

Technical sciences

UDC 621.321

Аллахверанов Рауф Юсіф огли

кандидат технічних наук, доцент,

доцент кафедри КІТАР

Харківський національний університет радіоелектроніки

Allakhveranov Rauf

Candidate of Technical Sciences, Associate Professor,

Kharkiv National University of Radio Electronics

Осман Аміра Ясирівна

магістрантка

Харківського національного університету радіоелектроніки

Osman Amira

Master Student of the

Kharkiv National University of Radio Electronics

Горовий Кирило Юрійович

керівник відділу планування та збуту готової продукції

ПРАТ "Verallia Україна"

Horovyi Kyrylo

Head of the Planning and Shipping Department

PJSC "Verallia Ukraine"

**ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ
ЧОТИРЬОХКОЛІСНИХ ПЛАТФОРМ ПРИ СТАЦІОНАРНИХ,
ВИПАДКОВИХ, БЕЗПЕРЕРВНИХ ТА ІМПУЛЬСНИХ ВПЛИВАХ
STUDY OF THE DYNAMIC PARAMETERS OF FOUR-WHEELED
PLATFORMS UNDER STATIONARY, RANDOM, CONTINUOUS AND
IMPULSIVE IMPACTS**

Анотація. Розглянуто розрахунково-теоретичні методи аналізу коливань та синтезу динамічних параметрів чотирьохколісних платформ, заснованих на аналітичному розв'язанні спрощених рівнянь, які наближено описують динаміку платформ стосовно того чи іншого завдання аналізу або синтезу. Наведено методи розв'язання динамічних завдань взаємодії чотирьохколісної платформи з поверхнею, рельєф якої представлений за допомогою математичних моделей.

Ключові слова: чотирьохколісна платформа, динамічні параметри, моделювання, коливання, частота, методи, характеристика, рух.

Summary. The paper deals with theoretical methods for analyzing oscillations and synthesizing dynamic parameters of four-wheeled platforms based on the analytical solution of simplified equations that approximate the dynamics of platforms with respect to a particular analysis or synthesis task. Methods for solving dynamic problems of interaction between a four-wheeled platform and a surface whose relief is represented by mathematical models are presented.

Key words: four-wheeled platform, dynamic parameters, modeling, oscillations, frequency, methods, characterization, motion.

Вступ. Специфічність завдань та особливості умов роботи платформ призводять до необхідності розвитку та розроблення відповідних розділів теорії руху цих машин. Основними напрямками, що вимагають, насамперед, створення розробленої теорії, є управління рухом, прохідність та динаміка платформи. Очевидно, що в платформі, як і в будь-якому транспортному засобі, повинні гармонійно поєднуватися його основні експлуатаційні якості – прохідність та вантажопідйомність, керованість та надійність, швидкість руху та економічність. Залежно від призначення платформи окремі його якості набувають домінуючого значення, і в цілому

можливості платформи характеризуються двома чинниками: просторовими, що полягають у здатності обстежувати велику площу поверхні і долати важко прохідні ділянки, та тимчасовими, що полягають у скороченні часу на виконання цих операцій. Таким чином, основна властивість транспортних машин – рухливість, яка зберігає своє значення і для оцінки платформ. При цьому традиційне формулювання рухливості – здатність платформ долати задану відстань за визначений час – повинно бути доповнено умовою найменших енергетичних витрат, оскільки обмеженість ваги та габаритів платформ при дефіциті джерел енергії ставить їхню рухливість у пряму залежність від ступеня витрати енергії на рух. Динамічні аспекти руху платформ багато в чому визначають рівень їхньої рухливості. Тягова динаміка при прямолінійному русі та повороті, стійкість під час подолання неоднорідностей рельєфу та гальмування, коливання корпусу при русі нерівними поверхнями.

Стан опорної поверхні та її вплив на колісні платформи. Одним з основних чинників, які визначають умови експлуатації чотирьохколісних платформ, є рельєф поверхні [1], характеристики котрого суттєво впливають на конструкції платформ та методи їхніх розрахунків. Для розв'язання завдань динаміки руху доцільно розглядати рельєф у вигляді моделей різних за геометрією неоднорідностей поверхні, що є причиною тих чи інших динамічних процесів у системі "платформа-поверхня". Залежно від методів розв'язання динамічних завдань взаємодії чотирьохколісних платформ з поверхнями, рельєф яких може бути представлений за допомогою математичних моделей двох типів: детермінованих чи стохастичних. Детерміновані моделі, що є математичним описом неоднорідностей рельєфу у вигляді детермінованих функціональних залежностей вертикальних координат поверхні від горизонтальних вимірювань, зорієнтованих щодо платформ, застосовуються для обчислення та експериментальних перевірок

граничних значень параметрів рухливості платформ: граничної тяги, кутів стійкості, максимальних швидкостей тощо.

Стохастичні моделі, що описують рельєф у вигляді випадкових функцій вертикальних координат поверхні від горизонтальних вимірів, використовуються для визначення ймовірних значень експлуатаційних показників планетоходів: середніх швидкостей руху, енерговитрат, ресурсів тощо [1; 2]. Специфіка вивчення та опису рельєфу як одного з чинників, які формують динамічні впливи на шасі платформ, визначає характер класифікації його утворень. За основу класифікації утворень рельєфу поверхонь під час дослідження динаміки платформ можуть бути покладені чинники, що визначають рухливість платформ на поверхні. До них належать: тягово-динамічна характеристика, стійкість руху, коливання, плавність руху і динамічна навантаженість вузлів шасі.

Враховуючи, що динамічні властивості моделей платформ, які застосовуються під час дослідження її рухливості за тим чи іншим чинником, суттєво відрізняються як за фізичною природою явищ, так і за частотними характеристиками моделей. Рельєф слід класифікувати як описово – за типом характерних ділянок поверхні (рівнинна, горбиста, кратерно-горбиста, непереборна), так і кількісно – за геометричними розмірами неоднорідностей, що долаються платформами. При цьому кількісні критерії залежать від ходових якостей платформ, які незручні для уніфікованих характеристик рельєфу. Для проведення такої класифікації необхідно знати кількісні характеристики основних елементів рельєфу (їхні форми та розміри). Їх можна отримати в результаті оброблення фотографії рельєфу, що дозволяє визначити щільність розподілу кількості нерівностей фіксованих розмірів на одиницю площі, закони рельєфоутворення, взаємозв'язки різних видів рельєфу тощо. На підставі аналізу профільної прохідності можна вибрати типові форми нерівностей різних видів, які визначаються, з одного боку, за умовами найбільш

типового та небезпечного впливу на шасі, з іншого – за умовами зручної формалізації з метою проведення найпростіших розрахунків.

На рис. 1 зображено форми поперечного перерізу стандартних видів нерівностей [2].

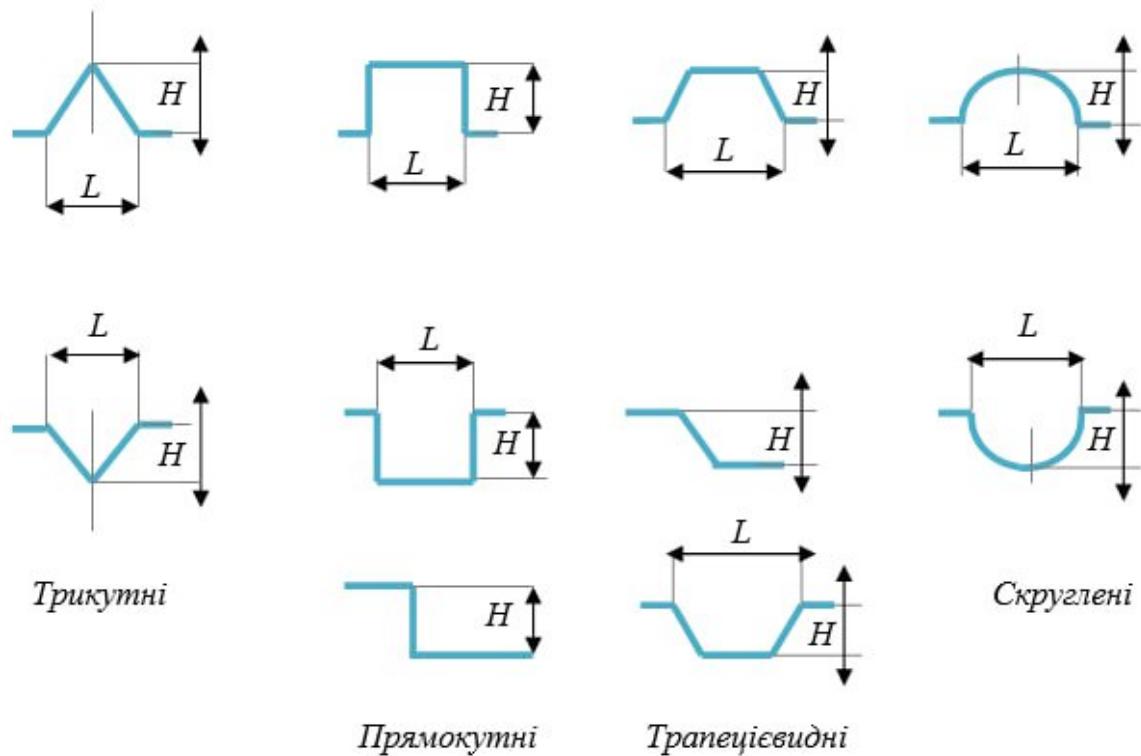


Рис. 1. Форма перетину деяких найпоширеніших типів нерівностей

Кожен із наведених видів і форм перешкод діє на шасі по-різному, і важливо правильно вибрати перешкоду для визначення критичних реакцій елементів шасі. Трикутний камінь або валик небезпечний для платформ через можливість їхнього «якорення». Найважчими подоланнями є прямолінійні перешкоди. Каміні, валики, ступінчасті перешкоди та рови з похилими стінками небезпечні при ударі колесом з балансною підвіскою, коли напрямок балансира перпендикулярний до скісної стінки перешкоди. Синусоїдальні нерівності можна використовувати в моделі для дослідження резонансних коливань. Під час експлуатації можуть зустрічатися у районах вітрових наносів ґрунту. Тріщина та постійний

ухил становлять інтерес для оцінки профільної прохідності та стійкості руху, а також для розв'язання завдань тягової динаміки чотирьохколісних платформ.

Коливання та підресорювання колісних платформ. Під час руху колісних платформ їхній кузов відчуває як поступальні переміщення вгору і вниз, так і коливання навколо поздовжньої, поперечної і вертикальної осей, а також уздовж них. При описі цих коливань, зазвичай, використовується така термінологія:

- посмикування: коливання вздовж поздовжньої осі;
- похитування: кутові коливання щодо поздовжньої осі;
- знесення: коливання уздовж поперечної осі;
- вертикальні коливання: коливання уздовж вертикальної осі;
- ризкання: кутові коливання щодо вертикальної осі.

Колеса, пружні елементи, кузов та інші системи утворюють коливальну систему. Ця система може коливатися щодо стану спокою під впливом зовнішньої сили, що виникла, наприклад, при подоланні нерівності дороги [3; 4]. Коливання продовжуються доти, доки вони не будуть погашені внаслідок дії сил внутрішнього тертя. Коливання характеризуються амплітудою та частотою. При проведенні налаштування підвіски особлива увага приділяється власне частоті коливань кузова. Коливання із частотою менше 1 Гц викликають у багатьох нудоту. При частоті коливань понад 1,5 Гц втрачається відчуття комфорту, а коливання із частотою понад 5 Гц сприймаються як вібрація. Власна частота коливань кузова залежить, головним чином, від жорсткості пружних елементів і від величини підресореної маси. Після подолання нерівностей платформи на дорозі з рівною поверхнею роблять вільні коливання. Власні частоти та коефіцієнти згасань, які характеризують ці коливання, істотно впливають на поведінку платформ на дорозі з нерівною поверхнею. Кількість власних частот і коефіцієнтів загасання у платформ та їхніх елементів досить

велика. Пояснюється це тим, що багато елементів платформ можна розглядати як коливальні системи. Ці системи виникають через недостатню жорсткість самих елементів, обумовлену вимогами зменшення їхньої ваги або вартості, або внаслідок пружних зв'язків, створюваних для зменшення динамічних навантажень [4; 5]. Під час визначення співвідношення власних частот платформ необхідно виходити з таких основних положень:

- власні частоти не повинні збігатися з частотами збурення;
- власні частоти коливань елементів, які взаємно впливають один на одного, не повинні збігатися;
- якщо збіг частот неминучий, то величина згасання має бути збільшена.

Щоб задовольнити ці вимоги, необхідно вміти знаходити власні частоти та коефіцієнти згасання і знати, як їх збільшувати або зменшувати, усуваючи небажані збіги частот. Наприклад, радіатори є масою, котру доводиться пов'язувати з платформами пружними зв'язками:

- занадто жорстке кріплення викликало навантаження на радіатор через коливання платформ і деформації рам;
- занадто мала жорсткість зв'язків призвела б до значних амплітуд коливань радіатора і зажадала збільшення відстані від радіатора до вентилятора, що знижує ефективність охолодження двигуна [5; 6].

Ці обмеження можуть призвести до того, що власна частота вертикальних коливань радіатора збігається з власними частотами коливань двигуна на його підвісці або передніх безпружинних частин на ресорах і шинах [6; 7]. Під час одного дослідження виявилось, що при власній частоті радіатора, близькій до власної частоти переднього моста (приблизно 11 Гц), прискорення радіатора зросли, як при резонансі. Щоб зменшити коливання, можна було знизити власну частоту до 8 – 9 Гц або підвищити її до 14 – 16 Гц. Зменшення частоти нижче 8 Гц було обмежене

збільшенням амплітуд переміщень радіатора, а також областю частот, обумовлених частотою обертання колінчастого валу двигуна при холостому ході (6,5 – 7,5 Гц). Коливання платформ, пов'язані з появою циклічних навантажень, є причиною можливої втоми матеріалів, у тому числі виготовляються пружні елементи шасі платформ. У платформ із безпосереднім управлінням, призначених для транспортування людини по поверхні, одним з найважливіших чинників обмеження швидкості руху є плавність ходу, забезпечення якої вимагає вивчення як стаціонарних випадкових коливань, так і реакцій корпусів платформ на випадкові імпульси.

Ці міркування та завдання, пов'язані з дослідженням динаміки платформ при стаціонарних, випадкових, безперервних та імпульсних впливах, визначають методи їхнього розв'язання, котрі можна розподілити на три основні групи:

- фізичне моделювання коливань платформ за умов, що імітують їхнє коливання на заданій поверхні;
- математичне моделювання коливань платформ, засноване на розв'язанні рівнянь динаміки за допомогою ЕОМ;
- аналіз коливань та синтезу динамічних параметрів шасі платформ, заснованих на аналітичному розв'язанні спрощених рівнянь, які наближено описують динаміку платформ стосовно того чи іншого завдання аналізу або синтезу [7; 8].

В основі запропонованих методів лежить розв'язання диференціальних рівнянь просторових коливань корпусу платформ, викликаних їхнім рухом нерівностями детермінованої та випадкової форми. Фізичне моделювання руху транспортних засобів у певних умовах ґрунтується на імітації силових впливів на макети платформ, які за вибраними умовами подібності адекватні впливам заданих умов експлуатації на проектувану платформу [9]. При фізичному моделюванні

коливань платформ під дією вертикальних збурень, що виникають від подолання нерівностей поверхні середовища експлуатації із заданою швидкістю, необхідне дотримання геометричних та динамічних критеріїв подібності досліджуваних машин та впливів.

Геометрична подоба виявляється у рівності співвідношення геометричних розмірів елементів ходової частини до розмірів нерівностей поверхні. Розглянемо параметри нерівностей під колесами платформ.

Отже, нехай L_n – довжина нерівностей заданої форми, H_n – висота нерівностей заданої форми, наприклад

$$\delta(x) = \frac{H_n}{2} \left(1 - \cos \frac{2\pi}{L_n} x \right), \quad (1)$$

де $\delta(x)$ – поточне значення висоти нерівності у точці x ;

x – поточне значення шляху, пройденого платформою.

Тоді можна отримати геометричні критерії подібності моделі «м» та натури «н» у вигляді:

$$\frac{g_m}{L_{nm}} = \frac{g_n}{L_{nn}}, \frac{r_m}{H_{nm}} = \frac{r_n}{H_{nn}}, \frac{\Delta_m}{L_{nm}} = \frac{\Delta_n}{L_{nn}} \text{ тощо.} \quad (2)$$

Дотримання умови (2) забезпечує однакову фазу впливів нерівностей поверхні на різні колеса (катки) платформ та їхніх макетів у натурних та модельованих умовах. Для динамічної подібності коливань макетів та платформ необхідний збіг парціальних частот за кутовими та вертикальними коливаннями натури та моделей, а також рівність відповідних їм безрозмірних коефіцієнтів аперіодичності λ .

Необхідно відзначити, що фізичне моделювання коливань платформ, засноване на застосуванні різних типів пружного «зневажування» підресорених і не підресорених частин, не завжди може бути доцільним, оскільки, з одного боку, пов'язано зі створенням вельми громіздких зневажувальних пристроїв, а з іншого – не забезпечує прийнятної точності відтворення динамічних процесів коливань через введення до системи

додаткових пружних елементів і розподілених мас самої системи «зневажування» [3; 10]. Досить ефективним методом дослідження коливань платформ, які рухаються нерівними поверхнями, є їхнє математичне моделювання з використанням обчислювальної техніки.

В основі математичного моделювання коливань платформ, які рухаються нерівними поверхнями, лежить розв'язання диференціальних рівнянь малих коливань підресорених і не підресорених частин платформ, спричинених нерівностями поверхонь. Так, поточне значення висоти нерівностей δ представляється функціонально залежним від часу $\delta = \delta(t)$. Наприклад, геометричний опис нерівності типу (1) або йому подібне перетворюється на вираз виду:

$$\delta(t) = \frac{H_n}{2} \left(1 - \cos \frac{2\pi v}{L_n} t \right), \quad (3)$$

за допомогою підстановки $x = vt$.

Розгляд тільки малих коливань під час дослідження плавності руху платформ і пов'язаних з ними завдань пояснюється такими міркуваннями:

- зазвичай, відношення динамічних ходів підвісок платформ до величин їхньої бази та колін становить не більше 0,1, що відповідає зміні кутів коливань безпружинної частини в діапазонах $0 - 10^\circ$;
- рух платформ підйомами, спусками та косогорами з ухилами, великими 10° , не викликає динамічних впливів на підресорену частину платформ з їхніми низькочастотностями, отже щодо коливань платформ може розглядатися.

Таким чином, під час дослідження стійкості рівняння малих коливань чотирьохколісних платформ матимуть вигляд [12]:

$$\left. \begin{aligned} M_{\Pi Z}^{\ddot{}} \} + \sum_{i=1}^n (F_{\Pi Li} + F_{\Pi Pi} + F_{A Li} + F_{A Pi}) &= M_{\Pi} g, \\ M_{\Pi \rho^2 y \varphi}^{\ddot{}} + \sum_{i=1}^n l_i (F_{\Pi Li} + F_{\Pi Pi}) + \sum_{i=1}^n l_i (F_{A Li} + F_{A Pi}) &= 0, \\ M_{\Pi \rho^2 x \psi}^{\ddot{}} + \frac{B}{2} \left[\sum_{i=1}^n (F_{\Pi Li} + F_{A Li}) - \sum_{i=1}^n (F_{\Pi Pi} + F_{A Pi}) \right] &= 0, \\ m_{i \xi Li}^{\ddot{}} - F_{\Pi Li} - F_{A Li} + F_{K Li} &= m_i g, \\ m_{i \xi Pi}^{\ddot{}} - F_{\Pi Pi} - F_{A Pi} + F_{K Pi} &= m_i g, i = 1, 2, \dots, n \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

де $F_{\Pi Li} = F_{\Pi Li} \left(\Delta_{0i} - z - l_{i\varphi} - \frac{B}{2} \psi + \xi_{Li} \right)$ – величини сил пружних деформацій лівої та правої i -х підвісок;

$F_{A Li} = F_{A Li} \left(-\dot{z} - l_{i\varphi} \dot{\psi} - \frac{B}{2} \dot{\psi} + \dot{\xi}_{Li} \right)$ та $F_{A Pi} = F_{A Pi} \left(-\dot{z} - l_{i\varphi} \dot{\psi} + \frac{B}{2} \dot{\psi} + \dot{\xi}_{Pi} \right)$ – величини дисипативних сил лівого та правого i -го амортизатора;

$F_{K Li} = F_{K Li} \left(\Delta_{K0i} - \xi_{Li} + \delta_{Li} \right)$ та $F_{K Pi} = F_{K Pi} \left(\Delta_{K0i} - \xi_{Pi} - \delta_{Pi} \right)$ – величина пружних деформацій обідь лівого та правого i -х коліс (котків) платформи;

ξ_{Li} та ξ_{Pi} – вертикальні переміщення i -ї лівої та правої невіднесеної частини відповідно;

n_0 – число осей (пар коліс) платформи;

Δ_{K0i} – статична деформація i -го обода колеса платформи.

Під час складання рівнянь (4), крім небагатьох коливань, були використані такі припущення:

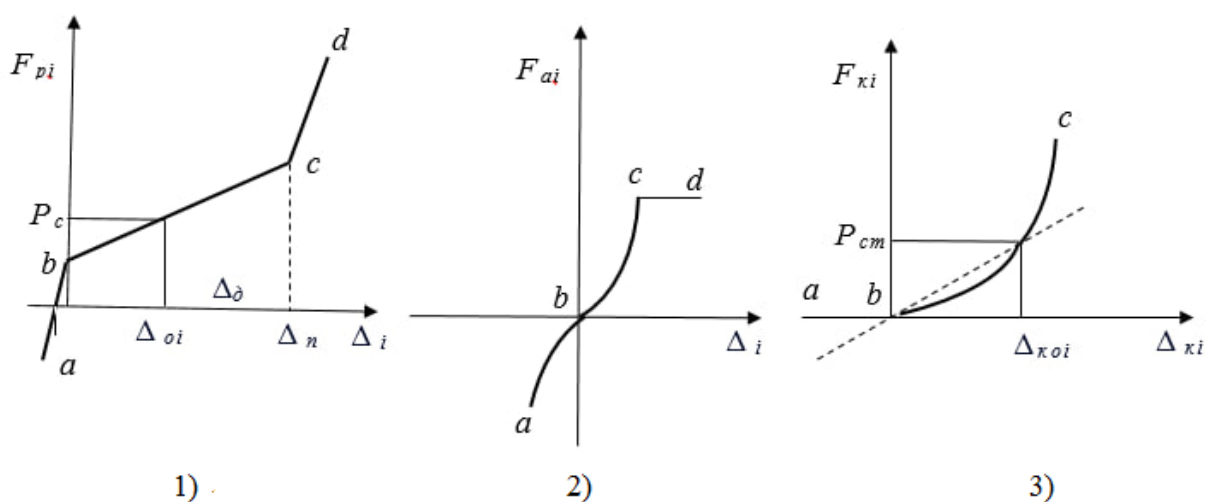
– жорсткість корпусів і рам планетоходів (піднесених частин) висока і значно перевищує жорсткість пружних елементів системи піднесування, що дозволяє розглядати піднесену частину як тверде тіло;

- зусилля від кожного i -го лівого або правого пружного елемента та амортизатора діють на підресорену частину вертикально і прикладені в одній точці;
- платформа симетрична поздовжній площині;
- рух платформи поверхнею рівномірний;
- деформація пружних елементів підресорювання, викликана додатковими тяговими та гальмівними зусиллями до колес платформи, не враховується;
- ділянка нерівної поверхні горизонталей у поздовжньому та поперечному напрямках.

Ці припущення не порушують спільності дослідження коливання платформи на основі розв'язування рівнянь (4) [12].

У рівняннях (4) функціональні залежності пружних дисипативних сил мають нелінійний характер. На рис. 2 представлені типові характеристики пружного елемента підвіски, амортизатора та обода колеса відповідно [13].

Значення статичного Δ_0 , динамічного Δ_d та повного Δ_{Π} ходів пружного елемента підвіски зображено на рис. 2, 1.



1 – характеристика пружного елемента підвіски; 2 – характеристика амортизатора; 3 – характеристика пружності обода колеса

Рис. 2. Типові характеристики

Характеристика підвіски $F_{\text{п}}$ є кусково-лінійною залежністю зусилля $F_{\text{п}}$ від величини її відносного підтискання Δ_i . Ділянка ab відповідає опусканню колеса на нижній обмежувач підвіски ходу при відриві колеса від ґрунту. Ділянка bc – це характеристика пружності елемента підвіски (торсіону, ресори, пружини), наведеного до осі колеса. Ділянка cd відповідає роботі підвіски після вимкнення пружного елемента, тобто після виведення підвіски на верхній обмежувач ходу (упор).

Характеристика амортизатора (рис. 2, 2) є нелінійною залежністю дисипативної сили F_a від швидкості деформації підвіски $\dot{\Delta}$. Верхня частина параметра bcd називається ходом стиснення амортизатора, а нижня ab – ходом відбою.

Однією з характерних рис чотирьохколісних платформ є те, що специфічні умови їхньої експлуатації (розрідженість або відсутність атмосфери, різкі перепади температур, нерівності ґрунту, зараженість поверхні тощо) не дозволяють застосовувати гідравлічні амортизатори коливальних, які найчастіше застосовуються на звичайних транспортних машинах. У даному випадку можливе використання амортизаторів сухого тертя та електродинамічних систем.

Так, наявність електродинамічного гальмування в приводі мотор-коліс роботизованої платформи при відносних переміщеннях балансирів, викликаних коливаннями корпусу, спільно з конструкційним тертям в шарнірах підвіски забезпечувало достатнє згасання коливальних підресорної частини колеса платформи, виконані або в спицях та обіддях, можуть мати податливість, порівнянну з податливістю пружних елементів підвіски [14]. У цих випадках їхня жорсткість їх повинна враховуватися шляхом введення рівняння (4) характеристики деформації обода зображеного на рис. 2, 3 (пунктиром – лінеаризована, суцільною лінією – нелінійна).

Ділянка ab відповідає відриву колеса від ґрунту, а ділянка bc є характеристикою пружності обода колеса в залежності від величини його деформації Δ_k . На тому ж рис. 2, 3 зображені величини статичних зусиль $P_{ст}$ та деформацій обода Δ_{koi} , викликаних вагою, що припадає на кожен шину в статичному стані на горизонтальній площині.

Розв'язання рівнянь (4) порівняно просто можна реалізувати на ЕОМ за стандартною програмою, заснованою на використанні методу Рунге-Кутта. Процес набору блок-схеми для розв'язання рівнянь (4) на ЕОМ не становить труднощів, але введення в машину інформації про мікропрофіль поверхні пов'язаний з необхідністю розроблення спеціальних пристроїв або з підключенням до ЕОМ спеціального генератора випадкового шуму та набору запізнювальних блоків для імітації впливів на кожне колесо платформи у відповідній фазі.

Запис мікропрофілю можна здійснити за допомогою напівавтоматичного слідувального механізму, на вхід якого надходить графічне зображення мікропрофілю поверхні як функції від шляху, що проходить платформа, а виходом є частотно-модульований електричний сигнал, пропорційний графічному зображенню, що вводиться.

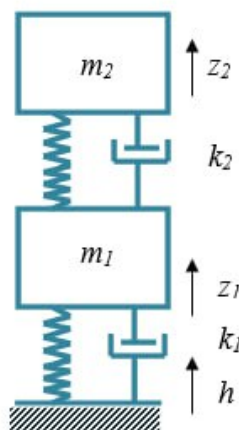
Одним із шляхів формування реалізації мікропрофілю поверхні може бути наступний.

Нехай у розпорядженні дослідника перебувають досить докладні фотографії чи карти місцевості, де намічена експлуатація платформи. Вибираючи різні випадкові напрямки руху, можна побудувати вертикальні розрізи поверхні, що віддаляються один від одного на відстань колії платформи. Будь-яка з пар отриманих перерізів за умови їхньої достатньої протяжності може бути використана в якості реалізації мікропрофілю заданої області під час розв'язання задачі про коливання платформи методом математичного моделювання [12; 13].

Конструкція підвіски чотирьохколісних платформ значною мірою

визначається співвідношенням між підресореними та не підресореними масами. З назви можна дійти невтішного висновку, що підресореною масою платформ вважається та її частина, котра сприймається підвіскою і має між собою дорогий пружний елемент. До не підресорених мас належать всі частини, що залишилися: колеса, шини, маточини коліс, гальмівні барабани або диски. Під час наїзду колеса на дорожню нерівність воно піднімається та передає зусилля на кузов, діючи через пружний елемент. Вплив цього переміщення колеса на переміщення кузова залежить від того, наскільки кузов важчий за колесо і все, що з'єднане з ним, – іншими словами, від співвідношення підресорених і не підресорених мас. Чим менша величина не підресорених мас, тим менший вплив на плавність ходу надає рух по нерівній дорозі. Це стало основною причиною переходу до незалежних підвісок, які не мають важкої балки, що з'єднує колеса, і в яких тільки власне колесо і все, що пов'язане з ним, є не підресореним. Велика величина відношення підресорених і не підресорених мас впливає не тільки на плавність ходу, але і на здатність платформ тримати дорогу. Чим важче кузов щодо колеса, тим швидше колесо повертається на місце постійного контакту після того, як відірветься від дороги при наїзді на нерівність.

Розподіл мас, які становлять підресорену частину чотирьохколісних платформ, характеризується двома основними вимірювачами: положенням центру важкості та моментами інерції. На рис. 3 показано двомасову модель, що розглядає чверть платформи, тобто підресорену і не підресорену маси, що припадають на одне колесо.



h – амплітуда збудження; z – амплітуда коливань; k – коефіцієнт згасання;
 m – маса; індекси: 1 – шина и вісь, 2 – кузов

Рис. 3. Двомасові моделі чверті платформи

На коливання кузова платформ впливають моменти інерції її підресореної частини щодо поперечної та поздовжньої осей, які проходять через центр ваги платформи. У зв'язку із забезпеченням керованості та стійкості доводиться, крім того, враховувати величину моменту інерції щодо вертикальної осі, що проходить через центр ваги платформи.

Висновки. Досліджено групу методів, які дають змогу на стадії розроблення концепцій платформ, ескізних і технічних проєктів, отримувати з прийнятною точністю раціональні значення геометричних і динамічних параметрів шасі, а також кількісні характеристики режимів їхньої роботи в умовах очікуваної експлуатації.

Література

1. Raol J. R., Ayyagari R. Control Systems: Classical, Modern, and AI-Based Approaches, (1st ed.). Chapman and Hall/CRC Press, 2019. 668 p.
2. Serovajsky S. Mathematical Modelling, (1st ed.). New York, Chapman and Hall/CRC Press, 2021. 466 p.
3. Banerjee S., Raton . Mathematical Modeling: Models, Analysis and Applications, 2nd Edition / FL: Chapman and Hall/CRC Press, Taylor & Francis Group, 2022. 433 p.

4. Arakelian V., Wenger P. (Eds.) ROMANSY 22 – Robot Design, Dynamics and Control. *Proceedings of the 22nd CISM IFToMM Symposium*. Rennes, France, 25–28 June, 2018. P. 481-490.
5. Zeghloul S., Laribi M.A., Sandoval Arevalo J.S. (Eds.) Advances in Service and Industrial Robotics. *Proceedings of the 29th Conference on Robotics in Alpe-Adria-Danube Region (RAAD 2020)*. Futuroscope-Poitiers, France, 2020. Mechanisms and Machine Science Book Series; Springer: Berlin/Heidelberg, Germany, 2020. Vol. 102.
6. Cheng Peng, Li Chen Model Reference Adaptive Control Based on Adjustable Reference Model during Mode Transition for Hybrid Electric Vehicles. *Mechatronics*. 2022. Vol. 87 (1). 102894.
- 7 Gopala Rao. L. V., Narayanan S. Optimal response of half car vehicle model with sky-hook damper based on LQR control. *Int. J. Dynam. Control*. 2020. Vol. 8, No. 2. P. 488-496.
8. Mohamed A. H., Abidou D., Maged S. A. LQR and PID controllers' performance on a half car active suspension system. *International mobile, intelligent, and ubiquitous: computing conference, IEEE*. 2021. P. 48-53.
9. Matrood M., Nassar A. Improving the Dynamic Response of Half-Car Model Using Modified PID Controller. *Iraqi Journal for Electrical and Electronic Engineering*. 2023. 19. P. 52-58.
10. Kuo C.-H., Lin P.-C., Essomba T., Chen G.-C. (Eds.) Robotics and Mechatronics. *Proceedings of the 6th IFToMM International Symposium on Robotics and Mechatronics (ISRM 2019)*. Taipei, Taiwan, 28-30 October, 2019. Mechanism and Machine Science Book Series; Springer: Berlin/Heidelberg, Germany, 2020. Vol. 78.
11. Koukos-Papagiannis C., Moulianitis V., Aspragathos N. Classification of All Non-Isomorphic Regular and Cuspidal Arm Anatomies in an Orthogonal Metamorphic Manipulator. *Robotics*. 2020. 9(2). 20 p.

12. Zhiguo Zhao, Dan Lei, Jiayi Chen, Hangyu Li. Optimal control of mode transition for four-wheel-drive hybrid electric vehicle with dry dual-clutch transmission. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2018. Vol. 105. P. 68-89.

13. Xiangyang Xu, Yinghua Liang, Mick Jordan, Peter Tenberge, Peng Dong, Optimized control of engine start assisted by the disconnect clutch in a P2 hybrid automatic transmission. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2019. Vol. 124. P. 313-329.

14. Feng Wang, Jian Zhang, Xing Xu, Yingfeng Cai, Shaoyong Ni, Hongbo Que Torsional oscillation-considered mode transition coordinated control for a power-split PHEV based on action dependent heuristic dynamic programming. *ISA Transactions*. 2022. Vol. 126. P. 597-616.