

Дячук М.В., к.т.н., Петренко Д.І.

Придніпровська державна академія будівництва та архітектури,
м. Дніпропетровськ

МОДЕЛЮВАННЯ КЕРОВАНОСТІ ВАНТАЖНОГО АВТОМОБІЛЯ 8×4

Представлено імітаційну модель керованості вантажного автомобіля 8×4 з двома керованими мостами. Методика моделювання враховує габаритні розміри, розподіл мас та кутів повороту між керованими колесами, зчипні та пружні властивості шини при взаємодії з дорожньою поверхнею; дозволяє задавати будь-який закон повороту рульового колеса. Виконано тестування декількох типів криволінійного руху моделі транспортного засобу в програмному середовищі MATLAB.

Постановка проблеми

У теперішній час зростання обсягу транспортної роботи вимагає збільшення вантажо-підйомності, габаритних розмірів та середніх швидкостей рухомого складу. При цьому транспортний засіб повинен бути безпечним, що в першу чергу можливо досягати шляхом конструктивного забезпечення високих показників керованості.

Збільшення потенціалу керованості в критичних ситуаціях можливо здійснити застосуванням систем контролю курсової стійкості [1]. Розвиток комп'ютерного моделювання динаміки руху та віртуального аналізу дозволяють розробляти, аналізувати та оптимізувати системи контролю курсової стійкості.

Аналіз попередніх досліджень

Розвиток досліджень керованості транспортного засобу (ТЗ), як наукового напрямку, зобов'язаний таким вченим: Є. А. Чудакову, Я. М. Певзнеру, Я. Е. Фаробіну, А. С. Литвинову, Д. А. Антонову, А. А. Хачатурову, М.Ю. Келдишу, Еллісу Д.Р., Оллей М., Дітцу О., Рікертю П., Шунку Т., Шиллінгу К., Рокару И., Міллікену У.Ф., Міллікену Д.Л., Сегелю Л., Гілеспі Т.Д., Пасейку Х.Б., Гіпсеру М., Зегелаару П. та ін.

На жаль, ні в одній з відомих робіт в даному напрямку не запропоновано універсального методу моделювання криволінійного руху транспортного засобу, адаптованого до програмування.

Постановка завдання

Моделювання керованості вантажного автомобіля полягає у: розробці адекватної математичної моделі криволінійного руху, визначенні впливу швидкості, бічному відведенні шин, зчепленні шин із дорожньою поверхнею та інтенсивності повороту керованих коліс на курсову та траєкторну стійкість автомобіля.

Прийняті допущення

Рух автомобіля по криволінійній траєкторії характеризується різними видами зв'язку: шини колеса з опорною поверхнею, ходової частини з рамою та трансмісії з ведучими колесами. Дослідження моделі ТЗ, що враховує всі зв'язки, є завданням великої складності.

У рамках спрощення задачі приймаємо допущення: модель керованого автомобіля плоска, розподіл динамічних вертикальних реакцій по колесах автомобіля дорівнює статичному, зв'язки шин із дорожньою поверхнею в боковому напрямку нелінійні та допускають ковзання.

Основний матеріал

В якості об'єкта моделювання вибраний вантажний автомобіль КамАЗ-6540. Геометричні параметри ТЗ представлено на рис. 1. При цьому розташування контактних точок буде характеризуватись матрицями відстаней:

$$l = \begin{bmatrix} a & b & c & d \\ a & b & c & d \end{bmatrix}^T; \quad k = \frac{1}{2} \cdot \begin{bmatrix} K_1 & K_2 & K_3 & K_4 \\ -K_1 & -K_2 & -K_3 & -K_4 \end{bmatrix}^T,$$

де a, b, c, d — відстані від осей до центру мас автомобіля;

K_1, K_2, K_3, K_4 — колії першої, другої, третьої та четвертої осей автомобіля.

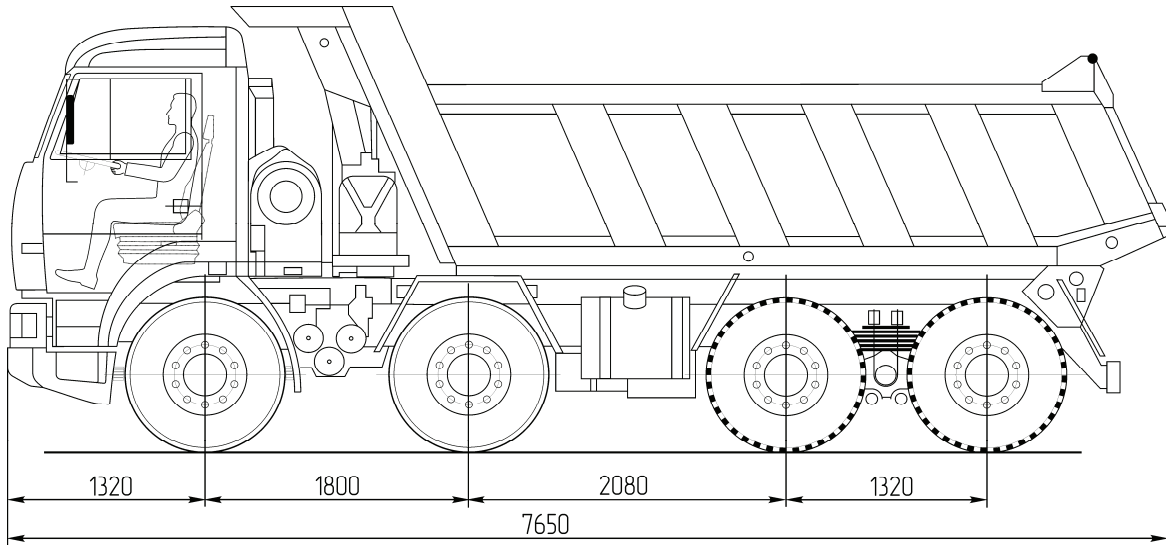


Рис. 1. Загальний вид вантажного автомобіля КамАЗ-6540

Взаємодія масових параметрів з кожним колесом — матрицею питомих мас:

$$m_w = \frac{1}{2 \cdot m} \cdot \begin{bmatrix} m_1 & m_2 & m_3 & m_4 \\ m_1 & m_2 & m_3 & m_4 \end{bmatrix}^T,$$

де m — повна маса автомобіля.

Процес повороту автомобіля досить складний. Це обумовлено в першу чергу взаємодією різних елементів автомобіля між собою, розподілом масових параметрів, розташуванням геометричних центрів, фізичними властивостями шин і керуванням [2], [3].

Розглянемо рух ТЗ на повороті (рис. 2, рис. 4).

Під час криволінійного руху автомобіля через кінематичну неузгодженість кочення колеса, бічну еластичність та дію інерційних сил виникає явище відведення шин. Це приводить до того, що вектори миттєвих швидкостей у контактних точках відхиляються на кути, рівні кутам відведення, а центр повороту переміщується відносно центрів мас, змінюючи траєкторію руху [4]. Уведемо наступні матриці:

$$\Xi = \begin{bmatrix} \Xi_{1l} & \Xi_{2l} & \Xi_{3l} & \Xi_{4l} \\ \Xi_{1r} & \Xi_{2r} & \Xi_{3r} & \Xi_{4r} \end{bmatrix}^T; \quad \delta = \begin{bmatrix} \delta_{1l} & \delta_{2l} & \delta_{3l} & \delta_{4l} \\ \delta_{1r} & \delta_{2r} & \delta_{3r} & \delta_{4r} \end{bmatrix}^T; \quad \Theta = \begin{bmatrix} \Theta_{1l} & \Theta_{2l} & 0 & 0 \\ \Theta_{1r} & \Theta_{2r} & 0 & 0 \end{bmatrix}^T,$$

де Ξ — матриця кутів відхилення абсолютних швидкостей контактних точок відносно поздовжніх осей автомобіля;

δ — матриці кутів відведення коліс ТЗ;

Θ — матриці кутів повороту коліс ТЗ.

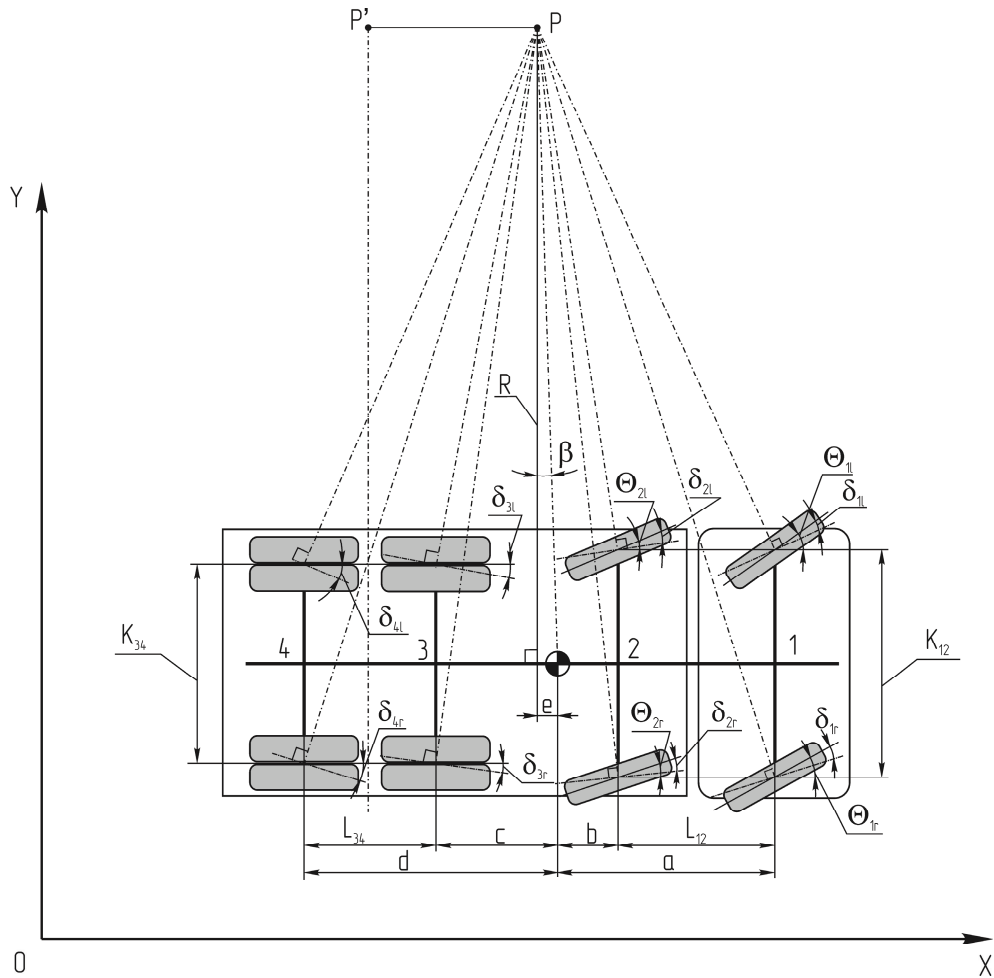


Рис. 2. Кінематична схема повороту автомобіля

Кути відведення кожного з коліс вантажного автомобіля: $\delta = \Xi - \Theta$.

В свою чергу, кожний з елементів матриці Ξ розраховується, виходячи з геометричних параметрів ТЗ, по залежностям:

$$\Xi = \arctg \left(\frac{V_y + l \cdot \omega}{V_x - k \cdot \omega} \right),$$

де V_x, V_y — поздовжня та поперечна швидкості центру мас автомобіля;

ω — кутова швидкість повороту ТЗ.

Швидкість зростання кутів відведення коліс автомобіля:

$$\frac{d\delta_{ij}}{dt} = \frac{C_{ij}}{Z_{ij}} - \frac{d\Theta_{ij}}{dt},$$

де C_{ij}, Z_{ij} — матриці, одержані від диференціювання Ξ .

Для врахування співвідношення кутів повороту керованих коліс виконаний вибір оптимальних параметрів рульової трапеції та рульового приводу (рис. 3), [5]. Зв'язуючи функції розподілу повороту керованих коліс із передатним числом рульового механізму, отримуємо залежність кутів повороту керованих коліс від кута повороту рульового колеса.

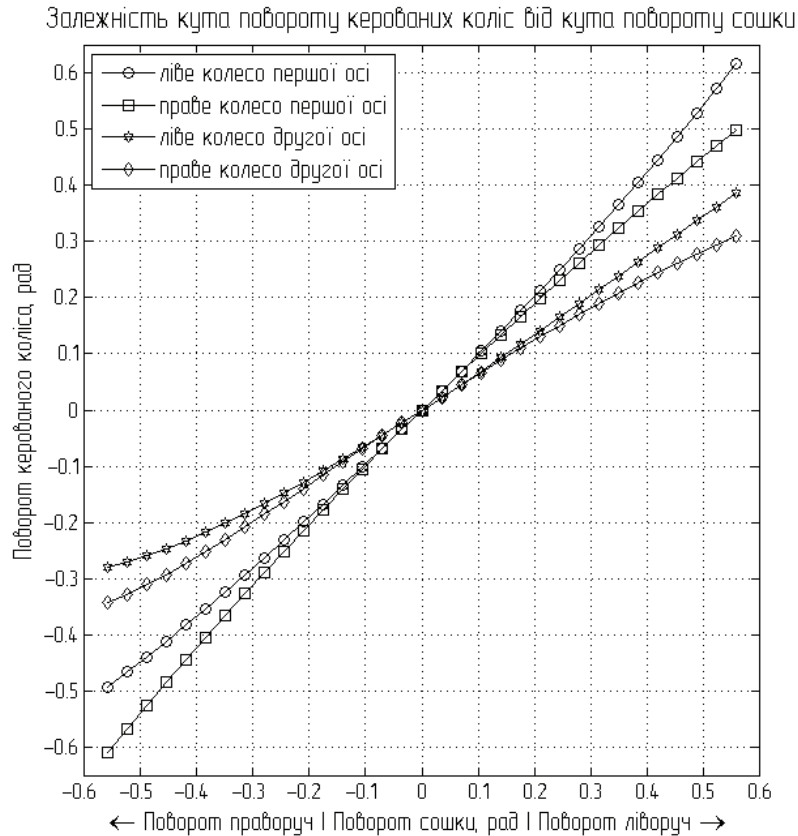


Рис. 3. Розподіл кутів повороту керованих коліс від кута повороту сошки

Функції кутів повороту коліс наступні: $\Theta_L = C_L^T \cdot B(\theta_{SW}/i_{SM})$, $\Theta_R = C_R^T \cdot B(\theta_{SW}/i_{SM})$, а швидкість повороту для кожного керованого колеса дорівнює:

$$\frac{d\Theta_L}{dt} = \frac{1}{i_{SM}} \cdot C_L^T \cdot \frac{d}{dt} B(\phi) \cdot \frac{d\theta_{SW}}{dt}; \quad \frac{d\Theta_R}{dt} = \frac{1}{i_{SM}} \cdot C_R^T \cdot \frac{d}{dt} B(\phi) \cdot \frac{d\theta_{SW}}{dt},$$

де θ_{SW} — кут повороту рульового колеса;

i_{SM} — передатне число рульового механізму;

$B(\phi)$ — базис-вектор поліномів розподілу кутів повороту коліс (рис. 3);

C_L, C_R — вектори-стовпці коефіцієнтів поліномів для лівого та правого керованих коліс, відповідно.

Для складання рівнянь руху ТЗ розглянемо автомобіль як цільну систему, що рухається в глобальній системі координат OXY (рис. 4).

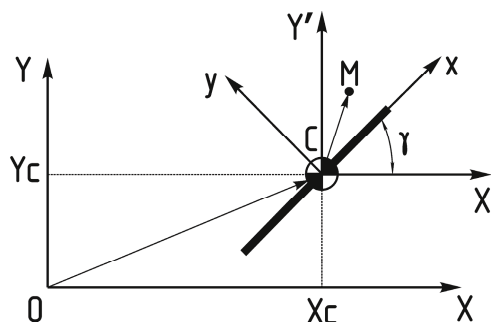


Рис. 4. Схема динамічної моделі вантажного автомобіля

У вільному стані плоска модель ТЗ має три ступені свободи: поступальний рух уздовж координат X та Y і поворот навколо центру мас на кут γ . У глобальних координатах рівняння динаміки прийняли б вигляд:

$$\begin{cases} m \cdot \frac{d^2 X}{dt^2} = \sum F_X \\ m \cdot \frac{d^2 Y}{dt^2} = \sum F_Y \\ I \cdot \frac{d^2 \gamma}{dt^2} = \sum M_C \end{cases},$$

де $\sum F_X$ — сума сил по осі X ;

$\sum F_Y$ — сума сил по осі Y ;

$\sum M_C$ — сумарний момент відносно центру мас.

Однак, враховуючи, що сили діють у головних координатах, прив'язаних до коліс автомобіля, зручніше використовувати рівняння динаміки за рухомими координатами. Це можливо завдяки властивості інваріантності законів механіки відносно систем координат.

Кінематика руху ТЗ визначається дією сил в залежності від умов руху. Згідно теорії автомобіля визначимо сили та моменти, що діють на ТЗ (рис. 5). У точках контакту шин із дорожньою поверхнею виникають поздовжні, поперечні реакції та стабілізуючі моменти, які в загальному випадку є функціями декількох змінних: вертикальних реакцій, коефіцієнтів ковзання та кутів відведення шин [4], [6].

Головні системи координат коліс можуть, як у випадку з керованими колесами, змінювати орієнтацію відносно місцевої системи координат автомобіля. Уведемо матриці зовнішніх сил, що діють в ортогональних системах координат $M_k m n$ коліс (див. рис. 5).

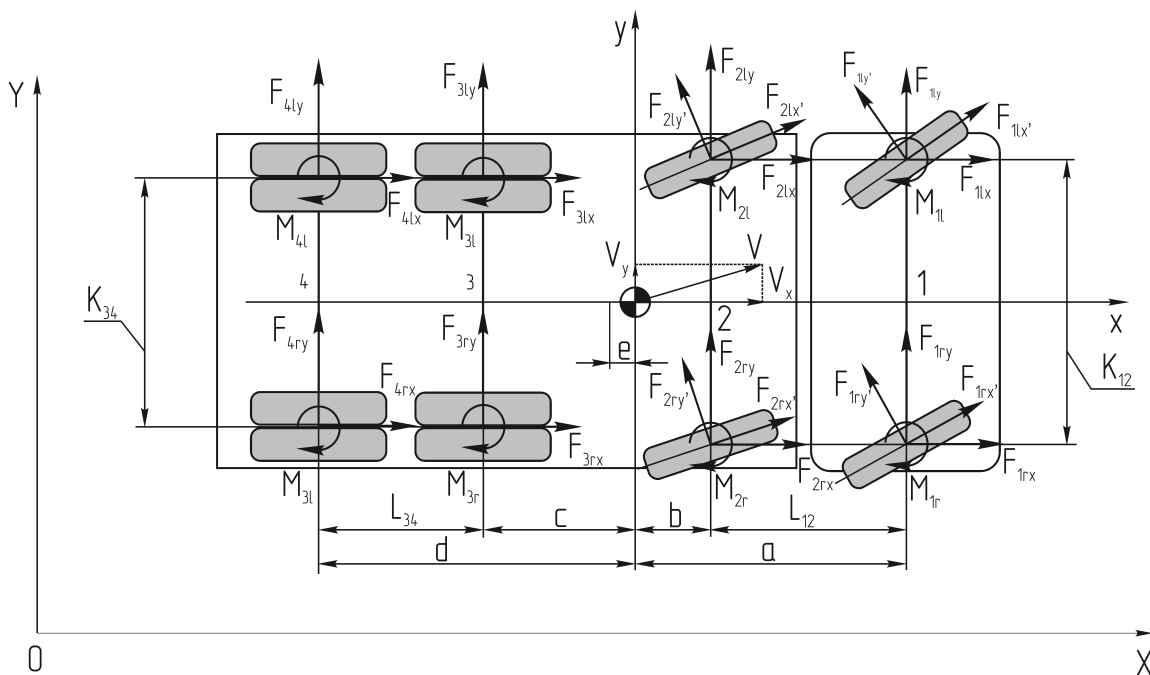


Рис. 5. Дія зовнішніх силових факторів на вантажний автомобіль

$$F_m = \begin{bmatrix} F_{m_{1L}} & F_{m_{1R}} \\ F_{m_{2L}} & F_{m_{2R}} \end{bmatrix}; F_n = \begin{bmatrix} F_{n_{1L}} & F_{n_{1R}} \\ F_{n_{2L}} & F_{n_{2R}} \end{bmatrix}^T;$$

$$F_m = T/n_T \odot F_T - m_W \odot F_R,$$

де F_T — сумарна окружна сила тяги на ведучих колесах;

F_R — сумарні сили опору руху автомобіля;

T — логічна матриця наявності сили тяги на колесах (елементи матриць 0 або 1);

$n_T = 2$ — загальна кількість ведучих коліс;

\odot — прийнятий знак почленного множення матриць.

Розрахунки F_T , F_R виконуються за відомими формулами з теорії автомобіля [3].

Розрахунок поперечних сил та стабілізуючих моментів базується на спрощених теоретичних положеннях бічного відведення шини Х. Б. Пасейки [6]. Будемо вважати питомі бічну силу та стабілізуючий момент функціями лише кута відведення шини та його похідної.

Бічні сили на колесах автомобіля можна отримати як:

$$F_n = -F_{n_{\max}} \odot f_F(\delta),$$

де $F_{n_{\max}} = \sqrt{(F_z^{(e)} \cdot \varphi_{\max})^2 - F_m^2}$ — матриця максимально можливих бічних реакцій автомобіля;

$F_z^{(e)}$ — матриця вертикальних реакцій на колесах автомобіля;

$f_F(\delta)$ — функція залежності питомої бічної сили від кута відведення (рис. 6).

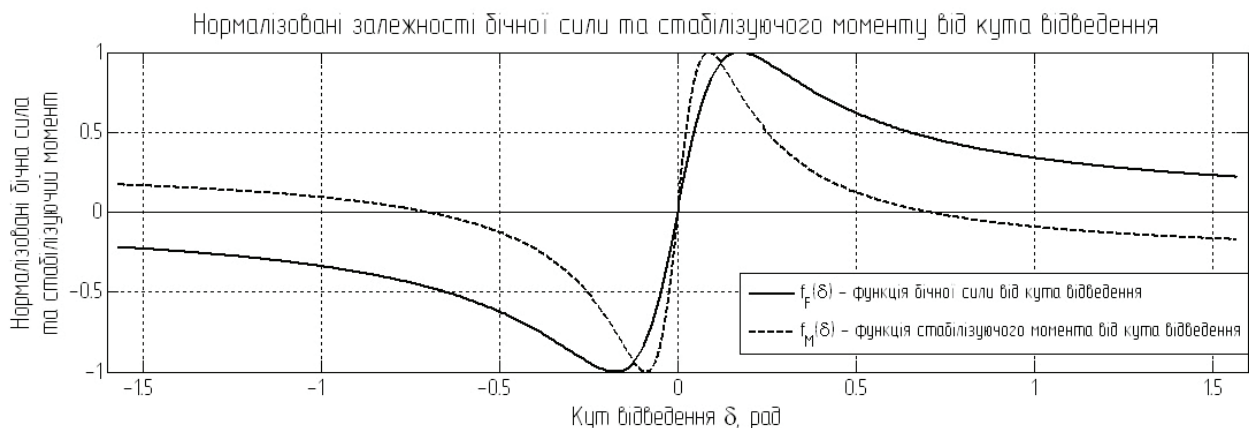


Рис. 6. Питомі характеристики залежності бокової сили та стабілізуючого моменту від кута відведення шини

Матриці стабілізуючих моментів у плямах контакту шин із дорожньою поверхнею:

$$M^{(S)} = f_M(\delta) \cdot M_{\max}^{(S)},$$

де $f_M(\delta)$ — функція залежності питомого стабілізуючого моменту від кута відведення (рис. 6);

$M_{\max}^{(S)}$ — максимальні стабілізуючі моменти шин автомобіля при номінальному статичному навантаженні.

Перехід у систему координат S_{xy} дає наступні дві матриці сил:

$$\begin{cases} F_x^{(e)} = F_m \odot \cos(\Theta) - F_n \odot \sin(\Theta); \\ F_y^{(e)} = F_m \odot \sin(\Theta) + F_n \odot \cos(\Theta), \end{cases}$$

де $F_x^{(e)}$, $F_y^{(e)}$ — проекції векторів сил на колесах ТЗ в системі координат S_{xy} .

Головні моменти зовнішніх сил відносно центру мас C автомобіля, відповідно:

$$M^{(C)} = \sum_k M_k^{(C)} = \sum \sum (1 \odot F_y^{(e)} - k \odot F_x^{(e)}) + \sum \sum M_{(s)}.$$

Таким чином формуються зовнішні силові фактори у системі диференціальних рівнянь.

Далі виконаємо інтегрування рівнянь руху автомобіля. Для цього переформуємо систему диференціальних рівнянь до матричного виду, розділяючи вищі та нижчі похідні. Інтегрування виконується у два етапи: отримання лінійних та кутових швидкостей, отримання лінійних та кутових переміщень.

$$\text{Етап 1: } \begin{bmatrix} V_{Cx} & V_{Cy} & \omega \end{bmatrix} = \int (M \cdot S + \omega \cdot H \cdot V_{\omega=0}),$$

де $S = \begin{bmatrix} F_x^{(e)} & F_y^{(e)} & M^{(C)} \end{bmatrix}^T$ — вектор зовнішніх силових факторів;

$V_{\omega=0} = \begin{bmatrix} V_{Cx} & V_{Cy} & 0 \end{bmatrix}^T$ — матриця швидкостей в рухомій системі координат;

$$H = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad M = \begin{bmatrix} 1/(m \cdot \delta_r) & 0 & 0 \\ 0 & 1/m & 0 \\ 0 & 0 & 1/I \end{bmatrix} \text{ — матриці знаку та масових коефіцієнтів;}$$

$$\text{Етап 2: } \begin{bmatrix} R_{Cx} & R_{Cy} & \gamma \end{bmatrix}^T = \int \left[C(\gamma)^T \cdot V_C^T \quad \omega \right]^T,$$

де R_{Cx} , R_{Cy} , γ — лінійні та кутові переміщення автомобіля в глобальній системі координат;

$C(\gamma)$ — матриця переходу з місцевої системи координат тягача S_{xy} до глобальної системи координат OXY ;

V_C — матриця проекцій швидкості центру мас на осі рухомої системи координат.

На основі викладеної методики створені програмні модулі в системі комп'ютерної математики MATLAB щодо розрахунку кінематичних параметрів криволінійного руху моделі вантажного автомобіля в залежності від умов руху: швидкості, закону повороту рульового колеса, коефіцієнта зчеплення шини з дорогою та ін. Розрахунки виконуються чисельними методами на основі алгоритмів чисельного диференціювання або методами Рунге-Кутта.

Результати

Згідно з методикою випробування автомобілів на керованість виконуються певні маневри: рух по колу з визначенням коридору, найменших радіусів повороту по осям сліду внутрішнього та зовнішнього коліс; переставка; криволінійний рух або рух типу «змійка»; рух у критичних умовах та інші. Зімітуємо деякі види випробувань автомобіля та порівняємо результати. Обмежимося у дослідженнях тільки тяговими режимами руху з причин складності моделювання гальмівної динаміки на плоских моделях.

Найпростіша форма криволінійного маневру — рух по колу. При цьому забезпечуються найменші радіуси повороту створеної моделі автомобіля (рис. 7). Задаємо умови руху: початкова швидкість — 5 км/год, амплітуда повороту рульового колеса — 2,5 обертів; зчеплення з дорожньою поверхнею — 80 %; час руху — 15 с. Отримано наступні результати: радіус повороту по осі сліду внутрішнього колеса становить 3,7 м, радіус повороту по осі сліду зовнішнього колеса — 4,9 м. Результати відносно добре узгоджуються з даними технічної характеристики автомобіля, що складають 4,18 м й 5,24 м — внутрішній та зовнішній радіуси, відповідно.

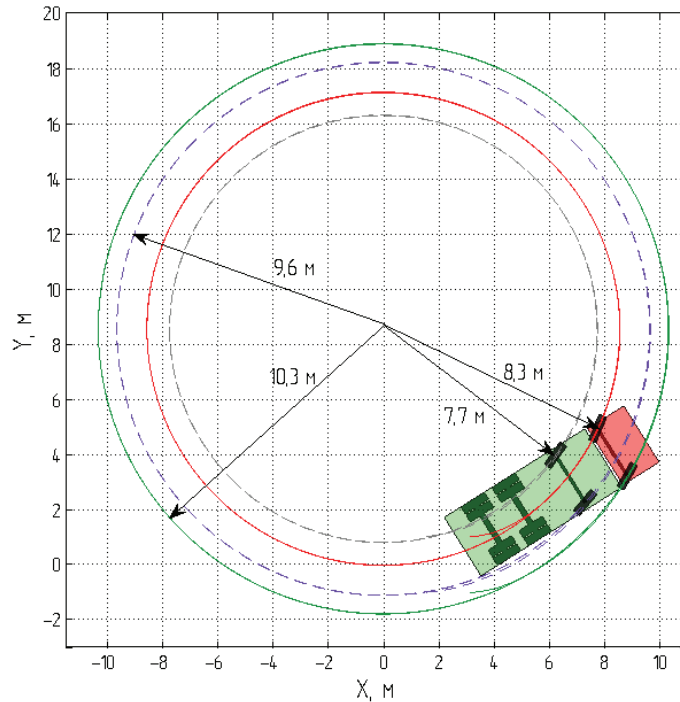


Рис. 7. Траєкторія руху по колу вантажного автомобіля

Рис. 8 і рис. 9 відображають результат імітації криволінійного руху вантажного автомобіля у випадку різного зчеплення шин з дорожньою поверхнею за наступних початкових умов руху — (рис. 8): початкова швидкість — 5 км/год , кутова швидкість повороту рульового колеса — $\pi/10 \text{ рад/с}$, амплітуда повороту рульового колеса — 2,5 оборти; зчеплення з дорожньою поверхнею — 80 %, 50 %, 20 %; час руху — 35 с; (рис. 9): початкова швидкість — 30 км/год , кутова швидкість повороту рульового колеса — $\pi/12 \text{ рад/с}$, амплітуда повороту рульового колеса — 2 оборти; зчеплення з дорожньою поверхнею — 100 %, 80 %, 60 %, 40 %; час руху — 12 с. Отримані траєкторії руху свідчать про те, що для різних умов необхідний свій закон повороту рульового колеса.

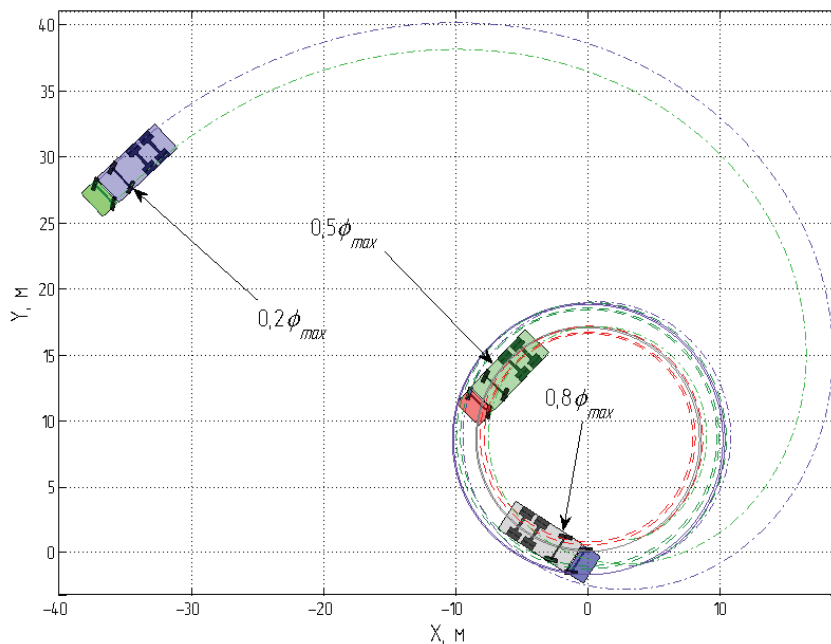


Рис. 8. Траєкторія руху по колу при різному зчепленні з дорожньою поверхнею

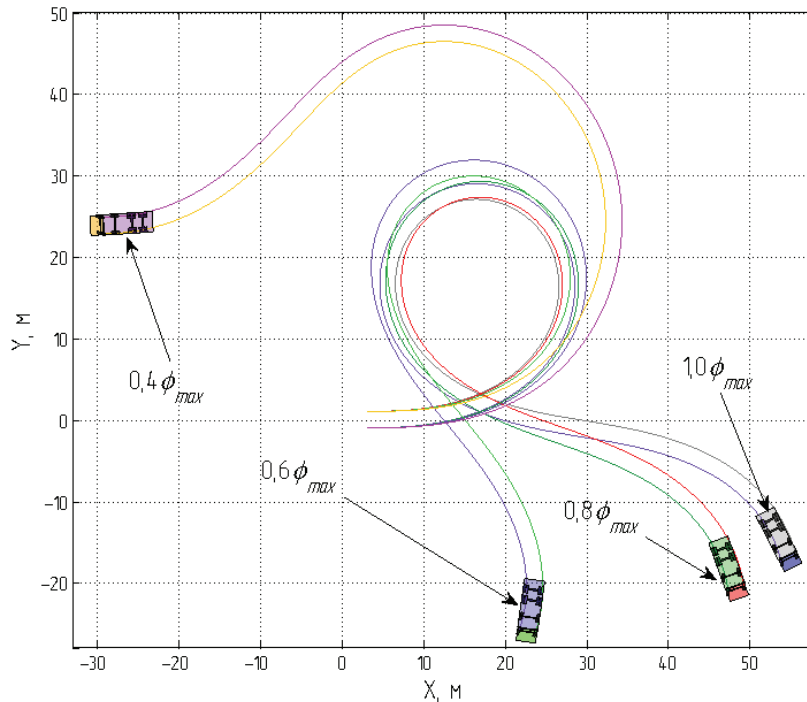


Рис. 9. Траєкторія криволінійного руху автомобіля при різному зчепленні з дорожньою поверхнею

Висновки

З огляду літературних джерел видно, що в дослідженні керуваності автомобіля в більшості випадків використовується «велосипедна» модель ТЗ, яка дозволяє дещо полегшити розрахунок. Але така модель не дозволяє досягти високої точності. Вирішенням такої проблеми є створення «розширеної» моделі автомобіля.

В освітленому вище моделюванні ТЗ, на відміну від велосипедної моделі [2], [5], розглядається кожна контактна точка (її відведення від траєкторії, дія сил та їх взаємозв'язок), враховується розподіл кутів повороту керуванних коліс та нелінійність взаємодії шини з дорожньою поверхнею. Нелінійна характеристика, яка базується на теоретичних основах формули Пасейки, дозволяє розглянути ковзання коліс транспортного засобу. З вищепредставлених результатів слід помітити, що плоска модель транспортного засобу адекватно відтворює криволінійний рух автомобіля при даних допущеннях та умовах руху. Це дає підстави вважати висвітлену в статті теорію вірною. Дана модель може використовуватись в прогнозуванні поведінки автомобіля на стадії проектування, а також в подальшому розвитку імітації динаміки руху автомобіля.

Список літератури

1. Rajamani R. Vehicle Dynamics and Control / R. Rajamani // University of Minnesota, USA. Springer. — 2006. — 485 p.
2. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля / А.С. Литвинов. — М.: Машиностроение, 1971. — 416 с.
3. Литвинов А.С. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств: учебник для вузов по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство» / А.С. Литвинов, Я.Е. Фаробин. — М.: Машиностроение, 1989. — 240 с.
4. Эллис Д.Р. Управляемость автомобиля: пер. с англ. / Д.Р. Эллис. — М.: Машиностроение, 1975. — 216 с.
5. Дячук М.В. Вибір конструктивних параметрів рейкової кермової трапеції автомобіля / М.В. Дячук // Вісник Придніпровської державної академії будівництва та архітектури / ПДАБА. — 2008. — №5.
6. Pacejka H.B. Tyre and vehicle dynamics / H.B. Pacejka // SAE, Warrendale. — 2006. — 622 p.

Стаття надійшла до редакції 26.05.10

© Дячук М.В., Петренко Д.І., 2010