

Квасніков В. П.,
Возняковський А. О.

ВИЗНАЧЕННЯ ЖОРСКІСНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРУЖИННИХ АМОРТИЗАТОРІВ

У статті розглянуто та проаналізовано підхід до розрахунку жорсткості пружинних амортизаторів, що можуть застосовуватися в навігаційних системах, запропоновано метод розрахунку параметрів жорсткості за допомогою інтеграла Мора. Розроблено математичну модель і проведено якісний розрахунок параметрів жорсткості, що дозволяє покращити амортизаційні характеристики амортизаторів при дії на них ударів та вібрацій.

Ключові слова: розрахунок, амортизатор, жорсткість, навігаційні системи, вібрація, удари, демпфіруючі характеристики.

1. Вступ

Пружинні амортизатори використовуються в навігаційних системах в складі систем ударо- та віброзахисту. У зв'язку із розвитком систем навігації, до систем ударо- та віброзахисту висуваються вимоги — вони повинні мати обмежену амплітуду коливань ізольованого тіла при одиничних ударах високого рівня, вібраціях; повинна бути відсутня статична зона застою поблизу положення рівноваги.

Рівень цих вимог постійно зростає, що спонукає до вдосконалення систем ударо- та віброзахисту. Це обґрунтовує актуальність проведених досліджень.

2. Об'єкт дослідження та його технологічний аудит

Об'єктом дослідження виступає пружинний амортизатор, що може мати конструкцію схожу до пружини стискання-розтягу, який встановлюється в навігаційних системах для зменшення впливу ударів та вібрацій та покращення точнісних характеристик навігаційних систем.

Суттєвим недоліком пружинних амортизаторів є їх низька надійність при горизонтальних навантаженнях, висока здатність до автоколивань, а також присутність зони застою.

3. Мета та задачі дослідження

В зв'язку із тим, що під час виготовлення амортизатора на нього діє ряд різноманітних факторів технології виготовлення, що накладає відбиток на якість та механічні властивості амортизатора, а саме: знаходження зони застою поблизу положення рівноваги, збільшення здатності до автоколивань та зменшення жорсткості. З метою поліпшення демпфіруючих характеристик на етапі проектування, зменшення впливу негативних факторів технології виготовлення та покращення системи ударо- і віброзахисту з гарантуванням заданої точності приладів в статті розглянуто методику розрахунку сегментів пружинних амортизаторів.

4. Аналіз літературних даних

Навігаційні системи є складними електромеханічними пристроями і всі вони, незалежно від типу, в тій чи іншій мірі чутливі до механічних впливів. Дія вібрації і ударів може проявитися наступним чином:

- тривалий вплив вібрації та ударів, особливо на резонансних частотах, може привести до механічного руйнування конструкції, або до підвищеного зносу підшипників і деяких інших елементів конструкції;
- вібрація і удари викликають появу додаткових збурюючих моментів, що діють відносно осей стабілізації, наприклад, через нежорсткість конструкції;
- вібрація робить істотний вплив на точність навігаційної системи. Вібрація в місцях кріплення блоку приборів викликає вібрацію платформи і місць кріплення чутливих елементів, що призводить до появи вібраційних помилок чутливих елементів.

Проблеми захисту приладів амортизаторів розглядаються у роботі [1]. В цій роботі даються кваліфікації амортизаторів, які розділені на такі чотири основні групи:

- гумометалеві амортизатори;
- суцільнометалеві амортизатори зі структурним демпфіруванням;
- амортизатори пружні з повітряним демпфіруванням;
- амортизатори пружні з фрикційним демпфіруванням.

Всі вони мають свої переваги та недоліки.

Найпоширенішими є гумометалеві амортизатори. Як видно з названих вище праць, вони мають багато переваг: малі габарити, стійкі до перепадів атмосферного тиску. Ці амортизатори не мають різко виражених резонансів ні у вертикальних, ні в горизонтальних напрямках. Але, на жаль, вони мають ряд недоліків, серед них: недовговічність, поганий опір агресивним середовищам та випромінюванням. Ряд матеріалів, що йдуть на виготовлення амортизаторів, зокрема більшість сортів гум, майже цілком втрачає свої пружні властивості при низьких температурах, руйнується під дією радіації і різних агресивних реагентів, що знаходяться в повітрі. Такі амортизатори не розраховані на захист від ударних впливів високого рівня, вони не витримують високих навантажень і руйнуються.

Суцільнометалевий амортизатор розроблений для устаткування, що перебуває у важких динамічних і кінематичних умовах. Основним робочим органом амортизатора є циліндрична пружина і металева сітчаста подушка, що міститься усередині пружини. Основне призначення сітчастої подушки — виконувати роль демпфера коливань. Подушка являє собою дрібне плетиво зі сталевого дроту, що не ржавіє. Пружні і демпфуючі властивості подушки, залежать від діаметра дроту, кроку витків і розмірів подушки. Основні переваги суцільнометалевого амортизатора перед гумометалевими такі:

1. На роботі амортизатора не позначається вплив температури й агресивних середовищ, тому що для його виготовлення використовується дрід із нержавіючої сталі, інконелія або немагнітних сплавів мідь-берилія.
2. Конструкція амортизаторів забезпечує незмінність амортизаційних характеристик і швидке відведення тепла.
3. Амортизаційні подушки не вимагають при роботі очищення від бруду, льоду, олії і води і не чутливі до змін атмосферних умов.
4. Амортизатор практично не старіє, тому що не має у своїй конструкції органічних матеріалів, а напруги у витках дротів обрано значно нижче межі втоми.

Якщо в гумометалевих амортизаторах гумовий масив одночасно працює і як пружний елемент, і як демпфуючий, то в пружному амортизаторі з повітряним демпфуванням ці функції розділені між двома самостійними елементами. У якості пружного елемента такої амортизатор звичайно має спіральну пружину з циліндричним конічним або експоненціальним профілем. Експоненціальна пружина забезпечує рівночастотність амортизатора. При цьому нелінійна пружна характеристика дозволяє знизити максимальний відносний зсув, тобто розмір вільного руху амортизатора.

Пружина сама по собі не має помітного внутрішнього тертя. Її власні коливання загасають дуже повільно. Тому в амортизаторах сталева пружина вкладена в гумовий балончик із каліброваним отвором, крізь який при роботі амортизатора проходить повітря, що забезпечує необхідне демпфування.

За віброізоляційними характеристиками ці амортизатори перевершують гумометалеві амортизатори, частоти їх власних коливань в осьовому напрямку становлять (8–10) Гц, у бічному — (15–18) Гц. Віброізоляція апаратури при вертикальній вібрації починається з частот (10–12) Гц при амплітудах коливань 1 мм. При дії горизонтальної вібрації віброзахист можливий з частот (20–25) Гц. На більш низьких частотах настає резонанс, повітряне демпфування навіть при номінальних навісних умовах не забезпечує повного ефекту [2, 3].

Амортизатори можуть використовуватися переважно в системах, що забезпечують статичне навантаження вздовж осі амортизатора. Вібраційне навантаження в бічному напрямку амортизатори можуть сприймати при дотриманні деяких обмежень.

Використання повітря у демпфері призводить до того, що при зміні кліматичних умов (температура, вологість), а також при збільшенні висоти польоту якості демпфування значно погіршується і практично може зовсім зникнути. Це стосується також і амортизаторів, які використовують замість повітря рідину (воду, олію, спеціальні рідини та інші). До того ж вони мають великі габарити. При низьких температурах характеристика віброізоляції має вищі частоти.

У більшості гумометалевих і повітряно-демпфуючих амортизаторів демпфування невелике або нестале, і амплітуда відносного переміщення на резонансі значно перевищує припустиме значення. Зменшення амплітуди можливе завдяки збільшенню демпфування, що конструктивно досягається введенням в амортизатор елементів, що працюють із сухим тертям. Вони забезпечують силу тертя, розмір якої постійний протягом усього часу дії навантаження і не залежить від відносної амплітуди вібрації [4].

Застосування амортизаторів із сухим тертям дозволяє вирішити питання про захист апаратури при крайніх значеннях температури. Навіть при простіших умовах роботи вони можуть демпфувати коливання краще, ніж гумометалеві, повітряно-демпфувальні або суцільнометалеві амортизатори.

Однак в амортизаторах із фрикційним демпфуванням є два основні недоліки. По-перше, для таких амортизаторів існує критична амплітуда порушення, при перевищенні якої швидко виникає резонанс. По-друге, віброізоляція в них погіршується, коли амплітуда збурень зменшується при збільшенні частоти (амортизатор «замикається»).

На резонансній частоті амплітуда зсуву звичайно набагато більша, ніж амплітуда в області ізоляції. Таким чином, сталість демпфувальної сили, може бути не вигідною. На частотах, далеких від резонансних, амортизатор із сухим тертям забезпечує практично постійне передавання коливання, якщо прискорення збудження вібрації постійне.

У наш час амортизатори з металевими демпферами сухого тертя мало застосовуються [5].

У роботах [6, 7] розглянуто метод розрахунку параметрів віброопор під час дії резонансної частоти, опори представлені пружинними амортизаторами, але не надано методу розрахунку жорсткісних характеристик амортизаторів під час дії ударів та вібрації в складі системи ударо- і віброзахисту.

5. Матеріали та методи досліджень

У процесі дослідження використовувалися математичні методи і метод розбиття амортизатора на частини.

6. Результати дослідження та їх обговорення

6.1. Визначення параметрів амортизаторів. Амортизатори призначені для забезпечення віброзахисту в трьох напрямках (OX , OY , OZ). Зважаючи на значні відмінності пружно-масових характеристик амортизаторів вважаємо амортизатор безінерційним, а блок приладу абсолютно жорстким.

Враховуючи, що центр мас збігається з центром жорсткості, власні частоти системи амортизації будуть визначатися за формулами:

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{\sum c_x}{m}}, \quad \omega_2 = \sqrt{\frac{\sum c_y}{m}}, \quad \omega_3 = \sqrt{\frac{\sum c_z}{m}},$$

$$\omega_4 = \sqrt{\frac{\sum (c_x \cdot y^2 + c_y \cdot z^2)}{J_x}}, \quad \omega_5 = \sqrt{\frac{\sum (c_x \cdot z^2 + c_z \cdot x^2)}{J_y}},$$

$$\omega_6 = \sqrt{\frac{\sum (c_x \cdot y^2 + c_y \cdot x^2)}{J_z}},$$

де c_x, c_y, c_z — пружна жорсткість амортизаторів в напрямку X, Y, Z ; x, y, z — зсув центрів жорсткості амортизаторів щодо відповідних координатних осей (якщо початок координат збігається з центром мас); J_x, J_y, J_z — моменти інерції блоку відносно координатних осей; m — маса блоку [3, 8].

Відзначимо, що якщо в розглянутій конструкції центр мас блоку і центр жорсткості амортизаторів будуть збігатися, то це дозволить виключити перехресні зв'язки для трьох напрямків, тобто на переміщення центру мас блоку в напрямку осей буде впливати тільки сили, що лежать на цих осях.

Виходячи з вимог до даних амортизаторам, вони повинні мати однакову жорсткість по трьох осях, тобто повинна виконуватися умова $c_x = c_y = c_z = c_0$, тоді, введемо узагальнене значення власної частоти амортизатора:

$$\omega_0 = \omega_1 = \omega_2 = \omega_3 = \sqrt{\frac{3 \cdot c_0}{m}}, \quad (1)$$

де c_0 — лінійна жорсткість одного амортизатора.

Згідно з експертними оцінками власну частоту амортизатора доцільно вибрати рівною 70 Гц. При цьому $\omega_0 = 2 \cdot \pi \cdot 70$ рад/с [9].

Маючи величиною визначимо необхідну жорсткість амортизатора.

Так як:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{3 \cdot c_0}{m}} = 2 \cdot \pi \cdot 70,$$

то:

$$c_0 = \frac{1}{3} m \cdot 4 \cdot \pi^2 \cdot 4900 = 2,128 \cdot 10^5 \text{ Н/м.}$$

Ефективність віброізоляції оцінюють безрозмірним коефіцієнтом віброізоляції (при відсутності демпфірування $\xi = 0$):

$$k_R = \frac{a}{\eta_0 \cdot \omega^2} = \sqrt{\frac{1 + 4\xi^2 v^2}{(1 - v^2)^2 + 4v^2 \xi^2}} = \frac{1}{|1 - v^2|},$$

де збудження вібрації — кінематичне $\eta = \eta_0 \cos(\omega \cdot t)$; a, x_0 — амплітуди віброприскорень і вібропереміщення амортизатора щодо нерухомої основи, $v = \omega/\omega_0$; ω_0 — власна частота.

Реакцію системи з амортизаторами на очікувані вібраційні навантаження представимо у вигляді табл. 1.

З табл. 1 видно, що дана система віброзахисту задовольняє умовам експлуатації, але на частотах близьких до резонансних вимагає відповідного демпфування і обмежувачів переміщень.

По знайденому значенню визначимо параметри конструкції амортизатора, що забезпечують задану твердість.

6.2. Визначення параметрів конструкції амортизатора, що забезпечують необхідну жорсткість. Для проведення розрахунку жорсткісних характеристик амортизатора введемо наступні позначення:

Узагальнене переміщення:

$$q = \begin{bmatrix} u \\ \vartheta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} u_x \\ u_y \\ u_z \\ \vartheta_x \\ \vartheta_y \\ \vartheta_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} q_1 \\ q_2 \\ q_3 \\ q_4 \\ q_5 \\ q_6 \end{bmatrix}. \quad (2)$$

Узагальнена сила:

$$Q = \begin{bmatrix} P \\ M \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_x \\ P_y \\ P_z \\ M_x \\ M_y \\ M_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q_1 \\ Q_2 \\ Q_3 \\ Q_4 \\ Q_5 \\ Q_6 \end{bmatrix}. \quad (3)$$

Запишемо переміщення полюса для загального випадку:

$$\begin{aligned} u_x &= \delta_{11} \cdot P_x + \delta_{12} \cdot P_y + \delta_{13} \cdot P_z + \delta_{14} \cdot M_x + \delta_{15} \cdot M_y + \delta_{16} \cdot M_z; \\ u_y &= \delta_{21} \cdot P_x + \delta_{22} \cdot P_y + \delta_{23} \cdot P_z + \delta_{24} \cdot M_x + \delta_{25} \cdot M_y + \delta_{26} \cdot M_z; \\ u_z &= \delta_{31} \cdot P_x + \delta_{32} \cdot P_y + \delta_{33} \cdot P_z + \delta_{34} \cdot M_x + \delta_{35} \cdot M_y + \delta_{36} \cdot M_z; \\ \vartheta_x &= \delta_{41} \cdot P_x + \delta_{42} \cdot P_y + \delta_{43} \cdot P_z + \delta_{44} \cdot M_x + \delta_{45} \cdot M_y + \delta_{46} \cdot M_z; \\ \vartheta_y &= \delta_{51} \cdot P_x + \delta_{52} \cdot P_y + \delta_{53} \cdot P_z + \delta_{54} \cdot M_x + \delta_{55} \cdot M_y + \delta_{56} \cdot M_z; \\ \vartheta_z &= \delta_{61} \cdot P_x + \delta_{62} \cdot P_y + \delta_{63} \cdot P_z + \delta_{64} \cdot M_x + \delta_{65} \cdot M_y + \delta_{66} \cdot M_z. \end{aligned} \quad (4)$$

Перепишемо рівняння переміщення полюса в координатній формі в наступному вигляді:

$$\begin{cases} q_1 = \delta_{11} \cdot Q_1 + \delta_{12} \cdot Q_2 + \delta_{13} \cdot Q_3 + \delta_{14} \cdot Q_4 + \delta_{15} \cdot Q_5 + \delta_{16} \cdot Q_6; \\ q_2 = \delta_{21} \cdot Q_1 + \delta_{22} \cdot Q_2 + \delta_{23} \cdot Q_3 + \delta_{24} \cdot Q_4 + \delta_{25} \cdot Q_5 + \delta_{26} \cdot Q_6; \\ q_3 = \delta_{31} \cdot Q_1 + \delta_{32} \cdot Q_2 + \delta_{33} \cdot Q_3 + \delta_{34} \cdot Q_4 + \delta_{35} \cdot Q_5 + \delta_{36} \cdot Q_6; \\ q_4 = \delta_{41} \cdot Q_1 + \delta_{42} \cdot Q_2 + \delta_{43} \cdot Q_3 + \delta_{44} \cdot Q_4 + \delta_{45} \cdot Q_5 + \delta_{46} \cdot Q_6; \\ q_5 = \delta_{51} \cdot Q_1 + \delta_{52} \cdot Q_2 + \delta_{53} \cdot Q_3 + \delta_{54} \cdot Q_4 + \delta_{55} \cdot Q_5 + \delta_{56} \cdot Q_6; \\ q_6 = \delta_{61} \cdot Q_1 + \delta_{62} \cdot Q_2 + \delta_{63} \cdot Q_3 + \delta_{64} \cdot Q_4 + \delta_{65} \cdot Q_5 + \delta_{66} \cdot Q_6. \end{cases} \quad (5)$$

Таблиця 1

Граничні частоти віброприскорень для приладів систем управління, відповідні коефіцієнти віброізоляції і амплітуди переміщень

$f(g)$	30	50	100	200	500	1000	2000	5000
k_R	1,211	1,941	1,065	0,148	0,021	5,184E-3	1,291E-3	2,063E-4
$x_0(m)$	2,916E-4	9,343E-4	1,538E-3	5,7E-4	3,549E-4	2,495E-4	6,214E-5	9,932E-6

Примітка: f — граничні частоти віброприскорень для приладів систем управління; k_R — коефіцієнт віброізоляції при власній частоті амортизатора 70 Гц

Автори статті записали в матричній формі:

$$q = \Delta \cdot Q, \quad (6)$$

де $\Delta = [\delta_{ij}]$; $i, j = \overline{1,6}$ – матриця податливості (квадратна матриця розмірності (6×6)); δ_{ij} ($i, j = \overline{1,6}$) – елементи матриці податливості [10].

Матриця податливості Δ однозначно і повністю описує жорсткісні характеристики досліджуваної пружної конструкції.

Елемент матриці податливості δ_{ij} ($i, j = \overline{1,6}$) – це величина, чисельно рівна переміщення в i -ом напрямку при дії одиничної сили в j -ом напрямку:

$$\delta_{ij} = q_i \left| Q_j = 1, Q_k = 0 (\forall k, k \neq j) \right', \quad (7)$$

де δ_{ij} – діагональні елементи характеризують податливість пружного елемента у напрямку діючої сили $Q_i = 1$; δ_{ij} при $i, j = 1,3$ – ці елементи характеризують лінійну податливість пружного елемента (розмірність елементів (м/Н)); δ_{ij} при $i, j = 4,6$ – ці елементи характеризують кутову податливість пружного елемента (розмірність елементів (1/Мн)); δ_{ij} при $i = 1,3, j = 4,6$ і при $i = 4,6, j = 1,3$ – ці елементи характеризують перехресні зв'язки між кутовими і лінійними переміщеннями полюса (розмірність елементів (1/Н)).

Матрицю податливостей окремих елементів пружної конструкції будемо знаходити за допомогою інтеграла Мора.

Інтеграл Мора, що описує переміщення q_{oi} ($i = \overline{1,6}$) довільної точки пружного стрижня при дії зовнішнього навантаження, має наступний вигляд:

$$q_{oi} = \int_{(L)} \left(\frac{\overline{N}_{oi} \times N_{\text{вн}}}{E \times F} + k_y \times \frac{\overline{P}_{oi}^y \times P_{\text{вн}}^y}{G \times F} + k_z \times \frac{\overline{P}_{oi}^z \times P_{\text{вн}}^z}{G \times F} + \frac{\overline{M}_{oi}^{\text{кр}} \times M_{\text{вн}}^{\text{кр}}}{G \times J_{\text{кр}}} + \frac{\overline{M}_{oi}^y \times M_{\text{вн}}^y}{E \times J_y} + \frac{\overline{M}_{oi}^z \times M_{\text{вн}}^z}{E \times J_z} \right) dL,$$

де $N_{\text{вн}}, P_{\text{вн}}^y, P_{\text{вн}}^z, M_{\text{вн}}^{\text{кр}}, M_{\text{вн}}^y, M_{\text{вн}}^z$ – відповідні внутрішні зусилля, що виникають від дії зовнішнього навантаження; $\overline{N}_{oi}, \overline{P}_{oi}^y, \overline{P}_{oi}^z, \overline{M}_{oi}^{\text{кр}}, \overline{M}_{oi}^y, \overline{M}_{oi}^z$ ($i = \overline{1,6}$) – відповідні внутрішні зусилля, що виникають від дії полюсу O одиничного навантаження $Q_i = 1$ ($i = \overline{1,6}$) [11, 12].

На підставі інтеграла Мора і виразу (7) запишемо формулу для визначення елементів δ_{ij} ($i, j = \overline{1,6}$) матриці податливості пружних елементів амортизатора:

$$\delta_{ij} = \int_{(L)} \left(\frac{\overline{N}_i \cdot \overline{N}_j}{E \cdot F} + k_y \cdot \frac{\overline{P}_i^y \cdot \overline{P}_j^y}{G \cdot F} + k_z \cdot \frac{\overline{P}_i^z \cdot \overline{P}_j^z}{G \cdot F} + \frac{\overline{M}_i^{\text{кр}} \cdot \overline{M}_j^{\text{кр}}}{G \cdot J_{\text{кр}}} + \frac{\overline{M}_i^y \cdot \overline{M}_j^y}{E \cdot J_y} + \frac{\overline{M}_i^z \cdot \overline{M}_j^z}{E \cdot J_z} \right) \cdot dL. \quad (8)$$

Згідно виразу (8) є очевидним, що $\delta_{ij} = \delta_{ji}$ ($i, j = \overline{1,6}$).

Проведений розрахунок показав, що розрахована модель віброзахисту може ефективно працювати при різних умовах експлуатації. Разом з тим на конструкцію накладаються обмеження збігу центру мас і центру

жорсткості системи амортизації. У разі невиконання цієї умови в системі будуть присутні перехресні зв'язки, тобто на переміщення центру мас приладу в напрямку осей буде впливати не тільки сили, що лежать на цих осях. При розбіжності центру мас приладу і центру жорсткості системи амортизації необхідно провести доопрацювання моделі з метою повного виключення або максимально можливого зменшення наявної розбіжності. Цього можна досягти або зміщенням амортизаторів розрахованої конструкції, або зміною конструкції амортизаторів (зниженням кількості секцій, зменшенням зазорів та ін.).

7. Висновки

Після проведення розрахунків:

1. Отримано, що модель розрахунку пружинного амортизатора дає змогу розраховувати пружинний амортизатор для подальшого його ефективного використання в системі ударо- і віброзахисту в різноманітних умовах експлуатації.

2. Розв'язано задачу розбиття амортизатора на елементи та подано методику розрахунку жорсткісних параметрів амортизатора, яка дозволяє виявити недоліки конструкції на етапі проектування.

3. Подано математичну модель, за допомогою якої можна визначити зони, що мають низькі демпфіруючі характеристики.

Література

- Ильинский, В. С. Защита РЭА и прецизионного оборудования от динамических воздействий [Текст] / В. С. Ильинский. – М.: Радио и связь, 1982. – 295 с.
- Квасников, В. П. Система идентификации параметров и восстановления функциональных зависимостей в сложных технических системах [Текст] / В. П. Квасников, А. О. Шелуха // Вісник Інженерної академії України. – 2014. – № 4. – С. 68–73.
- Безвесільна, О. М. Експериментальні дослідження системи ударо- і віброзахисту НС [Текст] / О. М. Безвесільна, В. П. Квасников, А. Г. Ткачук // Вісник Інженерної академії України. – 2014. – № 1. – С. 55–59.
- Безвесільна, О. М. Система ударо- і віброзахисту системи стабілізації навігаційного комплексу легкої броньованої техніки [Текст] / О. М. Безвесільна, В. Г. Цірук // Технологічні комплекси. – 2014. – № 2. – С. 134–141.
- Безвесільна, О. М. Склад і принцип роботи системи ударо- і віброзахисту НС [Текст] / О. М. Безвесільна, В. П. Квасников, В. Г. Цірук, С. П. Маляров // Вісник Інженерної академії України. – 2014. – № 1. – С. 77–80.
- Özgülven, H. N. Suppressing the first and second resonances of beams by dynamic vibration absorbers [Text] / H. N. Özgülven, V. Çandır // Journal of Sound and Vibration. – 1986. – Vol. 111, № 3. – P. 377–390. doi:10.1016/s0022-460x(86)81399-2
- Pilkey, W. D. Optimization of Parameters of Shock Isolator with Preview Control [Text] / W. D. Pilkey, S. V. Purtseov // Proceedings of International Conference on Physics and Control. – Russia, Saint Petersburg, August 24–26, 2005. – P. 330–334. doi:10.1109/physcon.2005.1514002
- Веркович, Г. А. Справочник конструктора точного приборостроения [Текст] / Г. А. Веркович, Е. Н. Головенкин, В. А. Голубков; под общ. ред. К. Н. Явленского и др. – Л.: Машиностроение, Ленинградское отделение, 1989. – 792 с.
- Ригли, У. Теория, проектирование и испытание гирокоспов [Текст] / У. Ригли, У. Холлистер, У. Денхард. – М.: Мир, 1972. – 416 с.
- Пановко, Я. Г. Устойчивость и колебания упругих систем [Текст] / Я. Г. Пановко, И. И. Губанова. – М.: Наука, 1967. – 352 с.

11. Одинцов, А. А. Теория и расчет гироскопических приборов [Текст] / А. А. Одинцов. — Киев: Вища школа, 1985. — 392 с.
12. Первицкий, Ю. Д. Расчет и конструирование точных механизмов [Текст] / Ю. Д. Первицкий. — Л.: Машиностроение, Ленинградское отделение, 1976. — 456 с.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЖЕСТКОСТНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПРУЖИННЫХ АМОРТИЗАТОРОВ

В статье рассмотрен и проанализирован подход к расчету жесткости пружинных амортизаторов, которые могут применяться в навигационных системах, предложен метод расчета параметров жесткости с помощью интеграла Мора. Разработана математическая модель и проведен качественный расчет параметров жесткости, что позволяет улучшить амортизационные характеристики амортизаторов при воздействии на них ударов и вибраций.

Ключевые слова: расчет, амортизатор, жесткость, навигационные системы, вибрация, удары, демпфирующие характеристики.

Квасніков Володимир Павлович, доктор технічних наук, професор, заслужений метролог України, завідувач кафедри

комп'ютеризованих електротехнічних систем та технологій, Національний авіаційний університет, Київ, Україна.

Возняковський Андрій Олегович, аспірант, кафедра комп'ютеризованих електротехнічних систем та технологій, Національний авіаційний університет, Київ, Україна, e-mail: andvzmk@gmail.com.

Квасніков Володимир Павлович, доктор технічних наук, професор, заслужений метролог України, завідувач кафедри комп'ютеризованих електротехнічних систем та технологій, Національний авіаційний університет, Київ, Україна.

Возняковський Андрій Олегович, аспірант, кафедра комп'ютеризованих електротехнічних систем та технологій, Національний авіаційний університет, Київ, Україна.

Kvasnikov Volodimir, National Aviation University, Kyiv, Ukraine. Vozniakovskiy Andrii, National Aviation University, Kyiv, Ukraine, e-mail: andvzmk@gmail.com

УДК 681.3.06

DOI: 10.15587/2312-8372.2016.71780

**Ащепкова Н. С.,
Кулагин А. Д.**

УПРАВЛЕНИЕ КОНВЕРСИЕЙ ИНТЕРНЕТ-МАГАЗИНА

Представлены результаты экспериментального исследования системы управления конверсией интернет-магазина. Рассмотрены наиболее популярные стратегии модернизации сайта: изменение количества областей продающих страниц, изменение цвета и размеров областей продающих страниц, добавление ниспадающих меню. Для трех стратегий представлены отношения полученной дополнительной прибыли к затратам на совершенствование продающих страниц. Проанализирована эффективность системы управления спросом.

Ключевые слова: веб-сайт, конверсия, система управления, стратегия, модернизация, сегмент рынка, продающая страница.

1. Введение

Интернет торговля — динамически развивающаяся отрасль, без которой тяжело представить себе современный рынок. Онлайн-продажи стали неотъемлемой частью экономики любого государства. Статистика показывает, что люди, еще совсем недавно относившиеся с опаской к покупкам в сети, сейчас активно пользуются такой возможностью. В современном мире трудно найти человека, который хоть раз бы не посетил интернет-магазин. Количество операций и объем прибыли в данном секторе бизнес пространства растут невероятно быстро, что оказывает все большее влияние на экономику отдельных государств и мировую экономику в целом.

На определенном этапе развития бизнеса владельцы интернет-магазинов приходят к выводу о необходимости создания технической поддержки (системы управления) спросом. Желание повысить доход от продаж в сети можно представить как максимизацию количества посетителей и повышение эффективности, т. е. увеличение уровня продаж (конверсии).

Актуальность данной работы заключается в востребованности научно обоснованных методик для получения

лидирующих позиций на рынке при постоянном росте количества интернет-магазинов и увеличении конкуренции. Бизнес вынужден искать способы привлечения все более широкой целевой аудитории именно к их приложениям, с этой целью проектируются социальные системы взаимодействия с пользователем.

2. Объект исследования и его технологический аудит

Объектом исследования является стратегия модернизации веб-сайта: его конструкции, количества областей продающих страниц, наличия ниспадающих меню и подсказок, дизайна продающих страниц, их цветового решения, яркости и т. д.

Для удержания интереса покупателей дизайн веб-сайта периодически обновляется и модернизируется (добавляются новые сервисы в виде «горячих» клавиш, подсказок и on-line консультаций). При модернизации веб-сайта возможно использование множества стратегий. Выбор стратегии модернизации необходимо проводить из соображений эффективности, оптимизируя соотношение «затраты на модернизацию — увеличение