

АНАЛІЗ ВПЛИВУ КУТІВ ВІДВЕДЕННЯ КОЛІС ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ НА ПОКАЗНИКИ СТІЙКОСТІ ЇХ РУХУ

Розглянуті існуючі залежності для визначення кутів відведення коліс автотранспортних засобів. Показані можливості застосування різних аналітичних виразів для визначення параметрів стійкості руху автомобіля. Пропонується варіант дослідження стійкості руху з урахуванням неголономного характеру зв'язку пневматичної шини з дорогою за допомогою теорії кочення, розробленої М.В. Келдишем.

Ключові слова: автомобіль, стійкість, неголономні в'язі.

Рассмотрены существующие зависимости для определения углов увода колес автотранспортных средств. Показаны возможности применения разных аналитических выражений для определения параметров стойкости движения автомобиля. Предлагается вариант исследования стойкости движения с учетом неголономного характера связи пневматической шины с дорогой с использованием теории качения, разработанной М.В. Келдышем.

Ключевые слова: автомобиль, устойчивость, неголономные связи.

Considered being to dependence for determination of wheels withdrawal corners of motor transport means. Shown application possibilities of different analytic expressions for determination of parameter steadiness of motion of the automobile. The variant of research of firmness of motion taking into account negolonomnogo character of connection of pneumatic is offered with a road with the use of theory of woobling, developed M.V. Keldishem.

Key words: the car, stability, nongolonomic constraint.

Постановка проблеми у загальному вигляді та її зв'язок із важливими практичними завданнями. Активна безпека автомобіля й, зокрема, його керованість і стійкість розглядаються в сучасному автомобілебудуванні як один із стратегічних напрямів, що визначає комплекс найважливіших його експлуатаційних якостей, пов'язаних із безпекою руху. Серед них необхідно відзначити курсову стійкість руху, оскільки саме її втрата найчастіше супроводжується виникненням ДТП. Особливо актуальними ці питання стали у зв'язку із збільшенням кількості транспортних засобів на дорогах і значним підвищенням швидкостей їх руху.

Безпечний рух автомобіля багато в чому визначається його динамічними властивостями та значною мірою курсовою стійкістю і керованістю транспортного засобу. В даний час умови стійкості автомобіля є достатньо вивченими, однак, як показує практика, дослідження характеру поведінки його в зоні нестійкості й виявлення причин її виникнення дотепер не втратило своєї актуальності. Успіх у розв'язанні цих завдань залежить від того, наскільки вдало вибрана математична модель та її істотні параметри, що описують поведінку динамічної системи.

Як відомо, на курсову стійкість впливає велика кількість конструктивних параметрів автомобіля, та, зважаючи на те, що автомобіль взаємодіє з опорною поверхнею через пневматичні шини, опис динаміки руху АТЗ є неможливим без

моделювання властивостей шини. Тому загальним для всіх аналітичних досліджень є детальний розгляд теорії пружного колеса і перехід від окремого колеса до аналізу всього шасі.

Аналіз останніх досліджень і публікацій, у яких започатковано розв'язання даної проблеми. Серед різноманітних теорій взаємодії бігової поверхні пневматичних коліс автомобілів із поверхнею полотна дороги частіше, ніж інші використовується аксіоматика І. Рокара. Незважаючи на те, що нелінійний характер залежності сил бічного відведення від кутів відведення став зрозумілим майже відразу після виявлення явища відведення, до порівняно недавнього часу в літературі обмежувались лише констатацією факту нелінійності. Систематичне дослідження впливу нелінійності започаткували роботи [2, 3, 4]. Це дозволило виявити ефекти принципово неможливі в лінійній моделі, такі, зокрема, як скінченність області притягання нульового рішення рівнянь збуреного руху [3].

Виділення не розв'язаних раніше частин загальної проблеми, яким присвячується стаття. Для формулювання рівнянь теорії нестационарного кочення, які встановлюють зв'язок між реакцією в зоні контакту з опорною поверхнею та фазовими змінними руху абсолютно твердого колеса, широко використовувалися два основних підходи: модельний і феноменологічний. Якщо порівнювати ці концепції, то можна зробити висновок: теорії доповнюють одна одну і є ефективними методами опису динаміки кочення колеса й автомобіля в цілому. Вибір напрямку залежить від цілей, які ставить перед собою дослідник. Кожний напрям має свої переваги та недоліки, підстав для беззастережного дотримання якоїсь із теорій немає.

Виявлене постійне елементарне ковзання частини зон контакту шини настільки істотно ускладнює уявлення про бічне відведення еластичного колеса, що, незважаючи на численні дослідження, ще не розроблено прийнятної з усіх поглядів теорії, яка дозволила б виразити явище відведення аналітично й одночасно якісно описати фізичні процеси, що відбуваються при коченні колеса з відведенням.

Мета статті полягає в аналізі ефективності теорій опису динаміки кочення колеса і всього автомобіля при дослідженні стійкості руху.

Виклад основного матеріалу дослідження. У теорії кочення розглядаються два види руху. Перший – стаціонарне кочення, яке супроводжується рівномірним і прямолінійним переміщенням центра колеса при постійній орієнтації його диска у просторі та незмінних реакціях у зоні контакту. Другий – нестационарне кочення, при котрому рух диска колеса може бути довільним, а реакції змінюються в часі.

У перших моделях динаміки руху автомобіля передбачалося, що колесо й опорна поверхня є абсолютно жорсткими. Розглядався рух без ковзання, за якого реалізуються класичні голономні в'язі. Проте результати, одержані точними математичними методами, при цьому підході не знаходили свого підтвердження на практиці. Динамічне поведіння реальних АТЗ із пневматичними шинами істотно відрізняється від поведіння за теорією, що не враховує деформації еластичних коліс. Тому принципово нову постановку одержала задача стійкості та керованості АТЗ з урахуванням бічного відведення. У роботах цього напрямку досліджувався нестационарний режим кочення колеса.

Характерною рисою модельного підходу є детальний розгляд механізму взаємодії точок периферії колеса по довжині області контакту з опорною поверхнею та глибоке проникнення в деталі процесу кочення. Однак аналіз отриманих залежностей між бічними силами і кутами відведення показав, що рівняння, які описують ці залежності, є досить складними й незручними для використання при дослідженні стійкості та керованості АТЗ. Питання кінематики, сполучення деформації на границях

зон ковзання, зчеплення в місці контакту роблять цей апарат досить громіздким. Модельний підхід характеризується розгляданням колеса з конкретним представленням деформованої периферії у вигляді пружин або пружних стрижнів, пов'язаних нитками, балками, кривими брусами і т.д., які моделюють, зокрема, й оболонку під тиском (шину). Опис і класифікація основних розрахункових моделей шин наведені в роботі О.М. Ларіна [1].

Феноменологічний підхід ґрунтується на сукупності експериментальних фактів і гіпотез, які встановлюють зв'язок між константами та змінними теорії. На відміну від модельного, феноменологічний підхід дозволяє враховувати лише зовнішні прояви пружних властивостей колеса, що котиться, внутрішня структура деформованого колеса і детальний характер взаємодії елементів деформованої периферії колеса з опорною поверхнею не розглядаються.

Серед різних варіантів феноменологічних теорій кочення пружно-деформованих коліс найбільше поширення одержала аксіоматика І.Рокара, що витримала випробування часом і визнана в усіх без винятку країнах. Суть цієї моделі полягає у відкиданні неголономних в'язей. При цьому система стає голономною, а до активних сил, які діють на автомобіль, додаються спеціальним чином розраховані реакції полотна дороги. Її загальне визнання пояснюється як її простотою, так і досить гарним якісним та кількісним збігом теоретичних і експериментальних результатів. До переваг цієї теорії належить те, що вона відображає основну властивість пружного колеса: котиться під кутом до площини обертання, а відповідна силова характеристика може бути визначена емпірично з урахуванням індивідуальних властивостей тіла, що котиться.

У ранніх дослідженнях керованості та стійкості автомобіля залежність між кутами відведення і бічними силами вважалася лінійною. Це дозволяло одержувати лінійні рівняння. Тим часом встановлено, що залежність між кутами відведення δ і бічними силами Y нелінійна навіть для одиночного веденого колеса. Тільки при малих кутах відведення залежність $Y = f(\delta)$ з достатньою для практичних цілей точністю може вважатися лінійною. Однак сумарна бічна сила, що діє на обидва колеса кожної з осей, через перерозподіл нормальних навантажень на колеса, що спричиняється дією бічної сили, змінюється не пропорційно кутам відведення. Ще більшу нелінійність вносить тягова сила.

Незважаючи на це, багато дослідників приймають припущення про лінійну залежність між бічними силами і кутами відведення. Це пояснюється, головним чином, бажанням спростити математичний апарат досліджень. При малих бічних, тягових або гальмівних силах це припущення не призводить до істотних числових помилок. При дії великих бічних і поздовжніх сил ураховують нелінійність залежності між бічними силами та кутами відведення, яка викликана як характером цієї залежності для одиночного веденого колеса, так і впливом перерозподілу нормальних навантажень на внутрішнє й зовнішнє колеса і наявністю поздовжніх сил (тягової та гальмівної), що діють на колеса.

Основні недоліки лінійних теорій:

- виходять із передумови малих кутів повороту і кутів відведення;
- засновані на відсутності елементарного ковзання в контакті колеса з опорною поверхнею;
- вважають, що кривизна середньої лінії шини в зоні контакту збігається з кривизною траєкторії руху колеса;
- використовують коефіцієнти і деякі характеристики руху шини, отримані для необертового колеса.

Отже, описані теорії є лінійними, їх недоліки значні, що у більшості випадків зводять нанівець усі їх переваги, бо вони не відображають усе різноманіття нелінійних форм взаємозв'язків для колеса, що котиться по не абсолютно твердій поверхні.

У результаті великої кількості теоретичних і експериментальних досліджень, проведених у різних країнах, створено декілька теорій кочення пневматичного колеса з відведенням, причому всі вони відрізняються ступенем урахування особливостей кочення пневматичного колеса з відведенням.

Умовно всі існуючі теорії кочення пневматичного колеса з відведенням можна розділити на три напрями: засновані на рівняннях кінематичних в'язей; деформаційні; ті, що використовують нелінійну гіпотезу відведення.

Їх аналіз дозволяє зробити такі висновки:

– залежність між кутом відведення і бічною силою у загальному випадку нелінійна;

– при малих кутах відведення зміна відношення $\frac{Y}{\delta}$ порівняно невелика і може вважатися постійною, а отже, залежність $Y_{\delta} = f(\delta)$ – лінійною;

– коефіцієнт опору відведення K_y залежить від великої кількості чинників, основними з яких є: розміри і конструкція колеса; тиск повітря в шині; величина сил, що діють на колеса; швидкість руху; тип і стан дорожнього покриття; форма траєкторії центра колеса (прямолінійна, криволінійна) та швидкість її зміни за часом або шляхом; характер додаткових сил, що діють на колеса, і швидкість зміни цих сил.

Теорія нелінійного відведення припускає використання залежності $Y = k_y \delta$ з урахуванням функції корекції нелінійного відведення. У цьому випадку залежність бічної сили від кута відведення набуває вигляду [7]

$$Y = q \cdot k_{yoe} \cdot \delta, \quad (1)$$

де q – загальна функція корекції, що описує всі нелінійні характеристики процесу відведення;

k – екстремальне значення коефіцієнта опору бічному відведенню.

Виконаними дослідженнями встановлено, що з використанням спрощеної математичної моделі автомобіля і нелінійної теорії відведення результати ближчі до експериментальних, ніж при застосуванні складної математичної моделі автомобіля з істотно меншою кількістю допущень і лінійної теорії відведення.

Саме тому почали використовувати нелінійні залежності й урахувати ковзання в контактні коліс.

При цьому роботи ведуться у двох напрямках: апроксимація емпіричних залежностей, отриманих у результаті експериментальних досліджень, і пошук теоретичних залежностей, застосованих на заміні реальної шини пружною моделлю.

Важливо відзначити, що при дослідженнях стійкості й керованості з урахуванням нелінійності залежності $Y=f(\delta)$ перевагу віддають звичайно першому напрямку, тобто застосовуються прості емпіричні, напівемпіричні залежності чи безпосередньо експериментальні дані.

Рівняння, що пов'язують бічні сили з кутами відведення й отримані в результаті заміни реальної шини однією з існуючих математично обґрунтованих пружних моделей, є або недостатньо точними, або складними і незручними для використання їх при дослідженні керованості й стійкості автомобіля.

Находженню аналітичного виразу залежності $Y=f(\delta)$, що найповніше відображає явище відведення, присвячено велику кількість теоретичних і експериментальних досліджень.

Так, М. Жульєн у роботі [11] розділяє графік залежності на три ділянки:

– ділянка, де немає елементарного ковзання,

$$Y = k_{y0} \cdot \delta \quad (2)$$

– ділянка часткового ковзання

$$Y = G_k \cdot \varphi \cdot \frac{G \cdot \varphi - k_{y0} \cdot \delta + 0,5 \cdot C_{ш} \cdot l_{ш}}{2 \cdot l_{ш} \cdot C_{ш} \cdot \delta}, \quad (3)$$

де $C_{ш}$ – бічна жорсткість;

$l_{ш}$ – довжина контактної площадки;

– ділянка повного ковзання

$$Y = G_k \cdot \varphi. \quad (4)$$

А.С. Литвинов у роботі [10] запропонував таку формулу:

$$Y = k_y \cdot \delta \quad (5)$$

при

$$k_y = k_{y0} \cdot \varepsilon_{\delta}, \quad (6)$$

де ε_{δ} – коефіцієнт опору відведення на ділянці лінійної залежності $Y = f(\delta)$,

$$\varepsilon_{\delta} = \frac{\mu_{\delta} \cdot G_k \cdot \varphi}{k_{y0} \cdot \delta} \cdot \left(2 + \frac{\mu_{\delta} \cdot G_k \cdot \varphi}{k_{y0} \cdot \delta} \right), \quad (7)$$

де μ_{δ} – коефіцієнт, що залежить від форми контактної площадки і характеру розподілу елементарних нормальних реакцій;

$\mu_{\delta} = 0,425$ – рівномірний розподіл елементарних нормальних реакцій; $\mu_{\delta} = 0,5$ – при прямокутній формі контактної площадки.

Більш повна феноменологічна концепція кочення пружного колеса викладена Келдишем у роботі [3]. У запропонованій ним моделі враховуються три із шести складових реакцій опорної поверхні та три степені вільності колеса. Оскільки вона побудована на припущеннях про малість деформації пневматика і відсутність проковзування колеса в контакт з опорною поверхнею, то сфера її використання обмежується рухом по траєкторіях, які мають максимальне викривлення $0,003 - 0,006 \text{ м}^{-1}$, тобто прямолінійних. Подальший розвиток ця теорія одержала у працях Н.А. Фуфаєва [3], А.А. Хачатурова [5] та інших. Припущення про відсутність ковзання є основним при виведенні всіх рівнянь кінематичних зв'язків. Ще одним істотним недоліком теорій, що використовують кінематичні зв'язки у неголономних системах, є підвищення порядку досліджуваної системи диференціальних рівнянь руху автомобіля. Це значно ускладнює другу фазу дослідження – аналіз і розв'язання диференціальних рівнянь системи.

Для аналізу стійкості й оцінки перехідного процесу таких систем може використовуватись вектор-функція Ляпунова (ВФЛ), ідею якої висунули Р. Беллман [4] і В.М. Матросов [5]. Спосіб побудови ВФЛ для багатозв'язних систем запропонував Ф.Н. Бейлі [6]. Цей спосіб передбачає декомпозицію системи, тобто поділ усієї системи на «т» підсистем, що слабо пов'язані між собою, й кожна з них, якщо її розглядати як

ізолювану, задовольняє умови експоненціальної стійкості в цілому і допускає побудову скалярної функції Ляпунова (компоненти ВФЛ).

У роботі [6] цей алгоритм використовується для побудови областей стійкості шляхом відокремлення «повільних» рухів багатовісного автомобіля від «швидких» і аналізу їх окремо один від одного. При цьому не треба забезпечувати умови для асимптотичної близькості рішень, а декомпозиція системи відбувається без додаткового етапу вивчення взаємозв'язків між параметрами системи і подальшими додатковими припущеннями. Унаслідок перетворень, що виконуються з метою декомпозиції системи, порядок системи знижується. Потім система рівнянь (після підстановки числових значень параметрів) перетворюється за допомогою ЕОМ до квазіблочно-діагонального вигляду [10]. І вже до неї застосовується кінцевий ітераційний процес, заснований на ієрархії підсистем, та будується квадратична вектор-функція Ляпунова.

Висновок. При порівнянні феноменологічних і модельних концепцій можна зробити висновок: ці теорії доповнюють одна одну та є ефективними методами опису динаміки кочення колеса й автомобіля в цілому. Так феноменологічний підхід через свою простоту може бути вибраний поряд із дослідницькими цілями і як методологічний прийом, що дозволяє в досить наочній формі представити результати модельного підходу [4].

ЛІТЕРАТУРА

1. 1. Ларін О.М. Теоретичні основи оцінки працездатності шин легкового автомобіля в експлуатації: дис. ... д-ра техн. наук /О.М. Ларін. – Х., 2001. – 312 с.
2. 2. Лобас Л.Г. Неголономные модели колёсных экипажей / Л.Г. Лобас. – К.: Наук. думка, 1986. – 232 с.
3. 3. Фуфаев Н.А. К теории качения колеса с упругой деформируемой шиной / Н.А. Фуфаев // Изв. АН СССР. МТТ. – 1981. – №3. – С. 134 – 142.
4. 4. Лобас Л.Г. Качественные и аналитические методы в динамике колёсных машин / Л.Г. Лобас, В.Г. Вербицкий. – К.: Наук. думка, 1990. – 232 с.
5. 5. Динамика системы «дорога – шина – автомобиль – водитель» / [В.Л. Афанасьев, В.С. Васильев, Г.В. Гольдин и др.]; под ред. А.А. Хачатурова. – М.: Машиностроение, 1976. – 535 с.
6. 6. Математична алгоритмізація розв'язання задачі стійкості руху автомобіля у випадку значної розмірності вектора її стану / В.П. Сахно, Л.І. Зав'ялова, А.В. Вакуліч, В.М. Сондак // Вісник ЦНЦ ТАУ. – 2001. – №4. – С. 76 – 79.
7. 7. Антонов Д.А. Теория устойчивости движения многоосных автомобилей / Д.А. Антонов. – М.: Машиностроение, 1978. – 216 с.
8. 9. Bellman R. Vector Lyapunov function / R. Bellman. – J. Soc. Industr. and Appl. Math., Ser. A, 1962, 1. – P. 28 – 39.
9. 10. Матросов В.М. Развитие метода функций Ляпунова / В.М. Матросов // Труды КАИ. Матем. и механ. – К., 1968. – Вып. 97. – С. 24 – 37.
- 10.11. Bailey F.N. The application of Lyapunov's second method to interconnected systems / F.N. Bailey. – J. Soc. Industr. and Appl. Math., Ser. H, 1966. – №3. – P. 52 – 68.

Надійшла до редакції 10.03.2010 р.

© Л.І. Зав'ялова, А.І. Криворот