

АДАПТИВНИЙ МЕХАНІЧНИЙ ФІЛЬТР ДЛЯ П'ЄЗОЕЛЕКТРИЧНОГО АКСЕЛЕРОМЕТРА

При проведенні динамічних випробувань, при моделюванні ударних впливів, система вимірювання - від датчика до блоку збору даних піддається суттєвим перевантаженням. В цьому ланцюгу акселерометр є найбільш вразливою ланкою. Тому широкого використання при вимірюванні ударів, як більш надійні та витривалі, набули п'єзоелектричні акселерометри. Але їм теж властиві ряд недоліків.

Так, при широкосмугових вібраційних впливах спостерігається збудження в області механічного резонансу. Тобто матеріал кристала датчика може не мати надмірного механічного навантаження, але генерувати велику кількість вихідного заряду через резонанс датчика. Це збільшує електричний сигнал і може привести до насичення або, в багатьох випадках, до пошкодження наступних за датчиком формувачів та підсилювачів сигналу. Результатом таких режимів роботи є втрата даних через зміщення постійного струму в часі.

Часто спостерігається зсув нульового рівня вихідного сигналу. Коли п'єзоелектричний елемент знаходиться в резонансі, може статися відносно зміщення чутливого елемента. Цей стан перевантаження призводить до появи паразитних вихідних зарядів, що приводить до зміщення генеруємого заряду в короткому часовому проміжку. Через механічне перевантаження, під дією ударів великої інтенсивності, можлива також фізична руйнація датчика. В багатьох випадках запобігти небажаних наслідків вказаних недоліків та поліпшити процес вимірювання ударних впливів дає застосування механічних фільтрів з в'язкопружних матеріалів, які розміщують між об'єктом вимірювання та п'єзоелектричним акселерометром (датчиком). Застосування механічних фільтрів з в'язкопружних матеріалів дає змогу суттєво знизити амплітуду коливань п'єзоелектричного акселерометра (понад -12 дБ), та зрушити його резонансну частоту в сторону вищих частот. Тобто, використання механічних фільтрів суттєво зменшує механічні навантаження на датчик, що робить процес вимірювання вібраційних впливів (особливо ударних) більш передбачуваним.

Ключові слова: адаптивний механічний фільтр, п'єзоелектричний акселерометр, ударні випробування, віброметр, добротність механічного фільтра

Вступ. При проведенні вібраційних вимірювань при ударних випробуваннях, вплив резонансної частоти п'єзоелектричного акселерометра може привести до спотворення вимірів - появи так званого «дзвону», а при великих перевантаженнях по прискоренню і до руйнування його чутливого елемента. Одним із способів зменшення впливу цього резонансу є застосування фільтрів нижніх частот для виключення частотного діапазону резонансу з області вимірювання. Сучасні віброметри і аналізатори мають великий набір вбудованих фільтрів НЧ [1,2]. Однак, при наявності високочастотних коливань високого рівня, безпечних для конструкції, але які викликають резонанс датчика, може спостерігатися явище перевантаження вимірювального тракту. У таких випадках доцільно застосовувати механічні низькочастотні фільтри. Механічні фільтри представляють собою прокладки з в'язкопружних матеріалів, що розташовані між датчиком і об'єктом контролю. Застосування фільтрів з в'язкопружних матеріалів значно знижує рівень високочастотних складових вібрації, поліпшує результати вимірювань, зберігає працездатність та захищає від руйнувань п'єзоелектричні акселерометри.

Аналіз останніх публікацій. Очевидним рішенням проблеми резонансу акселерометра є заходи по ізоляції датчика від високочастотного входу механічним шляхом. Тобто відповідний в'язкопружний матеріал розміщується між акселерометром і точкою кріплення на тестованому об'єкті, таким чином утворюється механічний фільтр нижніх частот. Нахил спаду АЧХ фільтра такої схеми наближається до 12дБ на октаву [3].

Застосування механічного фільтру може бути доцільно в декількох випадках:

- При вимірюванні низькочастотної вібрації з низьких рівнями амплітуд, коли високочастотне прискорення маскує в вібраційному сигналі низькочастотні компоненти через перевантаження підсилювача, спотворень, відсутність електронних фільтрів і т. д.

- Якщо резонансна частота акселерометра збуджується високо частотною вібрацією, можливо навіть незначного рівня, викликаючи широкосмугові похибки вимірювання і перевантаження. В цьому випадку використання механічного фільтра збільшить корисний динамічний діапазон вимірювального приладу більш ніж на 20 дБ.

- Якщо акселерометр може піддатися короткочасним ударам, що перевищують його максимальні можливості по міцності, то механічний фільтр може запобігти можливому пошкодженню.

- Коли вимірювальний прилад має високо частотну характеристику, що перевищує необхідну, і не оснащений відповідними фільтрами нижніх частот.

- Коли потрібна певна частота зрізу без використання спеціальних електронних фільтрів.

Розглянемо одновісний (реагує на прискорення тільки по осі Z) п'єзоелектричний акселерометр, прикріплений через в'язкопружну прокладку (механічний фільтр) до об'єкту вимірювання, як систему з одним ступенем свободи з демпфуванням.

Якщо збудження системи здійснюється одиничним імпульсом (ударом), то вплив демпфування на максимальний відгук зазвичай не має значення, якщо тільки система не сильно демпфована [4,5].

При гармонійному збудженні, якщо частота збудження дорівнює власній частоті системи, то десятиразове збільшення коефіцієнта демпфування ζ , з 1% до 10% приводить до зменшення коефіцієнта деформаційного відгуку R_d в десять разів. Демпфування чинить такий вплив за допомогою накопиченої енергії (кількість її залежить від коефіцієнта демпфування ζ), що розсіюється у багатьох циклах коливань до досягнення системою сталого стану. І, навпаки, енергія, що розсіюється за рахунок демпфування, мала в системах які збуджуються силами, що мають імпульсний характер [5,6].

Розглянемо систему з в'язким демпфуванням, на яку діє збуджуюча сила p_0 імпульсом напівсинусоїдального виду (рис.1) з $t_d/T_n=1/2$, 1 де t_d -тривалість імпульсу, T_n - період імпульсу ($\omega = \omega_n$, де $\omega = \pi/t_d$ та $\omega_n = 2\pi/T_n$) і $\zeta=0,1$.

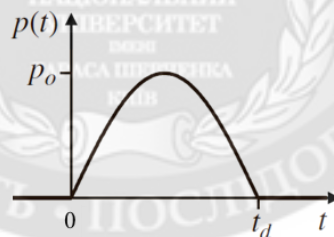


Рисунок 1 - Збуджуюча сила амплітудою p_0 імпульсом напівсинусоїдального виду

Зміна деформації в часі (рис. 2) вказує на те, що максимальна деформація (точка b) досягається в кінці діючого імпульсу до завершення одного вібраційного циклу

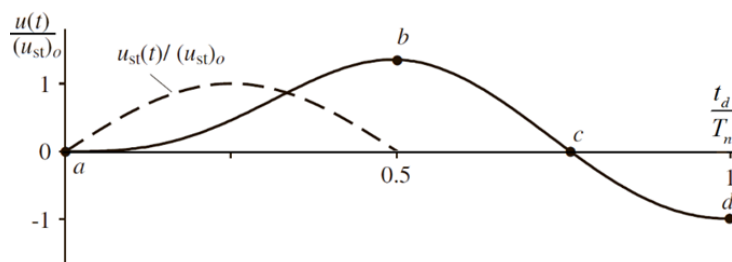


Рисунок 2 – Відгук демпфованої системи (при $\zeta = 0,1$) на силу в виді напівсинусоїдального імпульсу

На рис. 2 позначено: $u(t)$ - стаціонарний відгук системи $(u_{st})_0$ - максимальна статична деформація, зумовлена силою p_0 ($(u_{st})_0 = \frac{p_0}{k}$, де: k - коефіцієнт жорсткості системи), $u_{st}(t)$ - статична деформація в кожен момент часу t , ($u_{st}(t) = \frac{p_0}{k} \sin \omega \cdot t$, де: ω - частота з якою діє сила p_0).

На рис. 3 позначено: f_D - сила демпфування, f_s - сила пружності.

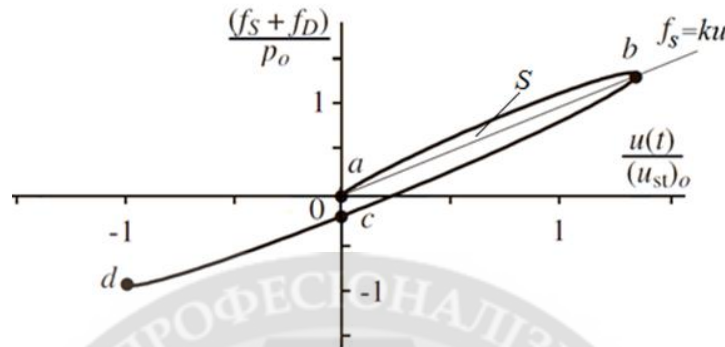


Рисунок 3 – Діаграма сила-деформація, що показує енергію, що розсіюється при в'язкому демпфуванні

Діаграма загальної сили (пружна плюс демпфуюча складова) деформації на рис. 3 вказує, що до досягнення максимальної реакції енергія, що розсіюється у в'язкому демпфуванні, є лише невеликою площею S (рис. 3) помноженою на p_0^2 / k . Таким чином, вплив демпфування на максимальну реакцію очікується невеликим.

Аналізуючи вище наведене, можна сказати, що вплив демпфування на максимальний відгук буде невеликим.

Це припущення підтверджується спектром ударних впливів при дії напів синусоїдальним імпульсу, представленим на рис. 4. При $\zeta = 0$, цей спектр такий же, як спектр для незгасаючих систем [6].

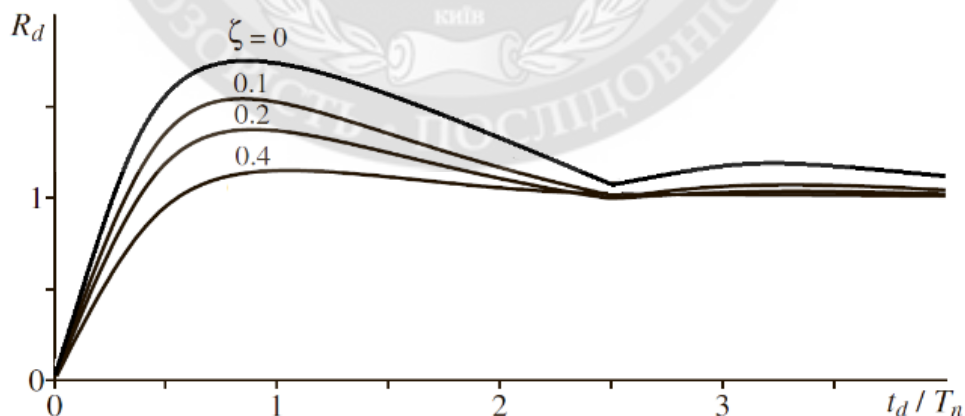


Рисунок 4 – Ударні спектри для напівсинусоїдального імпульсу для різних значень коефіцієнта демпфування

Спектр реакції для прикладеної сили $p(t)$ являє собою графік залежності $R_d = u_0 / (u_{st})_0$, де u_0 - амплітуда коливань системи у фазі вільних вібрацій.

У разі дії на систему напівперіодного синусоїдального імпульсу тривалістю $t_d = \frac{T_n}{2}$, збільшення коефіцієнта демпфування з 1% до 10% знижує максимальну деформацію всього на 12% [2]. Таким чином, спрощена оцінка відгуку багатьох практичних конструкцій з демпфуванням при збудженнях імпульсного типу може бути отримана шляхом зневаження згасання і використання розрахункових результатів як для незагасаючих систем.

Основні матеріали дослідження. На основі викладених теоретичних результатів була розроблена конструкція адаптивного механічного фільтра для п'єзоелектричного акселерометра.

На рис. 5 наведена модель акселерометра з механічним фільтром.

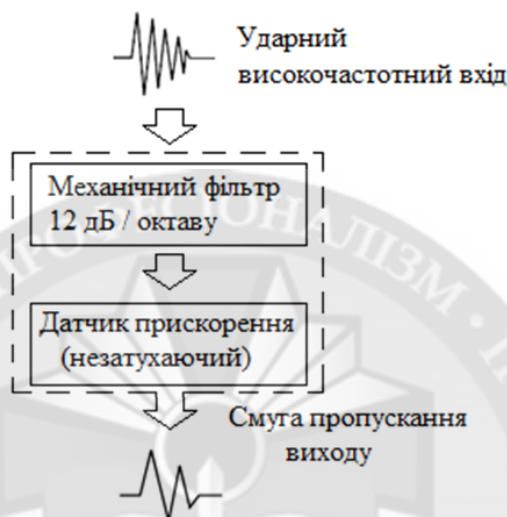


Рисунок 5 – Модель акселерометра з механічним фільтром

Конструктив та зовнішній вигляд адаптивного механічного фільтра наведено на рис. 6.

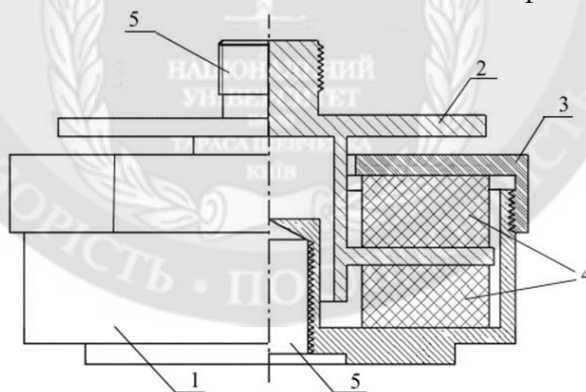


Рисунок 6 – Конструкція адаптивного механічного фільтра

На рис. 6 позначено: 1- корпус, 2- площадка кріплення акселерометра, 3- кришка корпусу, 4- в'язко пружні елементи, 5-різбові з'єднання.

Фільтр складається з верхньої та нижньої частин з нержавіючої сталі, з'єднаних між собою та електрично розділених спеціально сформованими кільцями з в'язкопружного матеріалу (бутилкаучук).

Конструкція адаптивного механічного фільтра володіє можливістю змінювати жорсткість пружних елементів, що досягається шляхом підкручування різьбового з'єднання кришки корпусу. При цьому змінюється величина статичного підтискання кільцевих в'язкопружних елементів через які передається механічна вібрація від корпусу до площадки кріплення акселерометра. Таким чином змінюється величина жорсткості в'язкопружних елементів. На кришці нанесені поділки, які дають змогу оцінювати її положення відносно

корпусу. Ціна сектору повороту однієї позначки дорівнює 0,1 мм лінійного розміру по висоті в'язкопружних елементів.

Розроблена конструкція адаптивного фільтра була протестована з метою перевірки його динамічних характеристик з акселерометром V&K 4370 (полоса частот від 0,1 до 16000 Гц). Отримана АЧХ наведена на рис.7.

Важливим фактором застосування розробленого адаптивного фільтра є повторюваність результатів проведених вимірювань [7].

Визначимо повторюваність та невизначеність результатів вимірювання.

Для оцінки повторюваності процесу той самий акселерометр чотири рази монтувався на адаптивний механічний фільтр з однаковою номінальною жорсткістю (товщина 0,4 мм).

Випробування проводили на акселерометрі V&K 4370 на частотах 0,5;1,0;1,5;2,0;2,5;3,0 та 5,0 кГц. Для того, щоб врахувати нелінійність пружного елемента, було проведено п'ять випробувань з різним рівнем прискорення для кожного теста [8]. Результати для робочої смуги фільтра представлені на рис.7.

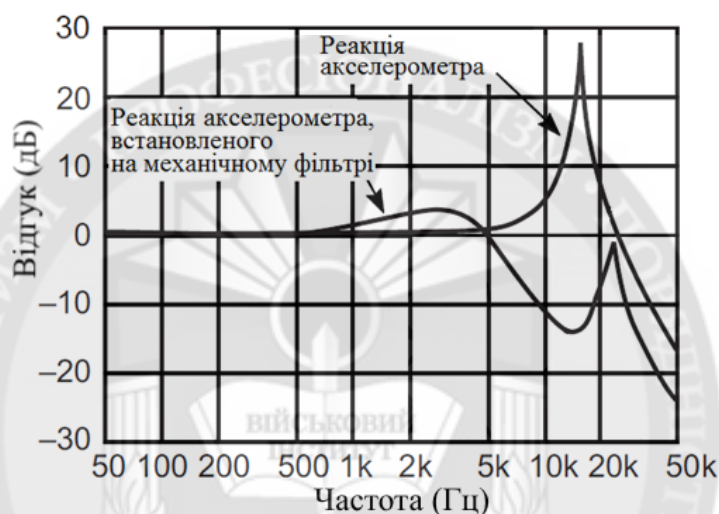


Рисунок 7 – АЧХ акселерометра типу 4370 з та без адаптивного механічного фільтру

Вимірювання прискорення здійснювалося вібрметром VM-83. VM-83 - вібрметр, призначений для вимірювання та оцінки вібрацій за допомогою п'єзоелектричного акселерометра. Він забезпечує вимірювання прискорення, швидкості та переміщення. За допомогою додаткового сервомеханічного целерометра можна виміряти навіть вібрації дуже низької частоти в діапазоні 0,1-1 Гц, чого дуже важко досягти за допомогою звичайних п'єзоелектричних акселерометрів. Точність вимірювань прискорення амплітудою до 1000 м/с² в діапазоні частот 1 Гц-20 кГц складає 5%.

Згідно з „ДСТУ ISO/IEC Guide 98-3:2018 Невизначеність вимірювань. Частина 3. Настанова щодо подання невизначеності у вимірюванні (GUM:1995)”, для обчислення невизначеності результатів вимірювань необхідно виконати багаторазові вимірювання величини.

Обчислення невизначеності вимірювання прискорення проведемо по алгоритму [9]:

1. Обчислюємо середнє арифметичне значення освітленості з усіх вимірів в даній точці:

$$E = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n E_i . \quad (1)$$

2. Для джерел невизначеності випадкового характеру обчислюємо невизначеність за типом А:

$$u_A(E) = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (E_i - E)^2}{n(n-1)}} \quad (2)$$

3. Для джерел невизначеності систематичного характеру (приладова похибка) обчислюємо невизначеність за типом Б:

$$u_B(E) = \frac{\Delta E}{\sqrt{3}} \quad (3)$$

де $\pm \Delta E$ - межі допустимої приладової похибки, а за значення прискорення беремо середнє значення прискорення $74,91 \text{ м/с}^2$, обчислене в п.1, з урахуванням похибки 5% віброметра VM-83.

4. Обчислюємо сумарну стандартну невизначеність:

$$u_C(E) = \sqrt{u_A^2(E) + u_B^2(E)} \quad (4)$$

5. Для довірчої ймовірності (ймовірності охоплення) $P = 0.95$ (рекомендується в Керівництві з розрахунку невизначеності) задаємо коефіцієнт охоплення $k = 2$ і обчислюємо розширену невизначеність вимірювань:

$$u = k u_C \quad (5)$$

Результати розрахунків наведені в табл. 1.

Таблиця 1

Результати обчислення невизначеності вимірювання прискорення

Частота, (кГц)	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	5,0
E , при $4\pi n$ ($n=5$) Прискорення, (м/с ²)	74,90	89,04	98,53	112,24	117,66	74,61
$u_A(E)$, %	1,13	1,36	1,03	1,21	1,29	1,43
$u_B(E)$, %	0,65	0,79	0,59	0,70	0,74	0,82
$u_C(E)$, %	1,31	1,58	1,19	1,39	1,49	1,65
u , %	2,62	3,15	2,38	2,79	2,97	3,29

Передатна характеристика фільтра в частотному діапазоні 0-2,5 кГц наведена на рис. 8.

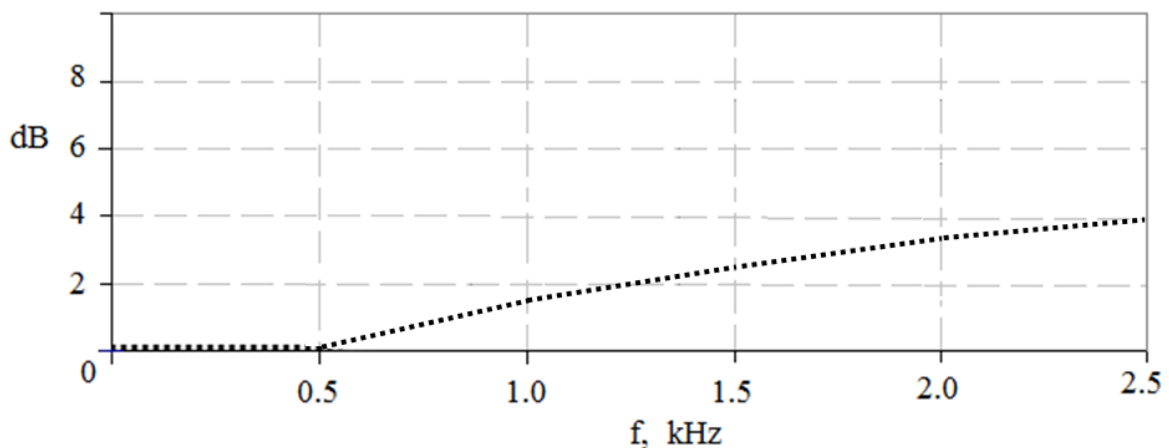


Рисунок 8 – Передатна характеристика фільтра в частотному діапазоні 0-2,5 кГц

Розширена невизначеність результатів вимірювань прискорення віброметром $u(E)$ складає від 2,38 до 3,29 % на різних частотах.

На частоті 2,5 кГц рівень підсилюється, завдяки першому механічному резонансу, і становить 4 дБ. Резонанс фільтра немає характерного різкого підняття рівня, тому що фільтр володіє малою добротністю. При тій же частоті коефіцієнт становить 2,97%, що корелює з внеском у невизначеність вимірювань інших приладів вимірювання (віброметр -5%, акселерометр, в цьому частотному діапазоні-5%). Отже даний фільтр можна застосувати для акселерометрів типу 4370, без конкретної градувальної таблиці (характеристики динамічного відгуку), беручи до уваги збільшення похибки вимірювання, зокрема на високих частотах.

Відповідь корпусу акселерометра на ударний вплив (рис.9) промодельовано в середовищі MathCad [10]. На систему фільтр-акселерометр діяв одинокий напівсинусоїдальний імпульс тривалістю 11мс (стандарт MIL-STD 810) з прискоренням 7,5g [11,12]. Перехідні процеси системи при мінімальному і максимальному демпфуванні адаптивного фільтра наведені на рис.10, 11 відповідно.

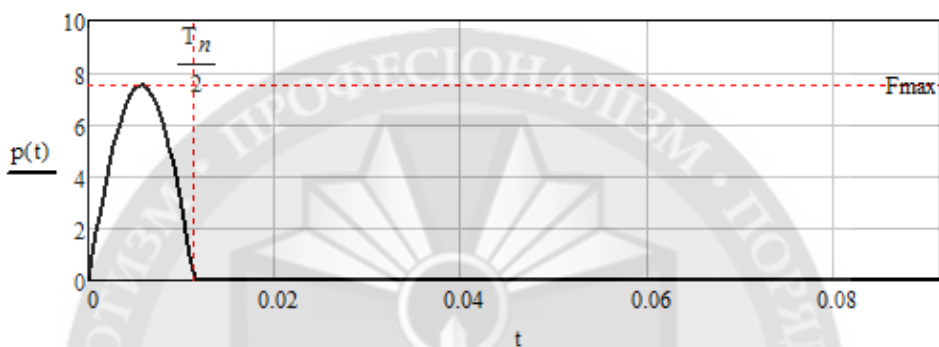


Рисунок 9 – Одинокий напівсинусоїдальний імпульс тривалістю 11мс

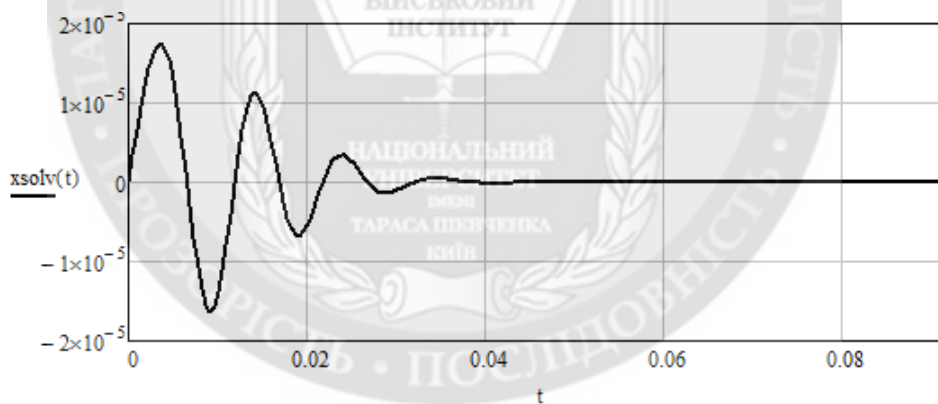


Рисунок 10 – Перехідний процес системи при мінімальному демпфуванні фільтра

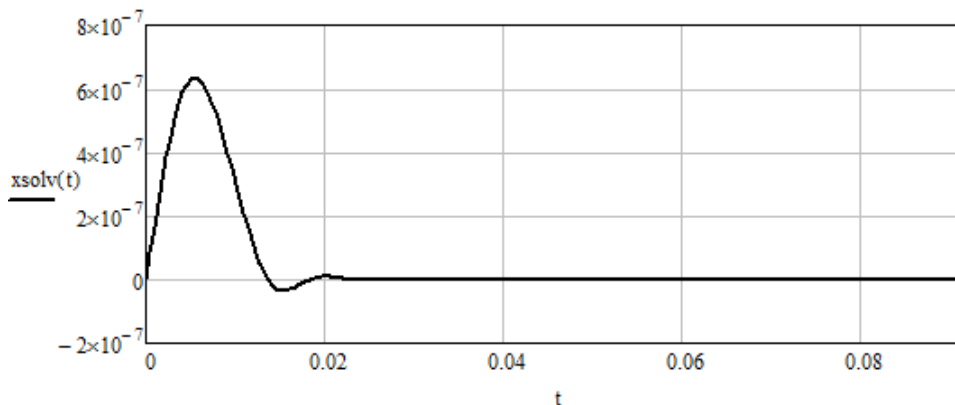


Рисунок 11 – Перехідний процес системи при максимальному демпфуванні фільтра

Висновки. У цій роботі розроблена оригінальна конструкція механічного фільтра для акселерометрів, що володіє адаптивністю (переналаштування жорсткості в'язкопружного елемента). Ефективність фільтра була експериментально перевірена, а результати тестів показали узгодженість моделювання з розрахунками. Повторюваність процедури монтажу фільтра дозволяє використовувати його без індивідуальної метрологічної характеристики.

У результаті проведених досліджень встановлено, що розроблений механічний фільтр має такі критичні конструктивні параметри:

- Механічне поєднання фільтра і акселерометра повинно бути досить міцним, щоб витримувати сильні удари (багато «ізоляторів», призначених для віброізоляції, просто руйнуються при ударі).

- Добротність механічного фільтра має бути дуже низькою, щоб підтримувати і максимізувати лінійність частотної характеристики. Демпфуючі характеристики є критичним фактором при узгодженні акселерометра з механічним фільтром.

- Відносне зміщення між датчиком і монтажною поверхнею не повинно перевищувати лінійного діапазону пружино-демпфованого переміщення. Тому що, коли акселерометр «досягає нижньої межі» фільтра, високочастотна ізоляційна характеристика фільтра перестає працювати і датчик залишається без захисту.

- Передавальні характеристики механічного фільтра повинні бути чітко визначені, а результати вимірювання прискорення з його застосуванням повинні бути повторюваними і передбачуваними.

ЛІТЕРАТУРА:

1. Субботин С.Г. Спектральные характеристики для сравнения и идентификации ударных нагружений/ С. Г. Субботин, А. Ю. Мельникова // Заводская лаборатория. Диагностика материалов, 2009. №12(75). С. 53–56.
2. Третьяков А.В. Расчет спектра ударного отклика при проведении испытаний переносных цистерн и газовых контейнеров/ А.В. Третьяков О.А. Третьяков, М.В.Зимакова // Транспорт Российской Федерации, №3 (58) 2015.
3. Харрис С. Справочник по ударным нагрузкам. / С.М. Харрис, Ч.И.Крид// Л.: Судостроение, 1980.
4. J. Edward Alexander. Shock Response Spectrum – A Primer Sound & Vibration/June 2009.
5. Шарапов В.М. Пьезоэлектрические датчики / В.М. Шарапов, М.П. Мусиенко, Е.В. Шарапова. – М.: Техносфера, 2006. – 632 с.
6. Carl Sisemore, Vít Babuška. The Science and Engineering of Mechanical ShockSpringer // ISBN 978-3-030-12103-7 (eBook).Nature Switzerland AG 2020.
7. Harris' Shock and Vibration Handbook, Cyril M. Harris, editor, Allan G.Piersol, editor, 5th ed., McGraw-Hill 2002.
8. Perederko A. Mathematical models of piezoelectric sensors for measuring vibration parameters / A.L. Perederko. // Measuring and computing devices in technological processes. 2019, Issue 2. ISSN 2219-9365.
9. Третьяк Л.Н. Основы теории и практика обработки экспериментальных данных: учебное пособие/ Л.Н.Третьяк, А.Л. Воробьев // -М: Издательство Юрайт, 2017. 217с.
- 10.Зарубин В.С. Особенности математического моделирования технических устройств/ В.С.Зарубин, Г.Н.Кувыркин// Математическое моделирование и численные методы. 2014, выпуск 1.
- 11.Каразин В.И. Особенности моделирования и воспроизведения виброударных воздействия/ В.И. Каразин В. И., С. В. Колесников, С. Д. Литвинов и др.// Теория механизмов и машин. 2013. № 2(11).
12. Очков В.Ф. Физико-математические этюды с Mathcad и Интернет/ В.Ф. Очков, Е.П. Богомолова, Д.А. Иванов//: Издательство "Лань", 2016. 388 с.

REFERENCES:

1. Subbotin S.G. Spektralnye kharakteristiki dlya sravneniya i identifikacii udarnykh nagruzhenij/ S. G. Subbotin, A. Yu. Melnikova // Zavodskaya laboratoriya. Diagnostika materialov, 2009. №12(75). S. 53–56.
2. Tretyakov A.V. Raschet spektra udarnogo otklika pri provedenii ispytaniy perenosnykh czistern i gazovykh kontejnerov/ A.V. Tretyakov O.A. Tretyakov, M.V.Zimakova // Transport Rossijskoj Federaczii, №3 (58) 2015.
3. Kharris S. Spravochnik po udarnym nagruzkam / S.M. Kharris, Ch.I.Krid // L.: Sudostroenie, 1980.
4. J. Edward Alexander. Shock Response Spectrum – A Primer Sound & Vibration /June 2009.
5. Sharapov V.M. P`ezoelektricheskie datchiki / V.M. Sharapov, M.P. Musienko, E.V. Sharapova. – M.: Tekhnosfera, 2006. – 632 s.
6. Carl Sisemore, Vít Babuška. The Science and Engineering of Mechanical ShockSpringer // ISBN 978-3-030-12103-7 (eBook).Nature Switzerland AG 2020.
7. Harris' Shock and Vibration Handbook, Cyril M. Harris, editor, Allan G.Piersol, editor, 5th ed., McGraw-Hill 2002.
8. Perederko A. Mathematical models of piezoelectric sensors for measuring vibration parameters / A.L. Perederko // Measuring and computing devices in technological processes. 2019, Issue 2. ISSN 2219-9365.
9. Tretyak L.N. Osnovy teorii i praktika obrabotki eksperimentalnykh dannyx: uchebnoe posobie/ L.N. Tretyak, A.L. Vorobev // M: Izdatelstvo Yurajt, 2017. 217s.
10. Zarubin V.S. Osobennosti matematicheskogo modelirovaniya tekhnicheskikh ustrojstv/ V.S. Zarubin, G.N. Kuvyrkin// Matematicheskoe modelirovanie i chislennye metody. 2014, vy`pusk 1.
11. Karazin V.I. Osobennosti modelirovaniya i vosproizvedeniya vibroudarnykh vozdeystviya/ V.I. Karazin V. I., S.V. Kolesnikov, S. D. Litvinov i dr.// Teoriya mekhanizmov i mashin. 2013. № 2(11).
12. Ochkov V.F. Fiziko-matematicheskie etyudy s Mathcad i Internet/ V.F. Ochkov, E.P. Bogomolova, D.A. Ivanov//: Izdatelstvo "Lan", 2016. 388 p.

Ph.D. Perederko A.L.

ADAPTIVE MECHANICAL FILTER FOR PIEZOELECTRIC ACCELEROMETER

When conducting dynamic tests, when simulating shock effects, the measurement system - from the sensor to the data acquisition unit is subject to significant overloads. In this circuit, the accelerometer is the most vulnerable link. Therefore, piezoelectric accelerometers have become widely used in measuring shocks as more reliable and durable, but they also have a number of disadvantages.

Thus, under broadband vibration effects, excitation in the region of mechanical resonance is observed. That is, the material of the sensor crystal may not have an excessive mechanical load, but generate a large amount of output charge due to the resonance of the sensor. This increases the electrical signal and can lead to saturation or, in many cases, damage to the signal shapers and amplifiers following the sensor. The result of such modes of operation is the loss of data due to the displacement of direct current over time.

There is often a shift of the zero level of the output signal. When piezoelectric elements are in resonance, there may be a relative displacement of the sensing element. This state of overload leads to the appearance of parasitic output charges, which leads to a change in the generated charge in a short period of time. Due to mechanical overload, under the action of high-intensity shocks, physical destruction of the sensor is also possible.

In many cases, the use of mechanical filters made of viscoelastic materials, which are placed between the object of measurement and the piezoelectric accelerometer (sensor), prevents the undesirable consequences of these shortcomings and improves the process of measuring shocks. The use of mechanical filters made of viscoelastic materials makes it possible to significantly reduce the amplitude of oscillations of the piezoelectric accelerometer (over -12 dB) and shift its resonant frequency towards higher frequencies.

That is, the use of mechanical filters significantly reduces the mechanical load on the sensor, which makes the process of measuring vibration (especially shock) more predictable.

Keywords: adaptive mechanical filter, auxiliary accelerometer, shock tests, vibrometer, mechanical filter quality factor.