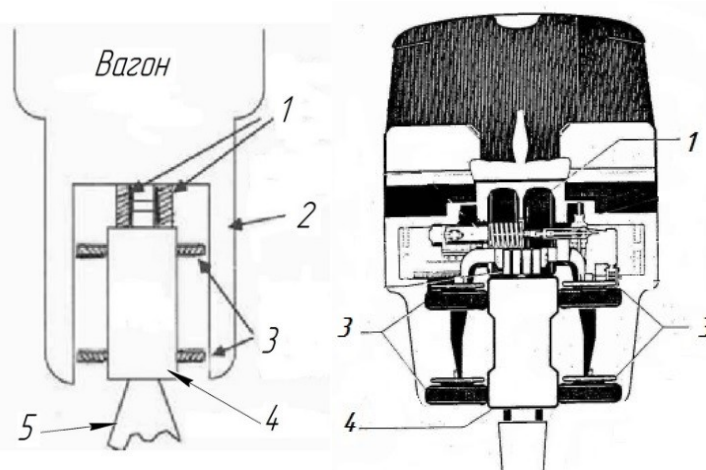


АНАЛІЗ ДИНАМІКИ МОНОРЕЙКОВОГО ВАГОНА

Проведено чисельне моделювання руху моделі монорейкового вагона з колісним обпиранням системи «Alweg» в прямолінійних та кругових ділянках шляхопроводу. Визначено раціональні значення приведенного коефіцієнту пружності направляючого колісного модуля, що забезпечує безпечні з точки зору скочування пружні відхилення візків відносно естакади. Представлено візуалізацію процесу руху в системі Maple.

У великих містах спостерігаються транспортні проблеми - затори. Громадський транспорт рухається повільно. Рішенням транспортної проблеми є метрополітен, але його лінії зв'язку не досягають спальних районів. Альтернативою наземному та підземному транспорту може бути монорейковий транспорт, який рухається по одній рейці (монорейці), яка установлена на опорах або естакаді на деякій відстані над землею. Цей вид транспорту є самим перспективним на даний час, тому що здійснює перевезення пасажирів без затримок в часи пік в порівнянні з міським транспортом.

Існує декілька різновидів монорейкового транспорту, які поділяють по способу підвісу вагонів. Практичний інтерес викликає монорейковий потяг [1, 2], технологія якого використовується в системі «Alweg» (рис.1). Основна особливість даної системи це пневматичні несучі колеса 1 та стабілізуючі колеса 3, котрі переміщуються по монорейці, модель взаємодії пружного колеса з опорною поверхнею може бути описана на основі гіпотези відведення І. Рокара [3, 4]; направляючий колісний модуль, який виконує роль стабілізуючого елемента, як в поперечному напрямі (забезпечує малі відхилення траєкторії вагона від програмної траєкторії, що визначається профілем рейкового шляху), так і повздовжньому напрямі (запобігає можливному боковому перекиданню вагона відносно повздовжньої осі естакади).



1 – несучі колеса, 2 – бічні сторони вагону, 3 – стабілізуючі колеса,
4 – монорейка, 5 – підтримуюча колона

Рис. 1 – Принципова схема Alweg

Метою роботи є отримання, на основі чисельного аналізу розробленої математичної моделі монорейкового вагона, попередніх раціональних значень коефіцієнту пружності

направляючого колісного модуля, що забезпечує безпечні з точки зору скочування пружні відхилення візків відносно естакади.

Монорейковий вагон складається з трьох складових «ВІЗОК 1 – КОРПУС - ВІЗОК 2», візки з'єднані з корпусом шарнірно в точках А, В – центрах мас візків (рис.2).

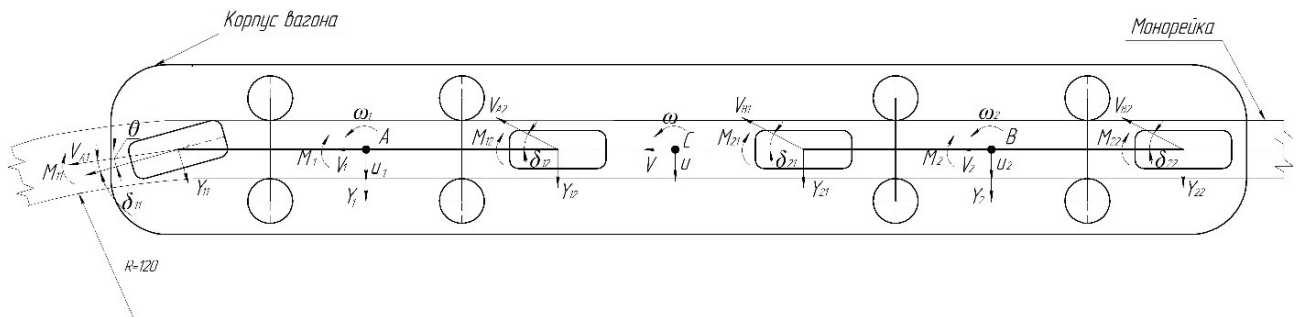


Рис. 2 – Розрахункова велосипедна схема вагона з двома візками

В цілому, загальний вид схем приводиться в джерелах [5, 6], але будь який опис математичної моделі (включаючи кількість ступенів вільності моделі) в них не освітлювався.

В роботі прийнято, що положення корпусу вагона (тіло носій) визначається положенням його центра мас (x_C, y_C) та курсовим кутом ψ , положення візків визначається кутами повороту відносно осі корпусу вагона ψ_1 та ψ_2 . Динамічні рівняння плоскопаралельного руху корпусу описуються двома половинними ступенями вільності [7]: поперечною складовою швидкості центра мас u ; кутовою швидкістю відносно вертикальної осі ω . Зовнішні сили та моменти, що діють на вагон: приведена сила Y_i та момент пружності M_i , що діють на направляючий колісний модуль; сили Y_{ij} та моменти M_{ij} відведення несучих коліс; X_{ij} – поздовжні сили в п'яті контакту несучих коліс. В шарнірних з'єднаннях (циліндричних шарнірах) візка з вагоном виникають внутрішні сили, які формально вилучаються при виводі рівнянь руху всієї системи. Хоча в математичній моделі передбачена можливість керованого повороту переднього зведеного колеса (кут θ), при моделюванні розглядався випадок некерованих коліс ($\theta=0$), крім того припускалось $X_{ij}=0$. Розгорнутий вигляд рівнянь руху системи досить громіздкий, тому приведено лише загальний вигляд рівнянь динаміки плоскопаралельного руху в припущенні (1), що в системі підтримується стала величина повздовжньої складової швидкості центра мас корпусу (параметр v).

$$\begin{aligned}
 m \ddot{y} &= Y_1 \cos \psi_1 + Y_{12} \cos \psi_1 + Y_2 \cos \psi_2 + Y_{21} \cos \psi_2 + \\
 &+ Y_{22} \cos \psi_2 + \sin \psi_2 X_{21} + \sin \psi_2 X_{22} + Y_{11} \cos \psi_1 + \sin \psi_1 X_{11} + \\
 &+ \sin \psi_1 X_{12} + m_2 L B \dot{\psi} \\
 J \ddot{\psi} &= I_1 \omega v + L A Y_{11} \cos \psi_1 + L B m_2 \omega v + L A \sin \psi_1 X_{11} - \\
 &- L A m_1 \dot{\psi} \quad \quad \quad \psi_1 + L A Y_{12} \cos \psi_1 + \\
 &+ L A \sin \psi_1 X_{12} - L B Y_2 \cos \psi_2 - L B Y_{21} \cos \psi_2 - L B Y_{22} \cos \psi_2 + \\
 &+ L B m_2 \dot{\psi} \quad \quad \quad \psi_2 X_{21} - L B \sin \psi_2 X_{22}; \\
 J_1 \ddot{\psi} &= -l \cdot Y_{12} - M_1, \quad (\omega_1 = \omega + \dot{\psi}) \\
 J_2 \ddot{\psi} &= -l \cdot Y_{22} - M_2, \quad (\omega_2 = \omega + \dot{\psi}_2).
 \end{aligned} \tag{1}$$

Сили відведення та моменти відведення визначались на основі емпіричних залежностей, як функції кутів відведення [8, 9]. В роботі враховані нелінійні залежності сил

та моментів відведення, які відображають реальні пружні характеристики пневматичних коліс та дають можливість дослідити механізми втрати стійкості системи при достатньо великих збуреннях фазових змінних.

При дослідженні використовуються залежності сили відведення (2) та моменту відведення (3):

$$Y_{ij} = k_i \cdot \delta_{ij} / \sqrt{1 + (k_i \delta_{ij} / (\psi_i N_i))^2}; \quad (2)$$

$$M_{ij} = A_i \cdot \delta_{ij} / (B_i \delta_{ij}^4 + C_i \delta_{ij}^2 + 1); \quad (3)$$

де k_i – коефіцієнт опору відведенню;

δ_{ij} – кут відведення i -того несучого колеса;

ψ_i – коефіцієнт тертя колеса в поперечному напрямі;

N_i – навантаження на приведене колесо;

A_i, B_i, C_i – коефіцієнти, що визначаються емпірично.

Кути відведення на передніх та задніх несучих колесах визначаються через поперечні, поздовжні складові швидкості центрів мас візків та місцеві кутові швидкості відносно відповідних вертикальних осей

$$\delta_{i1} = -\arctg \frac{u_i + l\omega_i}{v_i}; \quad \delta_{i2} = \arctg \frac{-u_i + l\omega_i}{v_i}, \quad (4)$$

де l - половина бази візка.

Пружні сили Y_i та пружний момент M_i лінійно залежать від радіального зсуву центра мас візка щодо програмної кругової траєкторії, різниці курсових кутів візка та програмної кривої відповідно.

$$Y_1 = C_y \left(\Pi^2 K_r / 2 - \left(1/K_r - \sqrt{(y_A - 1/K_r)^2 + x_A^2} \right) \right); \quad (5)$$

$$Y_2 = C_y \left(\Pi^2 K_r / 2 - \left(1/K_r - \sqrt{(y_B - 1/K_r)^2 + x_B^2} \right) \right);$$

$$M_1 = C_\psi (\psi + \psi_1 - \phi_1);$$

$$M_2 = C_\psi (\psi + \psi_2 - \phi_2). \quad (6)$$

де K_r – кривизна кругової траєкторії;

Π – половина бази поперечного направляючого модуля;

x_A, y_A, x_B, y_B – координати центру мас візків вагона;

ϕ_1, ϕ_2 – курсові кути програмної траєкторії в точках, що відповідають точкам А, В відповідно.

При русі вагона, за рахунок пружних відхилень (лінійних поперечних та курсових кутових) направляючого модуля, може відбуватися схід несучих коліс (вертикальних колісних опор) 1 (рис.1), цьому необхідно запобігти, по-друге, доцентрове прискорення в кривих ділянках необхідно обмежити на рівні $a_{y\max} = 4 \text{ м/с}^2$.

Далі наводяться результати чисельного моделювання руху вагона по кривій сталої кривизни в середовищі пакета чисельно-аналітичних розрахунків Maple. Мета якого була в

теоретично обґрунтованому виборі певних конструктивних параметрів, наприклад, коефіцієнта пружності направляючого колісного модуля (останній варіювався, щоб досягти необхідних обмежень максимального нормального прискорення та пружних деформацій в поперечному напрямі).

Використано наступні числові значення конструктивних параметрів вагона для чисельного моделювання: $m_1 = m_2 = 1320$ кг; $m = 16000$ кг; $J_1 = J_2 = 4224$ кг м²; $J = 274400$ кгм²; $a = 7$ м; $b = 7$ м; $k_1 = k_2 = 36000$ Н; $C_y = 250000$ Н/м; $g = 9.8$ м/с²; $v = 22$ м/с; $R = 120$ м.

Для наведеного набору числових значень параметрів побудовано траєкторію центра мас вагона (рис.3).

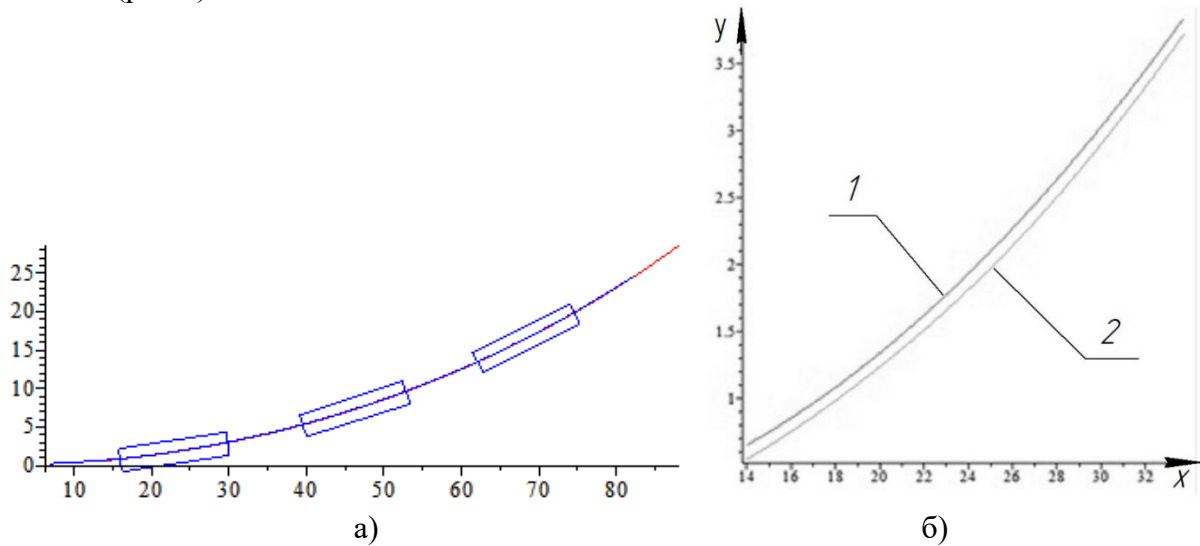


Рис. 3 – Програмна крива, траєкторія центра мас вагона, його положення (а) та фрагмент програмної кривої (1) та траєкторії центра мас першого візка (2) (б)

Далі представлено графіки залежності зміни в часі радіального відхилення центра мас першого візка від програмної траєкторії (рис.4 а) та нормального прискорення центра мас a_y вагона (рис.4 б).

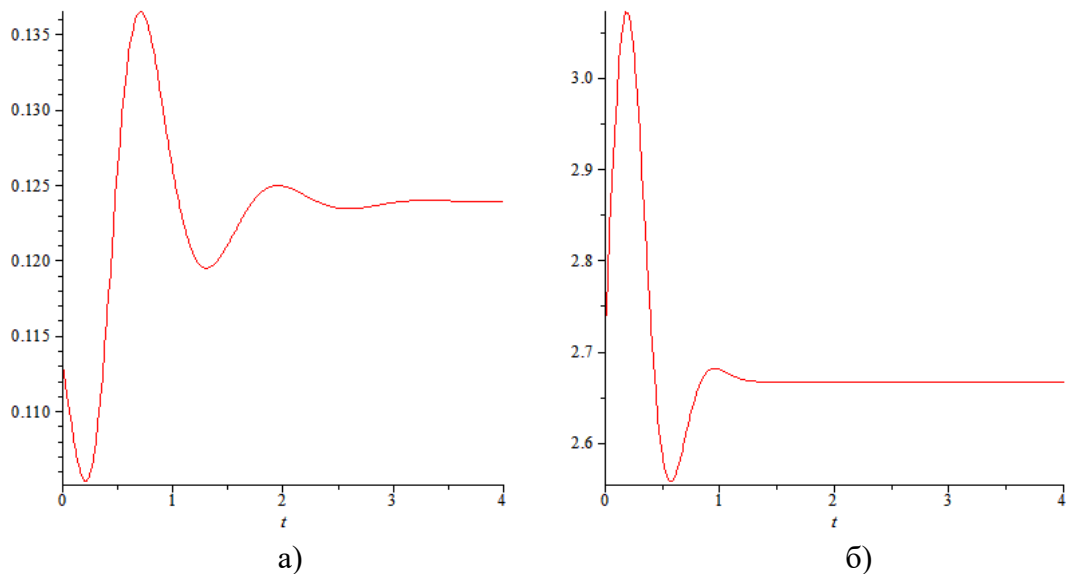


Рис. 4 – Графіки радіального відхилення центра мас першого візка від програмної траєкторії (а) та нормального прискорення при переході з прямолінійної ділянки до кругової (б)

При моделюванні динаміки монорейкового вагона було отримано попередні раціональні значення коефіцієнту пружності направляючого модулю та оцінено можливі пружні деформації. За допомогою пакета чисельно-аналітичних розрахунків Maple було виконано візуалізацію плоскопаралельного руху вагона.

Список літературних джерел

1. Ryan R. Kennedy [Electronic resource]: Considering Monorail Rapid Transit for North American Cities. Available at: <http://www.monorails.org/webpix%202/ryanrkennedy.pdf>
2. www.STC-IN.com & www.skytraincorp.com [Electronic resource]: Monorail History and Technology of Successful Technology. Available at: http://www.skytraincorp.com/pp/stc_mht.pdf
3. Рокар, И. Неустойчивость в механике / Ива Рокар. – М. : Издательство иностр. лит., 1959. – 288 с.
4. Вербицкий В. Г. Характеристики поворачиваемости автомобиля при наличии внешней боковой силы / В. Г. Вербицкий, Р. А. Кулиев, А. Н. Ефименко, Ю. Н. Стрельник // Вісник СевНТУ: зб. наук. пр. Вип. 142/2013. Серія: Машиноприладобудування та транспорт. – Севастополь, 2013. - С. 96 – 99.
5. Kanji Wako. New Types of Guided Transport / Kanji Wako // Japan Railway & Transport Review 26 - February 2001. - S. 58-67.
6. Technical Pages [Electronic resource]: Alweg - Suspension. Available at: <http://www.monorails.org/tMspages/TPAlwsu.html>
7. Неймарк Ю. Н. Динамика неголономных систем / Ю. Н. Неймарк, Н. А. Фуфаев. – М. : 1967. – 520 с.
8. Fiala E. Seitenkrafte am rollenden Luftreifen / E. Fiala . VDI - Zeitschrift. - 1954.-№96. - S. 973-979.
9. Вербицкий, В. Г. К определению характеристик силового взаимодействия упругого пневматика с опорной поверхностью при постоянном угле увода (Обобщение на случай продольных сил, действующих в пятне контакта) / В. Г. Вербицкий, В.А. Банников, А.Н. Ефименко, А.Э. Даниленко // Вісник СевНТУ: зб. наук. пр. Вип. 152/2014. Серія: Машиноприладобудування та транспорт. – Севастополь, 2014. - С. 56–59.

Єфименко Алла Миколаївна – аспірант кафедри «Теоретична та прикладна механіка», Державний економіко-технологічний університет транспорту, Київ.