

УДК 534.015.:629.3

Р.О. Кайдалов¹, В.М. Баштовой¹, О.О. Ларін², О.О. Водка²¹Національна академія Національної гвардії України²Національний технічний університет «Харківський Політехнічний Інститут»**ДОСЛІДЖЕННЯ КОЛИВАНЬ СПЕЦІАЛІЗОВАНОГО ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ З ДВОРІВНЕВОЮ НЕЛІНІЙНОЮ СИСТЕМОЮ ПІДРЕСОРЮВАННЯ ПРИ ПЕРЕЇЗДІ ОДИНИЧНОЇ ДОРОЖНЬОЇ НЕРІВНОСТІ**

Стаття присвячена вивченню ефективності застосування нелінійного дворівневого підресорювання спеціальних транспортних засобів, яке спрямоване на підвищення плавності їх ходу. Наведені результати теоретичних досліджень, щодо характеристик відповідного транспортного засобу, як нелінійної системи. Побудовано математичну нелінійну дискретну динамічну модель даного транспортного засобу, на основі якої проведено серію досліджень щодо вільних коливань транспортного засобу, як консервативної нелінійної системи. Наведено результати порівняльного аналізу щодо частот та амплітуд коливань які встановлюються в транспортному засобі в лінійній та запропонованій дворівневій нелінійній компоновках при імпульсному збудженні, що прикладається до коліс даного транспортного засобу із запізненням у часі.

Ключові слова: спеціалізовані транспортні засоби, плавність ходу, нелінійне підресорювання, системи із квазінульовою жорсткістю, вільні коливання нелінійних консервативних систем.

Р.О. Кайдалов¹, В.М. Баштовой¹, А.А. Ларин², А.А. Водка²¹Национальная академия Национальной гвардии Украины²Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»**ИССЛЕДОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ СПЕЦИАЛИЗИРОВАННОГО ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА С ДВУХУРОВНЕВОЙ НЕЛИНЕЙНОЙ СИСТЕМОЙ ПОДРЕССОРОВАНИЯ ПРИ ПЕРЕЕЗДЕ ЕДИНИЧНОЙ НЕРОВНОСТИ**

Статья посвящена изучению эффективности применения нелинейного двухуровневого поддресоривания специальных транспортных средств, которое направлено на повышение плавности их хода. Приведены результаты теоретических исследований, в характеристиках соответствующего транспортного средства, как нелинейной системы. Построена математическая нелинейная дискретная динамическая модель данного транспортного средства, на основе которой проведена серия исследований относительно свободных колебаний транспортного средства, как консервативной нелинейной системы. Приведены результаты сравнительного анализа по частотам и амплитудам колебаний которые устанавливаются в транспортном средстве в линейной и предложенной двухуровневой нелинейной компоновках при импульсном возбуждении, которое прикладывается к колесам данного транспортного средства с запаздыванием во времени.

Ключевые слова: специализированные транспортные средства, плавность хода, нелинейное поддресоривание, системы с квазиульевой жесткостью, свободные колебания нелинейных консервативных систем.

R. Kaidalov¹, V. Bashtovoi¹, O. Larin², O. Vodka²¹National Academy of the National Guard of Ukraine²National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute"**AN INVESTIGATION OF THE VIBRATION CHARACTERISTICS OF A SPECIALIZED VEHICLE WITH A DOUBLE-LEVELED SYSTEM OF NONLINEAR SUSPENSION AT CROSSING OVER A ROAD ASPERITY**

The work deals with the definition of an effective way of the suspension on the specialized vehicles and is aimed on improvement of the smoothness of its movement (riding comfort). A riding comfort is an important operational feature of the modern vehicles that allow to protect the passengers and goods from the influence of the vibrations during the vehicle movement. These are especially important for the transportation of the dangerous goods.

The paper presents the design scheme of specialized vehicles, which has additional level of cushioning, with the nonlinear characteristic, which has a quasi-zero stiffness in the equilibrium position. The mathematical model of the dynamic behaviour of the specialized vehicles are developed as a nonlinear discrete conservative system. The results of numeric calculations of the dynamic response of the vehicle on the impact is presented based on the developed model. A vertical vibrations of the luggage platform is analysed caused by the kinematics impact that applied on the axis of the vehicle. The load is applied to the axis of the vehicle considering the time delay between them providing vertical vibrations of vehicle's structural elements. The obtained displacement over the time demonstrates the stationary polyharmonic behaviour due to the conservativeness of the model and have been analysed on its spectral composition.

Keywords: specialized vehicles, ride smoothness, nonlinear suspension, systems with quasi-zero stiffness, nonlinear free oscillations of conservative systems.

Постановка проблеми. Плавність ходу є однією з найважливіших вимог, що висуваються до сучасних транспортних засобів (ТЗ), яка, зазвичай, визначається, як сукупність властивостей

ТЗ, що забезпечують віброзахист пасажирів та вантажів, які перевозяться [1]. В сучасні практики проектування ТЗ найбільшу увагу приділяють віброзахисту пасажирів. На сьогоднішній день для об'єктивної оцінки комфорту їзди (реакцію людини на вібрацію) набули поширення чотири способи:

- стандарт ISO 2631 [2] (використовується в більшості країн ЄС);
- BS 6841 [3] (у Великобританії);
- VDI 2057 [4] (у Німеччині та Австрії);
- AAR [5,6] використовується в США і НАТО (NATO Reference Mobility Model (NRMM)).

В усіх даних стандартах регламентуються допустимі рівні віброприскорень на окремих частотах вібрацій, що діють на людину під час її поїздки. Аналіз наведених вимог показує, що відповідно до усіх стандартів поліпшення плавності ходу ТЗ фактично може бути досягнуто зменшенням частот вібрацій, що супроводжують рух ТЗ та амплітуд їх віброприскорень.

Окремо слід підкреслити, що вібрації, які виникають під час руху по нерівностях дороги здатні дуже небезпечно впливати також і на вантажі, що перевозяться. Тут на особливу увагу заслуговують питання перевезення небезпечних вантажів. Практично будь-яка продукція сучасної промисловості, що випускається із використанням або виділенням тих чи інших небезпечних інгредієнтів, які несуть певну загрозу життю людей та безпеці навколишнього середовища при необхідності транспортування може бути визначена як небезпечний вантаж. Вплив вібрацій на вантажі відповідної категорії може призводити до аварійно небезпечних ситуацій [7 – 10]. Окреме місце у перевезенні вантажів належить проблемі транспортування від місця знаходження до пункту утилізації різних боєприпасів, мін та інших вибухонебезпечних предметів, що є особливо актуальним для сучасної України.

Слід відзначити, що поліпшення плавності ходу дозволяє знизити вібрації, які діють на вантаж під час його транспортування.

В сучасних наукових працях багато уваги приділяється створенню нових систем підресорювання із нелінійними характеристиками жорсткості або демпфірування. Серед різних ідей, стосовно забезпечення високої плавності ходу ТЗ із нелінійною підвіскою на окрему увагу заслуговують системи, які реалізують віброізоляцію вантажів, що може бути досягнуто суттєвим зменшенням динамічних реакцій у підвісці ТЗ. Зменшити динамічну реакцію в коливальній системі можливо шляхом зменшення жорсткості пружних елементів в цій системі [11]. Досягнути суттєвого зменшення жорсткості підвіски із збереженням її несучої спроможності та компактних розмірів може бути досягнуто з використанням пружинних блоків, з нелінійною характеристикою. Найбільшу практичну цінність тут мають системи із квазінульовою жорсткістю [11, 12].

В даній роботі представлено результати теоретичного моделювання динамічних характеристик спеціалізованого транспортного засобу з такою дворівневою системою підресорювання, як консервативної нелінійної системи.

Побудова моделі ТЗ із нелінійним дворівневим підресорюванням. В роботі пропонується розглянути ТЗ, який на відміну від традиційних конструкцій має додаткову систему підресорювання, що забезпечує квазінульову жорсткість підвішування вантажів.

Розглядається двовісний колісним 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. 2), що має нелінійну характеристику із областю, яка реалізує стан квазінульової жорсткості.

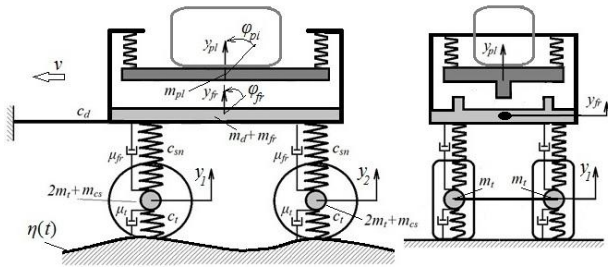


Рис. 1. Дискретна модель ТЗ із дворівневою системою підресорювання

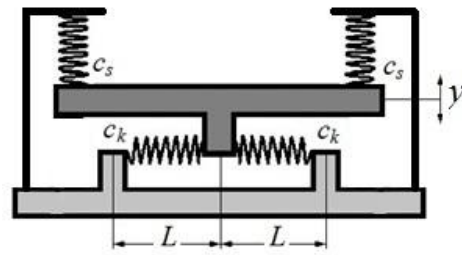


Рис. 2. Конструктивна реалізація другого рівня підресорювання, що виконана у формі ферми Мізеса

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 стиснення, 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)

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

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

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.

Слід також відмітити, що нелінійна характеристика матиме область із квазінульовою жорсткістю лише у випадку, якщо жорсткості пружин та їх попереднє стиснення будуть у раціональному співвідношенні:

$$c_s L = c_k \Delta. \quad (3)$$

Характеристики спеціалізованого ТЗ, що має дворівневу систему підресорювання, можна знайти з аналізу консервативної дискретної нелінійної системи, схема якої наведена на рис. 1. Диференційні рівняння, що представляють дану модель представлено системою (4).

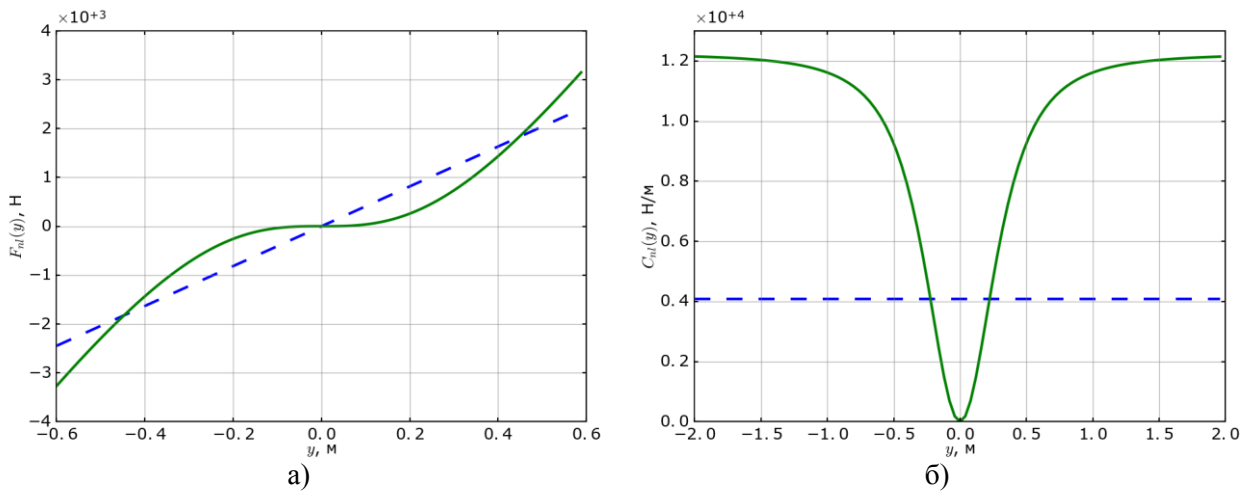


Рис.3. Характеристики ферми Мізеса: а) – пружна сила; б) – жорсткість. Пунктирною лінією показані відповідні характеристики лінійної системи

$$\begin{cases}
 m_1 \ddot{y}_1 + (c_w + c_{sn1})y_1 - c_{sn1}y_{fr} + \frac{L_0}{2}c_{sn1}\phi_1 = c_t\eta_1(t) \\
 m_2 \ddot{y}_2 + (c_w + c_{sn2})y_2 - c_{sn2}y_{fr} - \frac{L_0}{2}c_{sn2}\phi_1 = c_t\eta_2(t) \\
 m_3 \ddot{y}_{fr} - c_{sn1}y_1 - c_{sn2}y_2 + (c_{sn1} + c_{sn2})y_{fr} + \frac{L_0}{2}(c_{sn2} - c_{sn1})\phi_1 - F_{NL}\left(y = x_{pl} - x_{fr} + \frac{L_0}{2}(\phi_1 - \phi_2)\right) - F_{NL}\left(y = x_{pl} - x_{fr} + \frac{L_0}{2}(\phi_2 - \phi_1)\right) = 0 \\
 2\frac{I_1}{L_0}\ddot{\phi}_1 + c_{sn1}y_1 - c_{sn2}y_2 + (c_{sn2} - c_{sn1})y_{fr} + \frac{L_0}{2}(c_{sn1} + c_{sn2})\phi_1 + F_{NL}\left(y = x_{pl} - x_{fr} + \frac{L_0}{2}(\phi_1 - \phi_2)\right) - F_{NL}\left(y = x_{pl} - x_{fr} + \frac{L_0}{2}(\phi_2 - \phi_1)\right) = 0 \\
 m_4 \ddot{y}_{pl} + F_{NL}\left(y = x_{pl} - x_{fr} + \frac{L_0}{2}(\phi_1 - \phi_2)\right) + F_{NL}\left(y = x_{pl} - x_{fr} + \frac{L_0}{2}(\phi_2 - \phi_1)\right) = 0 \\
 2\frac{I_2}{L_0}\ddot{\phi}_2 - F_{NL}\left(y = x_{pl} - x_{fr} + \frac{L_0}{2}(\phi_1 - \phi_2)\right) + F_{NL}\left(y = x_{pl} - x_{fr} + \frac{L_0}{2}(\phi_2 - \phi_1)\right) = 0
 \end{cases} \quad (4)$$

В системі рівнянь використано позначення, які представлені на схемі на рис. 1, а також додатково введено позначення L_0 для загальної довжини ТЗ, $m_1 = 2m_t + m_{cs}$ – 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: $m_4 = m_{pl} + m_t$. Також моменти інерції для рами і для вантажної платформи з вантажем позначено I_1 та I_2 .

Представлена система диференціальних рівнянь розраховувалась чисельним методом Рунге-Кути 4-го порядку. При цьому завдавалось кінематичне навантаження $\eta_1(t)$ та $\eta_2(t)$ на передню та задню осі ТЗ по черзі (рис. 4), що відповідають переїзду на швидкості 5 км/год колесами ТЗ одиночної нерівності, яка має форму пів-синуса з шириною 5 см.

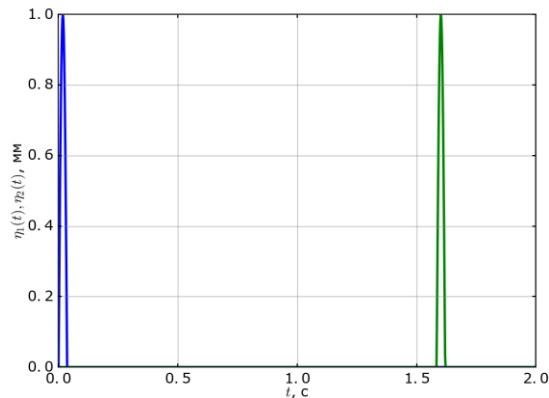


Рис. 4. Графік залежності навантаження на осі ТЗ від часу

Процедура чисельних досліджень. Для визначення динамічної поведінки ТЗ система рівнянь (4) розв'язувалась при різних амплітудах навантаження (висоті нерівності). Частотний склад коливань визначався за допомогою перетворення Фур'є. Також для оцінки середньої амплітуди коливань верхньої платформи визначалось її середнє квадратичне значення (СКЗ).

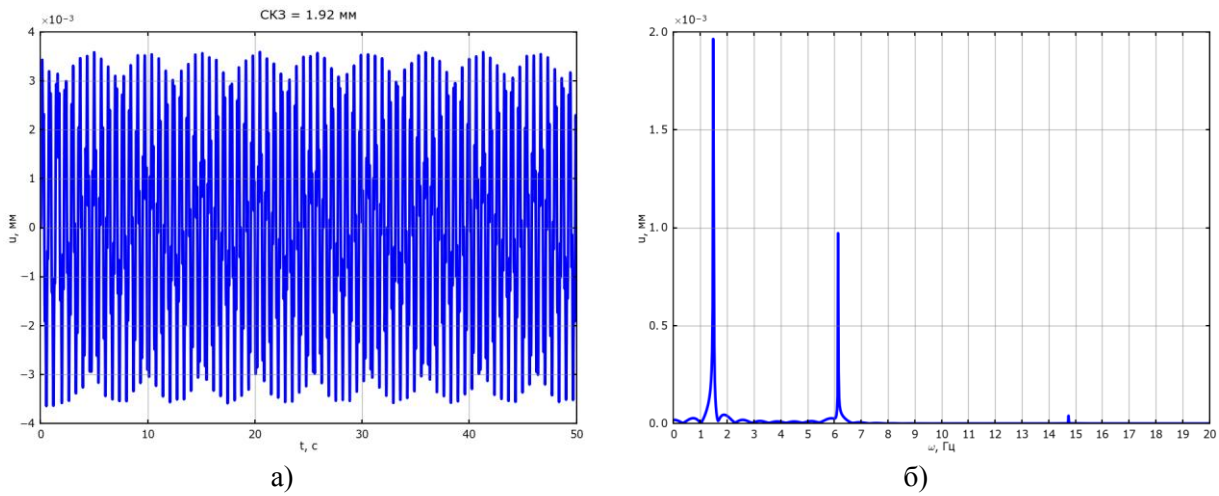


Рис. 5. Реалізація (а) та спектр коливань (б) верхньої платформи з вимкненим нелінійним підресорюванням

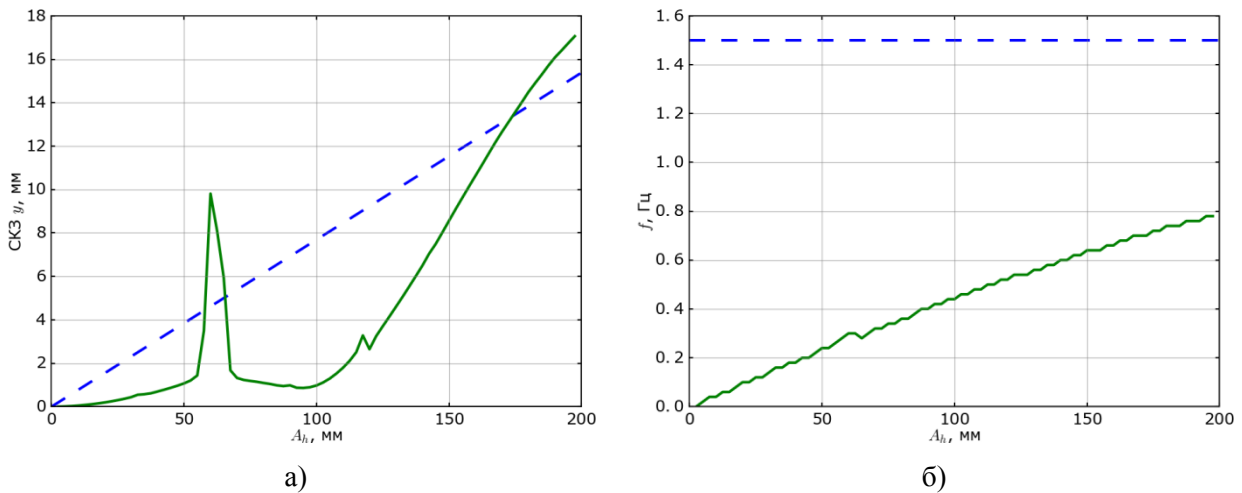


Рис. 6. Графіки залежностей: а) – СКЗ переміщень від висоти нерівності; б) – частоти гармоніки з найбільшою амплітудою від висоти нерівності. Пунктирною лінією показані відповідні характеристики лінійної системи

Результати досліджень. На рис. 5а наведено результати розрахунку моделі, як залежності в часі для лінійної системи з вимкненими компенсаторами в підресорюванні другого рівня. На рис. 5,б – спектр цього рішення, який обув отриманий швидким перетворенням Фур'є. Для системи лінійного підресорювання величина нерівності дороги впливає лише на амплітуду коливань системи, та не змінює її частоти. У випадку нелінійного підресорювання величина дорожньої нерівності впливає не тільки на амплітуду коливань, а й на частоти системи.

Для вивчення впливу амплітуди нерівності на процес коливань верхньої платформи було проведено серію розрахунків, з різною висотою нерівності (рис. 7) та їх спектри (рис. 8). За даними цих розрахунків були отримано залежність СКЗ коливань верхньої платформи від висоти нерівності (рис. 6, а) та залежність частоти найбільшої за амплітудою гармоніки від висоти нерівності (рис. 6, б). Пунктирною лінією наведено відповідні результати для лінійної системи.

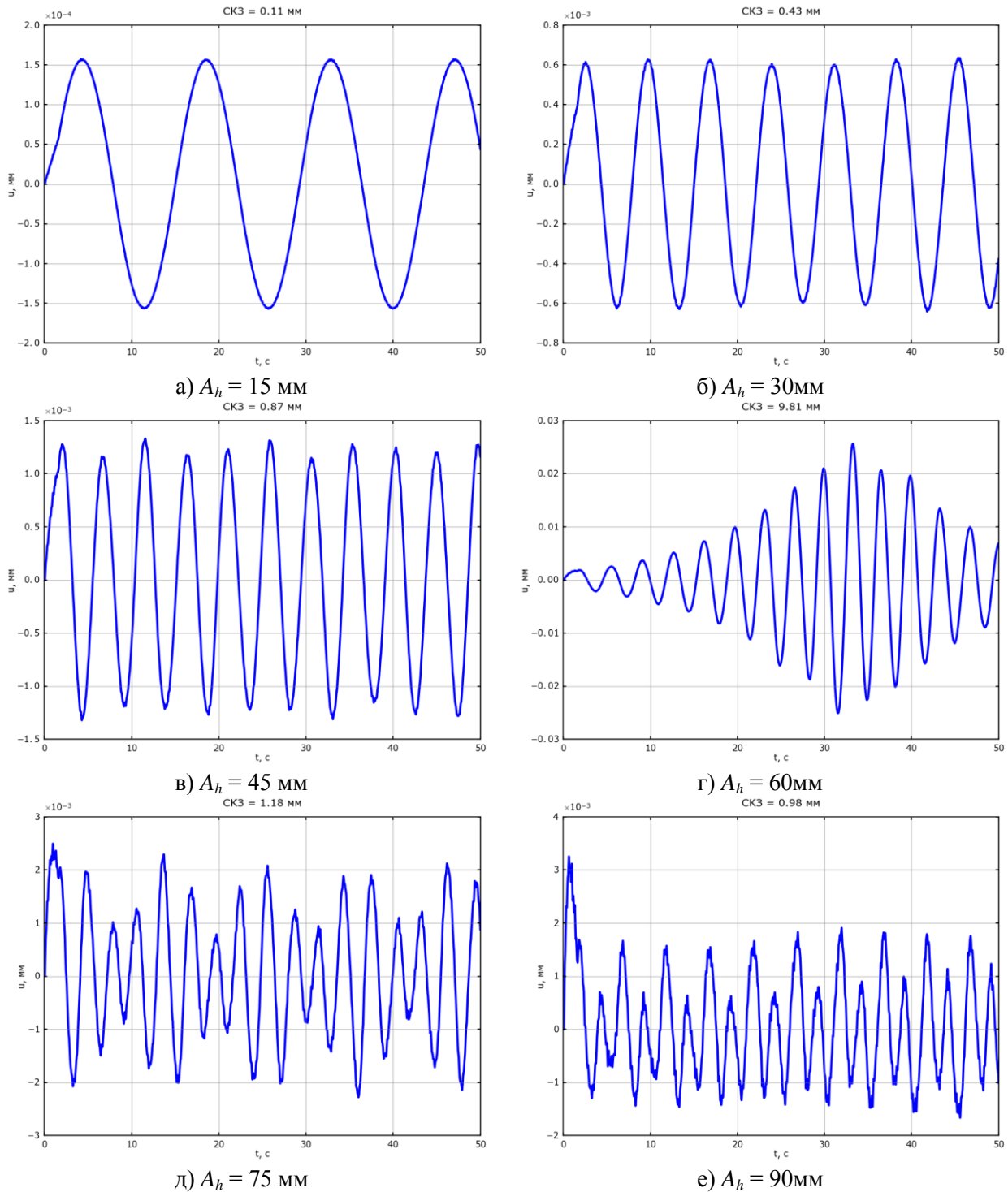


Рис. 7. Графіки коливань верхньої платформи при переїзді нерівності різної висоти

Аналізуючи результати розрахунків коливань верхньої платформи при переїзді через нерівність у випадку нелінійного підресорювання видно, що характер коливального процесу сильно змінюється з ростом висоти нерівності. При висотах нерівності до 45 мм спостерігається майже моногармонічні коливання з частотами до 0,2 Гц (рис. 7, рис. 8). Така ситуація є сприятливою для вантажу, що перевозиться, через низький рівень віброприскорень. Однак з ростом висоти нерівності процес коливань перестає бути переважно моногармонічним, і починають проявлятися вищі гармоніки. Так при висоті нерівності $A_h = 60$ мм (рис. 7г, рис. 8г) спостерігається накладання гармонік з близькими частотами (так зване биття). Це явище виникає внаслідок того, що власні частоти різних рівнів підресорювання становляться близькими. З подальшим збільшенням висоти нерівності процес коливань стає суттєво полігармонічним (рис. 8, д, е).

Як видно з результатів розрахунків нелінійне підресорювання забезпечує нижчі рівні вібрації, як за амплітудою так і за частотою, вантажної платформи при величині нерівності менше 175 мм.

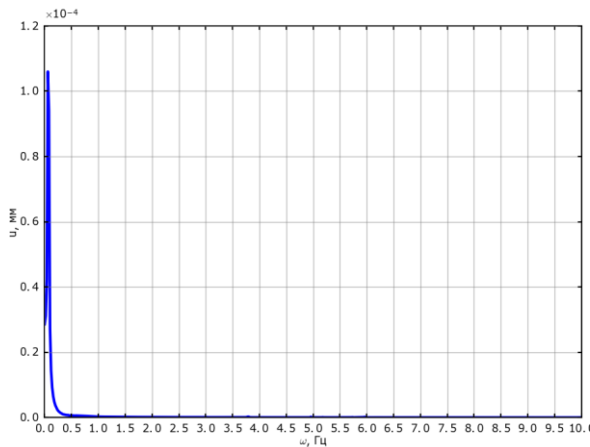
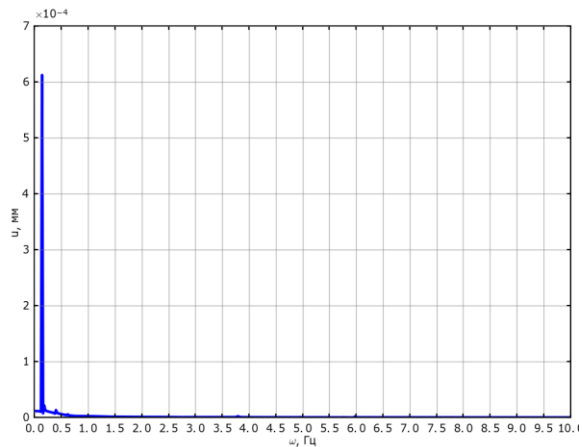
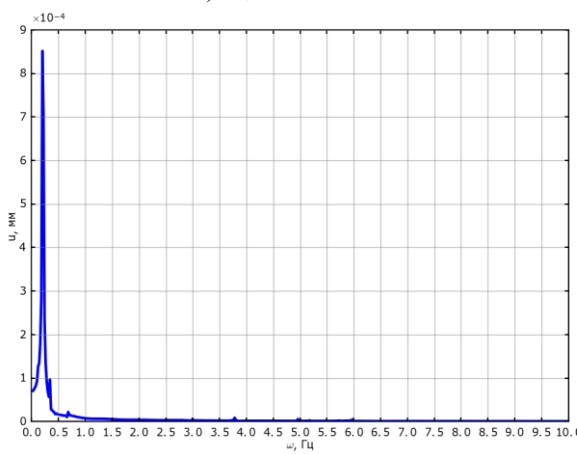
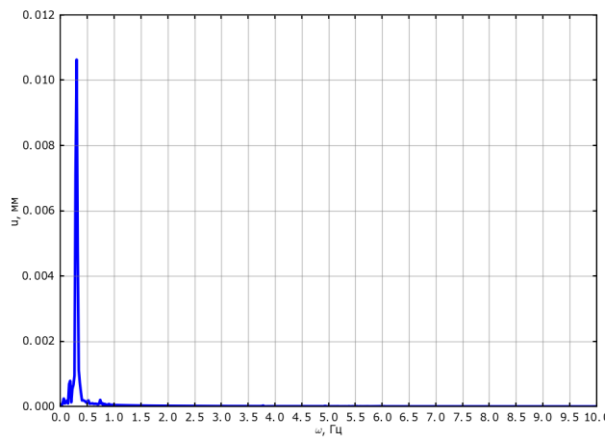
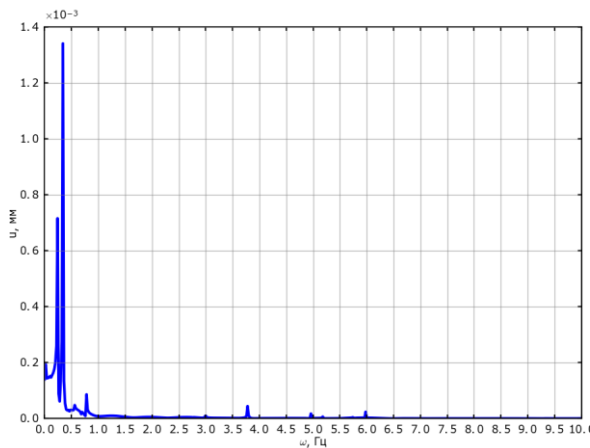
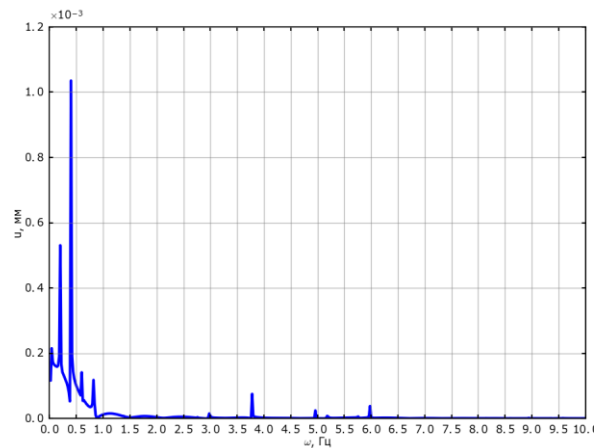
а) $A_h = 15$ ммб) $A_h = 30$ ммв) $A_h = 45$ ммг) $A_h = 60$ ммд) $A_h = 75$ мме) $A_h = 90$ мм

Рис. 8. Спектри коливань верхньої платформи при переїзді через нерівність різної висоти

Висновки. У роботі побудовано модель та проведено чисельні дослідження коливань спеціального транспортного засобу з лінійним та нелінійним підресорюванням. Проведено порівняльний аналіз їх вібраційних характеристик. Встановлено, що система нелінійної підвіски у порівнянні з лінійною є ефективною при переїзді нерівностей висотою до 175 мм на швидкості 5 км/год. Також нелінійна система підресорювання має у 2,5 рази нижчі власні частоти у порівнянні з лінійною, що сприятливо впливає на вантаж, що транспортується.

Література

- 1 Волков В. П. Теорія руху автомобіля: Підручник / В. П. Волков, Г. Б. Вільський – Суми: Університетська книга, 2010. – 320 с.
- 2 Mechanical vibration and shock – Evaluation of human exposure to whole-body vibration, Part 1: General requirements, ISO 2631-1, 2nd ed. The International Organisation for Standardisation, 15 July; 1997. P.S. Els / Journal of Terramechanics 42 (2005) 47–64 63
- 3 British Standard Guide to measurement and evaluation of human exposure to whole body mechanical vibration and repeated shock, BS 6841. British Standards Institution; 1987.
- 4 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.
- 5 Pradko F. Vibration comfort criteria / F. Pradko, R.A. Lee // Society of Automotive Engineers (SAE). – Technical Paper 660139, Warrendale; 1966.
- 6 Human exposure to mechanical vibrations whole-body vibration, Verein Deutcher Ingenieure, VDI 2057; September 2002.
- 7 ST/SGAC.10/1/Rev.17: Recommendations on the transportation of the dangerous goods United Nations (2011), New York and Geneva // режимдоступу: http://www.unece.org/fileadmin/DAM/trans/danger/publi/unrec/rev17/English/Rev17_Volume1.pdf
- 8 European Commission. (2006). European road safety action pro-gramme mid-term review. Brussels: European Commission // режимдоступу: http://ec.europa.eu/transport/road_safety/specialist/knowledge/postimpact/references/index_en.htm
- 9 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
- 10 C.H. Skorna Risk and loss prevention within the transport chain / Alexander C.H. Skorna, Christoph Bode, Markus Weiss // Proc. of 20th International Conference on Management of Technology Risk and loss prevention within the transport chain 10-14 April 2011, Florida. – Pp. 16
11. Алабужев П. М. Виброзащитные системы с квазиулевым жесткостью. / К. М. Рагульскис, П. М. Алабужев, А. А. Гритчин, Л. И. Ким и др. – Л.: Машиностроение, Ленинградское отделение, 1986 – 96 с.
12. Ларін О. Дослідження динамічних характеристик спеціалізованого транспортного засобу, що має дворівневу нелінійну систему підресорювання / О. Larin, S. Sokolovsky, R. Kaidalov[et al.] // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Нові рішення у сучасних технологіях. — 2015. — No. 62. — P. 17–22.

Стаття надійшла до редакції 20.04.2016