

УДК 681.2.083

Цірук В.Г., к.т.н.

ПАТ «НВО «Київський завод автоматики», м. Київ

## АНАЛІЗ СИСТЕМИ УДАРО- І ВІБРОЗАХИСТУ ПІД ЧАС УДАРІВ

*Пружні амортизатори широко використовуються в навігаційних системах в складі систем ударо- і віброзахисту. У зв'язку із розвитком систем навігації, до систем ударо- і віброзахисту висуваються вимоги – обмежену амплітуду коливань ізольованого тіла при одиничних ударах високого рівня. У роботі досліджено схему системи ударо- і віброзахисту, яка дає змогу зменшити амплітуду діючих ударних прискорень, містить демпфер сухого тертя і тим самим гарантує експлуатаційну безпеку гіростабілізатора навігаційної системи зі збереженням заданої точності. Отримано уточнену математичну модель системи ударо- і віброзахисту, яка має додаткові члени (сухе тертя, жорсткість амортизаторів, жорсткість пружної випуклої пластини, розміщення амортизаторів і пружної випуклої пластини), які враховують вплив складових частин системи ударо- і віброзахисту на її точність.*

*Розроблено та досліджено нову систему ударо- і віброзахисту для покращення експлуатаційного захисту гіростабілізатора навігаційної системи від ударів з гарантуванням заданої точності та надано рекомендації щодо застосування математичної моделі.*

**Ключові слова:** дослідження, амортизатор, жорсткість, навігаційні системи, вібрація, удари.

**Постановка проблеми.** Створення ефективних засобів захисту від вібрацій і ударів є одна із важливих проблем сучасної навігаційної техніки. Особливо велике значення набувають питання віброзахисту в сучасних транспортних об'єктах: літальних апаратах, автомобілях, морських судах.

Оскільки інтенсивність вібрацій і ударів звичайно зростає зі збільшенням швидкості руху, розвиток транспортних засобів супроводжується безупинним підвищенням вимог до віброзахистних пристроїв.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** В теорії віброзахистних систем є значна кількість наукових праць, з яких у першу чергу слід зазначити роботи [1, 2] та [3, 4].

У цих працях найбільша увага приділяється розвитку лінійної теорії, заснованої на застосуванні методів класичної теорії малих коливань до дослідження віброзахистних пристроїв.

Лінійна теорія, розроблена як для найпростіших систем з одним ступенем свободи, так і для загального випадку коливань твердого тіла на пружному підвісі, розглядає пружний амортизатор як фільтр низьких частот; задача віброзахисту зводиться при цьому до вибору таких параметрів системи амортизації, при яких її власні частоти виявилися значно нижче частот, що містяться в спектрі зовнішнього впливу.

Водночас у зазначених [3, 4] та інших працях з систем ударо- і віброзахисту, не досліджувався вплив сухого тертя на їх характеристики під час дії ударних навантажень, що найчастіше можуть бути неприпустимо великими і приводити до істотних неточностей приладів аж до виходу їх із ладу.

Застосування пружних амортизаторів є одним із найбільше поширених способів віброзахисту. В даний час існує багато конструктивних різновидів амортизаторів, призначених як для захисту приладів і устаткування, встановлених на основах, що коливаються, так і для захисту основ і фундаментів від динамічних впливів.

Створення амортизуючих пристроїв, здатних захистити об'єкти від вібрацій і ударів та які б мали водночас невеликі розміри, є складною технічною проблемою, правильне рішення якої можливо тільки при всебічному врахуванні характеру збурень і конструктивних властивостей амортизаторів.

У зв'язку з цим актуального значення набувають питання теорії і розрахунку віброзахистних систем.

**Метою роботи** є дослідження поведінки системи ударо- і віброзахисту гіростабілізатора навігаційної системи від ударів.

**Виклад матеріалу дослідження.** Припустимо, що блок систем ударо- і віброзахисту на амортизаторах встановлено на платформі ударного стенду. Платформа падає вниз і в початковий момент і торкається демпфера (рис. 1).

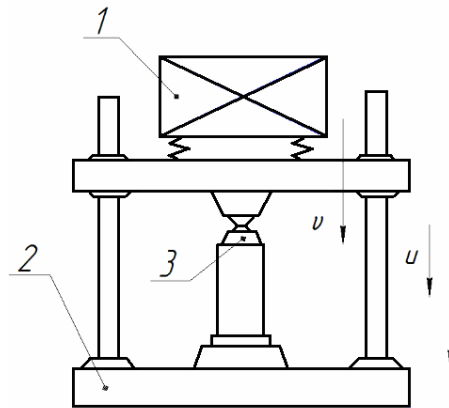


Рис. 1. Випробування блоку системи ударо- і віброзахисту на ударному стенді:  
1 — блок; 2 - платформа; 3 – демпфер

Демпфер впливає на платформу з силою гальмування  $P$ , яка змінюється по синусоїдальному закону.

Ця сила викликає появу прискорення, що також змінюється за синусоїдальним законом (рис. 2, а):

$$a_k = -H \sin \omega t \quad (1)$$

де  $\omega$  — умовна частота ударного імпульсу;  $H$  - амплітуда прискорення.

Вплив цього прискорення триває протягом половини періоду  $T/2$ , а далі дія демпфера припиняється.

На практиці таке гальмування зустрічається тоді, коли легка броньована техніка долає деяку перешкоду. Спочатку опір перешкоди зростає, а потім, коли перешкода руйнується, опір падає.

Така перешкода створюється всередині демпфера.

Послідовно інтегруючи, отримуємо вираз для швидкості  $v$  (рис. 2,б) і переміщення

$$u_k : v = \frac{H}{\omega} \cos \omega t + C_1, \quad u_k = \frac{H}{\omega^2} \sin \omega t^2 + C_1 t + C_2. \quad (2)$$

З початкових умов (при  $t = 0$ )  $\frac{du_k}{dt} = vk_0$ ,  $u_k = 0$  отримаємо:

$$C_1 = -\frac{H}{\omega} + vk_0, \quad C_2 = 0 \quad (3)$$

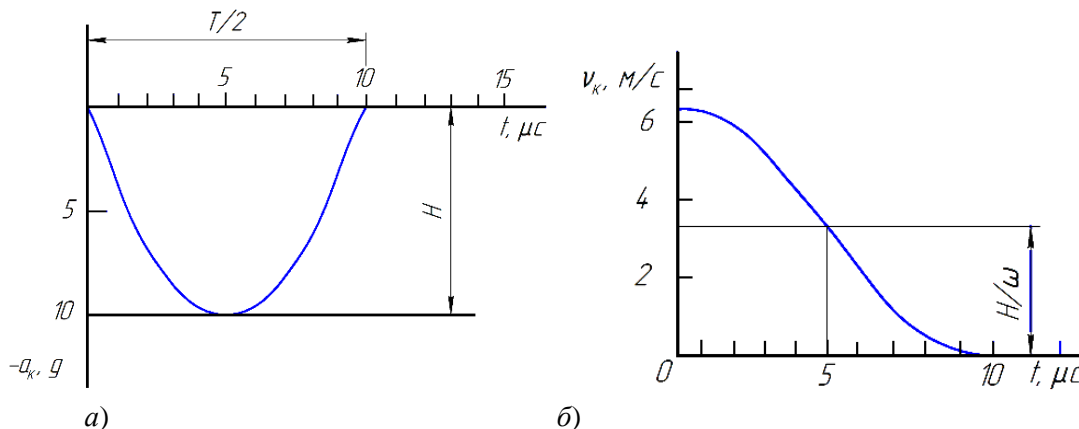


Рис. 2. Залежність прискорення (а) та швидкості (б) блоку систем ударо- і віброзахисту при ударі.

Важливо підібрати початкову швидкість  $v_{k0}$  таким чином, щоб після подолання перешкоди рух припинився і платформа зупинилася.

Щоб у нижній точці ( $t=T/2$ ) рух закінчився ( $v=0$ ), має виконуватись співвідношення:

$$u_{k0} = \frac{2H}{\omega} = \frac{HT}{\pi} \quad (4)$$

де,  $T$  – повний період ударного імпульсу.

Таким чином, рівняння руху блоку систем ударо- і віброзахисту на амортизаторах при ударі платформи матиме вигляд:

$$m \frac{d^2 u}{dt^2} + cu = c \left( \frac{H}{\omega^2} \sin \omega t + \frac{H}{\omega} t \right) \quad (5)$$

Частковий розв'язок неоднорідного рівняння виходить в тому ж вигляді, що і права частина (5):

$$u_{ch} = \frac{Hc}{\omega^2(c - \omega^2 m)} \sin \omega t + \frac{H}{\omega} t \quad (6)$$

Тоді загальний розв'язок буде мати вигляд:

$$u = C_1 \exp(j\omega_0 t) + C_2 \exp(-j\omega_0 t) + \frac{H}{\omega^2(c - \omega^2 m)} \sin \omega t + \frac{H}{\omega} t \quad (7)$$

Постійні інтегрування визначаються із початкових умов:

$$C_2 = \frac{1}{2j\omega_0} \left[ \frac{Hc}{\omega(c - m\omega^2)} - \frac{H}{\omega} \right].$$

При  $t = 0, u = 0, du/dt = v_{k0}$ , тоді  $C_1 = -C_2$

Використовуючи рівняння Ейлера, отримаємо:

$$u = \left[ -\frac{H}{\omega\omega_0 \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)} + \frac{H}{\omega\omega_0} \right] \sin \omega_0 t + \frac{H}{\omega^2 \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)} \sin \omega t + \frac{H}{\omega} t \quad (8)$$

Таким чином, блок систем ударо- і віброзахисту на амортизаторах після удару платформи об демпфер здійснює складний рух: рух з постійною швидкістю  $H/\omega$  і два коливальних процеси з власною частотою  $\omega_0$  та умовною частотою ударного імпульсу  $\omega$ .

Оскільки ударний імпульс короткий, а умовна частота  $\omega$  висока, то  $\frac{\omega}{\omega_0} \gg 1$ .

Враховуючи це рівняння (8) можна спростити:

$$u \approx \frac{H}{\omega\omega_0} \sin \omega_0 t - \frac{H\omega_0^2}{\omega^4} \sin \omega t + \frac{H}{\omega} t \quad (9)$$

до кінця ударного імпульсу ( $t = T/2 = \pi/\omega$ ) переміщення блоку має вигляд:

$$u\left(\frac{T}{2}\right) = \frac{H}{\omega\omega_0} \sin \omega_0 \frac{T}{2} + \frac{HT}{2\omega} = \frac{H}{\omega\omega_0} \sin \frac{\omega_0}{\omega} \pi + H \frac{\pi}{\omega^2} \quad (10)$$

і відрізняється від переміщення платформи на величину стиснення амортизаторів.

Швидкість блоку в кінці удару дорівнює

$$\frac{d\left(\frac{T}{2}\right)}{dt} = \frac{H}{\omega} \cos \frac{\omega_0}{\omega} \pi + \frac{H\omega_0^2}{\omega^2} + \frac{H}{\omega} \quad (11)$$

Проаналізуємо рух блоку на амортизаторах після удару. Оскільки платформа при цьому буде стояти на місці, це будуть власні коливання.

Тоді знайдемо постійні інтегрування з умов (10) і (11).

Оберемо нову систему відліку, в якій за початок відліку часу оберемо момент закінчення руху платформи, і новий початок відліку переміщення - нижнє положення блоку системи ударо- і віброзахисту.

Для нової змінної  $\tilde{u}$ , яка описує рух блоку в новій системі відліку, початкові умови будуть мати наступний вигляд: при  $i = 0$ ,  $\tilde{u}=0$ , а швидкість залишиться у вигляді (12).

При таких початкових умовах розв'язок для власних коливань у новій системі відліку представляється виразом:

$$\tilde{u} = H \left[ \frac{1}{\omega\omega_0} \cos \frac{\omega_0}{\omega} \pi + \frac{\omega_0}{\omega^2} + \frac{1}{\omega\omega_0} \right] \sin \omega_0 t, \quad (12)$$

а прискорення має вигляд:

$$\tilde{a} = \frac{d^2 \tilde{u}}{dt^2} = H \left[ \frac{\omega_0}{\omega} \cos \frac{\omega_0}{\omega} \pi + \frac{\omega_0^2}{\omega^2} + \frac{\omega_0}{\omega} \right] \sin \omega_0 t. \quad (13)$$

Порівнюючи амплітуду прискорення блоку з амплітудою прискорення платформи, отримуємо, що амплітуда блоку буде меншою. Їх відношення з урахуванням того, що  $\omega_0 \ll \omega$  і  $\cos\left(\frac{\omega_0}{\omega}\right)\pi \approx 1$  виходить рівним

$$\beta = \frac{\tilde{a}_{\max}}{H} = \frac{2\omega_0}{\omega} \quad (14)$$

У розрахунках не було враховано згасання коливань блоку систем ударо- і віброзахисту на амортизаторах. Загасання коливань відбувається внаслідок втрат механічної енергії і переходу її у теплову. Ці втрати обумовлені різними видами тертя.

Наприклад, при коливаннях пружинного маятника у вакуумі загасання коливань відбувається лише за рахунок втрат енергії у матеріалі пружини на внутрішнє тертя. При русі в повітрі до цих втрат додаються втрати на тертя об повітря.

Гасіння коливань за допомогою в'язкого тертя називають демпфуванням, а пристрої для гасіння вібрації - демпферами. Добре відомі демпфери з в'язкою рідиною - зазвичай маслом. Такі демпфери часто застосовуються у транспортних засобах (в т.ч. легкої броньованої техніки).

При русі поршня у них в'язка рідина перетікає з однієї частини циліндра в іншу через отвір у поршні і гальмує рух поршня. Дію таких демпферів доводиться враховувати при розрахунках вібрацій комплексу стабілізації, який встановлюється на систем ударо- і віброзахисту легкої броньованої техніки.

Безпосередньо в систем ударо- і віброзахисту часто застосовуються повітряні демпфери, в яких використовується гальмівна дія повітря. Роль демпфера виконує гумова порожнина, наповнена повітрям. При коливаннях обсяг порожнини змінюється. Повітря частково стискається і розширюється, а частково перетікає у верхню частину порожнини і назад.

У результаті виникає опір руху, пропорційний швидкості руху.

При графічному зображенні розрахункових моделей з в'язким тертям демпфер зображується у вигляді циліндра з поршнем  $\mu$ .

Сила опору пропорційна швидкості:

$$F_\beta = -\mu \frac{du}{dt} \quad (15)$$

де  $\mu$  – коефіцієнт в'язкості демпфера.

В окремому випадку пружинного маятника при використанні моделі Фохта  $\mu$  – коефіцієнт в'язкості матеріалу пружини.

Розглянемо задачу про власні коливання пружинного маятника з втратами енергії у пружині у вигляді в'язкості.

Рівняння коливання набуде вигляду:

$$-cu - \mu \frac{du}{dt} = m \frac{d^2 u}{dt^2} \quad (16)$$

Знайдемо розв'язок рівняння у вигляді синусоїди, амплітуда якої експоненціально спадає у часі:

$$u = \exp(-\eta t)(A \sin \omega t + B \cos \omega t) \quad (17)$$

Підставимо розв'язок (16) у рівняння (17).

Після скорочення на  $\exp(-\eta t)$  отримаємо:

$$c(A \sin \omega t + B \cos \omega t) - \mu \eta (A \sin \omega t + B \cos \omega t) + m \omega (A \cos \omega t - B \sin \omega t) + m \eta^2 (A \sin \omega t + B \cos \omega t) - 2m \eta \omega (A \cos \omega t - B \sin \omega t) - m \omega^2 (A \sin \omega t + B \cos \omega t) = 0 \quad (18)$$

Щоб виконувалась рівність (18), необхідно виконати дві умови:

$$c - \mu \eta + m \eta^2 - m \omega^2 = 0 \quad \mu - 2m \eta = 0 \quad (19)$$

З другого рівняння отримаємо:

$$\eta = \mu / 2m \quad (20)$$

Підставивши (20) у (19), отримаємо:

$$c - \frac{\mu^2}{2m} + \frac{\mu^2}{4m} - m \omega^2 = 0 \quad (21)$$

Звідси  $\omega^2 = \frac{c}{m} - \frac{\mu^2}{4m^2}$ ,  $\omega = \sqrt{\frac{c}{m} - \frac{\mu^2}{4m^2}}$ , або  $\omega = \sqrt{\omega_0^2 - \eta^2}$  (22), де  $\omega_0$  – частота власних

коливань при  $\eta=0$ .

Таким чином при наявності в'язкості частота власних коливань дещо зменшується. Загальний розв'язок (16) матиме вигляд:

$$u = \exp\left(-\frac{\mu t}{2m}\right) \left( A \sin t \sqrt{\omega_0^2 - \eta^2} + B \cos t \sqrt{\omega_0^2 - \eta^2} \right) \quad (23)$$

Постійні  $A$  і  $B$  визначаються з початкових умов.

Важливим є те, що амплітуда коливань експоненціальна і спадає.

Через період коливань  $T$  амплітуда зменшується у  $\exp(\mu\pi/m\omega)$  разів.

Ця величина залежить від часу, тобто у всьому процесі коливань відношення двох сусідніх амплітуд є величиною постійною.

Натуральний логарифм цієї величини називається логарифмічним декрементом затухання коливань:

$$\delta = \frac{\mu\pi}{m\omega} = \frac{\mu\pi}{\sqrt{c - \frac{\mu^2}{2m}}} \approx \frac{\mu\pi}{\sqrt{c}} \quad (24)$$

Зазвичай  $\eta^2 \ll \omega_0^2$ . Однак, якщо коефіцієнт в'язкості настільки великий, що під коренем у виразі (21) виходить уявна величина, тобто  $\frac{\mu^2}{4m^2} > \frac{c}{m}$ , то коливання «зриваються» і блок із початкового положення по експоненті наближається до стану рівноваги з однієї сторони, не проходячи через нього.

Втрати енергії на внутрішнє тертя призводять до того, що при резонансі амплітуда коливань не зростає до нескінченності, а стабілізується на якомусь рівні.

У загальному вигляді рівняння, що описує коливання системи з одним ступенем свободи з урахуванням в'язкого тертя при заданому збуренні  $u_k$  вібростенда, записується наступним чином:

$$c(u_k - u) - \mu \frac{du}{dt} = m \frac{d^2u}{dt^2} \quad (25)$$

Розглянемо розв'язок рівняння (25) для випадку, коли збурення задано синусоїдальним законом. У цьому випадку рівняння має вигляд:

$$m \frac{d^2u}{dt^2} + \mu \frac{du}{dt} + cu = cU_k \sin \omega t \quad (26)$$

Загальний розв'язок неоднорідного рівняння (26), як згадувалось вище, складається із загального розв'язку однорідного рівняння і часткового розв'язку неоднорідного рівняння.

Загальний розв'язок будемо шукати у вигляді:

$$u_{об} = C_1 \exp \alpha_1 t + C_2 \exp \alpha_2 t \quad (27)$$

де  $\alpha_1, \alpha_2$  - корінні характеристичного рівняння

$$m\alpha^2 + \mu\alpha + c = 0 \quad (28)$$

$C_1, C_2$  - постійні інтегрування, які визначаються з початкових умов.

З (28) отримуємо  $\alpha_1 = -\beta + i\omega$ ,  $\alpha_2 = -\beta - j\omega$ , де  $\beta = \mu/2m$ ;  $\omega = \sqrt{\omega_0^2 - \beta^2}$  - частота власних коливань з врахуванням в'язкості.

Тоді:

$$u_{об} = \exp(-\beta t)(C_1 \exp(j\omega t) + C_2 \exp(-j\omega t)) \quad (29)$$

Частковий розв'язок неординарного рівняння шукаємо у вигляді

$$u_{ч} = A \sin \omega_{\kappa} t + B \cos \omega_{\kappa} t \quad (30)$$

Постійні  $A$  та  $B$  визначаємо, підставляючи (31) у (27), після чого отримуємо два рівняння:

$$-mA\omega_{\kappa}^2 - \mu B\omega_{\kappa} + cA = cU_{\kappa} \quad -m\omega_{\kappa}^2 B + \mu A\omega_{\kappa} + cB = 0$$

розв'язуючи які, знаходимо:

$$A = \frac{cU_{\kappa}(c - m\omega_{\kappa}^2)}{(c - m\omega_{\kappa}^2)^2 + \mu^2 \omega_{\kappa}^2}, \quad (31)$$

$$B = -\frac{\mu\omega_{\kappa}cU_{\kappa}}{(c - m\omega_{\kappa}^2)^2 + \mu^2 \omega_{\kappa}^2}. \quad (32)$$

У кінцевому результаті отримуємо загальний розв'язок у вигляді

$$u = \exp(-\beta t)(C_1 \exp(j\omega t) + C_2 \exp(-j\omega t)) + A \sin \omega_{\kappa} t + B \cos \omega_{\kappa} t$$

або після перетворення

$$u = \exp(-\beta t)(C_1 \exp(j\omega t) + C_2 \exp(-j\omega t)) + U_{\kappa} \sin(\omega_{\kappa} t + \phi) \quad (33)$$

$$\text{де кут зсуву фази } \phi = \arctg \frac{B}{A} = \arctg(-\mu\omega_{\kappa} / m(\omega_0^2 - \omega_{\kappa}^2)) \quad (34)$$

$$U = \sqrt{A^2 + B^2} = U_{\kappa} / \sqrt{1 / (1 - \omega_{\kappa}^2 / \omega_0^2)^2 + 4\beta\omega_{\kappa}^2 / \omega_0^4} \quad (35)$$

$\omega_0^2 = c/m$  - власна частота коливань без врахування в'язкості.

Величина:

$$x = \frac{U}{U_{\kappa}} = \sqrt{1 / \left[ \left( 1 - \frac{\omega_{\kappa}^2}{\omega_0^2} \right)^2 + \frac{4\beta\omega_{\kappa}^2}{\omega_0^4} \right]} \quad (36)$$

$x$  - характеризує залежність амплітуди вимушених коливань маси від співвідношення частот.

Приведені розрахунки дозволяють вибирати параметри амортизаторів при проектуванні нових систем ударо- і віброзахисту.

Проведений аналіз показав, що параметри демпферів варто вибирати, виходячи із умови мінімальної жорсткості і забезпечення тривалості гасіння коливань при максимальній деформації.

**Висновки.** У результаті проведених досліджень з розробки теорії та принципів побудови системи ударо- і віброзахисту нового типу виконано аналіз та оцінку похибок системи.

Встановлено, залежність статичного перекосу системи ударо- і віброзахисту, за рахунок зсуву центру ваги відносно центру жорсткості систем ударо- і віброзахисту,

Отримана уточнена математична модель системи, у якій введені члени (сухе тертя, жорсткість амортизаторів, жорсткість пружної випуклої пластини, розміщення амортизаторів і пружної випуклої пластини), що враховують вплив складових частин системи на якість удоро- і віброзахисту. Запропонована система віброзахисту глушить віброприскорення у 1,7 рази.

### Література:

1. Bezvesilna O. Introducing the principle of constructing an aviation gravimetric system with any type of gravimeter / O. Bezvesilna, A.Tkachuk, T. Khylichenko, S. Nechai// EastemEuropean Journal of Enterprise Technologies. - 2017. - №1/7 (85). - P.45-56.

2. Bezvesilna O. Two-channel MEMS gravimeter of the automated aircraft gravimetric system / O. Bezvesilna, A.Tkachuk, T. Khylichenko, M. Kachniarz, I. Korobiichuk// Advances in Intelligent Systems and Computing. - 2017. - №543. - P.481-487.

3. Ильинский В. С. Вопросы изоляции и ударов / В. С. Ильинский. – Москва: Советское радио, 1960. – 260 с.

4. Ильинский В. С. Защитааппаратов от динамическихвоздействий / В. С. Ильинский. – Москва: Энергия, 1970. – 320 с.

5. Безвесільна О.М. Розрахунок пружного модуля системи ударо- і віброзахисту стабілізатора озброєння легкої броньованої техніки / О.М. Безвесільна, А.Г. Ткачук, Ю.В. Киричук // Вісник інженерної академії наук України. - 2016. - №2. - С. 51-57.

6. Безвесільна О.М. Алгоритмічний метод підвищення точності вимірювачів лінійних прискорень стабілізатора / О.М. Безвесільна, А.Г. Ткачук, О.В. Кравцов, М.П. Туленко // Вісник інженерної академії наук України. - 2016. - №2. - С. 58-63

7. Безвесільна О.М. Розробка нового методу визначення параметрів налаштування регулятора для керування об'єктами високих порядків / О.М. Безвесільна, А.Г. Ткачук, С.С. Свістельник, М.В. Богдановський // Вісник інженерної академії наук України. - 2016. - №3. - С. 41-47.

**Цирук В.Г. к.т.н.**

ПАТ «НВО «Киевский завод автоматики» г. Киев

### **АНАЛИЗ СИСТЕМЫ УДАРО- И ВИБРОЗАЩИТЫ ПРИ УДАРЕ**

*Упругие амортизаторы широко используются в навигационных системах в составе систем ударо- и виброзащиты. В связи с развитием систем навигации, к системам ударо- и виброзащиты выдвигаются требования – ограниченная амплитуда колебаний изолированного тела при единичных ударах высокого уровня. В работе исследована схема системы ударо- и виброзащиты, которая позволяет уменьшить амплитуду действующих ударных ускорений, содержит демпфер сухого трения и тем самым гарантирует эксплуатационную безопасность гиросtabilизатора навигационной системы с сохранением заданной точности. Получено уточненную математическую модель системы ударо- и виброзащиты, которая имеет дополнительные члены (сухое трение, жесткость амортизаторов, жесткость упругой выпуклой пластины, размещенные амортизаторы и упругой выпуклой пластины), которые учитывают влияние составных частей системы ударо- и виброзащиты на ее точность.*

*Разработано и исследовано новую систему ударо- и виброзащиты для улучшения эксплуатационной защиты гиросtabilизатора навигационной системы от ударов с обеспечением заданной точности и даны рекомендации по применению математической модели.*

**Ключевые слова:** исследование, амортизатор, жесткость, навигационные системы, вибрация, удары.

**Tsiruk V., Ph.D.**

PJSC "NPO" Kiev automatics plant"

### **RESEARCH OF CONDUCT OF THE SYSTEM OF SHOCK AND VIBRATION PROTECTION SYSTEMS AFTER DAMAGES**

*Elastic shock absorbers are widely used in navigation systems as part of impact and vibration protection systems. In connection with the development of navigation systems, the systems of impact and vibration protection put forward the requirements - a limited amplitude of oscillations of the isolated body with single high-level blows. The scheme of shock and vibration protection system is investigated, which allows to reduce the amplitude of the existing shock accelerations, contains a dry friction damper, and thus guarantees operational safety of the gyrostabilizer of the navigation system with the preservation of the given accuracy. The refined mathematical model of impact and vibration protection system, which has additional members (dry friction, rigidity of shock absorbers, rigidity of an elastic convex plate, placement of shock absorbers and elastic convex plate), takes into account the influence of the components of the impact and vibration protection system on its accuracy.*

*A new system of shock and vibration protection was developed and investigated to improve the operational protection of the gyrostabilizer (further to the body) from impacts with the guarantee of given accuracy and provided recommendations for the application of the mathematical model.*

**Keywords:** research, shock absorber, rigidity, navigation systems, vibration, impact.

Стаття надійшла до редакції 19.09.2018