

ДОСЛІДЖЕННЯ ВІЛЬНИХ КОЛИВАНЬ КОРПУСА ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ ПІД ЧАС РУХУ

Колодненко Віталій Миколайович

старший викладач

Сумський національний аграрний університет, м. Суми, Україна

ORCID: 0000-0002-8450-6759

kolodnenko_vn@ukr.net

Соларьов Олександр Олексійович

кандидат технічних наук, доцент

Сумський національний аграрний університет, м. Суми, Україна

ORCID: 0000-0002-1485-0685

solarov.oleksandr@snau.edu.ua

Коливання корпусу транспортного засобу відноситься до рухів та вібрацій, яким піддається сама конструкція транспортного засобу під час руху. Це можуть бути рухи та коливання, які відбуваються відносно основної структури або рами транспортного засобу. Під час руху транспортного засобу, особливо по дорогах з нерівним покриттям, корпус піддається різноманітним коливанням. Ці коливання можуть бути викликані нерівностями на дорозі, опором робочих органів, впливом сил вітру або іншими факторами. Види коливань корпусу можуть включати вертикальні коливання, що проявляються у вигляді підстрибування або рухів вгору-вниз; поздовжні качання, що відбуваються в напрямку руху транспортного засобу; горизонтально-поздовжні коливання корпусу, що з'являються внаслідок впливу бічних сил або рухів корпусу вгору-вниз; і поперечні коливання, відомі як бортове качання, коливання з боку на бік.

Коливання корпусу можуть мати вплив на різні аспекти, такі як комфорт пасажирів, стійкість транспортного засобу, ефективність роботи робочих органів та загальну безпеку. Тому, вивчення та розуміння цих коливань є важливим завданням для розробників транспортних засобів та інженерів, що працюють над покращенням їх характеристик та функціональності.

У цій статті ми провели детальний аналіз процесу коливання корпусу транспортного засобу під час руху. Дослідження охоплює вплив нерівностей дорожнього покриття та інших факторів на коливання корпусу. Виявлено, що під час руху транспортного засобу виникають різноманітні види коливань, такі як вертикальні коливання (підстрибування), поздовжні качання, горизонтально-поздовжні коливання корпусу і поперечні коливання (бортове качання). Проведений аналіз розглядає причини виникнення цих коливань та їх вплив на комфорт водія, пасажирів та стійкість транспортного засобу.

Для більшого розуміння процесу коливання було здійснено математичний аналіз з метою подальшого моделювання та проведення експериментальних досліджень. Результати цього дослідження можуть бути важливими для поліпшення конструкції транспортних засобів та розробки ефективних систем поглинання коливань, що забезпечують комфортну поїздки та безпеку пасажирів. Наведений алгоритм розрахунку докладно описує процес коливання корпусу транспортного засобу під час руху.

Ключові слова: транспортний засіб, коливання корпусу, амплітуда коливань.

DOI <https://doi.org/10.32845/msnau.2022.1.9>

Вступ. Відомо, що автомобіль, як і будь-яке інше транспортне засіб, під час руху піддається коливанням, що виникають внаслідок нерівностей дорожнього покриття або опорних сил, що діють на його робочі органи. Якщо розглядати автомобіль як жорстке тіло, яке опирається на гнучкі опори у вигляді коліс, можна виділити такі типи коливань: вертикальні коливання (підстрибування), поздовжні рухи вгору-вниз, горизонтально-поздовжні коливання корпусу і поперечні коливання (крен). З перерахованих типів коливань найбільш помітними є перші два.

У багатьох сучасних роботах українських вчених (Martyniuk et al, 2021; Kozhushko et al, 2018) розглянуті задачі динаміки гусеничної та колісної техніки її вплив на ґрунт та визначення частоти вільних коливань усіх видів. Під час кінематичної невідповідності спарених рушіїв та криволінійній траєкторії руху також суттєво підсилюються коливання корпусу транспортного засобу

та в подальшому несуть негативний вплив на керованість, стійкість транспортного засобу (Melnyk et al, 2015; Dovzhyk et al, 2015).

Матеріали та методи. У даній статті ми намагаємося оцінити ефект складних коливань транспортного засобу на збільшення тиску, який діє на ґрунт під його колесами, за допомогою спрощеної методики з метою кількісного визначення додаткового ущільнення ґрунту. Нехай m_T – маса транспортного засобу, зосереджена у центрі ваги C (рис. 1); l_1 і l_2 – відстані від центра ваги до точок контакту коліс з ґрунтом. I_z і I_x – моменти інерції маси транспортного засобу відносно центральних осей C_z і C_x , перпендикулярних до середньої площини uOx ; c_1 і c_2 – еквівалентні жорсткості, відповідно, передніх і задніх коліс.

Складний рух корпусу транспортного засобу в площині uOx можна розкласти на поступальний рух уздовж осі u , поступальний рух уздовж осі x і обертальний рух. Для визначення відповідних коливань

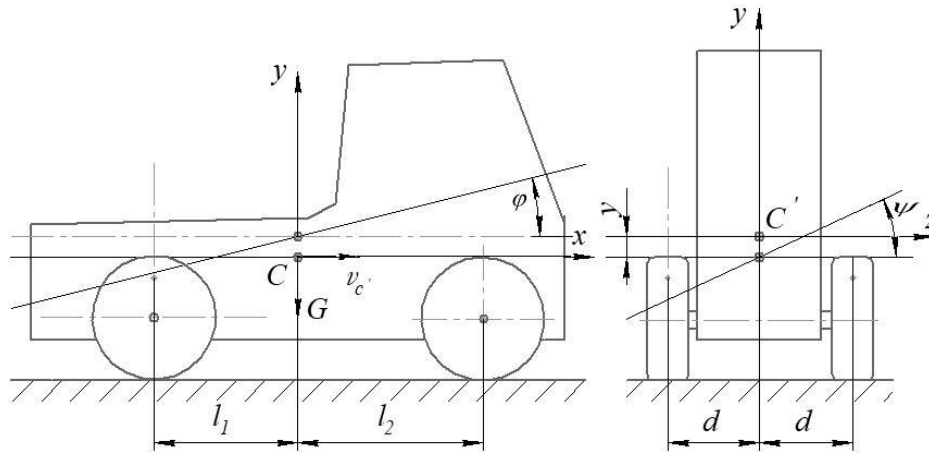


Рис. 1. До визначення вільних коливань транспортного засобу у поздовжньо-вертикальній площині

скористаємося рівнянням Лагранжа другого роду для кожного з названих видів коливань:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{y}} \right) - \frac{\partial T}{\partial y} = -\frac{\partial \Pi_1}{\partial y}; \quad \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi} = -\frac{\partial \Pi_2}{\partial \varphi}; \quad (1)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}} \right) - \frac{\partial T}{\partial x} = -\frac{\partial \Pi_3}{\partial x}; \quad \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\psi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \psi} = -\frac{\partial \Pi_4}{\partial \psi}. \quad (2)$$

Тут і далі використані загальновідомі позначення:

$$\begin{aligned} \frac{dy}{dt} &= \dot{y}; \quad \frac{dx}{dt} = \dot{x}; \quad \frac{d^2 y}{dt^2} = \ddot{y}; \quad \frac{d^2 x}{dt^2} = \ddot{x}; \\ \frac{d\varphi}{dt} &= \dot{\varphi}; \quad \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = \ddot{\varphi}; \quad \frac{d\psi}{dt} = \dot{\psi}; \quad \frac{d^2 \psi}{dt^2} = \ddot{\psi}. \end{aligned} \quad (3)$$

Кінетичну енергію транспортного засобу визначимо як кінетичну енергію суцільного твердого тіла з урахуванням усіх видів коливань:

$$T = \frac{1}{2} \left[m_T \left(\frac{dy}{dt} \right)^2 + m_T \left(\frac{dx}{dt} \right)^2 + I_z \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2 + I_x \frac{d\psi}{dt} \right]. \quad (4)$$

Для визначення потенційної енергії системи помістимо початок координат С у центр ваги транспортного засобу і прийнемо його положення як нульове, відносно якого відбуваються коливання корпусу. Цьому положенню відповідають початкові вертикальні деформації передніх і задніх коліс: y_{o1} і y_{o2} . При переміщенні центра ваги С вниз на величину y і повороті осі транспортного засобу на кут φ потенційна енергія транспортного засобу буде $\Pi_1' = -Gy$. Тут знак «мінус» взято, виходячи з фізичної сутності зміни потенційної енергії (вона зменшилася). Потенційна енергія передніх коліс зросте і буде дорівнювати

$$\Pi_1'' = \frac{1}{2} c_1 (y_{o1} + y + l_2 \varphi)^2 - \frac{1}{2} c_1 y_{o1}^2. \quad (5)$$

Потенційна енергія задніх коліс зміниться так:

$$\Pi_1''' = \frac{1}{2} c_2 (y_{o2} + y - l_1 \varphi)^2 - \frac{1}{2} c_2 y_{o2}^2. \quad (6)$$

Потенційну енергію системи знайдемо як суму потенційних енергій корпусу транспортного засобу і пружних деформованих коліс:

$$\begin{aligned} \Pi_1 &= \Pi_1' + \Pi_1'' + \Pi_1''' = \\ &= -Gy + \left[\frac{1}{2} c_1 (y_{o1} + y + l_2 \varphi)^2 - \frac{1}{2} c_1 y_{o1}^2 + \right. \\ &\quad \left. \frac{1}{2} c_2 (y_{o2} + y - l_1 \varphi)^2 - \frac{1}{2} c_2 y_{o2}^2 \right] \cdot 2 = \\ &= -Gy + (c_1 + c_2) y^2 + (c_1 l_2^2 + c_2 l_1^2) \varphi^2 + \\ &\quad + 2(c_1 l_2 + c_2 l_1) \varphi y + 2(c_1 y_{o1} + c_2 y_{o2}) y + \\ &\quad + 2(c_1 y_{o1} + c_2 y_{o2}) \varphi. \end{aligned} \quad (7)$$

При переході через нульове положення у системі спокою рівнодіюча всіх сил, що діють на систему, дорівнює нулю, тому згідно з відомою теоремою механіки про проекції сил на координатні осі можна записати:

$$\left(\frac{\partial \Pi_1}{\partial y} \right) = -G + (c_1 l_2 - c_2 l_1) \varphi + (c_1 y_{o1} + c_2 y_{o2}) = 0. \quad (8)$$

Тоді остаточно маємо:

$$\begin{aligned} \Pi_1 &= (c_1 + c_2) y^2 + (c_1 l_2^2 + c_2 l_1^2) \varphi^2 + \\ &\quad + 2(c_1 l_2 y_{o1} - c_2 l_1 y_{o2}) \varphi. \end{aligned} \quad (9)$$

Потенційна енергія системи у випадку поздовжнього коливання системи $\Pi_2 = \Pi_1'$.

Коливання уподовж осі Сх, теж відбуваються за рахунок пружності еластичних коліс, і потенційна енергія

у цьому випадку буде $\Pi_3 = \frac{1}{2} c_{\text{сум}} x^2$, де $c_{\text{сум}}$ – сумарна горизонтальна жорсткість усіх чотирьох коліс. Цю жорсткість можна визначити експериментальним шляхом, визначаючи силу тяги при загальмованих колесах і відповідне їй переміщення x . Нарешті, потенційну енергію у разі поперечних коливань знаходимо як суму потенційних енергій корпусу транспортного засобу $\Pi'_1 = -Gy$ і деформованих коліс. Остання, як і у випадку поздовжніх коливань у площині uCx , буде:

$$\Pi_4 = -Gy + (c_1 + c_2)y^2 + 2(c_1y_{o1} + c_2y_{o2})y + d^2(c_1 + c_2)\psi^2. \quad (10)$$

Використовуючи умову:

$$\left(\frac{\partial \Pi_4}{\partial y}\right)_{y=0} = -G + 2(c_1 + c_2)y + 2(c_1y_{o1} + c_2y_{o2}) = G + 2(c_1y_{o1} + c_2y_{o2}) = 0, \quad (11)$$

Остаточно маємо:

$$\Pi_4 = (c_1 + c_2)y^2 + d^2(c_1 + c_2)\psi^2. \quad (12)$$

Результати досліджень. Вирази для похідних у рівняннях Лагранжа:

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{y}} = m_T \dot{y}; \quad \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{y}} \right) = m_T \ddot{y}; \quad \frac{\partial T}{\partial y} = 0; \quad \frac{\partial \Pi_1}{\partial y} = 2(c_1 + c_2)y; \quad (14)$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}} = I_z \dot{\phi}; \quad \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}} \right) = I_z \ddot{\phi}; \quad \frac{\partial T}{\partial \phi} = 0; \quad (15)$$

$$\frac{\partial \Pi_2}{\partial \phi} = 2(c_1 I_2^2 + c_2 I_1^2)\phi - 2(c_1 I_2 y_{o1} - c_2 I_1 y_{o2}).$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{x}} = m_T \dot{x}; \quad \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}} \right) = m_T \ddot{x}; \quad \frac{\partial T}{\partial x} = 0; \quad \frac{\partial \Pi_3}{\partial x} = c_{\text{сум}} x; \quad (16)$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\psi}} = I_x \dot{\psi}; \quad \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\psi}} \right) = I_x \ddot{\psi}; \quad \frac{\partial T}{\partial \psi} = 0; \quad \frac{\partial \Pi_4}{\partial \psi} = 2d^2(c_1 + c_2)\psi. \quad (17)$$

Підставивши ці вирази у перше рівняння Лагранжа, отримаємо:

$$m_T \ddot{y} = -2(c_1 + c_2)y, \quad \text{або} \quad \ddot{y} + k_1^2 y = 0. \quad (19)$$

Це лінійне диференціальне рівняння другого порядку. Його загальне рішення буде:

$$y = c_1 \sin(k_1 t + \alpha_1), \quad (20)$$

де $k_1 = \sqrt{2(c_1 + c_2) / m_T}$ – циклічна частота вертикальних коливань (підстрибувань) корпусу транспортного засобу.

Постійні c_1 і α_1 можна знайти з початкових умов, але коливання можливі при будь-яких відхиленнях від положення рівноваги. Амплітуда c_1 , як відомо, залежить саме від початкового відхилення і початкової швидкості.

З другого рівняння Лагранжа маємо:

$$I_z \ddot{\phi} = -2(c_1 I_2^2 + c_2 I_1^2)\phi + 2(c_1 I_2 y_{o1} - c_2 I_1 y_{o2}), \quad (21)$$

або

$$\ddot{\phi} + k_2^2 \phi = p, \quad \text{де} \quad p = 2(c_1 I_2 y_{o1} - c_2 I_1 y_{o2}) / J_z. \quad (22)$$

Це теж лінійне диференціальне рівняння другого порядку, рішенням якого буде:

$$\phi = \frac{1}{k_2^2} [p + c_2 \sin(k_2 t + \alpha_2)], \quad (23)$$

де $k_2 = \sqrt{2(c_1 I_2 + c_2 I_1) / J_z}$ – циклічна частота обертальних коливань корпусу транспортного засобу, а постійні c_2 і α_2 знаходяться з початкових умов.

З третього рівняння Лагранжа отримуємо диференціальне рівняння $m x + c_{\text{сум}} x = 0$, загальне рішення якого $x = c_3 \sin(k_3 t + \alpha_3)$ і циклічна частота горизонтальних коливань $k_3 = \sqrt{c_{\text{сум}} / m_T}$, де $c_{\text{сум}} = 2(c_1 + c_2)$.

Нарешті четверте рівняння Лагранжа зводиться до диференціального рівняння

$$I_x \ddot{\psi} + 2d^2(c_1 + c_2)\psi = 0, \quad (24)$$

загальне рішення якого можна записати у вигляді

$$\psi = C_4 \sin(k_4 t + \alpha_4). \quad (25)$$

Циклічна частота обертальних коливань корпусу транспортного засобу в площині uCz буде:

$$k_4 = \sqrt{2d^2(c_1 + c_2) / m_T}. \quad (26)$$

Обговорення. Коливання корпусу транспортного засобу є важливим аспектом, який впливає на різні аспекти його функціонування. Давайте розглянемо деякі ключові аспекти та обговоримо їх.

Комфорт водія: Коливання корпусу транспортного засобу можуть впливати на комфорт водія. Надмірні коливання можуть спричинити дискомфорт, стомлювання та навіть незручності для пасажирів. Тому важливо розробляти та вдосконалювати системи поглинання коливань, які зменшують вплив коливань на пасажирів і забезпечують більш комфортну поїздку.

Стійкість транспортного засобу: Коливання корпусу можуть впливати на стійкість транспортного засобу. Надмірні коливання можуть знижувати стійкість та контроль над транспортним засобом, особливо на високих швидкостях або в умовах поганого дорожнього покриття. Це може погіршувати безпеку та керованість транспортного засобу. Розробка ефективних систем підвіски та контролю коливань допомагає забезпечити стійкість транспортного засобу.

Вплив на робочі органи: Коливання корпусу можуть впливати на ефективність роботи робочих органів транспортного засобу. Наприклад, в сільськогосподарських машинах, коливання можуть призводити до нерівномірного

оброблення ґрунту або впливати на точність роботи оброблювальних агрегатів. Врахування коливань корпусу та розробка систем компенсації можуть поліпшити роботу робочих органів та результативність транспортного засобу.

Безпека: Коливання корпусу також мають важливе значення для безпеки транспортного засобу. Надмірні коливання можуть спричинити пошкодження структури транспортного засобу, зношування деталей або викликати несправності. Це може вплинути на загальну безпеку пасажирів та експлуатацію транспортного засобу. Розробка та застосування ефективних систем контролю та моніторингу коливань можуть покращити безпеку транспортних засобів.

Отже, розуміння та управління коливаннями корпусу транспортного засобу є важливими завданнями для забезпечення комфорту, стійкості, ефективності

та безпеки транспортного засобу. Це вимагає розробки та впровадження відповідних технологій, математичних моделей та систем управління, що дозволяють ефективно контролювати та знижувати вплив коливань на транспортний засіб.

Висновок. Таким чином, вільні коливання корпусу транспортного засобу у площинах u_{Cx} і u_{Cz} описуються чотирма незалежними рівняннями, кожне з яких містить лише один аргумент – одну з узагальнених координат u , x , φ або ψ

Щоб отримати рішення в числах за допомогою цих рівнянь, треба визначитися з величинами еквівалентних жорсткостей шин c_1 і c_2 та моментів інерції маси транспортного засобу J_z і J_x . Дані дослідження мають прикладний характер та можуть бути використаними при конструюванні автомобільної техніки.

Бібліографічні посилання:

1. Martyniuk, A. V., Marchenko, M. V., Solarov, O. O. (2021). Trajektorija kryvoliniinoho rukhu traktora [Trajectory of curvilinear movement of the tractor] [Elektronnyi resurs]. *Tekhnologii XXI storichchia* : zbirnyk tez za materialamy 27 mizhnarodnoi naukovo-praktychnoi konferentsii (m. Sumy – Odesa, 24–26 lystopada, 2021 r.) (Ch. 1, s. 39–40). Sumy – Odesa : SNAU [in Ukrainian].

2. Melnyk, V. I., Dovzhyk, M. Ya., Tatiachenko, B. Ya., & Solarov, O. O. (2015). Kinematychna nevidpovidnist i dynamichna nerivnomirnist navantazhennia sparenykh kolis traktora. [Kinematic inconsistency and dynamic unevenness of the load of paired tractor wheels]. *Inzheneriia pryrodokorystuvannia*, (1), 90–95. URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/lprk_2015_1_18 [in Ukrainian].

3. Dovzhyk, M. Ya., Tatiachenko, B. Ya., & Solarov, O. O. (2015). Sylovyy analiz traktornoho ahrehatu z pakhotnym pluhom [Power analysis of a tractor unit with an arable plow]. *Visnyk Kharkivskoho natsionalnogo tekhnichnogo universytetu silskoho hospodarstva imeni Petra Vasylenka*, (157), 208–214. URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/Vkhdtusg_2015_157_38 [in Ukrainian].

4. Kozhushko, A. P., Hryhoriev, O. L. (2018). Modeliuvannia zviazanykh kolyvan kolisnogo traktora ta tsystemy z ridnoiu na priamii traiektorii zi skladnym reliefom mistsevosti [Modeling coupled vibrations of a wheeled tractor and a liquid tank on a straight path with complex terrain]. *Visnyk Natsionalnogo tekhnichnogo universytetu "KhPI". Seriya: Matematychnie modeliuvannia v tekhnitsi ta tekhnologiiakh*, 34–61. URL: <https://repository.kpi.kharkov.ua/server/api/core/bitstreams/e82dd96f-874a-415a-952d-71b162c727c4> [in Ukrainian].

Solarov O.O., PhD, Associate Professor, Sumy National Agrarian University Sumy, Ukraine

Kolodnenko V.M., Senior Lecturer, Sumy National Agrarian University Sumy, Ukraine

Research of free oscillations of the body of the vehicle while driving

Vehicle body sway refers to the movements and vibrations to which the vehicle structure itself is subjected while driving. These can be movements and vibrations that occur relative to the main structure or frame of the vehicle. During the movement of the vehicle, especially on roads with uneven surfaces, the body is subject to various vibrations. These fluctuations can be caused by unevenness on the road, the resistance of working bodies, the influence of wind forces or other factors. Types of hull oscillations may include vertical oscillations manifested as bouncing or up-and-down movements; longitudinal rocking occurring in the direction of movement of the vehicle; horizontal-longitudinal vibrations of the body, which appear due to the influence of lateral forces or movements of the body up and down; and transverse sway, known as roll, side-to-side sway.

Body vibrations can affect various aspects such as passenger comfort, vehicle stability, efficiency of working organs and overall safety. Therefore, studying and understanding these fluctuations is an important task for vehicle designers and engineers working to improve their performance and functionality.

In this article, we have carried out a detailed analysis of the process of oscillation of the vehicle body during movement. The study covers the effect of road surface irregularities and other factors on body vibration. It was found that various types of oscillations occur during the movement of the vehicle, such as vertical oscillations (jumping), longitudinal swaying, horizontal-longitudinal oscillations of the body and transverse oscillations (side swaying). The conducted analysis examines the causes of these fluctuations and their impact on the comfort of the driver, passengers and the stability of the vehicle.

For a better understanding of the oscillation process, a mathematical analysis was carried out for the purpose of further modeling and conducting experimental studies. The results of this research can be important for improving the design of vehicles and developing effective vibration absorption systems that ensure a comfortable ride and the safety of passengers. The given calculation algorithm describes in detail the process of oscillation of the vehicle body during movement.

Key words: vehicle, body vibrations, amplitude of vibrations.