

**НЕЙТРАЛЬНЫЕ ДЕФЕКТЫ МЛЭ ПЛЕНОК CdHgTe**

Е.И. Фищич

Проведены электрофизические и оптические исследования дефектной структуры пленок CdHgTe, выращенных молекулярно-лучевой эпитаксией (МЛЭ). Показано, что особенностью данных пленок является наличие нейтральных дефектов, формирующихся на стадии роста и присущих материалу, выращенному методом МЛЭ. Предполагается, что этими нейтральными дефектами являются наноконфлекссы Te. При ионном травлении они активируются междоузельной ртутью и формируют донорные центры с концентрацией  $\sim 10^{17} \text{ см}^{-3}$ , что дает возможность обнаруживать эти дефекты с помощью измерений электрических параметров материала. При легировании CdHgTe мышьяком с высокотемпературным крекингом присутствующий в потоке мышьяка димер  $\text{As}_2$  блокирует наноконфлекссы Te с формированием донорных комплексов  $\text{As}_2\text{Te}_3$ . Результаты электрофизических исследований сравниваются с данными исследований, выполненных микрорамановской спектроскопией.

**Ключевые слова:** CdHgTe, нейтральные дефекты, ионное травление, микрорамановская спектроскопия.

**NEUTRAL DEFECTS MBE FILMS CdHgTe**

O. Fitsych

Electro-physical and optical investigations of defect structure of CdHgTe films grown by molecular-beam epitaxy (MBE) were carried out. It was shown that the films contained neutral defects, which were formed at the stage of the growth and were specific to MBE-grown material. It is suggested that the defects in question are tellurium nanocomplexes. Under ion milling, these defects are activated by interstitial mercury and form donor centers with concentration of  $\sim 10^{17} \text{ cm}^{-3}$ , which makes it possible to detect them with the use of electrical measurements. It is shown also, that under arsenic doping of CdHgTe with high-temperature cracking, the dimers  $\text{As}_2$  in the arsenic flux block formation of neutral Te nanocomplexes with formation of  $\text{As}_2\text{Te}_3$  donor complexes. The results of electro-physical investigations are compared to these of micro-Raman spectroscopy.

**Key words:** CdHgTe, neutral defects, ion milling, micro-Raman spectroscopy.

УДК 629.113

О.І. Хитряк

Національна академія сухопутних військ імені гетьмана П. Сагайдачного, Львів

**ДИНАМІКА БОЙОВОГО МОДУЛЯ ІЗ НЕЛІНІЙНОЮ ПРУЖНОЮ ХАРАКТЕРИСТИКОЮ ПІДКРІПЛЕННЯ**

Досліджуються кутові коливання бойового модуля, який розміщений на бойовій колісній машині за допомогою платформи із нелінійною пружною характеристикою підкріплення. Розглянуто автономний випадок, вплив сили опору. Представлено аналітичні методи побудови розв'язку відповідних моделей динаміки бойового модуля з використанням методу Ван-дер-Поля та періодичних Атеб-функцій. Отримані результати є передумовою до оцінки впливу кутових коливань на точність стрільби з ходу при русі по пересіченій місцевості та формування конструкторських рішень щодо зменшення цих коливань.

**Ключові слова:** динаміка бойового модуля, нелінійно-пружні елементи, Атеб-функції, методи збурень.

**Актуальність досліджень та огляд основних результатів**

Рух по бездоріжжю складає значну частину всього терміну експлуатації бойових колісних машин (БКМ). За таких умов мають місце безперервні коливання підресорених та невідресорених частин автомобіля, що передаються на бойовий модуль (БМ), який

транспортується. Це призводить до зменшення точності під час стрільби з ходу. Застосування систем стабілізації БМ із скорострільними малокаліберними гарматами на сучасних БКМ, є великим кроком вперед у підсиленні їх вогневої потужності. В той же час зростаючі темпи ведення сучасного бою вимагають високої мобільності військ, їх швидкого маневрування на полі бою. Це в свою чергу зумовлює необхідність

підвищення максимальних та середніх швидкостей руху БКМ пересіченою місцевістю. Як наслідок виникають значні кутові коливання як корпусу БКМ так і БМ. Останнє, а також велика геометрична віддаленість БМ від центру ваги БКМ, великі кути підвищення озброєння та велика відстань між опорами (колесами) (на відміну від гусеничної стрічки, яка охоплює всі опорні катки на борту) суттєво знижують точність стрільби при веденні стрільби з ходу і компенсуються лише скорострільністю та збільшенням кількості боеприпасів, що необхідна для ураження цілі.

Часткове вирішення описаної проблеми висвітлене у роботі [1]. Тут запропоновано БМ, що транспортується, розміщувати на платформі, яка з'єднана із кузовом певними пружними елементами. Вони, служать для зменшення відносних коливань, що передаються від автомобіля на БМ.

Дана робота присвячена вивченню динаміки БМ для випадку нелінійної пружної характеристики [2] елементів, якими з'єднана платформа з БМ із кузовом автомобіля. З цією метою розроблено аналітичну методику дослідження диференціальних рівнянь, що отримані на основі математичної моделі наведеної у [1] із урахуванням прийнятих нелінійних пружних характеристик системи підпружинення. Отримано звичайні неоднорідні диференціальні рівняння другого порядку із степеневою нелінійністю. Для побудови розв'язків їх лінійних аналогів використано періодичні Атеб-функцій [3, 4]. Розглянуто автономний випадок. Для визначення основних параметрів коливань використано основні ідеї методів збурень [5]. Окремо розглянуто випадок впливу сили опору на кутові коливання БМ.

Отримано аналітичні залежності, які визначають амплітудно-частотні характеристики кутових коливань БМ у залежності від амплітуди, параметрів нелінійно-пружної системи підкріплення, для довільних нелінійних силових чинників. Вони можуть бути корисними для уточнення конструкторських рішень вже під час проектування запропонованої у [1] системи кріплення БМ на БКМ. Також проведене дослідження є передумовою до оцінки впливу кутових коливань на точність стрільби з ходу при русі по пересіченій місцевості та формування ефективних рішень щодо зменшення цих коливань та відповідно підвищення влучності БМ.

Слід відзначити, що в той час коли питанням динаміки БКМ присвячена ціла низка праць [6-8], питанням захисту від надмірних коливань, при транспортуванні, об'єктів встановлених на автомобілі, недостатньо уваги.

#### Постановка задачі.

При наїжджанні БКМ на нерівності місцевості виникають кутові коливання як автомобіля, так і БМ із значними амплітудами. Вони змінюють кут наведення зброї, спричиняючи збільшення розсіювання снарядів. Саме тому із точки зору підвищення ефективності стрільби доцільно зупинитися на вивченні саме кутових коливань досліджуваної механічної системи.

З цією метою БМ моделюємо у вигляді твердого тіла, що розташоване на платформі, яка підкріплена до корпусу БКМ низкою пружних елементів. Таке дослідження по своїй суті є продовженням праць [1, 9] з тією відмінністю, що у вказаних працях розглядалися лише власні вільні коливання. Ми ж досліджуємо динаміку БМ з урахуванням нелінійних силових чинників.

Вважаємо, що фізична модель являє собою систему двох тіл (рис.1), що здійснює кутові коливання відносно центру мас. Вказані коливання забезпечуються рухом по пересіченій місцевості, амортизаційними елементами БКМ та пружним підкріпленням платформи із БМ. У даній роботі обмежимося вивченням лише кутових коливань БМ (рис.2), при цьому  $\varphi(t)$  – кут його відхилення від рівноважного положення в довільний момент часу. Пружну характеристику елементів підкріплення платформи із БМ вважаємо нелінійною відносно характеру зв'язку із переміщенням та силою. Така модель більш точно описує реальний процес, ніж лінійна, адже відомо, що характеристики амортизаторів у більшості випадків є нелійними [2] та дозволяє описувати широкий спектр пружних елементів. Одночасно вона дає можливість, на основі використання спеціальних Атеб-функцій [3, 4], отримати у замкнутому вигляді залежність частоти власних коливань від амплітуди та параметрів нелінійності.

Зважаючи на вказане вище, характеристику пружного елемента будемо описувати у вигляді

$$F = c \cdot (\Delta l)^{\nu+1}, \quad (1)$$

де:  $c$  – коефіцієнт пропорційності;  $\Delta l$  – його деформація;  $\nu$  – параметр, який вказує на відмінність характеристик пружного елемента від лінійної.

Не зменшуючи загальності вважаємо, що пружні елементи характеризуються різними коефіцієнтами пропорційності  $c_{21} \neq c_{22}$  – коефіцієнти пропорційності пружин лівого та правого амортизаційного пристрою платформи із БМ.

Розглядаючи кутові коливання, враховуємо, що сумарне видовження лівої та правої пружин дорівнюють  $\Delta l = \varphi l_{21} + \Delta_{cm}$  та  $\Delta l = \varphi l_{22} + \Delta_{cm}$  відповідно. Сили пружності, які виникають у цих амортизаційних елементах, описується залежностями

$$F_{21} = c_{21}(\varphi l_{21} + \Delta_{cm})^{\nu+1}, \quad (2)$$

$$F_{22} = c_{22}(\varphi l_{22} - \Delta_{cm})^{\nu+1}. \quad (3)$$

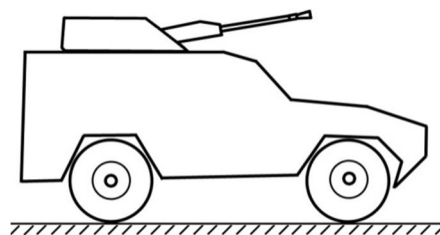


Рис. 1. Схематична модель БКМ із БМ

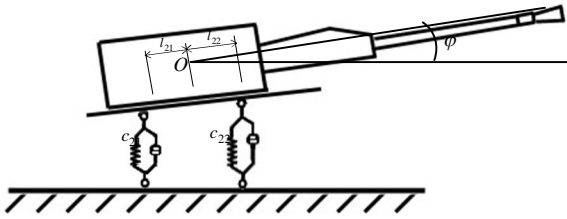


Рис. 2. Деталізована схематична модель підпружинення платформи із БМ

У наведених співвідношеннях  $l_{21}$ ,  $l_{22}$  – модуль величини різниці координат відносно осі абсцис центру мас БМ і верхньої лівої та правої пружин відповідно.

Отже, сумарно, робота сил на можливому обертанні дорівнює

$$dA = F_{21}l_{21}d\varphi + F_{22}l_{22}d\varphi. \quad (4)$$

Узагальнена сила по координаті  $\varphi$  дорівнює

$$Q_{\varphi} = F_{21}l_{21} + F_{22}l_{22}.$$

Враховуючи залежності (2) і (3) запис узагальненої сили буде наступний

$$Q_{\varphi} = c_{21}(\varphi l_{21} + \Delta_{cm.})^{v+1} l_{21} + c_{22}(\varphi l_{22} - \Delta_{cm.})^{v+1} l_{22}.$$

З використанням рівняння Лагранжа другого роду [10] для опису рух механічної системи отримуємо диференціальне рівняння, що описує власні кутові коливання вантажу

$$I\ddot{\varphi} + \alpha^2 \varphi^{v+1} = \bar{f}(\varphi), \quad (5)$$

де  $I$  – момент інерції вантажу відносно його центру мас,

$$\alpha^2 = (c_{21}l_{21}^{v+2} + c_{22}l_{22}^{v+2}).$$

$$\bar{f}(\varphi) = ((v+1)\Delta_{cm.}\alpha_1\varphi^v + 0,5v(v+1)\Delta_{cm.}^2\varphi^{v-1});$$

$$\alpha_1 = (c_{21}l_{21}^{v+1} + c_{22}l_{22}^{v+1}); \alpha_2 = (c_{21}l_{21}^v + c_{22}l_{22}^v).$$

Рівняння (5) відноситься до класу сильно нелінійних. У роботі [9] побудовано його розв'язок за умови, що  $\bar{f}(\varphi) = 0$  з використанням спеціальних Атеб-функцій [3,4]. У [9] зазначено, що він має вигляд

$$\varphi = \varphi_0 \text{ca}(v+1,1, \omega(\varphi_0)t + \psi_0), \quad (6)$$

а частота власних коливань обчислюється за формулою

$$\omega^2 = (c_{21}l_{21}^{v+2} + c_{22}l_{22}^{v+2})\varphi_0^{\frac{v}{2}}(v+2)I^{-1} \quad (7)$$

Тут  $\psi_0$  – початкова фаза вказаних коливань,  $\varphi_0$  – амплітуда, а  $\omega(\varphi_0)$  – частота кутових коливань,  $\text{ca}(v+1,1, \omega(\varphi_0)t + \psi_0)$  – косинус Атеб-функції відповідних аргументів.

Для лінійного випадку константи  $\varphi_0, \psi_0$  визначаються із початкових умов

$$\varphi|_{t=0} = \tilde{\varphi}_0, \quad \dot{\varphi}|_{t=0} = v_0.$$

Тут  $\tilde{\varphi}_0$  – початкове кутове зміщення БМ від положення статичної рівноваги,  $v_0$  – кутова складова його швидкості руху у початковий момент часу.

Примітка. Розв'язок (6) є 2П - періодичний по фазі, причому  $\Pi = \frac{1}{2}B\left(\frac{1}{2}, \frac{1}{v+2}\right)$  – період Атеб-функції;

$B\left(\frac{1}{2}, \frac{1}{v+2}\right)$  – Beta-функція [3].

Взагалі кажучи, рух по пересіченій місцевості БКМ спричиняє періодичні збурення БМ, які математично відображаються наявністю певних гармонічних функцій у правій частині рівняння (5) [11, 12]. В той же час врахування впливу демпферних пристроїв пружних елементів підкріплення платформи, які гасять коливання при русі по нерівній дорозі, відбувається за рахунок наявності поліномів від переміщення та швидкості [13]. Отож для оцінки інтегрованого впливу різного роду нелінійних силових чинників (таких як сила опору) необхідно побудувати розв'язок нелінійного диференціального рівняння

$$I\ddot{\varphi} + \alpha^2 \varphi^{v+1} = \bar{f}(\varphi) + f(\varphi, \dot{\varphi}). \quad (8)$$

Функція  $f(\varphi, \dot{\varphi})$  у загальному випадку описує нелінійні силові чинники довільного типу. Вважаємо, що між відновлюючою силою та нелінійною силовою характеристикою існує зв'язок

$$\max \alpha^2 \varphi^{v+1} \gg \max(\bar{f}(\varphi) + f(\varphi, \dot{\varphi})).$$

Зокрема, відомо [13], що максимальний момент пружних характеристик амортизаційних елементів відносно осі, яка проходить через центр платформи із БМ і перпендикулярна до площини руху є величиною, яка значно перевищує максимальний моменту сил опору демпферних пристроїв відносно вказаної осі. Вказане дозволяє використати для знаходження розв'язку (8) основну ідею методу Ван-дер-Поля [5].

В першому наближенні розв'язок незбуреної крайової задачі (5) можна також трактувати і за розв'язок збуреної (8), із тією лише різницею, що нелінійні сили спричиняють зміну в часі амплітуди та фази коливань [5, 11-13]. Проблема полягає у знаходженні співвідношень, які визначають закони зміни зазначених параметрів залежно від вигляду правої частини рівняння (8).

Із врахуванням вказаного, перше наближення розв'язку (8) будемо шукати у вигляді

$$\varphi = \varphi_0(t) \text{ca}(v+1,1, \omega(\varphi_0(t))t + \psi_0(t)), \quad (9)$$

де  $\psi = \omega(\varphi_0(t))t + \psi_0(t)$ .

Функції  $\varphi_0(t)$  і  $\psi_0(t)$  є невідомими, і їх необхідно знайти таким чином, щоб (9) із точністю до величин другого порядку мали задовольняти рівнянню (8).

Враховуючи наведене, шляхом диференціювання по  $t$  із (9) маємо

$$\varphi = \dot{\varphi}_0 \operatorname{sa}(\nu + 1, 1, \psi) - \frac{2}{\nu + 2} \varphi_0 \times \\ \times \operatorname{sa}(1, \nu + 1, \psi) \left( \frac{d\omega(\varphi_0)}{d\varphi_0} \dot{\varphi}_0 t + \omega(\varphi_0) + \dot{\psi}_0 \right)$$

Приймаючи до уваги, що у незбуреному випадку  $\dot{\varphi}$  приймає вигляд

$$\dot{\varphi} = -\frac{2\omega(\varphi_0)}{\nu + 2} \varphi_0 \operatorname{sa}(\nu + 1, 1, \psi), \quad (10)$$

отримаємо перше диференціальне рівняння, яке зв'язує невідомі параметри  $\dot{\varphi}_0$  і  $\dot{\psi}_0$ ,

$$\dot{\varphi}_0 \operatorname{sa}(\nu + 1, 1, \psi) - \frac{2}{\nu + 2} \varphi_0 \operatorname{sa}(1, \nu + 1, \psi) \times \\ \times \left( \frac{d\omega(\varphi_0)}{d\varphi_0} \dot{\varphi}_0 t + \dot{\psi}_0 \right) = 0 \quad (11)$$

Наступним диференціюванням (11) отримуємо

$$\ddot{\varphi} = -\frac{2}{\nu + 2} \left( \dot{\varphi}_0 \omega(\varphi_0) + \varphi_0 \dot{\varphi}_0 \frac{d\omega(\varphi_0)}{d\varphi_0} \right) \operatorname{sa}(\nu + 1, 1, \psi) - \frac{2}{\nu + 2} \times \\ \times \left( \varphi_0 \omega^2(\varphi_0) + \dot{\psi}_0 \varphi_0 \omega(\varphi_0) \right) \operatorname{ca}^{\nu+1}(\nu + 1, 1, \psi). \quad (12)$$

Підставляючи у (8) співвідношення (9) та (12), отримуємо друге диференціальне рівняння, яке зв'язує невідомі параметри  $\dot{\varphi}_0$  і  $\dot{\psi}_0$ .

$$-\frac{2\omega(\varphi_0)}{\nu + 2} \left( \dot{\varphi}_0 \operatorname{sa}(\nu + 1, 1, \psi) \left( 1 + \frac{\nu}{2} \right) + \dot{\psi}_0 \varphi_0 \operatorname{ca}^{\nu+1}(\nu + 1, 1, \psi) \right) = \\ = I^{-1} \left( \bar{f}(\varphi_0) + f(\varphi_0, \dot{\varphi}_0) \right) \quad (13)$$

Отримана система диференціальних рівнянь (11), (13) визначає шукані величини у вигляді

$$\dot{\varphi}_0 = \frac{-1}{\omega(\varphi_0)I} \left( \bar{f}(\varphi_0) + f(\varphi_0, \dot{\varphi}_0) \right) \operatorname{sa}(\nu + 1, 1, \psi); \\ \dot{\psi}_0 = \frac{-(\nu + 2)}{2\varphi_0 \omega(\varphi_0)I} \left( \bar{f}(\varphi_0) + f(\varphi_0, \dot{\varphi}_0) \right) \operatorname{ca}(\nu + 1, 1, \psi). \quad (14)$$

Здійснимо усереднення [5] правих частин диференціальних рівнянь (14) по фазі за один період коливань. Справедливість такого усереднення обумовлена тим, що розглядаються нелінійні коливальні процеси у широкому діапазоні зміни часу. Отож для першого наближення система диференціальних рівнянь (14) рівносильна наступній:

$$\dot{\psi}_0 = \omega(\varphi_0) - \frac{(\nu + 2)}{4\pi\varphi_0\omega(\varphi_0)I} \int_0^{2\pi} \left( \bar{f}(\varphi_0, \psi) + f(\varphi_0, \psi) \right) \operatorname{ca}(\nu + 1, 1, \psi) d\psi,$$

$$\dot{\varphi}_0 = \frac{-1}{2\pi\omega(\varphi_0)I} \int_0^{2\pi} \left( \bar{f}(\varphi_0, \psi) + f(\varphi_0, \psi) \right) \operatorname{sa}(\nu + 1, 1, \psi) d\psi; \quad (15)$$

На основі отриманих співвідношень визначимо вплив сили опору на динаміку БМ у автономному випадку.

Відомо [13], що у загальному випадку сила опору амортизаційних елементів залежить від їх відносного переміщення та швидкості. Математично для механічної системи, що досліджується, її можна подати у вигляді

$$f(\varphi, \dot{\varphi}) = (\gamma_1 l_{21} + \gamma_2 l_{22}) \dot{\varphi}^n \varphi^m \dot{\varphi}, \quad (16)$$

де  $\gamma_i$  – сталі,  $m, n$  – числа, які характеризують нелінійний закон зміни сили опору. Оскільки відновлююча сила є набагато більшою від сили опору, то для вказаного випадку можна застосувати викладену вище теорію. Таким чином, закони зміни в часі амплітуди та частоти кутових коливань БМ спричинені наявністю сил опору визначаються із системи диференціальних рівнянь

$$\dot{\varphi}_0 = \frac{-\varepsilon(\gamma_1 l_{21} + \gamma_2 l_{22}) \omega^n(\varphi_0)}{2\pi I} \varphi_0^{n+m+1} \left( \frac{2}{\nu + 2} \right)^{n+1} \times \\ \times \int_0^{2\pi} \operatorname{ca}^m(1, \nu + 1, \psi) \operatorname{sa}^{n+2}(\nu + 1, 1, \psi) d\psi; \\ \dot{\psi}_0 = \frac{-\varepsilon(\gamma_1 l_{21} + \gamma_2 l_{22}) \omega^n(\varphi_0)}{2\pi I} \varphi_0^{n+m} \left( \frac{2}{\nu + 2} \right)^n \times \\ \times \int_0^{2\pi} \operatorname{ca}^{m+1}(1, \nu + 1, \psi) \operatorname{sa}^{n+1}(\nu + 1, 1, \psi) d\psi.$$

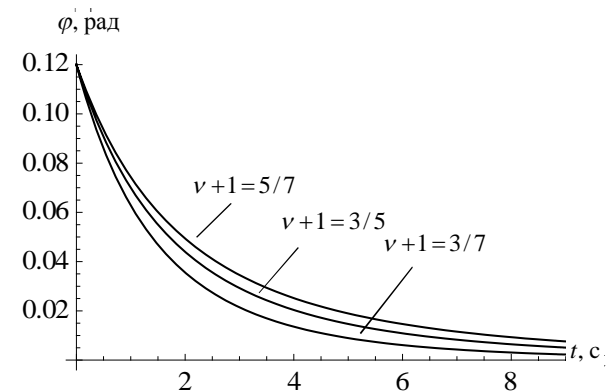


Рис.2. Залежність в часі амплітуди кутових коливань за різних значень не лінійності

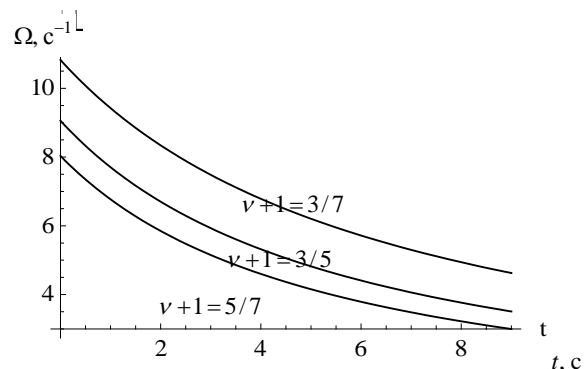


Рис.3. Залежність в часі частоти кутових коливань за різних значень не лінійності

На графіках представлені залежності зміни в часі амплітуди  $\varphi$  поздовжньо-кутових коливань та частоти  $\Omega$  за наступних значень параметрів:  $n = 0, m = 0, \varphi_0 = 0,12$  рад,  $l_{21} = 0,7$  м,  $l_{22} = 0,7$  м,  $\gamma_{21} = 13$ ,  $\gamma_{22} = 14$ ,  $c_{21} = 8000$ ,  $c_{22} = 8000$ ,  $I = 14,05$  кг·м<sup>2</sup> на часовому проміжку  $t = [0,10]$  сек.

### Висновки

Отримані аналітичні та графічні залежності показують, що частота та амплітуда кутових коливань залежить від пружних характеристик системи підпружинення, геометричних характеристик компоновки БМ, його моменту інерції та нелінійних і періодичних силових чинників. У випадку, коли враховується нелінійна характеристика підпружинення БМ, тобто  $\nu \neq 0$ , навіть власна частота динамічного процесу залежить від амплітуди. Нелінійно-пружні характеристики системи підпружинення суттєво впливають на частоту та амплітуду власних коливань, причому для більших значень степеня нелінійності (параметра  $\nu$ ) частота є менша, а амплітуда – більша. Нелінійні сили опору приводять до швидкого затухання поздовжньо-кутових коливань, причому швидкість затухання визначається параметрами  $\gamma_{21}$ ,  $\gamma_{22}$ ,  $n$ ,  $m$ .

Отримані результати можуть бути основою для досліджень динаміки БМ при русі БКМ по пересіченій місцевості.

### Список літератури

1. Величко Л.Д. Оцінка впливу характеристик підпружинення на коливання встановлених на транспортні засоби об'єктів / Л.Д. Величко, О.С. Петрученко, А.О. Дзюба // *Машинобудування та металообробка, Інженерна механіка, Механіка та матеріалознавство*. - Луцьк, 2014. - Вип. №46. - С.50 - 54
2. Успенский И. Н. Проектирование подвески автомобиля. / И. Н. Успенский. - Горький. - 1971. - с.254.
3. Сеник П.М. Обернення неповної Beta-функції / *Укр. мат. журн.* - 1969. - 21, №3. - С. 325-333.

4. Сеник П.М. Про Ateb-функції / *Доп. АН УРСР*. - 1968. - №1. - С. 23-26.
5. Найфе А. Х. Методы возмущений / А. Х. Найфе. - М.: Мир, 1976. - 456 с.
6. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. - М.: Машиностроение, 1972. - 392с.
7. Яценко Н.Н. Плавность хода грузовых автомобилей / Н.Н. Яценко, О.К. Прутчиков. - М. Машиностроение, 1969. - 219 с.
8. Обеспечение плавности хода при проектировании легкового автомобиля с учетом влияния потерь на трение в подвеске : автореф. дисс. на соискание учен. степени канд. техн. наук. - Тольятти, 2008. - 26 с.
9. Петрученко О.С. Вплив нелінійного підпружинення БМ на його амплітудно-частотні характеристики / О.С. Петрученко // - Львів: Військово-технічний збірник Академії сухопутних військ ім. гетьмана П.Сагайдачного № 12. - 2015. - С.45-47.
10. Гаральд Іро. Класична механіка / Переклад з нім. Гайда Р., Головач Ю.-Л.: В-во ЛНУ ім. І.Франка, 1999. - 464с.
11. Величко Л.Д. Динаміка гусеничних транспортних засобів по пересіченій місцевості / Л.Д. Величко, Ю.А. Чаган // *Лісове господарство, лісова, паперова і деревообробна промисловість*. - Львів: УДЛТУ. - 2011. - Вип. 21.4. - С. 346-352.
12. Hrubel M. Influence of characteristics of wheeled vehicle suspensions of its road-holding along curved stretches of track/ Hrubel M., R. Naniivskyi, M. Sokil// *Science & military*. 2014. -Vol. 9, -№ 1, -p.15-19. Liptovscy Mikulas, Slovak Republska.
13. Чаган Ю.А. Вплив характеристик амортизаторів на нелінійні вертикальні коливання корпусу гусеничних транспортних засобів / Ю.А. Чаган // - Львів: Військово-технічний збірник Академії сухопутних військ ім. гетьмана П.Сагайдачного № 2(5). - 2011. - С.79-82.
10. Сеник П.М. Про табулювання періодичних Ateb-функцій / П.М.Сеник, А.М. Возний // *Доп. АН УРСР*. - 1969. - №12. - С. 1089-1092.
11. Rosenberg R.M. Normal models of nonlinear dual - Mode Systems / R.M. Rosenberg // *J. of Appl. Mech.* June - 1960. - P. 263-268.

**Рецензент:** д.т.н., проф. І.В. Кузьо, кафедра «Механіки та автоматизації машинобудування» Національний університет «Львівська політехніка», Львів.

### ДИНАМИКА БОЕВОГО МОДУЛЯ С НЕЛИНЕЙНО УПРУГОЙ ХАРАКТЕРИСТИКОЙ ПОДКРЕПЛЕНИЕ

О.И. Хытряк

Исследуются угловые колебания боевого модуля, который расположен на боевой колесной машине с помощью платформы с нелинейной упругой характеристикой подкрепления. Рассмотрен автономный случай, влияние силы сопротивления. Представлены аналитические методы построения решения соответствующих моделей динамики боевого модуля с использованием метода Ван-дер-Поля и периодических Ateb-функций. Полученные результаты являются предпосылкой к оценке влияния угловых колебаний на точность стрельбы с ходу при движении по пересеченной местности и формированию конструкторских решений по уменьшению этих колебаний.

**Ключевые слова:** динамика боевого модуля, нелинейно-упругие элементы, Ateb-функции, методы возмущений.

### THE DYNAMICS OF COMBAT MODULE WITH NONLINEAR ELASTIC SUPPORT CHARACTERISTICS

O. Khytriak

The angular combat module oscillations are investigated. The combat module is situated in the combat vehicle platform using a nonlinear elastic characteristic support. The non autonomous and autonomous cases, the influence of resistance force are considered. The analytical methods for constructing solutions of appropriate models of combat module dynamics are presented by the using the Van der Pol and Ateb-periodic functions. The obtained results is the basis for evaluation of influence of angular oscillations on shooting accuracy on the move on rough terrain forming design solutions to reduce these vibrations.

**Key words:** dynamics of combat module, nonlinear elastic elements, Ateb-function perturbation methods.