

УДК 629.113

РОЗРАХУНКОВІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ПЛАВНОСТІ ХОДУ СПЕЦІАЛІЗОВАНОГО ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ З СИСТЕМОЮ ПІДРЕСОРЮВАННЯ ЩО МАЄ КВАЗІНУЛЬОВУ ЖОРСТКІСТЬ ПРИ ВИПАДКОВИХ ЗБУРЕННЯХ НЕРІВНОСТЯМИ ДОРОГИ

О.О. Ларін^{1*}, к.т.н., доцент; О.О. Водка¹, к.т.н., Р.О. Кайдалов², к.т.н., доцент, В.М. Баштовий²

¹ Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Україна

² Національна Академія Національної гвардії України

ІНФОРМАЦІЯ ПРО СТАТТЮ

Надійшла до редакції: 15.06.2016

Пройшла рецензування: 18.07.2016

Ключові слова:

спеціалізовані транспортні засоби, плавність ходу, нелінійне підресорювання, системи із квазінульовою жорсткістю, випадкові вимушені коливання нелінійних систем

АНОТАЦІЯ

Стаття присвячена вивченню ефективності застосування нелінійного дворівневого підресорювання спеціальних транспортних засобів, яке спрямоване на підвищення плавності їх ходу. Побудовано математичну нелінійну модель даного транспортного засобу, на основі якої проведено серію досліджень її випадкових коливань що виникають в наслідок дії нерівностей дорожньої основи під час руху транспортного засобу. Наведено результати порівняльного аналізу щодо частот та амплітуд коливань які встановлюються в транспортному засобі в лінійній та запропонованій дворівневій нелінійній компоновках при випадковому у часі збудженні, що прикладається до коліс даного транспортного засобу

Вступ. Вантажні та пасажирські перевезення автомобільним транспортом є важливою частиною сучасної економіки будь-якої країни. Плавність ходу транспортних засобів (ТЗ), звичайно є однією з важливих характеристик, що забезпечують безпечність та комфорт транспортування. При цьому слід зазначити, що перевезення деяких категорій товарів (небезпечних та вібросутливих вантажів) вимагає зниження вібраційного навантаження, щоб уникнути пошкодження вантажу або навіть виникнення надзвичайних ситуацій [1-3]. Динамічне навантаження, яка впливає на пасажирів і вантажів обумовлено впливом різних дорожніх нерівностей поверхні, яка передається через колеса і підвіски.

У сучасній інженерній практиці широко використовується в системах підвіски з нелінійною жорсткістю або демпфуванням [4-8], які дозволяють зменшити динамічний вплив на вантаж при їзді автомобіля. Серед різних ідей щодо згаданих вище питань нелінійні підвіски з квазінульовою жорсткістю заслуговують на особливу увагу, оскільки вони дозволяють досягати вібро-ізоляційного ефекту в деяких умовах експлуатації в поєднанні з високою продуктивністю і компактними розмірами [9-12].

В даній роботі представлені результати теоретичного моделювання динамічної поведінки спеціалізованого транспортного засобу, який призначений для перевезення небезпечних вантажів [10-12]. Це спеціалізований транспортний засіб має систему подвійної підвіски. Перший рівень є типовою торсіонною підвіскою з лінійною жорсткістю, а другий рівень має нелінійну характеристику з квазінульовою жорсткістю в робочій області.

Побудова дискретної нелінійної розрахункової моделі. Розглядається двовісний колісний ТЗ, який умовно складається з несучої рами (кузова) та вантажної платформи на якій розташовується вантаж для перевезень (рис. 1). Рама (кузов) ТЗ забезпечена традиційним лінійним підресорюванням, в той час як вантажна платформа має додаткову ступінь підресорювання, яка монтується до рами за допомогою пружинного блоку. Даний блок пропонується виконати у формі ферми Мізеса (рис. 1,б), що має нелінійну характеристику із областю, яка реалізує стан квазінульової жорсткості.

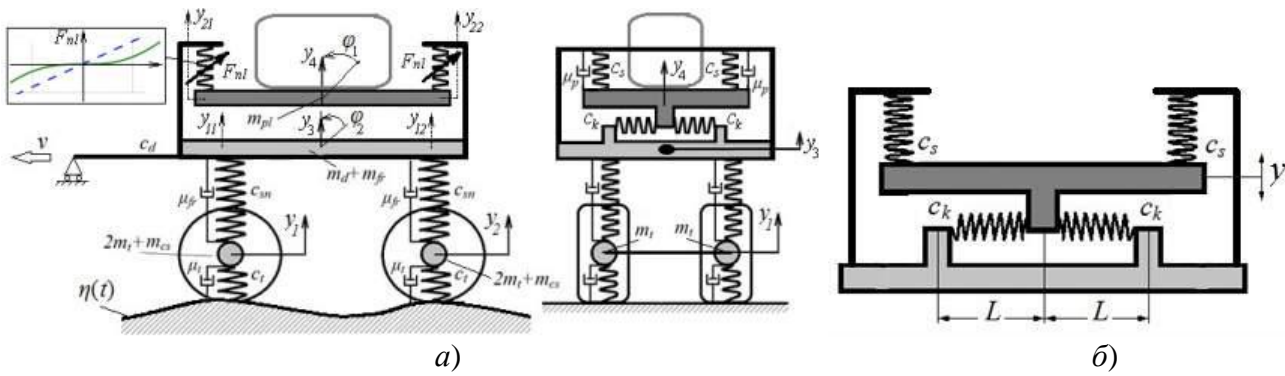


Рисунок 1 – Дискретна модель ТЗ із дворівневою системою підресорювання

Нелінійна характеристика даної системи сформована геометричними співвідношеннями між деформацією горизонтальних пружин та вертикальними переміщеннями. Причому горизонтальні пружини повинні бути попередньо у стисненому стані. Якщо ввести позначення L – довжина пружини у горизонтальному стисненому положенні, Δ – величина попереднього стискання, c_s – жорсткість пружин вертикальних, c_k – жорсткість пружин горизонтальних, y – вертикальне переміщення платформи із вантажем, то нелінійна приведена пружна сила, що виникатиме в пружинному блоці матиме вигляд (1), а жорсткість ферми $C_{nl}(y)$ є похідною від сили і може бути записана у вигляді (2).

$$F_{nl}(y) = c_s \cdot y + c_k \cdot y \cdot \left[1 - \frac{L_k + \Delta}{\sqrt{L_k^2 + y^2}} \right] \quad (1)$$

$$C_{nl}(y) = c_s + c_k \cdot \left(1 - \frac{L_k + \Delta}{\sqrt{L_k^2 + y^2}} + y^2 \cdot \frac{(L_k + \Delta)}{(L_k^2 + y^2)^{3/2}} \right) \quad (2)$$

На рис. 3, а наведено графік залежності нелінійної пружної сили $F_{nl}(y)$ від вертикальних переміщень платформи, на рис. 3, б наведено графік залежності жорсткості ферми Мізеса від переміщень платформи. Для наочності графіків пунктирною лінією показана лінійна пружна сила та жорсткість, що утворюється при демонтажі горизонтальних пружин коректорів жорсткості. Наведена залежність нелінійної пружної сили вказує на наявність області із квазінульовою жорсткістю: це інтервал переміщень $\pm 0,02$ м. Крім того в межах

переміщень $\pm 0,4$ м горизонтальні коректори забезпечують меншу пружну силу ніж лінійна компоновка без коректорів жорсткості. Окремо слід зазначити, що із збільшенням можливих переміщень жорсткість даної системи різко зростає, що призведе до протилежного відносно віброізоляції ефекту. Для побудови дискретної нелінійної моделі відповідно до схеми, що приведена на рис. 1 застосуємо рівняння Лагранжа 2-го роду

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} + \frac{\partial R}{\partial \dot{q}_i} = 0, \quad i = \overline{1..6}, \quad (3)$$

де t – час, T – кінетична енергія системи, Π – потенційна енергія системи, R – потенціал дисипативних сил, q_i – узагальнені координати, що складаються з вертикальних переміщень мас в системі та кутів повороту (4). Точкою над функціями показано похідну по часу від неї.

$$\{q\}_{i=1..6} = \{y_1, y_2, y_3, \varphi_1, y_4, \varphi_2\}^T \quad (4)$$

Кінетична енергія в системі визначається для кожної маси:

$$T = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^4 m_i \dot{y}_i^2 + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 J_i \dot{\varphi}_i^2, \quad (5)$$

де $m_1 = 2m_t + m_{cs}$ – для маси передньої колісної осі, яка складається з маси двох коліс та осі, аналогічно для маси задньої колісної осі $m_2 = m_1$, $m_3 = m_{fr} + m_d$ позначимо для сумарної маси рами та розміщеного на ній обладнання (без врахування вантажної платформи і вантажу), які розглядаються в дані роботі окремо: $m_4 = m_{pl} + m_l$. Також моменти інерції для рами і для вантажної платформи з вантажем позначено J_1 та J_2 .

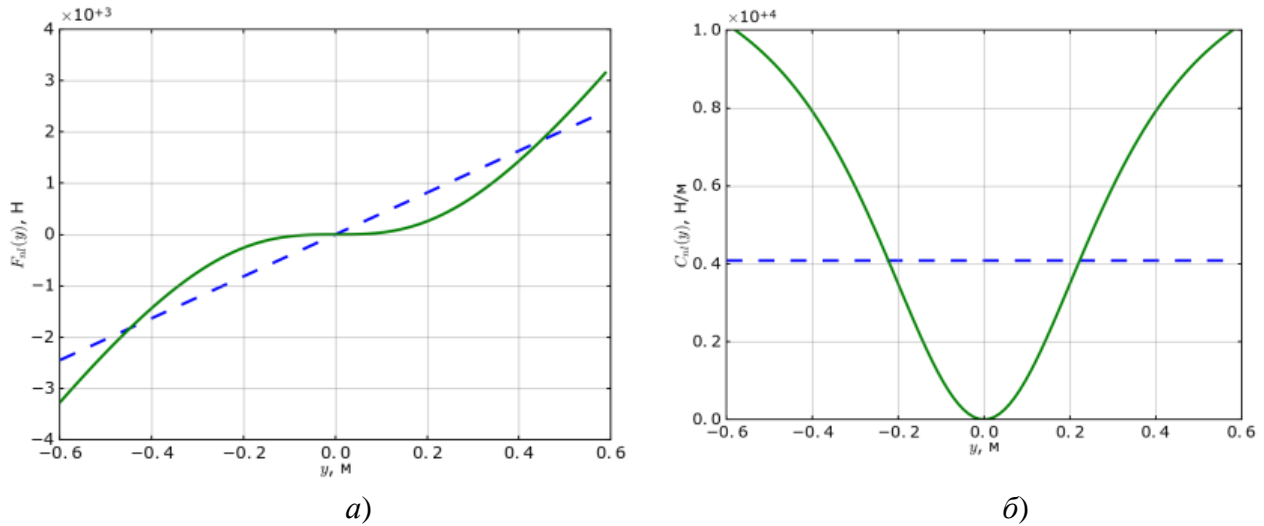


Рисунок 2 – Характеристики ферми Мізеса: а) – пружна сила; б) – жорсткість.

Пунктирною лінією показані відповідні характеристики лінійної системи

Потенційна енергія складається з потенційної енергії для лінійних пружних елементів та потенційної енергії нелінійного підвішування другого рівня:

$$\begin{aligned} \Pi = \Pi_L + \Pi_{NL} = & \frac{1}{2} c_i \sum_{i=1}^2 (y_i - \eta_i(t))^2 + \\ & + \frac{1}{2} c_{sn} \sum_{i=1}^2 (y_3 - y_{li})^2 + \Pi_{NL} \end{aligned} \quad (6)$$

Потенційна енергія підвішування другого рівня визначається потенційною енергією ферм Мізеса (рис. 1, б). Враховуючи, що в системі встановлено дві ферми Мізеса то з урахуванням позначень введених на рис. 1, а, отримаємо наступний вираз

$$\begin{aligned} \Pi_{NL} = \Pi_{NL1}(z_1) + \Pi_{NL2}(z_2) = \Pi_{FM}(z_1 = y_4 - y_{21}) + \\ + \Pi_{FM}(z_2 = y_4 - y_{22}) \end{aligned} \quad (7)$$

$$\Pi_{FM}(y) = \frac{1}{2} c_s y^2 + \frac{1}{2} c_k \left(y^2 - 2(L_k + \Delta) \sqrt{L_k^2 + y^2} \right) \quad (8)$$

У рівняннях (6) та (7) введено позначення:

$$y_{11} = y_3 - \frac{L}{2} \varphi_1, \quad y_{12} = y_3 + \frac{L}{2} \varphi_1 \quad (9)$$

$$y_{21} = y_4 - y_3 + \frac{L}{2} (\varphi_1 - \varphi_2),$$

$$y_{22} = y_4 - y_3 + \frac{L}{2} (\varphi_2 - \varphi_1) \quad (10)$$

Аналогічно введемо потенціал дисипативних сил, які вважаються лінійними функціями вектору швидкості узагальнених координат, що введені в систему як показано на рис. 1, а.

$$R = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 [2\mu_t \dot{y}_i^2 + \mu_{fr} (\dot{y}_{li} - \dot{y}_i)^2 + \mu_p (\dot{y}_{2i} - \dot{y}_{li})^2] \quad (11)$$

Підставляючи (5), (6) та (11) з урахуванням (7)-(10) у рівняння Лагранжа (3) отримаємо розрахункову систему рівнянь (12). Числові значення основних параметри, що використовувались в роботі наведені в таблиці 1.

Таким чином, отримано систему диференціальних рівнянь, що описує динаміку ТЗ, який має дворівневу нелінійну систему підресорювання, при чому другий рівень є додатковим і має нелінійну пружну характеристику, що реалізує підвішування із квазінульовою жорсткістю. Система дозволяє аналізувати вертикальні та кутові коливання даного ТЗ, що формуються кінематичним збудження $\eta_1(t)$ та $\eta_2(t)$, яке прикладається до коліс ТЗ і моделює його взаємодію із нерівностями дорожньої основи.

$$\begin{cases}
 m_1 \ddot{y}_1 + 2\mu_t \dot{y}_1 - \mu_{fr} \left(\dot{y}_3 - \dot{y}_1 + \frac{L}{2} \dot{\phi}_1 \right) + (c_t + c_{sn1})y_1 - c_{sn1}y_3 + \frac{L}{2}c_{sn1}\phi_1 = c_t \eta_1(t) \\
 m_2 \ddot{y}_2 + 2\mu_t \dot{y}_1 - \mu_{fr} \left(\dot{y}_3 - \dot{y}_2 - \frac{L}{2} \dot{\phi}_1 \right) + (c_t + c_{sn2})y_2 - c_{sn2}y_3 - \frac{L}{2}c_{sn2}\phi_1 = c_t \eta_2(t) \\
 m_3 \ddot{y}_3 + \frac{\partial R}{\partial y_3} - c_{sn1}y_1 - c_{sn2}y_2 + (c_{sn1} + c_{sn2})y_3 + \frac{L}{2}(c_{sn2} - c_{sn1})\phi_1 + \frac{\partial \Pi_{NL1}}{\partial z_1} \frac{\partial z_1}{\partial y_3} + \frac{\partial \Pi_{NL2}}{\partial z_2} \frac{\partial z_2}{\partial y_3} = 0 \\
 J_1 \ddot{\phi}_1 + \frac{\partial R}{\partial \phi_1} + \frac{L}{2} \left[c_{sn1}y_1 - c_{sn2}y_2 + (c_{sn2} - c_{sn1})y_3 + \frac{L}{2}(c_{sn1} + c_{sn2})\phi_1 \right] + \frac{\partial \Pi_{NL1}}{\partial z_1} \frac{\partial z_1}{\partial \phi_1} + \frac{\partial \Pi_{NL2}}{\partial z_2} \frac{\partial z_2}{\partial \phi_1} = 0 \\
 m_4 \ddot{y}_4 + 2\mu_p (\dot{y}_4 + \dot{y}_3) + \frac{\partial \Pi_{NL1}}{\partial z_1} \frac{\partial z_1}{\partial y_4} + \frac{\partial \Pi_{NL2}}{\partial z_2} \frac{\partial z_2}{\partial y_4} = 0 \\
 J_2 \ddot{\phi}_2 + \mu_p \frac{L^2}{4} (\dot{\phi}_1 + \dot{\phi}_2) + \frac{\partial \Pi_{NL1}}{\partial z_1} \frac{\partial z_1}{\partial y_4} + \frac{\partial \Pi_{NL2}}{\partial z_2} \frac{\partial z_2}{\partial y_4} = 0
 \end{cases} \quad (12)$$

Таблиця 1 – Параметри системи

Параметр	L	m_1, m_2	m_3	m_4	I_1	I_2	c_{sn1}, c_{sn2}	c_w	μ_b	μ_{fr}	μ_p
Одиниця вимірювання	м	кг	кг	кг	кг·м ²	кг·м ²	кН/м	кН/м	кг/с	кг/с	кг/с
Значення	2,2	83	168	176	252,3	344,6	240	350	250	$3,5 \cdot 10^3$	25

В даній роботі розглядається випадкове збудження коливачів ТЗ. З літератури [13] відомо, що при русі ТЗ на постійній швидкості нерівності дорожньої основи (мікропрофіль дороги) будуть формувати стаціонарний у часі процес із спектральною щільністю наступного виразу:

$$S_\eta(\omega) = a \cdot \omega^{-b}, \quad (13)$$

де ω – частота, яка задана в Гц, a – параметр, який задає інтенсивність спектральної щільності (характеризує можливі висоти нерівностей), b – параметр, що визначає ширину спектру частот нерівностей, які зустрічаються при русі ТЗ.

Параметр a може змінюватись у широкому діапазоні від $3 \cdot 10^{-5}$ до $1 \cdot 10^{-2}$ для дороги з асфальтовим покриттям та бездоріжжя. Так, для дороги з якісними асфальто-бетонним покриттям $a = 3 \cdot 10^{-5}$, а для асфальтового покриття, яке зношене (поганої якості з ямами та вибоїнами) $a = 5 \cdot 10^{-4}$. Для доріг з гравійним покриттям $a = 5 \cdot 10^{-4} - 10^{-3}$. Для ґрунтової дороги $a = 2 \cdot 10^{-3} - 8 \cdot 10^{-3}$. Параметр b для більшості дорожніх покриттів дорівнює 2.

Система диференціальних рівнянь (12) є суттєво нелінійною і пошук аналітичного розв’язку якої є досить складною проблемою. В даній роботі відповідна система обчислюється чисельно з явною схемою інтегрування. Для проведення розрахунків із випадковим навантаженням необхідно попередньо

згенерувати випадковий процес, що відповідатиме спектральній щільності (13).

Сучасні комп’ютерні системи мають можливість генерувати випадкові величини, з яких можна згенерувати часову послідовність, що представлятиме собою дискретний білий шум. Тобто стаціонарний випадковий процес, який має постійну спектральну щільність обмежену по діапазону частот (має скінчену дисперсію). Для формування стаціонарного випадкового процесу з спектральною щільністю (13) можна використати дискретний білий шум та лінійний диференційний фільтр. Тобто до системи (12) додаємо ще одне диференційне рівняння, яке визначатиме функцію нерівностей дорожньої основи $\eta(t)$ через дискретний білий шум $f(t)$

$$c \dot{\eta} = f(t), \quad (14)$$

Параметр c в цьому рівнянні задається так аби спектральна щільність процесу $\eta(t)$ відповідала рівнянню (13) із заданим параметром a та з урахуванням характеристик дискретного білого шуму, що генерується

$$c = \frac{S_0}{2\pi \cdot a} = \frac{\sigma_{wn}^2 \cdot \Delta t}{2\pi \cdot a}, \quad (15)$$

де S_0 – інтенсивність дискретного білого шуму, яка визначається дисперсією випадкових величин, що генеруються для формування

даного білого шуму, σ_{wn}^2 – дисперсія дискретного білого шуму, що задається (в даній роботі використовується генератор нормальних випадкових величин тому $\sigma_{wn}^2=1$), Δt – крок дискретизації по часу, який використовувався для генерації випадкового процесу (білого шуму), як функції часу, а також який потім використовувався для інтегрування системи (12).

Отже, відповідно до задачі на першому етапі рішення проблеми випадкових коливань ТЗ відбувається формування випадкового дискретного білого шуму з одиначною дисперсією та із заданим крок дискретизації по часу Δt . Далі чисельно інтегрується рівняння (14). Отриманий розв’язок є стаціонарним випадковим процесом із спектральною щільністю (13). Згенерована попередньо функція $\eta(t)$ застосовується на наступному етапі рішення задачі, як зовнішнє навантаження (права частина системи рівнянь (12)), враховуючи, що кінематичне навантаження на осі ТЗ повинно мати запізнення у часі, тобто

$$\eta_1(t) = \eta(t), \quad \eta_2(t) = \eta\left(t + \frac{L}{v}\right), \quad (16)$$

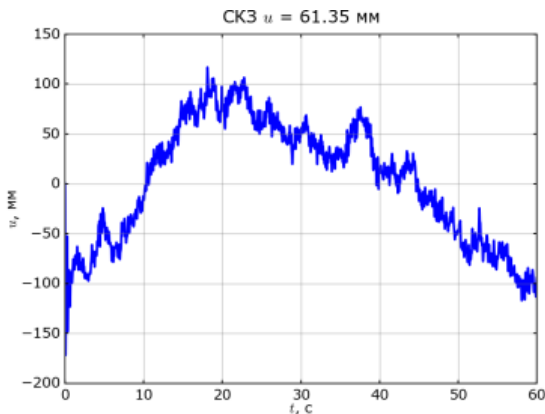
де L – відстань між колісними осями, v – швидкість руху ТЗ (в роботі розглядалися коливання на швидкості руху 10 км/год).

Результати розрахункових досліджень.

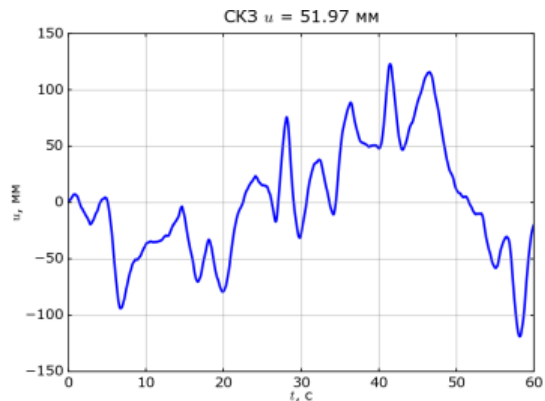
Для визначення динамічної поведінки ТЗ система рівнянь (12) розв’язувалась при різних амплітудах навантаження (висоті нерівностей, що задається параметром a). Частотний склад коливань визначався за спектральною щільністю.

Особлива увага в роботі приділяється порівняльним дослідженням спеціалізованого транспортного засобу з класичною однорівневою лінійною підвіскою та із запропонованою дворівневою нелінійною. Аналіз цих двох варіантів конструкцій на різних умовах експлуатації дозволить оцінити ефективність запровадження додаткового нелінійного підресорювання.

На рис. 3 наведено результати розрахунку моделей, як залежності в часі для руху по дорозі із асфальтним покриттям задовільної якості ($a = 1.0 \cdot 10^{-4}$).



а)



б)

Рисунок 3 – Коливання верхньої платформи при русі по дорозі із асфальтним покриттям задовільної якості а) – класична лінійна модель ТЗ, б) – запропонована нелінійна модель

З наведених графіків на рис. 3 можна бачити, що коливання у класичній моделі супроводжується присутністю високочастотних коливань які не спостерігаються у запропонованій моделі. Оскільки плавність ходу ТЗ в першу чергу визначається рівнями віброприскорень та частотним складом вібрацій

[14-15] які спостерігаються при русі ТЗ, то доцільно проаналізувати окремо й ці характеристики вібрацій. На рис. 4 представлено реалізацію у часі віброприскорень вантажної платформи для лінійної та нелінійної моделей, що формуються при коливаннях, які наведено на рис. 3.

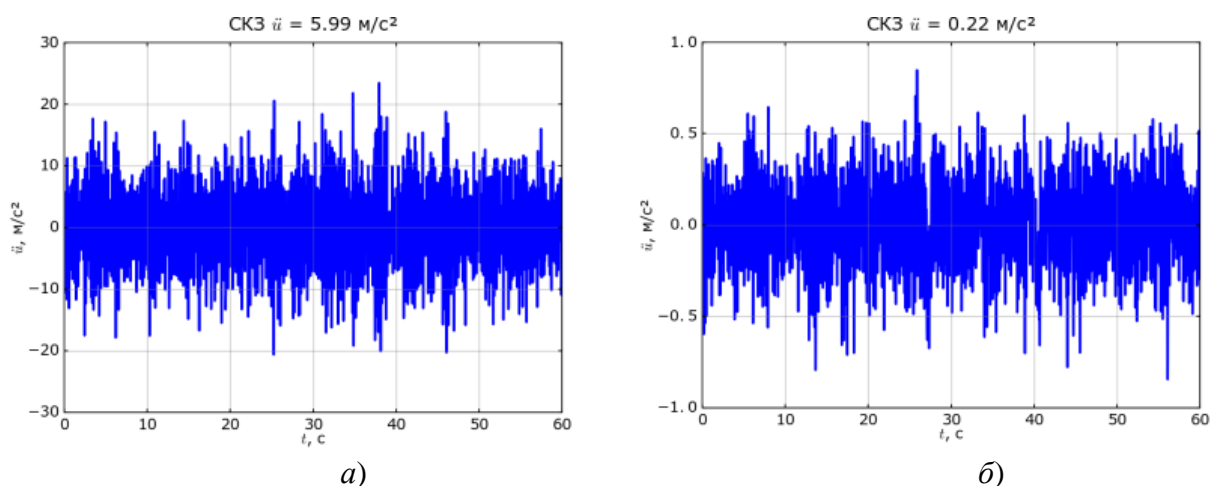


Рисунок 4 – Віброприскорення коливань верхньої платформи при русі по дорозі із асфальтним покриттям задовільної якості
 а) – класична лінійна модель ТЗ, б) – запропонована нелінійна модель

Аналіз наведених результатів, показує, що скз переміщень верхньої платформи в обох варіантах конструкцій є близькими, більш того аналіз коливань при збільшенні рівнів навантаження (рух по дорогам з гіршим покриттям) показує, що скз переміщень навіть суттєво збільшується у запропонованій моделі (рис. 5, а). Разом із тим, скз віброприскорень у запропоновані конструкції ТЗ суттєво є

нижчими ніж в класичній конструкції (рис. 5, б). Так, при русі по дорозі з асфальтовим покриттям середньої якості використання системи підресорювання другого рівня із квазінульовою жорсткістю дає ефективне зниження віброприскорень у близько 10-и разів, а при русі по бездоріжжю майже у 5 разів.

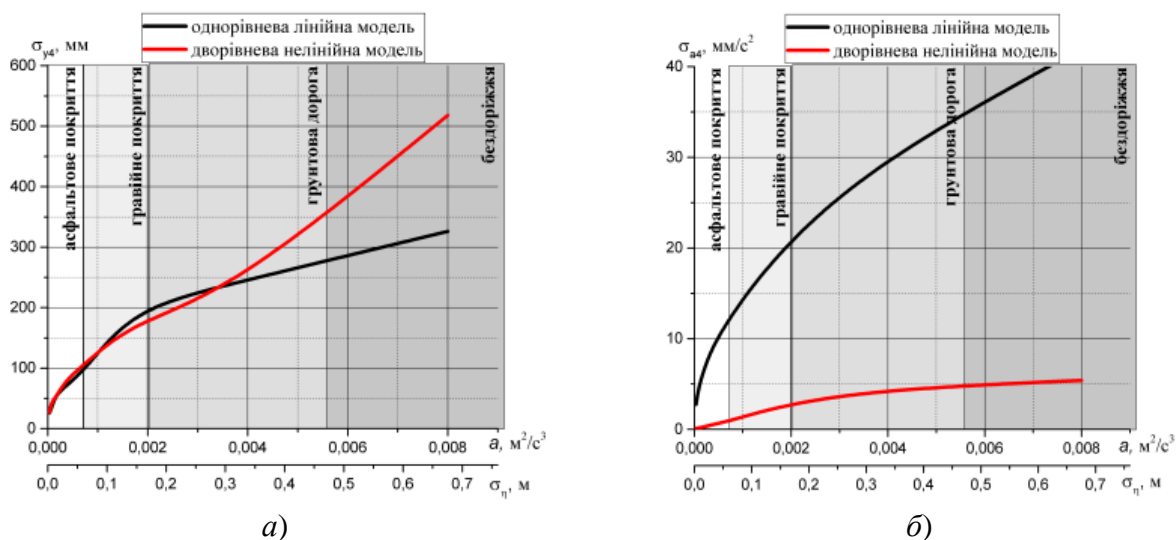


Рисунок 5 – Скз переміщень (а) та віброприскорень (б) коливань верхньої платформи при русі по дорогам різної якості

Для розрахованих віброприскорень коливань верхньої платформи ТЗ при русі по дорогам різної якості було визначено їх спектральні щільності (рис. 6), які надають

можливість провести аналіз частотного складу випадкових коливань, що відбуваються в ТЗ класичної та запропонованої конструкцій.

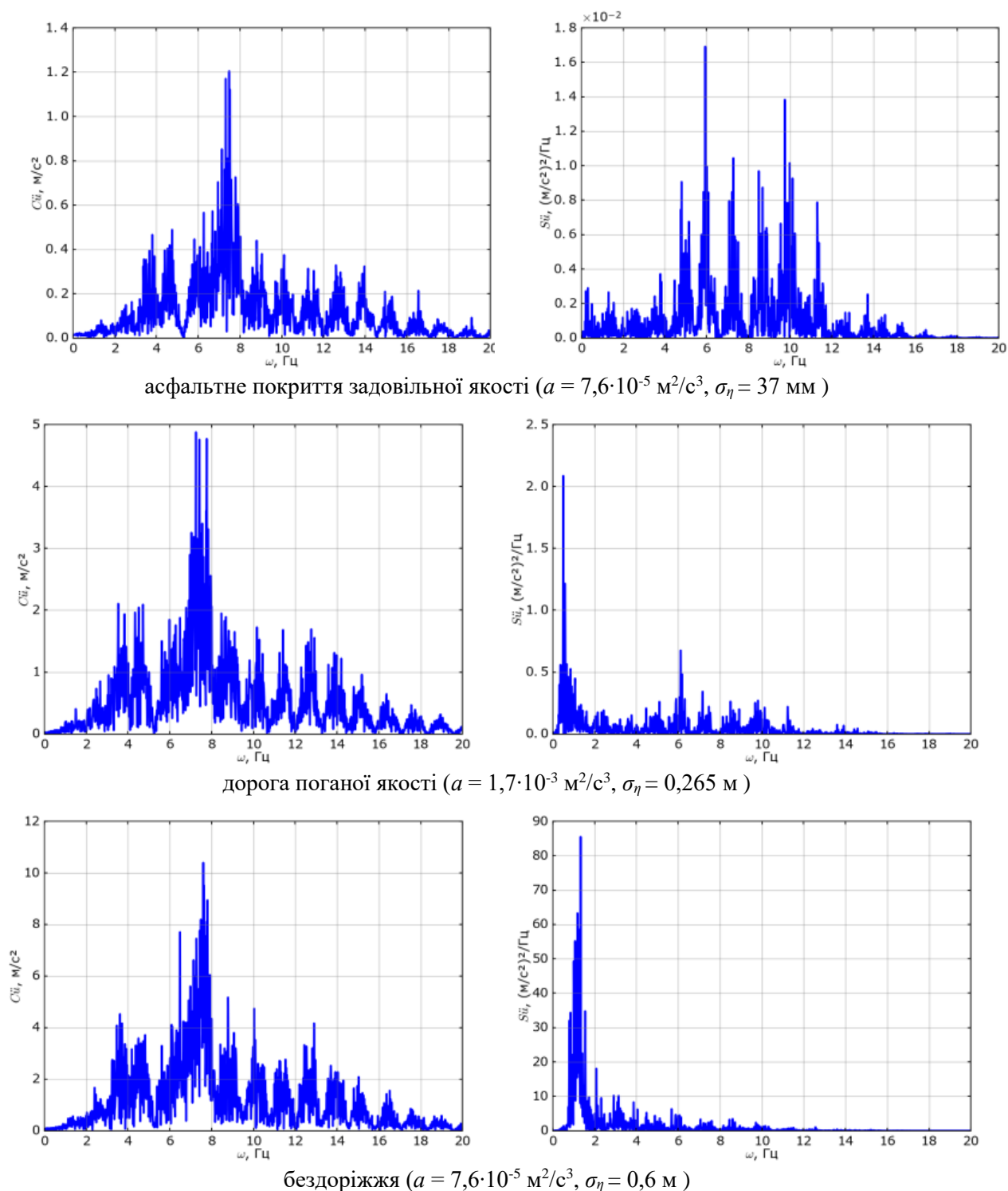


Рисунок 6 – Спектральні щільності віброприскорень коливань верхньої платформи при русі по дорогам різної якості (для лінійної моделі (класична конструкція з однорівневим підресорюванням) – зліва, для нелінійної моделі (запропонована конструкція з дворівневим підресорюванням) - справа)

Аналіз наведених спектральної щільності показує, що спектр віброприскорень в класичній конструкції є майже однаковим: коливання відбуваються на частотах 3,5 Гц, 4,5 Гц, 7,5 Гц та шумоподібний спектр в

діапазоні (9-17) Гц. Домінуючою є гармоніка з частотою 7,5 Гц. Можна відміти, що з ростом рівня навантаження спостерігається невелике збільшення амплітуд нижчих гармонік (з частотами 3,5 Гц та 4,5 Гц), що пояснюється

збільшенням навантаження саме з меншими частотами. Для нелінійної моделі запропонованої конструкції спектральна щільність віброприскорень суттєво залежить від рівня навантаження. Так, на малих рівнях навантаження (дорога з асфальтовим покриттям) спектральна щільність демонструє наявність шумоподібного спектру в діапазоні малих частот від 0,1 Гц до 4 Гц та в діапазоні від 5 Гц до 12 Гц. Тобто можна бачити, що спектр зсунувся в область з меншими частотами, крім того зникло домінування гармоніки з 7.5 Гц. Із збільшенням навантаження спектр віброприскорень повністю переміщується в зону низькочастотних гармонік. При цьому виражено домінують коливання з малою частотою, яка так само є залежною від рівня навантаження та поступово збільшується в діапазоні від 0,5 Гц до 1 Гц.

Висновки. У роботі побудовано модель та проведено чисельні дослідження випадкових коливань спеціального транспортного засобу з лінійним та нелінійним підресорюванням. Проведено порівняльний аналіз вібраційних характеристик ТЗ. Встановлено, що система нелінійної підвіски у порівнянні з лінійною є ефективною з точки зору підвищення плавності ходу ТЗ (перевезенні вантажу на спеціальній платформі).

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. ST/SGAC.10/1/Rev.17: Recommendations on the transportation of the dangerous goods United Nations (2011), New York and Geneva // режим доступу: http://www.unece.org/fileadmin/DAM/transport/danger/publi/unrec/rev17/English/Rev17_Volume1.pdf.
2. European Commission. (2006). European road safety action programme mid-term review. Brussels: European Commission // режим доступу: http://ec.europa.eu/transport/road_safety/specialist/knowledge/postimpact/references/index_en.htm.
3. Nijol Batarlien Accident probability risk factors of hazardous freight transportation / Nijol Batarlien // Proc. of the 12th International Conference "Reliability and Statistics in Transportation and Communication" (Rel-Stat'12), 17–20 October 2012, Riga, Latvia, p. 122 - 127.
4. Elmadany M M. On a subclass of nonlinear passive and semi-active damping for vibration isolation / Elmadany M M. and El-Tamimi A. // Computers & Structures, 1990. – Vol. 36. No. 5. – pp. 921-931.
5. S. P. Chavan Experimental Verification of Passive Quarter Car Vehicle Dynamic System Subjected to Harmonic Road Excitation with Nonlinear Parameters / S. P. Chavan, S. H. Sawant, J. A. Tamboli // IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering, February, 2013. – PP: 39-45.
6. M. Daniel da Silva Modeling of a vehicle suspension with non linear elements and performance comparison to a semi-active model / Motta Daniel da Silva, Zampieri Douglas Eduardo // Proc. of COBEM 2005 18th International Congress of Mechanical engineering, November 6-11, 2005, Ouro Pre-to, MG.
7. D. Younesian Numerical and Experimental Analysis of Nonlinear Parabolic Springs Employed in Suspension System of freight cars / D.Younesian, M. S. Fallahzadeh // International Journal of Automotive Engineering. – Vol. 4, Number 3, Sept 201. – Pp. 812-826.
8. G. Verros Design Optimization of Quarter-car Models with Passive and Semi-active Suspensions under Random Road Excitation / G. Verros, S. Natsiavas, C. Papadimitriou // Journal of Vibration and Control, V.11, 2005.- Pp. 581–606.
9. Алабужев П. М. Виброзащитные системы с квазиулево́й жесткостью. / К. М. Рагульскис, П. М. Алабужев, А. А. Гритчин, Л. И. Ким и др. – Л.: Машиностроение, Ленинградское отделение, 1986 – 96 с.
10. Кайдалов Р.О. Експериментальне оцінювання плавності ходу спеціалізованого транспортного засобу з нелінійним підресорюванням при русі по бездоріжжю / РО Кайдалов, ВМ Баштовий, ОО Ларін, ОО Водка // Збірник наукових праць Національної академії Національної гвардії України, 2015. - Вип. 2 (26) 27 . С. 27-31.
11. Ларін О. Дослідження динамічних характеристик спеціалізованого транспортного засобу, що має дворівневу нелінійну систему підресорювання / О.О. Ларін, О.О. Водка, Р.О. Кайдалов, В.М. Баштовий // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Нові рішення у сучасних технологіях. — 2015. — No. 62. — P. 17–22.
12. Калиновський А. Я. Експериментальні дослідження вертикальних коливань спеціалізованого транспортного засобу з нелінійним підресорюванням при переїзді одиночної нерівності / А. Я. Калиновський [і ін.] // Вісник Нац. техн. ун-ту "ХПІ" : зб. наук. пр. Темат. вип. : Динаміка і міцність

- машин. – Харків : НТУ "ХПІ". – 2014. – № 58 (1100). – С. 31-39.
13. Хачатуров, А. А. Динамика системы дорога-шина-автомобиль-водитель [/ А. А. Хачатуров и др. – М. : Маш-ние, 1976. – 536 с.
14. Hohl G.H. Ride comfort of off-road vehicles / G.H. Hohl // Proc. of the 8th international conference of the ISTVS, vol. I of III, Cambridge, England, August 5–11; 1984.
15. Pradko F. Vibration comfort criteria / F. Pradko, R.A. Lee // Society of Automotive Engineers (SAE). – Technical Paper 660139, Warrendale; 1966.

РАСЧЕТНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ПЛАВНОСТИ ХОДА СПЕЦИАЛИЗИРОВАННОГО ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА С СИСТЕМОЙ ПОДРЕССОРИВАНИЯ, КОТОРАЯ ИМЕЕТ КВАЗИНУЛЕВУЮ ЖЕСТКОСТЬ ПРИ СЛУЧАЙНЫХ ВОЗМУЩЕНИЯХ НЕРОВНОСТЯМИ ДОРОГИ

А.А. Ларин, канд. техн. наук, доц., *А.А. Водка*¹, канд. техн. наук, *Р.О. Кайдалов*², канд. техн. наук, *В.М. Баитовой*²

¹ *Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», Украина*

² *Национальная Академия Национальной гвардии Украины*

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА

специализированные транспортные средства, плавность хода, нелинейное подрессоривание, системы с квазинулевой жесткостью, случайные вынужденные колебания нелинейных систем

АННОТАЦИЯ

Статья посвящена изучению эффективности применения нелинейного двухуровневого подрессоривания специальных транспортных средств, которое направлено на повышение плавности их хода. Построена математическая нелинейная модель данного транспортного средства, на основе которой проведена серия исследований ее случайных колебаний что возникают в следствие действия неравенств дорожной основы во время движения транспортного средства. Приведены результаты сравнительного анализа относительно частот и амплитуд колебаний которые устанавливаются в транспортном средстве в линейной и предложенной двухуровневой нелинейной компоновках при случайном во времени возбуждении, которое прикладывается к колесам данного транспортного средства.

RESEARCHING ESTIMATE INDICATORS OF SPECIALISED VEHICLE ON SMOOTH RIDING WITH CUSHION SYSTEM THAT HAS QUASI-ZERO STIFFNESS IN CASE OF INFLUENCE, CAUSED BY THE UNEVEN ROAD SURFACE

*O.Larin*¹, *Cand. of Technical Sc., Docent*, *O.Vodka*¹, *Cand. of Technical Sc.*, *R. Kaidalov*², *Cand. of Technical Sc., Docent*, *V. Bashtovy*²

¹ *The National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute», Ukraine*

² *The National Academy of the National Guard of Ukraine*

KEYWORDS

specialized vehicles, smooth riding, nonlinear cushion system, systems with quasi-zero stiffness, accidentally on purpose oscillations of nonlinear systems

ANNOTATION

The article deals with the research of an effective use of double level nonlinear cushion system on the specialized vehicles and it is aimed at improving smooth riding. On the basis of the mathematical model of the nonlinear system of these specialized vehicles, it undertook the researches of its accidental oscillations as a result of vehicle movements on uneven roads. The results of comparative analysis of the frequencies and amplitudes that are set in the vehicle within two different cushion systems: in the linear and suggested double level nonlinear configurations under impact excitation to wheels of that vehicle.