

УДК 629.113

ДОСЛІДЖЕННЯ КУТІВ СХОДЖЕННЯ КОЛІС ПРИ РІЗНИХ ШВИДКОСТЯХ РУХУ АВТОМОБІЛЯ

В.Г. Вербицький, професор, д.ф.-м.н., ЗІА, А.В. Щербина, ст. викладач ЗНТУ

Анотація. Представлено математичну модель колісного вузла з урахуванням його жорсткості та в якому колесо встановлено з кутом сходження. Отримано функціональну залежність зміни кута сходження від швидкості руху автомобіля та досліджено стійкість даної системи.

Ключові слова: автомобіль, колесо, кут сходження, автоколивання, стаціонарний режим.

ИССЛЕДОВАНИЕ УГЛОВ СХОЖДЕНИЯ КОЛЕС ПРИ РАЗНЫХ СКОРОСТЯХ ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ

**В.Г. Вербицкий, профессор, д.ф.-м.н., ЗИА,
А.В. Щербина, ст. преподаватель, ЗНТУ**

Аннотация. Представлена математическая модель колесного узла с учетом его жесткости и у которого колесо установлено со сходом. Получено функциональную зависимость изменения угла схождения от скорости движения автомобиля и исследована устойчивость данной системы.

Ключевые слова: автомобиль, колесо, угол схождения, автоколебания, стационарный режим.

INVESTIGATION OF TOE-IN WHEEL AT A DIFFERENT VEHICLE SPEED

**V.G. Verbitsky, professor, dr. phys. and math. sc., ZIA,
A.V. Shcherbina, senior lecturer, ZNTU**

Abstract. Is presented a mathematical model of the wheel assembly given its hardness and which wheel is mounted with toe-in. Received functional dependence of the toe-in angle of the vehicle speed, and investigated the stability of the system.

Key words: vehicle, wheel, toe-in, self-oscillations, stationary mode.

Вступ

При русі автомобіля його кути сходження коліс постійно змінюються. Причиною цього явища є конструктивні особливості системи (зазори в шарнірах рульових тяг та пружність відповідних з'єднань). Вплив на коливання коліс в горизонтальній площині нерівностей дороги, дисбалансу коліс та дефектів геометрії рульового приводу в даній роботі не розглядається.

Динаміка зміни сходження коліс вивчена недостатньо добре, хоча автомобільні заводи і

конструкторські бюро давно потребують єдиних рекомендацій і методів її дослідження. Найбільш актуально це для передньопривідних автомобілів, коли при криволінійному русі до керованих коліс підводиться момент змінний по величині.

При виборі кутів сходження коліс потрібно враховувати, що їх величина залежить від багатьох експлуатаційних і конструктивних факторів, таких як жорсткісні параметри підвіски автомобіля, режими руху і т.п. При установці сходження керованих коліс необхідно враховувати тривалість руху автомобі-

ля на різних режимах, тобто враховувати характерні крейсерські можливості.

Аналіз публікацій

Дослідженням кутів розвалу та сходження та їх впливом на різні експлуатаційні властивості автомобіля займалися такі науковці як: В.О. Іларіонов, А.С. Літвінов, Б.С. Фалькевич, Ю.А. Єчеїстов, В.Ф. Платонов [1-4] та інші.

Більшість авторів [1, 2, 5, 6] вбачають основне призначення сходження коліс у нейтральній компенсації негативного впливу кута розвалу зменшенням елементарних бічних реакцій, що діють у контакті шини з дорогою.

У ряді публікацій можна знайти твердження, що сходження коліс компенсує сили опору коченню, під впливом якої колеса нібито прагнуть розійтись. Так, наприклад, автор [1], щоб проаналізувати наведене положення, розглядає моменти, що діють на керовані колеса при прямолінійному русі автомобіля.

Найбільш повно дослідили процес кочення колеса із кутами розвалу та сходження у своїй роботі Б.С.Фалькевич, Ю.А.Єчеїстов, В.М. Трубніков [3]. Вивчаючи розподіл елементарних поперечних реакцій уздовж площі контакту еластичного колеса, дійшли висновку, що можна добитися їхнього зменшення, підібравши відповідним чином по величині та напрямку кути розвалу та сходження, і рекомендують обирати величину сходження для різних типів шин рівним 15 – 20% від кута

розвалу.

Визначаючи поперечні сили, що діють на колесо при коченні з різними кутами розвалу та сходження автор [7] дійшов висновку, що для будь-якого кута розвалу можна підібрати таке значення кута сходження (відведення), при якому сумарна поперечна сила буде практично дорівнювати нулю.

Мета і постановка задачі

Метою роботи є створення математичної моделі яка б дозволила дослідити еволюцію кутів сходження коліс в прямолінійному русі автомобіля в залежності від швидкості його руху, вибір раціональних, з точки зору практичного ефекту, початкових значень кутів сходження; визначення динамічних характеристик можливих шимміподібних коливань та аналіз впливу на ці явища певних конструктивних параметрів системи.

Зміна кута сходження коліс при русі автомобіля

При русі автомобіля кути сходження коліс змінюють свої початкові значення, які були встановлені на нерухомому автомобілі в статиці, що будемо пов'язувати з наявністю в моделі пружних характеристик - крутильної та повздовжньої, де φ , y - загальні координати. Розглянемо рух керованого колеса автомобіля по прямій з постійною швидкістю, схема сил, що діють в площині контакту колеса із дорогою представлена на рисунку 1.

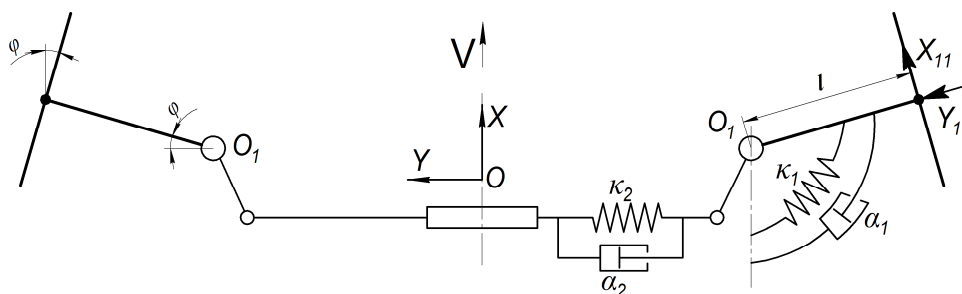


Рис. 1 Принципова схема колісного вузла з кутом сходження

На колесо діє система сил (X_{11}, Y_{11}) , яка приведена до центру контакту колеса із дорогою, та головний момент сил відведення M_{11} (стабілізуючий момент), який намагається повернути колесо відносно вертикальної осі, так щоб зменшити кут відведення. Зміна кута сходження колеса відбувається відносно вер-

тикальної осі, що проходить через центр повороту O_1 .

Рівняння збуреного руху колісного модуля, а саме рівняння обертального руху відносно центру повороту O_1 та рівняння поперечного зміщення центру повороту колеса при пев-

них спрощеннях мають вигляд (1):

$$\ddot{\varphi} = \frac{l \cdot X_{11}^* + \lambda \cdot Y_{11} - M_{11} - \kappa_1(\varphi - \varphi_0) - \alpha_1 \cdot \dot{\varphi}}{I_1 + m_1 \cdot (l^2 + \lambda^2)} \quad (1)$$

$$\ddot{y} = -\frac{\kappa_2 \cdot y + \alpha_2 \cdot \dot{y} + Y_{11} \cdot \cos \varphi + X_{11}^* \cdot \tan \varphi}{m_1}$$

де X_{11}^* – поздовжня складова сили (проекція на вісь OX), що діє на колесо; Y_{11} – поперечна сила, що діє на колесо; M_{11} – момент від дії поперечної сили; l – довжина цапфи колеса; λ – винос колеса; κ_1 – крутильна жорсткість підвіски; φ – поточний кут сходження колеса; φ_0 – початковий кут сходження колеса; α_1 – демпфування по куту; $\dot{\varphi}$ – кутова швидкість зміни кута сходження; I_1 – осьовий момент інерції одного колеса; m_1 – маса одного колеса; y – поперечне зміщення осі повороту колеса; \dot{y} – швидкість поперечного зміщення центру повороту колеса; κ_2 – поперечна жорсткість підвіски по зміщенню центра повороту колеса; α_2 – демпфування по поперечному зміщенню центру повороту колеса.

Данні рівняння описують коливання одного колеса відносно центру повороту колеса та його пружне зміщення відносно осі повороту під дією бокових та повздовжніх сил.

Взаємодію колеса з опорною поверхнею в боковому напрямку можна описати через реакцію полотна дороги як функцію кута відведення «нелінійна гіпотеза відведення» [2, 8], тобто:

$$Y_{11} = k \cdot \delta_{11} \sqrt{1 + \left(\frac{k \cdot \delta_{11}}{f_{ii} \cdot Z} \right)^2} \quad (2)$$

де k – коефіцієнт опору відведенню;
 δ_{11} – кут бічного відведення;
 f_{ii} – коефіцієнт зчеплення колеса з дорогою;
 Z – вертикальна реакція, в точці контакту колеса з дорогою.

$$Z = \frac{1}{2} \left(\frac{m \cdot g \cdot b}{a + b} - \frac{2 \cdot X_{11}^* \cdot h}{a + b} \right), \quad (3)$$

де m – маса автомобіля;
 a – положення центра мас від передньої осі;
 b – положення центра мас від задньої осі;
 h – висота метацентру.

У відповідності до кінематичної схеми на рис. 1, кут бічного відведення визначається виразом (4)

$$\delta_{11} = \arctan \left(\frac{v \cdot \sin \varphi - \lambda \cdot \dot{\varphi} + \dot{y}}{v \cdot \cos \varphi + l \cdot \dot{\varphi}} \right). \quad (4)$$

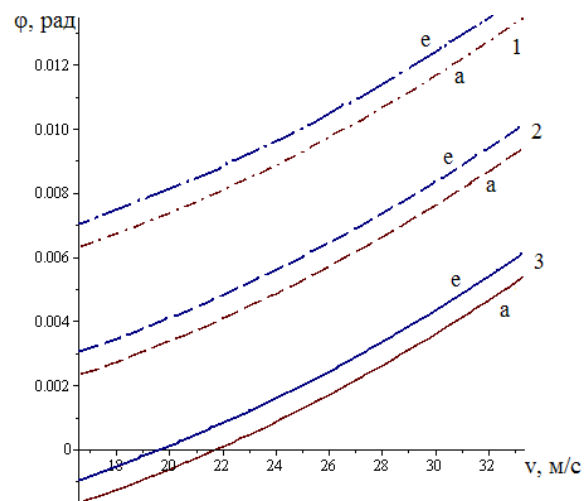
Стабілізуючий момент сил відведення може бути апроксимований залежністю (5) з коефіцієнтами, що мають емпіричне походження [9]

$$M_{11} = \frac{\sigma_1 \cdot \delta_{11}}{39122,65 \cdot \delta_{11}^4 + 71,45 \cdot \delta_{11}^2 + 1}, \quad (5)$$

де σ_1 – коефіцієнт, що визначає лінійний стабілізуючий момент.

Для визначення усталених значень кута сходження колеса як функції параметра швидкості руху автомобіля використовувались ітераційні чисельні методи розв'язання кінцевих рівнянь, аналіз динаміки системи проводився на основі чисельного інтегрування диференціальних рівнянь збуреного руху (був реалізований за допомогою програмного забезпечення Maple 18).

Для наведених нижче чисельних значень параметрів системи були побудовані графіки залежності стаціонарних значень кута сходження колеса при зміні повздовжньої швидкості руху автомобіля, які представлені на рис. 2.



а, е - теоретична та експериментальна крива
 1- $\varphi_0 = 20$ хв., 2- $\varphi_0 = 0$ хв., 3- $\varphi_0 = -20$ хв.,
 Рис. 2 Зміна кута сходження від швидкості руху автомобіля

Для перевірки отриманих з математичної моделі теоретичних залежностей (рис.2) був спроектовано і виготовлено випробувально-інформаційний комплекс для фіксації кутів сходження коліс під час руху автомобіля при дорожніх випробуваннях.

Порівняльний аналіз результатів експериментальних дорожніх випробувань, крива "е" на рис. 2, з результатами теоретичних розрахункових даних, крива "а", показав що вони якісно подібні та кількісно відрізняються одна від одної в середньому на 12-14%.

Таким чином можна стверджувати, що теоретично отримані результати розрахунків зміни кута сходження коліс при русі з пос-

тійною швидкістю узгоджується з результатами експерименту.

На основі чисельного інтегрування системи рівнянь (1) були визначені інтервали стійкості по параметру швидкості руху та область коливальної нестійкості, де реалізується автоколивальний режим. Амплітуда автоколивальних залежить як від конструктивних параметрів системи (параметрів демпфування) так і від параметра швидкості; при належному збільшенні цих параметрів шимміподібні автоколивання не виникали в робочому діапазоні швидкостей. На рис. 3 представлені графіки таких автоколивальних, які виникають при русі автомобіля з швидкістю 60 км/год.

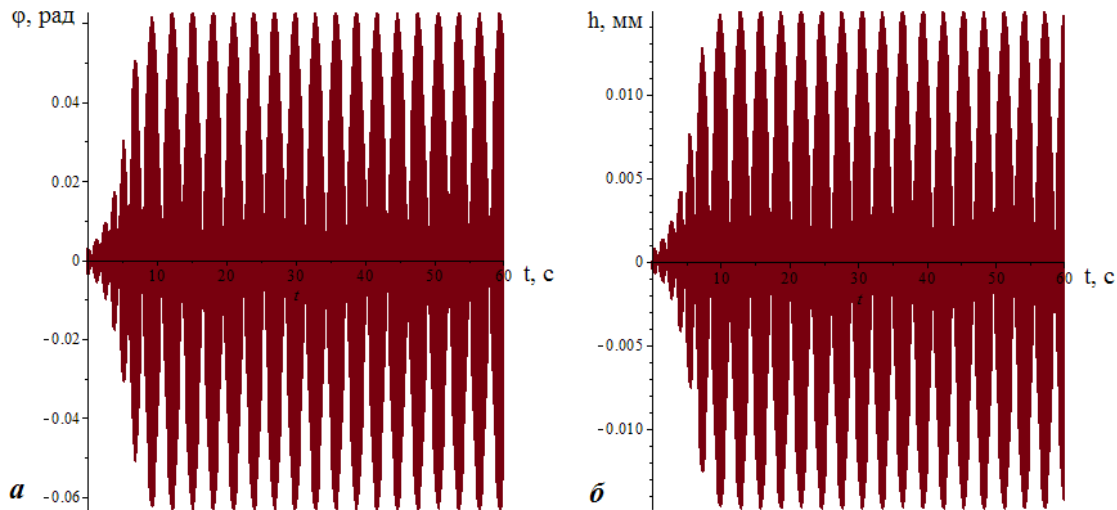


Рис. 3 Амплітуди автоколивальних по куту сходження (а) та поперечному зміщенню колеса (б)

Дані графіки дозволяють прогнозувати максимальні динамічні значення кута сходження (амплітуди) та поперечного зміщення центра повороту колеса при русі в прямолінійних ділянках.

Так для швидкості 30 км/год амплітуда коливань склала 0,09 радіан, для 45 км/год – 0,08 радіан, для 60 км/год – 0,06 радіан, для 75 км/год – 0,04 радіан, а для 80 км/год – 0,03 радіан, при цьому найбільш сприятливим початковим значенням кута сходження виявилось значення мінус 20 хвилин, що забезпечувало в діапазоні крейсерської швидкості симетрію коливань фазових координат відносно їх нульового значення, що не призводить до асиметричного зношування протектора та зменшує опір руху.

Використання математичної моделі з ураху-

ванням коливань керованого колеса дозволяє визначити показники стійкості кутів сходження при русі автомобіля на прямолінійних ділянках.

Аналіз стійкості стаціонарних (усталених) станів даної системи, а саме стабільність кутів сходження при різних швидкостях проводився на основі чисельного аналізу власних значень лінеаризованої системи рівнянь збуреного руху. Для цього необхідно визначити для дискретного набору параметра швидкості стаціонарні режими по куту сходження та поперечному зміщенню центра повороту, тобто знайти розв'язок відповідної кінцевої системи (в системі (6) покласти всі похідні рівними нулю):

$$\begin{aligned} \ddot{\varphi} &= f_1(y, \varphi, \dot{y}, \dot{\varphi}) \\ \ddot{y} &= f_2(y, \varphi, \dot{y}, \dot{\varphi}) \end{aligned} \quad (6)$$

Провівши лінеаризацію системи рівнянь (6) в околі кожного стаціонарного режиму будуватиметься система рівнянь збуреного руху наступного виду:

$$\begin{aligned}\dot{\phi} &= a_{11} \cdot \phi + a_{12} \cdot \dot{\phi} + a_{13} \cdot y + a_{14} \cdot \dot{y} \\ \ddot{\phi} &= a_{21} \cdot \phi + a_{22} \cdot \dot{\phi} + a_{23} \cdot y + a_{24} \cdot \dot{y} \\ \dot{y} &= a_{31} \cdot \phi + a_{32} \cdot \dot{\phi} + a_{33} \cdot y + a_{34} \cdot \dot{y} \\ \ddot{y} &= a_{41} \cdot \phi + a_{42} \cdot \dot{\phi} + a_{43} \cdot y + a_{44} \cdot \dot{y}\end{aligned}\quad (7)$$

Для якої отримано відповідне характеристичне рівняння та його корені (поява хоча б одного кореня з додатною дійсною частиною відповідає втраті стійкості відповідного стаціонарного режиму).

Так при русі автомобіля з швидкістю 60 км/год отримано наступне характеристичне рівняння:

$$\mu^4 + 62,08 \cdot \mu^3 + 8040,15 \cdot \mu^2 + 1,18 \cdot 10^5 \cdot \mu + 1,21 \cdot 10^7 = 0 \quad (8)$$

Розв'язок цього характеристичного рівняння (власні значення) представлені на рис. 4.

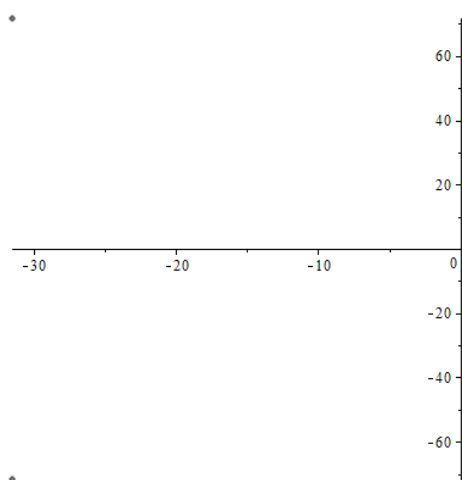


Рис. 4 Графічне зображення корнів характеристичного рівняння

Таким чином усталене значення кутів сходження може бути нестійкими.

Проведений аналіз стійкості стаціонарних станів підтвердив результати розрахунків, що були отримані на основі чисельного інтегрування системи, а саме - зона шиммі виникає в діапазоні швидкостей від 14,95 км/год до 82,65 км/год.

Висновки

Проаналізувавши амплітуди коливань по кутах сходження коліс, в залежності від можливих початкових значень цих кутів, можна прийти до висновку, що для даного автомобіля з його конструктивними параметрами найбільш сприятливими початковими кутами сходження буде значення мінус 20 хвилин. Таке значення кута сходження колеса дозволяє зменшити виникаючі кути відведення переднього модуля та запобігти додатковому зношуванню протектора в діапазоні крейсерської швидкості руху та зменшити сили опору руху.

Література

1. Иларионов В.А. Стабилизация управляемых колес автомобиля. М.: Транспорт, 1966.- 168с.
2. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля. - М.: Машиностроение, 1977, 416 с.
3. Фалькевич Б.С., Ечеистов Ю.А., Трубников В.М. Установка управляемых колес автомобиля. - М.: Труды МАМИ - Вып. 1, 1954. - с. 45- 46.
4. Платонов В. Ф., Леиашвили Г. Р. Повышение экономичности автомобилей за счет оптимизации углов установки управляемых колес // Автомобильная промышленность. - 1983. - N 4. - С. 16-17.
5. Ечеистов Ю.А., Слуцкий М.М. Влияние установки управляемых колес на сопротивление движению автомобиля. - Автомобильная промышленность, 1958, №7, с.13-15.
6. Фалькевич Б.С. Теория автомобиля. М.: Машгиз, 1963. - 239 с.
7. Трубников В.М. Качение эластичного колеса, наклоненного к дороге. Автореф. дис. к.т.н./В.М. Трубников – М.: 1952. - 18 с.
8. Лобас Л. Г., Вербицкий В. Г. Качественные и аналитические методы в динамике колесных машин / Л. Г. Лобас, В. Г. Вербицкий – Киев: Наукова думка, 1990. – 216 с
9. Єфименко А.М. Поліпшення поперечної стійкості колісного транспортного засобу шляхом вибору пружних характеристик колісних опор: Автореф. дис. к.т.н./ А.М. Єфименко – Київ: НТУ, 2016. – 23с.

Рецензент: В.П. Волков, професор, д.т.н., ХНАДУ.