

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТРАНСПОРТНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**



Баштовий Володимир Михайлович

УДК 629.3.027

**УДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ ПІДРЕСОРЮВАННЯ
СПЕЦІАЛІЗОВАНОГО ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ,
ЩО ЗНАХОДИТЬСЯ ПІД ДІЄЮ ВИПАДКОВИХ ЗБУРЕНЬ
НЕРІВНОСТЯМИ ДОРОЖНЬОЇ ОСНОВИ**

Спеціальність 05.22.02 – автомобілі та трактори

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Київ – 2017

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Національній академії Національної гвардії України Міністерства внутрішніх справ України, м. Харків.

Науковий керівник: кандидат технічних наук, доцент
Кайдалов Руслан Олегович,
Національна академія
Національної гвардії України, м. Харків,
заступник начальника науково-дослідного центру.

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Шуклінов Сергій Миколайович,
Харківський національний
автомобільно-дорожній університет,
професор кафедри «Автомобілів»;

кандидат технічних наук, доцент
Мельничук Сергій Володимирович,
Житомирський державний технологічний університет,
професор кафедри «Автомобілів і механіки
технічних систем».

Захист відбудеться «24» листопада 2017 р. о 10.00 год. на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 26.059.03 в Національному транспортному університеті за адресою: 01010, м. Київ, вул. М. Омеляновича-Павленка, 1, ауд. 333.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Національного транспортного університету за адресою: 01103, Україна, м. Київ, вул. Бойчука, 42.

Автореферат розісланий «___» жовтня 2017 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради



С.В. Ковбасенко

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. У великому різноманітті транспортних засобів (ТЗ) важливе місце займають колісні ТЗ, що здатні забезпечити високу мобільність перевезень та не мають особливих вимог до наявності додаткової інфраструктури, зокрема застосовуються в умовах перевезень по дорогам із зношеним покриттям, ґрунтовим дорогам або бездоріжжю. Останнє є особливо актуальним при виконанні завдань спецпідрозділами Міністерства внутрішніх справ, Міністерства оборони, Національної гвардії, Державної прикордонної служби України тощо. Серед важливих експлуатаційних характеристик спеціалізованих ТЗ, які забезпечують діяльність відповідних відомств, є плавність ходу. Вимоги щодо наявності її високих показників пояснюються необхідністю віброзахисту пасажирів та вантажів від впливу динамічних навантажень. Дійсно, вібрації, що виникають під час руху ТЗ по дорогам зі зношеним покриттям або бездоріжжю, здатні вкрай небезпечно впливати на вантажі певної категорії, а також негативно позначатися на здоров'ї водія та пасажирів, наприклад, під час тривалого патрулювання місцевості або перевезенні хворих чи постраждалих.

Поліпшення показників плавності ходу ТЗ може бути отримано шляхом удосконалення системи підресорювання на основі поглибленого вивчення процесів вібрацій елементів ТЗ під час його експлуатації. Дослідження вертикальної динаміки сучасних ТЗ спеціального призначення із складними нелінійними системами підресорювання та в умовах широкої зміни різноманітних експлуатаційних навантажень є складною та актуальною науково-технічною задачею. Останнє обумовлює необхідність удосконалення існуючих розрахункових моделей на основі сучасних засобів комп'ютерного моделювання та необхідність проведення експериментальних випробувань.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконана в Національній академії Національної гвардії України в рамках виконання науково-дослідних робіт за держбюджетною темою МОН України: «Наукове обґрунтування вимог до тактико-технічних та експлуатаційних показників автомобільної та бронетанкової техніки Національної гвардії України» (ДР № 0115U002840), де здобувач був виконавцем окремих розділів.

Мета і задачі дослідження. Мета роботи полягає в удосконаленні системи підресорювання спеціалізованого ТЗ, що знаходиться під дією випадкових кінематичних збурень нерівностями дорожньої основи, спрямоване на поліпшення плавності ходу ТЗ, яке досягається шляхом введення додаткового рівня нелінійного підресорювання та вибору його раціональних характеристик.

Для досягнення поставленої мети вирішували наступні **задачі**:

1. Аналіз критеріїв та вимог, що висуваються до плавності ходу сучасних ТЗ, зокрема, спеціалізованого призначення, а також аналіз особливостей та технічних характеристик існуючих конструкцій систем підресорювання та віброізоляції.

2. Вибір та обґрунтування типу конструкції та параметрів системи підресорювання спеціалізованого ТЗ, розроблення критеріїв та методів оцінювання її експлуатаційної ефективності з точки зору забезпечення покращених показників плавності ходу.

3. Розробка математичної моделі вертикальної динаміки ТЗ за різних конструктивних і компоновальних параметрів системи підресорювання та методів розрахунку показників плавності ходу під дією детермінованих та випадкових кінематичних збурень.

4. Теоретичні дослідження вертикальних та кутових коливань спеціалізованого ТЗ під дією одиничних та випадкових збурень нерівностями дорожньої основи. Здійснення обґрунтування вибору раціональних параметрів системи підресорювання.

5. Виконання дорожніх експериментальних досліджень плавності ходу спеціалізованого ТЗ з традиційною та удосконаленою системами підресорювання в різних експлуатаційних умовах.

6. Розробка рекомендацій щодо практичного використання результатів дослідження, пропозицій компонування та параметрів системи підресорювання ТЗ, які забезпечують покращення їх плавності ходу.

Об'єкт дослідження – плавність ходу двовісних спеціалізованих ТЗ та коливальні процеси, що виникають в їх конструктивних елементах при взаємодії з дорожньою основою, що має випадковий мікропрофіль або задані одиничні нерівності.

Предмет дослідження – вплив параметрів нелінійної системи підресорювання спеціалізованих ТЗ на їх плавність ходу за різних умов експлуатації.

Методи дослідження. Теоретичні дослідження, що проводились в роботі, виконані на основі теорій випадкових функцій та диференціальних рівнянь із застосуванням процедур чисельного інтегрування. Результати досліджень було оброблено із використанням сучасних засобів обчислювальної техніки та програмних продуктів символічної математики.

Експериментальні дослідження базувалися на підходах наукового планування експерименту, методах теорії математичної статистики та спектральної теорії обробки сигналів. Для узагальнення результатів теоретичних розрахунків та експериментальних даних застосовувалась теорія апроксимацій функцій.

Наукова новизна одержаних результатів:

1. Встановлено закономірності формування експлуатаційних показників плавності ходу спеціалізованих колісних ТЗ з нелінійною дворівневою віброізолюючою системою підресорювання, що знаходиться під дією детермінованих та випадкових збурень нерівностями дороги.

2. Вперше проведені теоретичні дослідження випадкових нелінійних коливань ТЗ з дворівневим підресорюванням, яке реалізує квазінульову жорсткість підвішування вантажу, зокрема із урахуванням запізнення випадкового кінематичного навантаження у часі.

3. Набули подальшого розвитку математичні моделі аналізу динаміки вертикальних коливань двовісних колісних ТЗ у складних дорожніх умовах, що дозволяють визначити показники плавності ходу за різних умов експлуатації та конструктивних схем виконання системи підресорювання.

4. Отримані нові якісні та кількісні оцінки ступеня впливу конструктивних параметрів ТЗ у запропонованій конструкції на його плавність ходу, які дозволили обґрунтувати вибір характеристик елементів дисипації та жорсткості в системі підресорювання.

5. Експериментально визначені нові закономірності впливу умов експлуатації (різна швидкість руху, тип та якість дорожнього покриття) на плавність ходу, що дозволили визначити ефективність використання системи другого рівня підресорювання з нелінійним пружним спіранням.

Практичне значення одержаних результатів становлять: розроблений алгоритм і методики проведення комп'ютерного моделювання взаємодії колісних ТЗ з опорою, що задана випадковим мікропрофілем, а також розрахункові та експериментальні дані щодо впливу конструктивних параметрів підвіски ТЗ на показники плавності ходу і рекомендації стосовно вибору раціональних параметрів системи підресорювання другого рівня.

Результати дисертаційного дослідження впроваджені в практику проектування зразків спеціальної техніки на ПАТ АвтоКрАЗ (м. Кременчук), ДП «Харківський завод спеціальних машин» (м. Харків), а також у навчальний процес в Національній академії Національної гвардії України (м. Харків).

Особистий внесок здобувача. Усі отримані результати, що виносяться на захист, отримано автором самостійно. Робота [9] опублікована одноосібно. У колективній монографії [1] автором підготовлено підрозділ 3.4, в якому описано конструкцію системи дворівневого підресорювання, що забезпечує віброізоляцію вантажів, розміщених на спеціальній платформі. Наведено аналіз результатів експериментальних досліджень плавності ходу дослідного зразку спеціалізованого ТЗ із зазначеною системою підресорювання.

У статтях та тезах, що опубліковані у співавторстві, здобувачу належить: [2], [12], [13], [15] – критичний аналіз можливих конструктивних рішень щодо забезпечення менших рівнів вібрацій, які діють на вантажі під час перевезень, а також особливості побудови математичних моделей коливань ТЗ з дворівневою системою підресорювання; [3], [4], [14], [16] – статистична обробка результатів експериментальних випробувань дослідного зразка ТЗ; [5] – [7], [11] – запропоновано математичну модель двовісного ТЗ, що має дворівневу систему нелінійного підресорювання та проведено розрахункові дослідження його динамічних характеристик, теоретично проаналізовані показники плавності ходу; [8], [10] – запропоновано алгоритм комп'ютерної симуляції та проведено комплекс чисельних досліджень коливань елементів ТЗ з дворівневою нелінійною системою підресорювання при русі ТЗ по дорозі з випадковим мікропрофілем.

У патенті [17] автору належить ідея модульного підходу до використання додаткової вантажної платформи із власною нелінійною системою

підресорювання, що забезпечує у певному діапазоні експлуатаційних режимів роботи ТЗ віброізоляцію вантажу чи пасажирів, які на ній розміщуються.

Апробація результатів дисертації. Основні положення дисертації, результати та висновки обговорено: на Міжнародній конференції «Современные проблемы естественных наук – Тараповские чтения» (м. Харків, 2016 р.); Міжнародній науково-практичній конференції «Створення та модернізація озброєння і військової техніки в сучасних умовах» (м. Чернігів, 2016 р.); Міжнародній науково-технічній конференції «Перспективи розвитку озброєння та військової техніки Сухопутних військ» (м. Львів, 2016 р.); VII-й науково-практичній конференції «Наукове забезпечення службово-бойової діяльності Національної гвардії України» (м. Харків, 2016 р.); V-й Міжнародній конференції «Nonlinear dynamics» (м. Харків, 2016 р.); XX-й науковій конференції «Новітні технології – для захисту повітряного простору» (м. Харків, 2016 р.).

У повному обсязі дисертація доповідалась на розширеному засіданні науково-дослідного центру Національної академії Національної гвардії України (м. Харків, 2017 р.) та на науковому семінарі кафедри автомобілів Національного транспортного університету (м. Київ, 2017 р.).

Публікації. Результати дисертаційної роботи опубліковані у 17 наукових працях, зокрема, 1 – монографії (у співавторстві), 7 – у статтях у фахових виданнях України, 1 – статті у закордонному виданні, 1 – патенті України на корисну модель, 7 – у матеріалах і тезах доповідей на конференціях.

Структура і обсяг дисертації. Дисертаційна робота включає в себе анотацію, вступ, чотири розділи, висновки, список використаних джерел з 118 найменувань та 2 додатки. Повний обсяг дисертації складає 182 сторінки, з них 160 сторінок основного тексту, 79 рисунків та 13 таблиць.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтовано актуальність теми роботи, сформульовано мету та задачі дослідження, наукову новизну та практичну значимість отриманих результатів, представлено дані про зв'язок роботи з науковими програмами і темами, наведено інформацію про апробацію, публікації.

У **першому розділі** представлено аналіз сучасного стану проблеми вібронавантаженості ТЗ, пасажирів та вантажу, які він перевозить. Розглянуто оцінки та норми, що висувуються до рівня плавності ходу сучасних ТЗ, при цьому особливу увагу приділено оцінкам впливу вібрацій на людину.

Серед науковців, які досліджували динаміку ТЗ та розробляли підходи до оцінювання його плавності ходу, відзначено роботи Агейкіна Я. С., Аксьонова П. В., Антонова Д. А., Беккера М. Г., Белоусова Б. Н., Жилейкіна М. М., Мельникова А. А., Мельничука С. В., Наумова В. Н., Певзнера Я. М., Прутчікова О. К., Риса А., Ротенберга Р. В., Силаєва А. А., Соколовського С. А., Успенського І. Н., Фалькевича Б. С., Чудакова Є. О., Шуклінова С. М., Хачатурова А. А., Чічекіна І. В., Яценко Н. Н. та ін.

Аналіз інформації, що представлена в огляді, показує, що для забезпечення високих показників плавності ходу ТЗ необхідно зменшити частоти та амплітуди вібрацій, зокрема пікові та середньоквадратичні значення (СКЗ) віброприскорень. При цьому визначено регламентовані допустимі рівні віброприскорень на окремих частотах вібрацій, які діють на людину або вантаж під час перевезень.

Показано, що покращення характеристик плавності ходу спеціалізованих ТЗ, які рухаються по дорогам зі зношеним покриттям, ґрунтовим дорогам та/або бездоріжжю, може бути здійснено шляхом удосконалення їх системи підресорювання. Наведено огляд та критичний аналіз типових конструкцій пасивної підвіски сучасних ТЗ. Встановлено, що традиційні системи підресорювання, які мають виконувати відповідні функції, на жаль, не можуть реалізувати необхідні вимоги, оскільки вони повинні забезпечувати ще й інші не менш важливі характеристики ТЗ, такі як, стійкість руху, керованість, маневреність тощо. В сучасному автобудуванні для вирішення даної проблеми використовуються активні (керовані) системи амортизації разом із пасивними традиційними конструктивними елементами. Такий підхід є достатньо ефективним, оскільки пасивна частина забезпечує основу потрібних характеристик, тоді як керовані елементи вирішують задачу пристосування до мінливих експлуатаційних умов. Разом із тим, активні підвіски є достатньо складними конструкціями, які потребують наявності блока керування, зовнішнього живлення тощо. Це робить дані системи кошковими, а також недостатньо надійними, особливо під час експлуатації спеціалізованої техніки в жорстких умовах.

Іншим шляхом забезпечення віброзахисту вантажів або пасажирів є створення дворівневих пасивних систем підресорювання, у яких перший рівень забезпечував би традиційні вимоги щодо керованості, стійкості тощо, а другий рівень мав нелінійну характеристику, яка за певних умов реалізовуватиме віброізоляцію вантажу чи пасажирів та забезпечуватиме у такий спосіб кращі показники плавності ходу.

У розділі наведено огляд існуючих технічних рішень щодо забезпечення віброізоляції важливих частин конструкції від джерела коливаль. Показано, що практичну цінність мають системи із квазінульовою жорсткістю.

На основі проведеного огляду класичних та сучасних наукових робіт встановлено, що питання вдосконалення конструкції систем підресорювання спеціалізованих ТЗ та розробки методів і підходів до дослідження їх плавності ходу в дорожніх умовах потребує подальшого розвитку, зокрема доцільним є впровадження дворівневої системи підресорювання з нелінійною віброізолюючою характеристикою.

У **другому розділі** розроблена математична модель спеціалізованого ТЗ як нелінійної динамічної системи, проаналізовано її характеристики та теоретичні можливості щодо покращення показників плавності ходу.

На основі модульного принципу компоновання запропоновано використовувати класичні ТЗ як основу та додатково розміщувати на них

спеціальну платформу, яка має нелінійний пружний підвіс. На рис. 1 представлено умовну схему такої конструкції з дворівневим підресорюванням. При цьому підресорювання другого рівня пропонується з нелінійною пружною характеристикою, яке конструктивно виконано як ферма Мізеса. Зведені пружна сила $F_{nl}(y)$ та жорсткість $C_{nl}(y)$ ферми Мізеса є функціями вертикальних переміщень:

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

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

де L_k – довжина пружин у горизонтальному стисненому положенні;

Δ – величина попереднього стиснення;

c_s, c_k – жорсткості вертикальних та горизонтальних (коректорів) пружин;

y – вертикальне переміщення платформи з вантажем.

Аналіз виразу (2) навколо положення рівноваги ($y = 0$) показує, що жорсткість даної системи в цьому початковому стані може бути обернена в нуль, якщо жорсткості пружин підвішування та горизонтальних коректорів будуть у раціональному співвідношенні до величини їх попереднього стиснення, тобто за умови $c_s \cdot L_k = c_k \cdot \Delta$.

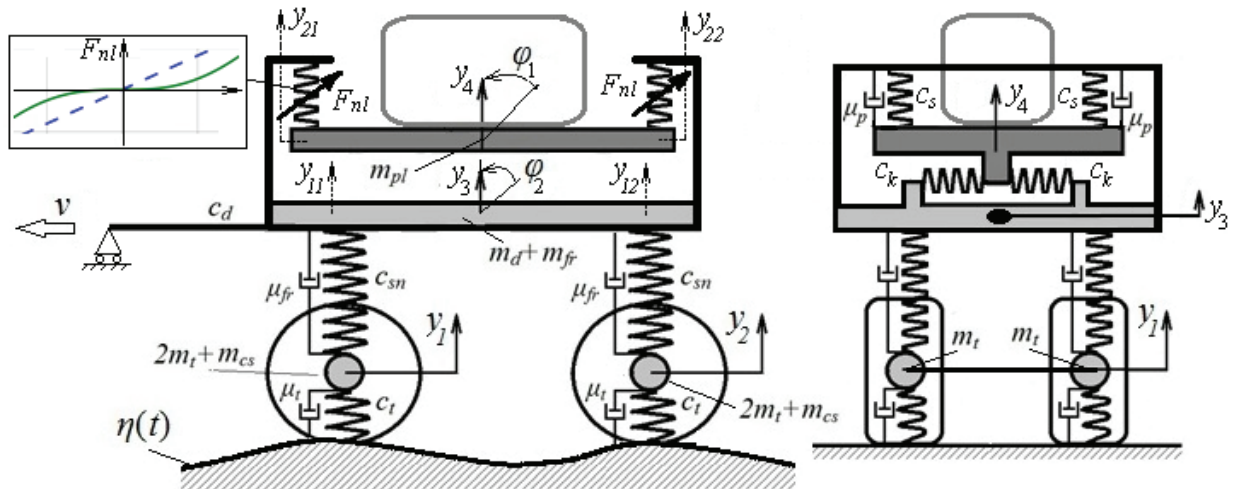


Рисунок 1 – Дискретна модель ТЗ із дворівневою системою підресорювання

Для запропонованої на рис. 1 конструкції ТЗ було сформовано дискретну динамічну модель. Виділено чотири масові точки, які представляють інерцію передньої та задньої осей ТЗ, основної рами та вантажної платформи з вантажем. Кожен масовий елемент має вертикальну ступінь вільності, які позначені так: y_1 та y_2 – вертикальні переміщення передньої та задньої осей ТЗ; y_3 та y_4 – вертикальних переміщень центрів мас рами ТЗ та вантажної платформи. При цьому останні два елементи мають по два степені вільності, оскільки можуть не лише вертикально переміщуватись, а й відтворювати кутові нахили (зазначені степені вільності позначено φ_1 та φ_2). Елементи з'єднані лінійними пружними та демпферними елементами, а підвішування вантажної

платформи реалізовано через ферму Мізеса.

Динамічна поведінка даної моделі описується наступною системою диференціальних рівнянь:

$$\left\{ \begin{array}{l} m_1 \cdot \ddot{y}_1 + \frac{\partial R}{\partial y_1} + (c_t + c_{sn1}) \cdot y_1 - c_{sn1} \cdot y_3 + \frac{L}{2} \cdot c_{sn1} \cdot \varphi_1 = c_t \cdot \eta_1(t) \\ m_2 \cdot \ddot{y}_2 + \frac{\partial R}{\partial y_2} + (c_t + c_{sn2}) \cdot y_2 - c_{sn2} \cdot y_3 - \frac{L}{2} \cdot c_{sn2} \cdot \varphi_1 = c_t \cdot \eta_2(t) \\ m_3 \cdot \ddot{y}_3 + \frac{\partial R}{\partial y_3} - c_{sn1} \cdot y_1 - c_{sn2} \cdot y_2 + c_{sn} \cdot y_3 + \frac{L}{2} \cdot \tilde{c}_{sn} \cdot \varphi_1 + F_3(y_3, y_4, \varphi_1, \varphi_2) = 0 \\ J_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 + \frac{\partial R}{\partial \varphi_1} + \frac{L}{2} \left[c_{sn1} \cdot y_1 - c_{sn2} \cdot y_2 + \tilde{c}_{sn} \cdot y_3 + \frac{L}{2} \cdot c_{sn} \cdot \varphi_1 \right] + \tilde{F}_3(y_3, y_4, \varphi_1, \varphi_2) = 0 \\ m_4 \cdot \ddot{y}_4 + \mu_p \cdot (\dot{y}_4 - \dot{y}_3) + F_4(y_3, y_4, \varphi_1, \varphi_2) = 0 \\ J_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 + \mu_p \cdot \frac{L^2}{2} \cdot (\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_2) + \tilde{F}_4(y_3, y_4, \varphi_1, \varphi_2) = 0 \end{array} \right. \quad (3)$$

де $m_1 = m_2 = 2m_t + m_{cs}$ – маса передньої колісної осі, яка складається з маси двох коліс та осі;

$m_3 = m_{fr}$ – сумарна маса рами та розміщеного на ній обладнання без врахування вантажної платформи і вантажу, які розглядаються в даній роботі окремо: $m_4 = m_{pl} + m_i$;

J_1 та J_2 – моменти інерції рами і вантажної платформи з вантажем;

c_t – жорсткість пневматичних шин;

c_{sn1} та c_{sn2} – жорсткості класичного підресорювання відповідно передньої та задньої осей ТЗ;

$\eta_1(t)$ та $\eta_2(t)$ – функції, які моделюють кінематичний вплив на осі ТЗ (фактично відповідають геометричному представленню нерівностей мікропрофілю дорожньої основи).

Для скорочення запису також введено додаткові позначення: $c_{sn} = c_{sn1} + c_{sn2}$ та $\tilde{c}_{sn} = c_{sn2} - c_{sn1}$. Крім цього в системі (3) нелінійні пружні сили, що відповідають другому рівню підресорювання, мають такий вигляд:

$$F_3 = -[F_{nl}(y = z_1) + F_{nl}(y = z_2)], \quad \tilde{F}_3 = \frac{L}{2} \cdot [F_{nl}(y = z_1) - F_{nl}(y = z_2)], \quad (4)$$

$$F_4 = F_{nl}(y = z_1) + F_{nl}(y = z_2), \quad \tilde{F}_4 = \frac{L}{2} \cdot [-F_{nl}(y = z_1) + F_{nl}(y = z_2)], \quad (5)$$

$$z_1 = y_4 - y_3 + \frac{L}{2} \cdot (\varphi_1 - \varphi_2), \quad z_2 = y_4 - y_3 + \frac{L}{2} \cdot (\varphi_2 - \varphi_1). \quad (6)$$

Дисипативні сили, які відображають елементи в'язкого внутрішнього тертя в шинах та у системах підресорювання, подані у системі (3) як відповідні похідні від потенціалу дисипативних сил і мають такі аналітичні вирази:

$$\frac{\partial R}{\partial \dot{y}_1} = \beta_1 \cdot \dot{y}_1 - \beta_3 \cdot \left(\dot{y}_3 - \dot{y}_1 - \frac{L}{2} \cdot \dot{\varphi}_1 \right), \quad \frac{\partial R}{\partial \dot{y}_3} = \beta_3 \cdot (\dot{y}_3 - \dot{y}_1 - \dot{y}_2) - \beta_4 \cdot (\dot{y}_4 - \dot{y}_3), \quad (7)$$

$$\frac{\partial R}{\partial \dot{y}_2} = \beta_1 \cdot \dot{y}_2 - \beta_3 \cdot \left(\dot{y}_3 - \dot{y}_2 + \frac{L}{2} \cdot \dot{\phi}_1 \right), \quad \frac{\partial R}{\partial \dot{\phi}_1} = \beta_3 \cdot \frac{L}{2} \cdot (L \cdot \dot{\phi}_1 + \dot{y}_1 - \dot{y}_2) - \beta_4 \cdot \frac{L^2}{2} \cdot (\dot{\phi}_1 + \dot{\phi}_2), \quad (8)$$

де $\beta_1, \beta_3, \beta_4$ – коефіцієнти демпфірування відповідно для пневматичних шин, першого рівня підресорювання та підресорювання вантажної платформи.

У рамках проведених теоретичних досліджень було вирішено задачу визначення динамічних характеристик даної системи. Зокрема, визначались характеристики породжуючих лінійних моделей. Визначено, що перша власна частота лінеаризованої моделі складає 1,17 Гц, друга – 1,48 Гц, третя та четверта 5,62 Гц та 6,14 Гц. Було також проаналізовано частоти та амплітуди вільних коливань нелінійної системи в залежності від рівня навантаження, яке імпульсно прикладалось до жорсткісних елементів, що відповідають колесам (шинам) ТЗ. Детальний аналіз результатів показує, що в системі з дворівневим підресорюванням характер коливального процесу змінюється зі збільшенням навантаження. При кінематичних імпульсах з амплітудою до 45 мм спостерігаються майже моногармонічні коливання з частотами до 0,2 Гц. Зі збільшенням рівня навантаження в коливаннях вантажної платформи починають проявлятися вищі гармоніки (з частотами 1,5 Гц, 5,6 Гц та 6 Гц).

У даному розділі також представлені результати досліджень коливальної системи з урахуванням наявності в ній дисипативних сил (що формуються в матеріалах під час вібрацій та у конструктивних елементах амортизації). Результати показують, що в обох випадках спостерігаються загасаючі у часі моногармонічні коливання після нестационарного процесу з характерними двома сплесками амплітуд, спричиненими переїздом нерівності колесами першої та другої осі. Слід відзначити, що врахування сил тертя ще більше зменшило частоти коливань нелінійної системи. Крім того, отримано значно менші пікові рівні віброприскорень. При висоті нерівності до 250 мм запропонована конструкція має більше ніж у 2 рази кращі показники плавності ходу. На рис. 2 показані пікові амплітуди прискорень вантажної платформи та частота основної гармоніки в залежності від висоти нерівності, що долається.

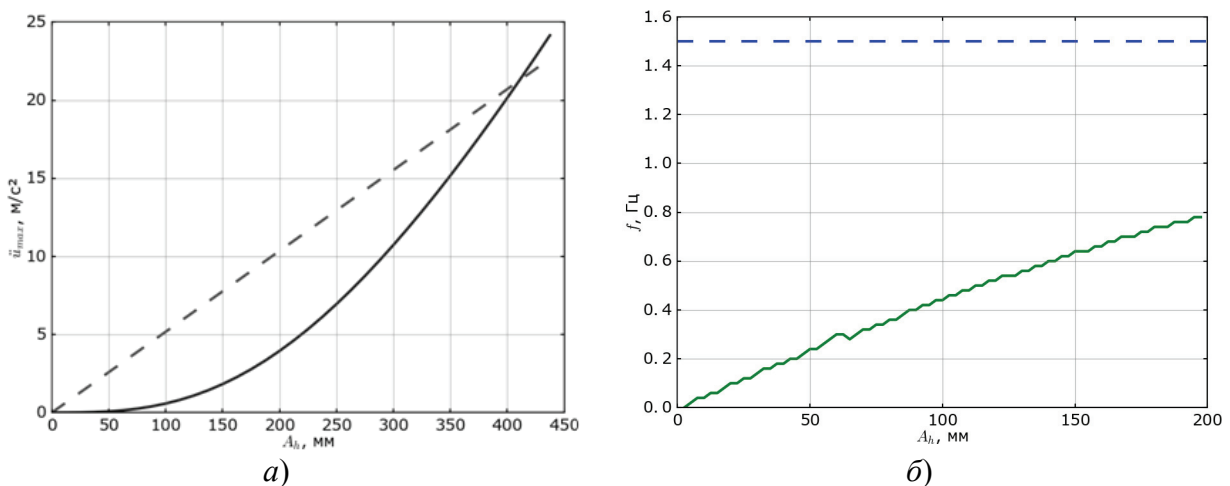


Рисунок 2 – Графіки залежностей амплітуд прискорень (а) та частоти гармоніки з найбільшою амплітудою (б) від висоти нерівності

У **третьому розділі** представлено підхід до комп'ютерної симуляції коливань ТЗ, що рухається по дорозі із випадковим мікропрофілем.

Важливою складовою цих досліджень є визначення характеристик навантаження, яке відповідає збуренню випадковим мікропрофілем дороги. З наукових публікацій відомо, що при русі ТЗ з постійною швидкістю, нерівності дорожньої основи будуть формувати стаціонарний у часі процес із спектральною щільністю такого виду:

$$S(\omega) = a \cdot \omega^{-b}, \quad (9)$$

де ω – частота, Гц;

a – параметр, що характеризує можливі висоти нерівностей та змінюється у широкому діапазоні значень від $3 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}^3$ до $1 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2/\text{с}^3$ відповідно для дороги з асфальтовим покриттям та бездоріжжя);

b – параметр, що визначає ширину спектра частот ($b=2$ для більшості дорожніх покриттів).

Для реалізації випадкового процесу із заданими характеристиками в роботі використано лінійну диференціальну фільтрацію дискретного білого шуму. Запропонований алгоритм визначення параметрів вібрації ТЗ при випадковому збуренні нерівностями дорожньої основи складається з п'яти основних етапів:

Перший етап включає генерацію масиву випадкових величин, які задовольняють нормальному закону розподілу Гауса. Утворена з цього масиву послідовність формує дискретний білий шум.

Другий етап полягає в перетворенні випадкового процесу, що має рівномірну спектральну щільність (створений на 1-му етапі шум), на процес $\eta(t)$ (мікропрофіль дороги), який має спектральну щільність, що задана виразом (9). Це здійснюється шляхом інтегрування білого шуму та його масштабуванням.

На *третьому етапі* створюються функції $\eta_1(t)$ та $\eta_2(t)$, що моделюють кінематичне навантаження на колеса ТЗ. Вони визначаються через функцію мікропрофілю $\eta(t)$ та величину затримки у часі, що існує у дії навантаження на різні осі ТЗ при переїзді через однакову нерівність.

Четвертий етап алгоритму відповідає за розв'язування системи нелінійних диференціальних рівнянь чисельним методом Рунге-Кутта 4-го порядку. При цьому права частина рівнянь задана дискретно, відповідно до попередньо згенерованих функцій $\eta_1(t)$ та $\eta_2(t)$ з кроком, що відповідає кроку інтегрування.

П'ятий етап спрямований на обробку отриманих результатів, визначення СКЗ та спектральних щільностей процесів коливань елементів ТЗ.

Узагальнення отриманих результатів за СКЗ випадкових переміщень вантажної платформи та її віброприскоренням подано на рис. 3. Аналіз наведених результатів показує, що СКЗ переміщень верхньої платформи при збільшенні рівнів навантаження (рух по ґрунтовим дорогам та бездоріжжю) суттєво збільшується у запропонованій моделі (рис. 3, а). Разом з цим, СКЗ віброприскорень у запропонованій конструкції суттєво є меншим (рис. 3, б).

Теоретична оцінка показує зменшення віброприскорень у 6 разів для вантажної платформи ТЗ при русі по ґрунтовим дорогам та бездоріжжю.

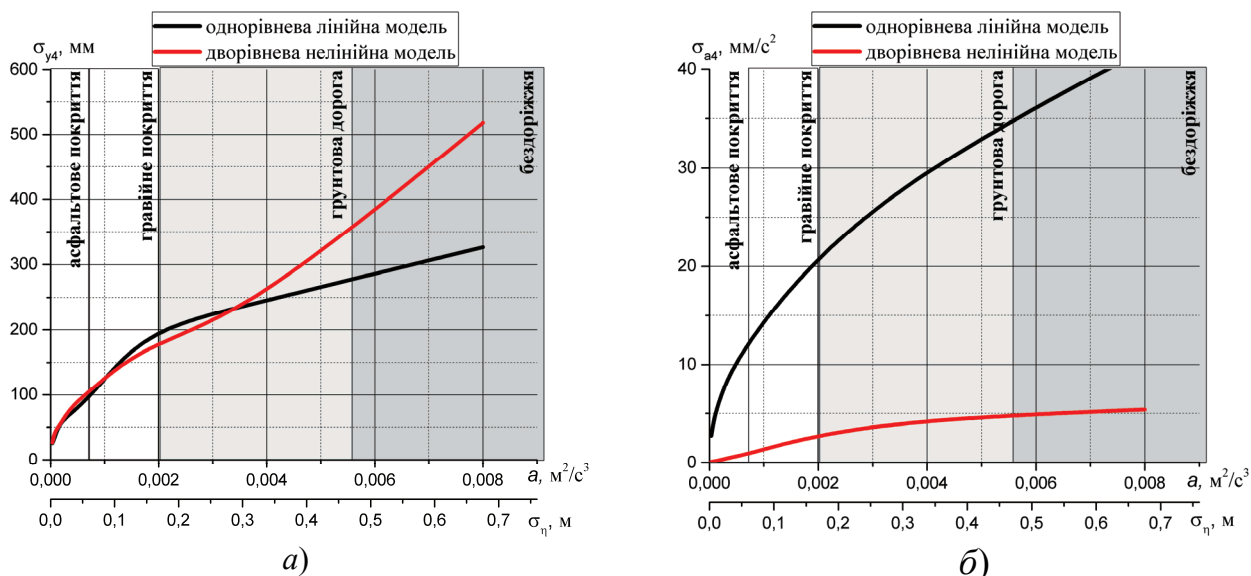
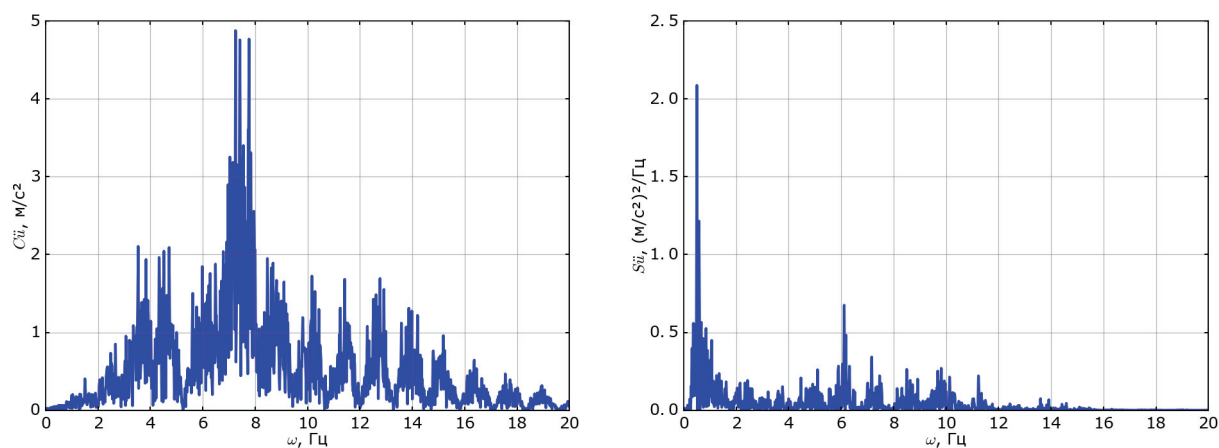


Рисунок 3 – СКЗ переміщень (а) та віброприскорень (б) коливань верхньої платформи

Для розрахованих віброприскорень коливань верхньої платформи ТЗ при русі по дорогам різної якості було визначено їх спектральні щільності (рис. 4), які надають можливість провести аналіз частотного складу випадкових коливань, що відбуваються в ТЗ класичної та запропонованої конструкцій.



Дорога зі зношеним покриттям, або ґрунтова ($a = 1,7 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2/\text{с}^3$, $\sigma_\eta = 0,265 \text{ м}$)

Рисунок 4 – Спектральні щільності віброприскорень верхньої платформи для моделі: зліва – лінійної (класична конструкція); справа – нелінійної (запропонована конструкція)

Аналіз отриманих даних свідчить, що спектр віброприскорень в класичній конструкції майже не залежить від навантаження: коливання відбуваються на частотах 3,5 Гц, 4,5 Гц, 7,5 Гц та мають шумоподібну складову в діапазоні від 9 Гц до 17 Гц. Домінуючою є гармоніка з частотою 7,5 Гц. Зауважимо, що зі збільшенням 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 (дорога з асфальтовим покриттям) спектральна щільність демонструє наявність шумоподібного спектра в діапазоні малих частот від 0,1 Гц до 4 Гц та в діапазоні від 5 Гц до 12 Гц. Зникає домінування гармоніки з 7,5 Гц. При збільшенні 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 від 0,5 Гц до 1 Гц.

У даному розділі на основі розробленого алгоритму та математичної моделі оцінено вплив параметрів конструктивних елементів ТЗ (жорсткостей, маси вантажу та коефіцієнтів демпфірування в амортизаторах) на характеристики плавності ходу. Встановлено, що маса вантажу суттєвого не впливає на переміщенні верхньої платформи в процесі вібрацій, як за лінійної, так і запропонованої нелінійної компоновки. Також визначено, що прискорення коливань платформи зменшується.

Окремо досліджено вплив параметрів демпфування на різних рівнях підвіски ТЗ на плавність ходу. У ході чисельного експерименту змінювались параметри β для кожного рівня підресорювання ТЗ. На практиці збільшення демпфіруючих властивостей системи підресорювання може бути реалізовано шляхом встановлення додаткових елементів, що поглинають енергію коливань.

Результати показують, що збільшення параметра β_1 (демпфірування в шинах) призводить до незначного зменшення СКЗ віброприскорень вантажної платформи при русі по ґрунтовій дорозі, або по дорозі зі зношеним покриттям (в межах 15 % для ТЗ лінійного компоновання та 20 % – нелінійного). При русі по дорозі з якісним асфальтовим покриттям ефективність від підвищення демпфірування в шинах відсутня.

Встановлено, що збільшення демпфіруючої здатності на першому рівні підвіски (параметр β_3) позитивно впливає на плавність ходу ТЗ. За амплітудами віброприскорень як для лінійної, так і нелінійної компоновки маємо майже 30 % покращення при русі по ґрунтовим дорогам або дорогам із зношеним покриттям. Для доріг з асфальтовим покриттям ефективність застосування демпфірування в першому рівні підресорювання дещо менша.

Аналогічні дослідження проводились відносно впливу параметра β_4 , що відповідає за демпфірування в останньому ступені підресорювання. Графіки залежності параметрів системи від β_4 наведені на рис. 5. Для лінійної моделі ефективність введення амортизації на другому рівні підресорювання є дуже слабкою (менше 10 % при русі по ґрунтовим дорогам або дорогам із зношеним покриттям). У випадку системи з нелінійним підресорюванням цей параметр зменшує амплітуди коливань на 50 %. Більш того, залежність СКЗ віброприскорень вантажної платформи від величини коефіцієнта демпфірування має виражений локальний мінімум при значенні $\beta_4 = 150 \text{ с}^{-1}$. Таким чином, виникає можливість для оптимального проектування амортизації конструкції дворівневого підресорювання. Однак, отриманий результат потребує окремого більш детального вивчення.

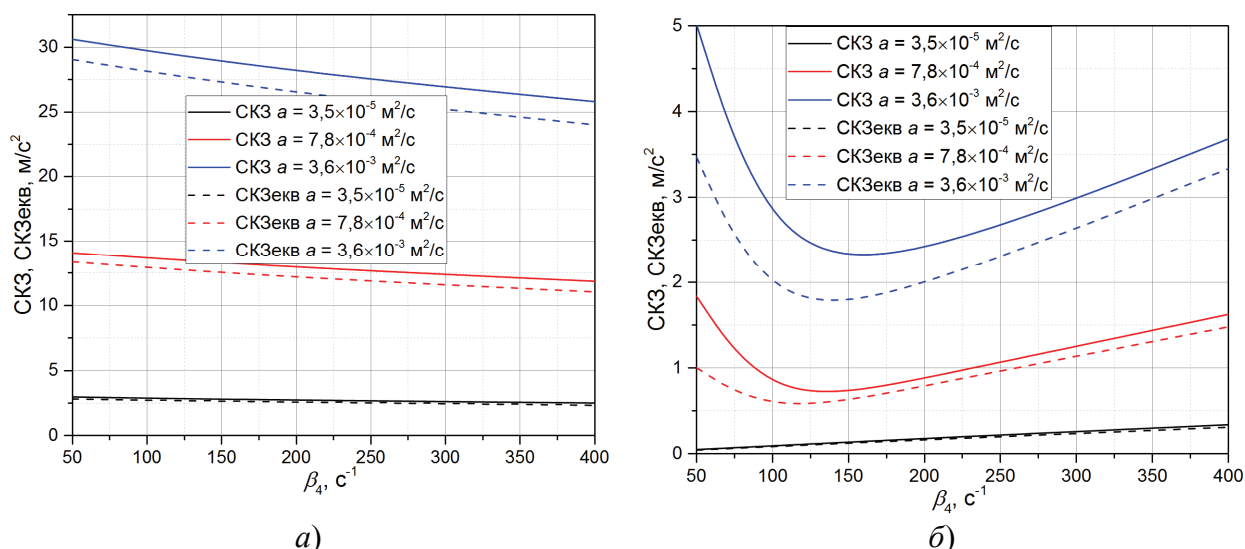


Рисунок 5 – Залежності СКЗ віброприскорень вантажної платформи за різних значення параметра β_4 у класичній лінійній компоновці (а) та запропонованій нелінійній (б)

У четвертому розділі подано результати натурних дорожніх випробувань, що проведені з дослідним зразком ТЗ, конструкція якого відповідає запропонованій у другому розділі схемі. Дослідний зразок являє собою двовісну конструкцію, яка має поліпшену систему другого рівня підресорювання.

Дослідження вібраційного стану при русі дослідного зразка ТЗ проводилось на 3-х типах дорожнього покриття: асфальтовому високої якості, бруківці поганої якості та по бездоріжжю. Вимірювання вібрацій проводилось при різних швидкостях руху ТЗ (в межах до 30 км/год). З метою дослідження ефективності роботи окремих ступенів підресорювання ТЗ вимірювання вібрації під час руху проводилось для двох його варіантів: із дворівневим нелінійним (вантажна платформа вивішувалась на рамі ТЗ за допомогою нелінійних пружинних блоків) та з однорівневим лінійним (вантажна платформа жорстко фіксувалась на рамі ТЗ болтовими з'єднаннями. Таким чином, визначався вплив ефективності застосування другого ступеня підресорювання.

Для вимірювання вібрації при різних режимах експлуатації ТЗ було визначено три контрольні точки на вантажній платформі (рис. 6). Для кількісного аналізу рівнів віброприскорень використовувалось СКЗ, а також приведені еквівалентні СКЗ, що враховує лише гармоніки з низькими частотами, які є найбільш небезпечними для людини. На рис. 7 наведено зареєстровані сигнали віброприскорень та їх спектральні щільності при русі ТЗ по бездоріжжю (у точках А і С).

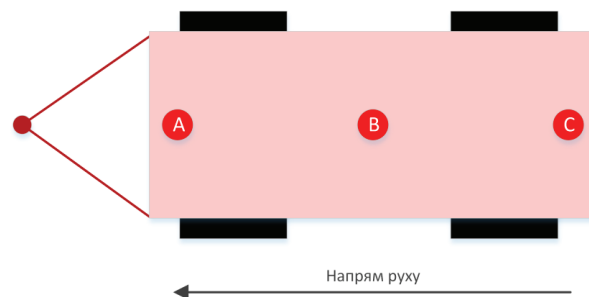


Рисунок 6 – Схема розміщення датчиків

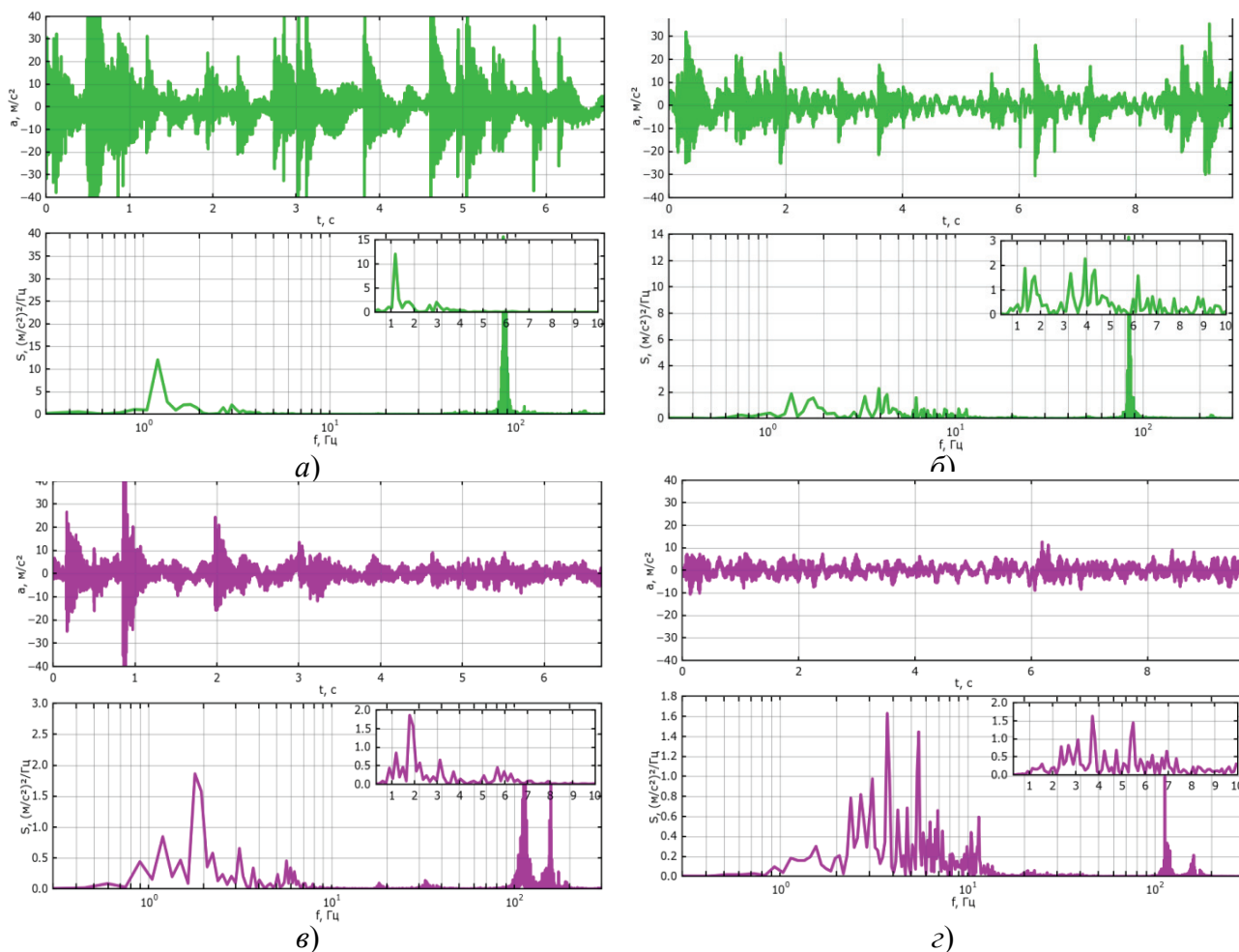


Рисунок 7 – Реалізація та спектральна щільність віброприскорень при русі по бездоріжжю:
 а), б) – запропонована дворівнева конструкція; в), г) – класична лінійна конструкція
 а), б) – в точці А; в), г) – в точці С

Аналіз частотного складу показує, що найбільшу енергію мають гармоніки з частотами від 2 Гц до 2,5 Гц та від 85 Гц до 105 Гц при нелінійному підресорюванні, а при лінійному переважають гармоніки з частотами 4 Гц та від 85 Гц до 105 Гц. Аналогічні за складом спектри спостерігаються на всіх швидкостях руху ТЗ та по дорогам різної якості. Узагальнення результатів експериментальних досліджень дозволяє встановити, що найбільший рівень вібрацій виникає при русі по бруківці, найменший – по асфальту. Нелінійна система підресорювання за еквівалентним СКЗ має більш низький рівень віброприскорень від 22,5 % до 38,7 % менше.

Проведене порівняння отриманих результатів експериментів з математичним моделюванням. Кількісне оцінювання показує, що при русі по дорозі із якісним асфальтовим покриттям значення еквівалентних СКЗ відрізняються приблизно на 16 % для ТЗ в нелінійного компонування та на 13 % для лінійного. Порівняння результатів експериментів та розрахунків для ТЗ, який рухається по дорозі зі зношеним покриттям показує, що відмінність у значеннях еквівалентних СКЗ менше 4 % для обох варіантів конструкції. Порівняння спектральних щільностей показує, що математична модель якісно відтворює спектр коливань в діапазоні від 1 Гц до 10 Гц.

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішені задачі щодо удосконалення системи підресорювання спеціалізованого ТЗ, що знаходиться під дією детермінованих та випадкових кінематичних збурень нерівностями мікропрофілю дорожньої основи та досягається шляхом введення нелінійної дворівневої віброізолюючої системи підресорювання.

1. Запропоновано удосконалену математичну модель вертикальної динаміки колісного спеціалізованого ТЗ при стаціонарному прямолінійному русі, що надає можливість визначити показники його плавності ходу за різних конструктивних компоновок та параметрів зовнішнього впливу, зокрема, імпульсного та випадкового.

2. Розроблено алгоритм комп'ютерного моделювання вертикальної динаміки ТЗ, зокрема, в умовах впливу кінематичного випадкового навантаження.

3. Проведено серію теоретичних досліджень щодо визначення характеристик плавності ходу ТЗ в точці розташування вантажу при кінематичному збуренні нерівностями дорожньої основи, що відповідає переїзду одиничної нерівності та стаціонарному руху по дорогам різної якості. Розрахункові дослідження проводились за різних конструктивних компоновок ТЗ та параметрів зовнішнього впливу. При цьому визначено, що:

- при імпульсному збуренні (моделювання переїзду одиничної нерівності) система запропонованого дворівневого підресорювання має амплітуди та частоти коливань менші, ніж в лінійній класичній конструкції. При висоті нерівності до 250 мм запропонована конструкція має кращі показники плавності ходу, більше ніж у 2 рази;

- при збільшенні рівнів кінематичного імпульсу як в класичній, так і в запропонованій системі, спостерігається збільшення амплітуд коливань. При цьому, в запропонованій конструкції така залежність є суттєво нелінійною і зі збільшенням рівнів навантаження ефективність нелінійного підресорювання втрачається. Основна частота коливань в цій системі також збільшується зі збільшенням рівня навантаження, але залишається суттєво меншою за частоти вільних коливань класичної конструкції;

- при випадковому кінематичному навантаженні, яке формується при стаціонарному русі ТЗ, визначено, що СКЗ коливань вантажу є близькими для обох варіантів конструкції, але основна частота коливань значно менша у системи з дворівневим нелінійним підресорюванням. Це призводить до значно менших рівнів віброприскорень, які діють на вантаж що перевозиться. Теоретична оцінка показує зменшення віброприскорень у 6 разів для вантажної платформи ТЗ при русі по ґрунтовим дорогам та бездоріжжю.

4. Розроблено дослідний зразок ТЗ, що надає можливість проводити натурні випробовування як візка з дворівневою схемою підресорювання, так і в рамках класичного для автомобілебудування компоновання. Проведено експериментальні дорожні випробовування, які якісно та кількісно (розбіжність

в межах 16 %) підтвердили отримані теоретичні висновки.

5. Проведено дослідження впливу конструктивних та експлуатаційних параметрів ТЗ на вібронавантаження вантажу, що перевозиться. При цьому досліджено вплив характеристик дисипації в шинах та амортизаторах першого й другого рівнів підресорювання. Встановлено, що:

- підвищення демпфірування в шинах зменшує вібрації вантажної платформи для ТЗ з традиційною та поліпшеною системами підресорювання відповідно в межах 15 % та 20 % при русі по ґрунтовим дорогам або дорогам зі зношеним покриттям;

- підвищення демпфірування в підресорюванні першого рівня зменшує вібраційний вплив на вантаж в межах 30 %;

- для лінійної моделі ефективність введення амортизації на другому рівні підресорювання є дуже слабкою (менше 10 % при русі по ґрунтовим дорогам або дорогам зі зношеним покриттям). Разом з тим, цей параметр суттєво впливає у випадку системи з нелінійним підресорюванням (понад 50 %). Більш того, залежність СКЗ віброприскорень вантажної платформи від величини коефіцієнта демпфірування має виражений локальний мінімум при значенні $\beta_4 = 150 \text{ c}^{-1}$.

6. Результати наукових досліджень впроваджено в практику проектно-дослідних робіт провідних вітчизняних підприємств автобудування ПАТ «АвтоКрАЗ» (м. Кременчук) та ДП «Харківський завод спеціальних машин» (м. Харків), а також в навчальний процес Національної академії Національної гвардії України (м. Харків).

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Монографія

1. Покращення тактико-технічних властивостей засобів транспорту при русі в колоні: монографія / М. А. Подригало, О. С. Полянський, Р. О. Кайдалов, В. М. Баштовий та інші; під. ред. М. А. Подригала та О. С. Полянського. – Харків: Національна академія Національної гвардії України, 2016. – 281 с.

Статті в наукових фахових виданнях

2. Баштовий В. М. Особливості побудови математичної моделі вертикальних одновісних коливань транспортного засобу для транспортування небезпечних вантажів із застосуванням пневматичних елементів у другому ступені підвішування / В. М. Баштовий, Р. О. Кайдалов, А. Я. Калиновський, С. А. Соколовський // Збірник наукових праць Національної академії Національної гвардії України. – Харків: НАНГУ. – 2014. – Вип. 2. – С. 23–28.

3. Калиновський А. Я. Експериментальні дослідження вертикальних коливань спеціалізованого транспортного засобу з нелінійним підресоренням при переїзді одиночної нерівності / А. Я. Калиновський, О. О. Водка, В. М. Баштовий, Р. О. Кайдалов // Вісник Національного технічного

університету «Харківський політехнічний інститут». Серія: Динаміка та міцність машин. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2014. – № 58. – С. 31–39.

4. Кайдалов Р. О. Експериментальне оцінювання плавності ходу спеціалізованого транспортного засобу з нелінійним підресорюванням при русі по бездоріжжю / Р. О. Кайдалов, В. М. Баштовий, О. О. Ларін, О. О. Водка // Збірник наукових праць Національної академії Національної гвардії України. – Харків: НАНГУ. – 2015. – Вип. 2. – С. 27–31.

5. Ларін О. О. Дослідження динамічних характеристик спеціалізованого транспортного засобу, що має дворівневу нелінійну систему підресорювання / О. О. Ларін, С. А. Соколовський, Р. О. Кайдалов, В. М. Баштовий, О. О. Водка // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». Серія: Нові рішення у сучасних технологіях. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2015. – № 62. – С. 17–22.

6. Ларін О. О. Дослідження коливань спеціалізованого транспортного засобу з дворівневою нелінійною системою підресорювання при переїзді одиничної дорожньої нерівності / О. О. Ларін, О. О. Водка, В. М. Баштовий, Р. О. Кайдалов // Наукові нотатки. – Луцьк: Луцький Національний технічний університет. – 2016. – Вип. 55. – С. 183–190.

7. Ларін О. О. Математичне моделювання коливань спеціалізованого транспортного засобу з дворівневою нелінійною системою підресорювання при переїзді одиничної дорожньої нерівності / О. О. Ларін, В. М. Баштовий, Р. О. Кайдалов та інші // Системи озброєння і військова техніка. – Харків: Харківський національний університет Повітряних Сил імені Івана Кожедуба. – 2016. – № 3(47). – С. 14–21.

8. Ларін О. О. Розрахункові дослідження показників плавності ходу спеціалізованого транспортного засобу з системою підресорювання, що має квазінульову жорсткість при випадкових збуреннях нерівностями дороги / О. О. Ларін, О. О. Водка, Р. О. Кайдалов, В. М. Баштовий // Науковий вісник: цивільний захист та пожежна безпека. – Київ: Український науково-дослідний інститут цивільного захисту. – 2016. – № 1(1). – С. 117–126.

Публікації у наукових періодичних виданнях іноземних держав з напряду

9. Баштовой В. М. Дорожные испытания вибраций специализированного транспортного средства для перевозки взрывоопасных грузов по дороге с асфальтным покрытием / В. М. Баштовой // East European Scientific Journal. – Польща, Варшава. – 2016. – № 6. – С. 22–26.

Опубліковані праці апробаційного характеру

10. Larin O. O. Stochastic dynamics of the specialized vehicle with nonlinear suspension / Oleksiy O. Larin, Oleksii O. Vodka, Ruslan O. Kaidalov, Volodymyr M. Bashtovoi // Proceedings of 5th Int. Conference “Nonlinear dynamics - 2016”, (September 27–30, 2016, Kharkiv). – Kharkiv: National Technical University “Kharkiv Polytechnic Institute”, 2016. – Pp. 370–378.

11. Баштовий В. М. Аналіз динамічних характеристик дискретної нелінійної системи з квазінульовою жорсткістю, що використовується для віброізоляції небезпечних вантажів / В. М. Баштовий, Р. О. Кайдалов // Тезиси докладов міжнародної конференції «Современные проблемы естественных наук «Тараповские чтения–2016», (1-4 березня, 2016, Харків). – Харків: «Цифрова друкарня N1». – 2016. – С. 80-81.

12. Соколовський С. А. Модернізація спеціалізованого транспортного засобу для перевезення вибухонебезпечних вантажів та результати його експериментальних випробувань / С. А. Соколовський, Р. О. Кайдалов, В. М. Баштовий // Створення та модернізація озброєння і військової техніки в сучасних умовах: збірник тез доповідей 16 науково-технічної конференції, 08–09 вересня 2016 р. – Чернігів: ДНВЦ ЗС України, 2016. – С. 225–226.

13. Кайдалов Р. О. Конструкція спеціалізованого транспортного засобу із дворівневою системою підресорювання для перевезення вибухонебезпечних вантажів / Р. О. Кайдалов, В. М. Баштовий // Перспективи розвитку озброєння та військової техніки Сухопутних військ: збірник тез доповідей Міжнародної наук.-техн. конф., 18–19 травня 2016 р. – Львів: НАСВ, 2016. – С. 256–257.

14. Соколовський С. А. Експериментальні дослідження плавності ходу спеціалізованого транспортного засобу із дворівневою системою підресорювання для перевезення вибухонебезпечних вантажів / С. А. Соколовський, Р. О. Кайдалов, В. М. Баштовий // Наукове забезпечення службово-бойової діяльності Національної гвардії України: збірник тез доповідей VII науково-практичної конференції, 31 березня 2016 р. – Харків: НАНГУ, 2016. – С. 133–134.

15. Кайдалов Р. О. Дворівнева система підресорювання спеціалізованого транспортного засобу для перевезення вибухонебезпечних вантажів / Р. О. Кайдалов, В. М. Баштовий // Новітні технології – для захисту повітряного простору: збірник тез доповідей Дванадцятій наукової конференції Харківського університету Повітряних Сил імені Івана Кожедуба, 13–14 квітня 2016 р. – Харків: ХУПС, 2016. – С. 295.

16. Кайдалов Р. О. Експериментальні дослідження плавності ходу модернізованого спеціалізованого транспортного засобу для перевезення вибухонебезпечних вантажів / Р. О. Кайдалов, В. М. Баштовий // Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті і при підготовці фахівців: збірник тез доповідей науково-практичної та науково-методичної конференції, 20–21 жовтня 2016 р. – Харків: ХНАДУ, 2016. – С. 139.

Патенти

17. Патент на корисну модель № 108409 Україна: МПК В 60 Р 9/00 Спеціальна піротехнічна машина / А. Я. Калиновський, С. А. Виноградов, С. А. Соколовський, В. М. Баштовий // Заявник та патентообладач Національний університет цивільного захисту України. – № u 2016 01228; заявл. 12.02.2016; опубл. 11.07.2016, Бюл. № 13.

АНОТАЦІЯ

Баштовий В. М. Удосконалення системи підресорювання спеціалізованого транспортного засобу, що знаходиться під дією випадкових збурень нерівностями дорожньої основи. – На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.22.02 – Автомобілі та трактори. – Національний транспортний університет, Київ, 2017.

Дисертаційна робота присвячена вирішенню актуальної науково-технічної задачі покращення показників плавності ходу спеціалізованих транспортних засобів шляхом удосконалення системи підресорювання та раціонального вибору її параметрів.

У роботі запропоновано удосконалені математичні моделі вертикальної динаміки транспортних засобів при стаціонарному прямолінійному русі. Проведено серію теоретичних досліджень щодо визначення характеристик плавності ходу транспортних засобів у точці розташування вантажу при кінематичному збуренні нерівностями дорожньої основи імпульсного та випадкового характеру. Досліджено вплив конструктивних та експлуатаційних параметрів транспортних засобів на вібронавантаження вантажу, що перевозиться. Проведено дорожні випробовування дослідного зразка в умовах руху з різними швидкостями та по дорогам різної якості з конструкціями, що відповідають розрахунковим схемам.

Отримані автором результати впроваджено у практику проектування нових та модернізацію існуючих конструкцій ТЗ на провідних вітчизняних підприємствах автобудування ПАТ «АвтоКрАЗ» (м. Кременчук) та ДП «Харківський завод спеціальних машин» (м. Харків).

Ключові слова: плавність ходу, спеціалізований транспортний засіб, віброізоляція, системи з квазінульовою жорсткістю, випадкові коливання.

АННОТАЦИЯ

Баштовой В. М. Совершенствование системы подвески специализированного транспортного средства, находящегося под действием случайных возмущений неровностями дорожного основания. – На правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.22.02 – Автомобили и тракторы. – Национальный транспортный университет, Киев, 2017.

Диссертационная работа посвящена решению актуальной научно-технической задачи улучшения показателей плавности хода транспортных средств, путем усовершенствования системы подвески и рационального выбора ее параметров на основе теоретических исследований и экспериментальных испытаний.

На основе модульного принципа компоновки предложено на традиционных транспортных средствах дополнительно размещать специальную грузовую платформу, которая будет обеспечивать виброизоляцию грузов или пассажиров. Такое транспортное средство будет обладать двухуровневой подвеской. В качестве первого уровня используется классическая подвеска, которая удовлетворяет требованиям по устойчивости движения, управляемости транспортного средства и т.д., но в результате этого имеет ограниченные возможности по виброзащите грузов и пассажиров. Второй уровень подвески осуществляет дополнительное упругое подвешивания специальной платформы с целью обеспечения уменьшения воздействия на нее вибраций. При этом, подвеска второго уровня предлагается с нелинейной упругой характеристикой, конструктивно выполненной в виде фермы Мизеса.

Предложено дискретную динамическую модель с 6-ю степенями свободы, которая позволяет анализировать вертикальные и угловые колебания этой конструкции в линейной и нелинейной постановках. Проведен анализ динамических характеристик данной модели. Определено, что наличие нелинейной системы подвешивания предложенного типа уменьшает значения частот и амплитуды свободных колебаний грузовой платформы транспортного средства.

Разработан алгоритм решения задачи компьютерного моделирования вибрационного состояния элементов специализированного транспортного средства при случайном кинематическом возбуждении от дорожного основания. Расчеты выполнены по нескольким структурным схемам транспортного средства и с различными параметрами внешнего возбуждения. Особое внимание уделено сравнительным исследованиям для специализированного транспортного средства с классической линейной компоновкой и с двухуровневой подвеской при различных условиях работы.

Исследовано влияние конструктивных и эксплуатационных параметров транспортного средства на колебания перевозимого груза. Проанализировано влияние возможного увеличения диссипативных характеристик шин и амортизаторов на плавность хода транспортного средства.

Проведена серия экспериментальных дорожных испытаний специализированного транспортного средства предложенной конструкции при движении по дорогам разного типа. Испытания были проведены на основе созданного прототипа самоходного транспортного средства, которое имеет двойную подвеску. Технические решения по реализации конструкции данного прототипа были основаны на модульном принципе, который позволяет легко модифицировать конструкцию и проводить испытания в различных конструктивных исполнениях данного транспортного средства.

Проведены дорожные испытания опытного образца в условиях движения с различными скоростями и по дорогам разного качества. Полученные экспериментальные данные позволили сделать выводы о фактической эффективности внедрения нелинейной двухуровневой подвески грузов в специализированных транспортных средствах. Сравнительный анализ

результатов численного моделирования с экспериментальными данными показывает их хорошую качественную и количественную согласованность.

Полученные автором результаты внедрены в практику проектирования новых и модернизацию существующих конструкций транспортных средств на ведущих отечественных предприятиях автомобилестроения ПАО «АвтоКрАЗ» (г. Кременчуг) и ГП «Харьковский завод специальных машин» (г. Харьков).

Ключевые слова: плавность хода, колесное транспортное средство, виброизоляция, системы с квазинулевой жесткостью, случайные колебания.

SUMMARY

Bashtovyi V. M. An improvement of the suspension of specialized vehicle being under the influence of random perturbations of the road base roughness. – The Manuscript.

Thesis for scientific degree of candidate of technical sciences, specialty 05.22.02 - Automobiles and tractors. – National Transport University, Kyiv, 2017.

The thesis deals with the solution of the actual scientific and technical task for improving of the riding comfort of specialized vehicles in the framework of its suspension system upgrading. The task solved based on the theoretical investigation and in-road experimental testing of vertical dynamics of the vehicle, which is being under the influence of random and impact perturbations of road microprofile.

Based on the modular principle, it is proposed to use the classic two axis vehicle as a base design and additionally placed on it a special cargo platform. The vehicle's carriage frame has a linear suspension and the cargo platform has an additional level of suspension that is joined to the frame via von Misses truss, which has a quasi-zero stiffness in a working region.

It is considered a discrete half-car nonlinear dynamic system with 6 dofs. An algorithm of computer simulation has been developed for analysing of vertical nonlinear dynamics for the vehicle under the influence of impact and wide-band stationary load. Series of theoretical investigations of the vehicle crossing-over through a single road bump and its off-road movement has been carried out. The influence of the design and operational parameters on cargo vibration has been investigated.

The experimental study has been carried out within in-road tests on different types of roads. The study has been done basing on a research prototype of non-self-propelled vehicle that has a double-levelled suspension. Vertical accelerations in the several points under the cargo platform have been measured and analysed.

The results have been put into a practice on the leading automobile enterprises of PJSC «AvtoKrAZ» (Kremenchug) and SE «Kharkiv plant of special machines» (Kharkiv).

Keywords: riding comfort, specialized vehicles, vibro-isolation system with quasi-zero stiffness, random vibrations.

Підписано до друку 12.10.2017 р.
Формат 60х84/16. Папір офсетний №1.
Обл. вид. арк. 0.85. Ум. друк. арк. 0.9
Гарнітура Times New Roman.
Наклад 100. Зам. 4625.

Редакційно-видавничий відділ НТУ.
01010, Україна, Київ, вул. Бойчука, 39, тел. +38 (044) 284 2626