,2$ атм і температурі $+85$ °С під гвинтами кріплення. Дефект усунуто герметизацією пастою СБ-1					
1	1,6	1,2	В місцях виходу дроту	Порушення технології паяння	Дефект усунуто запаюванням
2		1,6	8, 9 – шов бічної кришки		
3		1,4–1,6	10, 11 – під кріпильними гвинтами, 12 – місце виходу дроту		Випробування припинені
КБ-4					
1	1,6	0,6	В місцях виходу дроту	Порушення технології паяння	Дефект усунуто запаюванням
2		1,6	13 – шов короткої сторони кришки		Випробування припинені
КБ-5					
1	1,6	1,2	14 – шов довгої сторони кришки	Порушення технології паяння	Дефект усунуто запаюванням
2		1,0			Випробування припинені
3					
КМ-6					
1–57	1,6	Не виявлено			
58		1,6	1 – середина шва довгої сторони кришки А	Порушення технології паяння	Припою в місці розгерметизації було менше, ніж в інших місцях
КМ-2					
1...30	1,6	Не виявлено			
31		1,6	2 – середина шва короткої сторони кришки А	Порушення технології паяння	Припою в місці розгерметизації було менше, ніж в інших місцях
КМ-1 – розгерметизація відбулась за тиску $0,2$ атм в трьох місцях (1, 3, 4) через порушення технології паяння					

Таблиця Г.9

**Параметри напружено-деформованого стану
та акустико-емісійного контролю корпусу К-1 (188×104×20)**

Тиск, атм	Параметр акустичної емісії						Напруження на кришках, МПа		Прогин кришки корпусу, мкм
	N_s	N_{ei}	N_i	$N_{км}$	A_{max}	A_{cp}	Номер датчика		
							1	2	
0,2	–	–	–	–	–	–	12,8	13,1	–
0,4	3	3	12	12	28,2	24	28,8	29,0	
0,6	64	67	771	783	465	149,4	48	49,2	
0,8	272	339	3409	4192	450,9	209,7	67,2	72,5	
1,0	331	670	3073	7265	408,7	174,3	91,2	96,2	
1,2	553	1223	7108	14373	450,9	166,6	145,7	148,9	

Примітка. Розгерметизація відбулась при нагнітанні повітря 1,2 атм.

Таблиця Г.10

**Результати оцінки напружено-деформованого стану
та акустико-емісійного контролю корпусу К-8 (188×104×20)**

Тиск, атм	Параметр акустичної емісії						Напруження на кришках, МПа		Прогин кришки корпусу, мкм	
	N_s	N_{ei}	N_i	$N_{км}$	A_{max}	A_{cp}	Номер датчика			
							1	2		3
0,2	815	815	4330	4330	831,4	133	18,4	21,3	202	
0,4	898	1713	4244	8574	535,5	198,8	35,2	35,0	400	
0,6	924	2637	8263	16837	549,6	217,6	52,8	52,1	630	
0,8	1987	4624	12305	29142	690,5	239,6	73,6	73,8	824	
1,0	1528	6152	14566	43708	831,4	328,1	109,6	113,6	1124	

Примітка. Розгерметизація відбулась при нагнітанні повітря 1,0 атм.

Таблиця Г.11

**Результати оцінки напружено-деформованого стану
та акустико-емісійного контролю корпусу К-2 (152×38×20)**

Тиск, атм	Параметр акустичної емісії						Напруження, МПа			
	N_s	N_{ei}	N_i	$N_{км}$	A_{max}	A_{cp}	на кришках		на швах	
							Номер датчика			
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
0,2	22	22	97	97	56,4	28,1	2,4	1,8	–23,1	
0,4	9	31	28	125	42,3	22,5	3,7	2,6	–35,5	
0,6	12	43	156	281	140,9	62	4,9	4,3	–49,5	
0,8	15	58	196	477	183,2	81,3	6,1	5,2	–62,7	
1,0	33	91	518	995	408,7	78,9	7,8	7,4	–75,1	
1,2	107	198	1316	2311	324,1	96,8	9,1	8,6	–89,1	
1,4	148	346	3112	5423	450,9	149,4	10,1	8,7	–102,3	
1,6	402	748	6207	11630	450,9	100	12,5	9,5	–115,5	

Додатки

Продовження таблиці Г.11

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1,8	278	1026	2807	14437	465	131,1	14,1	11,3	-132
2,0	5	1031	11	14448	70,5	42,3	14,1	13,8	-143,5
2,2	21	1052	372	14820	267,7	102,2	15,7	14,0	-158,4
2,4	191	1243	6743	21563	535,5	186	16,6	15,1	-161,7
2,6	579	1822	16980	38543	535,5	186	16,5	16,6	-171,6
2,8	958	2780	28780	67323	380,5	193	18,4	18,2	-174,9
3,0	1089	3869	12460	79783	479,1	152,2	17,9	20,8	-214,5
3,2	1467	5336	26770	106553	831,4	187,4	20,0	22,6	-224,4

Примітка. Розгерметизація відбулась при нагнітанні повітря більше 3,2 атм.

Таблиця Г.12

**Результати оцінки напружено-деформованого стану
та акустико-емісійного контролю корпусу К-3 (100 × 100 × 19)**

Тиск, атм	Параметр акустичної емісії						Напруження на кришках, МПа	Прогин кришки корпусу, мкм	
	N_3	N_{ei}	N_i	$N_{км}$	A_{max}	A_{cp}		Номер датчика	
							1	2	3
0,2	-	-	-	-	-	-	2,88	1,6	26
0,4	-	-	-	-	-	-	6,24	4,9	54
0,6	-	-	-	-	-	-	8,96	7,8	80
0,8	-	-	-	-	-	-	11,84	10,2	106
1,0	-	-	-	-	-	-	15,04	13,6	131
1,2	2	2	349	349	239,6	183,2	18,4	17,1	157
1,4	10	12	807	1156	295,9	169,1	22,8	21,3	185
1,6	17	29	1431	2587	521,4	218,4	26,08	25,1	212
1,8	29	58	2055	4642	295,9	138,9	29,44	27,5	240
2,0	45	103	2799	7441	507,3	224,1	31,82	31,8	264
2,2	19	122	1153	8594	295,9	183,2	38,4	38,9	-
2,4	61	183	2728	11322	267,7	170,5	40,8	46,2	-
2,8	181	447	4691	18339	507,3	197,3	50,4	51,6	-
3,0	188	635	6155	24494	521,4	224,1	44,8	37,9	-
3,2	234	869	9464	33958	549,6	242,4	56,3	42,1	-
3,6	294	1555	9681	52457	535,5	226,6	66,2	45,7	-
3,8	373	1928	7084	59541	549,6	246,6	68,9	48,1	-
4,0	1103	3031	19465	79006	1395,1	249,4	73,6	50,9	-
4,24	749	3780	26920	105926	507,3	220,8	79,9	53,6	-
4,48	803	4583	41600	147526	465	243,2	85,0	55,1	-
4,72	914	5497	23730	171256	380,5	236,3	91,2	59,4	-
5,0	1381	6878	57800	229056	549,6	244,6	96,5	60,5	-
5,32	1314	8192	52880	281936	422,8	237,9	102,4	64,6	-
5,6	1128	9320	57440	339376	479,1	254,8	108,8	69,1	-

Примітка. Розгерметизація відбулась при нагнітанні повітря більше 5,6 атм.

Таблиця Г.13

**Параметри напружено-деформованого стану
та акустико-емісійного контролю корпусу К-5 (129×105×23)**

Тиск, атм	Параметр акустичної емісії						Напруження, МПа				Прогин кришки корпусу, мкм
	№ _з	№ _{еі}	N _i	N _{км}	A _{max}	A _{ср}	на кришках		на швах		
							Номер датчика				
							1	2	3	4	
0,2	–	–	838	838	–	–	4	3,8	–13,2	3,8	75
0,4	1	1	2	840	28,2	28,2	9,6	9,8	–26,4	4,2	153
0,6	1	2	45	885	42,3	42,3	14,4	16,7	–26,4	4,9	217
0,8	155	157	2933	3823	296	160	20,8	24,4	–33	4,8	296
1,0	1155	1312	8628	12451	549,6	171,6	26,4	29,2	–19,8	4,2	362
1,2	1447	2759	19490	31941	521,4	120,5	32	36,6	–6,6	12,7	430
1,4	1501	4260	28111	60052	465	156,3	37,6	41,8	44,6	11,3	516
1,6	2168	6428	58187	118239	521,4	117,7	44,8	50,5	64,35	11,3	592
1,8	653	7081	13687	131926	535,5	109,8	46,4	48,1	–	8,9	675
2,0	2098	9179	13715	145641	535,5	117,1	48,8	52,7	–	5,8	800
2,2	1560	10739	36929	182570	493,2	129,1	56	–	–	5,2	–

Примітка. Розгерметизація відбулась при нагнітанні повітря 2,2 атм.

Таблиця Г.14

**Параметри напружено-деформованого стану
та акустико-емісійного контролю корпусу К-6 (129×105×23)**

Тиск, атм	Параметр акустичної емісії						Напруження, МПа		
	№ _з	№ _{еі}	N _i	N _{км}	A _{max}	A _{ср}	на кришках		на швах
							Номер датчика		
							1	2	3
0,2	2	2	832	832	352,3	352,3	6,4	6,5	–13,2
0,4	1	3	1	833	28,2	28,2	12,8	12,8	–29,7
0,6	7	10	121	954	239,6	133,9	21	19,9	–46,2
0,8	38	48	1151	2105	296	96,5	28	27,1	–61,05
1,0	16	64	1816	3921	253,7	73,3	34,4	33,0	–75,9
1,2	597	661	6555	10476	408,7	140,2	40,8	39,5	–
1,4	878	1539	7300	17776	549,6	129,1	46,4	44,8	–92,4
1,6	1159	2698	4854	22630	479,1	126,8	54,4	52,9	–105,6

Примітка. Розгерметизація відбулась при нагнітанні повітря 1,6 атм.

Таблиця Г.15

**Параметри напружено-деформованого стану
та акустико-емісійного контролю корпусу К-7 (129 × 105 × 23)**

Тиск, атм	Параметр акустичної емісії						Напруження, МПа				Прогин кришки корпусу, мкм
	№ _з	№ _{еі}	N _i	N _{км}	A _{max}	A _{ср}	на кришках		на швах		
							Номер датчика				
							1	2	3	4	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
0,2	–	–	–	–	–	–	7,02	9,8	4,5	–28,71	74
0,4	–	–	–	–	–	–	14,88	22,0	16,0	–49,17	170

Продовження таблиці Г.15

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
0,6	378	378	3101	3101	338,2	208,6	21,28	38,6	22,1	-75,24	261
0,8	920	1298	3124	6225	267,7	128,6	26,56	56,2	27,1	-99	354
1,0	1229	2527	5258	11483	436,9	130,4	35,2	71,5	38,3	-125,4	442
1,2	1381	3908	7351	18834	465	252,7	41,76	83,2	46,5	-160,0	535
1,4	673	4581	6093	24927	394,6	153,8	49,6	102,0	53,7	-191,4	624
1,6	1033	5614	15616	40543	493,2	124,2	56,56	123,4	58,9	-227,7	726

Примітка. Розгерметизація відбулась при нагнітанні повітря 1,6 атм.

Таблиця Г.16

**Параметри напружено-деформованого стану
та акустико-емісійного контролю корпусу К-9 (129×105×23)**

Тиск, атм	Параметр акустичної емісії						Напруження, МПа					Прогин кришки корпусу, мм
	N_3	N_{ei}	N_i	$N_{км}$	A_{max}	A_{cp}	на кришках		на швах			
							Номер датчика					
							1	2	3	4	5	
0,2	30	30	2241	2241	507,3	111,6	4,8	14,8	3,5	-29,7	-33,6	71
0,4	12	42	3226	5467	549,6	242,4	11,2	31,5	8,6	-57,8	-66,5	158
0,6	737	779	10170	15637	549,6	280,1	17,6	52,6	15,5	-89,1	-105,2	253
0,8	1035	1814	15090	30727	831,4	320,9	22,4	79,2	22,1	-132	-180,1	381
1,0	1042	2856	21430	52157	1395,1	148	29,6	97,4	29,4	-184,8	-	477

Примітка. Розгерметизація відбулась при нагнітанні повітря 1,0 атм.

Таблиця Г.17

**Параметри сигналів акустичної емісії корпусів К-17, К-18 для циклічного навантаження
та витримці під внутрішнім надлишковим тиском $P_{тест} = 1,6$ атм і $t = 20$ °С
з подальшим випробуванням і ступеневому збільшенні тиску аж до руйнування**

Номер циклу	$P_{тест}$, атм	К-17			К-18		
		$N_{км}$, імп.	N_3 , імп.	A_{max} , мкВ	$N_{км}$, імп.	N_3 , імп.	A_{max} , мкВ
1	2	3	4	5	6	7	8
1	1,6	374	40	450	167	26	750
2		6	3	50	0	0	0
3		0	0	0	0	0	0
4		0	0	0	47	2	150
5		0	0	0	16	2	100
6		4	2	50	53	2	95
7		191	10	500	26	3	100
8		267	10	650	2	2	50
9		13	4	50	18	3	200
10		355	2	200	0	0	0
11		15	5	50	438	147	800
12		32	19	150	10	1	50
13		141	44	1000	0	0	0
14		226	12	550	64	3	600

Додатки

Продовження таблиці Г.17

1	2	3	4	5	6	7	8
15		126	17	256	0	0	0
16		157	10	400	499	6	650
17		180	13	950	0	0	0
18		84	9	150	503	38*	550
19		20	5	50	11	1	50
20		274	13	450	0	0	0
21		81	8	150	2	1	50
22		71	11	150	12	3	100
23		7	2	50	12	3	100
24		2394	1649	1100	0	0	0
25		37	15	100	32	1	200
26		56	10	950	0	0	0
27		11	4	50	70	2	250
28		16	5	50	0	0	0
29		12	6	50	263	1	950
30		1777	620*	1150	23	3	450
31		203	4	450	2	1	150
32		0	0	0	0	0	0
33		76	2	700	2	1	50
34		41	25	50	0	0	0
35		98	12	100	24	4	100
36		53	13	100	3	2	550
37	1,6	235	14	800	0	0	0
38		24	13	50	13	1	100
39		28	11	100	0	0	0
40		62	19	200	0	0	0
41		44	25	100	57	1	350
42		46	25	100	54	1	150
43		19	12	50	8	2	100
44		424	19	950	1	1	50
45		34	16	150	409	256	950
46		473	18	450	1	1	750
47		781	57	1100	0	0	0
48		668	120	950	0	0	0
49		242	5	1900	0	0	0
50		668	195	1150	0	0	0
51		19	6	50	4	4	100
52		9	3	50	4	1	50
53		32	17	50	0	0	0
54		27	16	50	4	2	50
55		43	32	100	18	12	50
56		45	32	100	600	58*	750
57		28	10	50	0	0	0
58		24	16	50	33	2	250
59		13	11	50	3	1	150

Додатки

Продовження таблиці Г.17

1	2	3	4	5	6	7	8
60		17	16	50	0	0	0
61		101	9	350	0	0	0
62		16	10	50	0	0	0
63		66	10	350	0	0	0
64		51	13	150	0	0	0
65		566	111*	700	1751	289	1110
66		16	9	50	0	0	0
67		28	22	50	282	59	750
68		23	16	50	25	1	200
69		46	25	50	1	1	50
70		2858	1058	1500	0	0	0
71		2195	1474	950	0	0	0
72		251	20	700	225	1	1300
73		1224	76	950	3	1	300
74		279	10	550	12	1	100
75		8	4	50	307	56*	650
76		14	4	50	0	0	0
77		142	11	550	0	0	0
78		12	4	50	0	0	0
79		32	17	50	0	0	0
80		31	17	650	3	1	50
81		11	4	50	3	1	50
82		741	404*	1500	0	0	0
83		21	9	50	0	0	0
84		35	24	100	0	0	0
85		29	18	50	5	1	100
86		26	15	50	2	1	50
87		19	14	50	63	2	650
88		56	41	50	0	0	0
89		23	14	50	0	0	0
90		21	14	700	0	0	0
91		42	260	1050	674	456	200
92		38	34	50	10	8	150
93		39	26	50	4	2	50
94		27	21	150	0	0	0
95		35	29	50	6	2	50
96		22	15	50	724	26*	950
97		11	7	65	5	1	50
98		16	15	50	0	0	0
99		198	23	950	0	0	0
100		47	37	50	0	0	0

Додатки

Продовження таблиці Г.17

<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>
Руйнівне випро- бування	1,8	19	10	50	2091	21	1900
	2,0	150	39	850	3489	124	1550
	2,2	1458	81	1800	3159	159	1650
	2,4	3402	2188	1250	4738	307	1100
	2,6	1498	230	1350	3870	297	1400
	2,8	3738	636	1900	4496	237	1650
	3,0	4244	256	1700	2495	257	1950
	3,2	4601	3165	1750	4603	333	1250
	3,4	2294	658	1950	5610	224	1250
	3,6	2814	331	1000	5472	232	1600
	4,0	4688	1067**	2450	3790	141	1750
	4,2	–	–	–	2537	330	1450
	4,4	–	–	–	1442	611	1600
	4,6	–	–	–	1976	375	1900
4,8	–	–	–	3706	653*	1700	
Розгерметизація	Розрив корпусу			Травлення повітря через шов			

Примітки: * розгерметизація по шву (усунуто заливкою епоксидною смолою);

** розрив корпусу.

**Результати вимірювань динамічних деформацій
у структурно-складних конструкціях електронної техніки**

Таблиця Д.1

Вібродослідження способів кріплення друкованих плат до корпусу серійного блока

Спосіб встановлення плати	Частота, Гц	Віброперевантаження, м·с ⁻²		Напруження тензодатчика, МПа			
		На стенді	На платі	Номер			
				1С	2С	3С	4С
1. У штатних пластмасових напрямних	8	10	1,87	1,10	2,19	2,66	1,10
	12	1,5	9,36	4,38	8,76	10,95	4,38
	50	10	28,09	21,90	21,00	24,09	26,00
	58	10	44,94	26,28	30,66	32,85	26,20
	81	10	62,55	25,93	28,47	30,66	26,00
	160	10	90,64	28,47	24,09	35,04	26,18
	223	10	105,99	3,29	21,90	32,80	21,90
	388	10	82,77	10,95	10,95	10,95	10,95
2. На віброізолюючій тканинній стрічці	8	1,1	1,41	5,00	2,90	3,91	3,00
	10	1,5	2,10	5,87	3,91	5,87	5,00
	13	5	16,50	7,83	15,65	23,48	5,87
	25	5	25,00	3,91	5,00	9,78	3,91
	50	10	70,00	7,00	15,65	19,57	5,45
	133	10	70,00	5,11	5,60	5,80	5,82
	143	10	80,00	5,90	5,66	5,31	5,25
500	10	30,00	5,65	4,96	5,26	5,37	
3. На віброізолюючій гумовій стрічці	5	1	2,59	2,01	2,22	5,55	2,26
	10	1,5	1,36	5,00	13,68	21,89	5,72
	13	5	10,68	5,47	10,95	16,42	21,89
	28	5	25,89	2,74	5,47	5,00	2,46
	52	10	77,67	2,59	2,75	2,90	2,48
	100	10	25,89	2,22	2,55	2,86	2,39
	167	10	19,42	2,63	2,36	2,72	2,70
410	10	16,18	2,21	2,11	2,75	2,77	
4. У штатних пластмасових напрямних і перекладена поролоном	8	2	4,97	2,02	4,05	6,07	2,00
	12	5	16,58	8,10	20,24	28,34	4,00
	40	5	9,95	2,00	4,00	4,44	4,16
	50	10	21,56	2,10	8,60	10,12	4,32
	83	10	34,82	4,05	8,10	14,17	6,00
	129	10	99,50	8,10	18,22	22,27	6,00
	234	10	61,36	2,05	4,05	4,00	2,33
387	10	23,22	2,00	2,30	2,92	2,00	
5. У спеціальних напрямних, обклеєних гумовою стрічкою	9	3,7	3,92	2,00	4,48	6,72	2,24
	14	5	10,19	4,48	11,20	15,67	6,72
	42	10	9,41	2,22	8,90	6,96	4,15
	63	10	11,76	4,11	6,70	11,20	4,00
	82	10	58,80	4,42	11,00	17,90	8,67
	105	10	27,44	2,25	6,53	8,99	4,50
	180	10	98,00	8,95	29,11	22,39	8,91
225	10	47,04	2,30	4,53	6,77	4,45	
6. На віброізолюючій тканинній стрічці з демпфером сухого тертя	8	1,1	1,41	3,66	7,25	7,26	3,38
	11	1,5	3,63	3,00	7,00	11,01	3,65
	13	5	16,90	11,01	14,35	18,99	7,39
	30	5	23,50	3,67	7,35	7,34	3,22
	45	10	76,00	7,34	14,92	22,01	7,35
	173	10	42,00	7,40	14,67	22,02	3,64
450	10	16,00	3,00	3,20	3,06	3,55	

**Результати вимірювання вібропередачі до друкованих плат $П_1$
у різних умовах їх механічної зв'язаності всередині корпусу РЕЗ
при податливій установці на вібростенді**

Частота, Гц	Коефіцієнт передачі вібрацій				
	Серійний блок	Заходи щодо зниження вібрацій плат			
		Встановлення гумових прокладок	Бандажуван ня плат	Встановлення додаткової рейки	Встановлення додаткової рейки і гумових прокладок
20	3,10	1,60	1,40	0,70	0,90
30	3,30	2,80	2,20	0,80	1,80
40	3,60	3,50	2,20	0,60	1,50
50	3,60	6,20	3,12	0,48	3,32
60	18,36	16,36	13,79	4,08	5,04
65	20,72	11,00	11,00	2,08	3,80
70	5,04	2,64	2,24	2,16	3,92
72	3,44	2,16	1,24	1,96	3,60
74	3,44	2,64	0,92	2,24	3,32
80	3,16	1,92	0,92	2,76	3,04
100	1,4	1,24	0,80	4,68	2,12
120	2,82	2,36	3,36	4,66	1,24
140	1,36	1,28	1,22	1,44	0,98
160	0,88	1,26	1,10	1,48	1,82
180	0,68	0,68	0,90	3,18	1,76
200	0,66	0,54	0,90	1,12	1,10
250	0,32	0,12	0,24	0,62	0,26
300	0,28	0,16	0,50	0,26	0,12
350	0,14	0,06	0,08	0,48	0,12
400	0,10	0,06	0,12	0,32	0,06
450	0,32	0,10	0,70	1,40	0,28
500	0,16	0,06	0,10	0,14	0,10
600	0,10	0,06	0,06	0,10	0,06
700	0,08	0,04	0,06	0,32	0,08
800	0,30	0,04	0,08	0,33	0,04
900	0,36	0,12	1,04	0,92	0,20
1000	0,16	0,14	0,24	0,24	0,08
1200	0,12	0,08	0,18	0,18	0,08
1400	0,14	0,04	0,12	0,12	0,04
1600	0,12	0,04	0,22	0,22	0,12
1800	0,12	0,04	0,40	0,08	0,04
2000	0,42	0,24	1,74	0,30	0,04

Зміст

Перелік умовних скорочень	3
---------------------------------	---

Вступ.....	5
------------	---

Розділ 1.

Аналіз методів оцінки напружено-деформованого стану та міцності несівних конструкцій електронної техніки

1.1. Методи експериментального дослідження деформацій деталей та вузлів електронної техніки	7
1.1.1. Вибір методів визначення напружено-деформованого стану	7
1.1.2. Вибір методів неруйнівного контролю та діагностики міцності	9
1.1.3. Вибір методів досліджень динамічної міцності	14
1.2. Розрахунково-експериментальні методи оцінки впливу статичних та динамічних навантажень на вироби електронної техніки	18
1.2.1. Визначення напружено-деформованого стану та міцності несівних конструкцій електронної техніки	19
1.2.2. Оцінка міцності виробів електронної техніки під дією динамічних навантажень	22
1.2.3. Захист виробів електронної техніки від зовнішнього навантаження	25
1.3. Постановка задач досліджень	29

Розділ 2.

Методи експериментального дослідження деформацій деталей та вузлів електронної техніки

2.1. Розробка системи електротензометричного контролю	32
2.1.1. Забезпечення точності вимірювання дрютяних тензорезисторів	32
2.1.2. Монтаж тензорезисторів	36
2.1.3. Тарування тензорезисторів	37
2.1.4. Схеми включення тензорезисторів	38
2.1.5. Рекомендації щодо препарування тензорезисторами об'єктів досліджень	41
2.1.6. Вдосконалення та модифікація апаратури для вимірювання статичних і динамічних деформацій	43
2.1.7. Визначення допустимої величини струму живлення тензорезисторів	45
2.2. Розробка системи акустико-емісійного контролю	47
2.2.1. Реєстрація сигналів акустичної емісії	47
2.2.2. Розробка системи акустико-емісійного контролю	49
2.2.3. Основні параметри і характеристики акустико-емісійного приладу АФ-15	50
2.2.4. Параметри сигналів акустичної емісії	51
2.2.5. Точність визначення параметрів акустичної емісії	52
2.3. Розробка і вдосконалення вібровимірювальної системи	54
2.3.1. Випробування на виявлення резонансних частот	54
2.3.2. Методи випробування на вібростійкість та віброміцність	55
2.3.3. Засоби для проведення вібраційних випробувань	58
2.3.4. Вибір та обґрунтування вібраційної установки	59
2.3.5. Тарування вібровимірювальної апаратури	60
2.3.6. Віброобстеження платформи вібростенда	61
2.3.7. Високошвидкісна відеозйомка у вібродіагностиці	62

Розділ 3. Статичні деформації в несівних конструкціях електронної техніки

3.1. Вплив конструктивно-технологічного виконання на виникнення та передачу деформацій у конструкціях друкованих плат	63
3.1.1. Математична модель для оцінки напружено-деформованого стану конструкції друкованих плат в умовах статичного навантаження	66
3.1.2. Технології формування виводів дискретних компонентів та їх вплив на передачу деформацій від друкованої плати	72
3.1.3. Оцінка монтажних напружень паяного з'єднання багатовивідних електронних компонентів	75
3.1.4. Вплив деформації основи плати на деформований стан мікросхем	76
3.1.5. Вплив герметизації і тривалості витримки об'єднувальних плат під дією статичного навантаження на згин та передачу деформацій їх до компонентів	78
3.1.6. Вплив деформацій монтажних плат на стан контактних вузлів електронних компонентів	80
3.1.7. Методика визначення допустимого короблення основи друкованих плат	84
3.2. Вплив герметизації на виникнення та передачу температурних деформацій	88
3.2.1. Розробка математичної моделі і розрахунків напружень у системі «електронний компонент – компаунд» при перепаді температур	89
3.2.2. Ідентифікація фізико-механічних характеристик кераміки резисторів та компаунда в умовах, наближених до експлуатаційних	97
3.2.3. Розрахунок напружень в резисторі С2-29В, герметизованому компаундом марки ЕЗК-25, в складі гермомодуля при сталому перепаді температур	99
3.2.4. Експериментальне визначення напружень в електронних компонентах, герметизованих компаундом	101
3.2.5. Оцінка міцності системи «електронний компонент – компаунд»	102
3.2.6. Розробка ефективних технологічних методів захисту електронних компонентів	104

Розділ 4. Неруйнівна діагностика міцності нероз'ємних елементів конструкцій електронної техніки

4.1. Неруйнівний контроль і діагностика технічного стану паяних з'єднань друкованих плат	107
4.1.1. Дефекти паяних з'єднань	108
4.1.2. Випробування паяних з'єднань на відрив	109
4.1.3. Визначення руйнівних навантажень і деформацій паяних з'єднань при випробуванні на розтяг конденсаторів типу SMD	111
4.1.4. Випробування паяних з'єднань статичним навантаженням за схемою чистого згину	114
4.1.5. Площинна локація дефектів конструкцій, що містять різні матеріали	117
4.1.6. Методика акустико-емісійного виявлення дефектів паяних з'єднань друкованих плат	121
4.2. Діагностика паяних і зварних з'єднань захисних герметичних корпусів друкованих плат	122
4.2.1. Методи і способи контролю герметичності та міцності корпусів НВЧ	123
4.2.2. Оцінка напружено-деформованого стану корпусів НВЧ	125
4.2.3. Діагностика міцності та герметичності корпусів НВЧ методом акустичної емісії	127
4.2.4. Методика неруйнівного діагностування міцності і герметичності корпусів НВЧ	128

Розділ 5. Динамічні деформації в структурно-складних конструкціях електронної техніки

5.1. Вібраційний аналіз несівних конструкцій блоків електронної техніки	131
5.1.1. Математична модель вібраційного аналізу одномасової коливальної системи	131
5.1.2. Характеристики вібраційного та міцнісного аналізу одномасової коливальної системи	136
5.1.3. Передача динамічних деформацій від вібростенда до об'єкта тестування	138
5.1.4. Швидкісна відеозйомка коливань блока радіоелектронного пристрою	142
5.2. Елементи теорії та експериментальне дослідження коливань друкованих плат	144
5.2.1. Розробка математичної моделі вібраційного аналізу та розрахунків резонансних частот коливання плоских прямокутних структур	144
5.2.2. Визначення форм і частот коливань друкованих плат експериментальними методами	148
5.2.3. Результати експериментального дослідження частот власних коливань плат методом Гука–Хладні	149

**Розділ 6.
Напружено-деформований стан друкованих плат
в умовах динамічного навантаження**

6.1. Оцінка динамічного навантаження друкованих плат.....	153
6.1.1. Математична модель розрахунку на динамічне навантаження друкованих плат, представлених двохопоруною стрижневою системою із зосередженою масою	153
6.1.2. Експериментальне визначення фізичних характеристик конструкцій друкованих плат	160
6.1.3. Оцінка та розрахунок динамічних напружень і деформацій в друкованих платах	161
6.1.4. Імітаційне моделювання стану друкованої плати під дією коливань постійної амплітуди	165
6.1.5. Вплив пружно-дисипативних характеристик друкованих плат на їх напружено-деформований стан при дії постійного динамічного навантаження	169
6.1.6. Імітаційне моделювання коливань друкованої плати під дією постійного динамічного навантаження	170
6.1.7. Аналіз отриманих функціональних залежностей	172
6.1.8. Експериментальне підтвердження отриманих результатів	175
6.2. Еквівалентність представлення друкованих плат як коливальної системи	177
6.2.1. Багатомасова коливальна система	177
6.2.2. Коливальна система із рівномірно розподіленою масою	182
6.2.3. Аналіз еквівалентності напружено-деформованого стану коливальних систем.....	186

**Розділ 7.
Створення і модифікація пружно-дисипативних механічних зв'язків
у несівних конструкціях електронної техніки**

7.1. Вплив пружно-дисипативних характеристик на виникнення і передачу динамічного навантаження для різних рівнів конструктивної складності	191
7.1.1. Пружно-дисипативні характеристики каркасу несівної конструкції радіоелектронних засобів на збудженість коливань друкованих плат	191
7.1.2. Створення пружно-дисипативних зв'язків в конструкції вузлів кріплення друкованих плат	196
7.1.3. Створення пружно-дисипативних зв'язків всередині та ззовні блоків радіоелектронних засобів з метою зниження збудженості друкованих плат	201
7.2. Розробка ефективного способу демпфірування друкованих плат в умовах резонансу	204
7.2.1. Математична модель розрахунку напружено-деформованого стану коливальної системи «друкована плата – демпфер сухого тертя» в умовах резонансного збудження	204
7.2.2. Визначення конструктивних параметрів демпфера сухого тертя ресорного типу для зниження динамічних напружень та деформацій друкованих плат	212
7.2.3. Експериментальне підтвердження ефективності зниження руйнівних деформацій несівних конструкцій електронної техніки в умовах резонансного збудження	214
Післямова	216
Перелік джерел посилання	219
Додатки	231

Наукове видання

Ковтун Ігор Іванович

**Наукові та прикладні основи
забезпечення міцності
електронних систем
під дією експлуатаційних
та технологічних навантажень**

Відповідальний за випуск: *В. С. Яремчук*

Технічне редагування, коректування і верстка: *О. В. Чопенко*

Оформлення обкладинки: *О. В. Бобровський, О. І. Джерелейко*

Підписано до друку 14.12.2021.

Формат 30×42/2. Папір офс. Гарн. Times New Roman.

Друк різнографією. Ум. друк. арк. – 21,76. Обл.-вид. арк. – 18,77.

Тираж 50. Зам. № 198/21

Віддруковано в редакційно-видавничому відділі ХНУ.

29016, м. Хмельницький, вул. Інститутська, 7/1.

Свідоцтво про внесення в Державний реєстр, серія ДК № 4489 від 18.02.2013 р.