

НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ НАЦІОНАЛЬНОЇ ГВАРДІЇ УКРАЇНИ
МІНІСТЕРСТВО ВНУТРІШНІХ СПРАВ УКРАЇНИ

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТРАНСПОРТНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Баштовий Володимир Михайлович

УДК 629.3.027

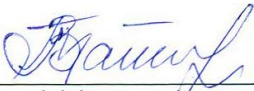
ДИСЕРТАЦІЯ

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

Спеціальність 05.22.02 – Автомобілі та трактори
Механічна інженерія

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело.


(підпис, ініціали та прізвище здобувача)

В.М. Баштовий

Науковий керівник:

Кайдалов Руслан Олегович
кандидат технічних наук, доцент

Харків – 2017

АНОТАЦІЯ

Баишовий В. М. Удосконалення системи підресорювання спеціалізованого транспортного засобу, що знаходиться під дією випадкових збурень нерівностями дорожньої основи. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук (доктора філософії) за спеціальністю 05.22.02 – Автомобілі та трактори (Механічна інженерія). – Національна академія Національної гвардії України, Харків 2017.

Дисертаційну роботу присвячено вирішенню актуальної науково-технічної задачі покращення показників плавності ходу спеціалізованих транспортних засобів шляхом удосконалення системи підресорювання та раціонального вибору її параметрів на основі теоретичних досліджень та експериментальних випробувань.

Об'єктом дослідження є коливання конструктивних елементів транспортних засобів та вібронавантаженість пасажирів і вантажів, що виникають внаслідок взаємодії колісного транспортного засобу з опорою.

Теоретичні дослідження, що проводились в роботі, виконані на основі теорій випадкових функцій та диференціальних рівнянь із застосуванням сучасного математичного моделювання, методами теорії автомобіля та теорій коливань і ймовірностей. Результати досліджень було оброблено із використанням сучасних засобів обчислювальної техніки та програмних продуктів символічної математики.

Експериментальні дослідження базувалися на підходах наукового планування експерименту, методів теорії математичної статистики та спектральної теорії обробки сигналів.

На основі модульного принципу компоновки в роботі запропоновано використовувати класичні транспортні засоби в якості основи та додатково розміщувати на них спеціальну платформу, що вивішується на системі з нелінійною пружною характеристикою. Відповідна система використовує в якості першого рівня підресорювання класичну (типову) лінійну підвіску, що задовольняє вимоги до стійкості руху, керованості, прохідності транспортного засобу його маневреності тощо, але в наслідок цього має певні обмеження стосовно віброзахисту вантажів та пасажирів при русі по дорогам поганої якості та бездоріжжю. Натомість другий рівень підресорювання виконує підвішування вантажу або пасажирів на спеціальній платформі, яка забезпечує зменшення впливу вібрацій на вантаж або пасажирів. Зазначена система має квазінульову жорсткість і в такий спосіб реалізує віброізоляцію вантажу, що перевозиться. При цьому підресорювання другого рівня пропонується з нелінійною пружною характеристикою, яка конструктивно є фермою Мізеса.

У дисертаційній роботі запропоновано дискретну динамічну модель із 6 ступенями вільності, що надає можливість аналізувати вертикальні та кутові коливання цієї конструкції в лінійній та нелінійній постановках. На основі даної моделі проведено аналіз статичних та динамічних характеристик окремо вантажної платформи та в цілому транспортного засобу. Визначено, що наявність нелінійної системи підвішування запропонованого типу зменшує значення власних частот коливань та амплітуди вільних коливань вантажної платформи транспортного засобу.

Розроблено алгоритм вирішення задачі комп'ютерного моделювання вібраційного стану елементів спеціалізованого транспортного засобу при випадковому кінематичному збудженні від дорожньої основи різного типу та якості. Запропоновано схематизації навантажень, що діють від нерівностей дорожньої основи на транспортний засіб при поданні одиначної нерівності та під час його стаціонарного руху по бездоріжжю. Схематизації виконані у вигляді імпульсного та стаціонарного випадкового навантажень, що послідовно прикладаються до передньої та задньої осей автомобіля.

За допомогою побудованої математичної моделі та створених алгоритмів проведено чисельні дослідження випадкових коливань спеціального транспортного засобу з лінійним та нелінійним підресорюванням. Розрахунки проведено за кількома структурними схемами транспортного засобу та з різними параметрами зовнішнього збудження. Особливу увагу приділено порівняльним дослідженням спеціалізованого транспортного засобу з класичними лінійними та дворівневими підвісками (лінійні та нелінійні моделі) за різних умов роботи.

Досліджено вплив конструктивних та експлуатаційних параметрів транспортного засобу на вібрацію вантажу. У дослідженні аналізується вплив можливої зміни маси вантажів, збільшення дисипативних характеристик шин та амортизаторів на плавність ходу транспортного засобу.

У дисертаційній роботі проведено серію експериментальних дорожніх випробувань спеціалізованого транспортного засобу запропонованої конструкції при русі по дорогах різного типу. Дослідження проведене на основі дослідного прототипу несамохідного транспортного засобу, що має подвійну підвіску. Перший рівень має типове підресорювання торсіонного типу з лінійною жорсткістю, а другий рівень має нелінійні характеристики з квазінульовою жорсткістю у робочій зоні. Технічні рішення, щодо реалізації конструкції спеціалізованого транспортного засобу із дворівневою системою підресорювання були засновані на модульному принципі, що дозволяє легко модифікувати конструкцію та проводити випробування для різних конструктивних виконань даного прототипу.

Для проведення вимірювань використано сучасний сертифікований вібровимірювальний комплекс, що дозволяє визначати та записувати віброприскорення у трьох напрямках у точці конструкції.

Вимірювання та аналіз характеристик плавності ходу макету транспортного засобу проводився в трьох точках під вантажною платформою. Проведено дорожні випробування дослідного зразка транспортного засобу в умовах руху із різними швидкостями та по дорогах

різної якості. Дорожні дослідження також проводились для декількох конструктивних варіантів макету, які відповідають розрахунковим схемам, що використовувались при теоретичних випробуваннях. Експериментальні випробування надали дані щодо фактичної ефективності впровадження нелінійної дворівневої системи підресорювання вантажів у спеціалізованих транспортних засобах. Порівняльний аналіз результатів чисельного моделювання з експериментальними даними показує їхню якісну та кількісну узгодженість.

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), а також у навчальний процес в Національній академії Національної гвардії України.

Результати даного дослідження можуть знайти своє подальше використання для покращення плавності ходу та комфорту руху широкого класу колісних транспортних засобів, на залізничному та водному транспорті, а також для зменшення дії вібрацій на людей та устаткування у технологічному обладнанні.

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

СПИСОК ОСНОВНИХ ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА:

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 одиночної 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 напрямку

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.

ANNOTATION

Bashtovyy V.M. An improving of the suspension of specialized vehicle being under the influence of random perturbations of the road base roughness. – Qualifying scientific work, manuscript copyright.

Thesis for scientific degree of Candidate of Technical Sciences (Ph.D.) on specialty 05.22.02 – Automobiles and tractors (Mechanical engineering). – National Academy of National Guard of Ukraine, Kharkiv, 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 and rational choice of its parameters. 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.

The object of the study is the improvement of the structural elements of specialized vehicles that reducing the vibro load on passengers and goods caused by interaction of vehicle wheels with a road support.

The theoretical study is carried out in the work on the basis of the theories of random functions, differential equations and probabilities, the theory of the vehicles dynamics and the theory of vibrations within the application of modern mathematical and computer modeling tools. The results were processed using modern computer facilities and software products of symbolic mathematics.

Experimental researches were based on the approaches of scientific planning of the experiments, methods of the theory of mathematical statistics and spectral theory of signal processing. To generalize the results of theoretical calculations and experimental data, the theory of approximations was used.

Based on the modular principle layout, it is proposed to use the classic vehicle as a base design and additionally placed on it a special cargo platform. Thus, in the

work a two axis vehicle is considered that conventionally consists of a carriage frame (body) and a 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 that has a nonlinear characteristic with a quasi-zero stiffness in a working region. Such model allow to vibro-isolates a cargo platform that essentially improves the riding comfort for the goods and passengers on this platform on the one hand and on the other hand it is allow to keep the movement stability, steerability, off-road capability of the vehicle due to the usage of classic passive suspension on the base.

The work provides an improved mathematical model of the vehicle vertical dynamics at a steady motion. it is considered a discrete half-car nonlinear dynamic system with 6 dofs. Dynamical properties of this model have been analyzed. It is fond that nonlinear suspension of the proposed type allow to reduce natural frequencies of the vibrations on the cargo platform and amplitudes of the accelerations of the free vibrations.

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 sequentially applied to the front and rear axles of the vehicle.

It is proposed to schematize the loads that operate from the inequalities of the road base on the vehicle when crossing the unit inequality and during its stationary traffic on the impassability. Schemas are executed in the form of pulsed and stationary casual loads, which are applied successively to the front and rear axles of the car.

Using numerical models and algorithms created in previous chapters, numerical investigations of random oscillations of a special vehicle with linear and nonlinear sprinklers were conducted. The calculations are based on several structural schemes of the vehicle and with different parameters of external excitation. Particular attention in this work is paid to comparative studies of a specialized vehicle with classical linear and two-level suspensions, ie, linear and nonlinear models at different operating conditions.

A series of theoretical investigations are carried out based on this algorithm and created software to determine the parameters of riding comfort of the vehicle under kinematic excitation from the road irregularities. It simulates the vehicle crossing-over of the single road bump and its off-road movement. Calculations have been carried out at the several structural arrangements of the vehicle and with the varying of the parameters of external excitation. In this work a particular attention is paid to the comparative studies of the specialized vehicle with the classic linear and double-levelled suspensions. i.e. linear and nonlinear models on different operating conditions.

The influence of the design and operational parameters of the vehicle on cargo vibration has been also investigated. In the study it is analysed the effect on the riding comfort of the cargo mass changing, magnification of the dissipation characteristics of tires and shock absorbers.

The experimental study has been carried 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. The first level has typical torsion-bar suspension with the linear stiffness and the second level has the nonlinear characteristics with the quasi-zero stiffness in the working area.

Technical solutions for the implementation of the design of a specialized vehicle with a two-level sprinkler system were based on the modular principle, which allows for easy modification of the design and testing in various design implementations of this prototype.

For the measurements, a modern certified vibration measuring complex was used. Road tests of the prototype of the vehicle in the conditions of motion at different speeds and on roads of different quality have been carried out. Road studies were also conducted for several design variants of the layout, which correspond to the calculation schemes used in theoretical tests. Experimental tests provided data on the actual effectiveness of the implementation of a non-linear two-level system of cargo suspension in specialized vehicles. A good comparative agreement is found between the numerical simulations and experimental data.

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). The results are also implemented in the educational process at the National Academy of the National Guard of Ukraine.

The results of this study can be further used to improve the smoothness and comfort of a wide range of wheeled vehicles, rail and water transport, as well as to reduce the vibration of people and equipment in technological equipment.

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

THE LIST OF PUBLICATIONS:

The Monograph

1. Pokraschennya taktiko-tehnichnih vlastivostey zasobiv transportu pri rusi v koloni: The Monograph / M. A. Podrigalo, O. S. Polyanskiy, R. O. Kaidalov, V. M. Bashtoviy, ta inshi; pid. red. M. A. Podrigalo ta O.S. Polyanskogo. – Kharkiv: National Academy of National Guard of Ukraine, 2016. – 281 p.

Papers in specialized scientific journals

2. Bashtoviy V. M. Osoblivosti pobudovi matematichnoii modeli vertikalnih odnovisnih kolivan transportnogo zasobu dlya transportuvannya nebezpechnih vantazhiv iz zastosuvannyam pnevmatichnih elementiv u drugomu stupeni pidvishuvannya / V. M. Bashtoviy, R. O. Kaidalov, A. Ya. Kalinovskiy, S.A. Sokolovskiy // Zbirnik naukovih prats National Academy of National Guard of Ukraine. – Kharkiv: NANGU. – 2014. – Issue. 2. – Pp.23-28.

3. Bashtoviy V.M. Eksperimentalni doslidzhennya vertikalnih kolivan spetsializovanogo transportnogo zasobu z neliniynim pidresorenniyam pri pereizdi odinochnoi nerivnosti / A. Ya. Kalinovskiy, O. O. Vodka, V. M. Bashtoviy, R. O.

Kaidalov // Bulletin of the National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute». Series: Dynamics and Strength of Machines. – Kharkiv: NTU «KhPI». – 2014. – N 58. – Pp.31-39.

4. Bashtoviy V. Eksperimentalne otsinyuvannya plavnosti hodu spetsializovanogo transportnogo zasobu z neliniynim pidresoryuvannyam pri rusi po bezdorizhzhayu / O. Larin, R. Kaidalov, V. Bashtoviy, O. Vodka // Zbirnik naukovih prats National Academy of National Guard of Ukraine. – Kharkiv: NANGU. – 2015. – N 2. – Pp.27-31.

5. Bashtoviy V. Doslidzhennya dinamichnih harakteristik spetsializovanogo transportnogo zasobu, scho mae dvorivnevu neliniynu sistemu pidresoryuvannya / O. Larin, S. Sokolovskiy, R. Kaidalov, V. Bashtoviy, O. Vodka // Bulletin of the National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute». Series: New solutions in modern technologies. – Kharkiv: NTU «KhPI». – 2015. – N 62. – Pp.17-22.

6. Bashtoviy V. M. Doslidzhennya kolyvan spetsializovanogo transportnogo zasobu z dvorivnevoyu neliniynoyu sistemoyu pidresoryuvannya pri pereizdi odinichnoii dorozhnoii nerivnosti / O. O. Larin, O. O. Vodka, V. M. Bashtoviy, R. O. Kaidalov // Naukovi notatki. – Lutsk: Lutskiy Natsionalniy tehnicniy universitet. – 2016. – Issue. 55. – Pp.183-190.

7. Bashtoviy V. M. Matematichne modelyuvannya kolivan spetsializovanogo transportnogo zasobu z dvorivnevoyu neliniynoyu sistemoyu pidresoryuvannya pri pereizdi odinichnoii dorozhnoii nerivnosti / O.O. Larin, O. O. Vodka, V. M. Bashtoviy, R. O. Kaidalov, V. G. Barkanov // Sistemi ozbroennya i viyskova tehnika. – Kharkiv: Kharkivskiy natsionalniy universitet povitryanih sil imeni Ivana Kozheduba. – 2016. – N3(47). – Pp.14-21.

8. Bashtoviy V. M. Rozrahunkovi doslidzhennya pokaznikiv plavnosti hodu spetsializovanogo transportnogo zasobu z sistemoyu pidresoryuvannya scho maE kvazinulovu zhorstkist pri vipadkovih zburennayah nerivnostyami dorogi / O. O. Larin, O. O. Vodka, R. O. Kaidalov, V. M. Bashtoviy // Naukoviy visnik: tsivilniy zahist ta pozhezhna bezpeka. – Kyiv: Ukrayinskiy naukovo-doslidniy institut tsivilnogo zahistu. – 2016. – N 1(1). – C. 117-126.

Papers in scientific journals of foreign periodicals

9. Bashtovoy V. M. Dorozhnyie ispyitaniya vibratsiy spetsializirovannogo transportnogo sredstva dlya perevozki vzryivoopasnyih gruzov po doroge s asfaltnym pokrytiem / V. M. Bashtovoy // East European Scientific Journal. – Poland, Warsaw. – 2016. – N 6. – Pp.22-26.

The publications in dissemination format

10. Bashtovoi V.M. 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, KKharkiv). – Kharkiv: National Technical University “Kharkiv Polytechnic institute”, 2016. – Pp. 370-378.

11. Bashtoviy V. M. Analiz dinamichnih harakteristik diskretnoi neliniynoi sistemi z kvazinulovoyu zhorstkistyu, scho vikoristovuetsya dlya vibroizolyatsiii nebezpechnih vantazhiv / V. M. Bashtoviy, R. O. Kaidalov // Tezisyi dokladov mezhdunarodnoy konferentsii «Sovremennyye problemy estestvennyih nauk «Tarapovskie chteniya–2016», (1-4 bereznaya, 2016, Kharkiv). – Kharkiv: «Tsifrova drukarnya N1». – 2016. – С. 80-81.

12. Bashtoviy V. M. Modernizatsiya spetsializovanogo transportnogo zasobu dlya perevezennya vibuhonebezpechnih vantazhiv ta rezultati yogo eksperimentalnih viprobuvan / S.A. Sokolovskiy, R. O. Kaidalov, V. M. Bashtoviy // Stvorennaya ta modernizatsiya ozbroennya i viyskovoi tehniki v suchasni umovah: zbirnik tez dopovidey 16 naukovo-tehnichnoi konferentsiii, 08–09 veresnya 2016 r. / DNVTs ZS Ukrainy: tezi dopovidey. – Chernigiv, 2016. – Pp.225–226.

13. Bashtoviy V. M. Konstruktsiya spetsializovanogo transportnogo zasobu iz dvorivnevoyu sistemoyu pidresoryuvannya dlya perevezennya vibuhonebezpechnih vantazhiv / R. O. Kaidalov, V. M. Bashtoviy // Perspektivi rozvitku ozbroennya ta viyskovoi tehniki Suhoputnih viysk: zbirnik tez dopovidey Mizhnarodnoi naukovo-

tehnichnoii konferentsiii, 18–19 travnya 2016 r. / NASV: tezi dopovidey. – Lviv, 2016. – Pp.256–257.

14. Bashtoviy V. M. Eksperimentalni doslidzhennya plavnosti hodu spetsializovanogo transportnogo zasobu iz dvorivnevoyu sistemoyu pidresoryuvannya dlya perevezennya vibuhonebezpechnih vantazhiv / S. A. Sokolovskiy, R. O. Kaidalov, V. M. Bashtoviy // Naukove zabezpechennya sluzhbovo-boyovoi diyalnosti Natsionalnoi gvardii Ukrayini: zbirnik tez dopovidey VII naukovo-praktichnoii konferentsiii, 31 bereznya 2016 y. / NANGU: tezi dopovidey. – Kharkiv, 2016. – Pp.133–134.

15. Bashtoviy V. M. Dvorivneva sistema pidresoryuvannya spetsializovanogo transportnogo zasobu dlya perevezennya vibuhonebezpechnih vantazhiv / R. O. Kaidalov, V. M. Bashtoviy // Novitni tehnologii – dlya zahistu povitryanogo prostoru: zbirnik tez dopovidey Dvanadtsyatoi naukovoii konferentsiii Kharkivskogo universitetu Povitryanih Sil imeni ivana Kozheduba, 13–14 kvitnya 2016 r. / HUPS: tezi dopovidey. – Kharkiv, 2016. – Pp.295.

16. Bashtoviy V. M. Eksperimentalni doslidzhennya plavnosti hodu modernizovanogo spetsializovanogo transportnogo zasobu dlya perevezennya vibuhonebezpechnih vantazhiv / R. O. Kaidalov, V. M. Bashtoviy // Novitni tehnologii v avtomobilebuduvanni, transporti i pri pidgotovtsi fahivtsiv: zbirnik tez dopovidey naukovo-praktichnoii ta naukovo-metodichnoii konferentsiii, 20–21 zhovtnya 2016 r. / HNADU: tezi dopovidey. – Kharkiv, 2016. – Pp.139.

Author's certificates, patents

17. Patent na korisnu model N108409, Ukraine, MPK V 60 R 9/00 Spetsialna pirotehnichna mashina / A. Ya. Kalinovskiy, S.A. Vinogradov, S.A. Sokolovskiy, V. M. Bashtoviy // Zayavnik ta patentoobladach Natsionalniy universitet tsivilnogo zahistu Ukraini. – N U 2016 01228; Zayavl. 12.02.2016; Publ. 11.07.2016, Bul. N 13.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	20
 РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ СУЧАСНОГО СТАНУ ПРОБЛЕМИ ЩОДО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПЛАВНОСТІ ХОДУ СПЕЦІАЛІЗОВАНИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ.....	 26
1.1 Вібронавантаженість транспортного засобу пасажирів та вантажу, що він перевозить.....	26
1.2 Критерії оцінки плавності ходу транспортних засобів.....	31
1.3 Аналіз існуючих конструкцій систем підресорювання транспортних засобів.....	36
1.4 Аналіз існуючих підходів до моделювання взаємодії транспортних засобів із нерівностями дорожнього покриття.....	49
1.5 Висновки до розділу та постановка задач дослідження.....	56
 РОЗДІЛ 2 РОЗРОБКА МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ СПЕЦІАЛІЗОВАНОГО ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ ЯК НЕЛІНІЙНОЇ ДИНАМІЧНОЇ СИСТЕМИ.....	 58
2.1 Розробка принципової схеми спеціалізованого транспортного засобу з дворівневим нелінійним підресорюванням.....	58
2.2 Визначення особливостей нелінійної характеристики підвіски другого рівня, що виконана у вигляді ферми Мізеса.....	59
2.3 Математична модель вертикальних коливань транспортного засобу із дворівневою підвіскою, що має нелінійну характеристику.....	66
2.4 Аналіз динамічних характеристик спеціалізованого транспортного засобу в лінійному та нелінійному компонуванні дворівневого підресорювання.....	72

2.5	Аналіз характеристик плавності ходу спеціалізованого транспортного засобу при переїзді одиничної нерівності	84
2.6	Висновки до розділу.....	90

РОЗДІЛ 3 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ПЛАВНОСТІ ХОДУ СПЕЦІАЛІЗОВАНОГО ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ ПРИ ВИПАДКОВИХ ЗБУРЕННЯХ НЕРІВНОСТЯМИ ДОРОЖНЬОЇ ОСНОВИ.....		92
3.1	Схематизація зовнішнього навантаження.....	92
3.2	Алгоритм розв’язання задачі про визначення параметрів вібрації спеціалізованого транспортного засобу при випадковому збуренні нерівностями дорожньої основи.....	98
3.3	Числові дослідження характеристик плавності ходу транспортного засобу з нелінійним дворівневим підресорюванням під час його стаціонарного руху по дорогах різної якості.....	100
3.4	Дослідження впливу характеристик вантажу, який перевозять на показники плавності ходу транспортного засобу	108
3.5	Визначення впливу параметрів демпфірування елементів транспортного засобу на його характеристики плавності ходу.....	109
3.6	Теоретичний аналіз впливу жорсткості шин на плавність ходу спеціалізованого транспортного засобу	116
3.7	Висновки до розділу.....	118

РОЗДІЛ 4 РОЗРОБКА ДОСЛІДНОГО ЗРАЗКА ТА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПЛАВНОСТІ ХОДУ СПЕЦІАЛІЗОВАНОГО ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ	120
4.1 Конструкція дослідного зразка спеціалізованого транспортного засобу із додатковою системою підресорювання, яка має квазінульову жорсткість.....	120

4.2	Методика проведення дорожніх випробувань та апаратура, що використовується.....	122
4.3	Методи оброблення результатів вимірювання.....	126
4.4	Дослідження плавності ходу дослідного зразка спеціалізованого транспортного засобу під час руху по дорозі із твердим якісним покриттям	134
4.5	Дослідження плавності ходу дослідного зразка спеціалізованого транспортного засобу під час руху по дорозі із твердим зношеним покриттям	143
4.6	Експериментальна оцінка впливу спущених шин на характеристики плавності ходу спеціалізованого транспортного засобу	147
4.7	Порівняльний аналіз результатів теоретичного моделювання з експериментальними дорожніми випробуваннями.....	153
4.8	Висновки до розділу.....	157
	ВИСНОВКИ.....	158
	СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	161
	ДОДАТОК А.....	175
	ДОДАТОК Б	179

ВСТУП

Наземному транспорту належить суттєва частка сучасної промисловості, оборони та інших галузей будь-якої держави. 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 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 позначатись 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. При цьому слід враховувати, що характеристики нелінійних систем підресорювання суттєво залежать від їх геометричних, жорсткісних, масових та демпфірувальних параметрів. Це визначає необхідність аналізу впливу параметрів конструкції на її ефективність з точки зору зменшення вібронавантажених в контрольних місцях.

Дослідження вертикальної динаміки сучасних ТЗ спеціального призначення із складними нелінійними системами підресорювання та в

умовах широкої зміни різноманітних експлуатаційних навантажень, у тому числі випадкового типу, є складною математичною задачею, розв'язання якої можливе лише з використанням методів комп'ютерного моделювання. Останнє обумовлює необхідність удосконалення існуючих розрахункових моделей та розробку на їх основі нових алгоритмів комп'ютерної симуляції вертикальної динаміки ТЗ.

Таким чином, актуальною науково-технічною задачею є покращення показників плавності ходу спеціалізованих ТЗ шляхом удосконалення системи підресорювання та раціонального вибору її параметрів на основі теоретичних досліджень та експериментальних дорожніх випробувань вертикальної динаміки спеціалізованого ТЗ, що знаходиться під дією випадкових збурень нерівностями дорожнього мікропрофілю.

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 компоувальних 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 компоування 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 підвищування 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.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ СУЧАСНОГО СТАНУ ПРОБЛЕМИ ЩОДО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПЛАВНОСТІ ХОДУ СПЕЦІАЛІЗОВАНИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

1.1 Вібронавантаженість транспортного засобу пасажирів та вантажу, що він перевозить

Дослідження в області динаміки транспортних засобів (ТЗ) є важливою частиною класичної [18]-[20] та сучасної [21]-[28] теорії автомобіля. Основні положення динаміки ТЗ було закладено в роботах Е. А. Чудакова [18], Я. М. Певзнера [19] і Б. С. Фалькевича [20] де були висвітлені питання керованості, стійкості і плавності руху (або ходу) автомобіля. Керованість і стійкість руху є складовими активної безпеки автотранспортного засобу, в той час як плавність ходу часто асоціюють з комфортністю. Однак, плавність ходу також досить сильно впливає на безпеку ТЗ, так як від неї значною мірою залежить ступінь стомлюваності водія і цілісність агрегатів, елементів конструкції автомобіля.

Під плавністю ходу ТЗ слід розуміти його властивість забезпечувати віброзахист водія, пасажирів, вантажів, що перевозяться і власних агрегатів від впливу вібрацій, що виникають під час руху [28], [29].

Система підресорювання (або підвіска) разом із пневматичними шинами визначає відповідну характеристику, яка є віброзахисною ланкою між збудником коливань з боку дороги і підресореною масою. Тому безперервно ведуться роботи, спрямовані на вивчення процесів в елементах системи підресорювання, дослідження методів і засобів поліпшення її характеристик, які відображені в численних публікаціях вітчизняних і закордонних дослідників.

У роботах Р. В. Ротенберга [30], А. А. Силаєва [31], А. А. Хачатурова [32] та ін. [21]-[27] детально розглянуті коливання колісних машин, спричинені

нерівностями дороги і, які роблять значний вплив на їхню середню швидкість руху і плавність ходу. Проте в цих роботах дня дослідження динаміки використовуються прості одноопорні розрахункові схеми ТЗ. Вибір простих розрахункових схем пояснюється складністю отримання аналітичного рішення рівнянь динаміки більш складних систем.

Методи і результати експериментальних досліджень плавності ходу, визначення параметрів і характеристик систем підресорювання легкових і вантажних автомобілів відображені в роботах Н. Н. Яценко, О. К. Прутчікова [33], [34], Я. М. Певзнера [35], І. Н. Успенського і А. А. Мельникова [36], П. В. Аксьонова [37], Д. А. Антонова [38], Б. Н. Белоусова [39], [40], М. М. Жилейкіна [41] і ін. були розглянуті питання плавності ходу, керованості і стійкості руху багатовісних колісних машин.

Аналіз результатів багатьох досліджень щодо плавності ходу дозволяє стверджувати, що це є комплексним показником, для якого не можна визначити єдиного критерію. Пропонуються різні критерії і різні допустимі значення, наприклад, використовують швидкість переміщень $\dot{z}(t)$, прискорення $\ddot{z}(t)$, третю похідну переміщень $\dddot{z}(t)$, потужність коливань і т.п.

На практиці використовуються ще й суб'єктивні критерії, відповідно до яких водій та пасажир ТЗ оцінюють плавність ходу за власними відчуттями. У цьому випадку основними факторами, що фіксуються, є:

- відрив колії від опорної поверхні;
- пробій підвіски;
- перевищення допустимого значення кута поперечного крену;
- перевищення допустимого значення вертикального прискорення;
- перевищення допустимого значення енергії коливань.

Узагальнюючи наведене вище, можна сказати, що при оцінці плавності ходу ТЗ розглядають критерії, які зумовлені конструктивними особливостями ТЗ, наприклад, пробоем підвіски [42] або перевищенням значення кута поперечного крену, що може призвести до перекидання автомобіля [43]. Решта

критеріїв пов'язані з фізіологічними особливостями організму людини щодо сприйняття вібрацій і коливань.

Підходи до оцінок та норми, що висуваються до рівня плавності ходу сучасних транспортних засобів спеціалізованого призначення, визначені в наступних стандартах [44] – [48]:

- ISO 2631 – «Вібрація, що передається людському тілу»;
- BS 6841 – стандарт, що використовується у Великій Британії;
- VDI 2057 – «Дослідження сприйняття механічних коливань організмом людини» – стандарт, що використовується в Німеччині та Австрії;
- AAR – стандарт, що використовується в США, і прийнятий як стандарт НАТО (NATO Reference Mobility Model (NRMM));
- ГОСТ 12.1.012-2004 «Система стандартів безпеки праці. Вібраційна безпека. Загальні вимоги»;
- СанПіН 1102-73 «Санітарні норми і правила по обмеженню вібрації і шуму на робочих місцях тракторів, сільськогосподарських меліоративних, будівельно-дорожніх машин і вантажного автотранспорту».

Під час руху транспортних засобів вантаж та люди, що знаходяться в ньому, відчують вплив вібрації. Вібрація спричиняє розлад центральної нервової системи, вібраційну хворобу, вібраційний поліартрит нижніх і верхніх кінцівок людини [49-52]. Під дією вібрації виникають функціональні зміни в організмі людини: погіршення зору; порушення вестибулярного апарату; галюцинації; швидка втомлюваність. Негативні відчуття внаслідок вібрації виникають при віброприскореннях, що становлять 5 % від прискорення вільного падіння, тобто $0,5 \text{ м/с}^2$. Особливо шкідлива вібрація з частотами, близькими до частот власних коливань тіла людини, більшість з яких знаходиться у межах від 1 Гц до 30 Гц. Резонансні частоти окремих частин тіла [49] знаходяться у таких межах: очі – (22 – 27) Гц; горло – (6 – 12) Гц; грудна клітина – (2–12) Гц; ноги й руки – (2 -8) Гц; голова – (8 – 27) Гц; обличчя та щелепа – (4–27) Гц; поперекова частина хребта – (4 – 14) Гц; живіт – (4 – 12) Гц.

Більш того, встановлено, що людський організм сприймає коливання по-різному в залежності від частоти. При низьких частотах сприйняття пропорційне прискоренням, в області середніх частот – швидкостям, в області високих частот – амплітудам переміщення. Так само зазначено, що організм людини найбільш чутливий до впливу вертикальних коливань в діапазоні від 4 Гц до 8 Гц і горизонтальних – від 1 Гц до 2 Гц. У нормах ISO 2631 оцінювання здійснюється по середньо квадратичним прискоренням. Коливання розглядають в діапазоні частот від 1 Гц до 90 Гц, який розбитий на двадцять три – октавних смуги. Кожній смузі присвоюється ваговий коефіцієнт для зведення середньо квадратичних прискорень до смуги частот, найбільш чутливої для людини. Значення середніх частот і вагових коефіцієнтів наведені в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Вагові коефіцієнти і частотні характеристики по ISO 2631

Середнє геометричні частоти, Гц	Ваговий коефіцієнт		Середнє геометричні частоти, Гц	Ваговий коефіцієнт	
	Вертикальні коливання	Горизонтальні коливання		Вертикальні коливання	Горизонтальні коливання
1,0	0,50 ~	1,00	10,0	0,80	0,20
1,25	0,56	1,00	12,5	0,63	0,16
1,60	0,63	1,00	16,0	0,50	0,125
2,0	0,71	1,00	20,0	0,40	0,10
2,5	0,80	0,80	25,0	0,315	0,08
3,15	0,90	0,63	31,5	0,25	0,063
4,0	1,00	0,50	40,0	0,20	0,06
5,0	1,00	0,40	50,0	0,16	0,04
6,3	1,00	0,315	63,0	0,125	0,0315
8,0	1,00	0,25	80,0	0,10	0,25

За нормами VDI [46] відчуття людини при дії коливань на її організм оцінюються по прискоренням при великих амплітудах і частотах від 0,5 Гц до 5 Гц і за швидкістю при коливаннях малої амплітуди і частотах від 15 Гц до 80 Гц.

У СанПіН 1102-73 відчуття людини при коливаннях оцінюють за середньоквадратичним значенням швидкості коливань розділених по октавним частотним смугам. Допустимі значення віброшвидкості наведені в таблиці 1.2

для вертикальних і горизонтальних коливань, а значення швидкостей коливань і пов'язані з ними відчуття людини наведені в таблиці 1.3.

Таблиця 1.2 –Допустимі значення віброшвидкостей по СанПіН 1102-73

Середні геометричні частоти октавних смуг, Гц	Граничні частоти октавних смуг, Гц	Допустимі середньоквадратичні швидкості коливань, м/с	
		вертикальна вібрація	горизонтальна вібрація
1	0,7 -1,4	0,126	0,050
2	1,4-2,8	0,071	0,035
4	2,8 - 5,6	0,025	0,032
8	5,6-11,2	0,013	0,032
16	11,2-22,4	0,011	0,032
31,5	22,4-45,0	0,011	0,032
63	45,0-90,0	0,011	0,032
125	90,0-180,0	0,011	0,032

Таблиця 1.3 – Відчуття людини за різних значень віброшвидкості коливань, що на неї діють

Характеристика коливань	Швидкість коливань, м/с
Невідчутні	0,035
Ледь відчутні	0,035 - 0,1
Цілком відчутні	0,1 -0,2
Сильно відчутні	0,2 - 0,3
Неприємні і дуже неприємні	0,3 - 0,4

У таблиці 1.4 наведені допустимі значення віброшвидкостей і віброприскорень, встановлених ГОСТ 12.1.012 - 2004.

Таким чином, в широкому діапазоні частот допустимі значення середньоквадратичних прискорень мають різний рівень, що представлене на рис. 1.1 для коливань різної тривалості [37], [61].

Таблиця 1.4 – Норми допустимих віброприскорень по ГОСТ 12.1.012 - 2004

Середні геометричні значення частот смуг, Гц	1	2	4	8	16	31,5	63
Допустимі значення віброприскорень, м/с ²							
вертикальних	U	0,79	0,57	0,60	1,14	2,26	4,49
горизонтальних	0,39	0,42	0,80	1,62	3,20	6,38	12,76
Допустимі значення віброшвидкості, м/с (дБ)							
вертикальної	0,20 (132)	0,071 (123)	0,025 (114)	0,013 (108)	0,011 (107)	0,011 (107)	0,011 (107)
горизонтальної	0,063 (112)	0,035 (117)	0,032 (116)	0,032 (116)	0,032 (116)	0,032 (116)	0,032 (116)

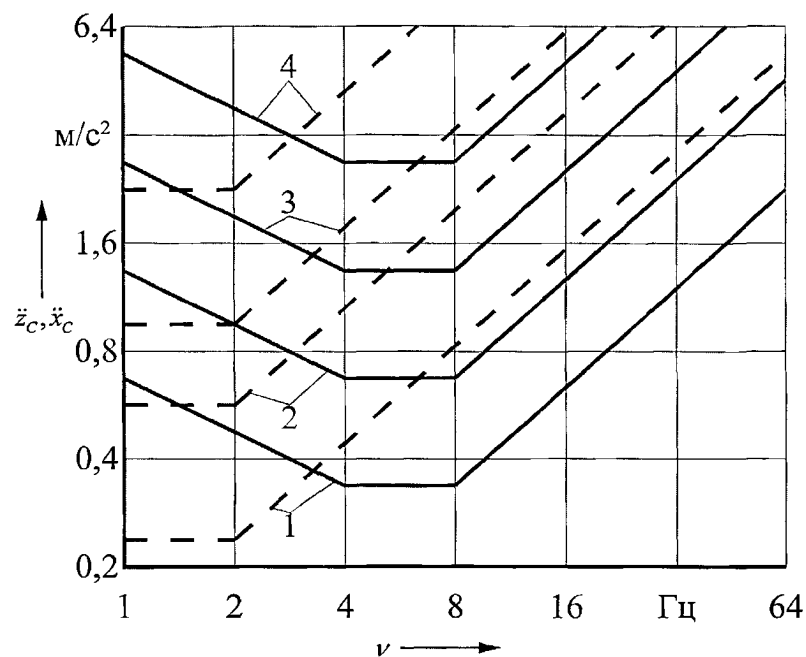


Рисунок 1.1 – Середньоквадратичне значення прискорень, відповідні межі «продуктивності праці» при вертикальних (—), і горизонтальних (---) коливаннях різної тривалості:

1 – 8 год., 2 – 2,5 год., 3 – 1 год., 4 – 1 хв.

1.2 Критерії оцінювання плавності ходу транспортних засобів

Наведені вище дані переконливо показують, що особливості дії вібрацій на організм людини слід враховувати при формуванні критеріїв оцінювання плавності ходу ТЗ. Відповідні вимоги математично полягають у необхідності

введення вагової характеристики по різним частотам вібрацій для будь-якого критерію [53 – 60]. Докладний огляд різних критеріїв наведено в роботі Чічекіна І.В. [61].

У даній дисертаційній роботі при оцінюванні плавності ходу автомобілів пропонується аналізувати віброприскорення (їх середньоквадратичні значення та пікові амплітуди), частоти коливань, а також додатково користуватися еквівалентним середньоквадратичними прискоренням, що визначається за формулою [61], [62]

$$\ddot{z}_E = \sqrt{\sum_{i=1}^n (k_i \cdot \ddot{z}_{C_i})^2}, \quad (1.1)$$

де n – число октавних смуг частот;

k_i – ваговий коефіцієнт чутливості до прискорення в різних октавних смугах частот (див. Табл. 1.5);

$\ddot{z}_{C_i}$ – середньоквадратичне прискорення в i -й смузі частот коливань.

Таблиця 1.5 – Частотні характеристики і вагові коефіцієнти чутливості людини до прискорення

Номер октавної смуги частот	Середньо–геометрична частота, Гц	Початкова гранична частота, Гц	Кінцева гранична частота, Гц	Ваговий коефіцієнт при коливаннях	
				вертикальних	горизонтальних
1	1	0,7	1,4	0,5	1
2	2	1,4	2,8	0,71	1
3	4	2,8	5,6	1	0,5
4	8	5,6	11,2	1	0,25
5	16	11,2	22,4	0,5	0,125

Для аналізу плавності ходу автомобіля також важливе значення має визначення гранично допустимих максимальних $\ddot{z}_m$ прискорень, що знаходяться на основі статистичного узагальнення результатів експериментів. Так, приймаючи, що рух автомобіля при інтенсивності тряски, яка оцінена у V балів

за таблицею 1.6, є неприпустимим, відповідна нижня межа значень приблизно дорівнює $z_c = 2g$ (рекомендовано згідно з [63], [64] в якості гранично допустимих значень для вантажних автомобілів). Р. В. Ротенберг [30] запропонував здійснювати обґрунтування гранично допустимих прискорень, порівнюючи коливання водія в автомобілі з коливаннями, які відчуються людиною при ходьбі, бігї, стрибках і т. п. (табл. 1.6). При цьому в якості межї комфорту рекомендуються вертикальні прискорення, які відчуються людиною при спокійній ходьбі ($0,25 g$); в якості межї комфортної їзди – при середньому темпі прискореної ходьби ($0,75 g$); в якості верхньої межї прискорень, які діють недовго – прискорення при переході на біг ($1,1 g$ – вниз і $1,7 g$ – вгору), а для одиночних впливів – прискорення, які відчуються людиною при зістрибуванні з невеликого піднесення ($2,8 - 3,0 g$).

Таблиця 1.6 – Віброприскорення у частках g та відповідні відчуття комфорту людиною

Відчуття людиною (рівень комфорту)	$\ddot{z}_c, g$ вертикальні	$\ddot{x}_c, g$ повздовжні	$\ddot{y}_c, g$ поперечні
Межа комфорту (рівні коливань при повільній ходьбі)	0,10	0,06	0,05
Межі зручної їзди (рівні коливань при звичайної ходьби)	0,25	0,10	0,07
Допустимі значення прискорень при нетривалій дії (рівні коливань під час швидкого бігу)	0,40	0,20	0,10

Таким чином, в якості гранично допустимих значень прискорень рекомендується величина $z_m = (2,8 \div 3,0)g$ для одиночних поштовхів, а для короткочасної безперервної дії $z_m = (1,1 \div 1,7)g$.

Отже, оцінку плавності ходу вантажного автомобіля з точки зору дії тряски на водія слід здійснювати середньоквадратичними (z_c) і максимальними (z_m) значеннями діючих вертикальних прискорень. Ці показники характеризують дію вертикальних інерційних перевантажень, можуть також використовуватися і для характеристики дії тряски на вантажі, що транспортуються. Однак під час оцінювання інтенсивності коливань вантажу слід враховувати, що через значні

габарити транспортованих вантажів показники, які вимірюються в різних точках, можуть істотно відрізнятися один від одного і тому оцінка інтенсивності коливань вантажу буде досить умовною і грубо наближеною. Так, результати проведеної експериментальної перевірки дозволили встановити, що, по-перше, при коливаннях вантажних автомобілів на нерівних дорогах прискорення крайніх точок великогабаритних вантажів можуть досягати $(4,0 \div 5,0)g$ і в 2 – 3 рази перевищувати прискорення, які вимірюються на підлозі в центрі кузова. По-друге, при характеристиці інтенсивності коливань деяких вантажів (рідини, апаратури і т. п.) нехтувати впливом навіть невеликих кутових переміщень, швидкостей і прискорень не можна. По-третє, через значні габарити деяких вантажів не можна нехтувати також значеннями повздовжніх і поперечних лінійних коливань в крайніх (граничних) точках вантажу. Таким чином, для характеристики інтенсивності коливань транспортованих вантажів необхідно аналізувати більшу кількість параметрів, ніж при аналізі інтенсивності коливань водія.

Вантажі, які перевозяться колісними транспортними засобами, досить різноманітні і характеризуються різною сприйнятливістю до тряски. За цією властивістю всі вантажі можна умовно розділити на три групи:

- 1) вантажі, чутливість до тряски у яких менша, ніж у елементів машини;
- 2) вантажі, чутливість до тряски у яких приблизно така ж, як у агрегатів п деталей автомобіля;
- 3) вантажі, чутливість до тряски у яких набагато вища, ніж у елементів конструкції автомобіля (електронні прилади, скляні вироби, вибухонебезпечні вантажі і т. п.).

При перевезенні вантажів першої групи на автомобілі небезпека їх пошкодження не виникає, і тому головну увагу слід звертати на запобігання пошкоджень кузова машини, які можуть виникнути при коливаннях вантажу. При перевезенні вантажів другої групи їх необхідно надійно закріпити в кузові автомобіля, щоб запобігти виникненню додаткових коливань і переміщень, які становлять небезпеку для цілісності вантажів і кузова автомобіля. Для вантажів

третьої групи межі допустимих прискорень мають відповідати гранично допустимим прискоренням для легкових автомобілів (для перевезення пасажирів) [30], або бути ще меншими. Тому при перевезенні вантажів цієї групи на транспортних засобах необхідно застосовувати додаткові контейнери зі спеціальними системами підресорювання, які оберігають вантажі від надмірних інерційних перевантажень, або знижувати інтенсивність тряски за рахунок зменшення швидкості руху.

Для порівняльного оцінювання плавності ходу і якості транспортування вантажів в кузові вантажних автомобілів зазвичай використовують показники, що характеризують інтенсивність коливань однієї найбільш характерної точки підресореної маси. До таких точок рекомендується відносити підлогу кузова над задньою віссю у спеціальних вантажних автомобілів з кузовом типу фургон і геометричним центром підлоги платформи кузова у вантажних автомобілів багатоцільового призначення [30], [61]. Ці точки розташовуються на невеликій відстані від кронштейнів закладення задніх ресор і тому їх повздовжні і поперечні лінійні коливання незначні. Інтенсивність коливань цих точок визначають головним чином параметрами їх вертикальних коливань.

Таким чином, характеристика плавності ходу вантажного автомобіля може бути отримана на основі аналізу вертикальних коливань водія в кабіні і однієї з характерних точок кузова. При цьому в якості узагальнених показників оцінювання плавності ходу можуть бути використані середньоквадратичні Z_c і максимальні Z_m значення аналізованих вертикальних прискорень. Ці параметри істотно змінюються при зміні швидкості руху автомобіля по ділянці нерівної дороги. Тому при теоретичних і експериментальних дослідженнях плавності ходу визначення цієї залежності і є однією з основних задач.

1.3 Аналіз існуючих конструкцій систем підресорювання транспортних засобів

Для запобігання негативним наслідкам впливу нерівностей дороги на пасажирів та вантаж в транспортних засобах використовується система підвіски різного конструктивного виконання. В роботах [30], [72–74] наведені основні конструктивні особливості підвісок, запропоновано їхню класифікацію, проаналізовані переваги та недоліки. Підвіска транспортних засобів складається з направляючого, пружного і демпферного елементів. Направляючий елемент сприймає сили та моменти, які здійснюють вплив на колесо, також від нього залежить характер переміщень колеса відносно несучої системи. Пружні елементи передають вертикальні сили, які діють зі сторони колеса на несучу систему. В якості пружного елемента використовуються листові ресори, пружини і торсіони, пневматичні пружні елементи. Демпферний елемент (амортизатор) забезпечує затухання коливань кузова і коліс. В процесі розвитку автомобільної техніки було розроблено велику кількість видів і типів підвісок які класифікуються так [72], [74]:

- 1) за способом з'єднання з корпусом машини: жорсткі, напівтверді (тракторні), м'які;
- 2) за типом характеристик: постійної жорсткості, змінної жорсткості, прогресивна;
- 3) за способом передавання сил і моментів від коліс: ресора, штангова, одно важільна або двоважільна;
- 4) за типом направляючих пристроїв:
 - 4.1) залежні, які забезпечують жорсткий поперечний зв'язок між колесами однієї осі або повздовжній зв'язок між колесами сусідніх осей (балансирні підвіски);
 - 4.2) незалежні, в яких кожне колесо має автономний зв'язок з несучою системою;
 - 4.3) змішана;

5) за типом пружного елемента: ресорна, пружинна, торсіонна, пневматична, гідропневматична, гумова;

6) за типом амортизатора: з важільним механічним або гідравлічним, з телескопічним однострубним або двотрубним амортизатором;

7) за наявністю шкворня: шкворнева або безшкворнева;

8) за керованістю: пасивна (некерована), напівактивна (керованим є тільки дорожній просвіт), активна (керована).

На основі проведеного аналізу робіт [72, 74-78] було сформовано перелік видів підвісок поширених у сучасних ТЗ, а також визначені їх особливості та характеристики. Серед усього конструктивного різноманіття підвісок найбільше використовуються такі:

- 1) підвіски з направляючими важелями (штангами);
- 2) підвіска (ведучий міст) типу «Де Діон»;
- 3) підвіска з дишлом;
- 4) напівзалежні підвіски (підвіски із зв'язаними важелями);
- 5) двоважільна незалежна підвіска;
- 6) одноважільна підвіска;
- 7) підвіска типу «хитна свічка» або Макферсон (McPherson);
- 8) підвіска на поздовжніх важелях;
- 9) підвіски на просторових важелях і тягах (багатоважельні підвіски);
- 10) торсіонна підвіска.

У випадку використання [72], [74-76] в якості пружних елементів пружин, кінематика підвіски забезпечується просторовим механізмом, який зазвичай складається з чотирьох діагональних або двох-чотирьох поздовжніх важелів (штанг) і одного поперечного – тяги Панара. Поздовжні важелі сприймають поздовжні сили і реактивні моменти, що діють на балку моста. Тяга Панара сприймає тільки бічні сили і перешкоджає бічному зсуву підвіски відносно кузова. Така конструкція є найбільш простим і дешевим способом влаштування задньої пружинної підвіски. Однак їй притаманні недоліки, пов'язані з тим, що під час роботи (ходів) підвіски тяга Панара описує дугу у вертикальній площині

навколо точки свого кріплення до кузова. Щоб мінімізувати цей ефект, тягу роблять гранично довгою і розташовують якомога ближче до горизонталі.

У підвісці «Де Діон» [72], [74-76] трубчаста балка, на якій встановлені колеса, з'єднана з кузовом автомобіля двома нижніми поздовжніми важелями, які сприймають поздовжні сили, з гумово-металевими шарнірами на кузові і на балці і одним верхнім широким вильчатим важелем. Цей важіль передає бічні сили і гальмівний момент жорстким сферичним шарніром, який приєднаний до балки і двох гумово-металевих шарнірів, що приєднані до кузова. Мости типу «Де Діон» є досить досконалими за конструкцією, а за кінематичною схемою перевершують багато типів незалежних підвісок. Проте їх собівартість досить висока, тому застосовуються вони порівняно рідко, зазвичай – на спортивних автомобілях. Серед сучасних автомобілів такий тип ведучого моста встановлюється на автомобіль Smart.

Підвіска з дишлом [72], [74-76] розроблялася для компактних автомобілів та є одним з небагатьох типів задніх підвісок, які впливають на стан кузова автомобіля при розгоні і гальмуванні (запобігає поздовжньому крену кузова). Можливість такого впливу обумовлює дишло, яке кріпиться до автомобіля за допомогою кульового або гумового шарніра в поздовжній вертикальній площині симетрії. При розгоні і гальмуванні автомобіля в точці опори дишла діє сила, яка перешкоджає виникненню поздовжнього крену (опусканню і підйому задньої частини кузова). Бічні сили передаються на кузов автомобіля через передню опору дишла і тягу Панара. Застосування підвісок з дишлом на вантажних автомобілях і автобусах дозволяє розташувати пружні елементи підвіски (пружини і пневмобалони) за межами колії, що істотно зменшує поперечний крен кузова (рами) автомобіля.

Підвіски зі зв'язаними важелями [72], [74-76] широко використовуються для задніх осей передньопривідних автомобілів і мають досить багато різновидів конструкції. Найбільш поширений тип даної підвіски має з кожного боку жорсткі поздовжні важелі, які за допомогою гумово-металевих шарнірів закріплені на кузові. До інших кінців важелів приварені фланці, до яких кріпляться цапфи

ведених коліс. У такому випадку вона виконує функції стабілізатора крену і за рахунок просторового повороту крайніх перетинів бере участь у формуванні кінематики переміщення коліс. Вважається, що кінематика при різнобічних ходах коліс такої підвіски наближається до незалежної підвіски на косих важелях.

Двохвальною незалежна підвіска є найбільш поширеним типом передніх підвісок легкових автомобілів класичної компоновки. Її перевагами є: невелика невіднесена маса; відносно невеликий простір для розміщення підвіски і як наслідок досить великий підкапотний простір; можливість протидії зміні розвалу, зумовленого боковим креном кузова; можливість коригування керованості і стійкості автомобіля. Недоліком підвіски цього типу є складність компоновання поперечно розташованих силових агрегатів передньопривідних автомобілів через досить великий простір, який займають важелі підвіски, а також велику кількість деталей у складі підвіски.

Підвіска Макферсон [72], [74-76] є найпоширенішим типом незалежної підвіски, який застосовується на передньопривідних легкових автомобілях. За своєю конструкцією дана підвіска є схожою з підвіскою на подвійних поперечних важелях, але принципово відрізняється від останньої тим, що в ній замість верхнього важеля встановлена амортизаторна стійка, яка поєднує функції направляючого, пружного, демпферного і поворотного пристроїв.

Перевагами підвіски Макферсон є:

- компактність конструкції і, як наслідок, вивільнення додаткового простору в підкапотному просторі, що дозволяє поперечно розташувати двигун і коробку передач автомобіля або збільшити об'єм його багажника;
- простота конструкції (внаслідок меншої кількості деталей і шарнірів кріплення), тому що стійка підвіски об'єднана з амортизатором, а пружний елемент – пружина, пневмоелементи, пневмогідроелемент встановлюється на стійці;
- можливість здійснення великих ходів підвіски, що перешкоджають ударам у буфери відбою і стиснення;
- менша маса безпружинних частин у порівнянні з іншими підвісками;

- велика відстань по висоті між опорними вузлами, що зменшує сили, які виникають в місцях кріплення до кузова.

Разом з тим шарнірне кріплення амортизаторної стійки та великі прогини сприяють змінам кутів розвалу коліс. Тобто підвіска має дещо гірші параметри кінематики в порівнянні з підвісками на подвійних поперечних або поздовжніх важелях. Крім того, до недоліків підвіски слід віднести передачу зусиль на порівняно слабкий брызговик крила, що вимагає його посилення.

У підвісці на поздовжніх важелях [72], [74-76] колесо приєднується до кінця поздовжнього важеля, який шарнірно прикріплюється до балки, що розташована поперек кузова автомобіля. В процесі роботи такої підвіски колеса переміщаються строго у поздовжній площині автомобіля, а їх сходження і колія залишаються незмінними. Застосування її в якості задньої підвіски передньопривідного автомобіля сприятливо впливає на його керованість при прямолінійному русі. Разом з тим цій підвісці притаманний і ряд недоліків:

- неможливість впливати на кінематику переміщення коліс при нахилі несучої системи, так як зміна площини обертання коліс змінює кут крену кузова;
- досить великий крен кузова при русі автомобіля на поворотах;
- неможливість застосування в передній підвісці у зв'язку з особливостями конструювання.

У даний час підвіска на поздовжніх важелях дуже широко застосовується на причепах до легкових автомобілів.

Підвіска на просторових важелях і тягах (Multilink) сьогодні є найпоширенішим типом підвіски, який застосовується на задній осі легкового автомобіля [72, 74-76]. Підвіска складається з таких складових елементів: підрамника; поперечних важелів; поздовжнього важеля; ступичної опори; амортизатора; пружини; стабілізатора поперечної стійкості.

Підрамник є несучим елементом підвіски, до якого через гумово-металеві шарніри кріпляться поперечні важелі, що з'єднані з ступичною опорою і забезпечують необхідне їй положення в поперечній площині. У конструкції підвіски може використовуватися від 3-х до 5-ти важелів і тяг. Стандартна

конструкція багато важільної підвіски включає 3 поперечних важеля: верхній; передній нижній; задній нижній. Верхній важіль служить для передачі поперечних зусиль і зв'язує корпус опори колеса з підрамником. Передній нижній важіль визначає сходження колеса. Задній нижній важіль сприймає масу кузова, яка передається через пружину. У місцях з'єднання важелів використовуються еластичні гумово-металеві втулки (сайлентблоки) і кульові шарніри, які добре демпфують ударні навантаження. Пружним елементом підвіски є гвинтова пружина, яка спирається на задній нижній поперечний важіль. Амортизатор зазвичай розташований окремо від пружини і з'єднаний зі ступичною опорою. У підвісці встановлюється стабілізатор поперечної стійкості.

Основними перевагами багатоважільної підвіски є:

- мала невіднесена маса;
- високий рівень плавності ходу;
- низький рівень шуму, так як всі елементи підвіски кріпляться до підрамника через гумово-металеві шарніри;
- висока керованість і стійкість;
- зручність для використання в підвісках автомобілів типу 4×4;
- можливість незалежного поздовжнього та поперечного регулювання положення колеса.

До недоліків даної підвіски можна віднести те, що вона є дорогою і складною у виробництві, при установці й обслуговуванні.

Торсіонна підвіска [72], [74-76] являє собою металеві торсіонні вали, які працюють на кручення. Один їх кінець кріпиться до шасі, інший – до спеціального важеля, який зв'язаний з віссю. Існує два способи розташування торсіонної балки: поздовжнє і поперечне. Поздовжнє розташування використовується в основному на великих вантажних автомобілях. На легкових автомобілях, як правило, застосовують її поперечне розташування. У будь-якому випадку дана підвіска регулює крен при повороті, забезпечує плавність ходу, зменшує коливання керованих коліс. Торсіонна підвіска автомобіля займає набагато менше простору, ніж пружинні підвіски та дозволяє легко регулювати

свою висоту. До позитивних сторін даної підвіски можна також віднести малу вагу, надійність, довговічність та простоту виготовлення. Недоліками торсійної підвіски є висока вартість матеріалів, а також неможливість динамічної зміни пружності. Крім цього існує необхідність додаткового встановлення направляючих і демпферних елементів.

Все ж головним достоїнством торсійної підвіски є висока надійність та довговічність, чим можна пояснити її широке використання в більшості конструкцій спеціалізованої бронетехніки, зокрема танків.

Слід відзначити, що при конструюванні ТЗ, залежно від наперед заданих їх характеристик, в конструкціях більшості з наведених підвісок можуть змінюватись пружні елементи. Заміна яких дозволяє змінювати характеристику жорсткості підвіски з лінійної на нелінійну. В якості пружного елемента використовують ресори; пружини (циліндричні або конічні); торсіони; пневматичні або гідропневматичні елементи.

Ресорна підвіска використовується в основному на вантажних автомобілях, причепах і напівпричепах. Багатолистова ресора складається з набору скріплених між собою сталевих листів однакової ширини, але різної довжини і кривизни. Основними перевагами ресор у порівнянні з іншими пружними елементами є їх здатність виконувати одночасно функції пружного і направляючого елемента [72]. Шляхом установки підресорника або нижньої додаткової ресори характеристику підвіски роблять прогресивною [77].

Спиральні пружини найбільш широко застосовуються в підвісках легкових автомобілів і незалежних підвісках малотоннажних вантажних автомобілів та автобусів [72]. Пружинним елементом є циліндричні або бочкоподібні пружини. Серед переваг можна виділити можливість встановлення пружного елемента в обмеженому просторі, малу вагу і відсутність необхідності технічного обслуговування. Прогресивна характеристика пружин досягається за рахунок перемінного кроку витків або виготовлення пружин конічного типу, також можуть бути використані обидва названі рішення разом [74].

Пневматичні підвіски застосовуються [72] зазвичай в автобусах та легкових автомобілях, до яких висувають високі вимоги до плавності ходу, та є необхідність у забезпеченні можливості регулювання висоти рівня підлоги; у вантажних автомобілях, причепах, напівпричепах, у яких в процесі експлуатації значно змінюється маса підресорених частин і забезпечується можливість регулювання висоти вантажної платформи і причіпного пристрою. Пневмоелемент представляє з себе гумокордну оболонку, яка є ущільненою з торців і заповнена повітрям під тиском. Пневматичний пружний елемент має нелінійну характеристику, яка змінюється достатньо в широкому діапазоні, що дає можливість забезпечувати високу плавність ходу. Серед основних недоліків є погана ремонтпридатність.

Принцип роботи гідропневматичної підвіски аналогічний з принципом роботи однотрубних гідропневматичних амортизаторів. В них зусилля від коліс на діафрагму (або розподільчий поршень) жорсткої оболонки з газом передається через рідину. Характеристика пружності такої підвіски залежить від тиску зарядженого газу і характеру його зміни при роботі підвіски.

В якості демпферного елемента в підвісці застосовують амортизатори. Згідно з [76] за конструкцією амортизатори є важільні (поршневі та лопасні) або телескопічні (однотрубні та двотрубні) з внутрішньокорпусною чи виносною компенсаційною камерою з розвантажувальними клапанами або без них. Характеристикою телескопічного амортизатора є залежність сили опору переміщення поршня в робочому циліндрі від швидкості його переміщення. Для важільного амортизатора – це залежність сили опору від швидкості переміщення кінця важеля при нерухомому корпусі.

Види характеристик амортизатора представлено на рис. 1.2. Згідно з [76] у амортизаторів з регресивною характеристикою (рис. 1.2, *a*) сила опору (F) пропорційна кореню квадратному від швидкості переміщення поршня (V). Як видно з графіка, на початку руху поршня опір зростає швидко, а потім значно повільніше. У зв'язку з цим амортизатори з регресивною характеристикою добре працюють при боковому крені кузова автомобіля при крутих поворотах і

поздовжньому крену при різкому гальмуванні. При цьому дія дрібних дорожніх нерівностей гаситься ними менш ефективно, ніж амортизаторами з іншими видами характеристик. У амортизаторів з прогресивною характеристикою близькою до класичної параболи (рис. 1.2, б) сила опору зростає пропорційно квадрату швидкості поршня. При малій швидкості поршня розвиваються невеликі зусилля опору, а при її збільшенні вони суттєво зростають. У зв'язку з цим амортизатори з прогресивною характеристикою добре «згладжують» дрібні нерівності дороги навіть при відносно жорстких шинах, активно запобігають відриву коліс на поганих дорогах, що покращує зчеплення з дорогою, але з боковим та поздовжнім креном справляються гірше, ніж амортизатори з регресивною характеристикою.

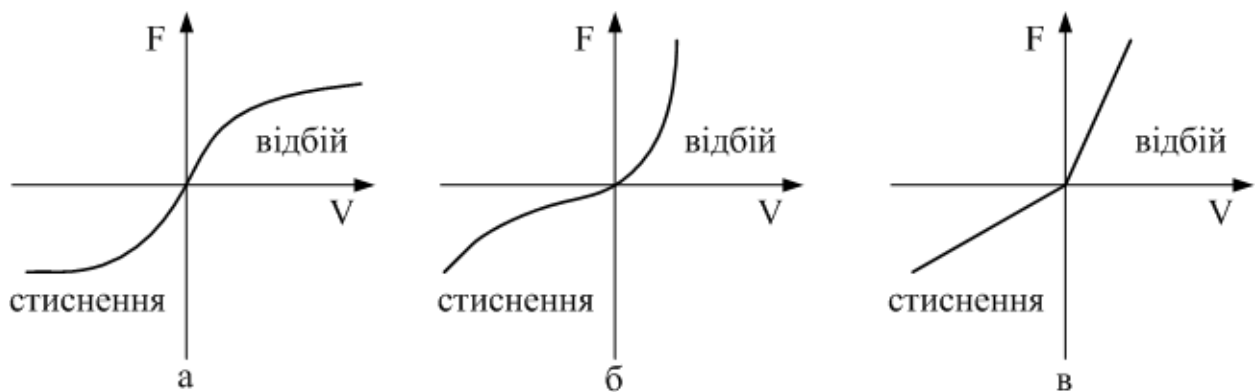


Рисунок 1.2 – Види характеристик амортизаторів:

a – регресивна, *б* – прогресивна, *в* - лінійна

Наведений огляд технічних характеристик традиційних систем підресорювання показує, що підвіску сучасних автомобілів необхідно виконувати широкий спектр різних часто функцій, що протирічать одна одній. Так підвіска має забезпечувати високу плавність ходу ТЗ, але вона також суттєво впливає на стійкість руху, керованість, маневреність тощо. Дійсно, характеристики, пов'язані зі стійкістю та керованістю руху потребують застосування більш жорстких підвісок, в той час як вимоги до плавності ходу навпаки покращується зі зменшенням її жорсткості. Більш того, сама характеристика плавності ходу має в собі протиріччя. З одного боку, для

забезпечення несучої здатності ТЗ і можливості регулювання за корисною масою підвіска повинна мати великий запас потенційної енергії, що може бути досягнуто або збільшенням повного ходу підвісу, або збільшенням його жорсткості. Перше обмежується компонованням машини та величиною допустимих напружень в пружних елементах підвісу. Збільшення жорсткості призводить до зростання власної частоти коливань і прискорень, які з точки зору віброізоляційних властивостей системи навпаки слід зменшувати. В межах лінійної характеристики ця проблема не має раціонального рішення.

У 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, у той час як керовані елементи вирішують задачу пристосування до мінливих експлуатаційних умов.

Активні або керовані віброзахисні системи – це системи автоматичного керування вібрацією об'єкта захисту з метою зниження її до заданого рівня. Керовані віброзахисні системи мають джерела енергії, і в залежності від способу її використання в першому наближенні вони можуть бути розділені на три групи [79], [80]. До першої групи належать активні віброзахисні системи, в яких розвиваються керуючі сили або переміщення, прикладені безпосередньо до об'єкта захисту поряд з вимушеними силами з метою їх компенсації [80], [81]. До другої групи належать віброзахисні системи зі змінними параметрами або напів-активні системи. У цих системах енергія джерела витрачається на зміну пасивних параметрів (масу, жорсткість, демпфірування), змінюючи їх величину. При досить повільній зміні параметрів система в цілому веде себе як пасивна, однак, при швидкій зміні параметрів система набуває нових якостей. У третю групу входять активні віброзахисні системи зі змінною структурою, де змінюються не тільки параметри, а також хід і порядок включення різних ланок [80], [82].

Перевагами активних систем віброзахисту є високі віброзахисні характеристики в низькочастотному діапазоні при значній несучій здатності. Разом із тим активні підвіски є досить складними конструкціями, потребують наявності блока керування, зовнішнього живлення тощо. Це робить такі системи коштовними та недостатньо надійними, особливо під час експлуатації спеціалізованої техніки в жорстких умовах.

Іншим шляхом забезпечення віброзахисту вантажів або пасажирів є створення дворівневих пасивних систем підресорювання, з тим, аби перший рівень забезпечував традиційні вимоги до керованості, стійкості тощо, а другий рівень мав нелінійну характеристику, яка, за певних умов, може реалізувати віброізоляцію вантажу чи пасажирів та забезпечити у такий спосіб кращі показники плавності ходу. В сучасних наукових працях багато уваги приділяється створенню нових систем підресорювання із нелінійними характеристиками жорсткості або демпфірування [83 – 87].

Серед різних ідей, забезпечення високої плавності ходу ТЗ із нелінійною підвіскою на окрему увагу заслуговують системи, які реалізують віброізоляцію вантажів [88 – 90]. Відповідного ефекту можна досягти суттєвим зменшенням динамічних реакцій у підвісці. Зменшити динамічну реакцію в коливальній системі можливо шляхом зменшення жорсткості пружних елементів у цій системі. Найбільшу практичну цінність тут мають системи із квазінульовою жорсткістю, які дозволяють досягнути суттєвого зменшення жорсткості підвіски із збереженням її несучої здатності та компактних розмірів [91-95].

У цих системах в області статичної рівноваги можна забезпечити як завгодно малу жорсткість за рахунок введення додаткових пристроїв – коректорів жорсткості.

Усі відомі віброзахисні системи з квазінульовою жорсткістю поділяються на чотири основні групи [88], [96]. До першої групи відносять найбільш велику та конструктивно різноманітну групу систем, що містять в собі пружні елементи з постійною позитивною жорсткістю, і пристрої з негативною жорсткістю. В першу групу об'єднані системи (рис. 1.3), реалізація яких застосовується для

віброізоляції [88], [96] в кріслах операторів транспортних засобів, у ручних машинах ударної дії, в підвісках залізничних вагонів.

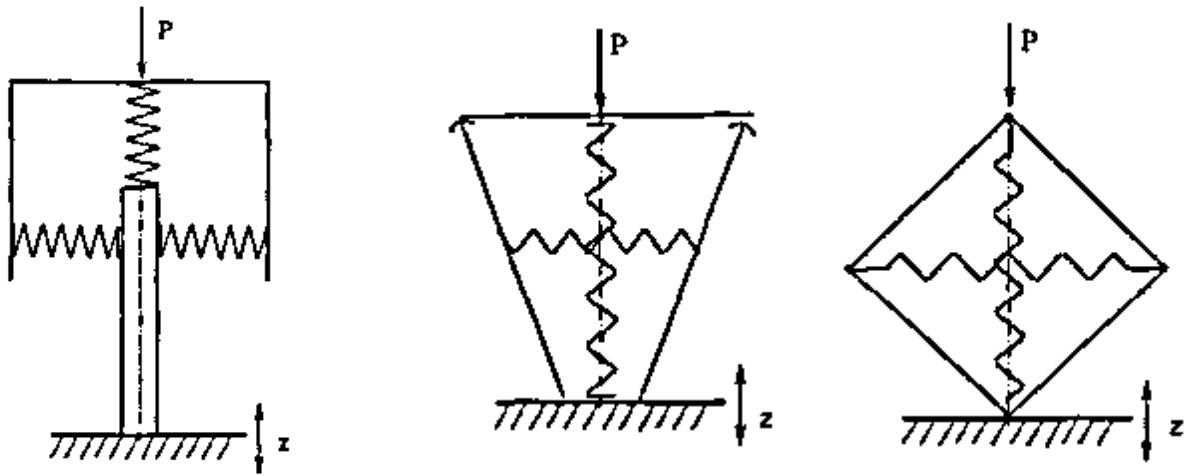


Рисунок 1.3 – Віброзахисні системи з квазінульовою жорсткістю першої групи

Друга група систем (рис. 1.4, а, б) характерна тим, що кожна з них не має конструктивно виділеного несучого пружного елемента. Вона складається з систем, що застосовуються в першій групі в якості пристрою з негативною жорсткістю.

До третьої групи віброізолюючих систем із квазінульовою жорсткістю (рис. 1.4, в, г) відносять [88], [96] системи, що мають інтервал переміщень зі зниженою жорсткістю за рахунок використання елементів змінної структури.

До четвертої групи (рис. 1.5) слід віднести тросові віброізолятори, в яких реалізується інтервал переміщення зі зниженою жорсткістю за рахунок втрати стійкості відрізка каната при осьовій деформації.

У роботах [97–101] було запропоновано конструкцію ТЗ, який має додаткову ступінь підресорювання, що має реалізовувати віброізоляцію вантажу за рахунок використання системи віброізоляції із квазінульовою жорсткістю. Проте технічна реалізація даної конструкції мала низьку недоліків: ТЗ являв собою одновісний причеп, який не мав необхідної стійкості щодо можливих нахилів кутових коливань вантажної платформи; крім цього, вантажна платформа спиралась на м'які пружини стиску, які для більшої стійкості

рухались по напрямним, таке спирання неминуче поєднується із виникненням зон тертя, що погіршує віброізоляцію платформи.

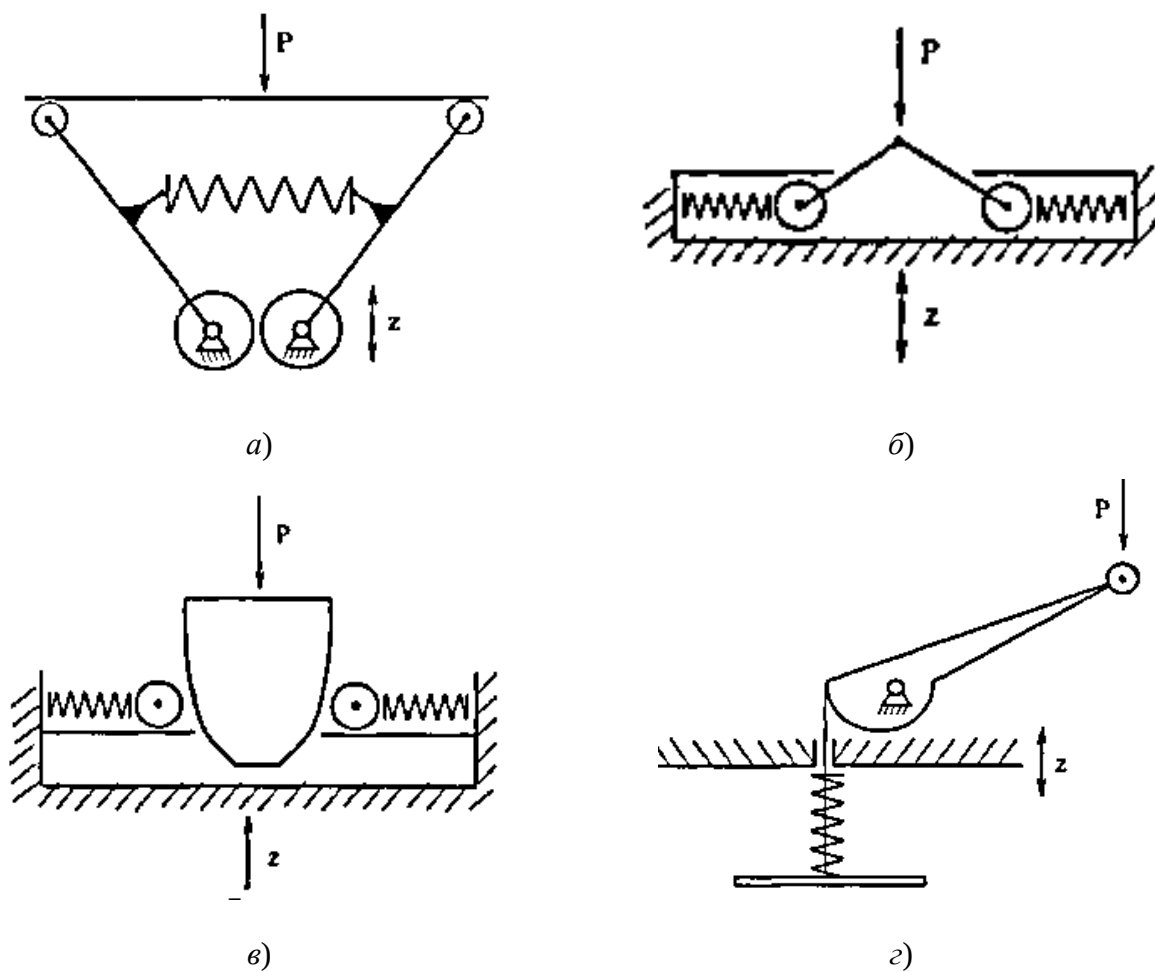


Рисунок 1.4 – Віброзахисні системи з квазінульовою жорсткістю другої та третьої груп

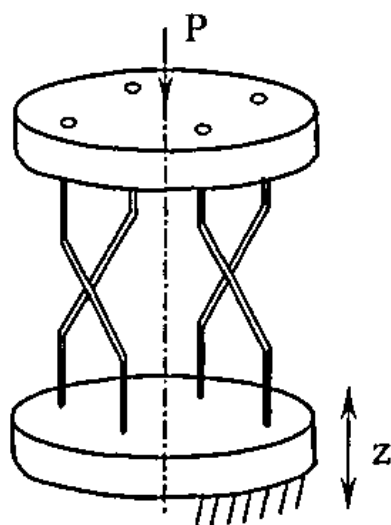


Рисунок 1.5 – Тросовий віброізолятор

Крім цього слід зазначити, що в роботах [97–101] переважно представлені експериментальні результати та деякі теоретичні дослідження ідеалізованих моделей. Визначались гармонічні коливання консервативних моделей, які є моделлю далекою від реальних умов експлуатації. Тому отримані результати мають виключно якісний принциповий характер, тобто підтверджують доцільність використання дворівневого підресорювання у вантажних ТЗ з нелінійним другим рівнем підвішування, що реалізує стан квазінульової жорсткості навколо положення рівноваги.

1.4. Аналіз існуючих підходів до моделювання взаємодії транспортних засобів із нерівностями дорожнього покриття

Для достовірної теоретичної оцінювання характеристик плавності ходу ТЗ необхідно проводити математичне моделювання випадкових та/або вільних коливань ТЗ. У дослідженнях авторів Борисова Е. М., Гриша Б. М., Хачатурова А. А., Ротенберга Р. В., Успенського І. М., Мельникова А. А., Яценко М. М. [102–104], котрі займаються вивченням руху колісних машин по нерівній дорозі, наводяться засоби для опису мікропрофілю дороги. Дослідження показали, що найбільше на плавність ходу впливають висота і довжина нерівностей. Форма нерівностей принципового значення не має, тому що колесо згладжує нерівності. Профіль дороги зазвичай описують у вигляді залежності висоти нерівностей від часу $q(t)$ або шляху $q(x)$. Відповідні залежності визначають експериментально [105–108] з використанням спеціального обладнання (поштовхоміра), що дозволяє в реальному часі записувати нерівності мікропрофіля дороги. Записи в подальшому отримують статистичну обробку [108], відповідно до теорії випадкових функцій.

Профіль дороги ділиться на три складові: макропрофіль, мікропрофіль і шорсткості. Такий поділ обумовлено різним впливом на автомобіль. Макропрофіль складається з нерівностей, довжина, яких 100 і більше метрів, практично не спричиняє коливання, але впливає на роботу двигуна і трансмісії.

Мікропрофіль складається з нерівностей довжина яких лежить в діапазоні від $S_{\min} = 0,1$ м до $S_{\max} = 100$ м, які помітно впливають на коливання автомобіля, не містить тривалих спусків і підйомів, що змінюють режим роботи двигуна. Шорсткості складаються з хвиль, довжина яких менше 0,1 м. Шорсткості згладжуються шинами і не спричиняють суттєвих коливань автомобіля, але впливають на роботу шин (зчеплення, знос і т.д.).

У таблиці 1.7 представлено дані відомі з літератури щодо характерних величин нерівностей мікропрофілю доріг різної якості [30].

Таблиця 1.7 – Орієнтовна кількісна характеристика класифікації доріг за ступенем рівності їх поверхні за критерієм висоти мікропрофіля доріг

Параметри		Дорожнє покриття			
		мало зношене	сильно зношене	розбите	пересічна місцевість
Характеристика коротких імпульсних нерівностей довжиною до 30 см і висотою понад 3 см:					
	кількість на 1 км:	20-50	50-150	100-200	Понад 200
	- максимальна висота, см	До 5	5-7	7-10	10-15
	- найбільш імовірна висота, см	3-4	3-5	5-7	7-10
Характеристика вибоїн:					
	кількість на 1 км	До 200	200-500	300-500	200-300
	найбільш імовірна довжина, см	50-150	100-250	150-300	150-500
	- максимальна глибина, см:	До 10	10-20	20-30	Понад 30
	- найбільш імовірна глибина, см	3-5	5-10	10-15	Понад 15
	- середньоквадратична глибина, см	До 1,5	1,5-3,0	3,0-8,0	Понад 8
Характеристика пагорбів:					
	кількість на 1 км	До 5	5-10	10-20	Понад 20
	найбільш імовірна довжина, м	6-9	6-10	6-12	8-16
	найбільш імовірна глибина, м:	3-5	10-20	30-50	70-120
	максимальна глибина, м:	До 10	До 30	До 100	До 200

Проте при оцінюванні мікропрофілю за допомогою граничних значень висот нерівностей дорожньої основи ($S_{\min}$ і $S_{\max}$) можуть виникнути труднощі. Наприклад, на автомагістралі нерівності довжиною близько 20 м, що віднесені за визначенням до мікропрофілю, на високих швидкостях спричиняють інтенсивні коливання автомобіля, при цьому швидкість руху змінюватися не буде. На ґрунтовій дорозі нерівність такої ж довжини, але висотою кілька метрів буде

тривалим підйомом, що вимагає включення пониженої передачі при цьому значно зменшується швидкість руху, але не викликають коливання автомобіля. Такі нерівності слід віднести до макропрофілю.

Розглянутий приклад показує, що визначати профіль дороги за допомогою довжин нерівностей не завжди зручно, крім того діапазон нерівностей слід задавати в залежності від швидкості руху автомобіля. Тому в розрахунках зручніше використовувати частоту збурення ν рад/с пов'язану залежністю [102–104]:

$$\nu = \frac{2\pi \cdot V_a}{S}, \quad (1.2)$$

де S – довжина нерівності;

V_a – швидкість руху ТЗ.

Мікропрофіль дороги прийнято розглядати як випадкову функцію, що задовольняє таким припущенням:

- функція стаціонарна і ергодична;
- ординати мікропрофілю підпорядковуються нормальному закону розподілу;
- довжини нерівностей обмежені по верхній і нижній межах;
- мікропрофіль змінюється випадковим чином тільки у вертикальній поздовжній площині дороги q .

Функція $q(x)$ називається випадковою, якщо її значення при кожному фіксованому значенні аргументу x є випадковою величиною, а при кожному фіксованому спостереженні – деякою не випадковою функцією (даною реалізацією не випадкової функції). Випадкова функція $q(t)$ від часу називається випадковим процесом. Приймаючи допущення, що автомобіль рухається рівномірно зі швидкістю V_a , м/с можна перейти від випадкової функції до випадкового процесу, тому що $x = V_a \cdot t$, м. Для опису випадкових процесів вводяться ймовірнісні характеристики (функції розподілу і щільності ймовірності) і числові характеристики або моменти випадкових величин.

Стаціонарність процесу означає незалежність статистичних характеристик від початку часового відліку, а ергодичність – можливість заміни великої кількості реалізацій єдиною з них з досить великою протяжністю.

Основними статистичними характеристиками для мікропрофілю зазвичай є [107–109]:

- середня ордината мікропрофіля q_{cp} або математичне сподівання;
- середньоквадратичне відхилення q_c або дисперсія ординат D_q ;
- спектральна щільність або кореляційна функція ординат мікронерівностей.

Середня ордината мікропрофілю характеризує середнє значення процесу q , тобто визначає середній рівень нерівностей дороги. Якщо $q(x)$ – ординати мікропрофілю, розраховані відносно якоїсь горизонталі, то математичне сподівання можна визначити з усереднення за сукупністю реалізацій або усередненням за досить довгим проміжком однієї реалізації профілю дорожньої ділянки довжиною L_q [107–109]:

$$q_{cp} = \frac{1}{L_q} \cdot \int_0^{L_q} q(x) \cdot dx. \quad (1.3)$$

Середньоквадратичне відхилення q_c характеризує ступінь розсіювання випадкового процесу, а дисперсія ординат D_q характеризує ступінь розсіювання (розкиданості) енергії випадкового процесу щодо його середнього значення. Виконавши усереднення за сукупністю реалізацій або за однією реалізацією для дорожньої ділянки довжиною L_q , отримаємо дисперсію [107–109]

$$D_q = \frac{1}{L_q} \cdot \int_0^{L_q} q(x)^2 \cdot dx. \quad (1.4)$$

Середньоквадратичні значення мікропрофілю дозволяють обчислювати максимальні значення амплітуд, що не перевищують задану з необхідним рівнем імовірності. Зокрема, відповідно до правила «трьох сігм».

Спектральна щільність мікронерівностей показує розподіл дисперсій ординат нерівностей у частотному діапазоні. У загальному випадку вираз для спектральної щільності записують у вигляді [32]

$$S_q(v) = \frac{D_n \cdot V_a^{n-1}}{v^n}, \quad (1.5)$$

де D_n – коефіцієнт, що визначає рівень нерівностей.

На практиці застосовують формули для розрахунку у разі двох крайніх положень: $n = 2$ та $n = 4$.

У багатьох роботах спектральна щільність в загальному вигляді записується [32], [61], [108], [110 – 119]

$$S_q(\theta) = a \cdot \theta^{-b}, \quad (1.6)$$

де a і b коефіцієнти, що залежать від дорожніх умов.

Приклади значень коефіцієнтів для деяких типів доріг наведені в таблиці 1.8. Кількісні значення цих параметрів отримані в [61, 109]. За іншими даними, що наведені в роботі [30]: для ґрунтових доріг $b = 2$, при цьому для якісних $a = 10^{-5} - 10^{-4}$, для доріг у задовільному стані $a = 10^{-4} - 10^{-5}$ для розбитих ґрунтових доріг $a = 10^{-3} - 5 \cdot 10^{-3}$ для пересіченої місцевості $a = 5 \cdot 10^{-3} - 10^{-2}$ при $a = 3 \cdot 10^{-2} - 10^{-1}$ рух майже не можливий (нерівності довжиною близько 5 м).

Класифікація спектральних щільностей профілю ґрунтових доріг і місцевості (бездоріжжя) проводиться за трьома основними показниками [32]:

- рівнем нерівностей макропрофіля (довжина хвилі більше 100 м);
- рівнем та характером нерівностей мікропрофілю (приблизно 10 м);
- рівнем коротких нерівностей мікропрофілю (менше 1 м).

Таблиця 1.8 – Коефіцієнти апроксимацій спектральної щільності нерівностей дорожньої основи для різних типів дорожніх поверхонь

Типи дорожніх поверхонь		Значення параметрів	
		a	b
Цементобетонне шосе:			
	задовільний стан	$3,2 \cdot 10^{-5}$	2,0
	зношене	$6,5 \cdot 10^{-5}$	2,0
Шосе з бруківки:			
	задовільний стан	$3,2 \cdot 10^{-4}$	1,07
	зношене	$2,2 \cdot 10^{-3}$	1,07
Гравійно-щебенеve шосе:			
	задовільний стан	$2,5 \cdot 10^{-4}$	2,0
	зношене	$5,0 \cdot 10^{-4}$	2,0
Ґрунтова дорога:			
	задовільний стан	$2,0 \cdot 10^{-3}$	3,6
	розбита	$8,0 \cdot 10^{-3}$	2,12
Бездоріжжя (місцевість)		$1,0 \cdot 10^{-2}$	2,0

Нерівності макропрофілю можуть бути представлені спектральною щільністю у вигляді [32]:

$$S_q(\theta) = \frac{D_M}{\theta^2} \quad \text{або} \quad S_q(v) = \frac{D_2 \cdot V_a}{v^2}. \quad (1.7)$$

Ці залежності для ґрунтових доріг і місцевості можуть бути застосовані при довжині хвилі понад 100 м. За рівнем спектральних щільностей область макропрофілю ділиться на п'ять діапазонів, яким відповідають значення коефіцієнта D_M :

- 1) дуже рівна місцевість ($D_M = 10^{-4}$ м);
- 2) рівнинна місцевість ($D_M = 10^{-3}$ м);
- 3) з помірними пагорбами ($D_M = 10^{-2}$ м);

4) горбиста і сильно пересічена ($D_M = 10^{-1}$ м);

5) гірська ($D_M = 10^{-0}$ м).

Для нерівностей середньої довжини спектральну щільність наближено можна представити у такому вигляді:

$$S_q(\theta) \approx \frac{D_C}{\theta^n}, \quad 0 \leq n \leq 4. \quad (1.8)$$

Різним значенням показника n відповідає різний характер спектральної щільності в області хвиль довжиною близько 10 м (в діапазоні середніх частот):

$n \approx 0$ – явне переважання більш коротких нерівностей («переважання» в сенсі впливу на автомобіль);

$n \approx 2$ – за впливом на автомобіль короткі і довгі хвилі приблизно однакові («рівномірний спектр»);

$n \approx 4$ – явна перевага довгих хвиль (переважно низькочастотні коливання автомобіля).

Різним значенням D_C відповідають різні рівні нерівностей:

$D_C = 10^{-5} \div 10^{-4}$ – дуже малі (укатані ґрунтові дороги);

$D_C = 10^{-4} \div 10^{-3}$ – малі (ґрунтові дороги задовільної якості, рівне поле або луг без явно виражених коротких нерівностей);

$D_C = 10^{-3} \div 3 \cdot 10^{-3}$ – середні (розбиті ґрунтові дороги, рівне поле або луг без явно виражених коротких нерівностей);

$D_C = 3 \cdot 10^{-3} \div 10^{-2}$ – великі (сильно розбиті ґрунтові дороги, луг з явно вираженими, але не дуже високими кручами, поле з великим рівнем коротких нерівностей, місцевість з неоднорідним ґрунтом і кам'янистими включеннями);

$D_C = 10^{-2} \div 3 \cdot 10^{-2}$ – дуже великі (луг з дуже високими кручами, великим камінням).

1.5 Висновки до розділу та постановка задач дослідження

Аналіз інформації, що представлена в наведеному огляді, показує, що для забезпечення високих показників плавності ходу ТЗ, особливо спеціального призначення, необхідно зменшити частоти та амплітуди вібрацій, зокрема пікові значення віброприскорень при переїзді одиничних нерівностей або середньоквадратичні значення (СКЗ) віброприскорень при стаціонарному русі). При цьому в стандартах регламентуються допустимі рівні віброприскорень на окремих частотах вібрацій, що діють на людину або вантаж під час перевезення. Найбільш небезпечними є коливання з частотами у діапазоні від 4 Гц до 8 Гц.

З відомих наукових робіт присвячених питанням забезпечення необхідних характеристик плавності ходу, відомо, що їх покращення для спеціалізованих транспортних засобів, які знаходяться в умовах руху по дорогам із поганим покриттям та/або бездоріжжю, може бути здійснене лише шляхом удосконалення їх системи підресорювання. Більш того, доцільно використовувати спеціальні контейнери або вантажні платформи з додатковим рівнем підресорювання, яке має нелінійну характеристику, що може забезпечити віброізоляцію вантажу в умовах збереження його несучої здатності та компактних розмірів. Найбільшу практичну цінність тут мають системи із квазінульовою жорсткістю.

Таким чином, актуальною науково-практичною задачею є розроблення методології створення конструкції ТЗ, що, на відміну від існуючих, матимуть кращі показники плавності ходу за умов їх простої конструкції та невисокої вартості, а також розроблення методів та підходів до дослідження вібраційного стану зазначених ТЗ в дорожніх умовах, що спрямовані на обґрунтування вибору їх параметрів.

Останнє дозволило сформулювати **мету** даної дисертаційної роботи, яка 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.

Відповідно до цього **задачі дослідження** визначені в такий спосіб:

1. Провести вибір та обґрунтування типу конструкції та параметрів системи підресорювання спеціалізованого ТЗ, розробити критерії та методи оцінювання її експлуатаційної ефективності з точки зору забезпечення покращених показників плавності ходу.

2. Розробити математичну модель вертикальної динаміки ТЗ за різних конструктивних і компоувальних параметрів системи підресорювання та методи розрахунку показників плавності ходу під дією детермінованих та випадкових кінематичних збурень.

3. Провести теоретичні дослідження вертикальних та кутових коливань спеціалізованого ТЗ під дією одиничних та випадкових збурень нерівностями дорожньої основи. Провести обґрунтування вибору раціональних параметрів системи підресорювання.

4. Виконати дорожні експериментальні дослідження плавності ходу спеціалізованого ТЗ з традиційною та удосконаленою системами підресорювання в різних експлуатаційних умовах.

5. Розробити рекомендації щодо практичного використання результатів дослідження та запропонувати компоновку і параметри системи підресорювання спеціалізованих ТЗ, які забезпечують покращення їх плавності ходу.

РОЗДІЛ 2

РОЗРОБКА МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ СПЕЦІАЛІЗОВАНОГО ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ ЯК НЕЛІНІЙНОЇ ДИНАМІЧНОЇ СИСТЕМИ

2.1 Розробка принципової схеми спеціалізованого транспортного засобу з дворівневим нелінійним підресорюванням

Важливою вимогою до сучасних транспортних засобів (ТЗ) спецпризначення є забезпечення високих показників їх плавності ходу. З аналізу сучасного стану цього питання виходить, що покращення плавності ходу спеціалізованих транспортних засобів (СТЗ) в умовах руху по дорогам із поганим покриттям та/або бездоріжжю може бути здійснено лише шляхом удосконалення їх системи підресорювання. Серед різних ідей щодо удосконалення систем підресорювання із нелінійною підвіскою на окрему увагу заслуговують системи, які реалізують віброізоляцію вантажів, що може бути досягнуто суттєвим зменшенням динамічних реакцій у підвісці ТЗ. Зменшення динамічної реакції в коливальній системі може бути досягнуто шляхом зменшення жорсткості її пружних елементів [88 – 90]. Для звичайних пружин відповідна зміна жорсткості із збереженням несучої здатності вимагає істотного збільшення розмірів. Проте використання пружин (або спеціально сконструйованих пружинних блоків) з нелінійною характеристикою дозволяє отримати певний проміжок роботи системи з суттєво малою жорсткістю і збереженням компактних розмірів та необхідної несучої здатності. Такі системи прийнято називати системами із квазінульовою жорсткістю. В роботах [97-98] було запропоновано конструкцію СТЗ, який має додаткову ступінь підресорювання, що має реалізовувати віброізоляцію вантажу. Проте технічна реалізація даної конструкції мала низку недоліків: СТЗ являв собою одновісний причеп, який не мав необхідної стійкості щодо можливих нахилів кутових коливань вантажної платформи; крім цього, вантажна платформа спиралась на м'які пружини стиску, які для більшої

стійкості рухались по напрямним, таке спирання неминуче поєднується із виникненням зон тертя, що погіршує віброізоляцію платформи.

У даній дисертації пропонується поліпшена конструкція спеціалізованого ТЗ, яка, на відміну від існуючих, є двовісною та має додаткову систему підресорювання, що забезпечує квазінульову жорсткість підвішування вантажів (рис. 2.1). Використання двовісної основи робить систему більш автономною та стійкою під час руху. Крім цього, використання системи пружного вивішування виключає виникнення в системі елементів заклинювання (внаслідок перекосу платформи) та виникнення місць тертя окремих елементів, що має покращити її віброізоляційні можливості.

Отже, розглядається двовісний колісний ТЗ, який умовно складається з несучої рами (кузова) та вантажної платформи, на якій розташовується вантаж для перевезень. Рама (кузов) ТЗ забезпечена традиційним лінійним підресорюванням, в той час як вантажна платформа має додаткову ступінь підресорювання, що монтується до рами за допомогою пружинного блока.

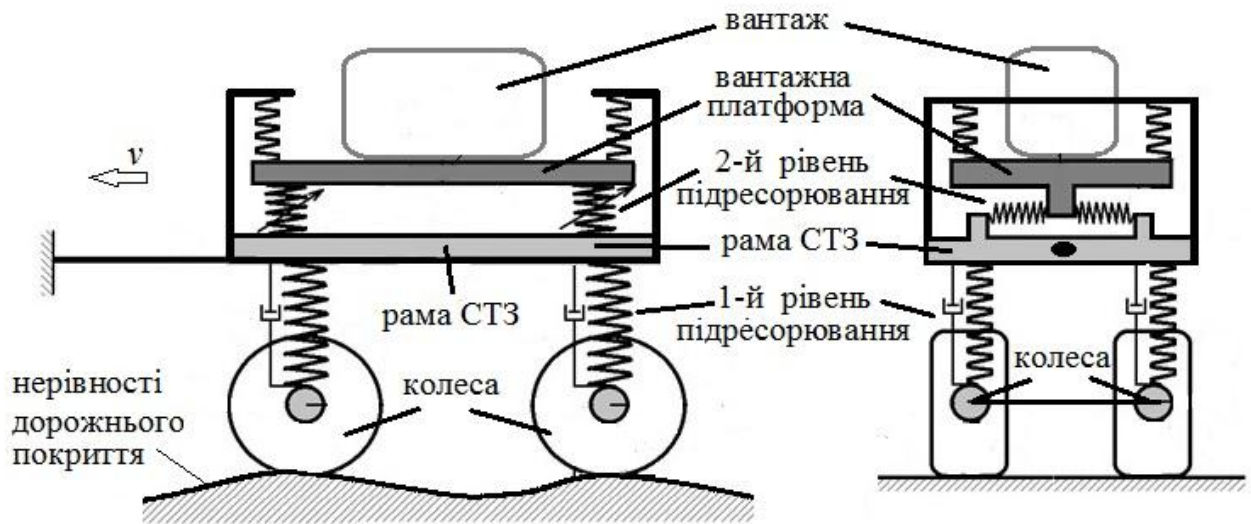


Рисунок 2.1 – Модель ТЗ із дворівневою системою підресорювання

2.2 Визначення особливостей нелінійної характеристики підвіски другого рівня, що виконана у вигляді ферми Мізеса

Система підресорювання другого рівня, що пропонується, має нелінійну пружну характеристику із областю з квазінульовою жорсткістю, яка

конструктивно виконана у формі ферми Мізеса (рис. 2.2). Нелінійна характеристика даної системи сформована геометричними співвідношеннями між деформацією горизонтальних пружин та вертикальними переміщеннями. Причому горизонтальні пружини повинні бути попередньо у стисненому стані.

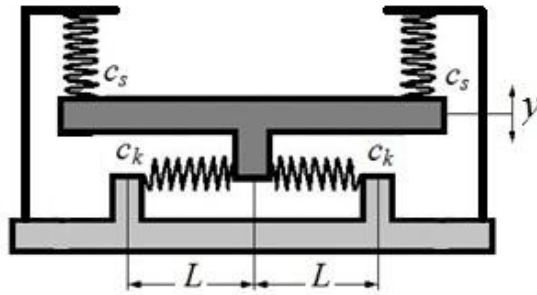


Рисунок 2.2 – Конструктивна реалізація другого рівня підресорювання, що виконана у формі ферми Мізеса

Нелінійна зведена пружна сила, що виникатиме в даному пружинному блоці, матиме такий вигляд

$$F_{nl}(y) = c_s \cdot y + c_k \cdot y \cdot \left[1 - \frac{L_k + \Delta}{\sqrt{L_k^2 + y^2}} \right], \quad (2.1)$$

де L_k – довжина пружин у горизонтальному стисненому положенні;

Δ – величина попереднього стискання;

c_s, c_k – жорсткості вертикальних пружин та горизонтальних коректорів;

y – вертикальне переміщення платформи із вантажем.

На рис. 2.3 наведено графік залежності нелінійної пружної сили $F_{nl}(y)$ від вертикальних переміщень платформи. Для наочності пунктирною лінією показана лінійна пружна сила та жорсткість, що утворюється при демонтажі горизонтальних пружин коректорів жорсткості. Із наведених графіків видно, що в межах переміщень $\pm 0,4$ м горизонтальні коректори забезпечують меншу пружну силу, ніж лінійна компоновка без коректорів жорсткості.

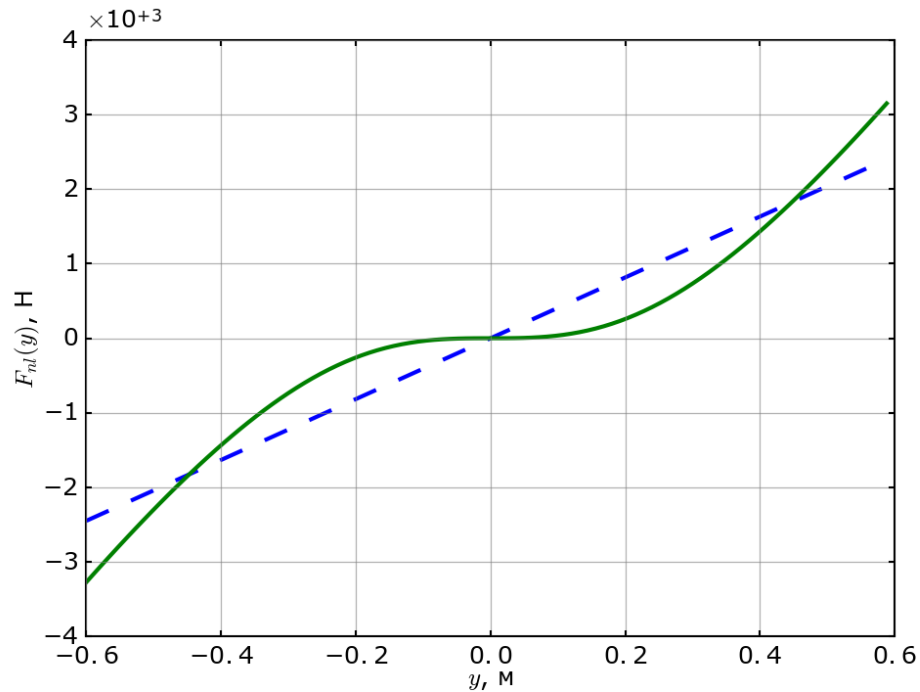


Рисунок 2.3 – Пружна характеристика ферми Мізеса
(пунктирною лінією показана характеристика лінійної системи)

Жорсткість ферми Мізеса $C_{nl}(y)$ є функцією вертикальних переміщень, яка визначається як похідна від сили і може бути записана у такому вигляді:

$$C_{nl}(y) = c_s + c_k \cdot \left(1 - \frac{L_k + \Delta}{\sqrt{L_k^2 + y^2}} + y^2 \cdot \frac{(L_k + \Delta)}{(L_k^2 + y^2)^{3/2}} \right). \quad (2.2)$$

Аналіз виразу (2.2) навколо положення рівноваги платформи ($y = 0$) 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 стискання:

$$c_s \cdot L_k = c_k \cdot \Delta. \quad (2.3)$$

Саме для такої комбінації параметрів і побудовано графік залежності нелінійної пружної сили від переміщень, який представлено на рис. 2.3.

Таким чином, за умови виконання співвідношення (2.3) система підресорювання, що виконана у вигляді ферми Мізеса, матиме квазінульову жорсткість, тобто вантажна платформа, яка знаходиться у положенні рівноваги, не передаватиме силову взаємодію на основу при її кінематичному збуренні. Аналогічно можна сформулювати обернене твердження: кінематичний вплив на основу не чинитиме силової дії на платформу. Фактично це означає, що збурення не передаватиметься на платформу – вона буде ізольована. Зрозуміло, що стан нульової жорсткості спостерігається виключно в положенні рівноваги, тобто не передаватимуться нескінченно малі сили за нескінченно малих збурень, а в реальних експлуатаційних умовах певна силова взаємодія матиме місце (тому систему такого типу і називають системою із квазінульовою жорсткістю).

На рис. 2.4 зображено графік залежності жорсткості ферми Мізеса від переміщень платформи. Наведена залежність вказує на наявність області із малою жорсткістю (на порядок меншої відповідного значення лінійних пружин): це інтервал переміщень $\pm 0,05$ м, а в межах $\pm 0,2$ м жорсткість нелінійної системи меча ніж відповідна лінійна.

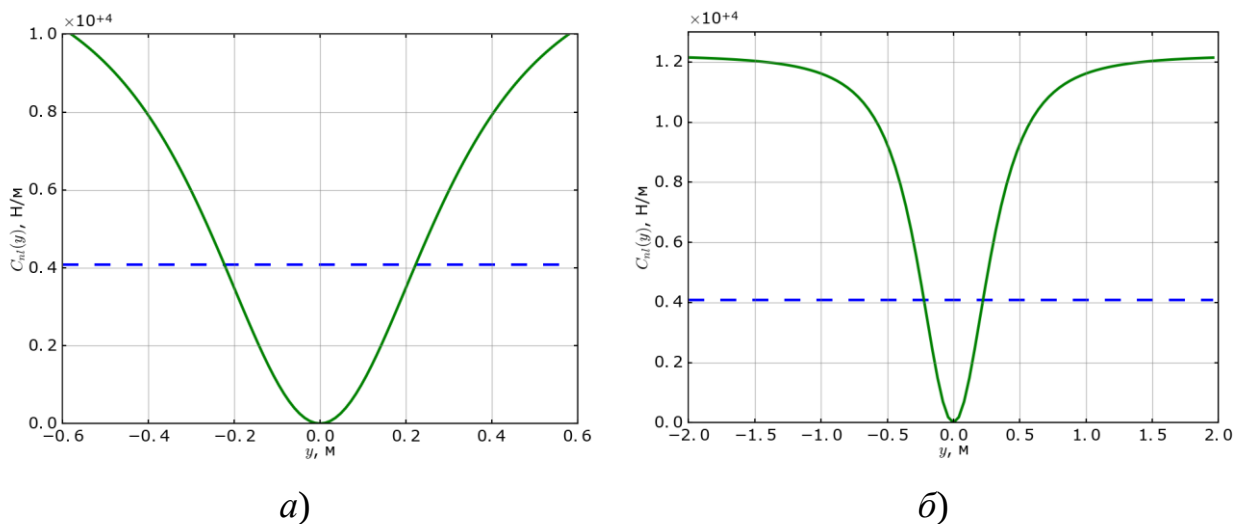


Рисунок 2.4 – Жорсткість ферми Мізеса:

а) – у робочому діапазоні зміни переміщень;

б) – на нереалістично великому проміжку зміни переміщень.

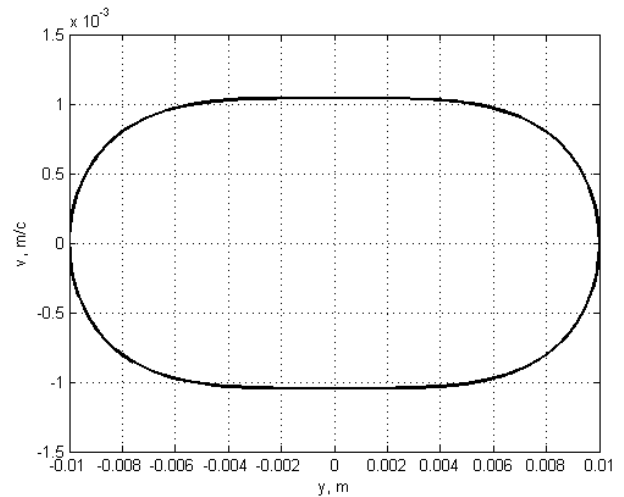
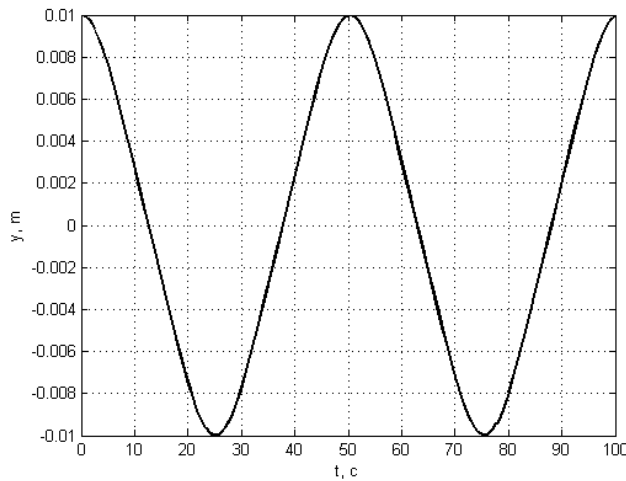
Окремо слід зазначити, що із збільшенням можливих переміщень жорсткість даної системи різко зростає (рис. 2.4, б), що призведе до протилежного відносно віброізоляції ефекту. Проте такі великі кінематичні збурення основи є малоймовірними.

Для аналізу динамічних характеристик ферми Мізеса, доцільно розглянути одномасову нелінійну консервативну модель. Відповідне рівняння представлено виразом (2.4), де, крім пружної нелінійної сили, що виникає у фермі (2.1), додано силу інерції

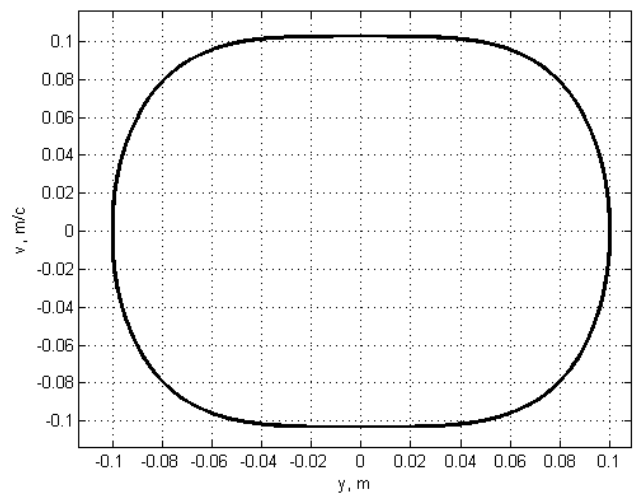
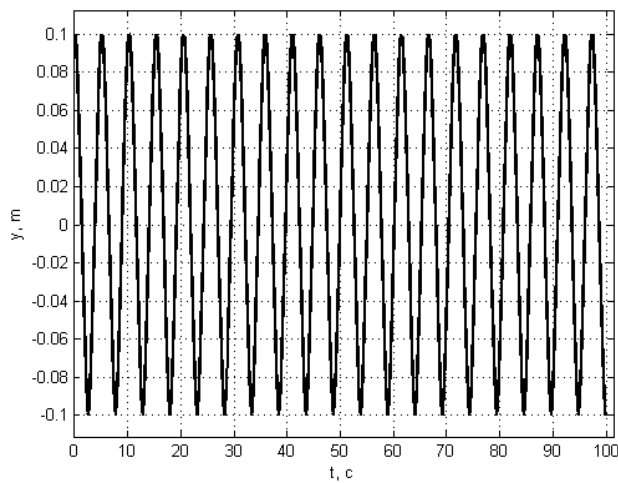
$$m \cdot \ddot{y} + c_s \cdot \dot{y} + c_k \cdot y \cdot \left[1 - \frac{L_k + \Delta}{\sqrt{L_k^2 + y^2}} \right] = 0. \quad (2.4)$$

Наведене рівняння дозволяє вирішувати задачу вільних коливань ферми Мізеса без урахування втрат енергії і таким чином відстежити характеристики фазового портрету та скелетної кривої. Рівняння розв'язувалось за різних значень початкових умов (було задано початкове переміщення платформи, яке внаслідок консервативності системи відповідає амплітуді її вільних коливань). Розв'язки визначались числовими підходами з явною схемою інтегрування: методом Рунге-Куты четвертого порядку. При цьому використовувались сучасні комп'ютерні засоби символьних та числових симуляцій. На рис. 2.5 представлено отримані рішення: показані часові залежності вертикальних переміщень та фазові траєкторії.

Представлені фазові траєкторії мають вид з'єднаних горизонтальними прямими дуг еліпсів із різними центрами, що свідчить про наявність зони, яка є асимптотично стійкою (байдужою), тобто малі збурення спричиняють такі самі малі переміщення, що з часом не зникають, але й не збільшуються. Звичайно, що такий фазовий портрет, на відміну від класичного лінійного, має переваги з точки зору зменшення динамічної складової у коливальних процесах, оскільки рівні швидкості, особливо прискорення, є значно менші.



при початковому збуренні $y_0 = 0.01$ м



при початковому збуренні $y_0 = 0.1$ м

Рисунок 2.5 – Вільні коливання ферми Мізеса за різних початкових умов збурення (зміна вертикальних переміщень у часі – графіки ліворуч; фазові траєкторії – праворуч)

Також слід відзначити, що з графіків видно, що частота вільних коливань суттєво залежить від величини початкового збурення, яке внаслідок консервативності моделі, що розглядається, відповідає амплітуді відповідних вільних коливань. При чому, чим більша амплітуда коливань, тим більшою є їх частота. Формально можна виділити межі можливої зміни частоти вільних коливань. Так, за нескінченно малих амплітуд система має нульову жорсткість і тому коливання не відбуватиметься, а буде просто зміна первісного положення у просторі (зміщення) – частота такого руху є нульовою. З іншого боку, при нескінченно великих амплітудах коливань можна знехтувати наявністю кута, що виникає між горизонтальними пружинами-коректорами та вертикальними

пружинами у фермі Мізеса, і вважати, що вони просто разом працюють у вертикальному напрямі і в такому випадку їх жорсткості додаються (див. рис. 2.4, б, який демонструє зміну жорсткості за великих переміщень). Відповідна частота складатиме 1,33 Гц (для жорсткісних та масових характеристик, що використовуються в даній роботі при теоретичних та експериментальних дослідженнях відповідної системи). Отже, частота вільних коливань ферми Мізеса в тому конструктивному виконанні, що використовується в даній роботі, може змінюватись від 0 Гц до 1,33 Гц.

Використовуючи серію чисельних розрахунків рівняння (2.5) із різними початковими умовами, було побудовано скелетну криву (рис. 2.6).

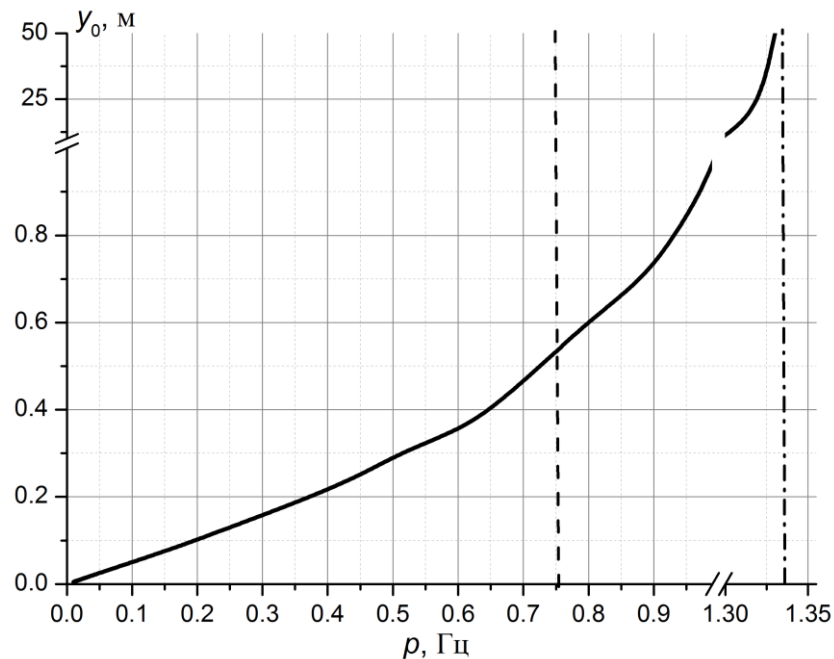


Рисунок 2.6 – Скететна крива ферми Мізеса

На графіку штрих-пунктиром показано граничну (асимптотичну) частоту коливань ферми Мізеса, що досліджується, а простим пунктиром – частоту вільних коливань лінійної системи яка побудована з ферми Мізеса шляхом демонтажу горизонтальних пружин-коректорів ($c_k = 0$). Можна бачити, що просте підвішування вантажу без корекції жорсткості має більшу частоту коливань при збуреннях менших 0.5 м, такі вимоги з точки зору практичних потреб є цілком прийнятні. Таким чином, ферму Мізеса можна використовувати

як систему підресорювання, що забезпечує значно менші частоти коливань та швидкості вібрацій.

2.3 Математична модель вертикальних коливань транспортного засобу із дворівневою підвіскою, що має нелінійну характеристику

Відповідно до конструкції СТЗ із дворівневою нелінійною системою підресорювання, яка представлена на рис. 2.1, було сформовано дискретну динамічну модель. Пропонується виділити чотири масові точки, які представляють інерцію передньої та задньої осей ТЗ, інерцію основної рами та вантажної платформи із вантажем. Кожен масовий елемент має вертикальну ступінь вільності, які позначені y_1 та y_2 для вертикальних переміщень передньої та задньої осей ТЗ; y_3 та y_4 – для вертикальних переміщень центра тяжіння рами ТЗ та для центру тяжіння вантажної платформи. При цьому останні два елементи мають по дві ступені вільності, оскільки мають можливість не лише вертикально переміщуватись, а й відтворювати кутові нахили навколо центрів їх тяжіння (зазначені ступні вільності позначено φ_1 та φ_2). Відповідні масові точки з'єднані лінійними пружними елементами та лінійними елементами в'язкості, підвішування вантажної платформи реалізовано через пружний елемент з нелінійною характеристикою, яка відповідає характеристиці ферми Мізеса. Відповідна модель не враховує поздовжніх коливань та загальної поздовжньої динаміки ТЗ, а також поперечних коливань. Схематичне представлення даної дискретної моделі та прийняті позначення для пружних, масових і в'язких елементів показано на рис. 2.7.

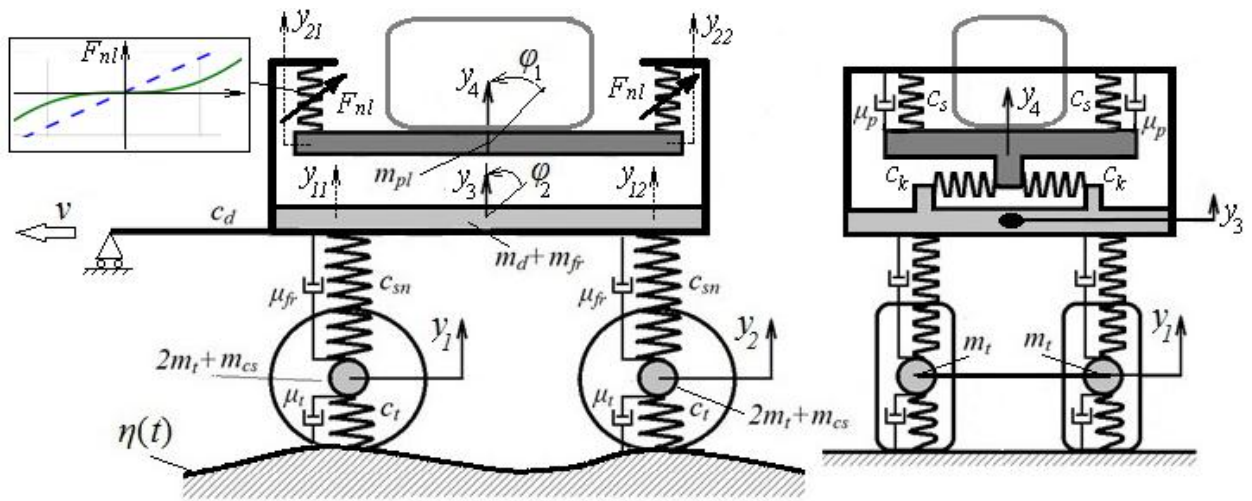


Рисунок 2.7 – Дискретна модель ТЗ із дворівневою системою підресорювання

Для побудови математичної моделі відповідно до схеми, що наведена на рис. 2.7. застосуємо рівняння Лагранжа 2-го роду [113-115]

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} + \frac{\partial R}{\partial \dot{q}_i} = 0, \quad i = \overline{1..6}, \quad (2.5)$$

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 (2.6), (точкою над функціями показано похідну за часом від неї)

$$\{q\}_{i=1..6} = \{y_1, y_2, y_3, \phi_1, \phi_2, \phi_3\}^T. \quad (2.6)$$

Кінетична енергія в системі визначається для кожної маси

$$T = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^4 m_i \dot{y}_i^2 + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 J_i \dot{\phi}_i^2, \quad (2.7)$$

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

$m_3 = m_{fr} + m_d$ – маса рами та розміщеного на ній обладнання (без врахування вантажної платформи і вантажу);

$m_4 = m_{pl} + m_l$ – маса вантажної платформи з вантажем;

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

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

$$\Pi = \Pi_L + \Pi_{NL} = \frac{1}{2} c_t \sum_{i=1}^2 (y_i - \eta_i(t))^2 + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 c_{sni} (y_3 - y_{1i})^2 + \Pi_{NL}(y_3, y_4, \varphi_1, \varphi_2), \quad (2.8)$$

де c_t – жорсткості пневматичних шин;

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

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

Останній доданок у виразі (2.8) визначається потенційною енергією ферм Мізеса (рис. 2.2). Враховуючи, що в системі встановлено дві ферми Мізеса то з урахуванням позначень введених на рис. 2.7, отримаємо наступний вираз

$$\Pi_{NL} = \Pi_{FM}(y = z_1) + \Pi_{FM}(y = z_2) = \Pi_{NL1}(z_1) + \Pi_{NL2}(z_2). \quad (2.9)$$

У рівняннях (2.8) та (2.9) введено позначення:

$$y_{11} = y_3 - \frac{L}{2} \varphi_1, \quad y_{12} = y_3 + \frac{L}{2} \varphi_1, \quad (2.10)$$

$$y_{21} = y_4 - \frac{L}{2} \varphi_2, \quad y_{22} = y_4 + \frac{L}{2} \varphi_2, \quad (2.11)$$

$$z_1 = y_{21} - y_{11} = y_4 - y_3 + \frac{L}{2}(\varphi_1 - \varphi_2), \quad (2.12)$$

$$z_2 = y_{22} - y_{12} = y_4 - y_3 + \frac{L}{2}(\varphi_2 - \varphi_1). \quad (2.13)$$

Потенційна енергія ферми Мізеса має аналітичний вираз, який легко знайти інтегруванням (2.1)

$$\Pi_{FM}(y) = \frac{1}{2}c_s \cdot y^2 + c_k \cdot \left[\frac{1}{2}y^2 - (L_k + \Delta)\sqrt{L_k^2 + y^2} \right]. \quad (2.14)$$

Аналогічно введемо потенціал дисипативних сил, які вважаються лінійними функціями вектора швидкості узагальнених координат, що введені в систему, як показано на рис. 2.7

$$R = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 \left[2\mu_t \dot{y}_i^2 + \mu_{fr} (\dot{y}_{1i} - \dot{y}_i)^2 + \mu_p (\dot{y}_{2i} - \dot{y}_{1i})^2 \right]. \quad (2.15)$$

Підставляючи вирази (2.7), (2.8) та (2.15), з урахуванням формул (2.8) – (2.14), у рівняння Лагранжа (2.5), отримаємо розрахункову систему рівнянь

$$\left\{ \begin{array}{l} m_1 \cdot \ddot{y}_1 + \frac{\partial R}{\partial \dot{y}_1} + (c_t + c_{sn1}) \cdot y_1 - c_{sn1} \cdot y_3 + \frac{L}{2} \cdot c_{sn1} \cdot \varphi_1 = c_t \cdot \eta_1(t) \\ m_2 \cdot \ddot{y}_2 + \frac{\partial R}{\partial \dot{y}_2} + (c_t + c_{sn2}) \cdot y_2 - c_{sn2} \cdot y_3 - \frac{L}{2} \cdot c_{sn2} \cdot \varphi_1 = c_t \cdot \eta_2(t) \\ m_3 \cdot \ddot{y}_3 + \frac{\partial R}{\partial \dot{y}_3} - c_{sn1} \cdot y_1 - c_{sn2} \cdot y_2 + c_{sn} \cdot y_3 + \frac{L}{2} \cdot \tilde{c}_{sn} \cdot \varphi_1 + F_3(y_3, y_4, \varphi_1, \varphi_2) = 0 \\ J_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 + \frac{\partial R}{\partial \dot{\varphi}_1} + \frac{L}{2} \cdot \left[c_{sn1} \cdot y_1 - c_{sn2} \cdot y_2 + \tilde{c}_{sn} \cdot y_3 + \frac{L}{2} \cdot c_{sn} \cdot \varphi_1 \right] + \tilde{F}_3(y_3, y_4, \varphi_1, \varphi_2) = 0 \\ m_4 \cdot \ddot{y}_4 + \mu_p \cdot (\dot{y}_4 - \dot{y}_3) + F_4(y_3, y_4, \varphi_1, \varphi_2) = 0 \\ J_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 + \mu_p \cdot \frac{L^2}{2} \cdot (\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_2) + \tilde{F}_4(y_3, y_4, \varphi_1, \varphi_2) = 0 \end{array} \right. \quad (2.16)$$

Для скорочення запису введені позначення для сумарної жорсткості класичного підресорювання ТЗ та для різниці між жорсткостями класичного підвішування передньої та задньої осей ТЗ:

$$c_{sn} = c_{sn1} + c_{sn2}, \quad \tilde{c}_{sn} = c_{sn2} - c_{sn1}. \quad (2.17)$$

Крім цього, було введено позначення для нелінійних сил, що відповідають другому рівню підресорювання:

$$F_3 = \frac{\partial \Pi_{NL1}}{\partial z_1} \cdot \frac{\partial z_1}{\partial y_3} + \frac{\partial \Pi_{NL2}}{\partial z_2} \cdot \frac{\partial z_2}{\partial y_3} = -[F_{nl}(y = z_1) + F_{nl}(y = z_2)], \quad (2.18)$$

$$\tilde{F}_3 = \frac{\partial \Pi_{NL1}}{\partial z_1} \cdot \frac{\partial z_1}{\partial \varphi_1} + \frac{\partial \Pi_{NL2}}{\partial z_2} \cdot \frac{\partial z_2}{\partial \varphi_1} = \frac{L}{2} \cdot [F_{nl}(y = z_1) - F_{nl}(y = z_2)], \quad (2.19)$$

$$F_4 = \frac{\partial \Pi_{NL1}}{\partial z_1} \cdot \frac{\partial z_1}{\partial y_4} + \frac{\partial \Pi_{NL2}}{\partial z_2} \cdot \frac{\partial z_2}{\partial y_4} = F_{nl}(y = z_1) + F_{nl}(y = z_2), \quad (2.20)$$

$$\tilde{F}_4 = \frac{\partial \Pi_{NL1}}{\partial z_1} \cdot \frac{\partial z_1}{\partial \varphi_2} + \frac{\partial \Pi_{NL2}}{\partial z_2} \cdot \frac{\partial z_2}{\partial \varphi_2} = \frac{L}{2} \cdot [-F_{nl}(y = z_1) + F_{nl}(y = z_2)]. \quad (2.21)$$

У формулах (2.18) – (2.21) враховано, що похідна від потенційної енергії ферми Мізеса за узагальненою координатою відповідає її нелінійній пружній характеристиці, яка задається виразом (2.1).

Також у системі рівнянь (2.16) введено умовні позначення для дисипативних сил, що відображають елементи в'язкого внутрішнього тертя в шинах та у класичному підресорюванні. Зазначені сили представлені як відповідні похідні від потенціалу дисипативних сил (2.15) і мають такі аналітичні вирази:

$$\frac{\partial R}{\partial \dot{y}_1} = \mu_t \cdot \dot{y}_1 - \mu_{fr} \cdot \left(\dot{y}_3 - \dot{y}_1 - \frac{L}{2} \cdot \dot{\varphi}_1 \right), \quad (2.22)$$

$$\frac{\partial R}{\partial \dot{y}_2} = \mu_t \cdot \dot{y}_2 - \mu_{fr} \cdot \left(\dot{y}_3 - \dot{y}_2 + \frac{L}{2} \cdot \dot{\phi}_1 \right), \quad (2.23)$$

$$\frac{\partial R}{\partial \dot{y}_3} = \mu_{fr} \cdot (\dot{y}_3 - \dot{y}_1 - \dot{y}_2) - \mu_p \cdot (\dot{y}_4 - \dot{y}_3), \quad (2.24)$$

$$\frac{\partial R}{\partial \dot{\phi}_1} = \mu_{fr} \cdot \frac{L}{2} \cdot (L \cdot \dot{\phi}_1 + \dot{y}_1 - \dot{y}_2) - \mu_p \cdot \frac{L^2}{2} \cdot (\dot{\phi}_1 + \dot{\phi}_2). \quad (2.25)$$

У рівняннях (2.22) – (2.25) введено позначення для коефіцієнтів демпфірування: μ_t – пневматичних шин, μ_{fr} – рами ТЗ (перший рівень підресорювання), μ_p – вантажної платформи.

Числові значення основних параметрів, що використовувались в роботі, наведені у табл. 2.1. Дані значення відповідають характеристикам дослідного зразку, плавність ходу якого визначалась експериментально (в 4-му розділі даної дисертації). Коефіцієнти демпфірування для пневматичних шин були вибрані відповідно до рекомендацій джерел [116-118], а інших конструктивних елементів – з експериментальних даних, представлених у роботах [96-100].

Таблиця 2.1 – Параметри системи

Параметр	L	$m_1,$ m_2	m_3	m_4	I_1	I_2	$C_{sn1},$ C_{sn2}	C_w	μ_t	μ_{fr}	μ_p
Розмірність	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	92	240	350	250	$3,5 \cdot 10^3$	25

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 збудженням $\eta_1(t)$ та $\eta_2(t)$, яке прикладається до коліс ТЗ і моделює його взаємодію із нерівностями дорожньої основи.

2.4 Аналіз динамічних характеристик спеціалізованого транспортного засобу в лінійному та нелінійному компонуванні дворівневого підресорювання

Для подальшого аналізу результатів чисельних досліджень в роботі попередньо було побудовано декілька лінеаризованих моделей та визначено їх спектр власних частот коливань:

- перша модель була утворена прямою лінеаризацією системи рівнянь (2.16), що відповідають ТЗ з дворівневим лінійним підресорюванням (тобто при від'єднаних коректорах жорсткості у фермі Мізеса ($c_k=0$ на рис. 2.2);

- друга модель являє собою класичний ТЗ з однорівневою лінійною системою підресорювання ($y_4=\varphi_2=0$; $m_4=I_2=c_s=c_k=0$), у масі рами врахована маса вантажу та маса вантажної платформи ($m_3=344$ кг) ;

- третя модель структурно є ідентичною до першої, але у другому рівні підресорювання застосовувались пружні елементи з великою жорсткістю ($c_s=5.3 \cdot 10^4$ кН/м; $c_k=0$), що відповідала жорсткому болтовому з'єднанню рами ТЗ та вантажної платформи (така модель дозволяє більш коректно проводити порівняльний аналіз результатів, оскільки має однакову розмірність з першою лінійною та з нелінійною моделями. Крім цього, вона відповідає експериментальному зразку щодо моделі класичного ТЗ, результати експериментальних випробувань для якої представлені в 4-му розділі даної дисертації).

Система лінійних диференціальних рівнянь для визначення спектра власних частот в усіх випадках була побудована для консервативної моделі (дисипативні елементи не враховувались) та без урахування дії зовнішнього навантаження. В матричному вигляді для всіх моделей, що розглядались відповідні рівняння мали однаковий вигляд:

$$[M]\{\ddot{q}\} + [K]\{q\} = 0, \quad (2.26)$$

де $\{q\}$ – вектором узагальнених координат; для першої та другої моделі даний вектор задається виразом (2.6);

$[M]$ та $[K]$ – матриці мас та жорсткості системи.

Для першої та третьої лінеаризованих моделей ці матриці мають такий вигляд:

$$[M] = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_4 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_2 \end{bmatrix}, \quad (2.27)$$

$$[K] = \begin{bmatrix} (c_t + c_{sn1}) & 0 & -c_{sn1} & \frac{L}{2}c_{sn1} & 0 & 0 \\ 0 & (c_t + c_{sn2}) & -c_{sn2} & -\frac{L}{2}c_{sn2} & 0 & 0 \\ -c_{sn1} & -c_{sn2} & (c_{sn} + 4c_s) & \frac{L}{2}\tilde{c}_{sn} & -4c_s & 0 \\ \frac{L}{2}c_{sn1} & -\frac{L}{2}c_{sn2} & \frac{L}{2}\tilde{c}_{sn} & L^2\left(\frac{c_{sn}}{4} + c_s\right) & 0 & -L^2c_s \\ 0 & 0 & -4c_s & 0 & 4c_s & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -L^2c_s & 0 & L^2c_s \end{bmatrix}. \quad (2.28)$$

Для другої моделі відповідні вектори та матриці мають меншу розмірність і складаються лише з перших 4-х компонент.

Спектр власних частот визначається частотним рівнянням, яке формується з виразу (2.26) підстановкою гармонічного розв'язку з однаковими частотами p за всіма узагальненими координатами [109-111], що призводить до узагальненої проблеми лінійної алгебри на власні значення матриць $[K]$ та $[M]$:

$$\det(-p^2[M] + [K]) = 0. \quad (2.29)$$

У таблиці 2.2 зведено власні частоти, що знайдені з рівняння (2.29), для всіх трьох моделей. Спектри власних частот зміщені один від одного відповідно до співставлення власних форм коливань. Порівняння частот коливань показує, що друга та третя моделі за першими 4-м частотами дають майже однакові результати.

На рис. 2.8 схематично представлені власні форми коливань, що відповідають першим 4-м власним частотам першої моделі. Стрілками показані напрями рухів відповідних масових точок, а цифри у дужечках біля стрілок показують безрозмірні відносні амплітуди коливань. Можна бачити, що перша і четверта форми коливань супроводжуються кутовими коливаннями (нахилами) рами ТЗ, а друга та четверта форми коливань демонструють виключно вертикальні коливання. При цьому для другої форми коливань основна енергія коливального процесу зосереджена на вертикальних переміщеннях вантажної платформи із вантажем – тобто форма є локалізованою. Для четвертої форми коливання відбуваються по всій системі.

Таблиця 2.2 – Спектри власних частот лінеаризованих моделей

	Спектр власних частот, Гц							
1 ^а модель	p_1	p_2	p_3	p_4	p_5	p_6		
	1.17	1.48	5.62	6.14	14.45	14.74		
2 ^а модель			p_1	p_2	p_3	p_4		
			3.713	4.387	13.817	14.005		
3 ^я модель			p_1	p_2	p_3	p_4	p_5	p_6
			3.712	4.386	13.815	14.003	211	250

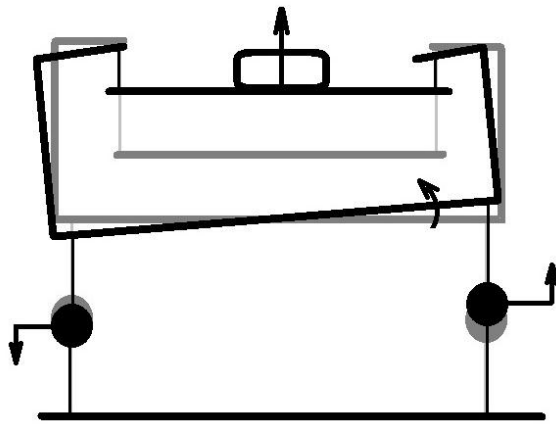
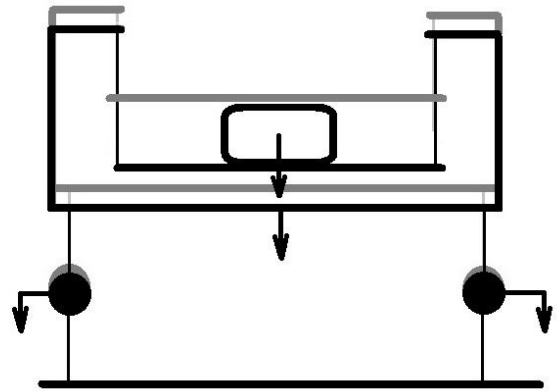
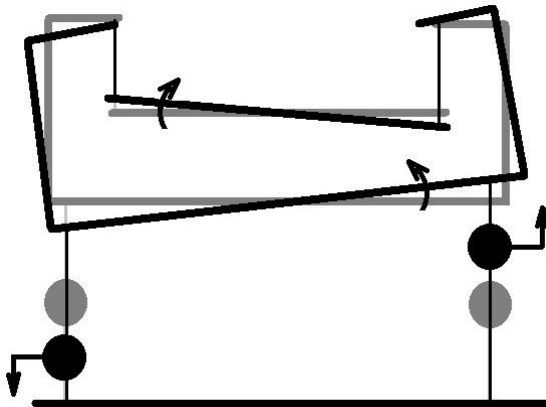
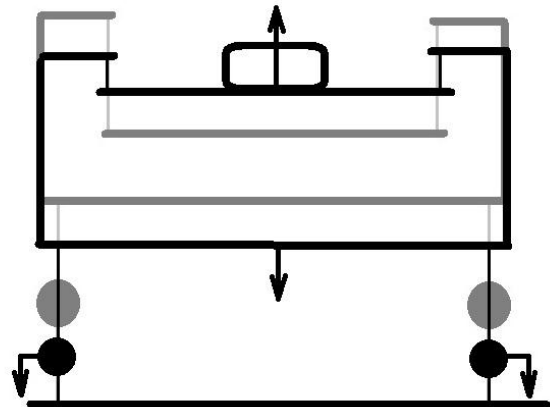
1-а форма ($p_1 = 1.17$ Гц)2-а форма ($p_1 = 1.48$ Гц)3-я форма ($p_1 = 5.62$ Гц)4-а форма ($p_1 = 6.14$ Гц)

Рисунок 2.8 – Власні форми коливань лінеаризованої моделі СТЗ

з дворівневим підресорюванням

Наступним частиною дослідження було вивчення нелінійної динаміки ТЗ у консервативній постановці. Для цього систему рівнянь (2.16) розв'язували без урахування дисипативних сил. Відповідна система диференціальних рівнянь розв'язувалась чисельним методом Рунге-Кути 4 порядку. На першому етапі досліджувалась система на вільні коливання при імпульсному кінематичному навантаженні. Прикладались одночасно два імпульси до двох колісних осей у формі пів-сінуса з висотою та шириною 5 см. Таке навантаження є виключно штучним, яке дозволяє збуджувати тільки вертикальні коливання в системі, що спрощує спектр можливих явищ і дозволяє проаналізувати породжуючі динамічні характеристики СТЗ із дворівневим нелінійним підресорюванням.

На рис. 2.9 наведено результати розрахунку моделі як залежності в часі, а на рис. 2.10 – спектр цього рішення, який був отриманий швидким перетворенням Фур'є.

Аналіз спектра показує, що в нелінійній системі внаслідок одночасного імпульсного збурення, яке прикладалось кінематично до коліс ТЗ, виникає майже гармонічний відгук в центрі вантажної платформи разом із вантажем. Основна гармоніка складає 0,5 Гц, також можна спостерігати дві супроводжуючої гармоніки 2,8 Гц та 6 Гц амплітуди яких на порядок менші.

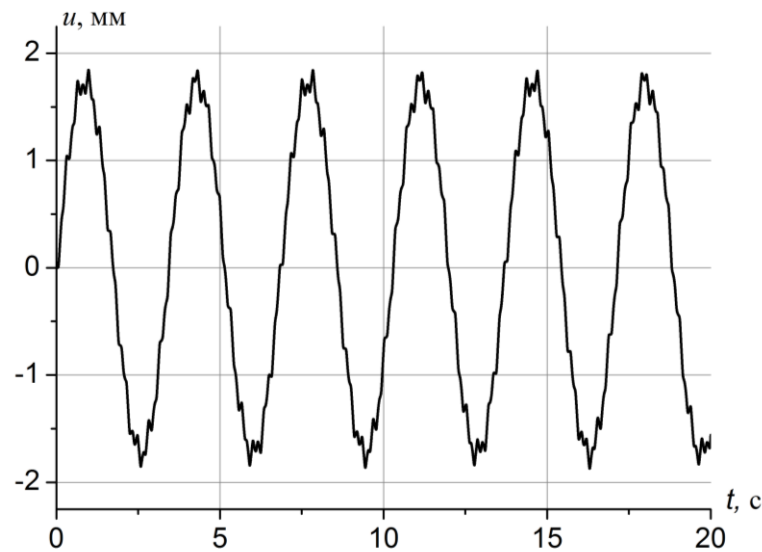


Рисунок 2.9 – Коливання вантажної платформи, що виникають при імпульсному збуренні (отримані чисельно для консервативної нелінійної моделі)

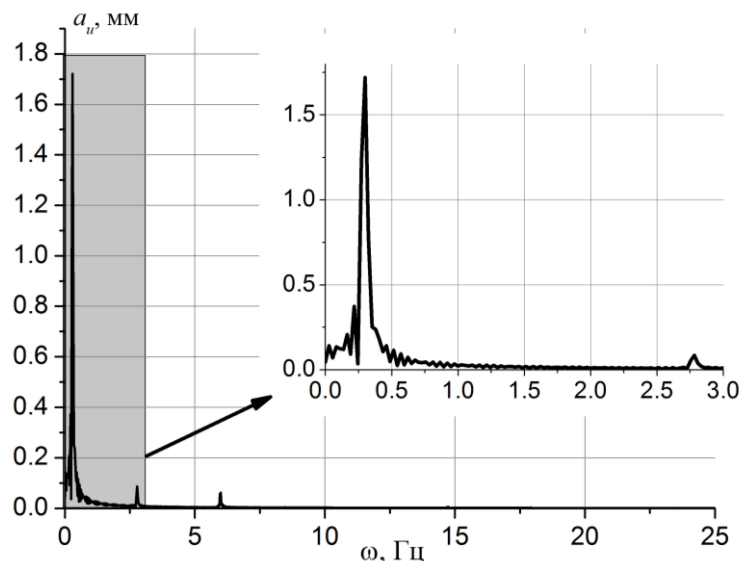


Рисунок 2.10 – Спектр вертикальних коливань вантажної платформи, що виникають при імпульсному збуренні (отримані для консервативної нелінійної моделі)

У роботі проводились відносні порівняльні дослідження окремо для лінійної (без ферми Мізеса) та нелінійної моделей. Тобто аналогічні розрахунки було проведено з лінійною моделлю дворівневої СТЗ без компенсаторів жорсткості. Результати розрахунків представлені на рис. 2.11 та рис. 2.12.

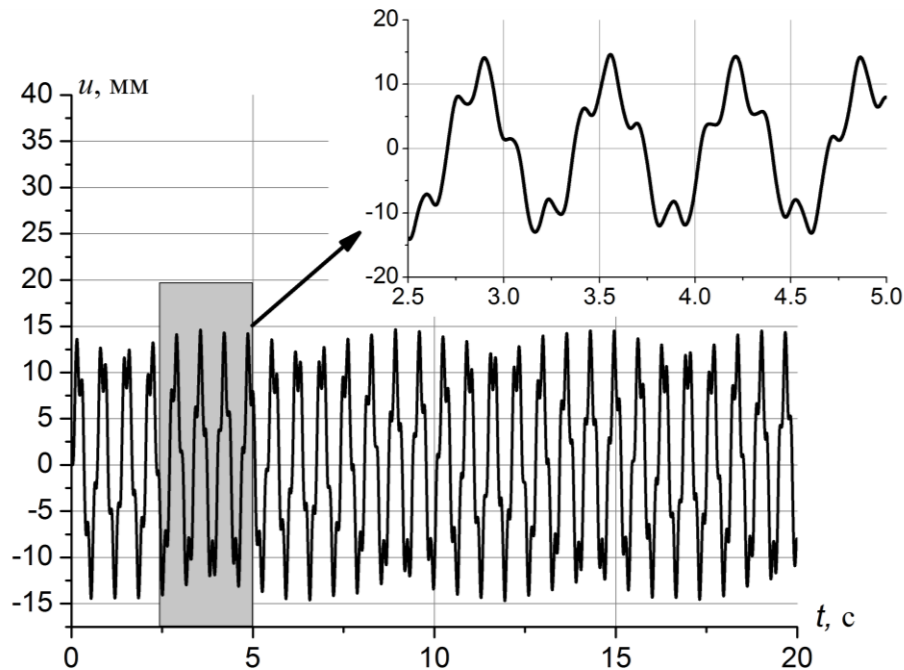


Рисунок 2.11– Коливання вантажної платформи, що виникають при імпульсному збуренні (отримані чисельно для консервативної лінійної моделі)

Аналіз характеру коливань (рис. 2.11) та його спектра (рис. 2.12) свідчать, що в лінійній системі внаслідок одночасного імпульсного збурення, яке прикладалось кінематично до коліс ТЗ, відбуваються виражені бігармонічні коливання центра вантажної платформи разом із вантажем. Перша гармоніка складає 1,5 Гц, а друга – 6 Гц. Тобто в лінійній системі очікувано збуджуються друга та четверта власні форми коливань.

Порівняльний аналіз отриманих результатів для лінійної та нелінійної систем показує, що відгук вантаженої платформи на кінематичне збудження, що прикладається на колесах ТЗ в нелінійній системі, менший ніж у лінійній у понад 7 разів. Більш того, слід відзначити, що зазначена нелінійна система підресорювання покращує плавність перевезення вантажу, оскільки основна частота його коливань також знижується в 3 рази: з 1.5 Гц до 0.5 Гц.

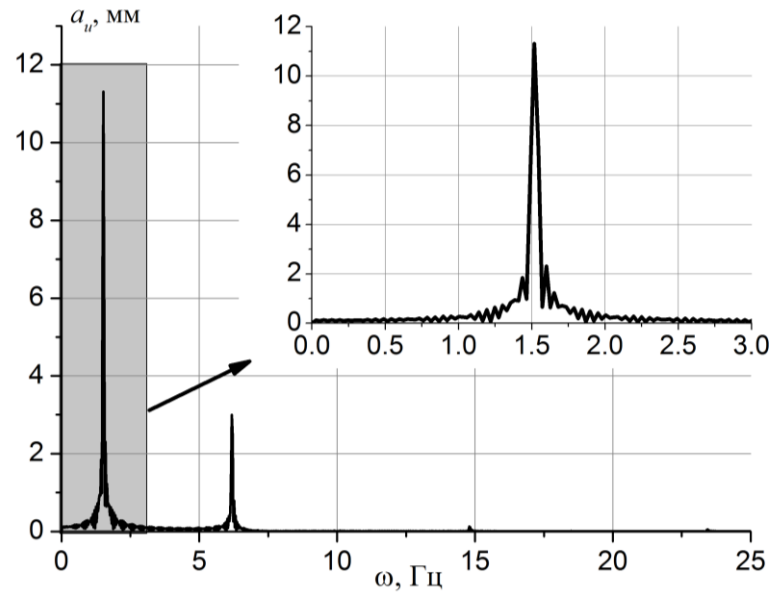


Рисунок 2.12– Спектр вертикальних коливань вантажної платформи, що виникають при імпульсному збуренні (отримані для консервативної лінійної моделі)

Отримані розв'язки методом Рунге-Кути дозволили отримати швидкості вертикальних коливань вантажу (платформи з вантажем). На рис. 2.13 представлено відповідні часові залежності, що отримані для нелінійної та лінійної систем.

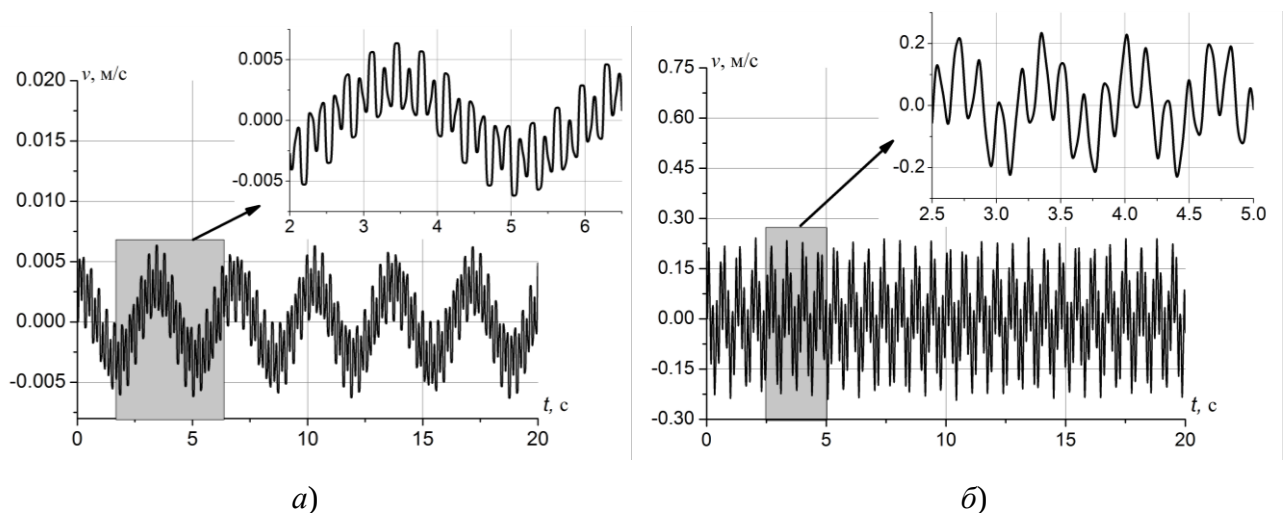


Рисунок 2.13 – Швидкість коливань вантажної платформи, що виникають при імпульсному збуренні в консервативній постановці для різних моделей : а) – нелінійної; б) – лінійної.

Порівняння цих результатів, показує, що амплітуди швидкості коливань в нелінійній моделі в 35 разів менші, порівняно з коливаннями лінійної системи.

Таким чином, нелінійне підресорювання забезпечує кращі характеристики плавності ходу спеціалізованого ТЗ як в амплітудному, так і в частотному вимірі.

Поєднання на одному графіку отриманих розв'язків по переміщенням вантажної платформи та її швидкості дозволяють побудувати фазові траєкторії, які в даному випадку будуть відповідати фазовому портрету відповідної динамічної системи. Фазові портрети для лінійної та нелінійної моделей подані на рис. 2.14.

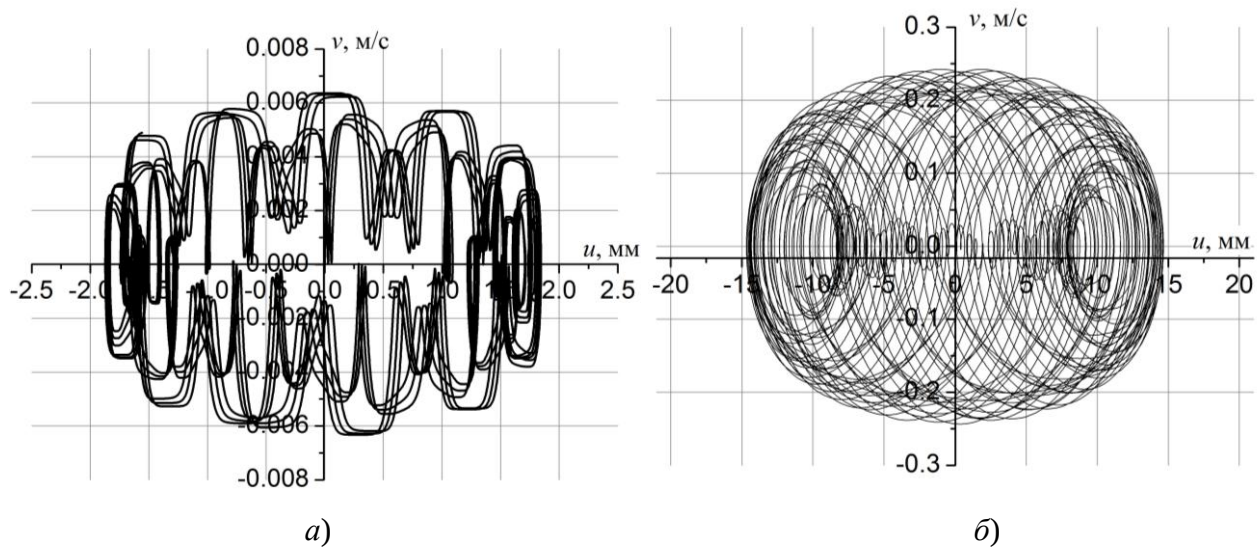


Рисунок 2.14 – Фазові траєкторії для вертикальних коливання вантажної платформи, що виникають при імпульсному збуренні в консервативній постановці для різних моделей :

а) – нелінійної; б) – лінійної

Наступний етап аналізу динамічних характеристик СТЗ у консервативній постановці полягає в аналогічних до попереднього етапу дослідженнях, але з неодночасним збудженням. Тобто кінематичні навантаження $\eta_1(t)$ та $\eta_2(t)$ прикладались до передньої та задньої осей ТЗ по черзі (формули (2.30), (2.31) та рис. 2.15), що відповідають переїзду на швидкості 5 км/год колесами ТЗ одиночної нерівності, яка має форму пів-синуса з шириною 5 см.

$$\eta_1(t) = \begin{cases} A_h \sin\left(\frac{\pi(t-t_{01})}{(t_{n1}-t_{01})}\right), & t \in [t_{01}, t_{n1}] \\ 0, & t \notin [t_{01}, t_{n1}] \end{cases}, \quad (2.30)$$

$$\eta_2(t) = \begin{cases} A_h \sin\left(\frac{\pi(t-t_{02})}{(t_{n2}-t_{02})}\right), & t \in [t_{02}, t_{n2}] \\ 0, & t \notin [t_{02}, t_{n2}] \end{cases}, \quad (2.31)$$

де A_h – висота нерівності (ця величина в роботі варіювалась в межах від 0 мм до 200 мм);

t_{01}, t_{02} – моменти часу початку дії для першого та другого імпульсів;

t_{n1}, t_{n2} – моменти часу закінчення дії для першого та другого імпульсів.

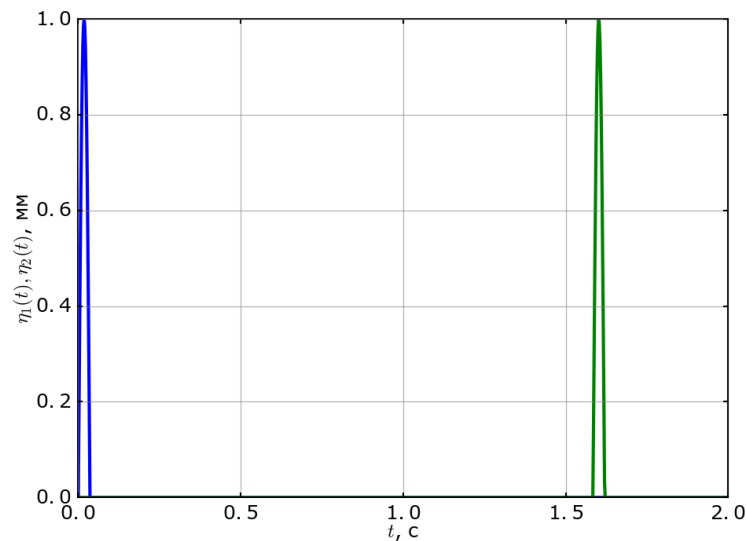


Рисунок 2.15 – Графік залежності навантаження на осі ТЗ від часу

Відповідні моменти часу пов'язані між собою часом запізнювання, тобто часом, за який ТЗ переїжджає нерівність та долає відстань між своїми осями:

$$t_{n1} - t_{01} = t_{n2} - t_{02} = \frac{B_h}{V}, \quad t_{02} = t_{01} + \frac{L}{V}, \quad (2.32)$$

де V – швидкість руху ТЗ;

B_h – ширина нерівності (просторова довжина кінематичного імпульсу, в усіх розрахунках вільних коливань даний параметр був фіксованим $B_h = 5$ см).

Система диференціальних рівнянь розв'язувалась чисельним методом Рунге-Куты 4-го порядку. Також для оцінювання середньої амплітуди коливань верхньої платформи визначалось її середнє квадратичне значення (СКЗ), оскільки коливання, що спостерігались в усіх випадках, є полігармонічними.

Для вивчення впливу величини нерівності на процес коливань верхньої платформи було проведено серію розрахунків. На рис. 2.16 представлені результати розрахунків, а на рис. 2.17 – їх спектри.

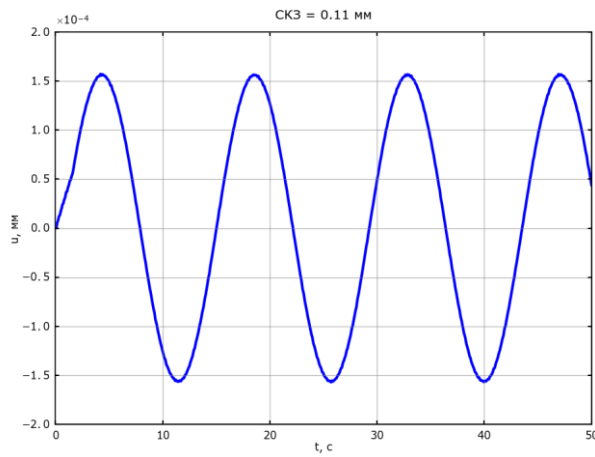
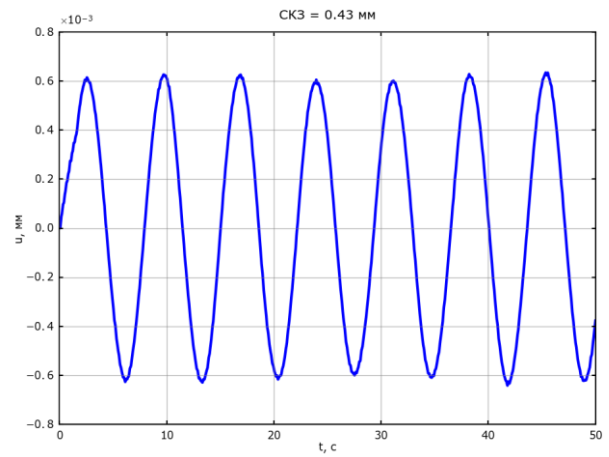
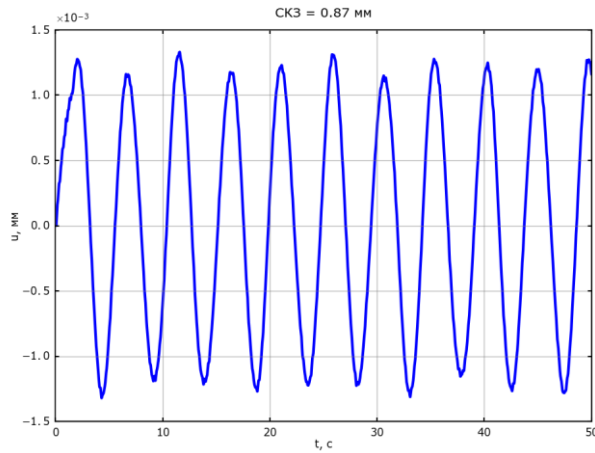
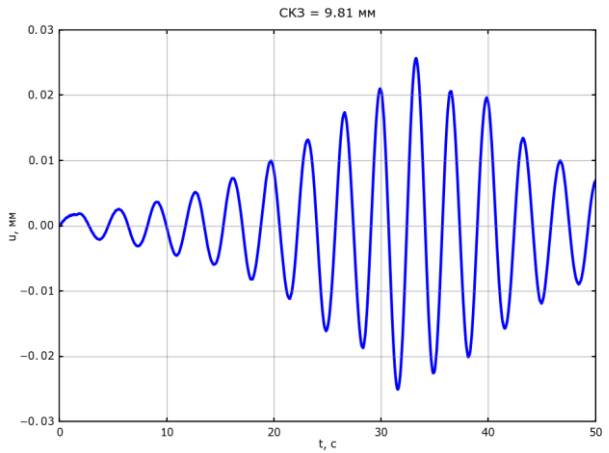
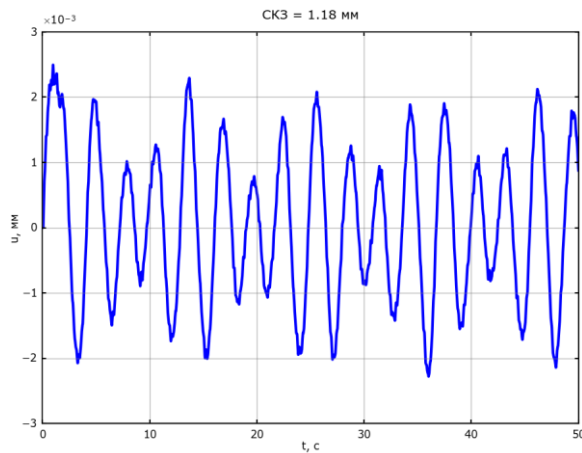
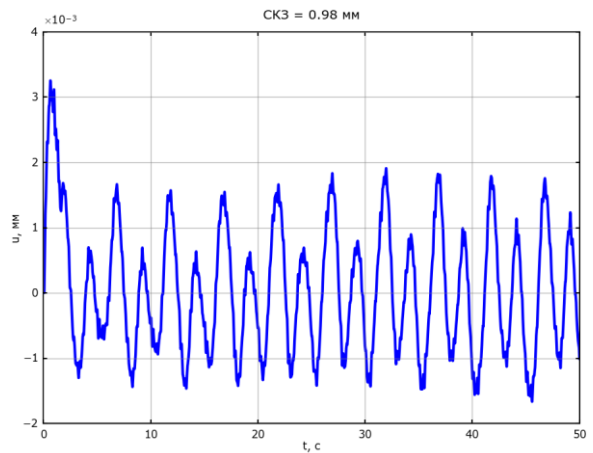
а) $A_h = 15$ ммб) $A_h = 30$ ммв) $A_h = 45$ ммг) $A_h = 60$ ммд) $A_h = 75$ мме) $A_h = 90$ мм

Рисунок 2.16 – Графіки коливань верхньої платформи
при переїзді через нерівність різної висоти

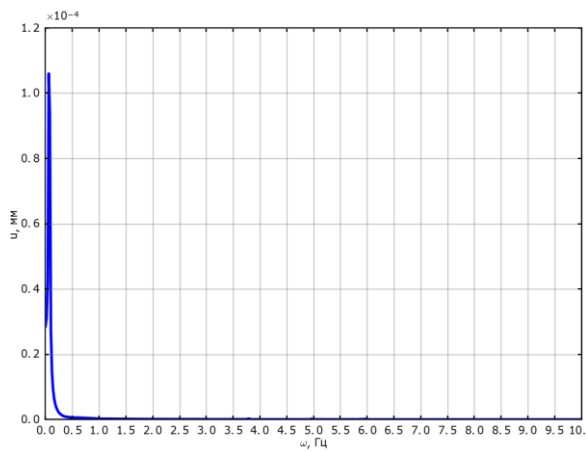
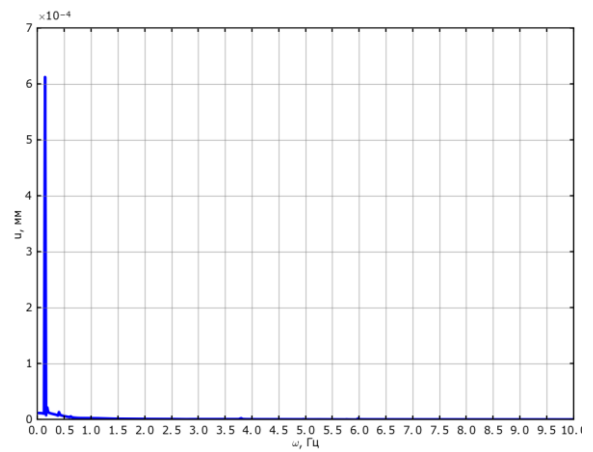
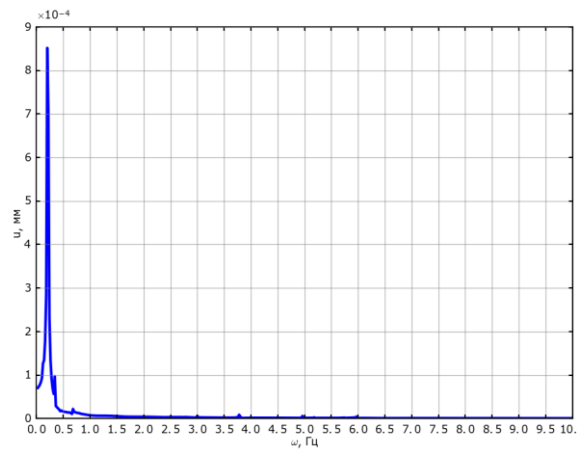
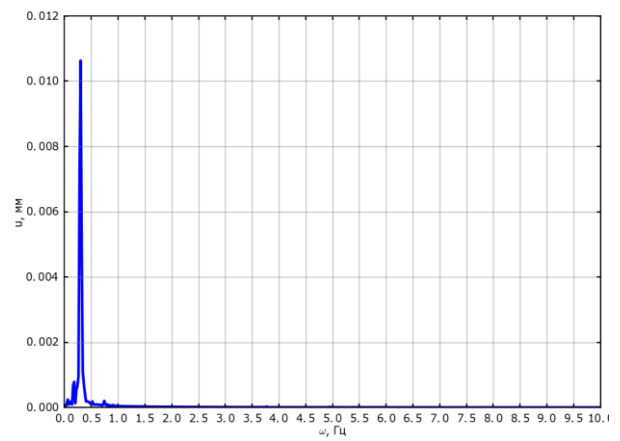
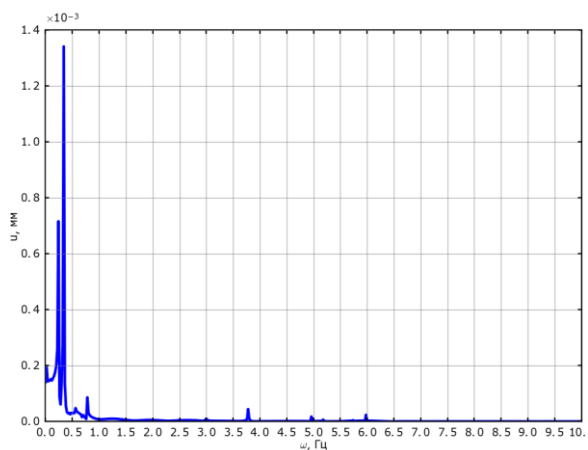
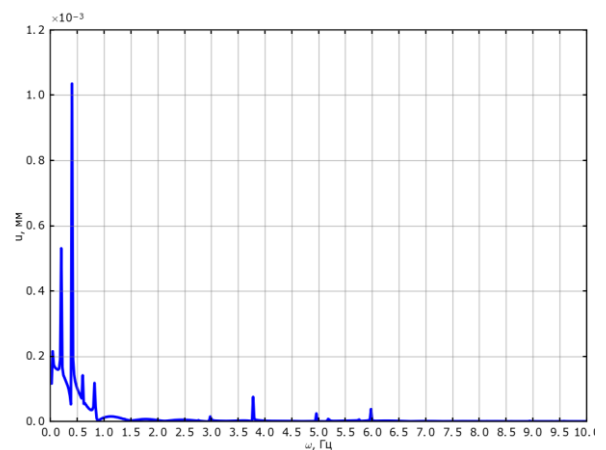
а) $A_h = 15$ ммб) $A_h = 30$ ммв) $A_h = 45$ ммг) $A_h = 60$ ммд) $A_h = 75$ мме) $A_h = 90$ мм

Рисунок 2.17 – Спектри коливань верхньої платформи
при переїзді через нерівність різної висоти

Аналізуючи результати розрахунків коливань верхньої платформи при переїзді через нерівність у випадку нелінійного підресорювання, видно, що

характер коливального процесу сильно змінюється зі збільшенням висоти нерівності. При висотах нерівності до 45 мм спостерігаються майже моногармонічні коливання з частотами до 0,2 Гц (рис. 2.16, рис. 2.17). Така ситуація є сприятливою для вантажу, що перевозиться, через низький рівень віброприскорень. Однак із збільшенням висоти нерівності процес коливань перестає бути переважно моногармонічним, і починають проявлятися вищі гармоніки. Так, при висоті нерівності $A_h = 60$ мм (рис. 2.16, з, рис. 2.17, з) спостерігається накладання гармонік з близькими частотами (так зване биття). Це явище виникає внаслідок того, що власні частоти різних рівнів підресорювання становляться близькими (внутрішній резонанс). З подальшим збільшенням висоти нерівності процес коливань стає суттєво полігармонічним (рис. 2.17, 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.

Аналогічні розрахунки проведено для лінійної системи з вимкненими компенсаторами в підресорюванні другого рівня. На рис. 2.18, а наведено результати розрахунку моделі як залежності в часі, а на рис. 2.18, б – спектр цього рішення.

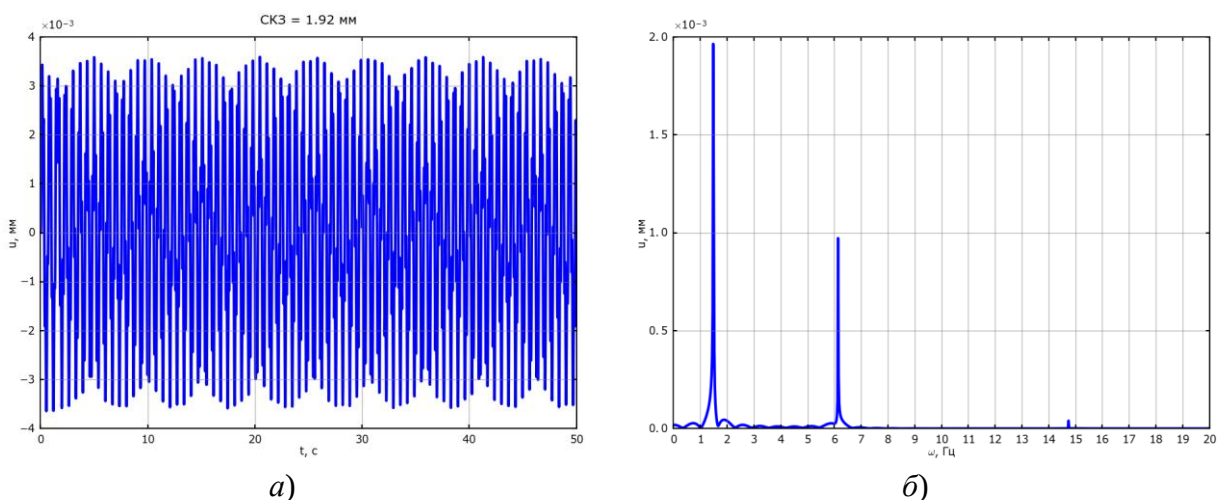


Рисунок 2.18 – Реалізація (а) та спектр коливань (б) верхньої платформи з вимкненим нелінійним підресорюванням

Результати розрахунків за різних рівнів амплітуд навантаження представляти не має сенсу, оскільки всі вони є подібними та лінійно пропорційними за амплітудами коливань, а по частотному складу лінійна система принципово є незалежною від імпульсного зовнішнього навантаження.

Узагальнюючи розрахунки, було отримано залежність СКЗ коливань верхньої платформи від висоти нерівності (рис. 2.19, а) та залежність частоти найбільшої за амплітудою гармоніки від висоти нерівності (рис. 2.19, б). Пунктирною лінією наведено відповідні результати для лінійної системи.

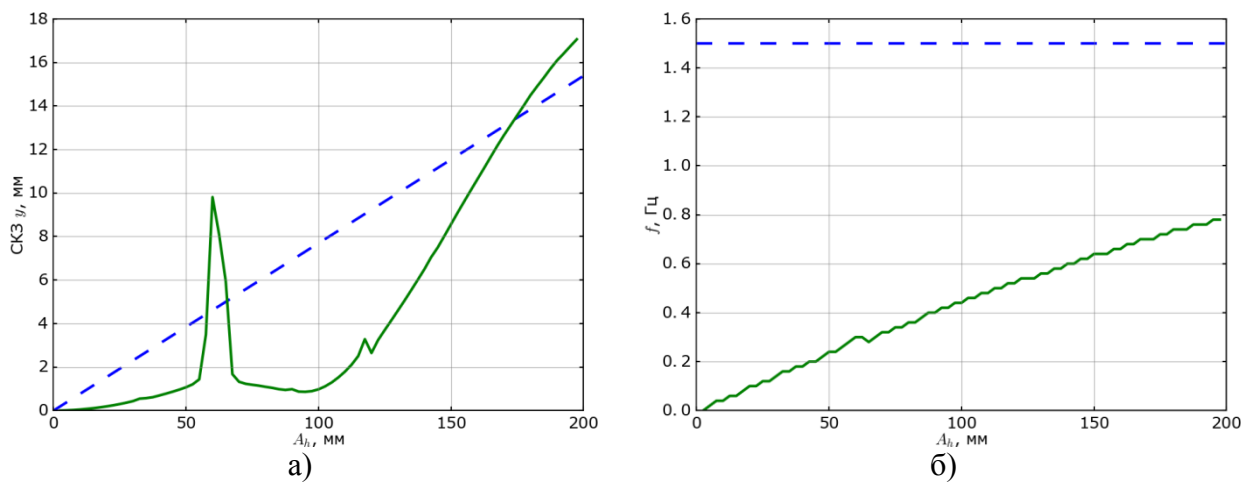


Рисунок 2.19 – Графіки залежностей СКЗ переміщень від висоти нерівності (а) та частоти гармоніки з найбільшою амплітудою (б) від висоти нерівності (пунктирною лінією показані відповідні характеристики лінійної системи)

2.5 Аналіз характеристик плавності ходу спеціалізованого транспортного засобу при переїзді одиничної нерівності

В літературному огляді (перший розділ цієї дисертації) було відзначено, що плавність ходу слід аналізувати за СКЗ віброприскорень, а також за їх піковими значеннями. В теоретичному плані реалістичне моделювання щодо визначення пікових значень прискорень доцільно визначати з рішення задачі на вільні коливання, яка відображає переїзд одиничної нерівності. Розрахункова схема цих досліджень повністю відповідає розглянутим вище положенням, але для реалістичного аналізу має враховувати дисипативні сили. Коефіцієнти

дисипації були вибрані з літературних джерел: для пневматичних шин – з відповідних досліджень, які представлені в роботах [116-118], а для інших елементів конструкції СТЗ з експериментальних даних, отриманих для попередньої модифікації несамохідного СТЗ, які представлено в роботах [96-99].

Отже, було проведено серію розрахункових досліджень щодо формування вільних загасаючих коливань вантажної платформи при переїзді одиничної нерівності з різною висотою. На рис. 2.20, *а* наведено результати розрахунку моделі як залежності в часі для лінійної системи з вимкненим підресорюванням. На рис. 2.20, *б*– фазова траєкторія цього рішення.

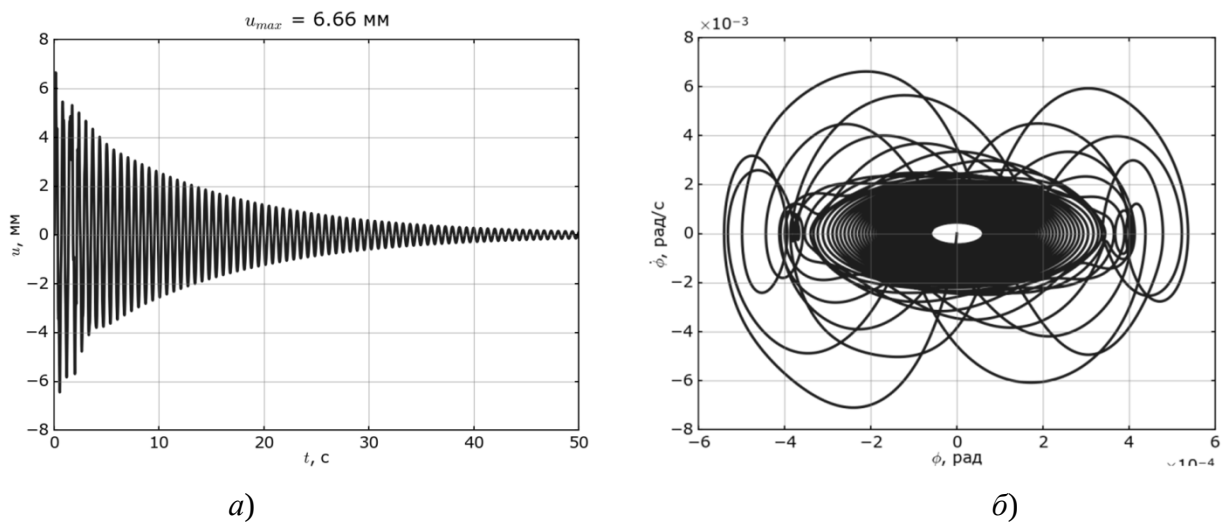


Рисунок 2.20 – Реалізація (*а*) та фазова траєкторія (*б*) верхньої платформи з вимкненим нелінійним підресорюванням

Для системи лінійного підресорювання величина нерівності дороги впливає лише на амплітуду коливань системи, та не змінює її частоти, яка відповідає збудженню власних частот коливань системи. У випадку нелінійного підресорювання величина дорожньої нерівності впливає не тільки на амплітуду коливань, а й на частоти системи. Тому у даній роботі було проведено аналіз вільних коливань СТЗ при переїзді одиничної нерівності з різною висотою в діапазоні від 50 мм до 500 мм. Результати цих розрахунків наведено на рис. 2.21.

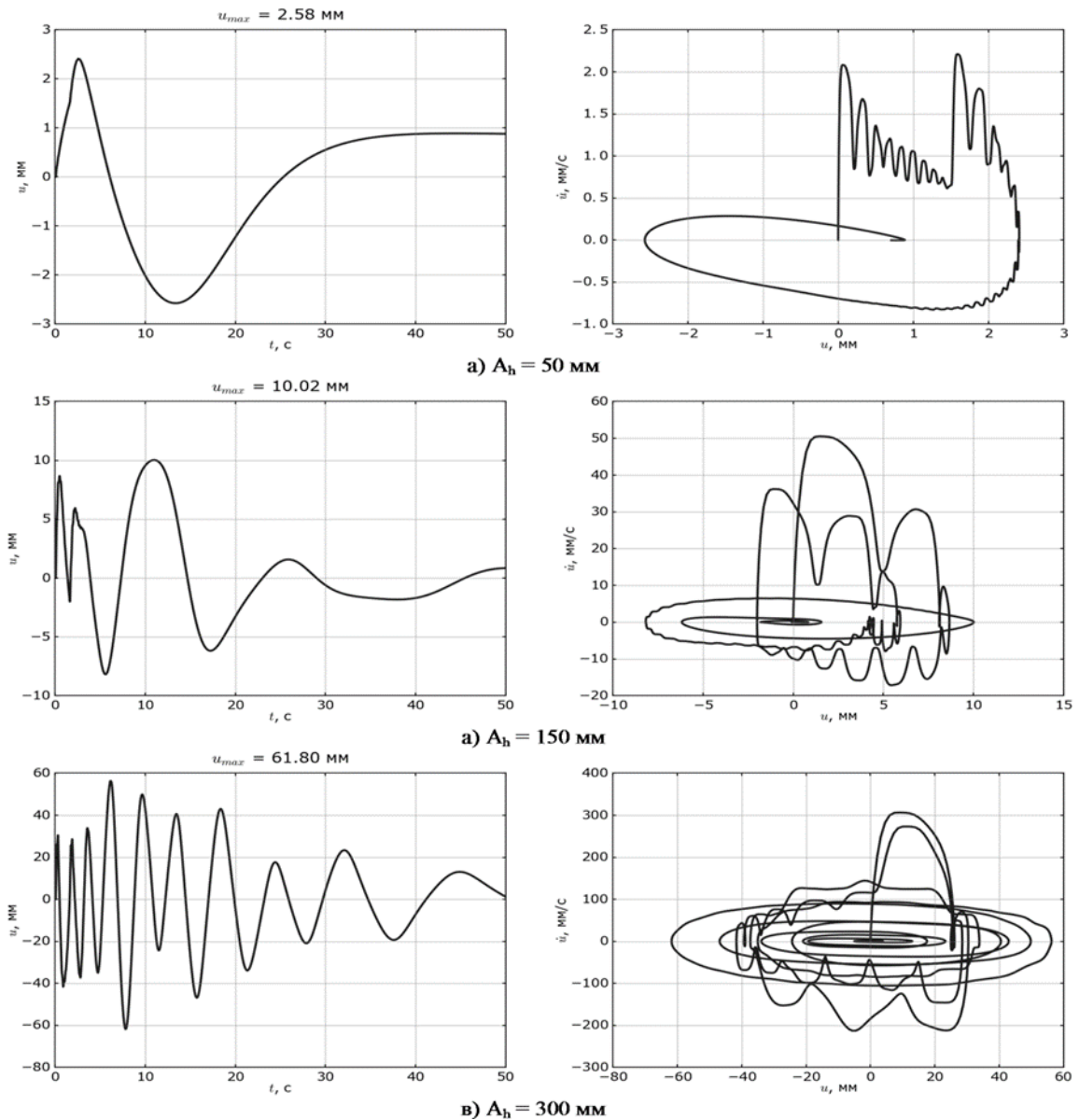


Рисунок 2.21 – Графіки коливань верхньої платформи при переїзді нерівності різної висоти (реалізації – зліва, фазові траєкторії – справа)

За фазовими траєкторіями можна бачити, як система відчуває почергову дію двох імпульсів навантаження, що різко змінюють значення швидкості руху вантажної платформи. При чому при дії імпульсу з малою амплітудою власне самих коливань майже не відбувається, спостерігаються лише два сплески швидкості на вантажній платформі (переїзд перешкоди спочатку передньою віссю, а потім задньою) із високо частотними швидким їх затуханням.

Узагальнюючи результати розрахунків коливань верхньої платформи при переїзді через нерівність у випадку нелінійного підресорювання, видно, що характер коливального процесу сильно змінюється із зростанням висоти

нерівності як за амплітудою, так і за частотним складом. На рис. 2.22 наведено спектри коливань, які було отримано швидким перетворенням Фур'є.

Аналіз наведених результатів свідчить, що при висотах нерівності до 150 мм спостерігаються майже моногармонічні коливання з частотами до 0,2 Гц (рис. 2.22). Така ситуація є сприятливою для вантажу, що перевозиться, через низький рівень віброприскорень. Однак зі збільшенням висоти нерівності процес коливань перестає бути переважно моногармонічним, і починають проявлятися вищі гармоніки.

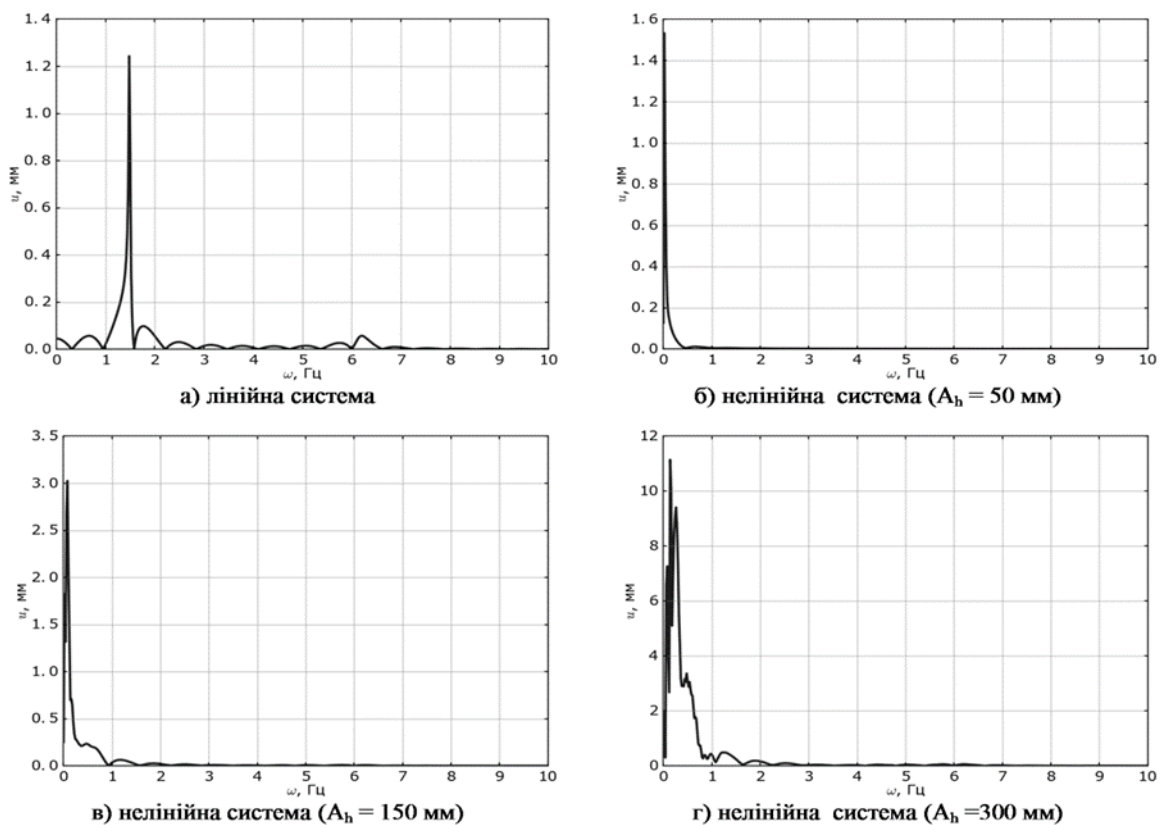


Рисунок 2.22 – Спектри коливань верхньої платформи при переїзді через нерівність різної висоти для нелінійної моделі

Для порівняння ефективності використання лінійного та нелінійного підресорювання були проаналізовані не лише вібропереміщення, що виникають при переїзді одиначної нерівності але й віброприскорення (рис. 2.23), які було отримані шляхом узяття похідної від швидкості різницеvim методом.

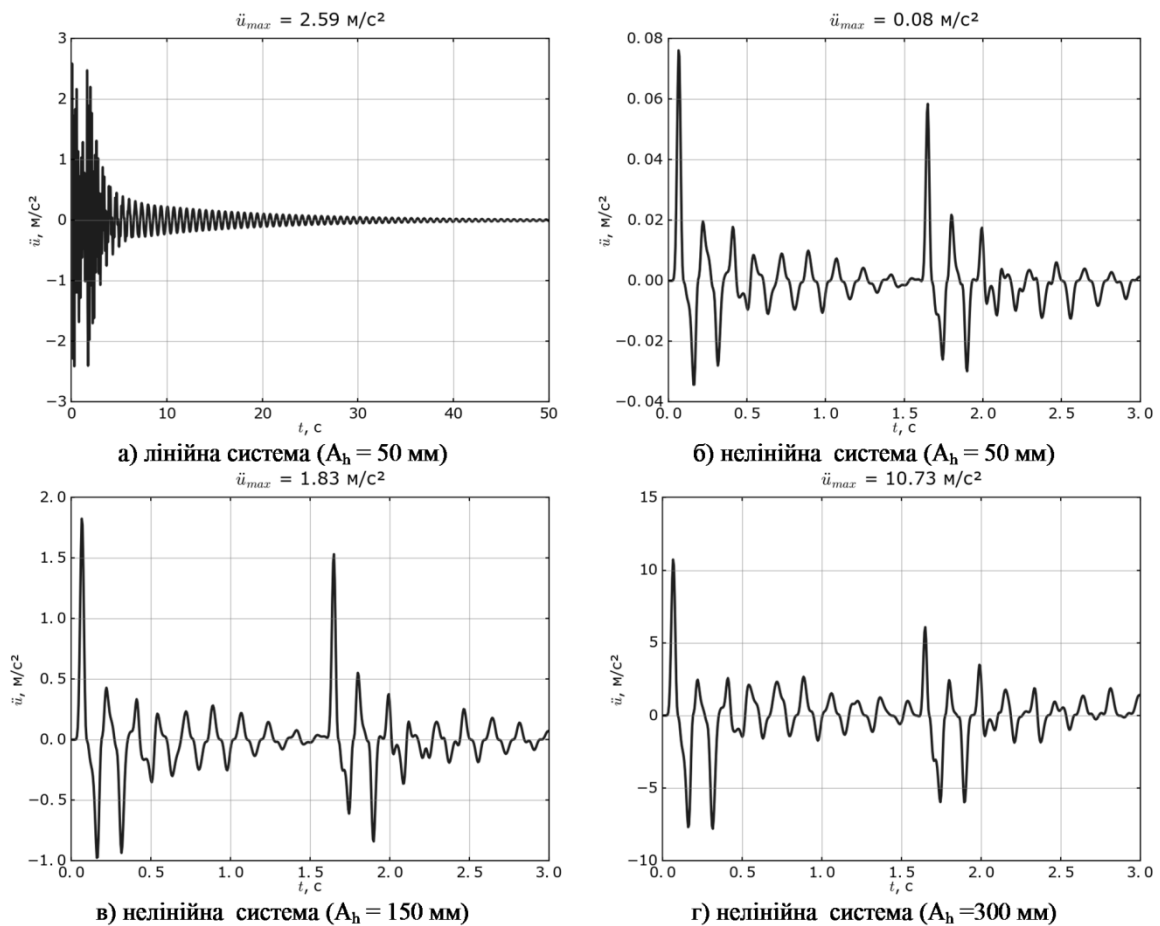


Рисунок 2.23 – Прискорення коливань верхньої платформи при переїзді через нерівність різної висоти

З метою узагальнення побудовано залежність пікових значень віброприскорень коливань системи при переїзді через нерівність від висоти нерівності (рис. 2.24). Як видно з рисунку, при висоті до 400 мм нелінійна система показує вищу ефективність, порівняно з лінійною системою, при збільшенні висоти нерівності – ефективність нелінійної системи зменшується. Зауважимо, що ефективність нелінійної системи підресорювання при висоті нерівності до 250 мм є більшою у два рази порівняно до лінійної.

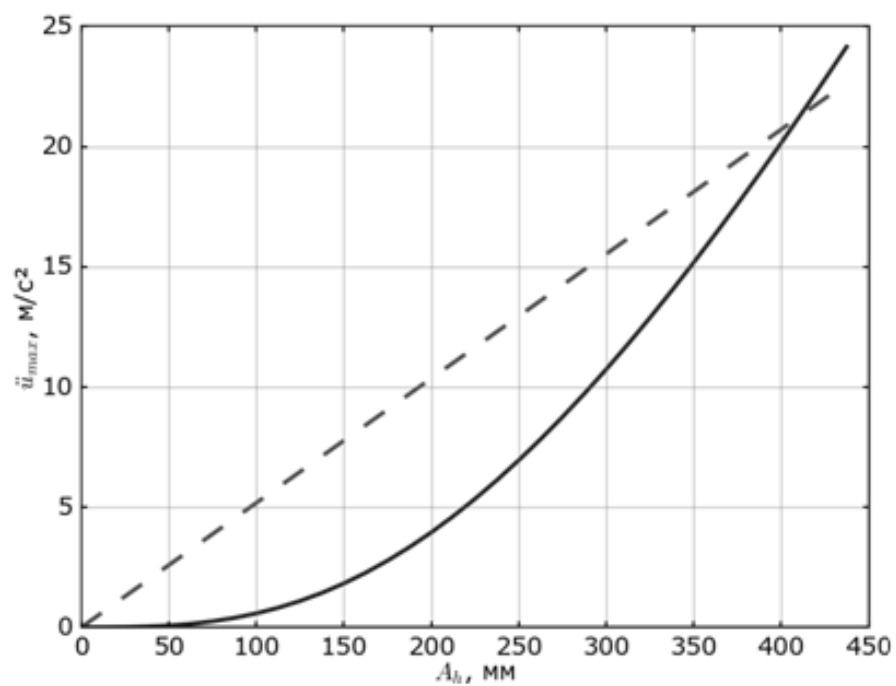


Рисунок 2.24 – Порівняння лінійної та нелінійної систем підресорювання за ефективністю віброізоляції за піковими значеннями прискорення

2.6 Висновки до розділу

1. Запропоновано конструкцію СТЗ з поліпшеною системою підресорювання, яка, на відміну від існуючих, має додатковий другий рівень з нелінійною характеристикою. Відповідна система використовує в якості першого рівня підресорювання класичну (типову) лінійну підвіску, що задовольняє вимоги до стійкості руху, керованості, прохідності ТЗ, його маневреності тощо, але внаслідок цього має певні обмеження стосовно віброзахисту вантажів та пасажирів при русі по дорогам поганої якості та бездоріжжю. Натомість другий рівень підресорювання виконує підвішування вантажу або пасажирів на спеціальній платформі, яка забезпечує зменшення на них впливу вібрацій. Зазначена система має квазінульову жорсткість і в такий спосіб реалізує віброізоляцію вантажу, що перевозиться.

2. Запропоновано математичну модель, яка представляє собою дискретну динамічну модель, що надає можливість аналізувати вертикальні та кутові коливання цієї конструкції в лінійній та нелінійній постановках. На основі даної моделі проведено аналіз статичних та динамічних характеристик окремо вантажної платформи з нелінійною системою підвішування та спектра власних частот та форм коливань породжуючої лінійної системи СТЗ.

3. Представлено результати порівняльного аналізу теоретичних розрахунків вертикальних коливань вантажної платформи спеціалізованого ТЗ при імпульсному кінематичному збуренні, яке прикладається одночасно на дві колісні осі з однаковою амплітудою. Зазначений аналіз дозволяє визначити динамічні характеристики нелінійної конструкції ТЗ, отримати його скелетну криву, а також визначити рівні амплітуд переміщень залежно від рівня прикладеного кінематичного навантаження. Проведено порівняльний аналіз отриманих результатів на нелінійній моделі та для лінійного варіанту конструкції системи підресорювання. При цьому встановлено, що нелінійне підресорювання забезпечує у понад 7 разів менші амплітуди вертикальних

коливань порівняно з дворівневим лінійним, а також забезпечує зменшення частоти основної гармоніки коливань у 3 рази (від 1,5 Гц до 0,5 Гц).

4. Проведено чисельні дослідження коливань спеціального ТЗ з лінійним та нелінійним підресорюванням при моделюванні переїзду одиночної нерівності, яке моделюється кінематичним збуренням, що прикладається із запізненням у часі. Дослідження виконані в консервативній та неконсервативній постановках.

5. Встановлено, що для консервативної системи з нелінійною підвіскою, порівнюючи з лінійною спостерігається більша ефективність підресорювання при переїзді нерівностей висотою до 175 мм на швидкості 5 км/год. Визначено, що нелінійна система підресорювання має у 2,5 рази нижчі власні частоти порівняно з лінійною, що сприятливо впливає на вантаж, який транспортують.

6. У класичній системі підресорювання за такого збурення спостерігаються полігармонічні коливання, що супроводжуються збудженням форм коливань ТЗ із позовжніми кутовими нахилами. Натомість в запропонованій нелінійній системі, навіть в консервативній постановці при переїзді нерівностей з висотами до 45 мм спостерігається майже моногармонічні коливання з частотами до 0,2 Гц. Така ситуація також є сприятливою для вантажу, який перевозять, через низький рівень віброприскорень та відсутність кутових коливань.

7. Результати чисельних досліджень для зазначених систем в неконсервативній постановці показують, що в обох випадках спостерігаються загасаючі у часі моногармонічні коливання після нестационарного процесу з характерними двома сплесками коливань, які спричинені переїздом нерівності першим та другим колесом. При цьому в нелінійній конструкції коливання мають значно менші пікові рівні віброприскорень (при висоті нерівності до 250 мм має у два рази більшу ефективність).

РОЗДІЛ 3

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ПЛАВНОСТІ ХОДУ СПЕЦІАЛІЗОВАНОГО ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ ПРИ ВИПАДКОВИХ ЗБУРЕННЯХ НЕРІВНОСТЯМИ ДОРОЖНЬОЇ ОСНОВИ

3.1 Схематизація зовнішнього навантаження

У загальному випадку рух ТЗ по дорожній основі супроводжується випадковою вібрацією, оскільки вплив мікропрофілю дороги за різних спостережень завжди відрізняється один від одного навіть на однаковій дорозі. Це пов'язано із суб'єктивними факторами експлуатації ТЗ людьми, мінливістю умов руху тощо. Більш того, на етапі проектування не відомі не лише умови керування ТЗ але й характеристики дорожньої основи. У зв'язку з цим для теоретичної оцінки характеристик плавності ходу ТЗ нової конструкції необхідно досліджувати випадкові коливання його елементів, зокрема вантажної платформи з вантажем, що виникають внаслідок випадкової дії нерівностей дорожньої основи. Для визначення відносної ефективності впровадження дворівневої системи підресорювання доцільно проводити дослідження під час стаціонарного руху на дорозі певного класу. Для дорожньої основи заданого типу зі статистики відомі її характеристики як випадкового стаціонарного процесу.

Для вирішення задачі дослідження випадкових коливань для нелінійної моделі із системою підресорювання, яка має квазінульову жорсткість пропонується проводити числові симуляції, тобто генерувати реалізацію випадкового навантаження, що діє на осі ТЗ із заданими статистичними характеристиками, після чого проводити явне числове інтегрування нелінійної системи рівнянь із кроком інтегрування по часу, що не менший за період генерації випадкового процесу, який задає навантаження. Отриманий розв'язок системи диференціальних рівнянь так само буде лише реалізацією

випадкових коливань елементів ТЗ, який після отримання має бути статистично оброблений (відповідно до методики, що застосовується для цифрового оброблення сигналів в експериментах).

Для успішної реалізації зазначеного підходу статистичної симуляції необхідно попередньо згенерувати випадковий процес із статистичними характеристиками, що відповідають кінематичному збуренню, яке діє на колеса ТЗ від дорожньої основи.

Отже, важливим питанням залишається визначення матриці взаємних спектральних щільностей вектора навантаження. Основним збудником випадкових вібрацій є нерівності дорожньої поверхні, що діють на колеса під час руху.

Мікропрофіль дороги є випадковою функцією протяжності дороги (пройденного шляху x), і його прийнято розглядати як випадкову функцію, що задовольняє таким припущенням: функція ординати мікропрофілю підпорядковуються нормальному закону розподілу; довжини нерівностей обмежені по верхній і нижній межах; мікропрофіль змінюється випадковим чином тільки у вертикальній повздовжній площині дороги.

Достатніми статистичними характеристиками мікропрофілю дороги є його кореляційна функція або спектральна щільність. Кореляційна функція дає уявлення про зміну мікропрофілю по довжині ділянки дороги (або випадкового коливального процесу в часі), а спектральна щільність дає уявлення про частоту повторення довжин нерівностей (про переважаючі частоти).

З літературних джерел відомо, що під час руху ТЗ на постійній швидкості нерівності дорожньої основи (мікропрофіль дороги) будуть формувати стаціонарний у часі процес зі спектральною щільністю такого виду

$$S(\omega) = a \cdot \omega^{-b}, \quad (3.1)$$

де ω – частота, яка задана в Гц;

a – параметр, який задає інтенсивність спектральної щільності (характеризує можливі висоти нерівностей), $\text{м}^2/\text{с}^3$;

b – параметр, що визначає ширину спектра частот нерівностей, які зустрічаються під час руху ТЗ.

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

Сучасні комп'ютерні системи мають можливість генерувати випадкові величини, з яких можна згенерувати часову послідовність незалежних величин, що утворюватимуть певний дискретний шум.

Використання лінійної диференційної фільтрації дозволяє з шумоподібного сигналу отримати випадковий стаціонарний процес із заданою спектральною щільністю. Для вирішення цієї проблеми розглянемо лінійне диференціальне рівняння, яке має невідомий сталий параметр c , а права частина якого являє собою білий шум $\zeta(t)$ з гаусовим розподілом щільності ймовірності, нульовим математичним сподіванням та відомою інтенсивністю спектральної щільності S_0 . Таке рівняння відносно шуканої випадкової функції $\eta(t)$ матиме такий вигляд

$$c \dot{\eta}(t) = \zeta(t). \quad (3.2)$$

Використання методу спектральних перетворень для цього рівняння дозволяє визначити зв'язок між спектральними щільностями процесів $\eta(t)$ та $\zeta(t)$

$$S_{\eta}(\omega) = |H(i\omega)|^2 S_{\zeta}, \quad (3.3)$$

де H – передаточна функція диференційного рівняння (3.2), яка має простий аналітичний вираз:

$$H(i\omega) = \frac{1}{ci\omega} \quad \Rightarrow \quad |H(i\omega)|^2 = \frac{1}{c^2 \omega^2}. \quad (3.4)$$

Підстановка (3.4) у (3.3), з урахуванням того, що спектральна щільність білого шуму є сталою величиною отримаємо вираз для спектральної щільності процесу $\eta(t)$, який задається диференційним рівнянням (3.2) та визначається простим білим шумом

$$S_{\eta}(\omega) = \frac{S_0}{c^2 \omega^2 2\pi}. \quad (3.5)$$

Параметр c є вільним та може бути визначений таким чином, аби спектральна щільність процесу $\eta(t)$ відповідала рівнянню (3.14) із заданим параметром a та з урахуванням характеристик дискретного білого шуму, що генерується

$$c = \sqrt{\frac{S_0}{2\pi \cdot a}}. \quad (3.6)$$

Отже, для статистичних симуляцій з нелінійною системою розрахункових рівнянь, які визначають коливання вантажу в ТЗ з нелінійною системою підресорювання, слід згенерувати випадковий процес $\eta(t)$ як часову послідовність та який має задану спектральну щільність (3.1). Для досягнення цього, відповідно до викладених теоретичних співвідношень, необхідно згенерувати гаусовий дискретний білий шум $\zeta(t)$ та чисельно його проінтегрувати з урахуванням визначеної константи c за формулою (3.6).

Для генерації білого шуму з гаусовим розподілом щільності ймовірності в роботі пропонується наступний підхід. Візьмемо дві незалежні випадкові величини: β_1 та β_2 , що мають рівномірний розподіл на відрізку $[-1, 1]$. Обчислимо величину $R = \beta_1^2 + \beta_2^2$. Якщо $R > 1$ або $R = 0$, то числа β_1 та β_2 не підходять для подальшого використання та відкидається. У цьому випадку генерується нова пара чисел. У протилежному випадку пара нормально розподілених незалежних випадкових величин ζ_0 та ζ_1 можуть бути обраховані за формулами:

$$\zeta_0 = \beta_1 \cdot \sqrt{\frac{-2 \ln R}{R}}, \quad \zeta_1 = \beta_2 \cdot \sqrt{\frac{-2 \ln R}{R}}. \quad (3.7)$$

Таким чином можна згенерувати послідовність чисел ζ_n , що є дискретним відображенням функції $\zeta(t)$ та являє собою дискретний випадковий процес з періодом дискретизації Δt . Ця послідовність матиме всі ознаки дискретного обмеженого білого шуму. На рис. 3.1 наведено типову реалізацію процесу у часі та його спектральну щільність. Такий процес матиме інтенсивність S_0 та дисперсією σ^2 :

$$\sigma^2 = \frac{S_0}{2\pi} \Delta\omega, \quad S_0 = \sigma^2 \Delta t, \quad (3.8)$$

де враховано, що $\Delta\omega = 2\pi / \Delta t$.

Сформований дискретний білий шум чисельно інтегрується з часовим кроком, який відповідає періоду дискретизації в генерації білого шуму

$$\eta(t) = \frac{1}{c} \int \zeta(t) dt = \frac{1}{c} \sum_{i=1}^n \frac{1}{2} (\zeta_i + \zeta_{i+1}) \Delta t. \quad (3.13)$$

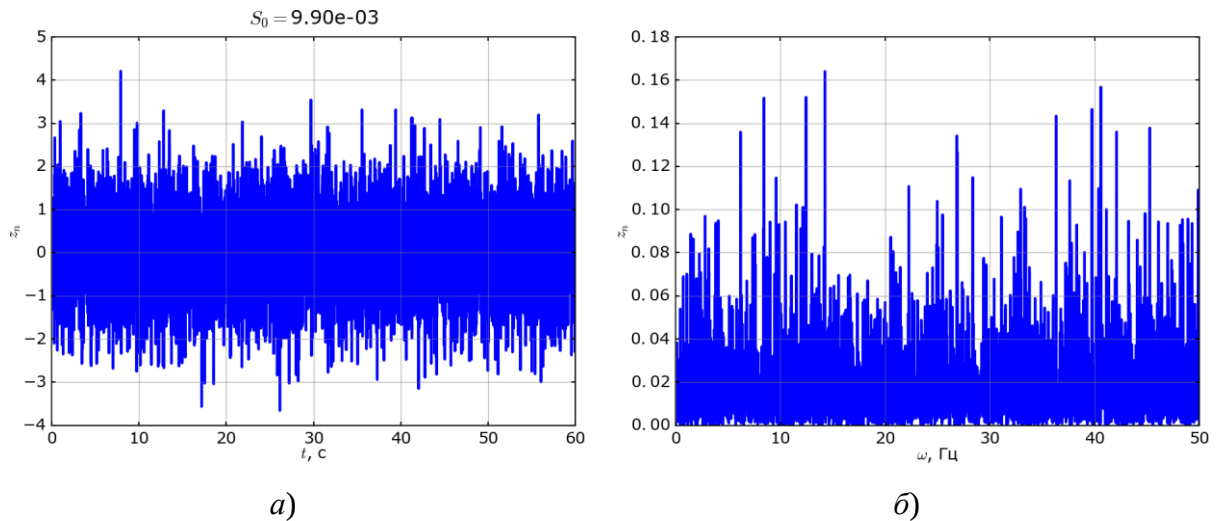


Рисунок 3.1 – Типова реалізація дискретного білого шуму:

а) – реалізація у часі; б) спектральна щільність, що отримана чисельною процедурою

Типова реалізація випадкового процесу $\eta(t)$ та його спектральна щільність представлена на рис. 3.2. Для порівняння на рис. 3.3, б наведено також спектральну щільність відповідно до (3.1).

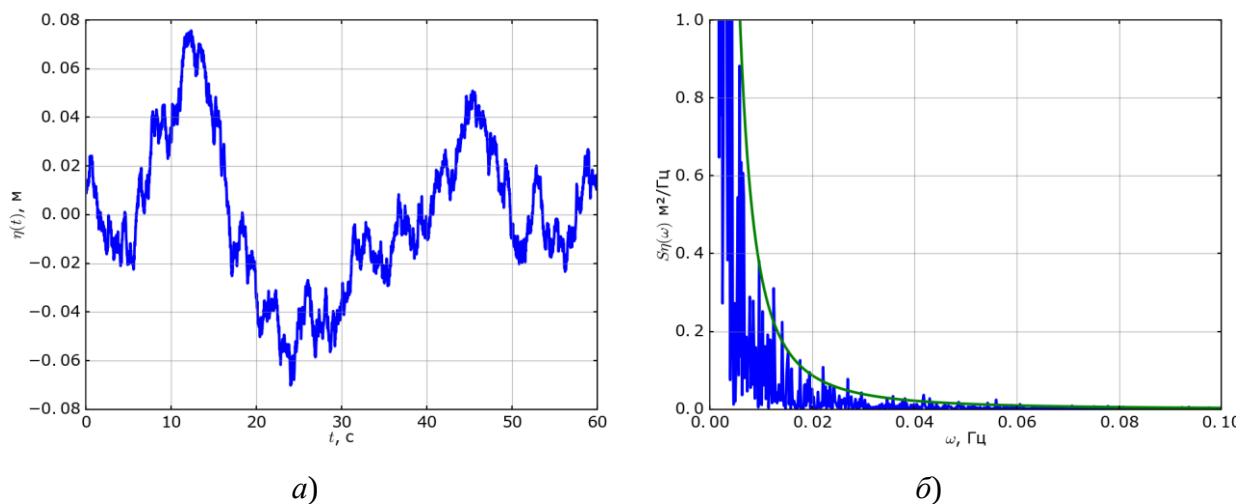


Рисунок 3.2 – Реалізація та спектральна щільність процесу $\eta(t)$:

а) – реалізація; б) – спектральна щільність

Згенерована попередньо функція $\eta(t)$ застосовується рішення основної задачі, як зовнішнє навантаження (права частина системи рівнянь), враховуючи, що кінематичне навантаження на осі ТЗ повинно мати запізнення у часі, тобто вводиться дві функції:

$$\eta_1(t) = \eta(t), \quad \eta_2(t) = \eta\left(t + \frac{L}{v}\right), \quad (3.14)$$

де L – відстань між колісними осями;

v – швидкість руху ТЗ.

3.2 Алгоритм розв'язання задачі про визначення параметрів вібрації спеціалізованого транспортного засобу при випадковому збуренні нерівностями дорожньої основи

Спираючись на теоретичні основи, що наведені у попередньому розділі, можна сформулювати алгоритм відшукування параметрів вібраційного стану елементів ТЗ у випадку, коли дорога моделюється як випадковий процес з відомими характеристиками. Укрупнена блок-схема алгоритму наведена на рис. 3.4. Відповідно до цього алгоритму можна виділи певні етапи рішення задачі.

Перший етап включає генерацію випадкових величин з довільною функцією розподілу. Ці величини можуть бути отримані за допомогою генератора випадкових чисел, що вбудований у будь-якій мові програмування.

Другий етап передбачає перетворення випадкових величини з довільним розподілом на випадкові величини з нормальним розподілом.

Перший та другий етапи повторюються до тих пір, поки не буде згенеровано послідовність чисел ζ_n .

Третій етап полягає в перетворенні випадкового процесу $\zeta(t)$, що має рівномірну (константну) спектральну щільність, на процес $\eta(t)$, що має спектральну щільність максимально наближену до (3.14). Це здійснюється шляхом інтегрування білого шуму та масштабування відповідно до величини нерівності дороги.

На **четвертому етапі** створюються функції $\eta_1(t)$ та $\eta_2(t)$, що відображають навантаження на колеса ТЗ. Ці функції визначаються через $\eta(t)$

та величину затримки у часі, що існую у дії навантаження на різних осях ТЗ при переїзді через однакову нерівність.

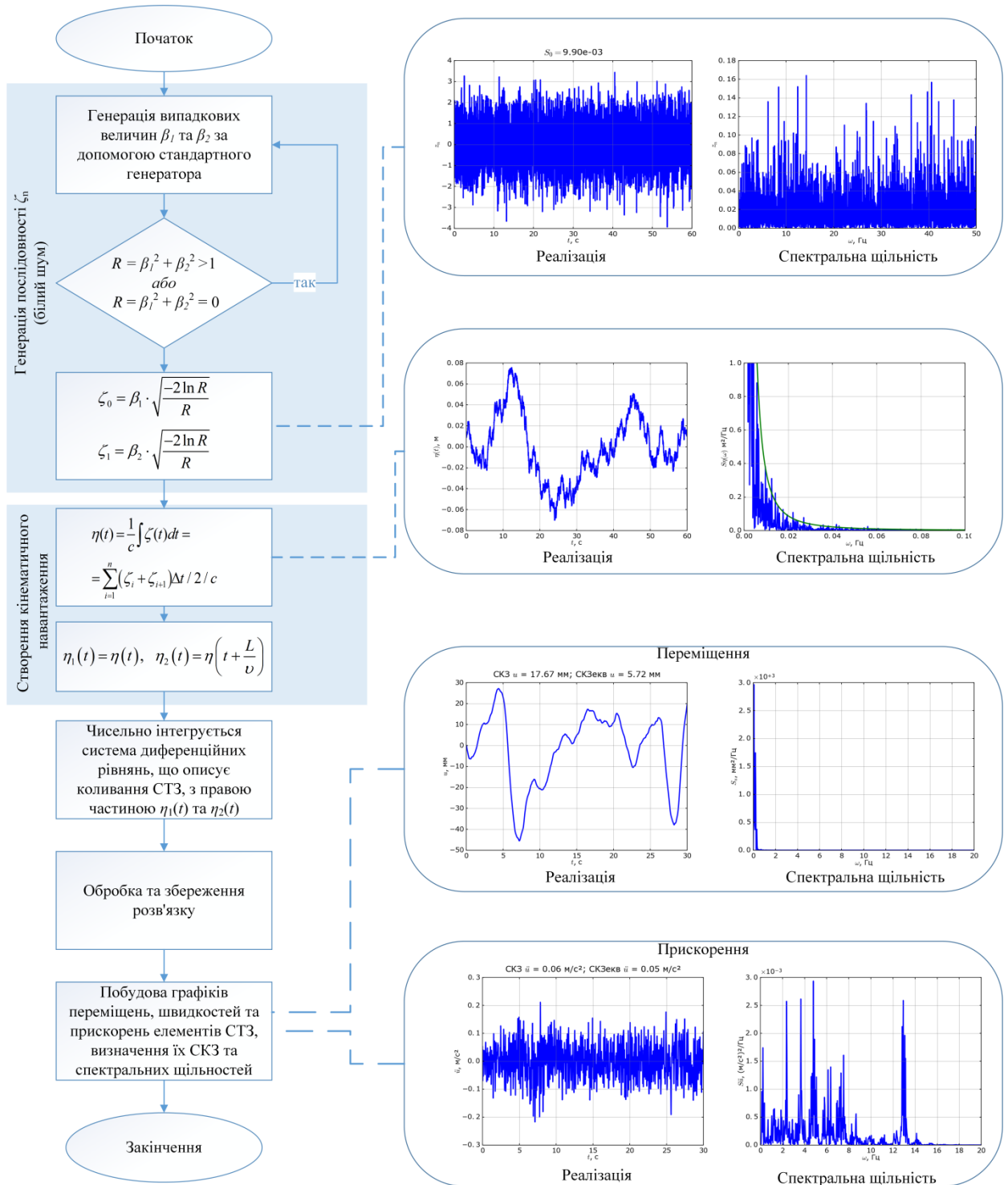


Рисунок 3.3 – Блок-схема алгоритму визначення віброхарактеристик елементів СТЗ при випадковому навантаженні

П'ятий етап алгоритму відповідає за розв'язання системи нелінійних диференційних рівнянь чисельним методом Рунге-Кутта.

На **шостий етапі** значення всіх параметрів, що відшукуються в як розв'язок диференційного рівняння зберігаються та відшукуються значення прискорень елементів СТЗ.

Сьомий етап спрямований на обробку отриманих результатів, визначення СКЗ та спектральних щільностей процесів коливань елементів ТЗ та побудову їх графіків.

Таким чином, розроблений алгоритм дозволяє моделювати динамічну поведінку елементів ТЗ під час руху по дорозі різної якості шляхом розв'язання системи нелінійних диференційних рівнянь.

3.3 Числові дослідження характеристик плавності ходу транспортного засобу з нелінійним дворівневим підресорюванням під час його стаціонарного руху по дорогах різної якості

Для визначення динамічної поведінки під час руху ТЗ по дорогам різної якості розв'язувалася система диференціальних рівнянь при різних амплітудах навантаження (висоті нерівностей, що задається параметром a). Частотний склад коливань визначався за спектральною щільністю.

У розділі проведено порівняльні дослідження спеціалізованого ТЗ з класичною однорівневою лінійною підвіскою та із запропонованою дворівневою нелінійною підвіскою. Аналіз цих двох варіантів конструкцій за різних умов експлуатації дозволить оцінити ефективність запровадження додаткового нелінійного підресорювання.

На рис. 3.4 наведено результати розрахунку моделей як залежності в часі для руху по дорозі із асфальтовим покриттям задовільної якості ($a = 1.0 \cdot 10^{-4}$). З наведених графіків можна бачити, що коливання у класичній моделі супроводжується присутністю високочастотних коливань, які не спостерігаються у запропонованій моделі. Оскільки плавність ходу ТЗ у першу

чергу визначається рівнями віброприскорень та частотним складом вібрацій, які спостерігаються під час руху ТЗ, то доцільно проаналізувати окремо й ці характеристики вібрацій. На рис. 3.5 представлено реалізацію у часі віброприскорень вантажної платформи для лінійної та нелінійної моделей, що формуються при коливаннях, які наведено на рис. 3.4.

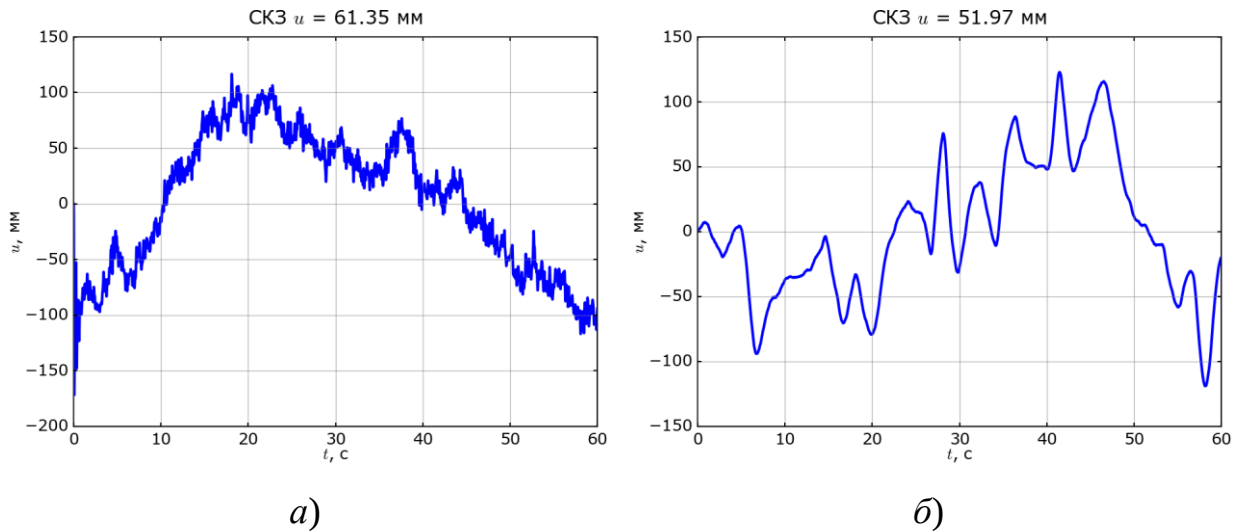


Рисунок 3.4 – Коливання верхньої платформи під час руху по дорозі із асфальтовим покриттям задовільної якості а) – класична лінійна модель ТЗ, б) – запропонована нелінійна модель

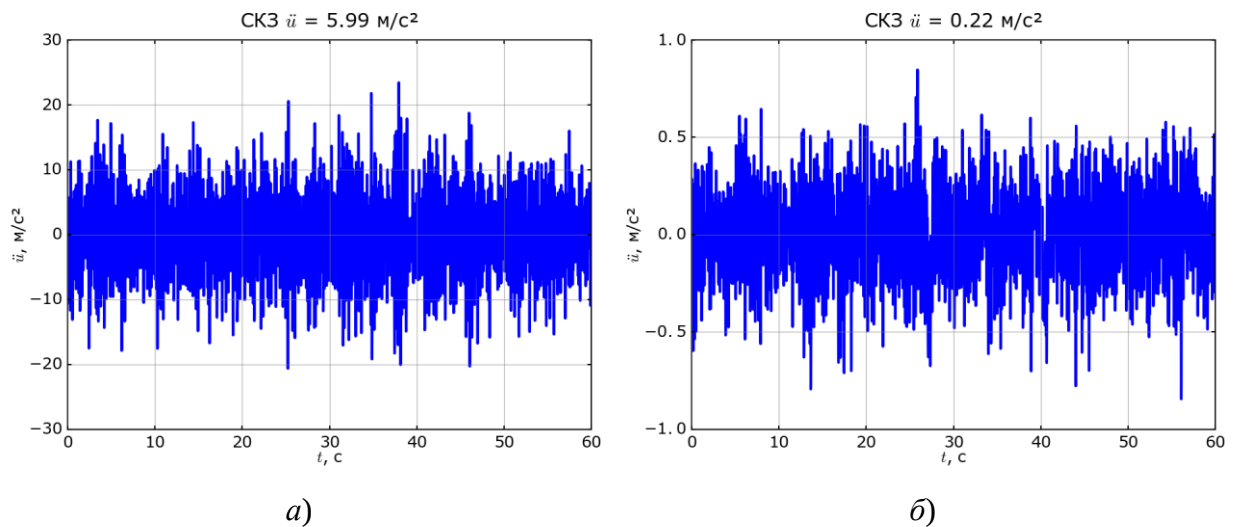


Рисунок 3.5 – Віброприскорення коливань верхньої платформи під час руху по дорозі із асфальтовим покриттям задовільної якості а) – класична лінійна модель ТЗ, б) – запропонована нелінійна модель

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. 3.6, а). Разом із тим, СКЗ віброприскорень у запропоновані конструкції ТЗ суттєво є нижчими ніж в класичній конструкції (рис. 3.6, б). Теоретичне оцінювання показує зменшення віброприскорень у 6 разів для вантажної платформи ТЗ під час руху по ґрунтовим дорогам та бездоріжжю.

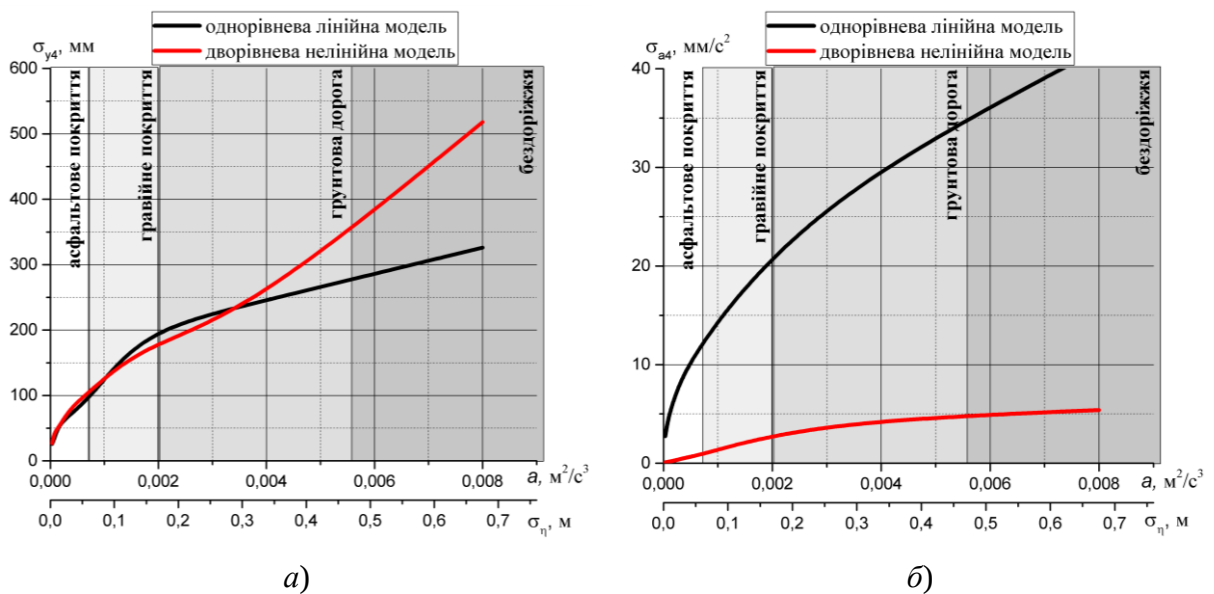
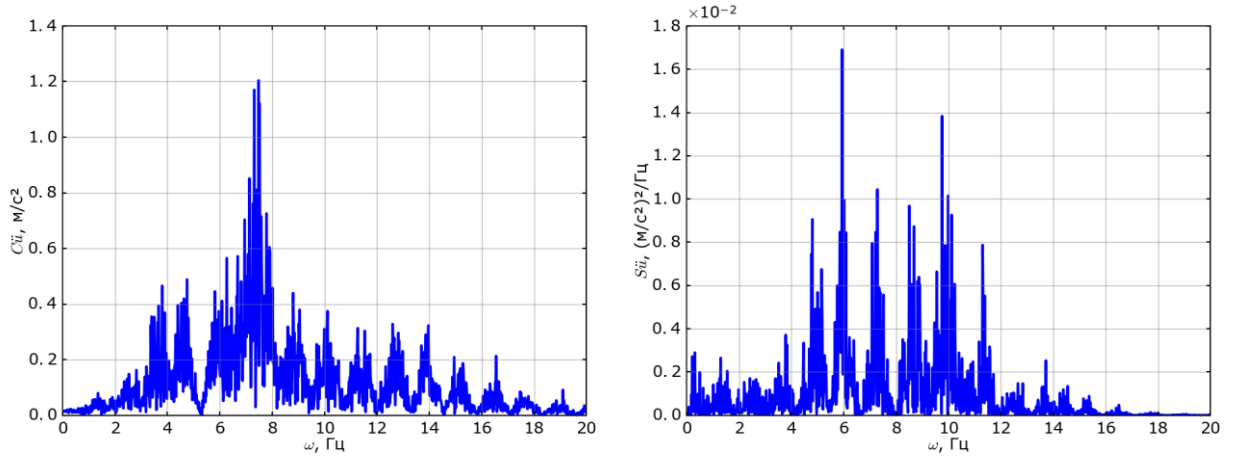
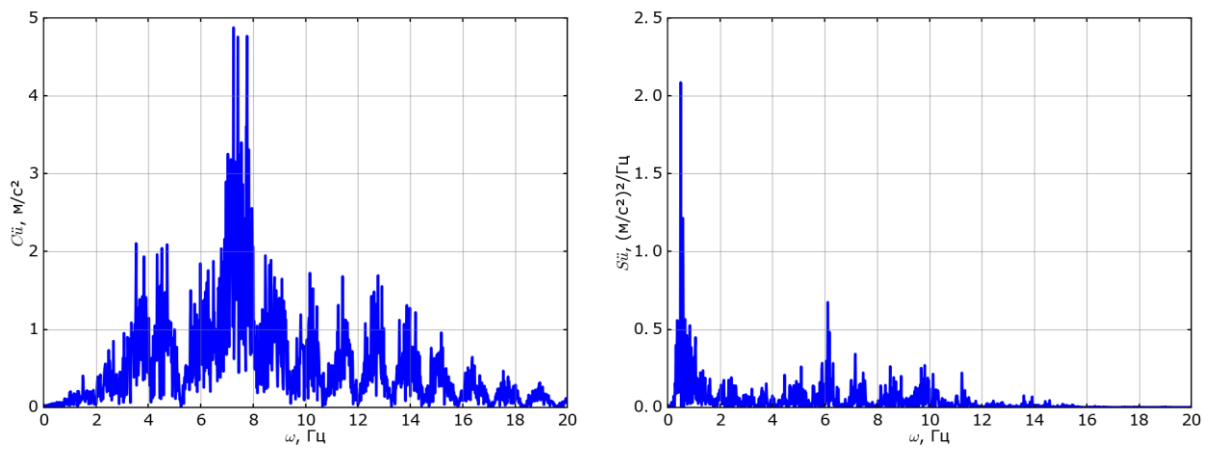


Рисунок 3.6 – СКЗ переміщень (а) та віброприскорень (б) коливань верхньої платформи під час руху по дорогах різної якості

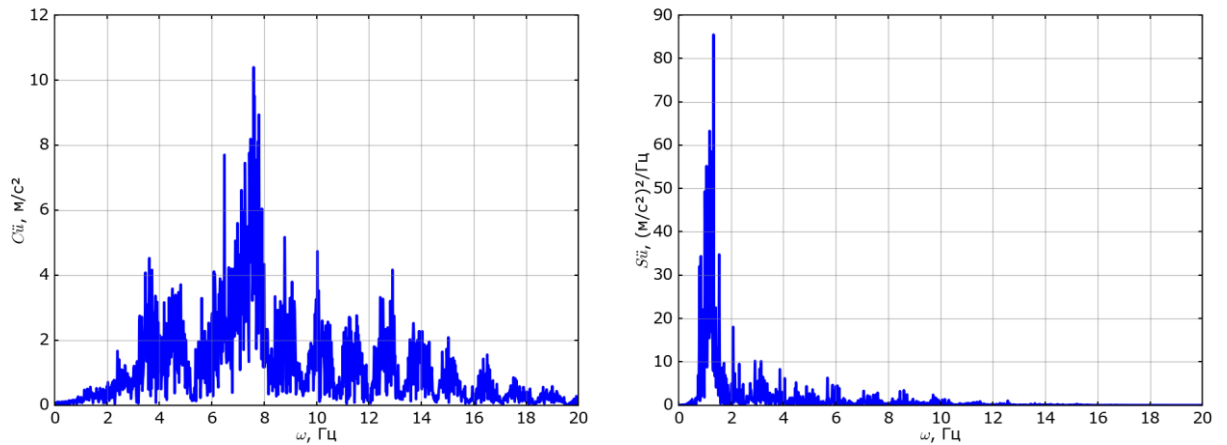
Для розрахованих віброприскорень коливань верхньої платформи ТЗ під час руху по дорогам різної якості було визначено їх спектральні щільності (рис. 3.7), які надають можливість провести аналіз частотного складу випадкових коливань, що відбуваються в ТЗ класичної та запропонованої конструкцій.



асфальтне покриття задовільної якості ($a = 7,6 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}^3$, $\sigma_\eta = 37 \text{ мм}$)



дорога поганой якості ($a = 1,7 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2/\text{с}^3$, $\sigma_\eta = 0,265 \text{ м}$)



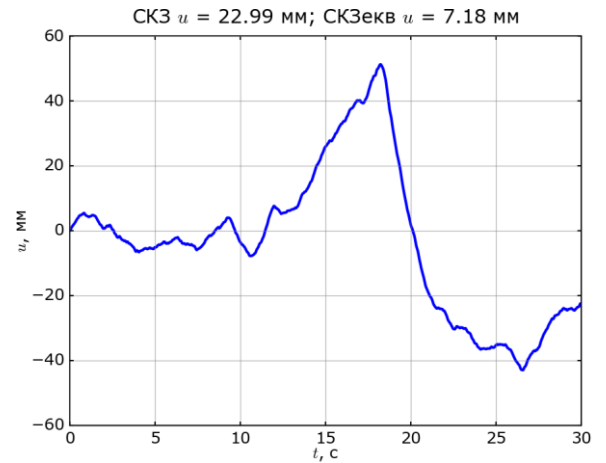
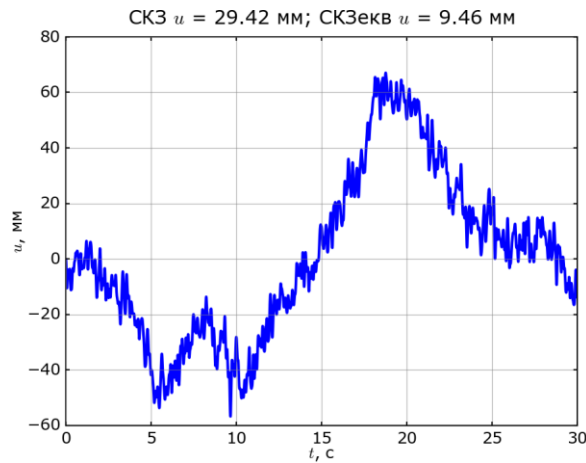
бездоріжжя ($a = 3,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2/\text{с}^3$, $\sigma_\eta = 0,6 \text{ м}$)

Рисунок 3.7 – Спектральні щільності віброприскорень коливань верхньої платформи під час руху по дорогах різної якості (для лінійної моделі (класична конструкція з однорівневим підресорюванням) – зліва, для нелінійної моделі (запропонована конструкція з дворівневим підресорюванням) – справа)

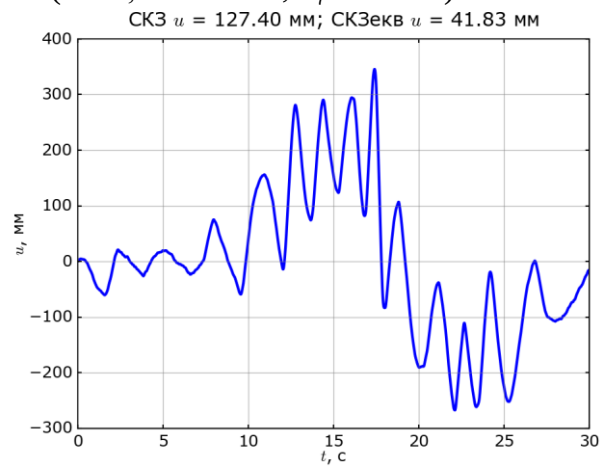
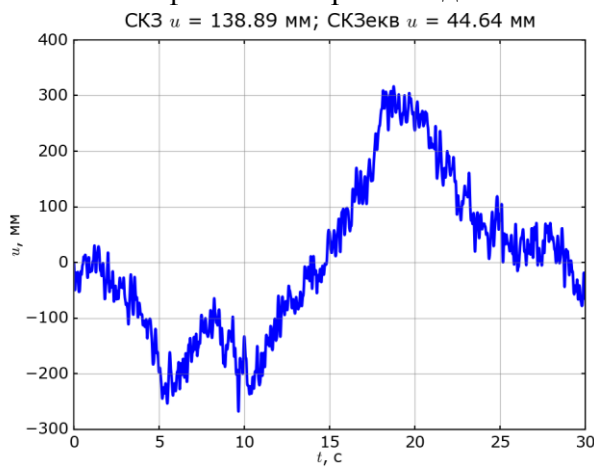
Аналіз наведених спектральних щільностей показує, що спектр віброприскорень в класичній конструкції є майже однаковим: коливання відбуваються на частотах 3,5 Гц, 4,5 Гц, 7,5 Гц та шумоподібний спектр в діапазоні від 9 Гц до 17 Гц. Домінуючою є гармоніка з частотою 7,5 Гц. Можна відміти, що зі зростанням 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 діапазон 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.

Також для порівняння отриманих результатів були побудовані графіки реалізацій коливань верхньої платформи у вібропереміщеннях (рис. 3.8). Як видно з рисунку у лінійному компонуванні ТЗ як і у попередніх випадках переважають високочастотні гармоніки у порівнянні з нелінійним компонуванням.

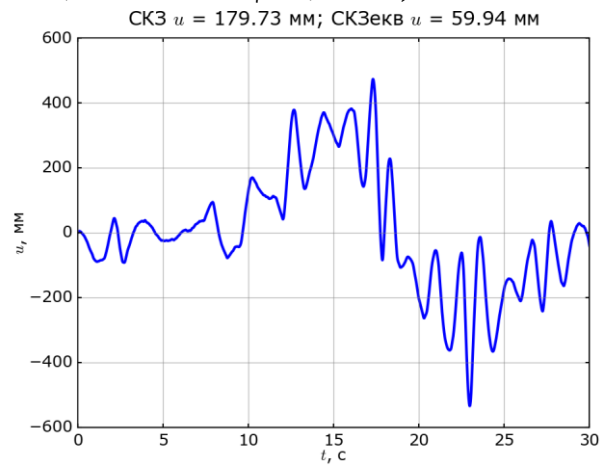
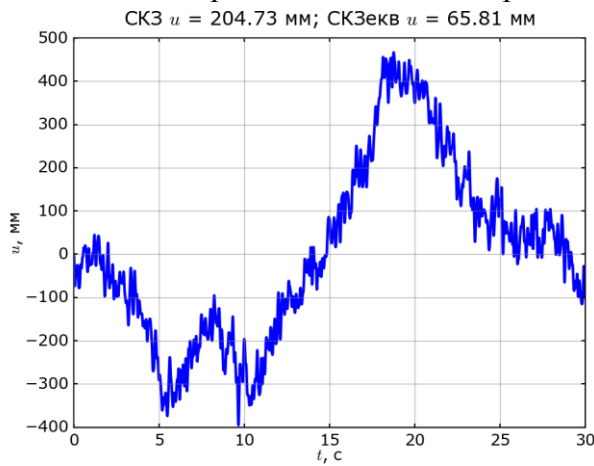
На рис. 3.9 та 3.10 наведено реалізації та спектральні щільності кута нахилу верхньої платформи під час руху по дорогам різної якості. Як видно з рисунків у лінійній компонуванні також переважають гармоніки з більш високими частотами. Проте у нелінійній компонуванні спектри коливань є ширшими, тобто у сигналі присутнє більше гармонік. Проте вони мають меншу амплітуду у порівнянні з лінійною компоновкою.



асфальтне покриття задовільної якості ($a = 7,6 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}^3$, $\sigma_\eta = 37$ мм)

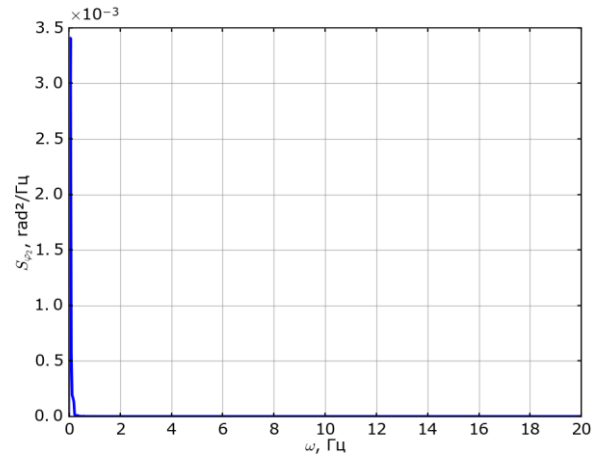
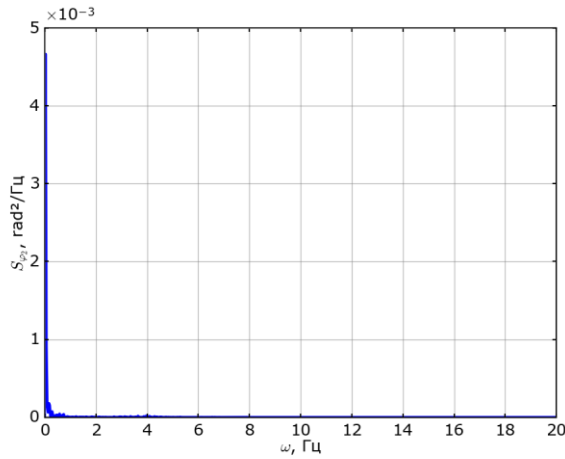


дорога зі зношеним покриттям ($a = 1,7 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2/\text{с}^3$, $\sigma_\eta = 0,265$ м)

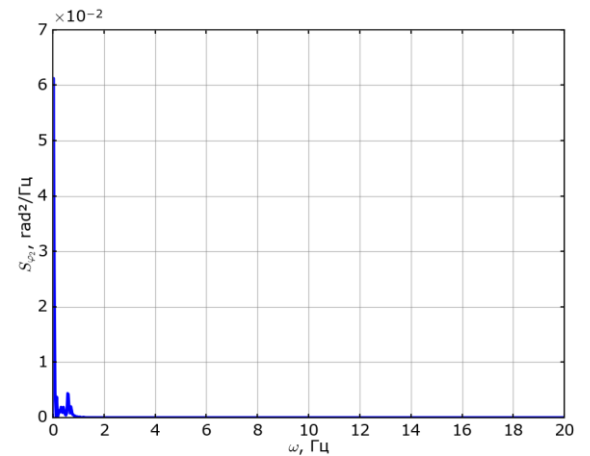
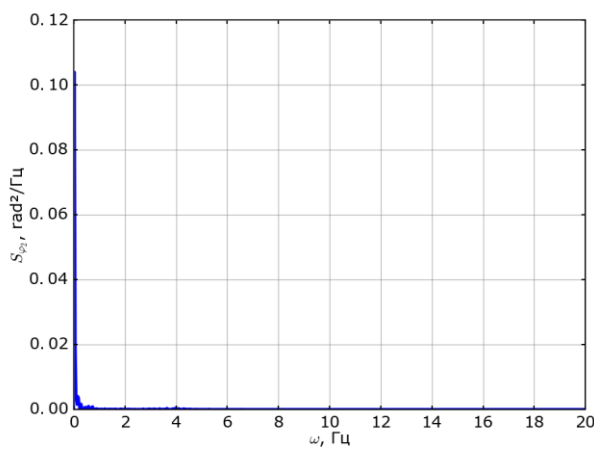


бездоріжжя ($a = 3,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2/\text{с}^3$, $\sigma_\eta = 0,6$ м)

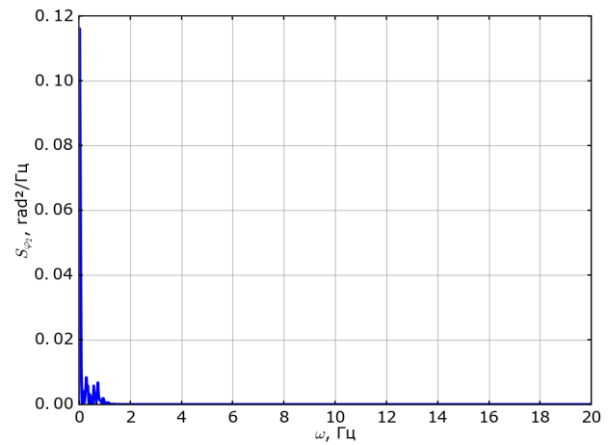
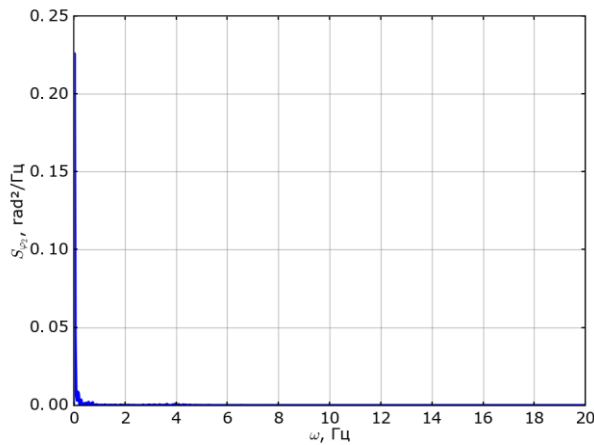
Рисунок 3.8 – Вібропереміщення верхньої платформи під час руху по дорогах різної якості (для лінійної моделі (класична конструкція з однорівневим підресорюванням) – зліва, для нелінійної моделі (конструкція з дворівневим підресорюванням) – справа)



асфальтне покриття задовільної якості ($a = 7,6 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}^3$, $\sigma_\eta = 37 \text{ мм}$)



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



бездоріжжя ($a = 3,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2/\text{с}^3$, $\sigma_\eta = 0,6 \text{ м}$)

Рисунок 3.9 – Спектральні щільності кутів повороту верхньої платформи під час руху дорогах різної якості (для лінійної моделі (класична конструкція з однорівневим підресорюванням) – зліва, для нелінійної моделі (запропонована конструкція з дворівневим підресорюванням) – справа)

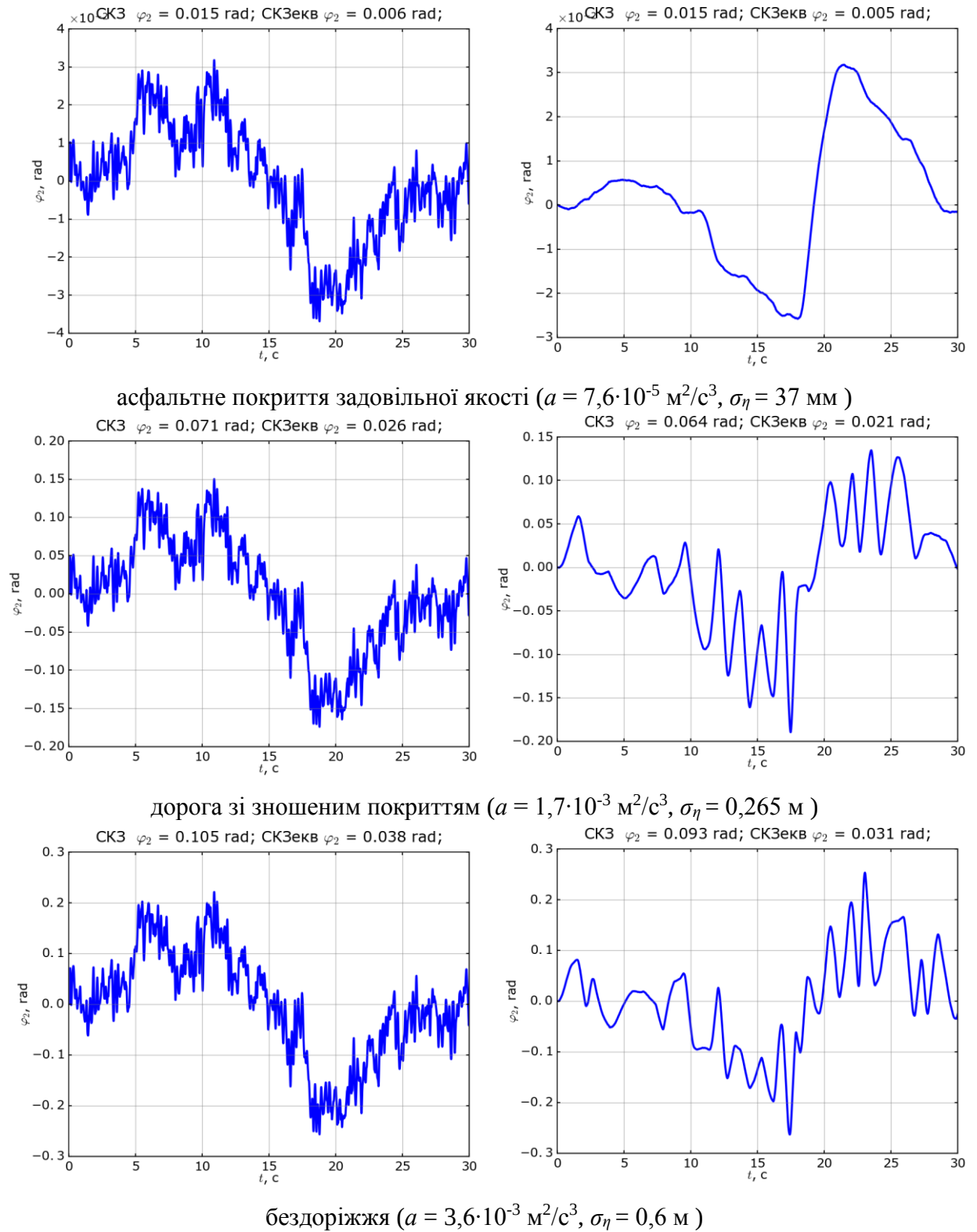


Рисунок 3.10 – Реалізації кутів повороту верхньої платформи під час руху по дорогах різної якості (для лінійної моделі (класична конструкція з однорівневим підресорюванням) – зліва, для нелінійної моделі (запропонована конструкція з дворівневим підресорюванням) - справа)

3.4 Дослідження впливу характеристик вантажу, який перевозиться, на показники плавності ходу транспортного засобу

Одним з етапів дослідження є оцінка впливу параметрів елементів ТЗ (жорсткостей та мас) на характеристики плавності ходу. Такі дослідження проводилися на основі побудованої у попередніх розділах системи диференціальних рівнянь шляхом варіювання її параметрів. Рішення системи проводилось у ймовірнісній постановці.

На першому етапі було проведено дослідження маси вантажу на характеристики плавності ходу від параметра a , що відповідає за нерівності мікропрофілю дороги. Так, побудована математична модель розв'язувалася за таких значень масах вантажу: 25, 50, 100 та 150 кг. Такі значення маси вантажу дозволяють охопити широкий спектр типів вантажів, що потребують підвищені вимоги до віброізоляції та плавності ходу СТЗ.

На рис. 5.1 наведено залежності СКЗ та СКЗекв для спеціалізованого ТЗ, що має класичне лінійне компонування. Як видно з рис. 3.11, a маса вантажу не має суттєвого впливу на переміщення верхньої платформи в процесі вібрацій, проте прискорення коливань верхньої платформи зменшується (рис. 3.11, б). Результати обчислень з варіації маси вантажу ТЗ у нелінійній компоновці представлено на рис. 3.12. Як видно з рис. 3.12, a , у випадку нелінійної компоновки маса вантажу також не має значного впливу на переміщення верхньої платформи. Більш яскраво вплив маси вантажу проявляється на дуже поганій дорозі – $a = 8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2/\text{с}$. Вплив на віброприскорення верхньої платформи за своїм характером схожий на поведінку лінійної моделі – зі збільшенням маси вантажу СКЗ та СКЗекв віброприскорень падає.

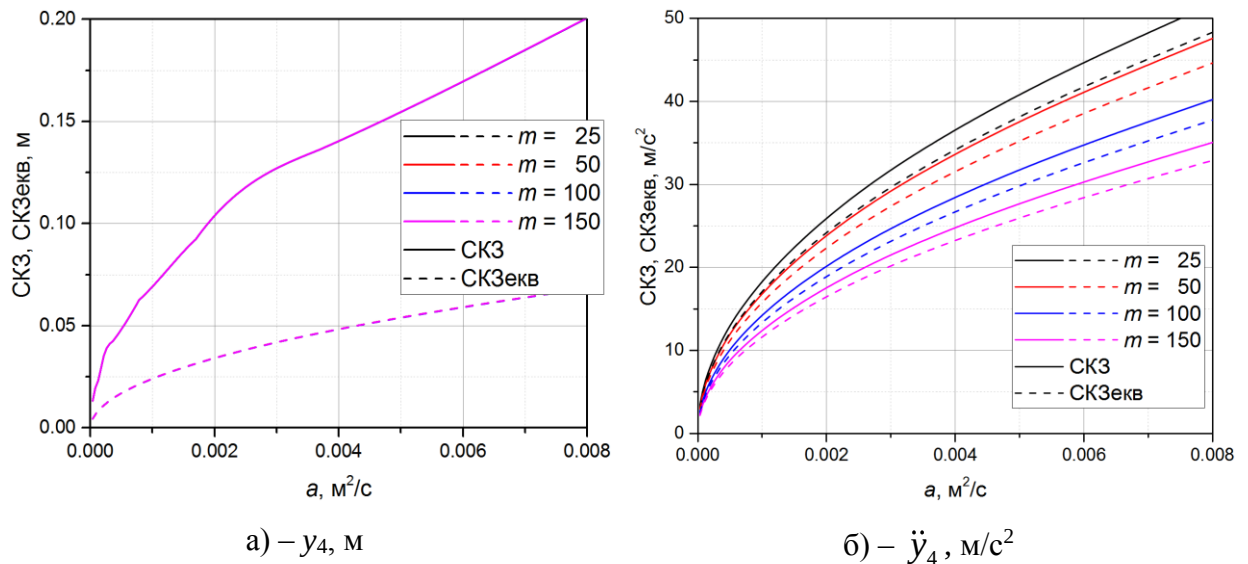


Рисунок 3.11 – Залежності параметрів СТЗ при різних масах вантажу під час руху по різних типах дорожнього покриття у класичному лінійному компонуванні

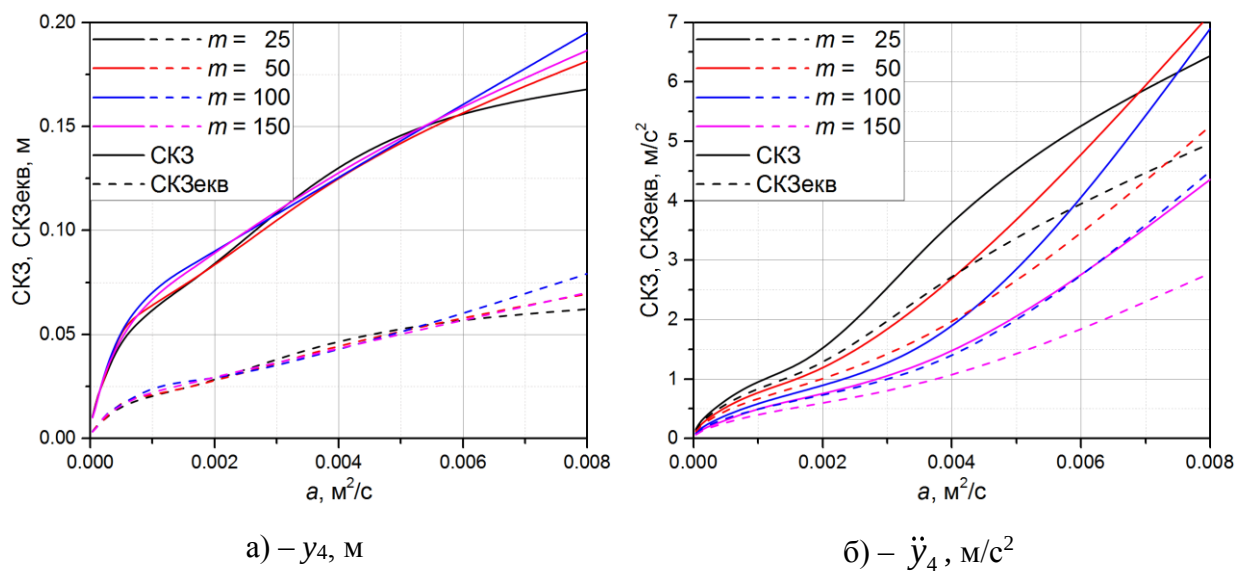


Рисунок 3.12 – Залежності параметрів СТЗ при різних масах вантажу під час руху по різних типах дорожнього покриття у нелінійному компонуванні

3.5 Визначення впливу параметрів демпфірування елементів транспортного засобу на його характеристики плавності ходу

Наступним етапом дослідження було визначення впливу параметрів демпфірування на різних рівнях підвіски ТЗ на плавність ходу. На практиці збільшення демпфіруючих властивостей системи підресорювання може бути

реалізовано шляхом встановлення додаткових елементів, що поглинають енергію механічних коливань. Визначення впливу параметрів демпфірування проводилось шляхом математичного моделювання. У ході чисельного експерименту змінювались параметри β для кожного рівня підресорювання ТЗ. Так, на рис. 3.13 та рис. 3.14 показано залежності СКЗ та СКЗекв параметрів коливань елементів конструкції ТЗ від рівня демпфірування в шинах β_1 . Як видно з рисунків, зміна параметру β_1 (демпфірування в шинах) не призводить до значних змін у плавності ходу ТЗ.

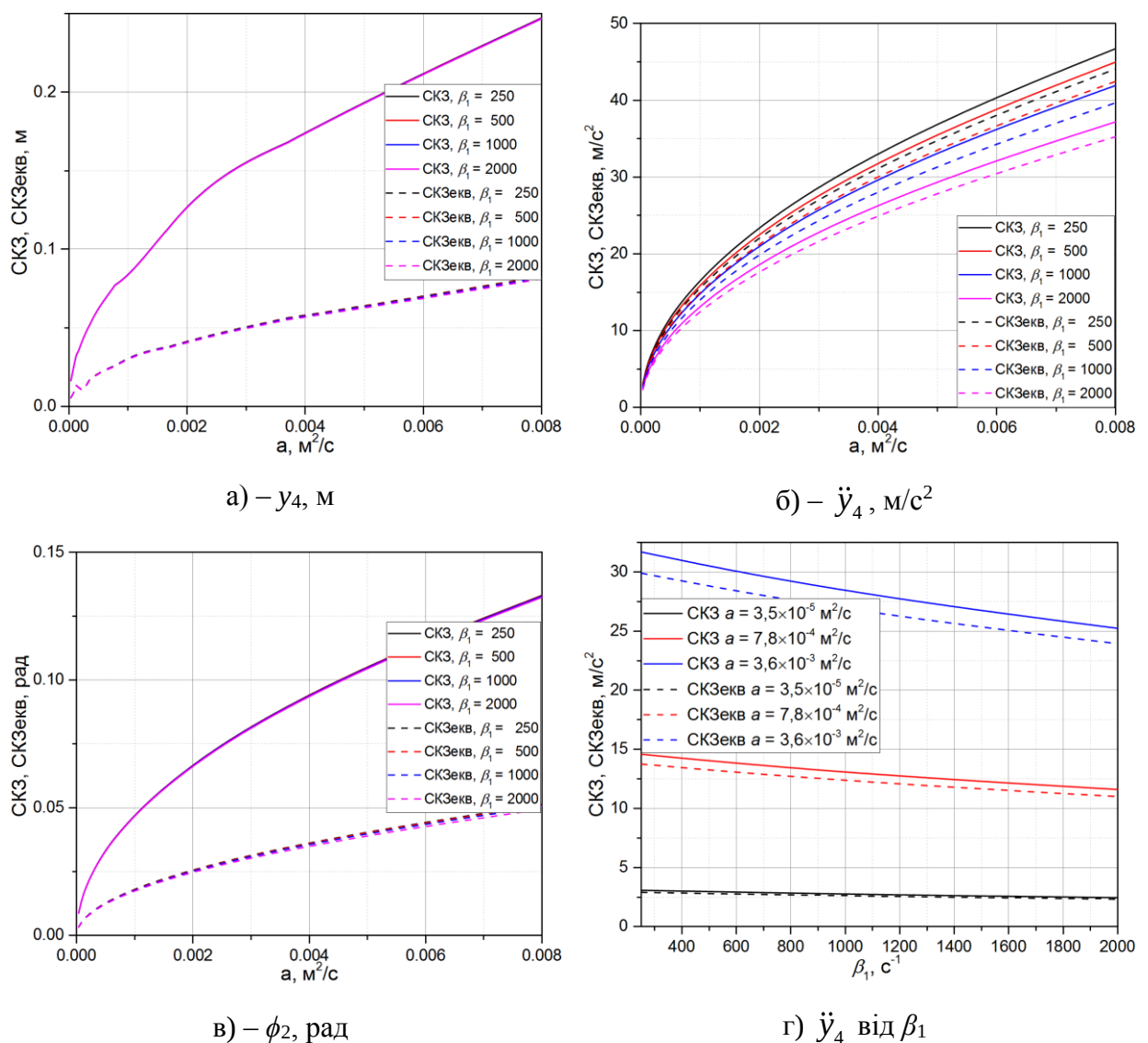


Рисунок 3.13 – Залежності параметрів плавності ходу ТЗ при різних значеннях параметру β_1 під час руху по різних типах дорожнього покриття у класичному лінійному компонуванні

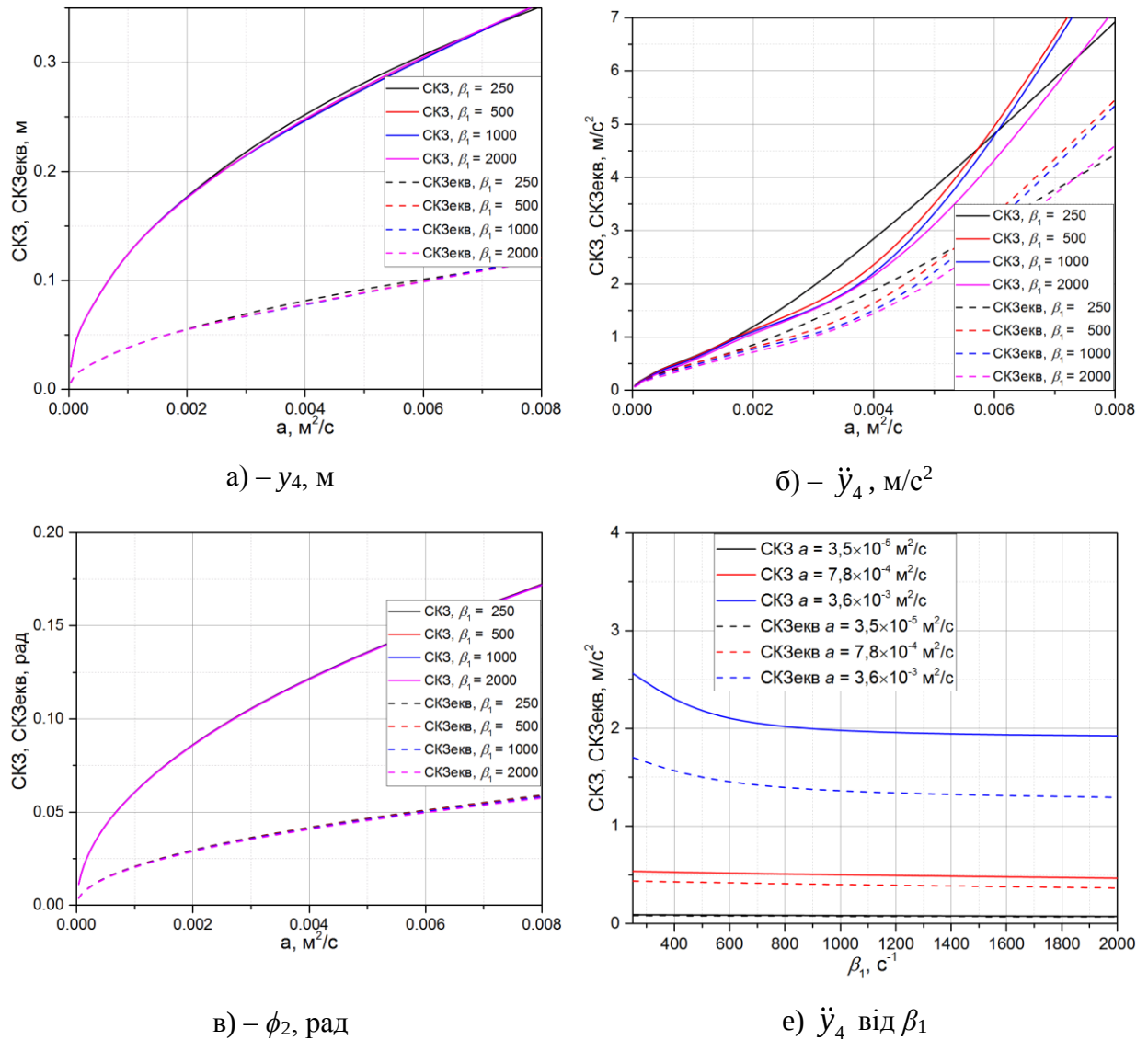


Рисунок 3.14 – Залежності параметрів плавності ходу ТЗ від різних значення параметру β_1 під час руху по різних типах дорожнього покриття у нелінійному компонуванні

За прискореннями на вантажній платформі спостерігається зменшення СКЗ під час руху по дорозі поганої якості (в межах 15% для ТЗ в лінійному компонуванні та 20% – в нелінійному), під час руху по дорозі з якісним асфальтовим покриттям ефективність від підвищення демпфірування в шинах відсутнє.

Другим етапом проводилось дослідження впливу параметру β_3 на плавність ходу ТЗ. Параметр β_3 відповідає за демпфіруючі властивості торсіонів. Результати для двох варіантів компонування наведені на рис. 3.15

та рис. 3.16 відповідно. Як видно з рисунків, збільшення демпфіруючої здатності торсіонів позитивно впливає на плавність ходу ТЗ: зі збільшенням демпфірування в системі підресорювання першого рівня спадає амплітуда коливань верхньої платформи. По амплітудах віброприскорень, як для лінійного так і нелінійного компонування маємо майже 30 % покращення під час руху по дорозі поганої якості. Для доріг з кращим покриттям ефективність застосування демпфірування в першому рівні підресорювання спадає.

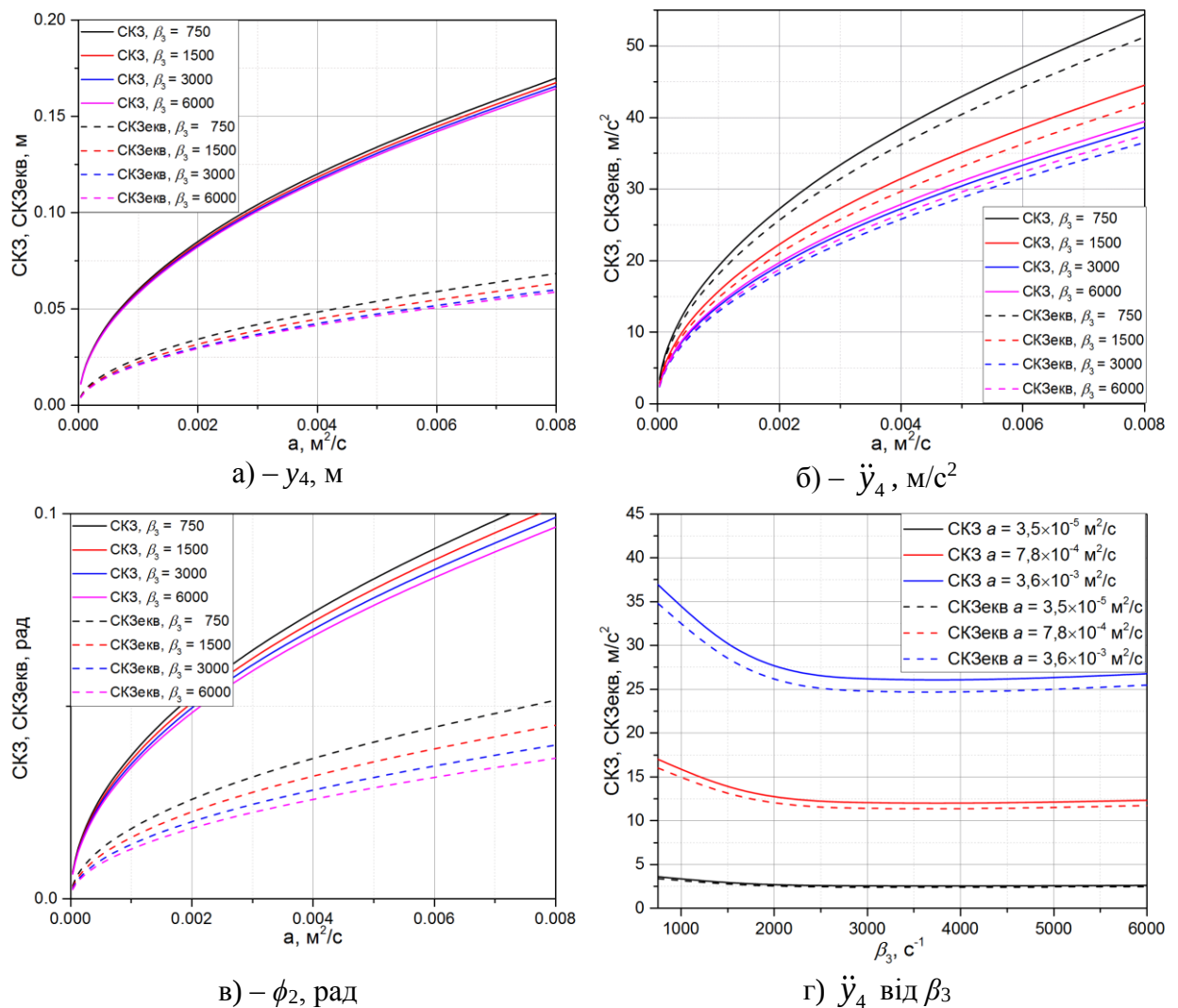


Рисунок 3.15 – Залежності параметрів плавності ходу ТЗ при різних значеннях параметру β_3 під час руху по різних типах дорожнього покриття у класичному лінійному компонуванні

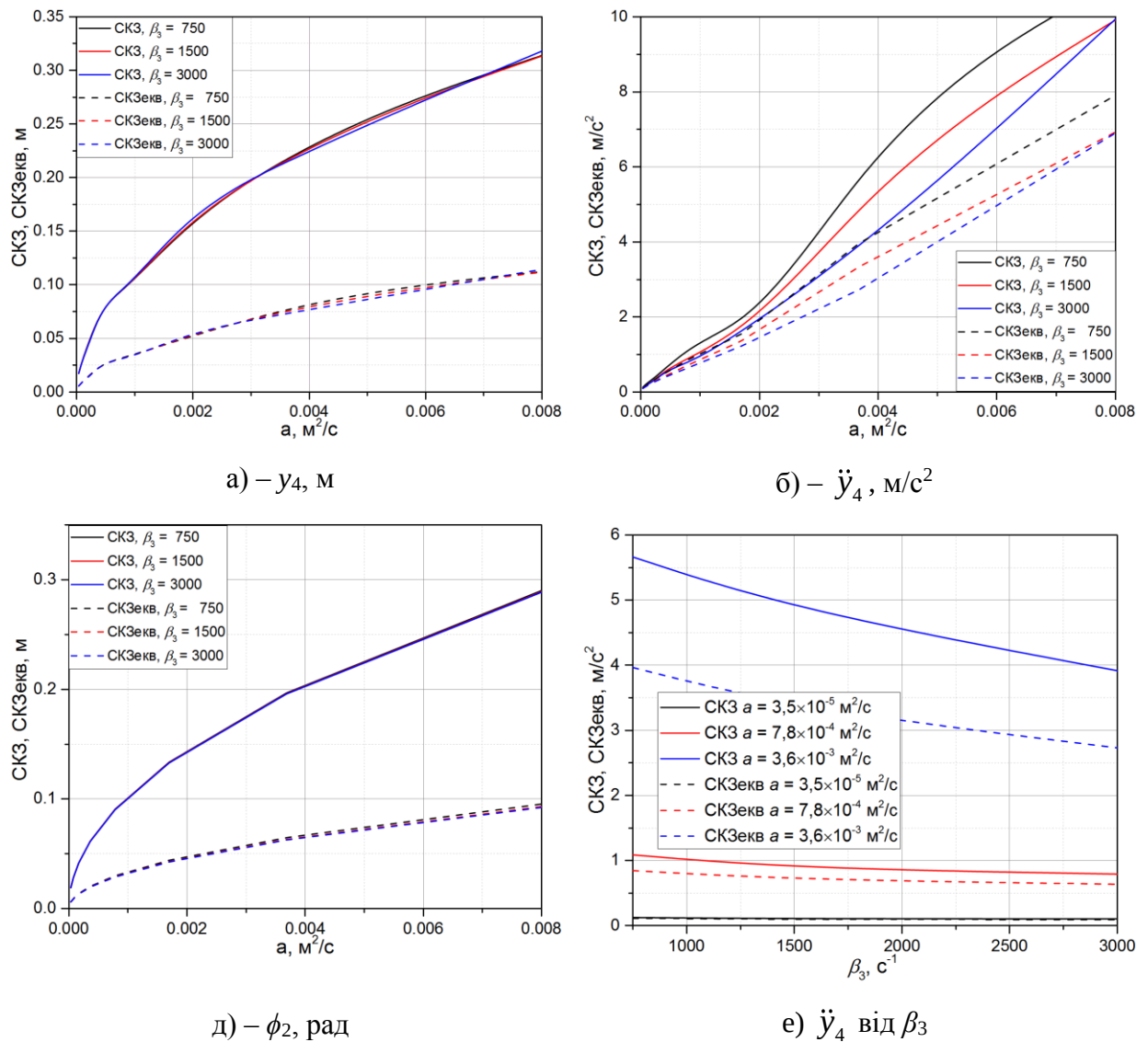


Рисунок 3.16 – Залежності параметрів плавності ходу ТЗ при різних значеннях параметру β_3 під час руху по різних типах дорожнього покриття у нелінійному компонуванні

Слід відзначити, що реалізувати на практиці управління демпфіруючою здатністю торсіонів достатньо важко, що також може призвести до зменшення ресурсу роботи підвіски через збільшення тертя в її елементах. Разом із тим збільшення демпфірування в першому рівні підресорювання можна досягти внесенням додаткових амортизаторів.

Аналогічні дослідження проводилось відносно впливу параметру β_4 , що відповідає за демпфірування в останньому ступені підресорювання. Графіки залежності параметрів системи від β_4 наведені на рис. 3.17 та рис. 3.18. Для лінійної моделі ефективність введення амортизації на другому рівні

підресорювання є дуже слабкою (менше 10% під час руху по дорогах поганої якості). Разом з тим цей параметр має досить суттєвий вплив 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 $\beta_4 = 150 \text{ c}^{-1}$.

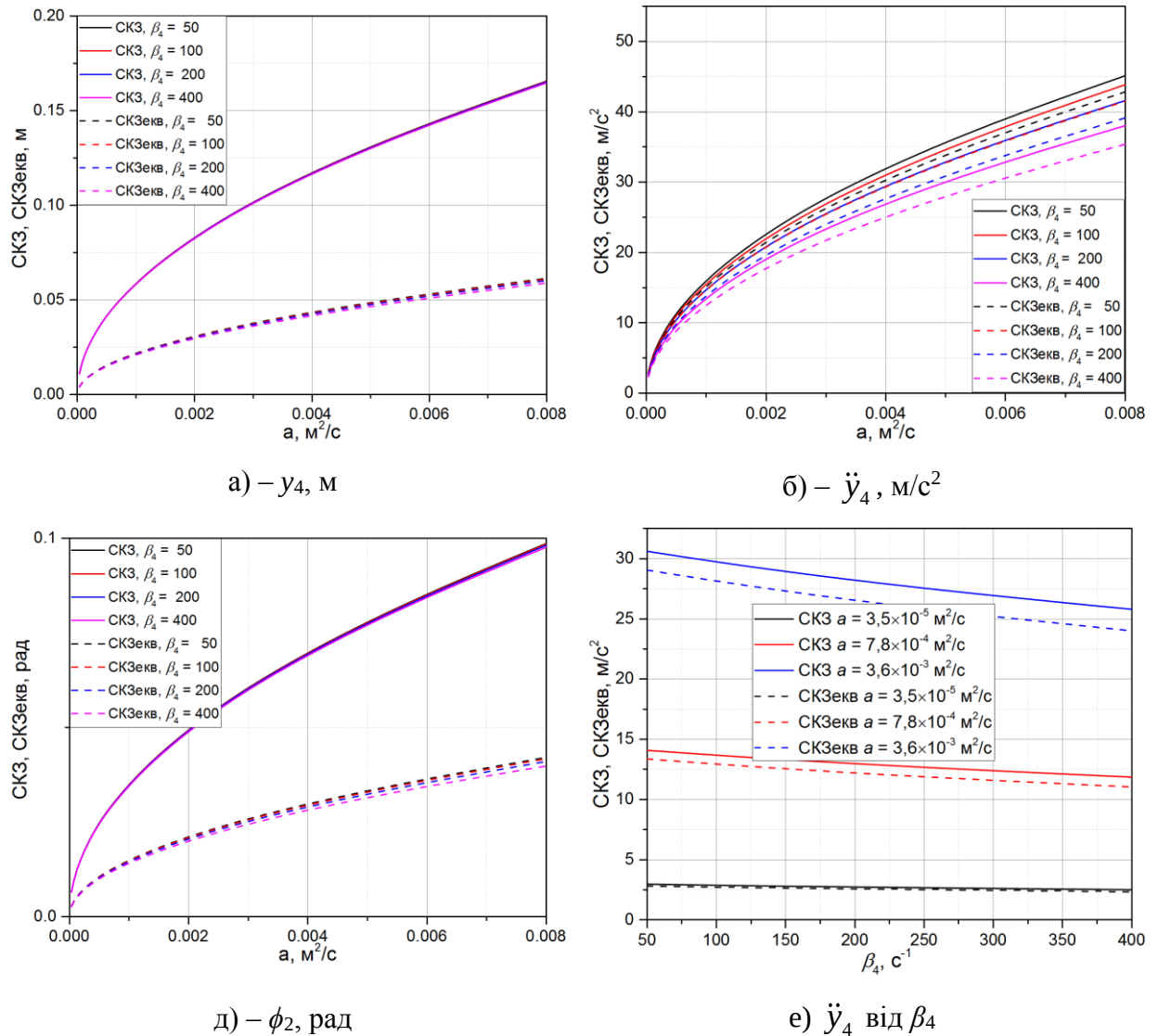


Рисунок 3.17 – Залежності параметрів плавності ходу ТЗ при різних значеннях параметру β_4 під час руху по різним типам дорожнього покриття у класичному лінійному компонуванні

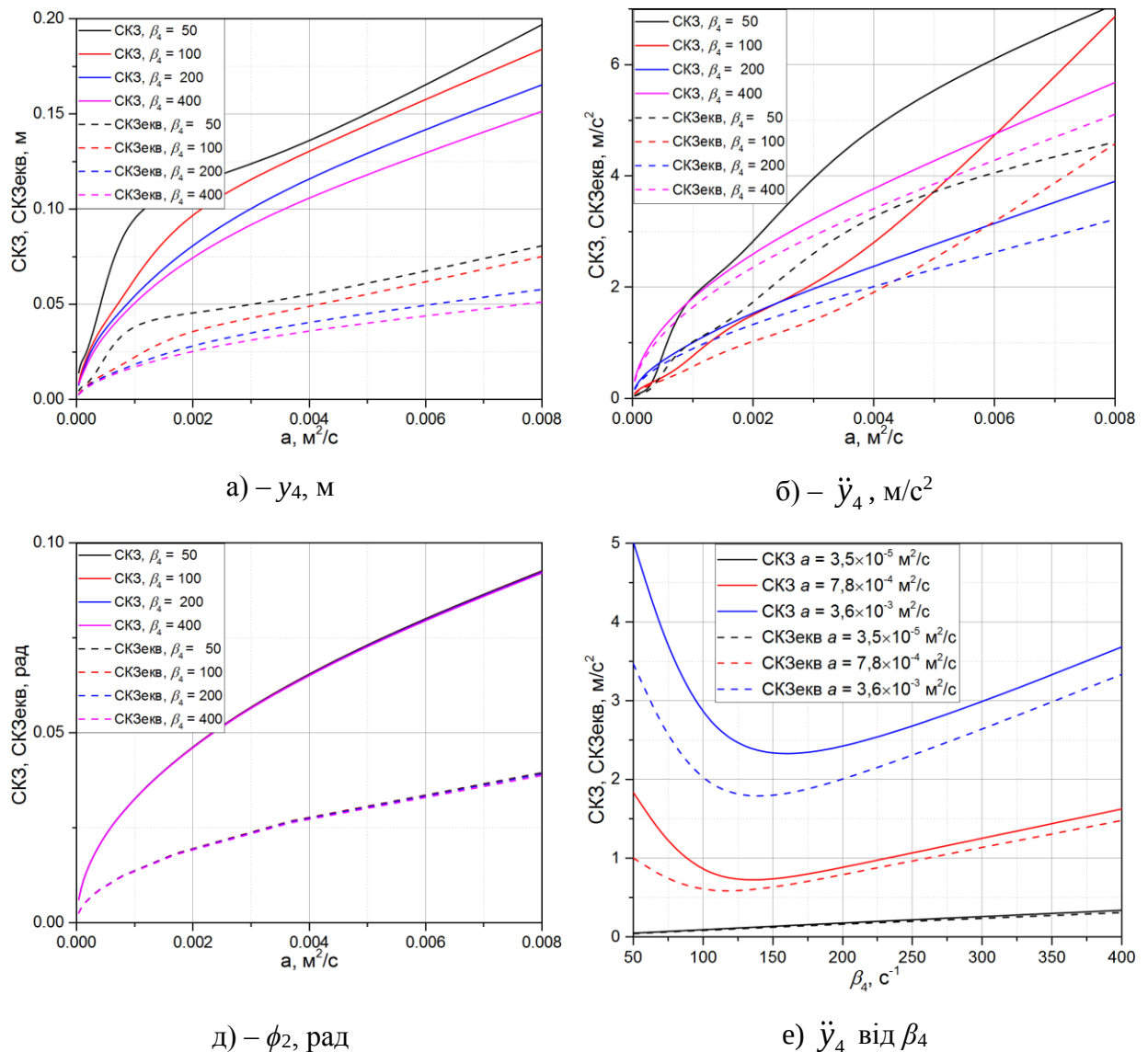


Рисунок 3.18 – Залежності параметрів плавності ходу ТЗ при різних значеннях параметру β_4 під час руху по різних типам дорожнього покриття у нелінійному компонуванні

Таким чином, можна бачити, що виникає можливість для оптимального проектування амортизації конструкції дворівневого підресорювання. Однак отриманий результат потребує окремого більш детального вивчення у комплексі з іншими параметрами.

Результати проведених досліджень щодо впливу демпфірування є кількісно та якісно однаковими, як на СКЗ, так і на СКЗекв. Тут, слід зазначити, що в реальній конструкції ситуації може бути інакше, оскільки математичні моделі, що використовувались, не враховують старших гармонік вібрацій, які пов'язані з деформуванням рами, корпусу ТЗ тощо.

3.6 Теоретичний аналіз впливу жорсткості шин на плавність ходу спеціалізованого транспортного засобу

Тиск повітря та конструкція шини суттєво впливають на її жорсткість, що, в свою чергу, впливає на плавність ходу ТЗ. У цьому підрозділі проведені дослідження впливу жорсткості шин на параметри ТЗ. Результати досліджень наведені на рис. 3.19 та рис. 3.20. Як видно з рисунків, жорсткість шин значною мірою (у 3 рази) впливає на коливання верхньої платформи у лінійній компонентуванні, проте має значно менший вплив у нелінійній.

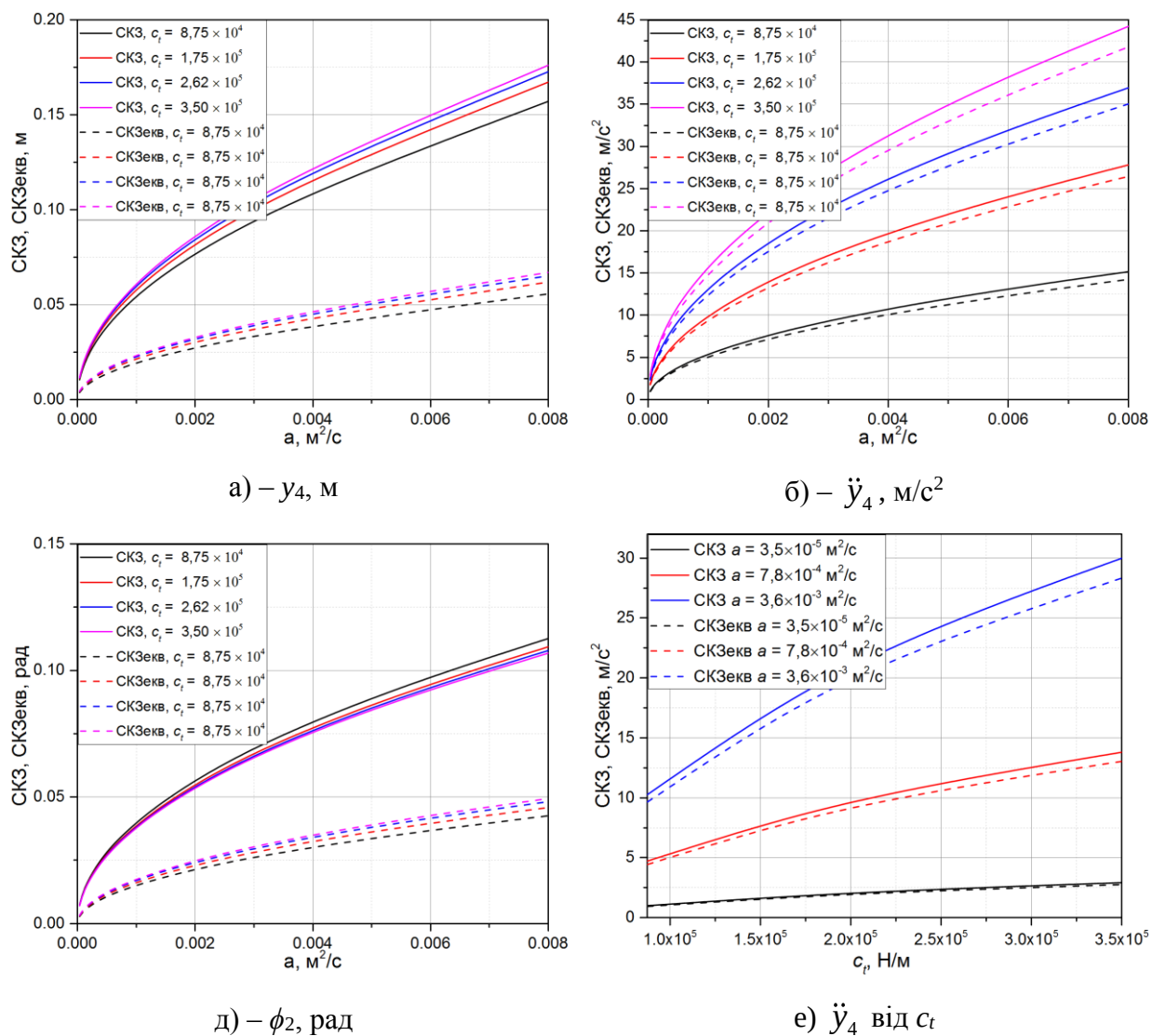


Рисунок 3.19 – Залежності параметрів плавності ходу ТЗ при різних значеннях параметру c_t під час руху по різних типах дорожнього покриття у класичному лінійному компонентуванні

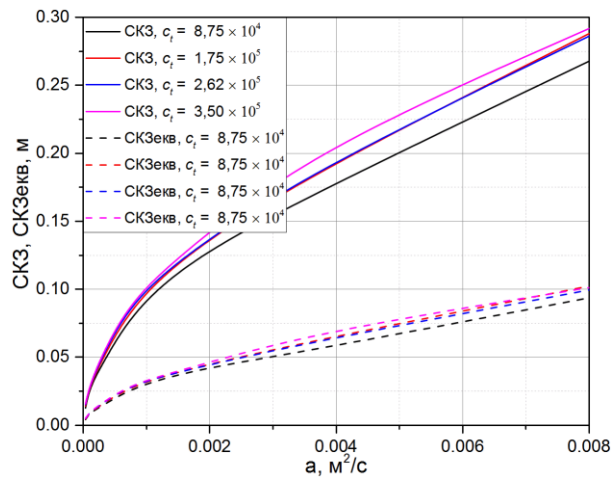
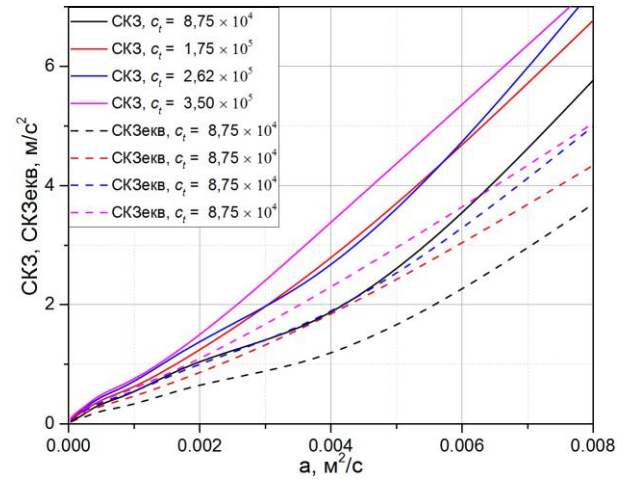
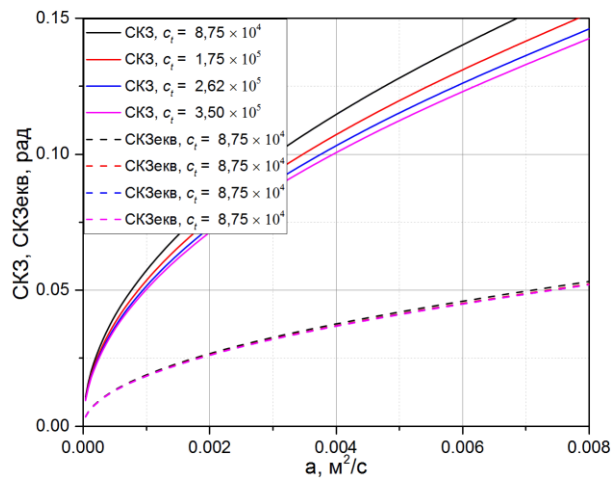
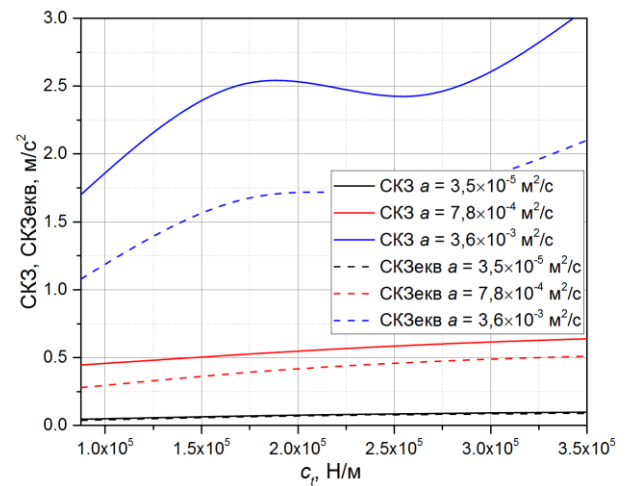
а) – y_4 , мб) – $\ddot{y}_4$, м/с²д) – ϕ_2 , раде) $\ddot{y}_4$ від c_t

Рисунок 3.20 – Залежності параметрів плавності ходу ТЗ при різних значеннях параметру c_t під час руху по різних типах дорожнього покриття у нелінійному компонуванні

3.7 Висновки до розділу

1. У цьому розділі подано процедуру схематизації стохастичного навантаження, що діє на спеціалізований ТЗ під час руху по дорогах з випадковим мікропрофілем різного типу. Розроблено алгоритм генерації випадкових процесів, що відповідають характеристикам різних типів дороги.

2. Запропоновано алгоритм вирішення задачі комп'ютерного моделювання вібраційного стану елементів спеціалізованого ТЗ при випадковому кінематичному збудженні від дорожньої основи різного типу та якості.

3. За допомогою побудованої у попередніх розділах математичної моделі та створених алгоритмів проведено чисельні дослідження випадкових коливань спеціального транспортного засобу з лінійним та нелінійним підресорюванням.

4. Проведено порівняльний аналіз вібраційних характеристик ТЗ. Встановлено, що система нелінійної підвіски порівняно з лінійною є ефективною з точки зору підвищення плавності ходу ТЗ (перевезенні вантажу на спеціальній платформі). При цьому визначено, що спектр віброприскорень вантажної платформи в класичній конструкції є майже однаковим: 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. 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 спектра в діапазоні малих частот від 0,1 Гц до 4 Гц та в діапазоні від 5 Гц до 12 Гц. Зі 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.

5. Проведено дослідження впливу конструктивних та експлуатаційних параметрів СТЗ на вібронавантаження вантажу, що перевозиться. При цьому досліджено вплив маси вантажу в діапазоні зміни від 25 кг до 100 кг, вплив характеристик дисипації в шинах та амортизаторах першого й другого рівнів підресорювання.

6. Визначено, що демпфірування в шинах не суттєво впливає на вібрації вантажної платформи (зменшує в межах 15% для ТЗ в лінійній компонуванні та 20% – в нелінійній під час руху по дорогах поганої якості. Підвищення демпфірування в підресорюванні першого рівня зменшує вібраційний вплив на вантаж у межах 30%.

7. Для лінійної моделі ефективність уведення амортизації на другому рівні підресорювання є дуже слабкою (менше 10% під час руху по дорогам зі зношеним покриттям). Разом з тим цей параметр має досить суттєвий вплив 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 $\beta_4 = 150 \text{ с}^{-1}$. Таким чином, виникає можливість для оптимального проектування амортизації конструкції дворівневого підресорювання. Встановлено, що жорсткість шин значною мірою (у 3 рази) впливає на коливання верхньої платформи у лінійній компонуванні, проте має значно менший вплив у нелінійній.

РОЗДІЛ 4

РОЗРОБКА ДОСЛІДНОГО ЗРАЗКА ТА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПЛАВНОСТІ ХОДУ СПЕЦІАЛІЗОВАНОГО ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ

4.1 Конструкція дослідного зразка спеціалізованого транспортного засобу із додатковою системою підресорювання

У цьому розділі дисертації представлено результати натурних дорожніх випробувань, що проведені із дослідним зразком спеціалізованого ТЗ, конструкція якого відповідає запропонованій в другому розділі схемі. Дослідний зразок є модифікацією зразка, що використовувався при дослідженнях представлених у роботах [96-100], та на відміну від попередньої моделі являє собою двовісний несамохідний причіп, що під'єднується до легкових автомобілів та має поліпшену систему другого рівня підресорювання.

Конструкція складається з двох колісних осей, несучої рами (кузова), вантажної платформи, на якій розташовується вантаж, та двох рівнів підресорювання. Перший рівень підресорювання являє собою двовісний причіп із традиційною лінійною торсіонної системою підресорювання. В основі конструкції цього рівня знаходиться сталева рама, яка має розміри 2,5 м на 1,4 м та є ідентичною до рами, що використовувалась в роботах [96-100]. На осях розміщені колеса, що складались із дисків без гальмівних барабанів та з пневматичними шинами моделі 155/70R13.

На основній рамі знаходиться рухома платформа, яка вивішується через систему підресорювання другого рівня та утворює вантажну площадку з розмірами 2190 мм × 1400 мм для кріплення вантажів, що перевозяться. Для реалізації другого рівня підресорювання на рамі причепа монтується за допомогою пружинного блоку вантажна платформа, на якій закріплюється небезпечний вантаж, що перевозиться. Пружинний блок має нелінійну

характеристику із областю, що реалізує стан квазінульової жорсткості. Конструктивно цей блок був створений з циліндричних пружин стискання, які утворювали між собою ферму Мізеса.

На рис. 4.1 наведено фотографію зовнішнього вигляду дослідного зразка спеціалізованого транспортного засобу для перевезення небезпечних вантажів (на фотографії на візку змонтовано макет авіаційної бомби, що зображує небезпечний вантаж та реалізує дію маси вантажу на систему).

Масові та жорсткісні характеристики усіх запропонованих конструктивних елементів наведено в таблиці 4.1.



Рисунок 4.1 – Фотографія дослідного зразка спеціалізованого транспортного засобу для перевезення небезпечних вантажів

Таблиця 4.1 – Характеристика конструктивних елементів дослідного зразка ТЗ

Характеристика	Позначення	Величина
Характеристики візка без додаткової платформи		
Маса рами візка	m_{fr}	145 кг
Маса кожної осі	m_{sn}	61 кг
Маса кожного з коліс (диска із шиною)	m_t	11 кг
Маса дишла	m_d	23 кг
Момент інерції рами візка	J_{fr}	252,3 кг·м ²
Жорсткість торсіонів	c_{sn}	2,4·10 ⁵ Н/м
Жорсткість колеса для шин із внутрішнім тиском 0,2 МПа	c_t	3,5 10 ⁵ Н/м
Жорсткість дишла	c_d	3.1·10 ⁵ Н/м
Характеристики вантажної платформи із другим рівнем підресорювання		
Маса платформи	m_p	76 кг
металевого каркаса 36 кг		
маси плити-основи, що важить 40 кг		
Момент інерції платформи	J_{frpl}	92,3 кг·м ²
Жорсткість пружин на яких вивішено рухому платформу	c_s	4,08 кН/м
Жорсткість компенсаторних пружин	c_c	8,16 кН/м

4.2 Методика проведення дорожніх випробувань та апаратура, що використовується

Для вимірювання віброприскорень, що виникають під час проведення дорожніх випробувань спеціалізованого транспортного засобу використовувався комплекс «Ультра-В-І». «Ультра-В-І» складається з первинного вимірювального сенсора, який через підсилювач з'єднано з аналого-цифровим перетворювачем (АЦП). Дані з АЦП надходять до ЕОМ, де і відбувається подальше оброблення. У комплексі використовуються акселерометр ADXL250 виробництва компанії Analog device (США) і АЦП ADA-1406 – Холіт Дейта Системз (Україна) (рис. 4.2). Загальні характеристики комплексу зведені в таблицю 4.2.

Програмне забезпечення, що входить до складу вібровимірювального комплексу дозволяє в реальному часі будувати залежності віброприскорень від часу, а також визначати спектральний склад сигналу. Сигнал, що поступає від датчиків також може бути записаний у файл для подальшого оброблення експериментальних даних. Вимірювальний комплекс має автономне живлення,

що дозволяє проводити вимірювання на рухомих об'єктах та в місцях, де відсутнє мережеве живлення.

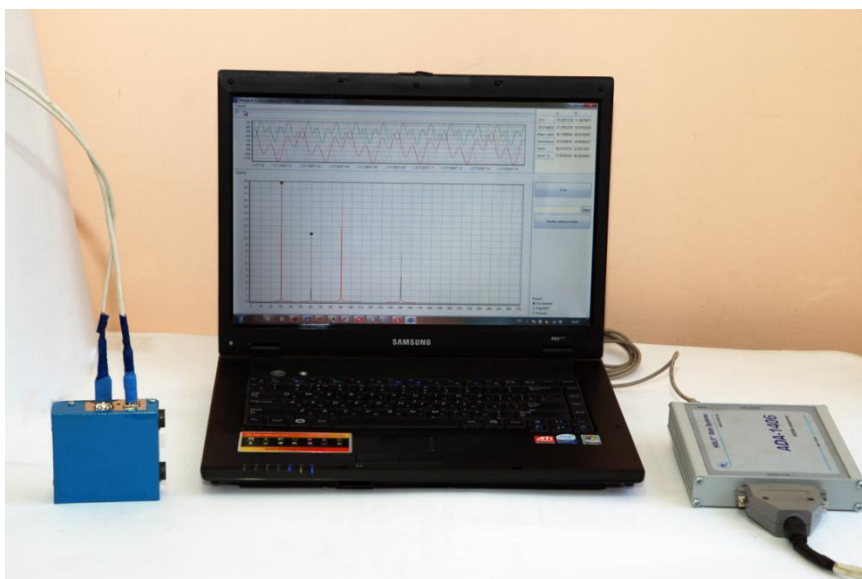


Рисунок 4.2 – Загальний вид вібровимірювального комплексу

Таблиця 4.2 – Загальні характеристики вимірювального комплексу

Параметр	Значення
Тип сенсора	ADXL250
Принцип вимірювання	Ємнісний
Кількість осей вимірювання	2/3
Робочий діапазон амплітуд, м/с^2	0,2 – 40
Робочий діапазон частот, Гц	0,1 – 400
Нелінійність по амплітуді, %	1
Нерівномірність частотної характеристики, %	2
Робочий діапазон температур, $^{\circ}\text{C}$	0 – 50
Кількість розрядів АЦП	14
Час автономної роботи, год	2

Для вимірювання швидкості руху транспортного засобу використовувались штатні засоби, а саме: спідометр автомобіля УАЗ, до якого було приєднано причіп.

Дослідження вібраційного стану під час руху спеціалізованого транспортного засобу проводилось на 2х типах дорожнього покриття:

- асфальтовому високої якості (рис. 4.3, а);
- бруківці поганої якості (рис. 4.3, б).

Вимірювання вібрацій проводилось за різних швидкостей руху транспортного засобу, з огляду на якість дорожнього покриття. Так, на асфальтовому дорожньому покритті дослідження проводились на швидкостях руху 10, 20 та 30 км/год, на бруківці – 10 та 20 км/год.



а)



б)

Рисунок 4.3 – Дорожні випробування спеціалізованого транспортного засобу на різних типах дорожнього покриття

а) – асфальтове покриття високої якості; б) – покриття з бруківки;

Для дослідження ефективності роботи окремих ступенів підресорювання транспортного засобу, вимірювання вібрації під час руху проводилось на двох типах підресорювання:

- із дворівневим нелінійним підресорюванням (вантажна платформа вивішувалася на рамі ТЗ за допомогою нелінійних пружинних блоків);
- із однорівневим лінійним підресорюванням (вантажна платформа жорстко фіксувалась на раму ТЗ болтовими з'єднаннями).

Таким чином, можна визначити вплив другого ступеня амортизації на вібраційні характеристики транспортного засобу.

Для вимірювання вібрації при різних режимах експлуатації транспортного засобу було визначено три основні точки (рис. 4.4):

- точка А на відстані від краю 180 мм (рис. 4.4, б);
- точка В на відстані від краю 1140 мм (рис. 4.4, в);
- точка С на відстані від краю 1970 мм (рис. 4.4, г).

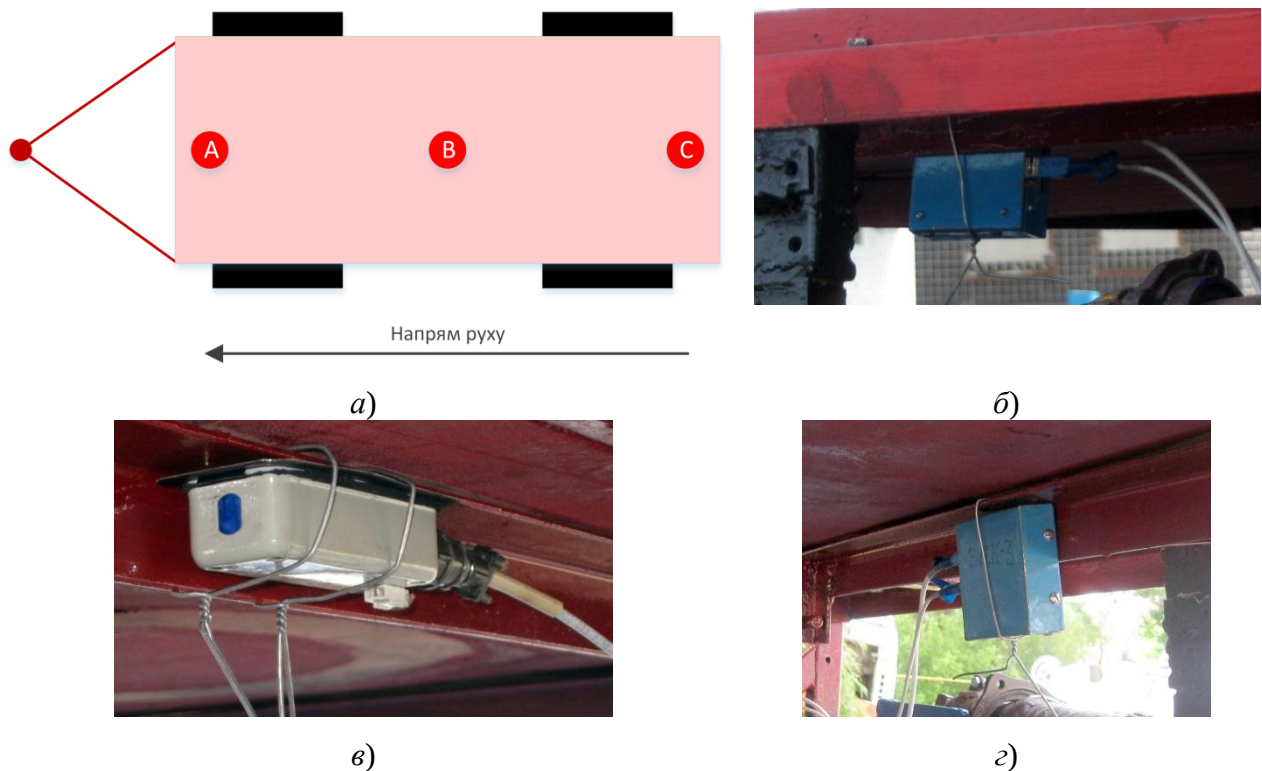


Рисунок 4.4 – Місця встановлення датчиків віброприскорень:
 а) – загальна схема; б) – датчик у точці А;
 в) – датчик у точці В; г) – датчик у точці С

Слід зазначити, що вібровимірювальний комплекс «Ультра-В-І» має у своєму складі тільки два сенсори, проте вимірювання вібрацій необхідно провести в трьох точках (А, В, С). Для дослідження вібрацій у цих точках проводилось за таким принципом: спочатку датчики встановлювались в точки А, В, потім проводились вимірювання. Наступним кроком датчик переставлявся з точки В у точку С і вимірювання повторювались.

При проведенні та обробленні результатів вимірювань вібрацій приймалася гіпотеза, що віброприскорення в часі являють собою випадковий стаціонарний процес, для якого виконується гіпотеза про ергодичність. Тобто визначення ймовірнісних характеристик такого процесу може бути проведено не тільки шляхом багатократного його повторення, а й через аналіз однієї достатньо довгої реалізації цього процесу.

Для забезпечення ергодичності досліджуваного процесу вимірювання проводились на прямій ділянці дороги (100 м) з відповідним типом дорожнього покриття. Час вимірювання залежав від швидкості руху транспортного засобу, з огляду на те, що пряма ділянка була обмеженої довжини. Таким чином, час одного вимірювання залежить від швидкості руху і складав від 10 до 40 секунд, що, з огляду на високі частоти власних коливань транспортного засобу, забезпечувало достатню кількість вихідних даних.

4.3 Методи оброблення результатів вимірювання

При аналізі випадкових процесів однією з головних його характеристик є автокореляційна функція. Її визначення дозволяє виявити приховані залежності у випадковому процесі. Нехай вібрація задається сигналом віброприскорень $a(t)$, тоді автокореляційна функція $K(\tau)$ цього процесу може бути визначена таким чином

$$K(\tau) = \int_{-\infty}^{\infty} a(t)a(t - \tau)dt . \quad (4.1)$$

Однак при вимірюваннях реальний випадковий процес представляється як послідовність дискретних значень віброприскорень, тобто континуальна функція замінюється дискретною послідовністю $a_k = a(t_k)$. Для цього випадку її автокореляційна функція матиме вигляд

$$K_j = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N a_k a_{k+j}. \quad (4.2)$$

Окрім визначення автокореляційної функції важливою характеристикою випадкових процесів є частотний склад. Для цього в цифровому обробленні сигналів широко використовується спектральна щільність сигналу, яка являє собою Фур'є перетворення його автокореляційної функції та показує розподіл дисперсії амплітуд гармонік із яких складається даний випадковий процес.

Проведемо визначення спектра сигналу на прикладі функції $a(t)$. Із математики відомо, що будь яка періодична функція може бути подана у вигляді суперпозиції тригонометричних функцій – ряду Фур'є. Нехай функція $a(t)$ періодично змінюється у часі із періодом T . Тоді спектром цього сигналу є набір амплітуд b_n та c_n , що однозначно відповідають гармонікам із частотами ω_n :

$$a(t) = \sum_{n=0}^{\infty} b_n \cos(\omega_n t) + c_n \sin(\omega_n t), \quad (4.3)$$

або у комплексній формі

$$a(t) = \sum_{n=0}^{\infty} s_n \exp(i\omega_n t), \quad (4.4)$$

де s_n – комплексна амплітуда;

$i = \sqrt{-1}$ – уявна одиниця;

ω_n – частоти, які утворюють дискретний ряд значень, що визначаються за такою формулою

$$\omega_n = \frac{2\pi n}{T}. \quad (4.5)$$

Коефіцієнти ряду (4.4) утворюють вектор, що є спектром функції $a(t)$ та можуть бути визначені за формулою (4.6), яка ставить у відповідність до неперервної функції, що визначена на часовому проміжку, дискретний спектр, який визначений у частотній множині

$$s_n = \frac{1}{T} \int_0^T a(t) \exp(-i\omega_n t) dt, \forall n. \quad (4.6)$$

У практиці аналітичний вигляд функції $a(t)$ є невідомим, а в результаті вимірювань спостерігається дискретний набір значень функції у часі t . Тобто під час натурних випробувань можна отримати масив значень, що є дискретною послідовністю $a_k = a(t_k)$. Нехай для найменшого значення періоду T дискретизація сигналу є достатня аби на кожному періоді T було щонайменше N зареєстрованих значень сигналу. Тобто $t_k = \frac{k}{N}T$, де N – додатнє число, яке являє собою розмірність масиву записаних дискретних значень сигналу, а індекс k – лічильник у масиві і є цілим додатнім числом, що змінюється в межах $k \in (0, 1, 2, \dots, N-1)$. Для кожного значення масиву є коректним спектральне перетворення Фур'є (4.4), отже:

$$\begin{aligned} a_k &= \sum_{n=1}^{\infty} s_n \exp(i\omega_n t_k) = \sum_{n=1}^{\infty} s_n \exp\left(i\omega_n \frac{k}{N}T\right) = \sum_{n=1}^{\infty} s_n \exp\left(i\omega_n \frac{k}{N}T\right), \\ a_k &= \sum_{n=1}^{\infty} s_n \exp\left(i \frac{2\pi}{T} n \frac{k}{N}T\right) = \sum_{n=1}^{\infty} s_n \exp\left(i \frac{2\pi}{N} kn\right). \end{aligned} \quad (4.7)$$

Введемо нові індекси l та m , що є цілими числами та пов'язані із вже існуючим індексом n виразом

$$n = l + mN. \quad (4.8)$$

За такого виразу взаємно однозначна зміна індексу n з усього ряду цілих чисел буде відбуватись за умови якщо індекс l буде менше за число N . Дійсно, оскільки $|mN| \geq N$ для будь-якого цілого числа m , то за умов (4.9) справедливим є вираз (4.8):

$$m \in (0, 1, 2, \dots) \quad \text{та} \quad l \in (0, 1, \dots, N-1), \quad (4.9)$$

$$n \in (0, 1, 2, \dots). \quad (4.10)$$

При цьому зміною індексів l та m можна з усіх їх можливих значень визначити будь-яке значення індексу n з усіх можливих цілих чисел.

Зробимо взаємно однозначну заміну індексу n на індекси l та m у ряді (4.7), який пов'язує дискретні значенні сигналу із спектром s_n :

$$a_k = \sum_{n=1}^{\infty} s_n \exp \left[i \cdot \frac{2\pi}{N} nk \right] = \sum_{l=0}^{N-1} \sum_{m=0}^{\infty} s_{l+mN} \exp \left[i \cdot \frac{2\pi}{N} (l + mN)k \right]. \quad (4.11)$$

Далі розглянемо тотожність

$$\exp(i \cdot 2\pi \cdot lm) = \cos(2\pi \cdot lm) + i \cdot \sin(2\pi \cdot lm) \equiv 1, \quad (4.12)$$

яка є справедливою для будь-яких цілих чисел l та m . У такому разі можна виписати наступний вираз

$$\exp \left(i \frac{2\pi}{N} kl \right) = \exp \left(i \frac{2\pi}{N} kl \right) \cdot \exp(i \cdot 2\pi \cdot lm) = \exp \left[i \cdot \frac{2\pi}{N} k(l + mN) \right],$$

$$\exp\left[i \cdot \frac{2\pi}{N}(l + mN)k\right] = \exp\left(i \frac{2\pi}{N}kl\right), \quad (4.13)$$

який є справедливим для будь-яких цілих чисел m , n та l . Тоді ряд (4.11) може бути переписаний у формі

$$a_k = \sum_{l=0}^{N-1} \sum_{m=0}^{\infty} s_{l+mN} \exp\left[i \cdot \frac{2\pi}{N}(l + mN)k\right] = \sum_{l=0}^{N-1} \left(\sum_{m=0}^{\infty} s_{l+mN} \right) \exp\left[i \cdot \frac{2\pi}{N}lk\right]. \quad (4.14)$$

Увівши позначення C_l

$$C_l = \sum_{m=0}^{\infty} s_{l+mN}, \quad (4.15)$$

отримуємо зворотне дискретне перетворення Фур'є

$$a_k = a(t_k) = \sum_{l=0}^{N-1} C_l \exp\left[i \cdot \frac{2\pi}{N}lk\right], \quad (4.16)$$

яке пов'язує дискретний спектр C_l із дискретними значеннями сигналу $a_k = a(t_k)$ та дозволяє за відомим дискретним спектром відтворити сигнал.

Для аналізу частотного складу сигналів у цій роботі необхідно проводити не зворотне перетворення Фур'є, а пряме, тобто, маючи дискретні значення сигналу, визначити його спектр. Для отримання такого перетворення розглянемо скалярне множення вектора $\{a\}$, що складений з дискретних значень сигналу $a_k = a(t_k)$ та вектора φ , що сформований із комплексних експонент, які є оберненими доданками у ряді (4.16):

$$\varphi_k = \exp\left[-i \cdot \frac{2\pi}{N}lk\right], \quad (4.17)$$

$$(\{a\}, \{\varphi\}) = \sum_{k=0}^{N-1} a_k \cdot \exp \left[-i \cdot \frac{2\pi}{N} nk \right]. \quad (4.18)$$

Підставимо у вираз (4.18) ряд (4.16):

$$(\{a\}, \{\varphi\}) = \sum_{k=0}^{N-1} \left(\sum_{l=0}^{N-1} C_l \exp \left[i \cdot \frac{2\pi}{N} l \cdot k \right] \right) \cdot \exp \left[-i \cdot \frac{2\pi}{N} nk \right], \quad (4.19)$$

$$(\{a\}, \{\varphi\}) = \sum_{k=0}^{N-1} \sum_{l=0}^{N-1} C_l \exp \left[i \cdot \frac{2\pi}{N} (l - n) \cdot k \right]. \quad (4.20)$$

Уведемо позначення

$$q_{nl} = \exp \left[i \cdot \frac{2\pi}{N} (l - n) \right], \quad (4.21)$$

тоді

$$(\{a\}, \{\varphi\}) = \sum_{l=0}^{N-1} \left(\sum_{k=0}^{N-1} C_l q_{nl}^k \right) = \sum_{l=0}^{N-1} C_l \left(\sum_{k=0}^{N-1} q_{nl}^k \right) = \sum_{l=0}^{N-1} C_l (S_{nl}). \quad (4.22)$$

Сума, яка взята у дужки, це сума елементів геометричної прогресії із знаменником q_{nl} , яка може бути знайдена за відомою формулою

$$S_{nl} = \sum_{k=0}^{N-1} q_{nl}^k = \frac{(q_{nl})^N - 1}{q_{nl} - 1} = \frac{\exp[i \cdot 2\pi \cdot (l - n)] - 1}{\exp \left[i \cdot \frac{2\pi}{N} (l - n) \right] - 1}. \quad (4.23)$$

У зв'язку з тим, що l та n є цілі числа, то їх різниця є завжди цілим числом, тому враховуючи (4.12) чисельник у виразі (4.23) є завжди 0. Якщо l та n рівні, то знаменник так само є рівним нулю, отже виникає невизначеність типу 0/0.

$$S_{nl} = \begin{cases} 0, n \neq l \\ \left\| \frac{0}{0} \right\|, n = l. \end{cases} \quad (4.24)$$

З іншого боку S_{nl} , може бути розрахована не тільки за формулою суми членів геометричної прогресії, а і безпосередньо за виразом (4.22), що для випадку рівності n та l

$$S_{nl} = \sum_{k=0}^{N-1} q_{nl}^k = \sum_{k=0}^{N-1} \exp \left[i \cdot \frac{2\pi}{N} (l - n) \cdot k \right] = \sum_{k=0}^{N-1} 1^k = N, \quad n = l. \quad (4.25)$$

Отже вираз (4.24) з урахуванням (4.25)

$$S_{nl} = \begin{cases} 0, n \neq l \\ N, n = l \end{cases} = N \cdot \delta_{nl}, \quad (4.26)$$

де δ_{nl} – символ Кронекера.

З урахуванням отриманого виразу для S_{nl} знаходимо скалярний добуток векторів $\{a\}$ та $\{\varphi\}$

$$(\{a\}, \{\varphi\}) = \sum_{l=0}^{N-1} C_l (S_{nl}) = \sum_{l=0}^{N-1} C_l N \delta_{nl} = C_n N. \quad (4.27)$$

Таким чином, знайдено вираз, який визначає вектор дискретного комплексного спектра сигналу $a(t)$ через його дискретні значення у часі

$$C_n = \frac{1}{N} (\{a\}, \{\varphi\}) = \frac{1}{N} \sum_{k=0}^{N-1} a_k \cdot \exp \left[-i \cdot \frac{2\pi}{N} nk \right]. \quad (4.28)$$

Отриманий вираз (4.28) є прямим дискретним перетворенням Фур'є, який разом із (4.16) утворюють пару взаємно однозначних дискретних перетворень Фур'є (ДПФ).

Спектральна щільність сигналу, що описує розподіл енергії коливань між його гармоніками, визначається як Фур'є – перетворення автокорреляційної функції. Таким чином, підставляючи у (4.28) замість a_k значення K_k , отримаємо

$$s_n = \frac{1}{N} \sum_{k=0}^{N-1} K_k \cdot \exp \left[-i \cdot \frac{2\pi}{N} nk \right]. \quad (4.29)$$

Також для кількісного аналізу стаціонарних випадкових процесів широко використовується середнє квадратичне значення (СКЗ) (4.30). Ця величина показує середнє відхилення від математичного відхилення і є робастною величиною, тобто є не чутливою до викидів випадкового процесу

$$\text{СКЗ}\{a\} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=0}^N a_i^2}. \quad (4.30)$$

Окрім класичних показників рівнів вібрацій у сучасній практиці проектування ТЗ при визначенні плавності ходу вважається за необхідність враховувати і значення частот, на яких відбувається вібрація. Використовують чотири різних стандарти для об'єктивної оцінки плавності ходу ТЗ: стандарт ISO 2631, який використовується в Європі; BS 6841 – у Великій Британії; VDI 2057 – Німеччина та Австрія; а ААР – 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 або вантаж під час транспортування. 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, а для оцінки параметру плавності ходу використовується еквівалентне середнє квадратичне значення (СКЗекв) віброприскорень

$$\text{СКЗекв}\{a\} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=0}^N a_i^2 \varphi(f_i)}. \quad (4.31)$$

Введення такого параметру оцінки плавності ходу пов'язане з тим, що різні частоти мають різний вплив на вантаж, найбільш небезпечними є коливання за частотами у діапазоні 4 – 8 Гц. Для врахування цього вводиться функція $\varphi(f)$, що відображає небезпечний вплив частот коливань (рис. 4.5) на вантаж [37, 61].

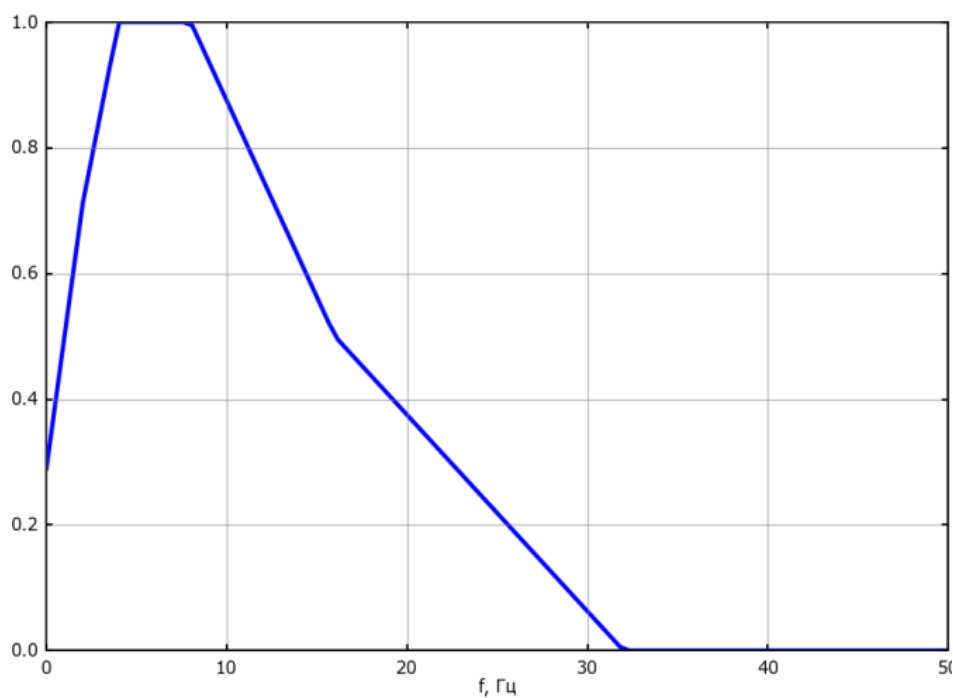


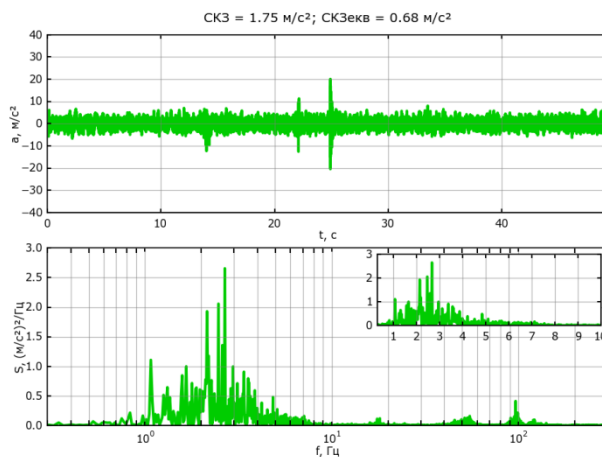
Рисунок 4.5 – Графік функції $\varphi(f)$, згідно [37] та [61]

4.4 Дослідження плавності ходу дослідного зразка спеціалізованого транспортного засобу під час руху по дорозі із твердим якісним покриттям

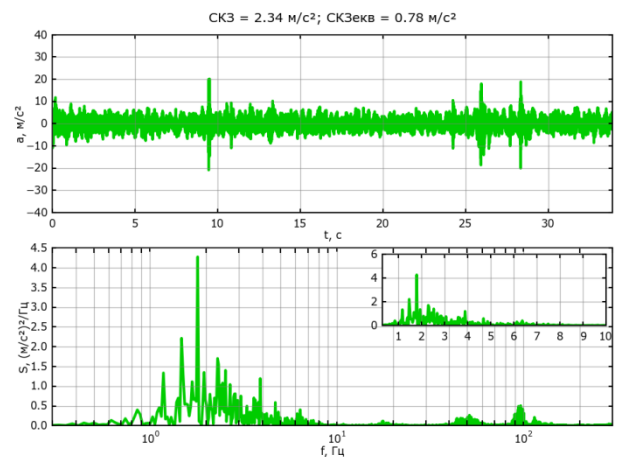
Відповідно до методики проведення експериментальних досліджень було досліджено закономірності формування вібраційних ознак у різних точках ТЗ, під час його руху по дорогах із різними типами нерівностей. Першими

випробування проводились на конструкції, що оснащена запропонованою дворівневою нелінійною системою підресорювання під час руху ТЗ по дорозі із асфальтовим покриттям високої якості. На рис. 4.6 наведено зареєстровані сигнали віброприскорень у вертикальному напрямі в точці «А» конструкції на різних фіксованих швидкостях руху ТЗ та їх спектральні щільності. Спектральні щільності наведені на рис. 4.6 в логарифмічній шкалі по осі частот.

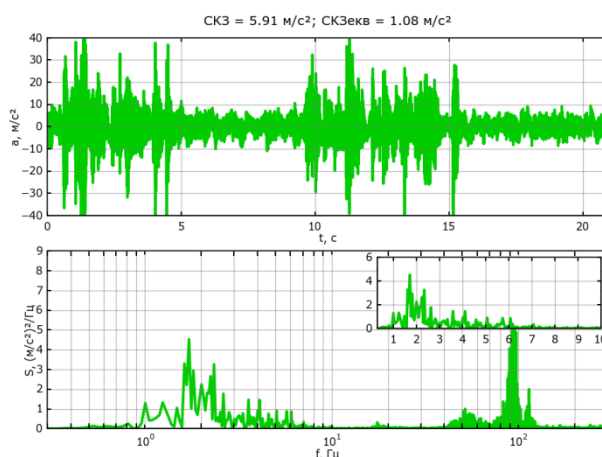
На рис. 4.6, в показано залежність СКЗ віброприскорень ТЗ в точці «А» залежно від швидкості його руху. Можна бачити, що отримана залежність вказує на суттєве збільшення рівнів вібрацій із ростом швидкості руху, яке має нелінійний параболічний характер.



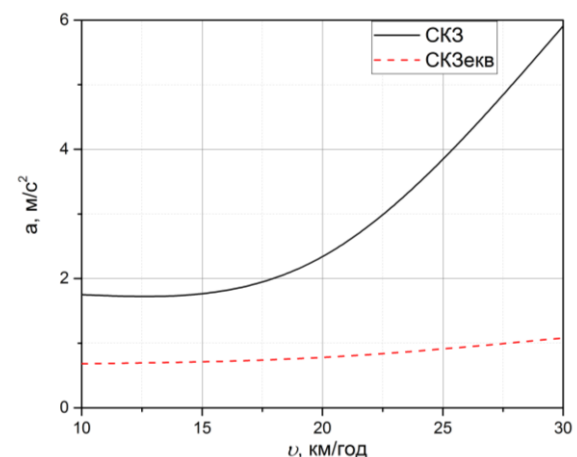
а) $v = 10$ км/год



б) $v = 20$ км/год



в) $v = 30$ км/год



г) СКЗ в залежності від швидкості руху ТЗ

Рисунок 4.6 – Віброприскорення у вертикальному напрямі в точці «А» ТЗ із системою нелінійного підресорювання під час руху по асфальтовому покритті та їх спектральна щільність

Аналіз спектрального складу зазначених вібрацій показує те що в спектрах віброприскорень переважають низькі частоти в діапазоні до 5 Гц. Лише в спектрі віброприскорень що спостерігаються під час руху на швидкості 30 км/год проявляються високі частоти близько 100 Гц.

Схожа поведінка спостерігається при вібраціях у точці «В» конструкції. На рис. 4.7 представлені відповідні записи сигналів по віброприскоренням у вертикальному напрямі.

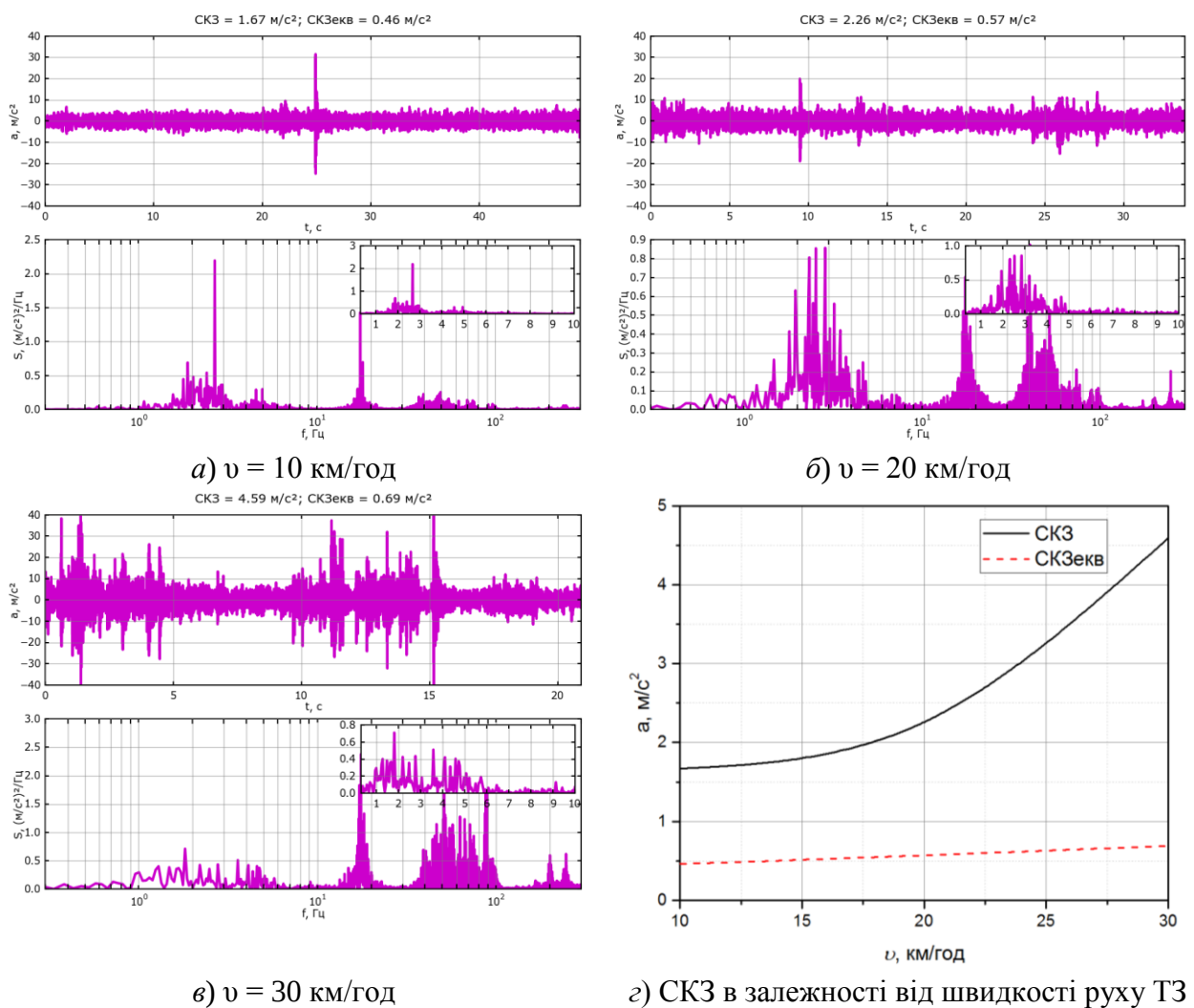


Рисунок 4.7 – Віброприскорення у вертикальному напрямі в точці «В» ТЗ із системою нелінійного підресорювання під час руху по асфальтовому покритті та їх спектральна щільність

Порівняння отриманих значень по рівням вібрацій вказує, що в точці «В» на всіх швидкостях руху ТЗ вібрації є нижчими по відношенню до вібрацій у точці «А». На малих швидкостях руху це зниження є незначними в межах 5 %, але воно постійно збільшується. Порівняння СКЗ віброприскорень у крайній точці «А» та в середині ТЗ (точка «В») показує, що крайня точка має більш ніж на 20 % більші амплітуди коливань. Нерівномірність амплітуд коливань для різних точок конструкції вказує на те що вантажна платформа ТЗ окрім вертикальних коливань відтворює, ще й кутові нахили відносно центру інерції.

Окремо слід відмітити, що центральна точка конструкції також реалізує вібрації із присутністю високочастотних складових, домінування яких істотно збільшується при збільшенні швидкості руху ТЗ. В спектрі віброприскорень в точці «В» проявляються додаткові у порівнянні до вібрацій в точці «А» частоти. Так, є гармоніки на 20 Гц та у діапазоні (50-100) Гц, які домінують по амплітудах.

Характеристики вібрації в точці «С» конструкції (протилежний край ТЗ) показані на рис. 4.8. Наведені дані демонструють на якісному рівні повторення характеру вібрацій в точці «А». Спектри вібрацій локалізовані на низьких частотах (до 5 Гц), проте зі збільшенням швидкості руху починають проявлятися вібрації із гармоніками на старших частотах в районі від 100 Гц до 110 Гц.

Кількісний аналіз наведених даних по СКЗ віброприскорень показує на те що вібрації на цьому краю є більшими, ніж у центральній точці, та меншими за рівень вібрацій в точці «А». При чому на швидкості руху в 10 км/год СКЗ віброприскорень в точці «С» є найменшими по конструкції, але зі збільшенням швидкості руху рівні вібрацій на цьому краю СТЗ збільшуються та переважають по амплітудах вібрації в точці «В» (центр конструкції).

Аналіз СКЗ у різних точках конструкції дозволяє оцінити просторову форму коливань, що супроводжують ТЗ під час руху на різних швидкостях. Для більш зручного аналізу СКЗ на різних швидкостях руху в різних точках конструкції показано у вигляді стовпчикової діаграми на рис. 4.9. Так, на швидкості 10 км/год найменші рівні вібрацій спостерігаються в точці «С», тобто відбуваються низькочастотні кутові коливання вантажної платформи навколо

задньої осі ТЗ. При збільшенні швидкості руху ситуація дещо змінюється та кутові коливання відбуваються навколо умовної осі, що розташована ближче до середини конструкції.

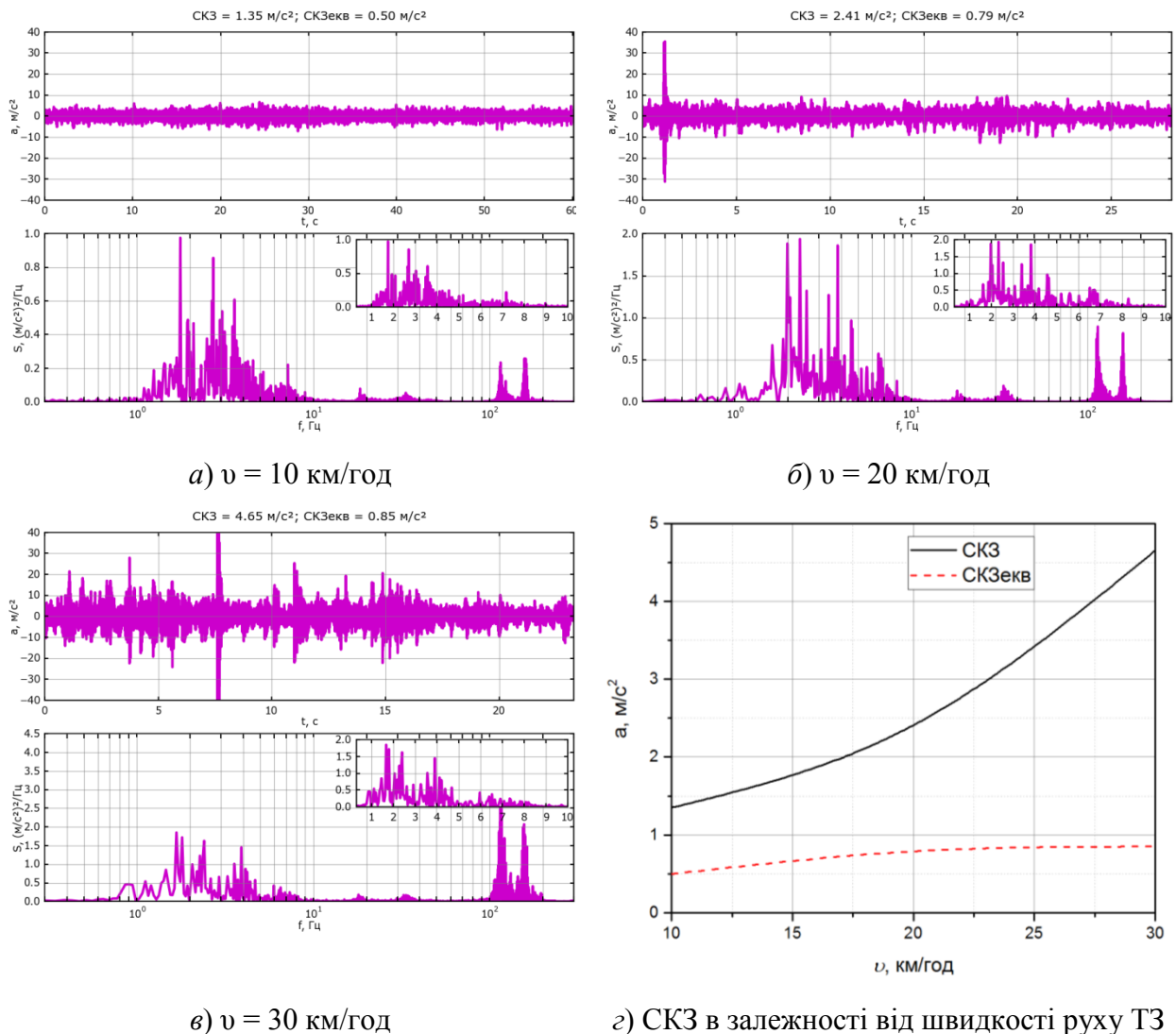


Рисунок 4.8 – Віброприскорення у вертикальному напрямі в точці «С» ТЗ із системою нелінійного підресорювання під час руху по асфальтовому покритті та їх спектральна щільність

Наступним етапом дорожніх випробувань було проведення вимірювань вібрацій СТЗ, в якому відключено другий рівень підресорювання. Технічно це було реалізовано шляхом жорсткого болтового з'єднання вантажної платформи до рами візка. Вимірювання проводилось у тих самих точках конструкції під час руху на швидкостях 10, 20 та 30 км/год.

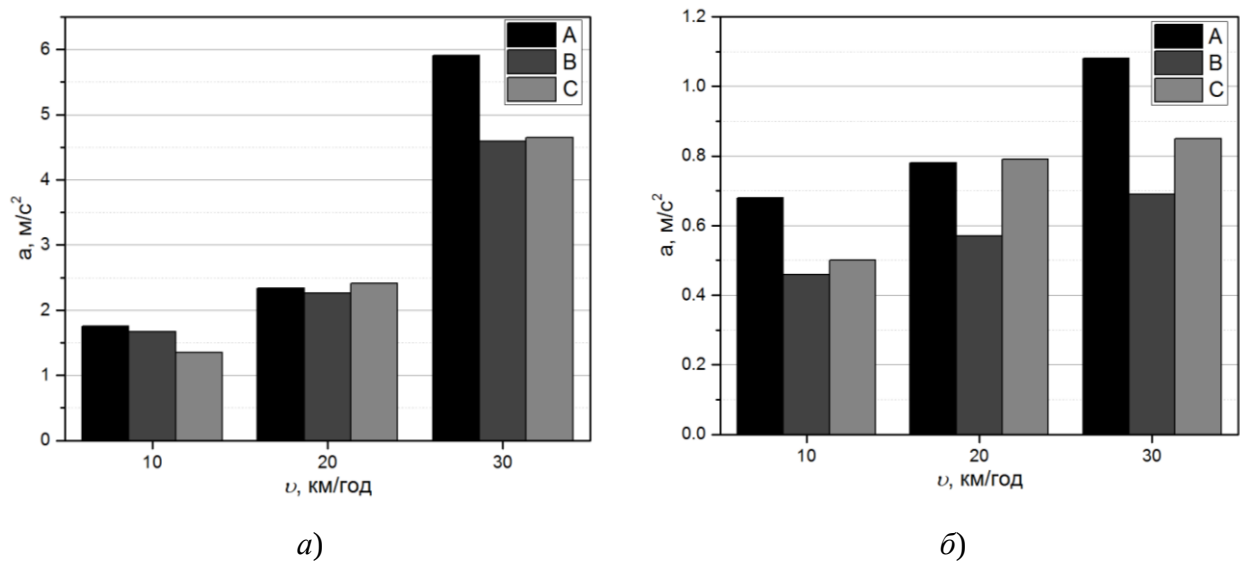


Рисунок 4.9 – Діаграма зміни СКЗ та СКЗекв віброприскорення у вертикальному напрямі в різних точках ТЗ, що має нелінійне підресорювання (рух на різних швидкостях по асфальтовому покриттю: а) за СКЗ; б) за СКЗекв)

На рис. 4.10 представлені результати вимірювань вертикальних коливань ТЗ без другого рівня підресорювання у крайній точці конструкції (точка «А»).

Порівняльний аналіз частотного складу вібрацій для ТЗ з та без другого рівня підресорювання показує на те що в системі без додаткової амортизації збільшується частоти вібрацій. У низько частотній області спектр віброприскорень змістився ближче до 10 Гц (в попередніх випробуваннях основні гармоніки мали частоти до 5 Гц), що вказує на суттєве погіршення характеристик плавності ходу ТЗ без другого рівня підресорювання. Кількісний аналіз зміни СКЗ віброприскорень на різних швидкостях руху СТЗ із вимкнутим другим рівнем підресорювання подано на рис. 4.10, з (пунктирною лінією наведено залежність СКЗ віброприскорень у тій самій точці для ТЗ із двома рівнями підресорювання). З наведених результатів можна бачити, що залежність СКЗ віброприскорень від швидкості руху ТЗ якісно є однаковою як для конструкцій з та без другого рівня підресорювання, але кількісний аналіз показує, що рівні віброприскорень в точці «А» конструкції в (1,75-1,8) рази менші для ТЗ із наявністю другого рівня нелінійного підресорювання ніж без нього.

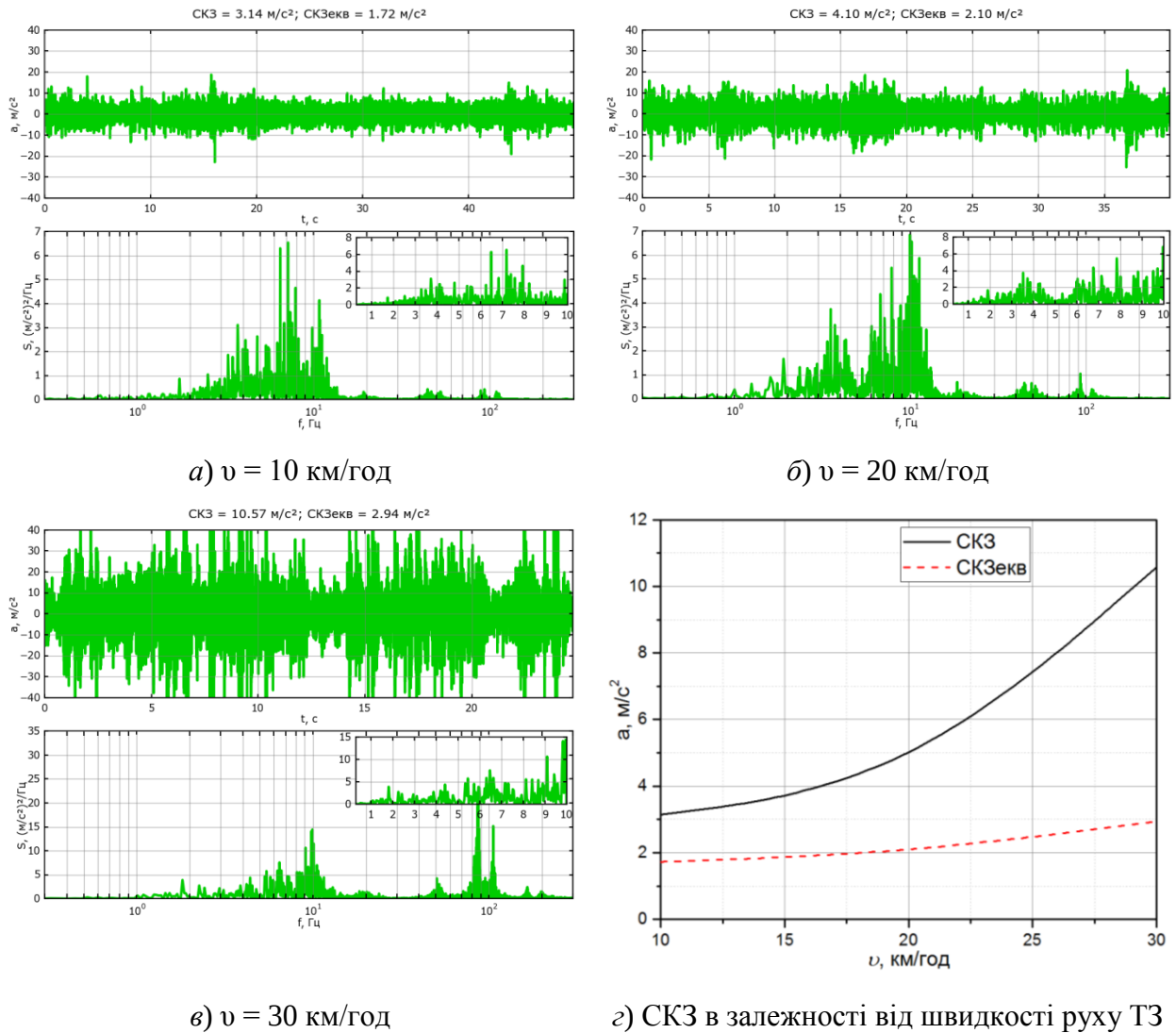


Рисунок 4.10 – Віброприскорення у вертикальному напрямі в точці «А» ТЗ класичного лінійного компонування під час руху по асфальтовому покритті та їх спектральна щільність

Аналогічні дослідження було проведено і для точок «В» та «С». Результати представлені на рис. 4.11 та рис. 4.12. В усіх випадках спостерігались зміщення низькочастотних складових із діапазону до 5 Гц в область від 5 до 10 Гц. Виникаючі високочастотні вібрації в точці «В» в районі 20 Гц та (50-100) Гц залишились не змінними. Те саме якісно повторюється і у вібраціях в точці «С». Низькочастотна частина спектру зміщується в бік збільшення частот, а високі частоти 100 Гц та 110 Гц залишаються не змінними. Вочевидь високочастотні складові є вібраціями, що пов'язані із деформацією елементів рами конструкції.

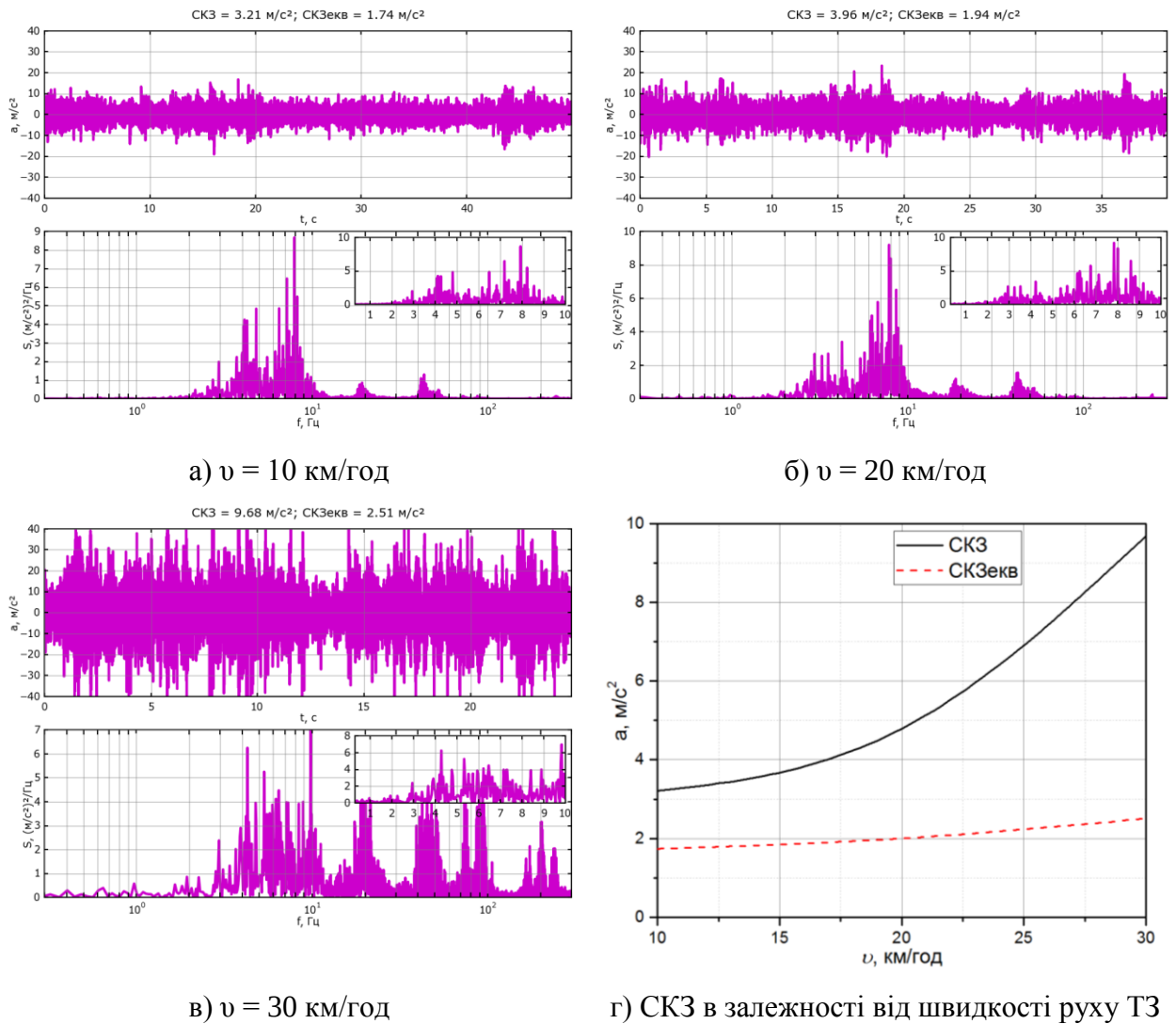


Рисунок 4.11 – Віброприскорення у вертикальному напрямі в точці «В» ТЗ класичного лінійного компонування під час руху по асфальтовому покритті та їх спектральна щільність

Слід підкреслити, що в конструкції без другого рівня підресорювання амплітуди гармонік віброприскорень із низькочастотного діапазону спектру вібрацій є значно більшими порівняно до випадку вібрацій ТЗ з двома рівнями підресорювання.

Кількісні залежності СКЗ віброприскорень у точках «В» та «С» від швидкості руху ТЗ показано на рис. 4.11, г та рис. 4.12, г. На рисунках пунктирними кривими наведено відповідні залежності СКЗ для ТЗ з двома рівнями підресорювання. Рівні вібрацій в точках «В» та «С» конструкції в (1,9 – 2,3) рази менші для ТЗ із наявністю другого рівня нелінійного підресорювання.

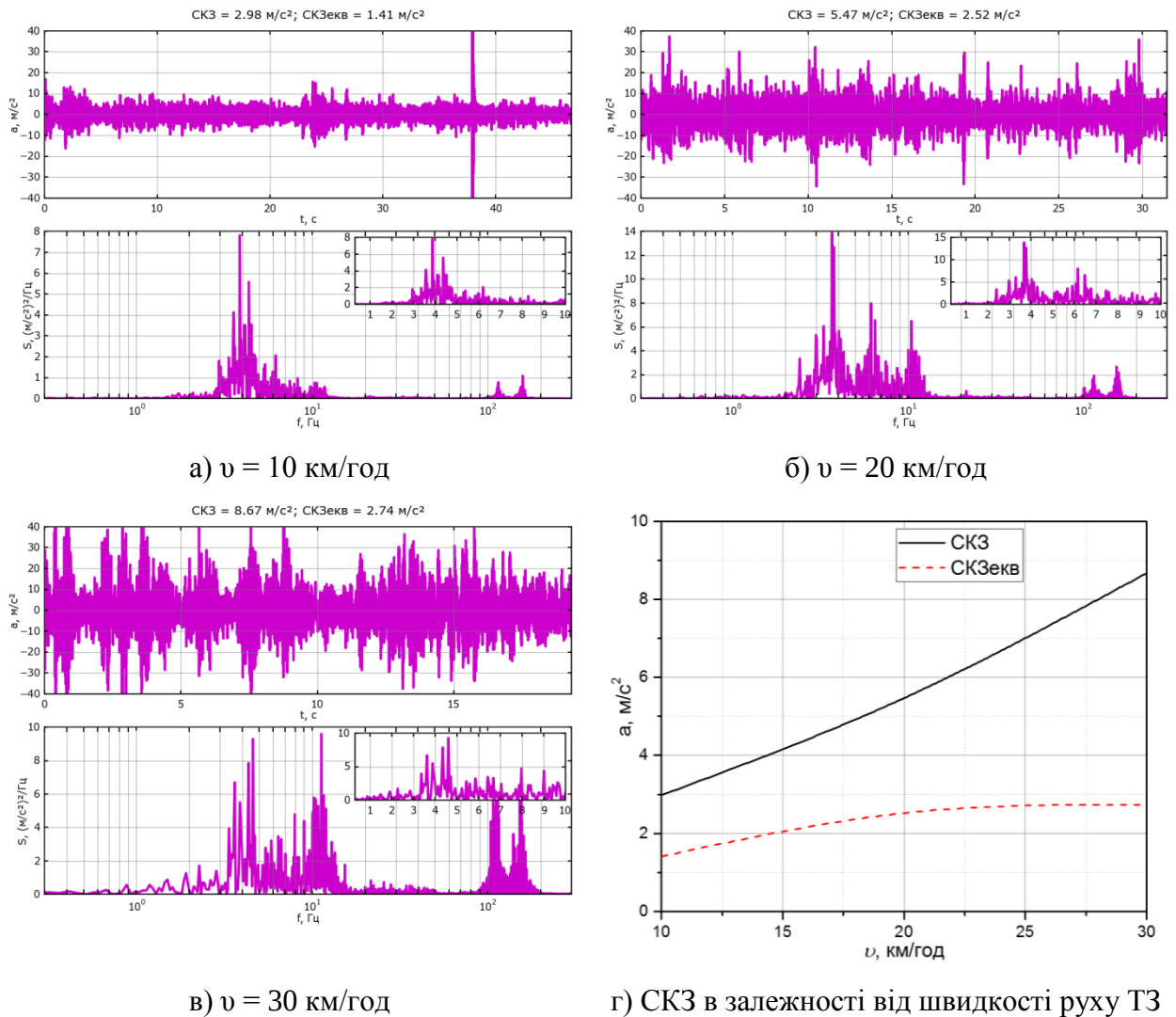


Рисунок 4.12 – Віброприскорення у вертикальному напрямі в точці «С» ТЗ класичного лінійного компонування під час руху по асфальтовому покритті та їх спектральна щільність

Для порівняння СКЗ віброприскорень по різних точкам конструкції на рис. 4.13 представлено відповідну зведену діаграму. Аналіз цієї діаграми дає уявлення, щодо просторової форми коливань ТЗ на різних швидкостях руху.

Можна стверджувати, що рівні вібрацій є близькими один до одного порізним точкам конструкції. Із збільшенням швидкості руху візка спостерігається невелике домінування вібрацій в точці «А», що вказує на виникнення певних кутових коливань конструкції.

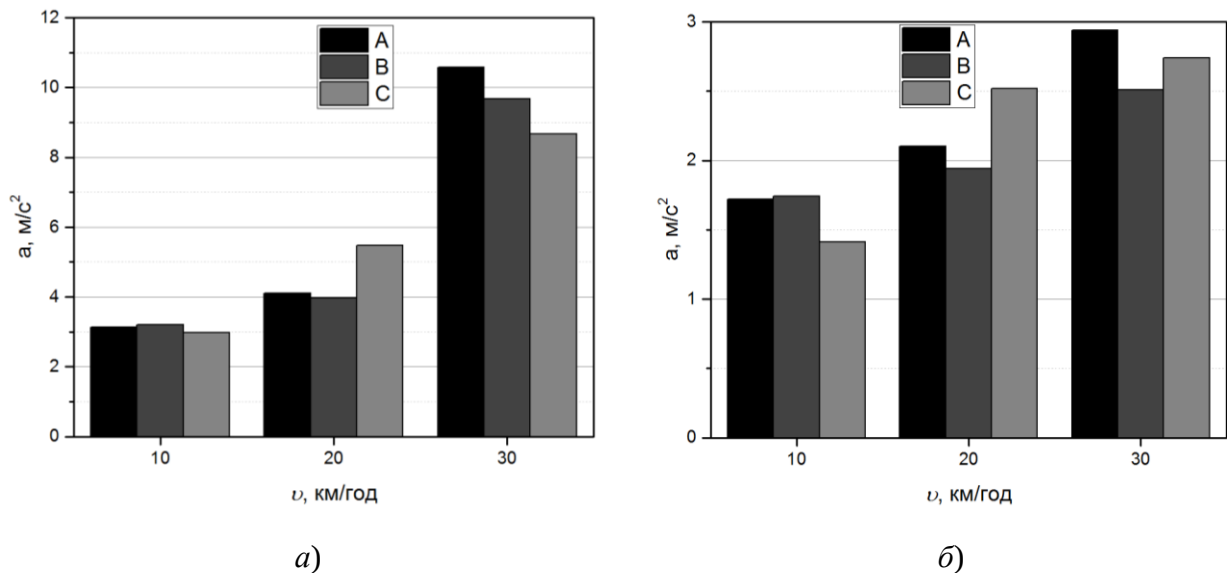


Рисунок 4.13 – Діаграма зміни СКЗ віброприскорення у вертикальному напрямі по різних точкам ТЗ, класичного лінійного компонування (рух на різних швидкостях по асфальтовому покриттю): а) за СКЗ; б) за СКЗекв

4.5 Дослідження плавності ходу дослідного зразка спеціалізованого транспортного засобу під час руху по дорозі із твердим зношеним покриттям

В рамках даної роботи експериментальні дослідження проводились і під час руху ТЗ по дорогах зі зношеним покриттям. Зрозуміло, що виконання поставлених задач для спецпідрозділів, які використовують ТЗ зазначеного призначення, відбувається переважно в умовах доріг поганої якості або взагалі в умовах бездоріжжя. Для експериментального аналізу ефективності використання запропонованої конструкції ТЗ із нелінійним дворівневим підресорюванням під час руху в окреслених умовах було проведено дорожні випробування щодо визначення вібрацій вантажної платформи ТЗ під час її руху по дорозі із покриттям з бруківки поганої якості (з ямами та вибоїнами) на різних швидкостях руху.

На рис. 4.14 та рис. 4.15 наведено результати вимірювання вертикальних віброприскорень в точках «А» та «С» під вантажною платформою для конструкції ТЗ із дворівневим нелінійним підресорюванням під час його руху на швидкостях 10 km/h та 20 km/h . Частотний склад вібрацій, що були зареєстровані збігається частотним спектром вібрацій ТЗ у тих самих точках під

час їх руху по дорозі із якісним покриттям. Так само реалізуються низькі гармоніки менші за 5 Гц та гармоніки із високими частотами від 90 Гц до 110 Гц.

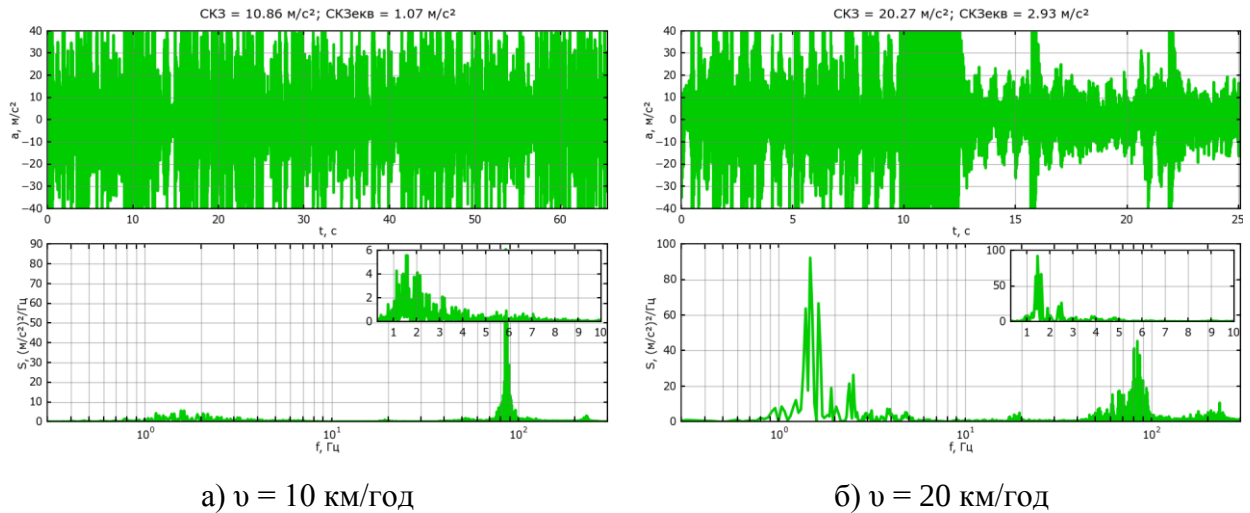


Рисунок 4.14 – Віброприскорення у вертикальному напрямі в точці «А» ТЗ із системою нелінійного підресорювання під час руху по дорозі зі зношеним покриттям (бруківка низької якості з ямами та вибоїнами) та їх спектральна щільність

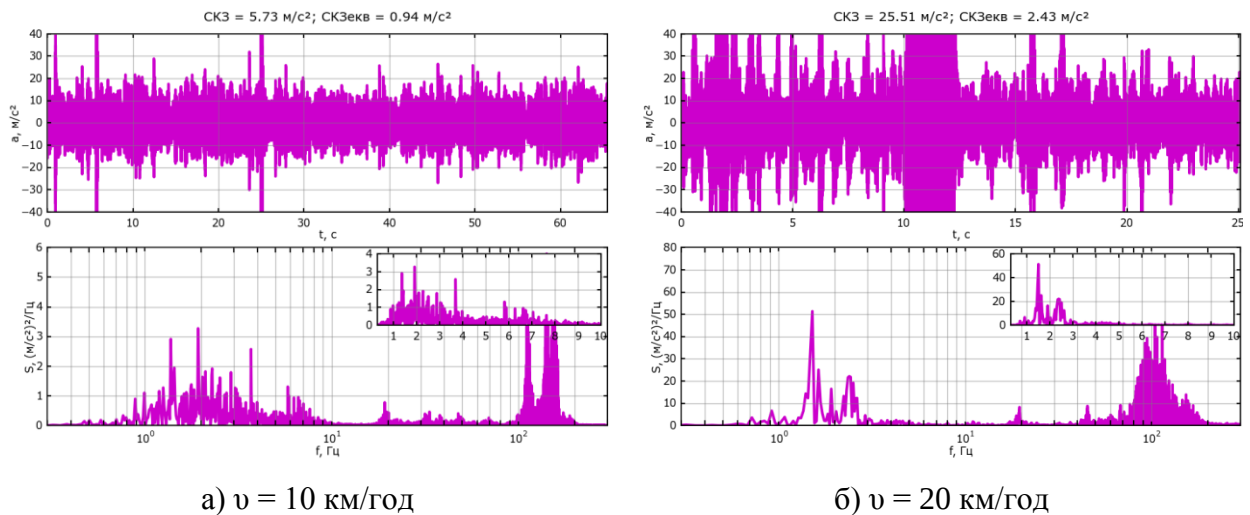


Рисунок 4.15 – Віброприскорення у вертикальному напрямі в точці «С» ТЗ із системою нелінійного підресорювання під час руху по дорозі зі зношеним покриттям (бруківка низької якості з ямами та вибоїнами) та їх спектральна щільність

Кількісний аналіз рівнів віброприскорень показує суттєве їх збільшення порівняно до вібрацій вантажної платформи під час руху СТЗ по дорозі із якісним асфальтним покриттям. Так, СКЗ віброприскорень в точці «А»

збільшилось у 6 та 8 разів відповідно для руху на швидкості 10 та 20 км/год. Аналогічний аналіз за рівнями віброприскорень в точці «С» показує, що вони так само збільшились відповідно у 4 та 10 разів.

Аналіз просторової форми коливань показує, що якісно тип просторової форми коливань зберігається: відбуваються вертикальні вібрації та кутові коливання вантажної платформи, тому що рівні вібрацій в точках «А» та «С» суттєво відрізняються. Разом із тим слід наголосити, що під час руху СТЗ по дорозі із поганим покриттям різниця у значеннях віброприскорень суттєво збільшилась – у абсолютних значеннях на 4,5 та 5 м/с² відповідно для швидкостей у 10 км/год та 20 км/год, а по відносних значеннях для випадку руху по дорозі із якісним покриттям віброприскорення в точці «А» були на 30% більші ніж в точці «С» під час руху на швидкості 10 км/год та на 3% менші на швидкості 20 км/год, водночас під час руху по дорозі зі зношеним покриттям віброприскорення в точці «А» стали більші на 90 % на швидкості 10 км/год та менші на 25 % під час руху на швидкості у 20 км/год.

Наступною частиною досліджень були випробування ТЗ в лінійному компонуванні під час її руху по дорозі зі зношеним покриттям. Результати вимірювань віброприскорень в точках «А» та «С» подані на рис. 4.16 та рис. 4.17.

Аналіз спектрального складу вібрацій демонструє, що введення нелінійного підресорювання другого рівня дає той самий якісний характер зміни, що спостерігався і під час руху по дорозі із якісним покриттям. Так, є низькочастотні гармоніки, які для конструкції ТЗ із дворівневим нелінійним підресорюванням були в межах до 5 Гц, а для варіанту конструкції з лінійним однорівневим підресорюванням ці гармоніки змістились у спектрі в бік збільшення частотного складу в районі 10 Гц. Високочастотні гармоніки демонструють інваріантну поведінку алежно від варіанта конструкції ТЗ так і від типу покриття, по якому рухається ТЗ.

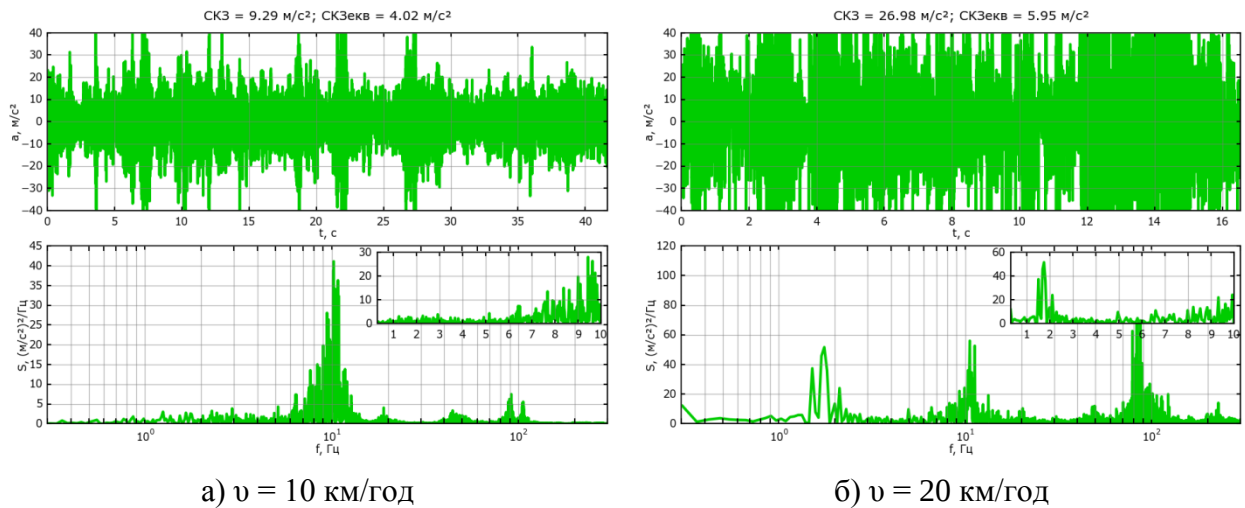


Рисунок 4.16 – Віброприскорення у вертикальному напрямі в точці «А» ТЗ класичного лінійного компонування під час руху по дорозі зі зношеним покриттям (бруківка низької якості з ямами та вибоїнами) та їх спектральна щільність

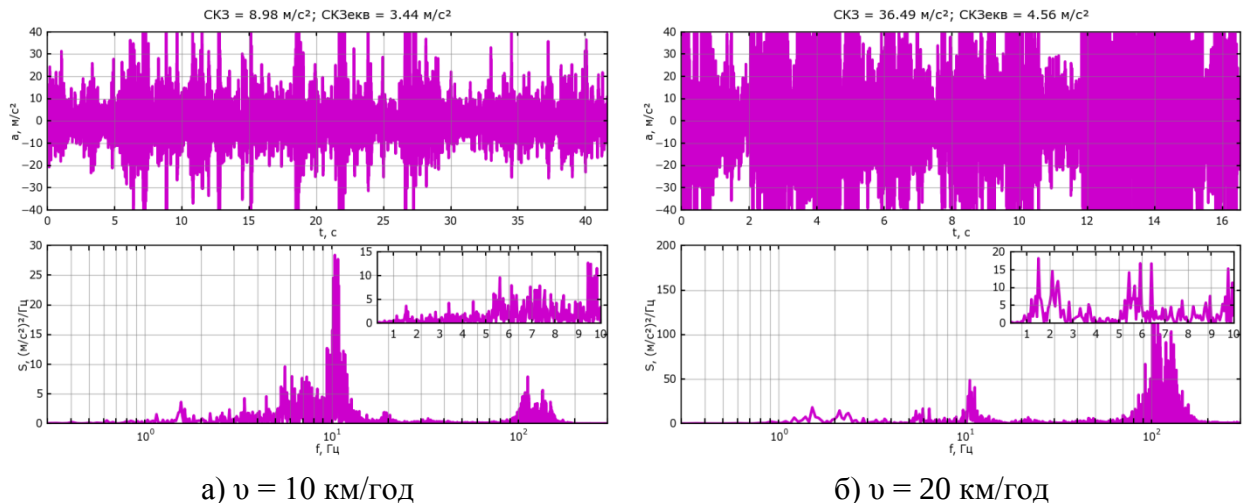


Рисунок 4.17 – Віброприскорення у вертикальному напрямі в точці «С» ТЗ класичного лінійного компонування під час руху по дорозі зі зношеним покриттям (бруківка низької якості з ямами та вибоїнами) та їх спектральна щільність

Кількісне порівняння рівнів вібрацій показує, що візок із лінійним однорівневим підресорюванням у порівнянні до варіанту із нелінійною системою в точці «А» має СКЗ віброприскорень навіть трошки менших рівнів під час руху СТЗ на швидкості 10 км/год, але вже під час руху із швидкістю 20 км/год СКЗ віброприскорень в цій точці на 30% більші. Якщо ж аналізувати вібрації в точці «С» то в системі із однорівневим підресорюванням спостерігається 60% підвищення СКЗ під час руху на швидкості 10 км/год та 40 % під час руху на 20 км/год порівняно з варіантом конструкції ТЗ із дворівневим підресорюванням.

4.6 Експериментальна оцінка впливу спущених шин на характеристики плавності ходу спеціалізованого транспортного засобу

При проведенні експериментальних досліджень ТЗ важливим етапом є проведення досліджень впливу параметрів системи на його вібраційні характеристики. У цій главі проводяться дослідження впливу частково спущених шин на характеристики плавності ходу ТЗ.

На рис. 4.18 та рис. 4.19 подано результати вимірювання вертикальних віброприскорень в точках «А» та «С» під вантажною платформою для конструкції ТЗ із дворівневим нелінійним підресорюванням при його русі на швидкостях 10 км/год, 20 км/год та 30 км/год по дорозі з асфальтовим покриттям.

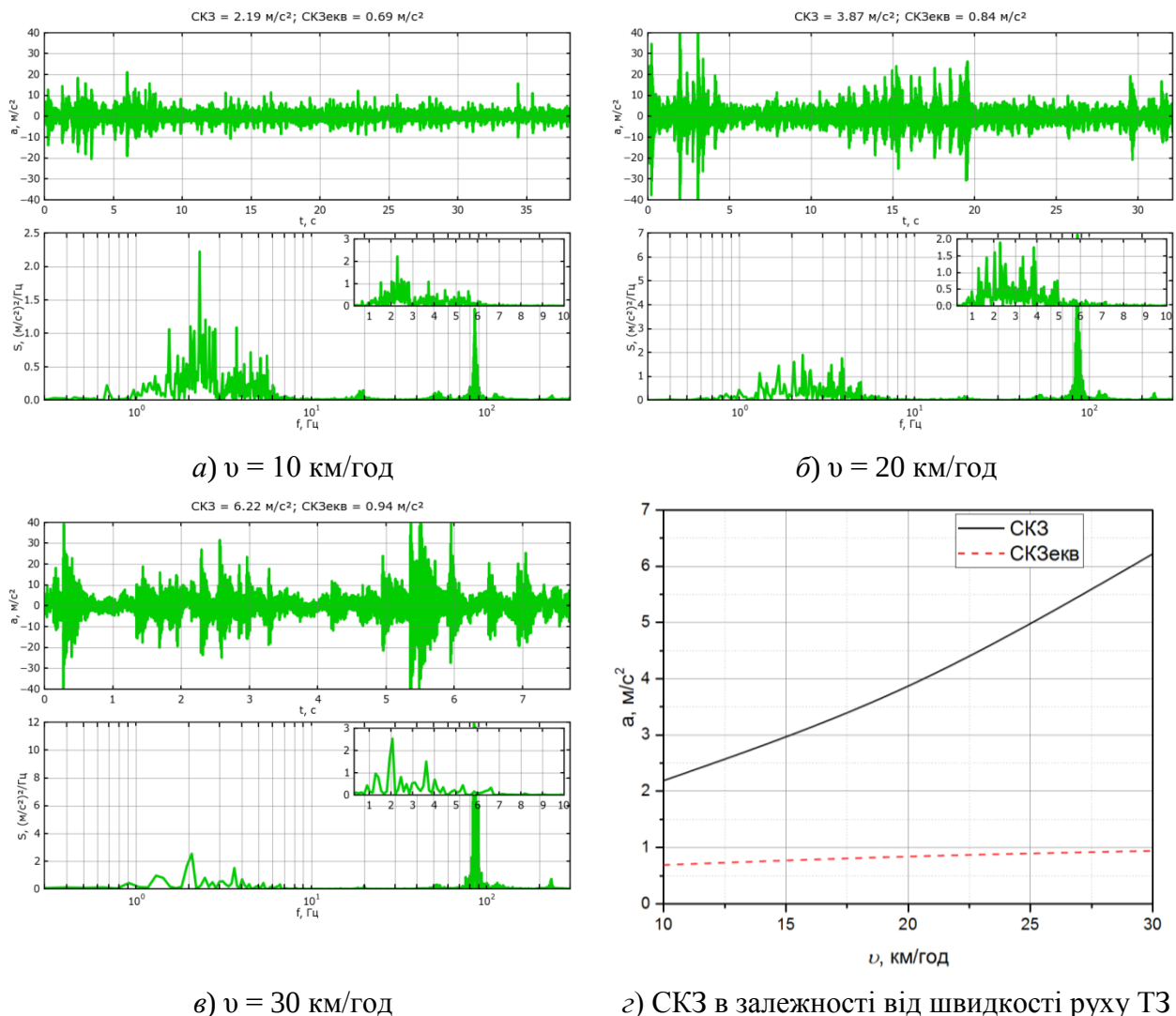


Рисунок 4.18 – Віброприскорення у вертикальному напрямі в точці «А» ТЗ із системою нелінійного підресорювання під час руху по асфальтовому покритті з частково спущеними шинами та їх спектральна щільність

Частотний склад вібрацій майже збігає з зареєстрованим під час руху з нормальним тиском у шинах. Проте під час руху зі частково спущеними шинами спостерігається більший на 20 % рівень вібрацій за СКЗ та СКЗекв.

Характеристики вібрації в точці «С» конструкції (протилежний край ТЗ) показані на рис. 4.19. Наведені дані демонструють на якісному рівні повторення характеру вібрацій в точці «А». Спектри вібрацій локалізовані на низьких частотах (до 5 Гц), проте зі збільшенням швидкості руху починають проявлятися вібрації із гармоніками на старших частотах в районі від 100 Гц до 110 Гц. Спостерігається підвищення рівня СКЗ та СКЗекв.

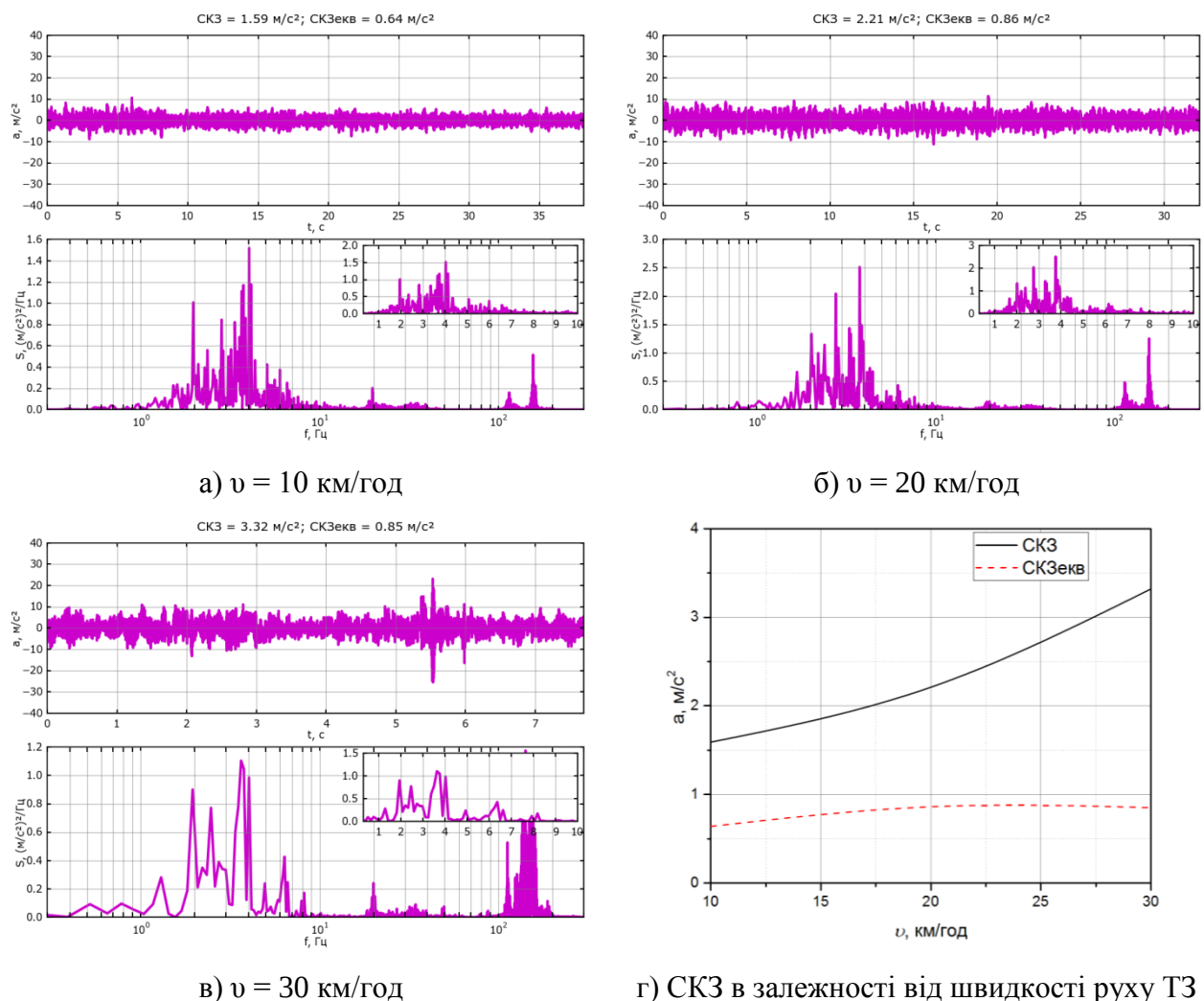


Рисунок 4.19 – Віброприскорення у вертикальному напрямі в точці «С» ТЗ із системою нелінійного підресорювання під час руху по асфальтовому покритті з частково спущеними шинами та їх спектральна щільність

Аналогічні випробування проводились під час руху по асфальтовому покритті у класичному лінійному компонуванні (рис. 4.20 та рис. 4.21). Частотний склад коливань платформи майже не змінився у порівнянні з випробуваннями з нормальним тиском у шинах.

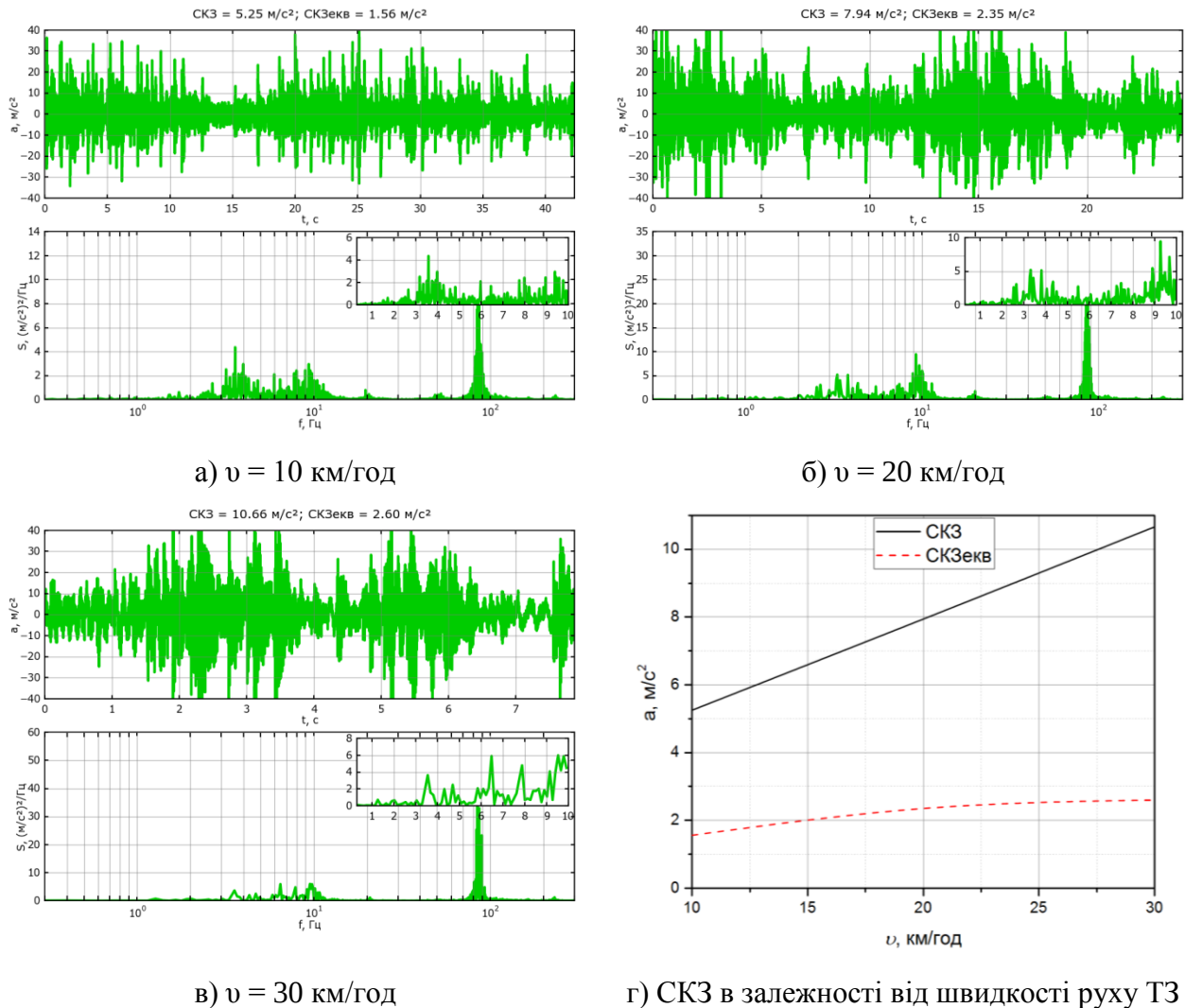


Рисунок 4.20 – Віброприскорення у вертикальному напрямі в точці «А» ТЗ класичного лінійного компонування під час руху по асфальтовому покритті з частково спущеними шинами та їх спектральна щільність

Також для порівняння були проведені відповідні випробування під час руху по бруківці зі зношеним покриттям (рис. 4.22 – 4.24) у класичній лінійній та нелінійній компоновці ТЗ. Результати випробувань зведені до таблиці 4.3 – 4.4.

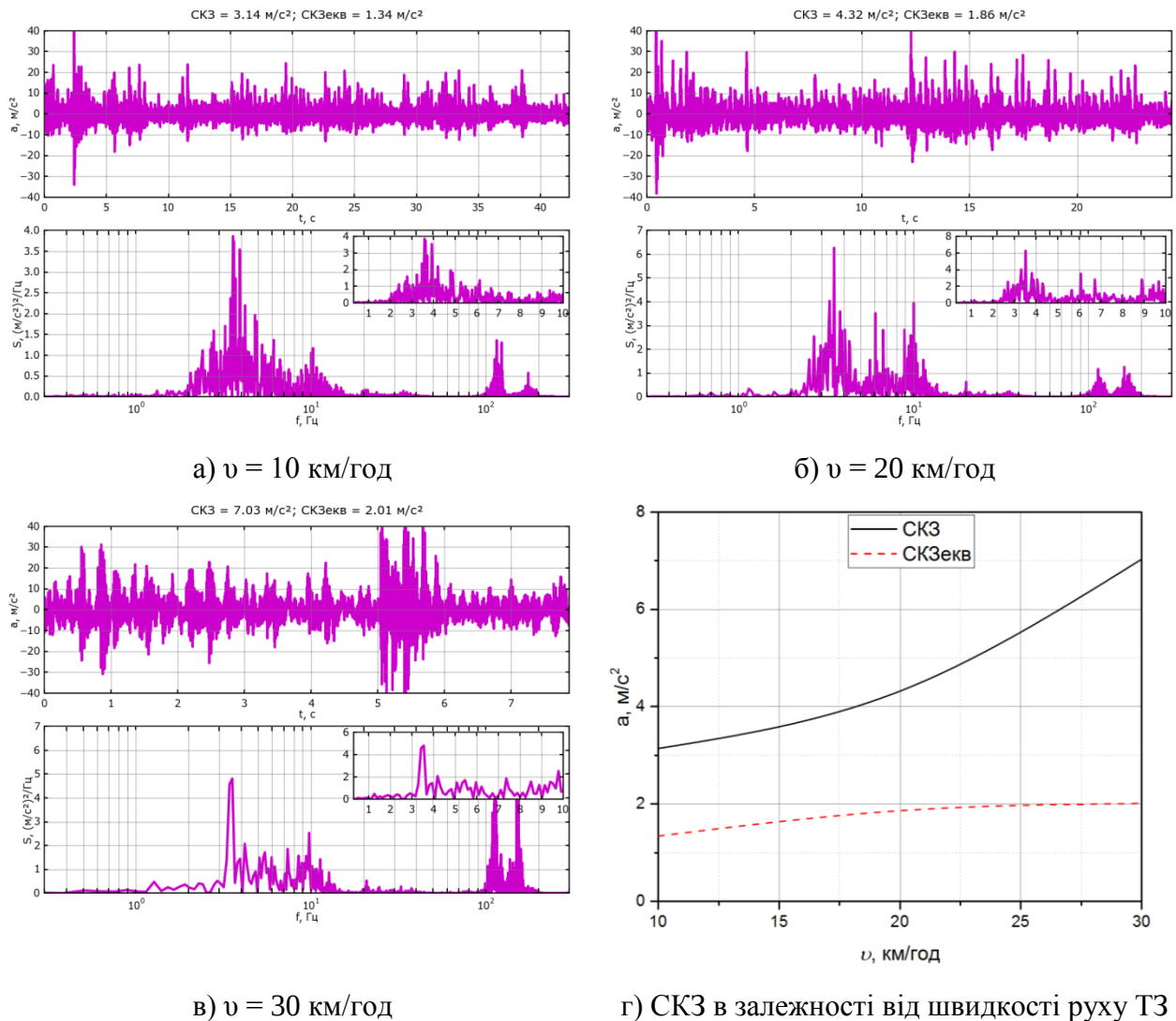


Рисунок 4.21 – Віброприскорення у вертикальному напрямі в точці «С» ТЗ класичного лінійного компонування під час руху по асфальтовому покритті з частково спущеними шинами та їх спектральна щільність

З порівняльного аналізу впливу використання спущених шин на вібраційний стан верхньої платформи видно, що під час руху по асфальтовому покритті вібраційні характеристики можуть дещо погіршуватись до 40%. Це пов'язано в першу чергу зі збільшенням демпфіруючої здатності шин, що погіршує віброізоляцію. Однак при випробуваннях на дорозі з покриттям низької якості (бруківка) спущені шини навпаки мають позитивний вплив на вібраційний стан ТЗ та знижують СКЗ вібрацій на 64 %, однак вплив на СКЗекв практично відсутній і не перевищує 5 %, що ставить під сумнів використання частково спущених шин у розглянутих конструкціях ТЗ.

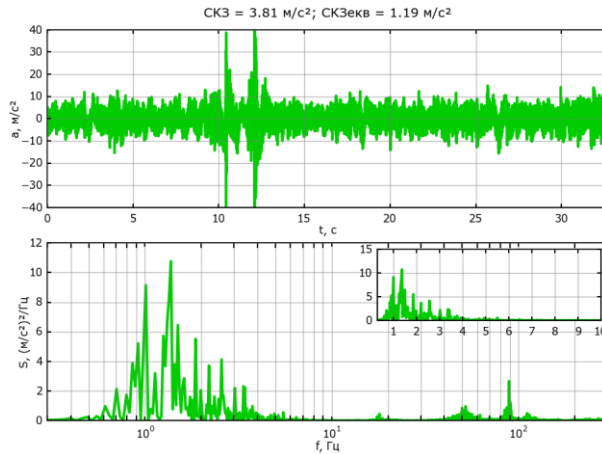
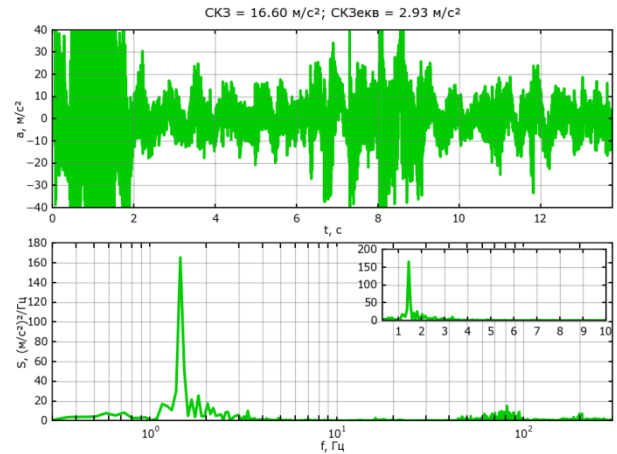
а) $v = 10$ км/годб) $v = 20$ км/год

Рисунок 4.22 – Віброприскорення у вертикальному напрямі в точці «А» ТЗ із системою нелінійного підресорювання під час руху по бруківці зі зношеним покриттям з частково спущеними шинами та їх спектральна щільність

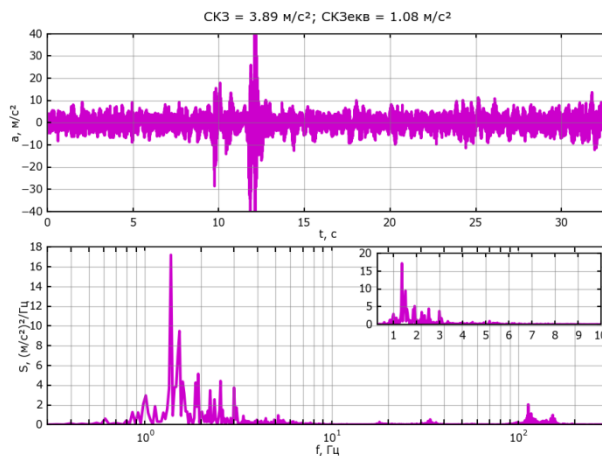
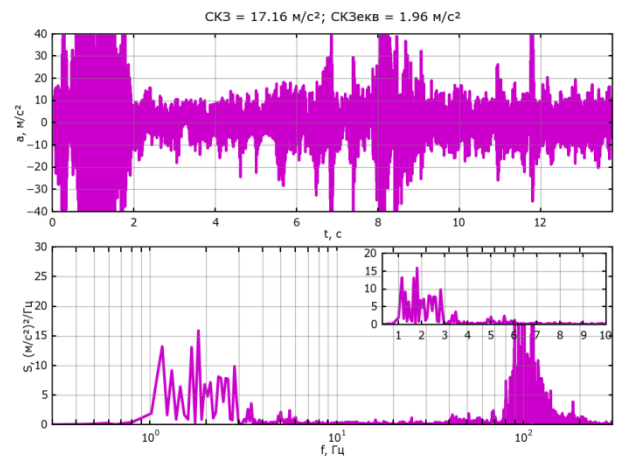
а) $v = 10$ км/годб) $v = 20$ км/год

Рисунок 4.23 – Віброприскорення у вертикальному напрямі в точці «С» ТЗ із системою нелінійного підресорювання під час руху по бруківці низької якості покритті з частково спущеними шинами та їх спектральна щільність

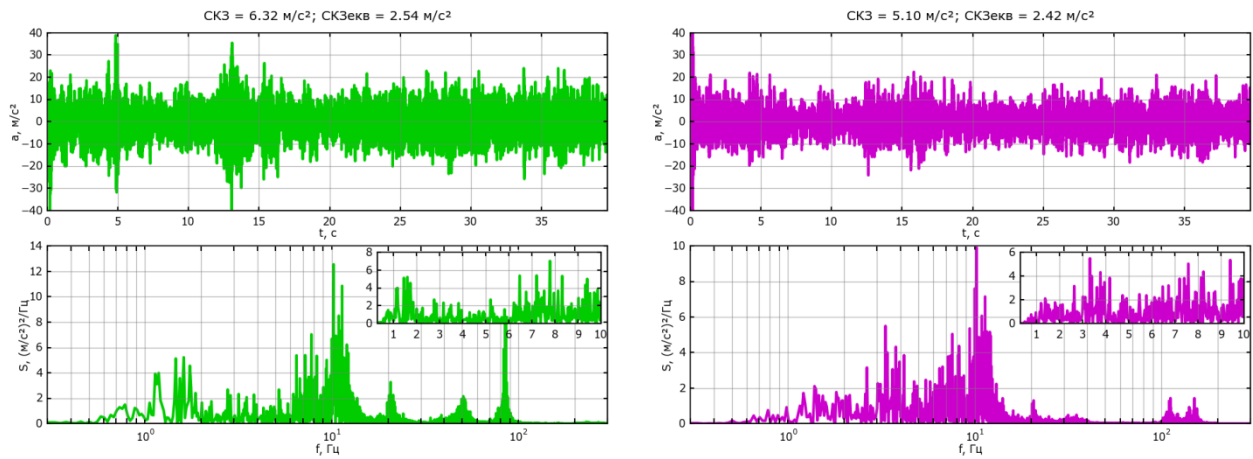
а) $v = 10$ км/год (т. А)б) $v = 10$ км/год (т. С)

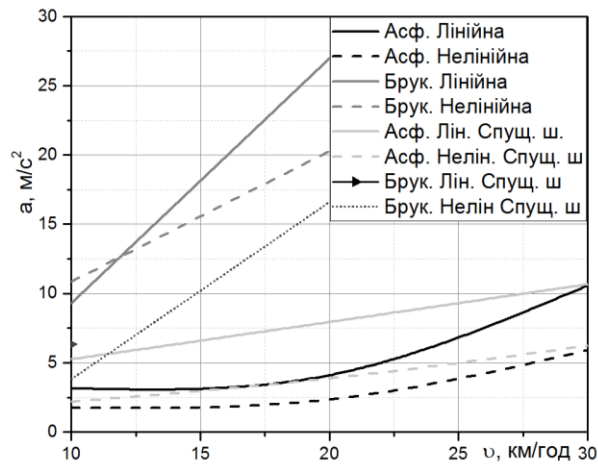
Рисунок 4.24 – Віброприскорення у вертикальному напрямі в точках «А» та «С» ТЗ класичної лінійної компоновки під час руху по бруківці зі зношеним покриттям з частково спущеними шинами та їх спектральна щільність

Таблиця 4.3 – Результати експериментальних вимірювань у т. А ТЗ

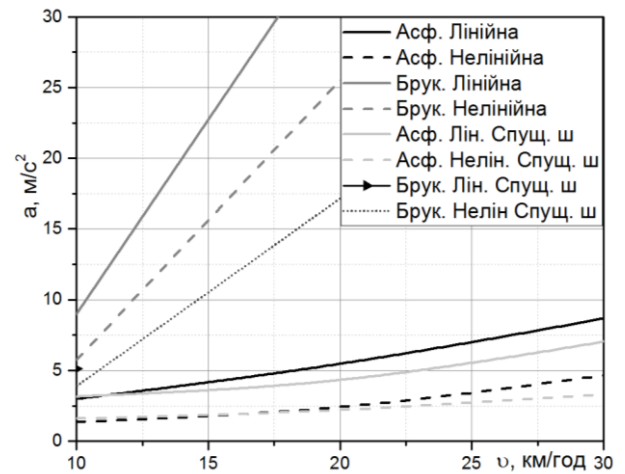
Тип покриття	Компоновка	СКЗ, м/с ²			СКЗекв, м/с ²		
		Швидкість руху, км/год			Швидкість руху, км/год		
		10	20	30	10	20	30
Асфальтове покриття високої якості	Лінійна	3.14	4.10	10.57	1.72	2.10	2.94
	Нелінійна	1.75	2.34	5.91	0.68	0.78	1.08
Бруківка низької якості	Лінійна	9.29	26.98	—	4.02	5.95	—
	Нелінійна	10.86	20.27	—	1.07	2.93	—
Асф. покриття високої якості та спущені шини	Лінійна	5.25	7.94	10.66	1.56	2.35	2.60
	Нелінійна	2.19	3.87	6.22	0.69	0.84	0.94
Бруківка низької якості та спущені шини	Лінійна	6.32	—	—	2.54	—	—
	Нелінійна	3.81	16.60	—	1.19	2.93	—

Таблиця 4.4 Результати експериментальних вимірювань у т. С ТЗ

Тип покриття	Компоновка	СКЗ, м/с ²			СКЗекв, м/с ²		
		Швидкість руху, км/год			Швидкість руху, км/год		
		10	20	30	10	20	30
Асфальтове покриття високої якості	Лінійна	2.98	5.47	8.67	1.41	2.52	2.74
	Нелінійна	1.35	2.41	4.65	0.50	0.79	0.85
Бруківка низької якості	Лінійна	8.98	36.49	—	3.44	4.56	—
	Нелінійна	5.73	25.51	—	0.94	2.43	—
Асф. покриття високої якості та спущені шини	Лінійна	3.14	4.32	7.03	1.34	1.86	2.01
	Нелінійна	1.59	2.21	3.32	0.64	0.86	0.85
Бруківка низької якості та спущені шини	Лінійна	5.10	—	—	2.42	—	—
	Нелінійна	3.89	17.16	—	1.08	1.96	—

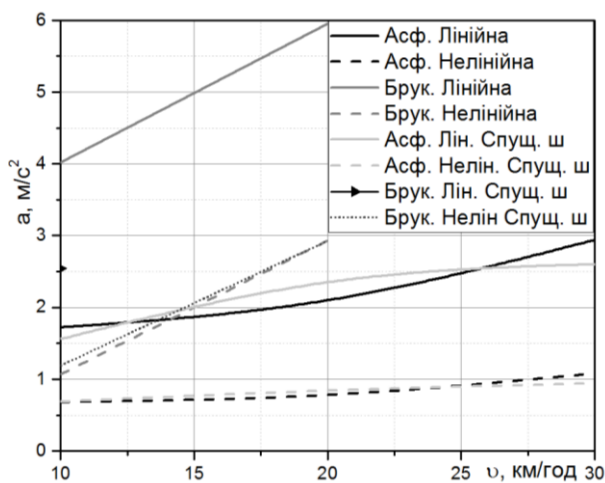


а)

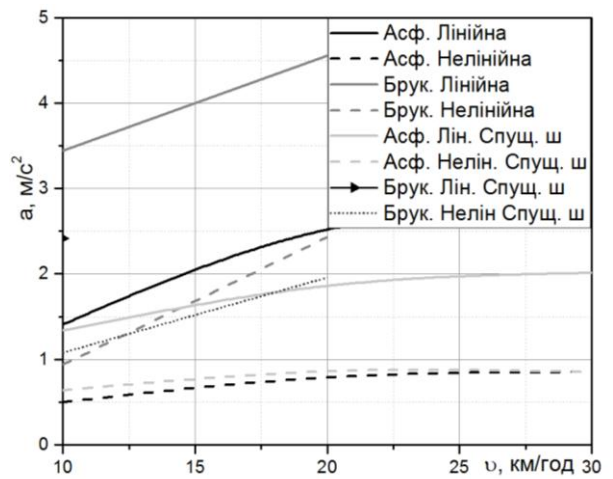


б)

Рисунок 4.25 – Порівняльні графіки СКЗ віброприскорень під час руху по дорогах з різним типом покриття: а) – у точці «А»; б) – у точці «С»



а)



б)

Рисунок 4.26 – Порівняльні графіки СКЗекв віброприскорень під час руху по дорогах з різним типом покриття: а) – у точці «А»; б) – у точці «С»

4.7 Порівняльний аналіз результатів теоретичного моделювання з експериментальними дорожніми випробовуваннями

Для проведення порівняння отриманих експериментальних даних з результатами математичного моделювання побудовані відповідні графіки.

На рис. 4.27 наведено графіки віброприскорень верхньої платформи ТЗ під час руху по асфальтовому дорожньому покритті. За СКЗекв відмінність

становить 16%. Більше значення в експерименті за СКЗ пояснюється тим, що математична модель коливань не враховує так звані деформаційні форми коливань (ці форми пов'язані з коливанням елементів рами ТЗ та мають частоти від 100 Гц, що впливають на СКЗ). При порівнянні спектральних щільностей видно, математична модель якісно відтворює спектр коливань в діапазоні в 1 Гц до 10 Гц, проте розрахунковий спектр знаходиться правіше.

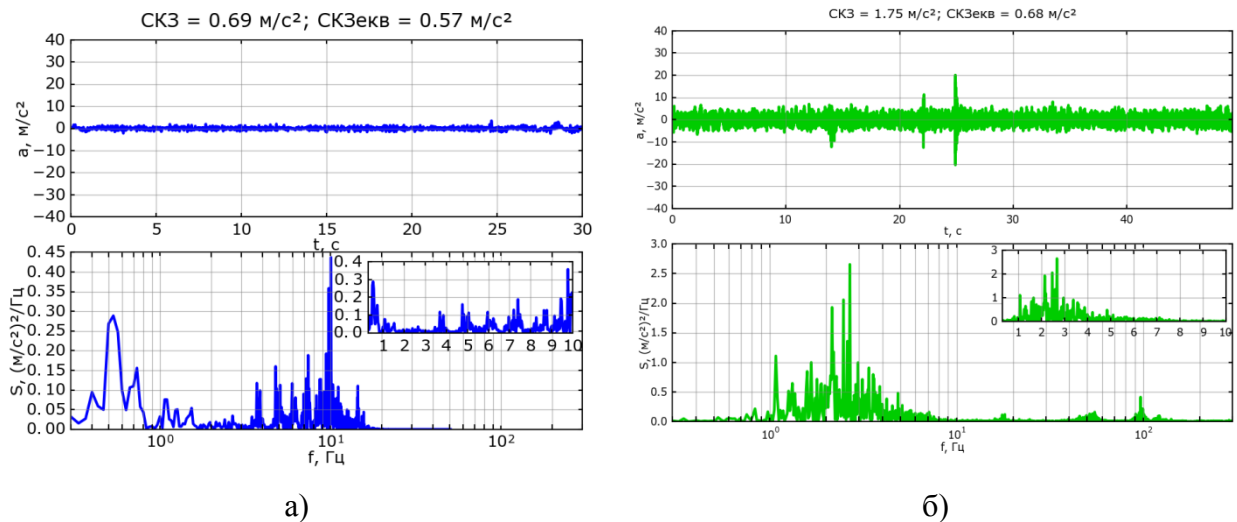


Рисунок 4.27 – Віброприскорення та їх спектральна щільність в т. «А» верхньої платформи у нелінійній компоновці ТЗ під час руху по асфальтовому покритті високої якості на швидкості 10 км/год: а) – розрахунок; б) – експеримент

Аналогічне порівняння проведено для класичної лінійної компоновки (рис. 4.28). У цьому випадку спектральна щільність краще збігається з експериментальними даними, проте мають відмінність за СКЗекв складає 12,8 %. Така відмінність свідчить про похибки в ідентифікації параметрів тертя в елементах ТЗ, тому параметри демпфірування потребують додаткового уточнення.

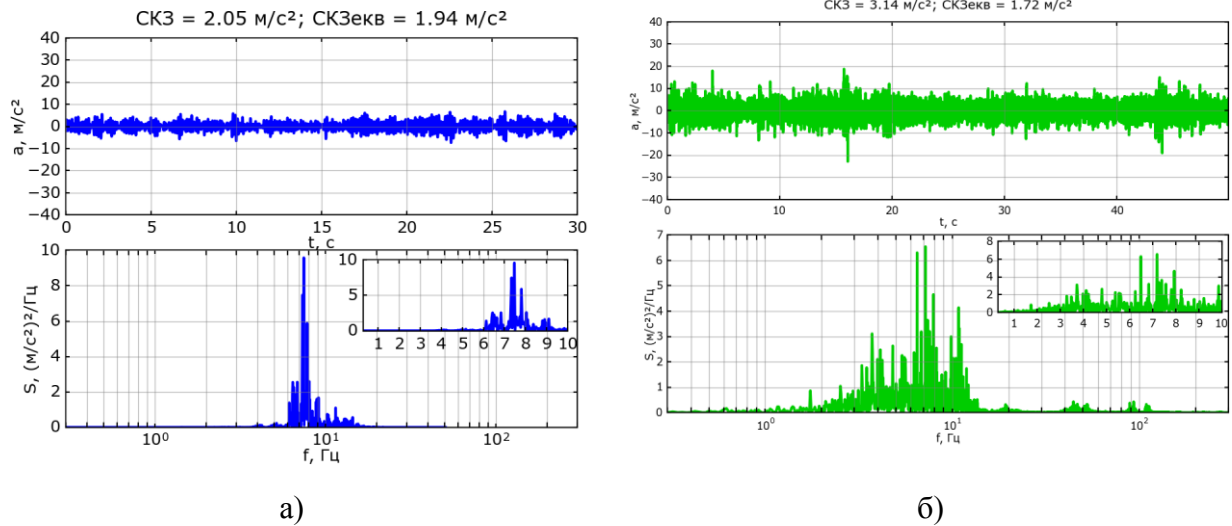


Рисунок 4.28 – Віброприскорення та їх спектральна щільність в т. «А» верхньої платформи класичній лінійній компоновці ТЗ під час руху по асфальтовому покритті високої якості на швидкості 10 км/год: а) – розрахунок; б) – експеримент

Також для порівняння було обрано рух ТЗ по дорозі зі зношеним покриттям. Відповідні графіки наведені на рис. 4.29 та 4.30.

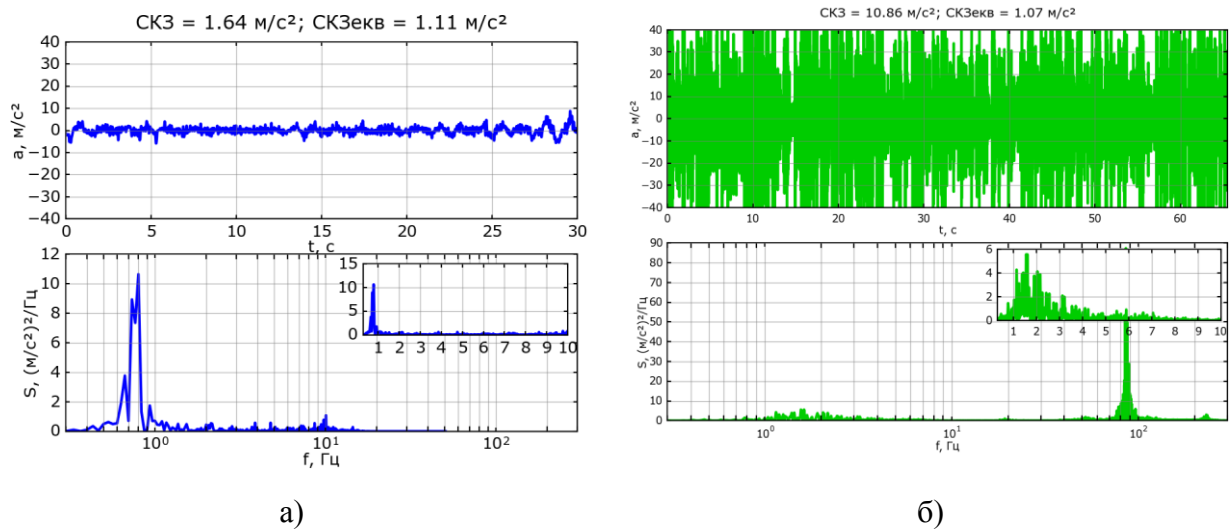


Рисунок 4.29 – Віброприскорення та їх спектральна щільність в т. «А» верхньої платформи у нелінійній компоновці ТЗ під час руху по дорозі зі зношеним покриттям на швидкості 10 км/год: а) – розрахунок; б) – експеримент

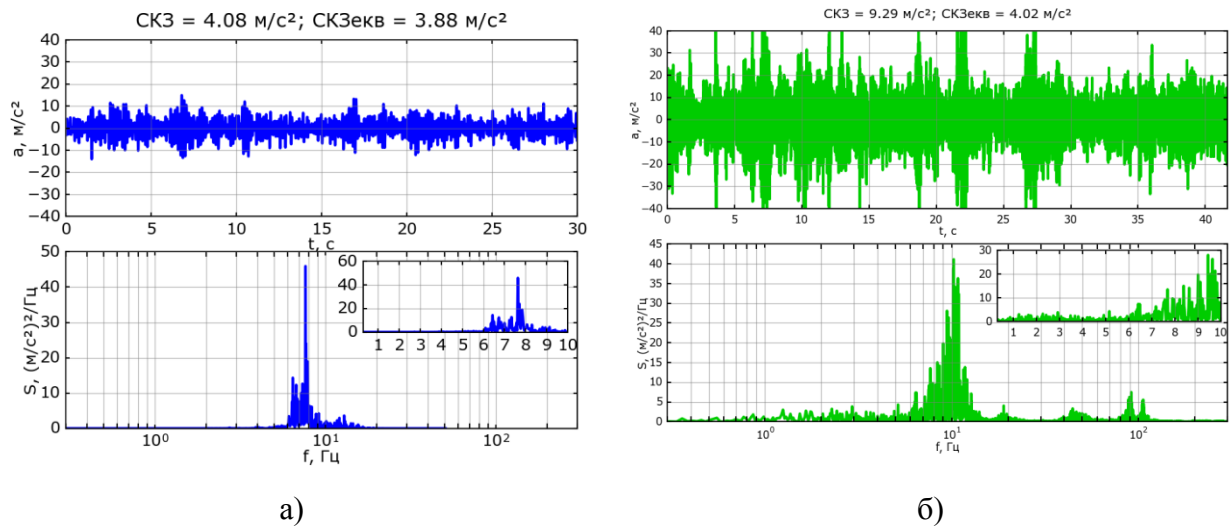


Рисунок 4.30 – Віброприскорення та їх спектральна щільність в т. «А» верхньої платформи у нелінійній компоновці ТЗ під час руху по дорозі зі зношеним покриттям на швидкості 10 км/год: а) – розрахунок; б) – експеримент

Для системи підресорювання у нелінійному компонуванні розходження за СКЗекв склало 3,7 %. Значна відмінність за СКЗ, як і попередньому випадку, пов'язана зі значним впливом деформаційних форм.

У випадку лінійної компоновки (рис. 4.30) за СКЗекв та частотним спектром спостерігається добре узгодження результатів. Так, розбіжність за СКЗекв складає 3,5 %. Спектральна щільність зосереджена як за розрахунками, та і в експерименті у діапазоні від 8 Гц до 9 Гц.

Таким чином, побудовані моделі мають непогане узгодження з експериментом (похибка за СКЗекв не перевищує 16 %) та спектральні щільності віброприскорень відповідають отриманим у ході експериментальних досліджень.

4.8 Висновки до розділу

Таким чином, в роботі запропоновано конструкцію ТЗ для перевезення небезпечних та інших віброчутливих вантажів, що на відміну від існуючих варіантів має дворівневу нелінійну систему підресорювання, яка забезпечує квазінульову жорсткість підвішування вантажної платформи над рамою ТЗ. Проведено комплекс експериментальних дорожніх випробувань, який надав можливість оцінити фактичну ефективність використання дворівневої системи нелінійного підресорювання. Показано, що застосування запропонованої системи дає істотне покращення плавності ходу ТЗ.

У ході порівняння встановлено, що похибка за СКЗекв не перевищує 16 %, що свідчить про задовільне узгодження результатів, а розроблені математичні моделі (для класичного та нелінійного компонування) можуть використовуватись для аналізу впливу параметрів системи на її вібраційний стан.

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 ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

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.

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. Соколовський С. А. 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 одиначної 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. Кайдалов Р. О. Математичне моделювання коливань спеціалізованого транспортного засобу з дворівневою нелінійною системою підресорювання при переїзді одиначної 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. Кайдалов Р. 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.

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.

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 міжнародной 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 Дванадцятої 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.

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. – № у 2016 01228; заявл. 12.02.2016; опубл. 11.07.2016, Бюл. № 13.18. Чудаков Е. А. Теория автомобиля : учеб. для высш. техн. учеб. заведений / Е. А. Чудаков. – М.: Машгиз, 1950. – 343 с.

19. Певзнер Я. М. Теория устойчивости автомобиля / Я. М. Певзнер. – М.: Машгиз, 1947. – 156 с.

20. Фалькевич Б. С. Теория автомобиля: учебник / Б. С. Фалькевич. – М.: Машгиз, 1963. – 239 с.

21. Гришкевич А. И. Автомобили: Теория: Учебник для вузов / А. И. Гришкевич. – Мн.: Высш. шк., 1986. – 208 с.

22. Guiggiani M. The science of vehicle dynamics / M. Guiggiani. – Dordrecht: Springer Netherlands, 2014. – 130 pp.

23. Jazar R. N. Vehicle dynamics: theory and application / R. N. Jazar. – Boston, MA: Springer US, 2008. – 1015 pp.

24. Jazar R. N. Vehicle dynamics / R. N. Jazar. – New York, NY: Springer New York, 2014. – 396 pp.

25. Schramm D. Vehicle dynamics / D. Schramm, M. Hiller, R. Bardini. – Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 2014. – 396 pp.

26. Popp K. Ground vehicle dynamics / K. Popp, W. Schiehlen. – Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 2010. – 396 pp.

27. Taghavifar H. Off-road vehicle dynamics / H. Taghavifar, A. Mardani. – Cham : Springer International Publishing, 2016. – 396 pp.

28. Волков В. П. Теорія руху автомобіля: підручник / В. П. Волков, Г. Б. Вільський. – Суми: Університетська книга, 2010. – 320 с.

29. ОСТ 37.001.275-84. Автотранспортные средства. Методы испытаний на плавность хода. – Взамен РД 37.001.001-82; Введ. с 01.07.85. – М.: НАМИ, 1985. – 10 с.

30. Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля. Колебания и плавность хода / Р. В. Ротенберг. – М. : Машиностроение, 1972. – 392 с.

31. Силаев, А. А. Спектральная теория поддрессирования транспортных машин / А. А. Силаев. – М. : Машиностроение, 1972. – 192 с.

32. Хачатуров А.А. Динамика системы дорога – шина – автомобиль – водитель / под ред. А.А. Хачатурова. – М. : Машиностроение, 1976. – 535 с.

33. Яценко Н. Н. Плавность хода грузовых автомобилей / Н. Н. Яценко, О. К. Прутчиков. – М. : Машиностроение, 1969. – 220 с.

34. Яценко Н. Н. Форсированные полигонные испытания грузовых автомобилей / Н. Н. Яценко. – М. : Машиностроение, 1984. – 328 с.

35. Певзнер Я. М. Колебания автомобиля. Испытания и исследования / под ред. Я.М. Певзнера. – М.: Машиностроение, 1979. – 208 с.

36. Успенский И. Н. Проектирование подвески автомобиля / И. Н Успенский, А. А. Мельников. – М. : Машиностроение, 1976. – 168 с.

37. Аксенов П. В. Многоосные автомобили / П. В. Аксенов. – М.: Машиностроение, 1989. – 280 с.

38. Антонов Д.А. Расчет устойчивости движения многоосных автомобилей / Д.А. Антонов. – М.: Машиностроение, 1984. – 168 с.

39. Белоусов Б. Н. Синтез динамической системы управления активными подвесками многоосного АТС / Б. Н. Белоусов, И. В. Меркулов, И. В. Федотов // Автомобильная промышленность. – Москва: ООО "Издательство Машиностроение". – 2004. – № 4. – С. 15-17.

40. Белоусов Б. Н. Повышение безопасности мобильных машин на основе совершенствования характеристик рулевого управления и подвески / Б. Н. Белоусов [и др.] // Механика машин, механизмов и материалов. – Минск: Государственное научное учреждение «Объединенный институт

машиностроения Национальной академии наук Беларуси». – 2011. – № 1 (14). – С. 21-27.

41. Жилейкин, М. М. Повышение быстроходности многоосных колесных машин путем адаптивного управления упруго-демпфирующими элементами системы подрессоривания : дис.докт. техн. наук : спец. 05.05.03 / М. М. Жилейкин. – МГТУ им. Н.Э. Баумана. – М., 2012. – 280 с.

42. Кузнецов В. А. Конструирование и расчет автомобиля. Подвеска автомобиля: Учебное пособие / В. А. Кузнецов, И. Ф. Дьяков/ – Ульяновск: УлГТУ, 2003. – 64 с.

43. Литвинов А. С. Управляемость и устойчивость автомобиля / А. С. Литвинов. – М. : Машиностроение, 1971. – 416 с.

44. 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.

45. British Standard Guide to measurement and evaluation of human exposure to whole body mechanical vibration and repeated shock, BS 6841. British Standards Institution; 1987.

46. 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.

47. Pradko F. Vibration comfort criteria / F. Pradko, R.A. Lee // Society of Automotive Engineers (SAE). – Technical Paper 660139, Warrendale, 1966.

48. Human exposure to mechanical vibrations whole-body vibration, Verein Deutscher Ingenieure, VDI 2057; September 2002.

49. Апостолук С. О. Санітарно-технічне та екологічне забезпечення безпеки праці в деревообробці / С. О. Апостолук, А. С. Апостолук, В. С. Джигирей. – К.: Основа, 2003. – 189 с.

50. Белов С. В. Охрана окружающей среды / С. В. Белов, Д. А. Барбинов и др. – М.: Высшая школа, 1991. – 319 с.

51. Юдина Е. Я. Борьба с шумом на производстве : справочник / под ред. Е.Я. Юдиной. – М.: Машиностроение, 1985. – 400 с.
52. Джигирей В. С. Основи екології та охорона навколишнього середовища : навч. посіб. / В.С. Джигирей. – К.: Т-во «Знання», КОО, 2007. – 422 с.
53. Batou A. Robust design in multibody dynamics – application to vehicle ride-comfort optimization / A. Batou, C. Soize, C. K. Choi, H. H. Yoo // *Procedia IUTAM*. – 2015. – Vol. 13. – P. 90 – 97.
54. Du F. Frequency weighting filter design for automotive ride comfort evaluation / F. Du // *Chinese Journal of Mechanical Engineering*. – 2016. – Vol. 29, No. 4. – P. 727 – 738.
55. Eriksson P. Ride comfort optimization of a city bus / P. Eriksson, O. Friberg // *Structural and Multidisciplinary Optimization*, – 2014. – Vol. 20, N1. – P. 67-75.
56. Karen İ. A design tool to evaluate the vehicle ride comfort characteristics: modeling, physical testing, and analysis / İ. Karen, N. Kaya, F. Öztürk et al. // *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*. – 2012. — Vol. 60, No. 5-8. – P. 755-763.
57. Koizumi T. Suggestion for evaluation methods of ride comfort at low frequencies / T. Koizumi, N. Tsujiuchi, S. Okumura[et al.] // *Springer New York*. – 2011. – P. 135-142.
58. Mitra A. C. Optimization of vehicle suspension parameters for ride comfort based on rsm / A. C. Mitra, M. V. Patil, N. Banerjee // *Journal of The Institution of Engineers (India): Series C*. – 2015. – Vol. 96, No. 2. – P. 165-173.
59. Tang A. The analysis on applicability of ride comfort standards to vehicles / A. Tang, C. Bao, O. Jian[et al.] // *Springer Berlin Heidelberg*. – 2011. – P. 269-275.
60. Tang C. Annoyance rate evaluation method on ride comfort of vehicle suspension system / C. Tang, Y. Zhang, G. Zhao, Y. Ma // *Chinese Journal of Mechanical Engineering*. – 2014. – Vol. 27, No. 2. – P. 296-303.
61. Чичекин И. В. Разработка пространственных динамических моделей колесных машин для анализа проходимости при движении по неровным

грунтовыми поверхностями: дис. канд. техн. наук : 01.02.06 и 05.05.03. / И. В. Чичекин. – М., 2010.

62. Рукавишников С.В. Исследование плавности хода и нагрузочных режимов подвески многоопорных вездеходных машин / С. В. Рукавишников, В. И. Ершов, Л. В. Барахтанов // Тр. ГПИ. – Горький : Горьков. Политехн. Ин-т. – 1971. – Т. 27, вып. 10 – С. 35-52.

63. Бронштейн Я. И. Методы испытаний автомобилей на плавность хода. Оценка качества подвески автомобилей с учетом физиологических реакций человеческого организма. В сб. «Подвеска автомобиля» / Я. И. Бронштейн. – М.: Изд-во АН СССР, 1951. – 320 с.

64. Прутчиков О. К. Эксплуатационные требования к плавности хода автомобилей / О. К. Прутчиков // Автомобильная промышленность. – Москва : ООО "Издательство Машиностроение". – 1965. – № 2. – С. 30-34.

65. ST/SGAC.10/1/Rev.17: Recommendations on the transportation of the dangerous goods United Nations (2011), New York and Geneva. – Режим доступа: http://www.unece.org/fileadmin/DAM/trans/danger/publi/unrec/rev17/English/Rev17_Volume1.pdf

66. European Commission. (2006). European road safety action pro-gramme mid-term review. Brussels: European Commission. – Режим доступа: http://ec.europa.eu/transport/road_safety/specialist/knowledge/postimpact/references/index_en.htm

67. Batarlien N. 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.

68. Skorna C.H. 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.

69. Соколовский С. А. Проблема транспортировки опасных грузов / Калиновский А. Я., Соколовский С. А. // Об'єднання теорії та практики – залог підвищення постійної готовності оперативно-рятувальних підрозділів до виконання дій за призначенням. Матеріали VIII науково-технічної конференції. – Харків: НУЦЗУ. – 2011. – С. 52 – 53.

70. Соколовський С. А. Визначення параметрів віброзахисної системи для транспортування вибухонебезпечних вантажів / С. А. Соколовський, В. Л. Лагутін, Е. Н. Гринченко // Пожежна безпека: теорія і практика: зб. наук. пр. – Черкаси: ЧАПБ імені Героїв Чорнобиля МНС України. – 2011. – № 9. – С. 115-120.

71. Соколовский С. А. Транспортирование опасных объектов до места ликвидации автомобилями высокой проходимости с прицепами / С. А. Соколовский, В. Б. Коханенко, А. М. Яковлев // Збірник наукових праць Харківського університету Повітряних Сил імені Івана Кожедуба. – Х.: ХУПС ім. І. Кожедуба, 2012. – Вип. 1 (30). – 2012. – С. 153-156.

72. Острецов А. В. Автомобильные подвески: [учебное пособие по дисциплине «Конструкция автомобиля и трактора» для студентов вузов, обучающихся по специальности 190201 (150100) «Автомобиле – и тракторостроение»] / А. В. Острецов, П. А. Красавин, В. В. Воронин, Л. А. Павлова. – М.: МГТУ «МАМИ», 2011. – Ч. 1. – 162 с.

73. Автомобильный справочник / ред. В. В. Аверкиев, В. В. Маслов ; пер. с англ. Г. С. Дугин, Е. И. Комаров, Ю. В. Онуфрийчук. – [2-е изд., перераб. и доп.]. – М.: ЗАО «КЖИ «За рулем»», 2004. – 992 с.

74. Раймпель Й. Шасси автомобиля: конструкция подвесок: пер. с нем. В. П. Агапова. – М.: Машиностроение, 1989. – 328 с.

75. Волченко Т. С. Оптимизация параметров виброзащиты грузовых автотранспортных средств по критерию минимума динамических нагрузок: дис. на соиск. уч. степени. канд. техн. наук : спец. 01.02.06 «Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры / Волченко Татьяна Сергеевна. – Челябинск, 2014. – 131 с.

76 Добромиров В. Н. Конструкции амортизаторов : учебное пособие для студентов вузов, обучающихся по специальности «Автомобиле- и тракторостроение». – М.: МГТУ «МАМИ», 2007. – 47 с.

77. Кузьо І. В. Вплив параметрів підвіски на нелінійні коливання транспортних засобів / І. В. Кузьо, Б. І. Сокіл, В. М. Палюх // Вісн. Нац. ун-ту «Львів. політехніка». – 2007. - №588. – С. 49-52.

78. Сокіл Б. І. Вплив характеристик підвіски автомобілів спеціального призначення на поперечно-кутові коливання підресореної маси [Електронний ресурс] / Б. І. Сокіл, Р. А. Нанівський, М. Г. Грубель, О. Д. Яльницький // Автошляховик України. – 2015. – №1-2. – С. 18-20. – Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/UJRN/au_2015_1-2_6

79. Генкин М.Д. Методы управляемой виброзащиты / М.Д. Генкин. – М.: Наука, 1985. – 200 с.

80. Болотов А.С. Повышение эффективности систем пространственной виброизоляции с упругим тросовым подвесом: дис. на соиск. уч. степени. канд. техн. наук: спец. 01.02.06 «Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры» / Болотов Алексей Сергеевич – Иркутск, 2003. – 181 с.

81. Рыбак Л.А. Синтез активных систем виброизоляции на космических объектах / Л.А. Рыбак, А.В. Синев, В.И. Пашнов. – М.: Янус-К, 1997. – 160 с.

82. Теория систем с переменной структурой / под ред. С.В. Емельянова. – М.: Наука, 1970. – 592 с.

83. 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.

84. Chavan S. P. 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.

85. Daniel da Silva M. 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 Preto, MG

86. Younesian D. 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 2010. – Pp. 812 – 826.

87. Verros G. 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.

88. 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.

89. Фролов К. В. Прикладная теория виброзащитных систем / К. В. Фролов, Ф. А. Фурман. – М.: Машиностроение, 1980. – 275 с.

90. Коловский М. З. Нелинейная теория виброзащитных систем / М. З. Коловский. – М.: Наука, 1966. – 320 с.

91. Юрьев Г. С. Расчет балки-пружины квазиулево́й жесткости при линейном изменении по длине высоты сечения профиля / Г. С. Юрьев // Вопросы динамики механических систем : межвуз. сб. науч. тр.; Новосиб. электротехн. ин-т. – Новосибирск, 1983. – С. 72-78.

92. Гритчин А. А. К исследованию упругого подвеса с коррекцией жесткости / А. А. Гритчин // Вопросы динамики механических систем : межвуз. сб. научн. тр.; Новосиб. электротехн. ин-т. – Новосибирск, 1983. – С. 93 – 101.

93. Степанов П. Т. К исследованию динамики виброзащитных систем с квазиулево́й жесткостью / П. Т. Степанов // Вопросы динамики механических систем : межвуз. сб. научн. тр.; Новосиб. электротехн. ин-т. – Новосибирск, 1983. – С. 106-111.

94. Бондарь Н. Г. Нелинейные стационарные колебания и устойчивость двухмассовых пространственных систем с прощелкиванием / Н. Г. Бондарь, В. Л. Рыскина // Прикладная механика. – 1993. – № 3 – С. 90-100.

95. Гапонов В. С. Анализ нелинейной упругой характеристики редукторно–планетарной муфты при полигармоническом возбуждении / В. С. Гапонов. – Харьков, Респ. Сборник ТММ – 1985. – Вып. 39. – С. 65 – 77

96. Гордиенко Б. А. Методы автоматизированного проектирования низкочастотного тросового подвешивания кресел операторов транспортно-технологических машин: дис. на соиск. уч. степени. канд. техн. наук: спец. 05.13.12 «Системы автоматизации проектирования (в промышленности) / Гордиенко Борис Александрович. – Тверь, 2004. – 167 с.

96. Соколовський С. А. Моделювання коливань спеціалізованого транспортного засобу, що має віброзахисну систему із квазінульової жорсткістю під час перевезення небезпечних вантажів / А. Я. Калиновський, О. О. Ларін, С. А. Соколовський // Вісник Севастопольського національного технічного університету. Серія: «Машиноприладобудування та транспорт». – Севастополь: СевНТУ, 2012. – № 135. – С. 64-67.

97. Соколовський С. А. До питання вибору конструкції другого ступеня ресорного підвішування несамохідного візка для транспортування небезпечних вантажів / С. А. Соколовський, А. Я. Калиновський, О. М. Ларін, Г. О. Чернобай // Науковий вісник Українського науково-дослідного інституту пожежної безпеки. – Київ, 2012. – №1 (25). – С. 165 – 167.

98. Соколовский С. А. Экспериментальные дорожные исследования плавности хода специализированного транспортного средства с нелинейным подвесом / О. О. Ларін, О. О. Водка, С. А. Соколовский, О. О. Назаров // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». Серія: Динаміка і міцність машин». – Х.: НТУ «ХПІ», 2012. – № 55. – С. 91-99.

99. Соколовський С. А. Эффективность использования механической системы с прощелкиванием для защиты от вибраций при эксплуатации транспортных средств / С. А. Соколовський, А. Я. Калиновський, А. М. Яковлев, Е. Н. Гринченко // Збірник наукових праць Харківського університету Повітряних Сил. – Х.: ХУПС. – 2010. – № 4(26). – С. 185-187.

100. Соколовський С. А. Сравнение виброзащитных свойств механических систем с прощелкиванием при использовании на транспортных средствах / С. А. Соколовский, Н. И. Мисюра, Д. Л. Соколов, Е. Н. Гринченко // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». Серія: Динаміка і міцність машин». – Х.: НТУ «ХПІ», 2010. – № 69. – С. 121-127.

101. Мельников А. А. Теория автомобиля: колебания и плавность хода / А. А. Мельников. – Нижний Новгород, 1998. – 112 с.

102. Борисов Е. М. Характеристики дорожных возмущений: Учебное пособие / Е. М. Борисов, Б. Н. Гришай. – Челябинск: ЮУрГУ, 2003. – 12 с.

103. Агейкин Я. С. Особенности движения колесных машин по неровным грунтовым поверхностям / Я. С. Агейкин, Н. С. Вольская // Автомобильная промышленность. – М.: Машиностроение, 2004. – № 6. – С. 22 – 24.

104. Павлюк Д. О. Досвід виробничої експлуатації автомобільної причіпної установки ПКРС-2У та поштовхоміра “ВСВП-УТУ” / Д. О. Павлюк, Л. Л. Рибіцький, О. С. Лебедев, Є. В. Іваниця // Автошляховик України. – К.: Держ. автотр. наук. досл. і проек. ін-т. – 2004. – № 2. – С. 25 – 27.

105. Смолянчук Р. В. Використання системи ЛВС-2-ХНАДУ для оцінки рівності дорожніх покриттів / Р.В. Смолянчук, І.В. Кіяшко // Автошляховик України. – К.: Держ. автотр. наук. досл. і проектн. ін-т. – 2009. – № 5. – С. 24-26.

106. Савенко В. Я. Зв'язок між оцінками рівності поверхні дорожнього покриття за показниками поштовхоміра та IRI / В.Я. Савенко, Д.І. Кіяшко // Вісник ХНАДУ – Х.: ХНАДУ. – 2011. – № 53. – С. 83 – 86.

107. Афанасьев В. Л. Метод записи микропрофиля автомобильных дорог и статистическое исследование ровности дорожного покрытия и вертикальных колебаний автомобиля: дис. канд. техн. наук / В. Л. Афанасьев. – М., 1965. – 158 с.

108. Величко Г. В. Забезпечення рівності автомобільних доріг / Г.В. Величко, В.В. Філіппов // Автошляховик України. – К.: Держ. автотр. наук. досл. і проектн. ін-т. – 2003. – № 2. – С. 40 – 43.

109. Ряпухін В. Н. Підвищення початкової рівності в проектах ремонту і реконструкції автомобільних доріг / В. Н. Ряпухін, Н В. Крупа // Автошляховик України. – К.: Держ. автотр. наук. досл. і проектн. ін-т. – 2004. – № 3. – С. 31–34.
110. Силаев А. А. Спектральная теория поддрессирования транспортных машин / А. А. Силаев. – М.: Машгиз, 1963. – 250 с.
111. Пархиловский И. Г. Спектральная плотность распределения неровностей микропрофиля дорог и колебания автомобиля / И. Г. Пархиловский // Автомобильная промышленность. – М.: Маш.- ние, 1961. – № 10. – С. 12–14.
112. Афанасьев В. Л. Статистические характеристики микропрофиля автомобильных дорог и колебания автомобиля / В. Л. Афанасьев, А. А. Хачатуров // Автомобильная промышленность. – М: ООО «Издательство Машиностроение», 1966. – № 2. – С. 78-88
113. Бабаков И.М. Теория колебаний / И.М. Бабаков. – М.: Дрофа, 204. – 560 с.
114. Бидерман В. Л. Теория механических колебаний / В. Л. Бидерман. – М.: Высшая школа, 1980. – 408 с.
115. Тимошенко С. П. Колебания в инженерном деле / С. П. Тимошенко – М.: Наука, 1967. – 444 с.
116. Рыков С. П. Разработка методов оценки поглощающей и сглаживающей способности пневматических шин при расчетах колебаний автомобиля: дис. канд. техн. наук : 05.05.03. / С. П. Рыков. – М., 2000.
117. Яценко Н. Н. Колебания подвески с учетом поглощающей способности шин при случайном возмущении / Н. Н.Яценко, Г. Н. Капанадзе, С. П. Рыков и др. // Автомобильная промышленность – М: Машиностроение, 1979. – № 1 – С. 16-19.
118. Яценко Н.Н. Поглощающая и сглаживающая способность шин / Н. Н. Яценко. – М.: Машиностроение, 1978. – 132 с.

ДОДАТОК А

АКТИ ВПРОВАДЖЕННЯ

ЗАТВЕРДЖУЮ

Заступник генерального директора -
технічний директор ПАТ "АвтоКрАЗ"

« 14 »

Є.О.Таран

2016 року

АКТ



впровадження (використання) результатів дисертаційного дослідження
здобувача Національної Академії Національної Гвардії України
Баштового Володимира Михайловича

Даний акт складений про те, що в практику проектно-дослідних робіт щодо створення нової та модернізації існуючої автомобільної техніки спецпризначення ПАТ «АвтоКрАЗ» було впроваджено результати дисертаційного дослідження Баштового В.М., практична частина якого спрямована на вивчення шляхів удосконалення системи підресорювання спеціалізованого транспортного засобу, що дозволяє покращити їх плавність ходу, комфортність та безпечність перевезень.

Своє використання в практиці конструкторського підрозділу підприємства знаходять отримані в роботі закономірності щодо впливу конструктивних та експлуатаційних факторів на показник плавності ходу транспортних засобів з нелінійним підресорюванням, а також розроблені алгоритми та програмне забезпечення для комп'ютерних симуляцій вертикальної динаміки транспортних засобів, що дозволяють визначати вібраційний стан конструктивних елементів машин в умовах дії заданого та випадкового кінематичного впливу від мікропрофілю дорожньої основи.

Заст. технічного директора
з нової техніки ПАТ «АвтоКрАЗ»,
кандидат технічних наук

С.В. Дунь

Головний конструктор ПАТ «АвтоКрАЗ»

С.В. Васечек

**ДЕРЖАВНЕ ПІДПРИЄМСТВО
“ХАРКІВСЬКИЙ ЗАВОД СПЕЦІАЛЬНИХ МАШИН”**

*Сертифіковане по ISO 9001:2009 УкрСЕПРО Сертифікат UA2.003.04491-10
61045, м. Харків, вул. Дербентська, 109, р/р 26007300977468 у філії ХОУ АТ «Ощадбанк» м. Харкова, МФО 351823,
код 07904041, свідоцтво. № 200035645, тел. (057) 341-00-00, 341-00-09, тел/факс 340-43-20, E-mail: khzsm@ukr.net*

АКТ

впровадження результатів дисертаційного дослідження

БАШТОВОГО Володимира Михайловича

Комісія у складі: голови – в.о. директора ДП «ХЗСМ» Стрільця Є.М. та членів комісії: головного технолога Дудника Р.О., головного конструктора Воронцова В.В., заступника начальника ВТК Басистого С.Г., начальника виробничого відділу Ковальова П.В.

констатують, що в ДП «Харківський завод спеціальних машин» впроваджені наукові та практичні результати, що отримані в дисертаційній роботі на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук Баштового В.М., а саме:

1. Алгоритми та методики проведення комп'ютерного моделювання взаємодії колісних транспортних засобів з опорою, що задана випадковим мікропрофілем дозволяють отримати попередні оцінки показників плавності ходу, комфорту їзди та маневреності колісних транспортних засобів спеціального призначення та застосовуються в практиці при модернізації систем підресорювання зразків спеціальної техніки.

2. Практичні рекомендації, що спрямовані на покращення тактико-технічних характеристик спеціальних транспортних засобів та дозволяють забезпечити розширення існуючих надійних та ефективних режимів їх експлуатації.

Впровадження наукових та практичних результатів дозволяє реалізувати конструкцію спеціалізованих транспортних засобів з удосконаленою ходовою частиною, яка забезпечує підвищення плавності ходу під час руху по дорогам з поганим покриттям або бездоріжжю не тільки на стадії їх проектування а й модернізації існуючих зразків.

Голова комісії:

В.о. директора ДП «ХЗСМ»

Стрілець Є.М.

Члени комісії:

Головний технолог

Головний конструктор

Заступник начальника ВТК

Начальник виробничого відділу

Дудник Р.О.

Воронцов В.В.

Басистий С.Г.

Ковальов П.В.



ЗАТВЕРДЖУЮ

Т.в.о. начальника Національної
академії Національної гвардії
України
полковник



С.І. Мартиненко

2017

А К Т

про впровадження результатів дисертаційного дослідження Баштового Володимира Михайловича в навчальному процесі Національної академії Національної гвардії України.

Комісія Національної академії Національної гвардії України у складі: голови: заступника начальника навчально-методичного центру – начальника навчального відділу полковника Горбунова А.П., та членів:, начальника кафедри експлуатації та ремонту автомобілів та бойових машин полковника Темнікова В.О., старшого наукового співробітника науково-дослідної лабораторії забезпечення службово-бойової діяльності НГУ Бауліна Д.С., склали дійсний акт про те, що наукові результати отримані та запропоновані Баштовим Володимиром Михайловичем у дисертаційному дослідженні використовуються в навчальному процесі Академії, а саме:

- методологія проектування дворівневих віброізолюючих систем підресорювання, які здатні суттєво підвищити плавність ходу існуючих транспортних засобів спеціалізованого призначення;

- методику та алгоритм розрахунку рівнів вібраційної дії на вантажі та пасажирів, які утворюються підчас руху транспортних засобів по дорогам із зношеним покриттям, ґрунтовим дорогам та бездоріжжю, рекомендації щодо вибору режимів руху в таких умовах;

- програмні засоби для комп'ютерної симуляції вертикальних коливань двовісного колісного транспортного засобу із пасивною нелінійною системою підресорювання.

Зазначені наукові результати застосовані при проведенні лекцій і практичних занять з навчальних дисциплін «Технічне забезпечення», «Перспективи розвитку будови і експлуатації автомобільної техніки» а також при виконанні кваліфікаційних робіт слухачами та курсантами Академії.

Впровадження наукових результатів дозволило:

- підвищити якість підготовки фахівців, які приймають участь в розробленні, модернізації, експлуатації та ремонті військової техніки;
- поглибити знання слухачів та курсантів в галузі автомобільного транспорту;
- підвищити ефективність наукового супроводження експлуатації автомобільної техніки НГУ.

Голова комісії:

полковник

кандидат технічних наук, доцент

Члени комісії:

полковник

кандидат військових наук

кандидат технічних наук,

старший науковий співробітник

А. П. Горбунов

В.О. Темніков

Д.С. Баулін

ДОДАТОК Б

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 одиначної 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 одиначної 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 напрямку

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 Дванадцятої 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.