

УДК 681.3

Бондаренко О. М., Івахнюк Д. Є.

МЕТОДИ ЗМЕНШЕННЯ УДАРНОГО ВПЛИВУ НА ВИХІДНИЙ СИГНАЛ ДАТЧИКА КУТОВОЇ ШВИДКОСТІ

Вступ

В системах керування ракет, літаків, морських кораблів і інших рухомих об'єктів застосовуються інерціальні навігаційні системи (ІНС). Функції ІНС полягають у визначенні просторової орієнтації тригранника, утвореного вимірювальними осями акселерометрів, і одержанні інформації про кутове положення об'єкта у просторі – про параметри орієнтації.

Існуючі вимоги по точності ІНС [1] встановлюють максимальну похибку визначення місця розташування у 1,85 км за годину, швидкості – 0,75 м/с. Для забезпечення зазначених параметрів необхідно вимірювати прискорення з похибкою не вище $10^{-4}g$ (g – прискорення сили тяжіння) та вектор кутової швидкості із похибкою не вищою за 0,3 град/год.

Для вимірювання кутової швидкості із вказаною точністю підходять сучасні гіроскопічні датчики на нових принципах дії, такі як волоконно-оптичний гіроскоп (ВОГ) та коріолісовий хвильовий гіроскоп (КХГ).

Актуальною є задача збереження із зазначеними датчиками первинної інформації своїх характеристик в умовах дії ударних навантажень. Така задача вирішується конструктивними (амортизація) та аналітичними (оброблення сигналів) засобами.

Задача розглядалась низкою авторів [2], однак на той час не були розповсюдженні БНС, і не було ще таких датчиків як КХГ, тому отримані ними результати необхідно адаптувати до сучасних умов.

Постановка задачі

На літальному апараті встановлений датчик кутової швидкості на основі Коріолісового вібраційного гіроскопу. В системі управління проводиться інтегрування вихідного сигналу датчика кутової швидкості для визначення кутового положення літального апарату відносно осі чутливості гіроскопу. В певний момент часу відбувається зовнішнє механічне навантаження (удар, вібрація, звук) на вказаний датчик кутової швидкості із відомою амплітудою протягом невеликого проміжку часу. Вихідний сигнал датчика має короточасний сплеск, який дає сумарну похибку визначення кута, що перевищує припустиму, наприклад, втричі.

Для вирішення задачі необхідно:

- підібрати такі методи зменшення впливу ударних навантажень, які дозволять зменшити вплив зовнішнього не вимірюваного навантаження до припустимого рівня (втричі) та визначити методику розрахунку такої системи амортизації;
- передбачити в методах обробки вихідних сигналів можливість по зменшенню впливу ударних та інших, відчутних зазначеними датчиками кутової швидкості, механічних навантажень [1].

Вирішувати задачу будемо в межах наступних вихідних положень: датчики первинної інформації БНС - гіротахometri й акселерометри встановлюються жорстко на середніх та важких високоманеврених літальних апаратах. Це визначає складні умови експлуатації датчиків первинної інформації в частині:

- удару амплітудою в 30...100 g з часом дії від 1,5 до 5 мс(мили секунди);
- акустичних шумів з рівнем до 175 дБ;
- вібрації амплітудою до 6 g в діапазоні частот 15...120 Гц.

Вибір методу розрахунку систем амортизації

Оберемо модель системи амортизації у вигляді коливальної системи із одним ступенем свободи. Прийнемо класичну схему [3] системи із одним ступенем свободи – точкова маса m , підважена на невагомій пружині із жорсткістю C . Дана система має кругову частоту вільних коливань $\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}}$. Диференціальне рівняння руху маси m при впливі ударного імпульсу форми $k(t) = k_{\max} \bar{k}(t)$ має вигляд:

$$\ddot{x} + \delta \omega_0 \dot{x} + \omega_0 x^2 = g k_{\max} \bar{k}(t), \quad (1)$$

де x – деформація пружного зв'язку. Таке диференціальне рівняння придатне до моделювання в сучасній прикладній програмі *Matlab Simulink*.

Оберемо для розрахунку амортизатору елементів СКЛА інженерний метод [3] дослідження проходження удару через коливальну ланку з одним ступенем свободи.

У зв'язку з тим, що обчислення проводились аж у 50-х роках і ця література майже втрачена для широкого кола інженерних працівників, повторимо основні положення інженерного методу оцінки удару.

Точне розв'язання рівняння (1) може бути знайдено за допомогою інтеграла Дюамеля

$$x(t) = x_{cm} \frac{\omega_0 e^{-ht}}{\sqrt{1 - \delta^2/4}} \int_0^t e^{h\zeta} \bar{k}(\zeta) \sin \omega_1(t - \zeta) d\zeta, \quad (2)$$

де $x_{cm} = g k_{\max} / \omega_0^2$ – статичне зміщення системи,
 $\omega_1 = \sqrt{\omega_0^2 - h^2} = \omega_0 \sqrt{1 - \delta^2/4}$; $\delta = \frac{2h}{\omega_0}$.

Коефіцієнт динамічності системи являє собою відношення максимальної реакції до статичного зміщення:

$$\beta_x = \frac{x_{\max}}{x_{cm}}. \quad (3)$$

Найбільш близьким до реальної форми збурення є імпульси кінцевої тривалості, які мають передній фронт t . Ударні процеси подібного типу мають місце як в натурних умовах, так і при лабораторних випробуваннях приладів. Представимо імпульс у вигляді напівхвилі синусоїди:

$$\bar{k}(\bar{t}) = \sin \frac{\pi}{2} \bar{t}, \quad 0 \leq \bar{t} \leq 2 \quad (4)$$

Підставляючи рівняння (4) у формулу (1) отримаємо вираз для зміщення системи:

$$x(\bar{t}) = \left\{ x_{cm} \frac{\lambda^2}{\sqrt{(\lambda^2 - 1)^2 + \delta^2 \lambda^2}} \left[\sin\left(\frac{\pi}{2} \bar{t} - \varphi_3\right) - \frac{e^{-\frac{\delta \lambda \bar{t}}{4}}}{\lambda \sqrt{1 - \delta^2/4}} \times \right. \right. \quad (5)$$

$$\left. \left. \times \sin\left(\lambda \frac{\pi}{2} \bar{t} \sqrt{1 - \delta^2/4} - \varphi_4\right) \right] \right\}$$

Як показує аналіз співвідношень, точні аналітичні вирази можуть бути отримані лише за відсутності демпфування в системі.

Розраховані за співвідношеннями (2)-(5) графіки $\beta(\lambda, \delta)$, $\bar{t}_{max}(\lambda, \delta)$ показані на рис. 1 [3].

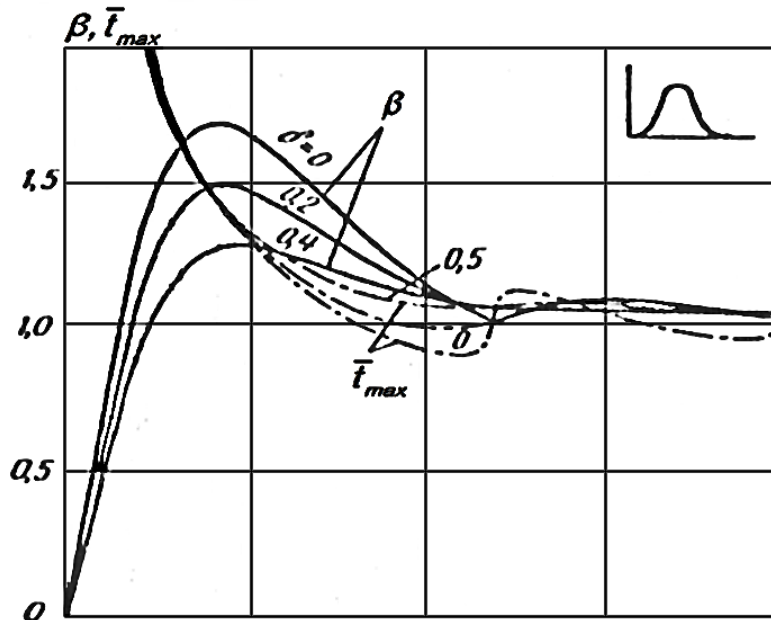


Рис. 1. Графіки β, \bar{t}_{max}

На графіку також показані аналогічні залежності для системи з демпфуванням.

Аналіз одномасової коливальної системи при імпульсному навантаженні свідчить, що максимальні відхилення (або коефіцієнт динамічності β) і відповідний їм час \bar{t}_{max} вагомо залежать як від параметрів ударної дії (амплітуди, форми) так і від характеристик досліджуваної системи (резонансної частоти і коефіцієнта демпфірування). Наведені дані характеризують криві $\beta(\lambda, \delta)$, $\bar{t}_{max}(\lambda, \delta)$ в чисельнику вказані значення для $\delta = 0$, в знаменнику для $\delta = 0,5$, $\beta_{уст}$ – значення коефіцієнта динамічності при $\lambda \rightarrow \infty$; $\lambda_{уст}$ це найменше значення

Розділ 3. Керування

частотного коефіцієнта, при якому $\beta = (0,9 \div 1,1)$ $\beta_{уст}$, $\lambda_{ам}$ – найменше значення частотного коефіцієнта при якому $\beta = 1$.

Варто відмітити що при $\lambda < 0,5$ величина коефіцієнта динамічності і крутизна практично не залежать від форми ударного імпульсу і визначаються величиною імпульсу навантаження, тобто швидкістю удару:

$$\beta = \frac{x_{max}}{x_{cm}} = \frac{V_H}{\omega_0} \frac{\omega_0^2}{gk_{max}} = \lambda \frac{\pi}{2} \int_0^{\bar{T}_H} \bar{k}(\bar{t}) d\bar{t}; \quad \frac{d\beta}{d\lambda} = \frac{\pi}{2} \int_0^{\bar{T}_H} \bar{k}(\bar{t}) d\bar{t}.$$

Внаслідок високої добротності резонаторів функція $a_m(t)$ реакції на ударний вплив $a_0(t)$ має вигляд, близький до загасаючого по експоненті синусоїдальному коливанию з частотою, рівній власній частоті випробуваного резонатора. Протягом часу впливу τ існує ще один перехідний процес. Він може характеризуватися більшим прискоренням a_m ніж процес затухання вільних коливань, тільки тоді, коли тривалість дії удару τ набагато більше періоду власних коливань чутливого елемента $T_0 = \frac{1}{f_0}$. Процес загасання коливань на інтервалі $t < \tau$, званий ударною

післядією, може бути розрахований за допомогою перетворення по Лапласу тимчасовою функцією вхідного впливу на систему. Процес для $t < \tau$ розглядається як поточна реакція на удар. На цьому інтервалі часу реакція резонатора майже не залежить від форми кривої функції ударного впливу. Тому доцільний скорочений аналіз процесів удару, який відноситься тільки до пікових значень тимчасової функції реакції залежно від власної частоти f_0 резонатора. Вважається, що реакція на удар має вигляд затухаючих синусоїдальних коливань. Поточна реакція на удар в першому наближенні не враховується. Для частот f_0 , порівнянних з $\frac{1}{\tau}$, розглядається поточна реакція з піковим значенням a_{mp} і реакція післядії з першим піковим значенням a_{mr} . Для дуже високих частот прискорення маса квазістатично повторює вплив $a_0(t)$, і в першому наближенні післядія $a_{mr}(t)$ не враховується. Пікові значення a_{mp} a_{mr} для заданих форми кривої удару і добротності Q є однозначними функціями частоти. Ці функції представляють собою неповний опис ударного процесу в системі. Для випадку співвідношення пікових значень a_{mp} a_{mr} до пікових значень a_0 впливу від частоти власних коливань резонатора називаються ударними спектрами: поточним і післядії. При добротності $Q=20$ ці значення відрізняються менше ніж на 10% від спектрів S_{ap} S_{ar} ,

відповідних. У тому випадку, коли, крім обох спектрів удару, інших відомостей про тимчасову функції $a_0(t)$ немає, можна знайти за спектрами наближену залежність від часу реакції $a_m(t)$. У цьому випадку невідому зміну в часі поточної реакції на удар замінюють процесом напівсинусоїдальної форми з піковим значенням $S_{ap}\hat{a}_0$, а початок синусоїдального процесу післядії вважають при $t = \tau$.

Експериментальні оцінки системи амортизації

Як показують результати випробувань рис. 2, зовнішні механічні впливи можуть призвести до тимчасових викидів вихідного сигналу первинних датчиків амплітудою до 50% від вимірюваної кутової швидкості.

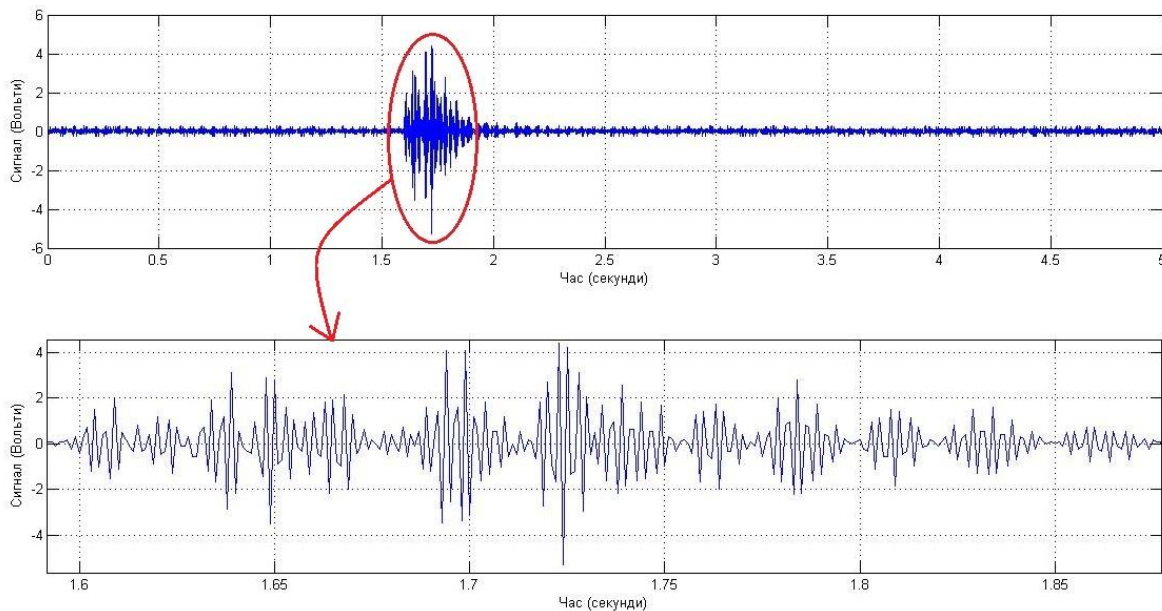


Рис. 2. Сигнал КХГ при ударі

Під дією одиничного удару, рівно як і після дії акустичного шуму, вихідний сигнал ДКШ в складі ІНС має вигляд затухаючої синусоїди із добротністю $Q = 1,5$ од., частотою коливачь $f=90$ Гц (період $T=0,001$ сек), амплітудою коливачь в еквіваленті вимірюваної кутової швидкості до $\omega=83$ град/сек.

За допомогою процесу демодуляції рис. 3 - підсумовування дискретних відліків підінтегрального вираження замість інтегрування.

Отримуємо сигнал який перетворює модульовані коливачь високої частоти в коливачь з частотою модулюючого сигналу. На рис. 4 візуально зображено різницю демодулюючого сигналу і вихідного сигналу ДКШ.

Розділ 3. Керування

Отримуємо сигнал який перетворює модульовані коливання високої частоти в коливання з частотою модулюючого сигналу. На рис. 4 візуально зображено різницю демодулюючого сигналу і вихідного сигналу ДКШ.

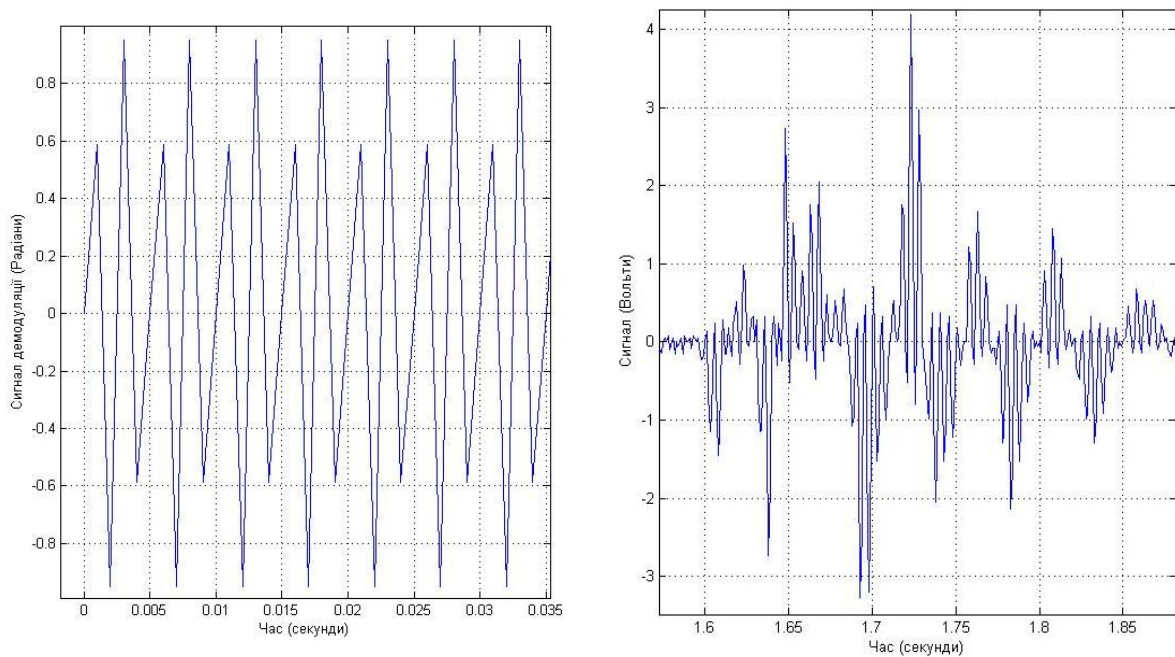


Рис. 3. Демодуляція сигналу ДКШ

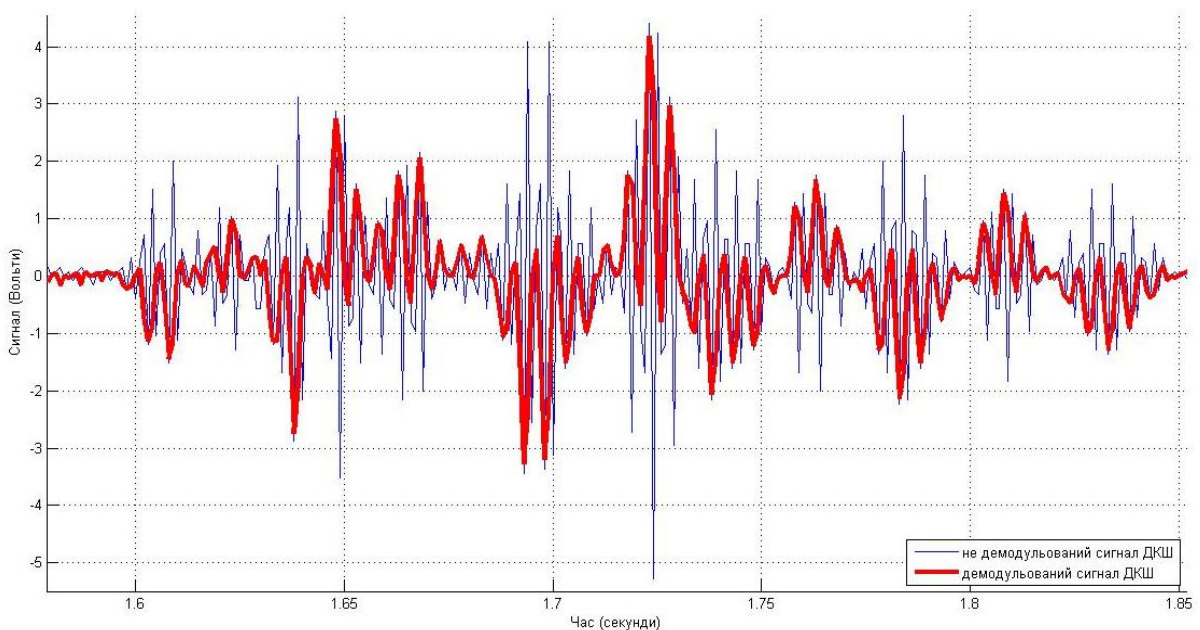


Рис. 4. Демодульований сигнал ДКШ

Застосуємо інтегрування по періоду вихідного сигналу ДКШ для 90 Гц рис. 6.

Для частоти 100 Гц використаємо високочастотний фільтр Гауса та можливості механічної амортизації.

Як видно із графіків на рис. 6, проінтегрований по періоду в 90 Гц сигнал ДКШ на виході буде мати в тричі менший вплив удару.

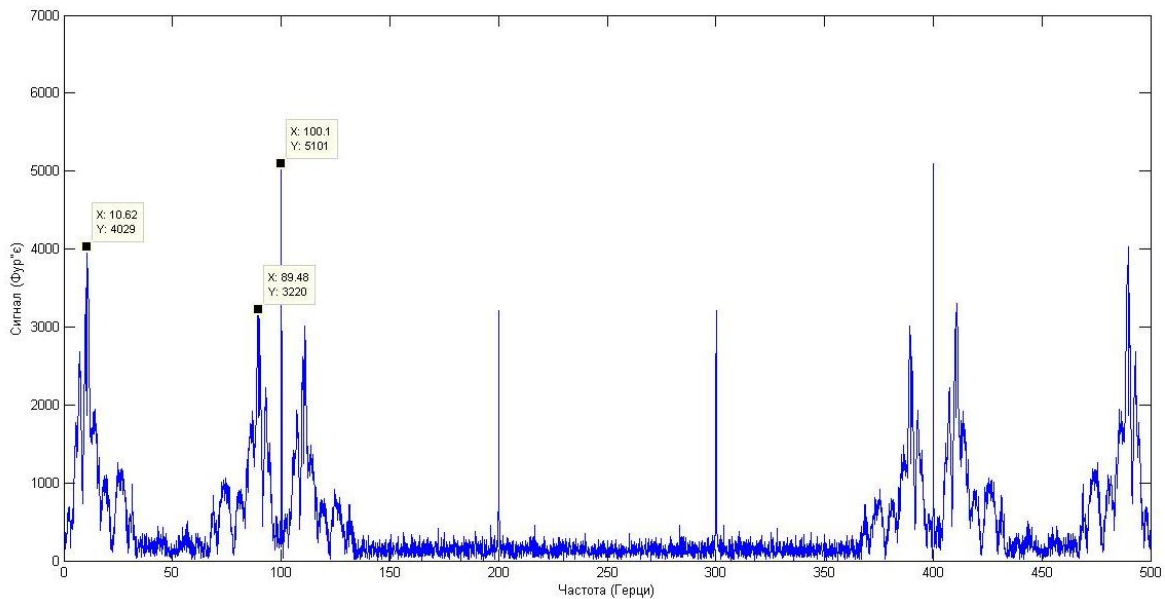


Рис. 5. Частотний спектр сигналу

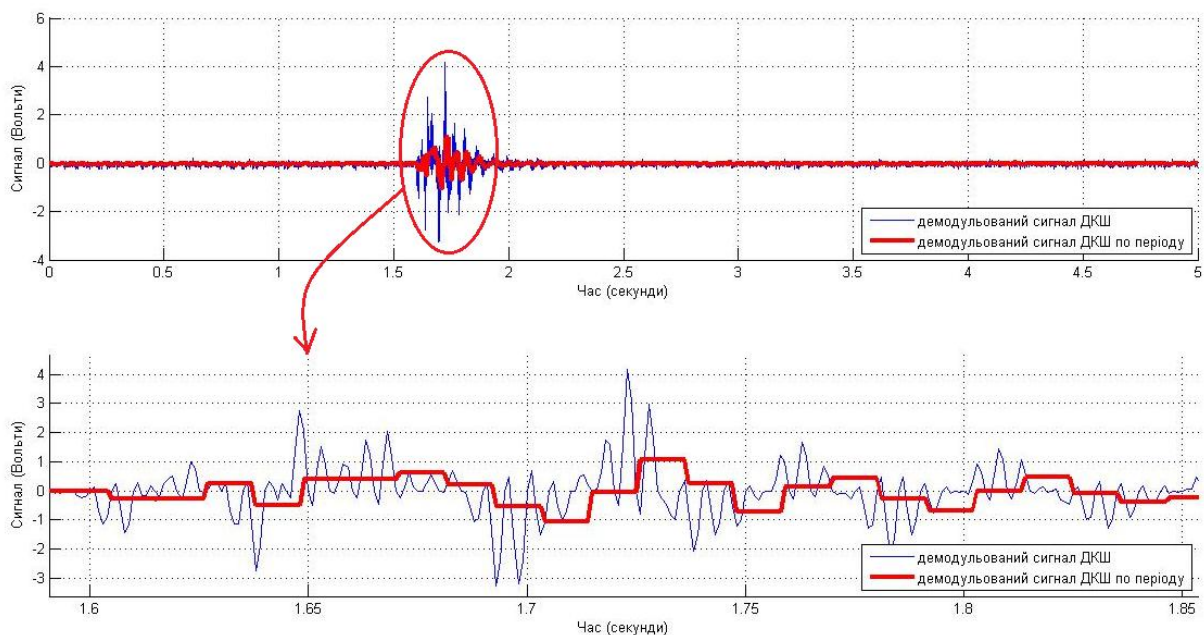


Рис. 6. Проінтегрований по періоду сигнал ДКШ

Перше наближення по номограмі [3] показує, що для зменшення амплітуди ударного навантаження в 2,5 рази необхідно підібрати частоту власних коливань $f_{ам}$ системи амортизації втричі меншою за частоту удару $f_{уд}=(\lambda/2)=1/(2\tau)$, де τ - час удару. Якщо час пострілу $\tau=2$ мс, то

частота удару при цьому складе $f_{y\partial} = 1/(2\tau)=250$ Гц, тоді частота системи амортизації $f_{ам} \approx 60$ Гц.

Дані, отримані по номограмі, підтверджуються моделюванням в Matlab Simulink рис. 7.

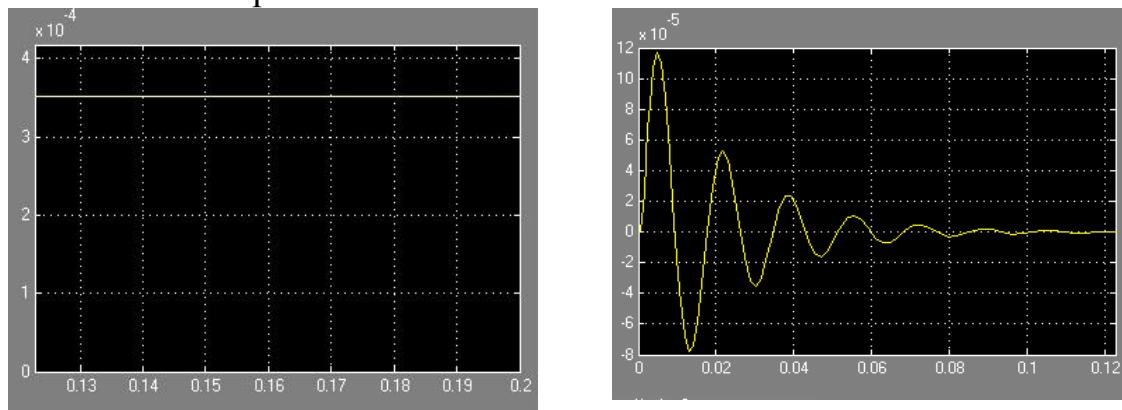


Рис. 7. Величина прогину системи амортизації під дією статичного прискорення 50 g та від удару пострілу 50 g 2 мс

Статичний прогин амортизатору 360 мкм (лівий рисунок) майже втричі більший за його максимальний динамічний прогин 120 мкм (правий рисунок).

Слід також зазначити, що використання амортизатору на 60 Гц дозволяє зменшити вплив високочастотної складової спектру вихідного сигналу ДКШ під дією удару, як це показує Рис.8.

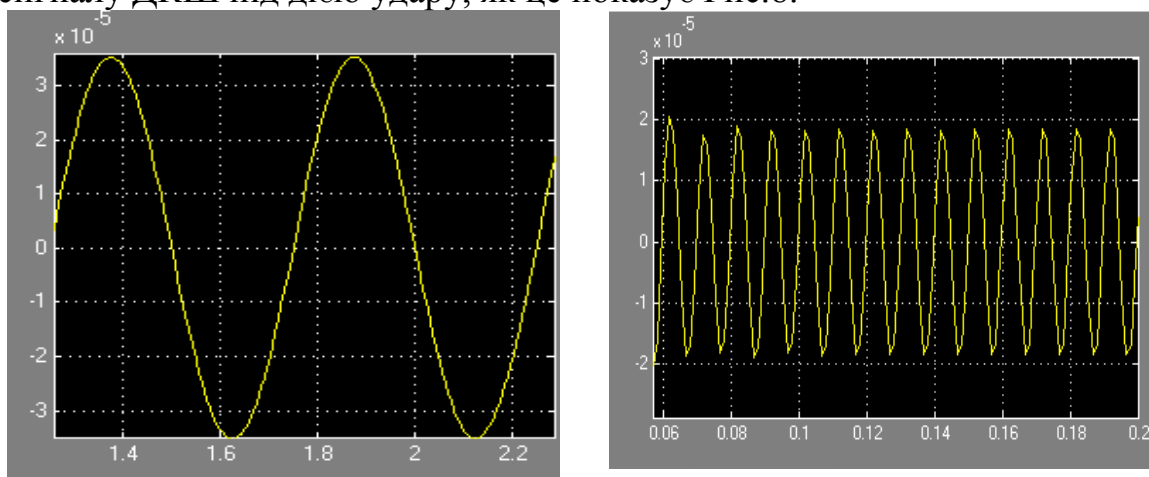


Рис.8 Моделювання впливу амортизатору на коливання 100 Гц

Амортизатор оберемо у вигляді гумової прокладки із габаритами: висота $H=6$ мм, зовнішній діаметр $D=8$ мм, внутрішній діаметр $d=4$ мм розраховується коефіцієнт форми, який для гумового амортизатора

кільцевої форми визначається за формулою: $\Phi = \frac{\pi(D^2 + d^2)}{4(D-d)H} = 0.524$, а так як

у системі амортизації 3 гумові прокладки, то коефіцієнт форми Φ

множимо на 3, попередньо враховуючи, що вісь інерціальної маси КХГ строго співпадає із віссю інерціальної маси установки: $\Phi = 1,571$.

По залежності статичного модуля пружності E_p при розтягуванні від коефіцієнта форми Φ і умовної твердості по Шору h визначають значення E_p . Твердість по Шору для гуми: $h=75$.

По номограмі рис. 9 підбираємо: $E_p = 1040 \text{ кН/м}^2$.

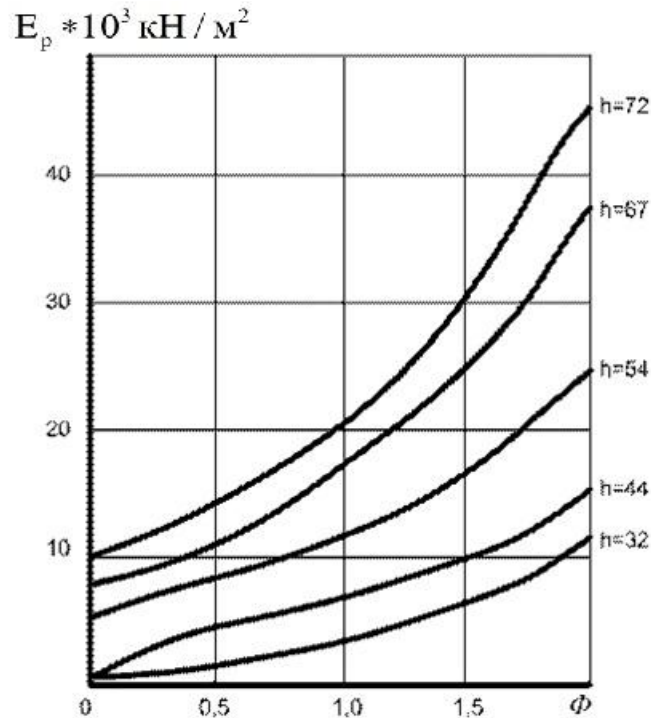


Рис. 9. Шкала визначення модуля пружності

Марка гуми, яка попадає під цей модуль пружності і коефіцієнт по Шору: 2462K2.

В результаті експериментів під час удару та акустичного впливу стенд с КХГ в якості первинного ДКШ відхилив мітку лазерного променя по мішені на значення біля 1 т.д. (1 т.д. = 3,6 кут. хв.). Тобто при прямому інтегруванні вихідного сигналу КХГ спостерігався кінцевий короткочасний, хоч і повільніший за удар, кутовий зсув системи стабілізації.

Відхилення мітки мішені забезпечується сигналом управління, який формується по сигналу перехідного процесу КХГ. Інших сигналів для управління не надходило.

Вихідний сигнал КХГ формувався шляхом подання на вхід КХГ затухаючого синусоїдального сигналу визначеної частоти, добротності і амплітуди. В результаті такого впливу вихідний сигнал КХГ в складі системи управління одержав наступні параметри:

- добротність $Q = 1,5$ од.;
- амплітуда вихідного сигналу КХГ відповідає кутовій швидкості $\omega = 25 \dots 30$ град./сек ;

– частота сигналу $f=90$ Гц (період $T=11$ мсек).

Кут відхилення системи управління оцінювався по вихідному сигналу f_{y0} в моделі системі управління, в кутових хвилинах. Інтегральна оцінка здійснювалась дискретним інтегруванням вихідного сигналу КХГ. В результаті моделювання (інтегрування сигналу післядії у вигляді затухаючої синусоїди) було одержано кут відхилення системи управління 2 т. д. Неточність в моделюванні пов'язана із вибором форми ударного імпульсу у вигляді синусоїди. В разі вибору форми (колоколу) [4] інтеграл ударного імпульсу зменшиться вдвічі, що відповідно вдвічі зменшить інтеграл вихідного сигналу ударної післядії КХГ і кут повороту, до одержаних експериментально 3,6 кут. хв.

Період опитування датчиків h має складати менше 10 мсек, дискретність оброблення інформації від первинних датчиків має бути меншою за 1,7 сек (частота дискретизації понад 600 Гц). Такий період опитування менший за період удару (подвоєний час удару), тому дозволяє своєчасно виміряти і компенсувати вплив короткотермінових ударних навантажень, запобігти відчутному незкомпенсованому приросту вихідних сигналів датчиків та їх інтегралів.

Сигнал перехідного процесу в КХГ не пов'язаний із системою управління, та цей сигнал однозначно відпрацьовується контуром управління, приводячи до деякої кутової швидкості системи управління. Така кутова швидкість системи управління фактично стає переносною. Викликана сигналом перехідного процесу КХГ, вже реальна кутова швидкість системою управління інтегрується с метою компенсувати переносний рух. В результаті вказаного відпрацювання сигналу перехідного процесу набігає поворот системи управління, який спостерігається на мішені.

Єдиним реальним способом зменшення впливу удару є зменшення його амплітуди за рахунок системи амортизації та інтегруванням по періоду. Відповідно до представлених матеріалів, це можливо відповідно для вказаних способів вдвічі та втричі.

Із використанням одержаної моделі було досліджено вплив параметрів вихідного сигналу КХГ на кут відхилення системи управління. При зменшенні амплітуди вихідного сигналу післядії до 6 град/сек (в одиницях кутової швидкості) кут відхилення системи управління не перевищив припустиму 0,5 тощо.

Висновки

Проведені дослідження показали, що введення амортизатора та інтегрування по періоду вихідного сигналу призведе до зменшення впливу удару на вихідний сигнал датчика кутової швидкості. Цей метод передбачає зниження до заданого рівня амплітуди зовнішнього впливу шляхом підбору параметрів системи амортизації.

Звичайне інтегрування вихідного сигналу датчика кутової швидкості не дозволяє позбавитись від впливу ударного навантаження, оскільки затухаюча синусоїда не є симетричною відносно вісі координат. Перед інтегруванням вихідний сигнал ДУС необхідно попередньо розкласти в ряд Фур'є по декільком гармонікам та використати інструментарій при вібраційній діагностиці авіаційних турбін [3].

Список використаної літератури:

1. Единые нормы летной годности. ГОСТ .20578-2002.
2. *Кобринский А. Е.* Виброударные системы / А. Е. Кобринский, А. А. Кобринский // - М.: Наука - 1973
3. *Батуев Г.С.* Инженерные методы исследования ударных процессов / Г. С. Батуев // – М.: Машиностроение. – 1977. -354 с.
4. *Кузнецов А. А.* Вибрационные испытания элементов и устройств автоматики / А. А. Кузнецов // - М.: Энергия. - 1976. - 119 с.