

**ДОСЛІДЖЕННЯ СТІЙКОСТІ ВОЄННОГО АВТОМОБІЛЯ
У РІЗНИХ РЕЖИМАХ РУХУ**

Шифр: КОСМОС

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ	3
ВСТУП	4
1 КОНСТРУКТИВНІ ЕЛЕМЕНТИ АВТОМОБІЛЯ, ЯК ОСНОВА ЙОГО СТІЙКОСТІ ТА КЕРОВАНOSTІ	6
1.1. Аналіз основних конструктивних елементів автомобіля що впливають на його стійкість та керованість	8
1.2. Аналіз сил що діють на колеса автомобіля	10
2 МЕТОДИ ОЦІНКИ СТІЙКОСТІ АВТОМОБІЛЯ НА РІЗНИХ РЕЖИМАХ РУХУ	14
2.1. Обґрунтування стійкості та керованості руху автомобіля	14
2.2. Визначення режимів руху та їх вплив на стійкість автомобіля	21
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	27

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ

АЗ – Автотранспортний засіб

ВАТ – Військова автомобільна техніка

ГСП – Габаритна смуга руху

ЗСУ – Збройні Сили України

ЕБК – Електронний блок управління

ABS – Антиблокувальна система (Antiblockier System)

ADR – Система автоматичного регулювання дистанції (Automatic Distance Regulation).

EVO – Електронна система регулювання підсилювача

CDC – Система безперервного управління демпфуванням (Continuous Damper Control).

Актуальність теми. За більш ніж вікову історію досліджень, розроблено безліч теоретичних підходів, які дають не тільки повне фізичне розуміння процесів, що відбуваються з автомобілем як у статиці, так й у динаміці та безпосередньо впливають на його стійкість і керованість, але й реалізовано безліч практичних способів керування «фізикою» автомобіля які поліпшують ці найважливіші показники.

Враховуючи велику вартість експериментальних досліджень і доводочних робіт, виготовлення прототипів, витрати часу для досягнення оптимальних характеристик керованості та стійкості руху, важливо ще на стадії проектування обґрунтовано вибирати оптимальні масово-геометричні і конструктивні параметри автомобіля. У зв'язку з цим, актуальним є аналіз конструктивних та експлуатаційних параметрів автомобілів, які впливають на стійкість руху в спектрі експлуатаційних швидкостей, а також прогнозування поведінки транспортного засобу при дії на нього зовнішніх динамічних факторів.

Однак з впровадженням інформаційно-керованих систем управління автомобілем питання стійкості та керованості автомобіля а також прогнозування поведінки транспортного засобу при дії на нього зовнішніх динамічних факторів продовжує залишатися **актуальним..**

Таким чином дослідження методів підвищення стійкості та керованості автомобіля є актуальною задачею в теоретичному та практичному плані.

Мета дослідження – Розробка пропозицій щодо оцінки стійкості автомобіля з причепом у різних режимах його руху.

Враховуючи мету дослідження саме автомобіль з причепом, як найчастіше використовуваний у військах зразок автомобільної техніки є **об'єктом досліджень**. Відповідно, процес експлуатації автомобіля з причепом та методи оцінки його стійкості у різних режимах руху є **предметом дослідження**.

Методи дослідження. дослідження проведені у межах системного підходу з використанням методів системного аналізу, теорії руху автомобіля та оцінки експлуатаційних властивостей військової автомобільної техніки.

Безпосередньо наукове дослідження задачі оцінки стійкості військового автомобіля з причепом в різних режимах руху передбачає дослідження наступних питань:

- аналіз умов експлуатації військових автомобілів з причепом та факторів що визначають їх стійкість;
- аналіз технічних рішень та організаційних заходів що підвищують стійкість руху автомобіля з причепом .
- методи оцінки стійкості військового автомобіля з причепом у різних режимах руху.

Наукова новизна полягає в комплексному підході до вирішення задачі оцінки стійкості військового автомобіля з причепом в різних режимах руху шляхом:

- узагальнення та розвитку методів оцінки військового автомобіля з причепом в різних режимах руху;
- удосконалення технічних рішень та організаційних заходів що підвищують стійкість військового автомобіля з причепом в різних режимах руху.

1 КОНСТРУКТИВНІ ЕЛЕМЕНТИ АВТОМОБІЛЯ, ЯК ОСНОВА ЙОГО СТІЙКОСТІ ТА КЕРОВАНOSTІ

Стійкість автомобіля полягає в його здатності рухатися без перекидання і бічного заносу. важливість стійкості зростає при русі в дуже пересіченій місцевості, на слизьких дорогах, на крутих набоях шляху зниження тиску передніх коліс на дорозі також знижує поздовжню стійкість.

Керованість - це можливість точно слідувати напрямку руху, заданого водієм, концепції сталого розвитку та контролю тісно переплітаються і повинні розглядатися разом. Найпоширенішими причинами порушення стійкості і керованості автомобіля є побічні сили, які впливають на автомобіль. У русі бічні сили майже завжди присутні. Найчастіше вони генеруються відцентрою силою, коли автомобіль рухається по кривій. А на прямій дорозі водії в обхід перешкод або ударів по дорозі тримають машину від руху в напрямку поворотів керма, і тут теж є відцентрові сили. Бічні сили також виникають при гальмуванні, коли колеса лівого і правого боку автомобіля мають різні сили зчеплення з дорогою (ліве колесо на сухому асфальті, і прямо на земній корі льоду або мокрому узбіччі). Різні коефіцієнти опору на колесах, різні сили, створені гальмівними механізмами, різний тиск повітря в шинах і їх знос, порушення коригувань переднього моста - все це породжує бічні сили. Нарешті, перетин і шорсткість дороги, вітер також є побічною силою.

У русі автомобіль утримується від бокових сил на дорозі силою зчеплення, яке використовується не тільки для створення сили тяги або гальмівної сили, він також забезпечує стійкість (на кермових колесах він все ще забезпечує зміну напрямку руху автомобіля при повороті керма). Якщо візуалізувати силу зчеплення, створеного на провідних колесах, він буде показаний найбільш чітко у вигляді кола з радіусом, що дорівнює його значенню. У цьому колі рукоятка може бути використана або для створення тяги або гальмівних сил, або для того, щоб тримати транспортний засіб на дорозі від дії бічних сил. Вектори створених сил не повинні виходити за межі

кола. Якщо зчеплення перевищено силою тяги, то колеса буксують, якщо гальмівна сила юз, а якщо бічні сили заносяться. У русі найчастіше відбувається поєднання бічних сил або з силою тяги, або з гальмівною силою, і сила зчеплення в таких випадках використовується для реалізації їх рівних. Надлишкова тяга над силою зчеплення виникає, коли частота обертання валу кривошипа (різке натискання на педаль управління дросельною заслінкою) різко збільшується, при різкому гальмі робочого гальма, різкому включенні зчеплення. У всіх цих випадках автомобіль втрачає стабільність. При русі при ударах, таких як гребінці на високій швидкості, колеса автомобіля на деякі хвилини зходять з дороги. Спустіться, то знову на дорозі, колеса ривок сприймають силу тяги, втрачені, поки вони знаходяться в повітрі. Як правило, на даний момент сила тяги набагато більша, ніж сила зчеплення, і автомобіль також втрачає стабільність.

Бічна стійкість визначає стійкість автомобіля від заносу коліс однієї осі вбік. Бічне занос автомобіля відбувається через втрату зчеплення між провідними (або гальмівними) колесами і дорогою. Такий занос може виникнути при русі по слизькій дорозі під час гальмування або при повороті.

Довгострокова стійкість полягає в стабільності автомобіля від перекидання відносно передньої або задньої осі, в залежності від місця розташування центру ваги, основи автомобіля, розміру тягової сили на провідних колесах і нахилу дороги.

Стійкість автомобіля при гальмування може бути втрачена навіть тоді, коли автомобіль рухається по прямій лінії. Це пов'язано з тим, що наявність великої сили зчеплення або гальмування на провідних колесах знижує їх стійкість. Опір гальмування погіршується, якщо гальмівна сила, нанесена на окружність колеса, за своїми розмірами наблизиться до міцності зчеплення між колесами і дорогою. Наявність гальм на всіх чотирьох колесах збільшує гальмівну силу, яка може передаватися через колеса, не порушуючи стійкість автомобіля.

Шасі автомобіля відіграє найбільш істотну роль, якщо мова йде про безпеку руху, зручності при поїзді, динаміку й маневреність автомобіля. Із постійно зростаючою часткою, своє місце в шасі, займають інтегровані електронні системи регулювання, такі як X-by-wire.

Традиційно, транспортний засіб складається з трьох основних частин кузова, шасі та механізмів приводу. Механізми приводу разом з елементами трансмісії забезпечують рух транспортного засобу. Кузов надає місце для людей і багажу. Шасі опікується про їхнє транспортування або рухливість, завдяки несучим структурам кузовів, шасі включатиме усе більш важливі для руху компоненти.

У 1906 році Карл Блау описав шасі в своїх роботах: «Підвіска складається; коліс жорстко одягнених на сталеву раму, яка сприймає, мотор, з усім його допоміжним обладнанням для трансмісії та регулюючого приводу». Поряд і приводом і кузовом ходову частину відносять до основних компонентів автомобіля, яка складається з коліс, диска колеса, підшипника колеса, гальм мосту, підвіски, що включає стабілізатор, демпфірування, рульовий привід рульові тяги, рульову колонку, педальний механізм, опори агрегатів, півосі головну передачу та системи керування ходової частини. В комплектації транспортних засобів середнього класу шасі складає приблизно 20% повної маси та приблизно 15% собівартості виробничих витрат.

1.1. Аналіз основних конструктивних елементів автомобіля що впливають на його стійкість та керованість

Проведемо аналіз основних елементів, від яких суттєво залежать експлуатаційні властивості автомобіля і в першу чергу його стійкість та керованість. До таких конструктивних складових автомобіля необхідно віднести: конструкцію (концепт) приводу, підвіску, елементи демпфірування, напрямні елементи коліс, гальмо (гальмівна система) та рульове керування [6].

Концепти приводу: Як відомо в каретах механізми приводу в мостах були відсутні, їх треба було тягнути. У перших автомобілів двигун внутрішнього

згоряння був розташований на задньому мосту. У цієї компоновальної схеми був значний недолік - задні колеса були значно більше навантажені ніж передні. Більш рівномірний розподіл навантажень на дорогу через осі транспортного засобу потрібно було досягати за рахунок встановлення двигуна на передньому мосту, а привід коліс здійснювати через карданний вал на задні колеса.

Привід на передні колеса не був готовий у цей час до серійного впровадження через відсутність шарнірів рівних кутових швидкостей. Але ця конструкція давала дуже важливі, особливо для маленьких автомобілів, переваги, такі як: незначна маса, збільшений внутрішній простір та, що дуже важливо, більш низьку вартість.

Підвіска. Окрім напівеліптичної листової ресори на автомобілях почали застосовувати працюючий на крутіння стрижень (торсіон), або гвинтову ресору. Протягом останніх років матеріали ресори поліпшувалися та впроваджувалися різні обробки поверхонь, щоб ресори ставали менші за розміром та сприймали більші навантаження.

Торсіони більш компактні та регулюємі, але виходять значно дорожчими. Тому застосовуються вони рідко. Цей вид ресори використовується з 1949 р. як стабілізатор для підвищення жорсткості підвіски при поперечних коливаннях. Стабілізатор якби переносить більш високі зусилля повороту зовнішнього колеса до менш навантаженого внутрішнього колеса.

Пневматична та гідропневматична підвіски. Відомо, що такі підвіски використовувалися з 1845 року на гужових візках. Гідропневматичну підвіску можна знайти навіть у локомотиві Джорджа Стивенсона (1816 рік). Проте, американець Вестинггауз (1920 рік) розробив першу придатну до використання на автомобілях пневматичну підвіску. «Citroen» застосував гідропневматичну підвіску в останній серії CV 15 «Traction Avant» як спеціальне спорядження на задньому мосту (1954 рік), та у легендарному автомобілі DS (1955 рік), який вже серійно устатковувався такими підвісками.

1.2. Аналіз сил що діють на колеса автомобіля.

У практичному керуванні сили, що діють тільки в одному напрямку, у поздовжньому або поперечному, є надзвичайно рідкими ідеальними умовами. У більшості випадків відбувається накладення обох компонентів сил. Поздовжні й поперечні сили векторно складаються в так звану "результируючу", сумарну силу. Досить наочно й приблизно до практики ці співвідношення демонструє діаграма поздовжніх і бічних сил або коло Камма. Радіус кола представляє максимальну компоненту, складену з поздовжньої й бічної сили, переданих шиною на дорогу. На рис. 1 показані сили, що діють на колесо (шину).

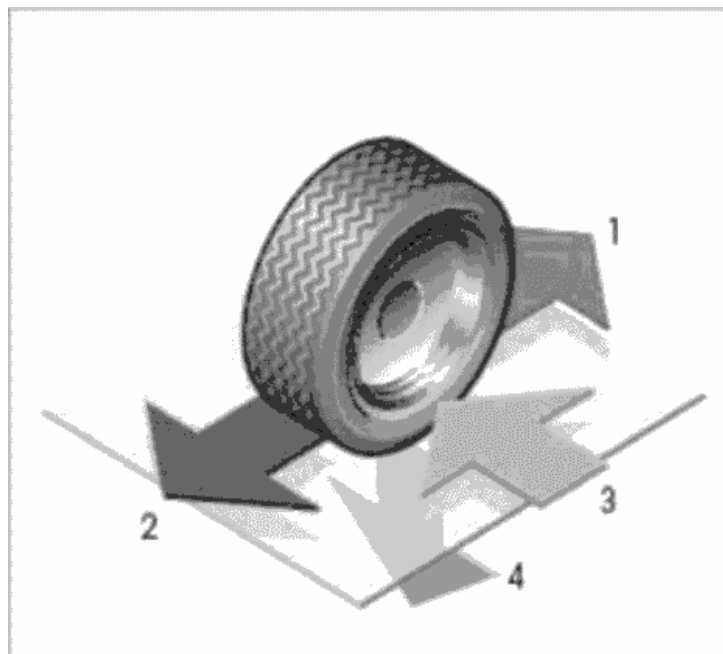


Рис. 1. Сили, що діють на колесо: 1 - сила тяги, 2 - гальмівна сила, що протидіє силі тяги, 3 - сила бічного відведення, яка підтримує поворотність коліс, 4 - сила зчеплення, що є результируючою із сили тертя та сили тяжіння.

Крім того, на автомобіль діють, (рис. 2): (I) - момент рискання, який намагається повернути автомобіль навколо вертикальної осі, (II) - момент інерції, який намагається зберегти вже початий напрямок руху, а також сили інерції автомобіля та сили опору повітря.

Сили бічного відведення "S" діють у поперечному напрямку (рис. 3), сили

приводу й гальмування “В” діють у поздовжньому напрямку. При додаванні векторів цих двох сил одержуємо результуючу “G” Якщо складова не виходить за межі кола, шина тримає контакт із дорогою, рух стабільний. Якщо складова або одна із сил виходить за межі кола, шина переходить у ковзання, автомобіль втрачає стабільність.

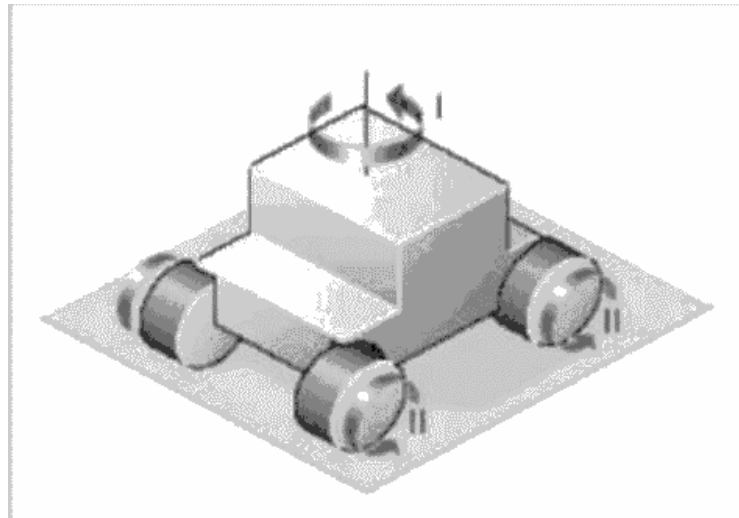


Рис. 2 - Моменти, що діють на автомобіль

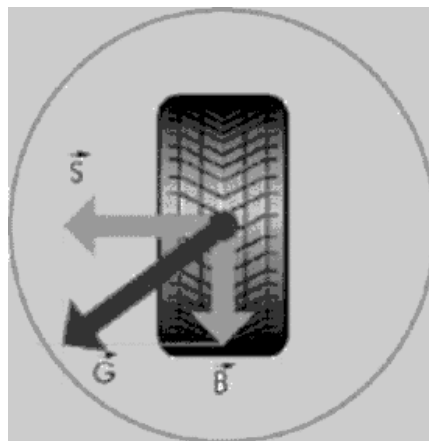


Рис. 3 - Схема дії сил у колі Камма

Радіус кола визначається силою зчеплення колеса з дорогою. Сила, що забезпечує контакт шини з дорогою, залежить від дорожніх умов і стану шин (при гарному зчепленні радіус буде більше, при поганому - менше). Поки результуюча сила “G” перебуває в межах кола Камма, автомобіль у стабільному стані. Якщо результуюча сила “G” вийде за межі кола, автомобіль втрачає керуваність.

На рис.4 $G=\max$. Сила “G” передає максимально можливе зусилля (стрілка „G” закінчується на колі). Якщо водій збільшить дію однієї із сил, колесо почне ковзати/блокуватися.

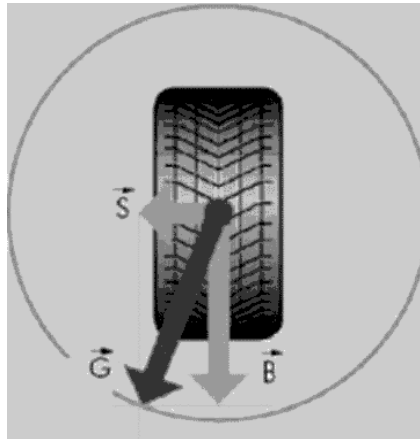


Рис. 4 - Максимально можливе зусилля сили “G”

Якщо водій додасть газу, збільшується сила “B”. У результаті вектор “G” буде закінчуватися за межами кола Камма.

Якщо $S=0$, колесо не зможе повертатися. Те ж відбудеться, якщо збільшиться сила гальмування.

Якщо водій більше поверне рульове колесо, збільшиться сила “S”. У результаті вектор “G” буде закінчуватися за межами кола Камма.

Сила “B” (рис.5) передає максимально можливе зусилля (стрілка “B” закінчується на колі).

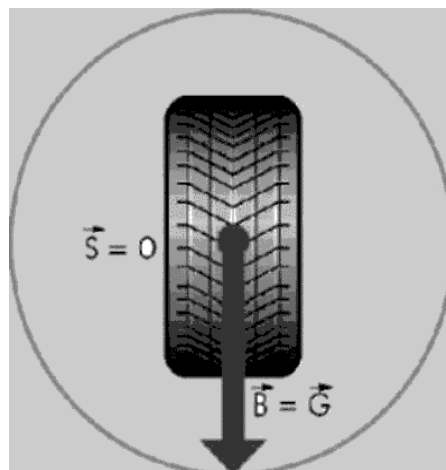


Рис. 5 - Максимально можливе зусилля сили “B”

Інша сила передаватися вже не може. Поворот рульового колеса не приведе до зміни напрямку руху автомобіля.

Висновок за розділ. Із наведеного можна зробити наступний висновок: шини можуть сприймати сили тільки в межах певних фізичних границь. Так, ковзаючі колеса не можуть сприймати сили бічного відведення. Автомобіль стає некерованим.

Втручання різних систем контролю зчеплення коліс з дорогою дозволяє в різних критичних ситуаціях запобігти їх блокуванню, що сприяє збереженню курсової стійкості та керованості автомобіля.

Якщо в автомобілі встановлена система підтримки курсової стійкості ESP, то робота усіх систем контролю зчеплення з дорогою підпорядковується їй. При вимиканні функції ESP системи контролю зчеплення коліс з дорогою продовжують свою роботу самостійно.

Система підтримки курсової стійкості ESP самостійно вносить корективи в управління автомобілем, коли електроніка фіксує відхилення фактичного руху автомобіля від бажаного водієм. Інакше кажучи, електронна система ESP вирішує, коли, залежно від конкретних умов руху, треба задіяти або навпаки відключити ту або іншу систему контролю зчеплення коліс із дорогою. ESP виконує, стосовно інших систем, функцію координуючого й керуючого центру.

2 МЕТОДИ ОЦІНКИ СТІЙКОСТІ АВТОМОБІЛЯ НА РІЗНИХ РЕЖИМАХ РУХУ

Всі дослідження, і розробки, спрямовані на підвищення активної безпеки автомобілів, зокрема їхньої стійкості та керованості можна розділити на три основних напрямки. Перший з них, це пошук технологічної системи керування, здатної задовольнити найвищі вимоги щодо керованості та стійкості автомобіля; другий - це розробка і впровадження інтелектуальних систем, які у змозі враховувати велику кількість факторів, що впливають на керованість та

стійкість руху автомобіля, і на їх основі корегувати параметри руху автомобіля; третій - це кооперація між собою факторів, що впливають на керованість та стійкість руху автомобіля.

2.1. Обґрунтування стійкості та керованості руху автомобіля.

Питання стійкості та керованості автомобілів через їх практичну важливість вивчалися багатьма дослідниками [6] . До цього часу розроблена теорія стійкості руху двохвісних автомобілів з передніми керованими колесами [7-12].

У роботах [13 - 29] досліджуються окремі види стійкості автомобілів (курсова, траєкторна, поперечна) при впливі одного -двох зовнішніх чинників. Різноманітні зовнішні чинники по різному впливають на показники цих видів стійкості [30]. Рекомендації щодо зміни конструктивних параметрів автомобіля для поліпшення того або іншого виду стійкості досить різноманітні і часом суперечать вимогами по забезпеченню інших експлуатаційних властивостей, зокрема, плавності ходу і прохідності.

Багатофакторні дослідження [22,31], що дозволяють комплексно оцінювати поперечну, курсову і траєкторну стійкість і плавність ходу, дають експрес-оцінку стійкості автомобіля в цілому, коли забезпечені усі види стійкості при будь-яких зовнішніх збуреннях.

Комплексну оцінку наслідків прийнятих рішень у частині формування експлуатаційних властивостей дозволяє дати теорія загальних конструктивних рішень, що розкриває закономірності динаміки і статички автомобілів у взаємозв'язку з прийнятою конструктивною схемою [15, 32]. Для постановки конкретних задач дослідження на основі логічного аналізу пропонується використовувати структурну схему дослідження системи з попередньо встановленими логічними зв'язками між її елементами [15].

У відповідності до структури системи взаємозв'язку загальних конструктивних рішень з експлуатаційними властивостями і зовнішніми

умовами руху при дослідженні керованості й стійкості автомобіля повинна вирішуватися задача вибору схеми рульового керування.

Причиною механічної нестійкості будь-якого автотранспортного засобу на пружних у бічному напрямку колесах є бічне відведення шин, тобто відхилення вектора абсолютної швидкості центра колеса від середньої подовжньої площини його обертання [33].

Експериментальними дослідженнями, проведеними фірмами, що виготовляють шини [7, 34, 35, 36 і ін.], установлені залежності між бічними силами і кутами відведення. Здатність шини протидіяти відведенню оцінюють коефіцієнтом опору відведенню, що є рівним бічній силі, необхідній для кочення шини з кутом відведення 1° (1 рад).

Дослідженнями [7, 14, 32, 37 - 42 і ін.] встановлено:

- 1) характеристика відведення шин у загальному випадку нелінійна, причому найбільша нелінійність спостерігається при кутах відведення (8° - 12°), при перевищенні цих значень має місце повне бічне ковзання шин (12° - 20°);
- 2) величина кута відведення змінюється в залежності від напрямку нахилу колеса до площини дороги при дії на нього бічної сили;
- 3) коефіцієнт опору відведенню залежить від великого числа факторів, основними з яких є: тип і конструкція колеса; внутрішній тиск повітря в шині, нормальне навантаження на колесо; величина радіальних і тангенціальних сил на колесі, характер їх прикладення та швидкість зміни; тип і стан дорожнього покриття; швидкість руху, форма траєкторії центра колеса;
- 4) найбільші значення кутів відведення при русі автомобіля в звичайних умовах по прямій і на повороті не перевищують 5° - 10° ;
- 5) при малих кутах відведення коефіцієнт опору відведенню можна вважати постійним.

Найбільше повно аналіз робіт з визначення характеристик взаємодії колеса з дорогою виконаний Литвиновим А.С. [34] і Антоновим Д.А. [14].

Згідно [14] усі роботи можна розділити на дві групи. До першої групи, найбільш розповсюдженої, відносяться роботи [18, 34, 38, 43 - 50 і ін.], у яких

зв'язки колеса з дорогою вважаються геометричними, а реакції дороги приймаються функціями узагальнених координат і швидкостей, причому вид і значення цих функцій визначаються експериментально.

До другої групи відносяться роботи [20, 51 - 55 і ін.], у яких характеристики взаємодії колеса з дорогою виражаються рівняннями кінематичних (неголономних) зв'язків, а реакції дороги виражаються лінійними функціями узагальнених координат і швидкостей. У роботах цієї групи дається більш точний розгляд кочення колеса з еластичною шиною.

Найбільше поширення у світовій літературі для одиночних автомобілів одержала модель пружного колеса, запропонована І. Рокаром. Пояснюється це, з одного боку, її простотою в математичному плані, а з іншого боку - уловлюванням основної властивості еластичного колеса котитися під кутом до своєї площини.

Підхід Д.А. Антонова до опису колеса, що котиться, (введенням кореляційних коефіцієнтів) дозволяє врахувати вплив на коефіцієнт опору бічного відведення множини параметрів, що змінюються в процесі руху, таких як тиск у шині, величина плями контакту, вертикальна і подовжня реакції полотна дороги й ін., однак їх урахування вимагає великої кількості емпіричних коефіцієнтів.

Широке коло задач в області стійкості руху різних систем розглянуто Л.Г. Лобасом [21]. Зокрема, ним розроблені більш детальні, чим відомі, математичні моделі систем з коченням, дані нові постановки задач, розвинуті методи їх дослідження, проаналізовано вплив конструктивних параметрів на рух незв'язаних систем із класичними не головними зв'язками.

Проте плідному використанню не голоновних зв'язків заважає те, що вони підвищують і без того високий порядок диференціальних рівнянь системи, що у загальному випадку приводить до громіздких, не узагальнених результатів.

Тому багато універсальних методів дослідження стійкості стають скоріше теоретичними, але недоступними в їх практичному застосуванні [37].

У зв'язку з цим у прикладних дослідженнях стійкості і керованості автомобіля звичайно використовують результати робіт першої групи, причому вид і значення функцій, що виражають реакції дороги, приймають, виходячи зі статичних експериментів. Найчастіше реакції дороги приймають лінійними функціями кута бічного відведення. Це викликано прагненням одержати аналітичне рішення рівнянь, що описують рух досліджуваної системи, хоча наближеність такого рішення чітко усвідомлюється всіма дослідниками.

Дослідженнями [38] показано, що при дослідженні стійкості і керованості АЗ використання математичної моделі автомобіля, що враховує більшість його нелінійних характеристик, але з застосуванням спрощеної лінійної теорії відведення, приводить до результатів, що погано узгоджуються з експериментальними даними. При використанні спрощеної математичної моделі і нелінійної теорії відведення результати теоретичного й експериментального досліджень зближуються.

Разом з тим, за результатами досліджень, виконаних у Стенфордському університеті, відзначається, що лінійна і нелінійна теорії відведення дають задовільний збіг результатів до значень кутів відведення 40%. Розбіжності результатів не перевищують 15%. Надалі розходження істотні.

У теорії стійкості двохвісних автомобілів визначені поняття надлишкової, недостатньої і нейтральної повороткості [43-44]. У якості оціночного показника повороткості приймають значення питомих бічних сил, що викликають занос автомобіля, яке представляє собою відношення бічних сил, що діють на задню вісь на початку заносу, до сили тяжіння, що приходить на цю вісь [45]. Більш стійким вважається той автомобіль, занос якого викликається більшими бічними силами [44]. При цьому встановлено, що швидкість руху автомобіля не впливає на розподіл питомих бічних сил, а визначає лише кількісну сторону процесу. При досягненні критичної швидкості руху автомобіль перестає бути стійким і порівняно невелика бічна сила може різко змінити напрямок - автомобіль зміщується в напрямку дії бічної сили.

На величину критичної швидкості впливає весь комплекс характеристик автомобіля й умови руху [8, 32, 43-45]. Збільшити критичну швидкість за стійкістю можна різними шляхами. Самий простий і дієвий засіб – зміна різниці кутів відведення задніх і передніх коліс: необхідно прагнути зменшити цю різницю [14]. Якщо ж різниця кутів відведення від'ємна, то критичної швидкості за стійкістю для даного автомобіля не існує [32], але можуть виникнути проблеми з його поворотністю.

Таким чином, оцінка схем автомобілів зводиться до оцінки величин кутів відведення на осях, до їх розподілу між осями й визначенню критичної швидкості при русі АЗ по різним траєкторіям.

Поводження АЗ у перехідному режимі характеризує його стійкість. Рух автомобіля розглядається як складний, що складається з двох рухів: основного незбуреного, обумовленого формою траєкторії, і власного, що виникає при будь-якому збуренні основного руху, як випадковому, так і пов'язаному зі зміною форми траєкторії. Власний рух може бути стійким або нестійким, аперіодичним або коливальним і визначається дією збуджуючих сил, конструктивними рішеннями й умовами експлуатації.

Вивчення власного руху можна проводити при русі автомобіля будь-якою траєкторією, але при дослідженні стійкості руху основними режимами приймають [17, 18, 32, 45]: прямолінійний; круговий; вхід у поворот, об'їзд несподіваної перешкоди по траєкторії, близький до синусоїдальної. У якості основного оціночного параметра, що характеризує стійкість руху АЗ, приймається значення граничної швидкості, з якою автомобіль може рухатися в заданих умовах без втрати керованості й стійкості.

Історично склалося так, що питання стійкості, як правило, вивчалися стосовно до автомобілів, що рухаються криволінійними траєкторіями. Проте вивчати власний рух найбільш зручно, коли основний рух у поперечному напрямку відсутній (тобто при прямолінійному русі), тому що такий рух визначається внутрішніми властивостями системи, а не видом траєкторії. При цьому швидкості руху автомобіля - найбільші.

Таким чином, найбільш важливим і одночасно більш доступним для дослідження є рух автомобіля на прямолінійних ділянках шляху. Аналіз стану досліджень стійкості руху автомобілів показав, що при встановленні принципово важливих закономірностей роль аналітичних методів залишається надзвичайно високою. Висока їх роль і в кількісному визначенні параметрів керованості та стійкості руху, хоча зробити це можна лише з обмеженою точністю. Кількісні характеристики, одержувані за допомогою аналітичних методів, в основному служать першими оцінками, що дають уявлення про порядок досліджуваних величин і про напрямок розвитку процесу.

Після опису процесу взаємодії колеса і всього шасі з опорною поверхнею важливим є вибір змінних, щодо яких складаються диференціальні рівняння руху автомобіля. Оскільки конфігурація будь-якого об'єкта, що рухається, у кожний момент часу визначається деяким набором голоновних (лагранжевих, криволінійних, узагальнених) координат, то і рівняння руху природно записувати для цих змінних. Така точка зору цілком правомірна і приймається в деяких роботах по динаміці автомобіля й автопоїзда. Цьому сприяють, зокрема, і автоматизм, властивий лагранжевому формалізму. Простота й однотипність операцій при використанні лагранжевого підходу сприяли його впровадженню в сучасну комп'ютерну практику складання диференціальних рівнянь руху матеріальних систем з великим числом ступенів волі (автомобіль з причепом). Типовим представником останніх є багатоланковий автопоїзд.

Альтернативним є метод квазікоординат або не головних координат. Він широко застосовувався до дослідження механічних систем з коченням.

Сутність його полягає в тому, що рух розглядається не відносно інерціальної системи відліку, а в проекціях на осі рухомих систем, незмінно зв'язаних з об'єктом, що рухається. Метод квазікоординат у задачах динаміки автомобіля й автопоїзда дозволяє декомпозувати вихідну систему диференціальних рівнянь на дві підсистеми, що інтегруються послідовно, що особливо важливо при аналітичних і якісних дослідженнях. У цьому складається істотна перевага не голоновних координат.

Після того, як диференціальні рівняння руху автомобіля складені, виникає проблема їх аналізу. Можливі дві постановки задачі, що відповідають лінійній і нелінійній математичній моделям. Автомобіль як динамічна системи містить велику кількість нелінійних елементів, одні з яких можна лінеаризувати, але є і принципово нелінеаризуємі не лінійності, що впливають на кількість і характер стаціонарних станів.

Вперше задачу про кількість і характер стійкості стаціонарних станів автомобіля поставив Я.М. Певзнер [8]. При цьому динамічне поводження автомобіля описувалося змінними, що характеризувалися квазішвидкістю та реальною кутовою швидкістю. У подальшому розвиток цього питання знайшов відображення як для лінійної, так і особливо нелінійної постановок.

Зв'язування кожного стаціонарного стану автомобіля з особливими точками системи диференціальних рівнянь його плоско паралельного руху стало наступним кроком розвитку методології дослідження стійкості руху АЗ.

В даний час дослідження автомобіля як динамічної системи шляхом представлення динамічного стану автомобіля за допомогою фазових портретів має значну кількість нелінійностей що призводить до несподіваних ефектів; лише деякі з них зараз відомі, усвідомлені і пояснені.

У багатьох роботах по теорії автомобіля вважається, що при повороті рульового колеса на фіксований кут усі точки автомобіля рухаються коловими траєкторіями, причому ці кола єдині для кожної точки незалежно від значень змінних стану, що передували входу автомобіля в поворот. Цілком очевидно, що різні комбінації цих змінних при одному і тому ж самому значенні кута повороту рульового колеса в загальному випадку можуть приводити до різних кругових траєкторій.

Математично пояснюється це тим, що кожній особливій точці векторного поля фазових швидкостей системи, якій (точці) на площині дороги відповідає кругова траєкторія, має свою, цілком визначену область притягання.

Таким чином твердження про однозначність кругової траєкторії дійсно справедливе, якщо користуватися лінеаризованими рівняннями стаціонарних

станів. Однак вихідні рівняння стаціонарних станів автомобіля містять, як показано вище, велику кількість нелінійностей.

Висвітленні у відомих джерелах роботи не можна назвати вичерпними в плані постановки задачі. Їх математичні моделі потребують уточнень і доповнень. Крім того, немає єдиного теоретичного підходу до обґрунтування конструктивних і експлуатаційних параметрів керування в складі колісного модуля з урахуванням факторів, які впливають на стійкість руху автомобіля.

2.2. Режими руху та їх вплив на стійкість автомобіля

Протягом міжремонтних строків служби автомобільних доріг суттєво змінюються їх показники технічного рівня та експлуатаційного стану, відповідно, змінюються і характеристики режимів руху автомобілів і транспортних потоків. Найбільш відомі в теорії експлуатації автомобілів [47] наступні режими руху:

- тяговий режим руху,
- накат,
- гальмівний режим руху,
- гальмування двигуном,
- комбіноване гальмування.

Кожен режим характеризується рівнянням руху, розв'язання якого в різних точках дороги при всіх відомих складових дозволяє знайти прискорення (уповільнення), швидкість руху автомобіля та інші параметри.

Кожен режим руху автомобіля характеризується рівнянням балансу сил або, як прийнято його називати, силовим балансом (2.1).

Тяговий режим:

$$P_k = P_i + P_f + P_w + P_j, \quad (2.1)$$

де P_k – сила тяги на ведучих колесах автомобіля в Н;

P_i – сила опору руху на підйом з похилом i , Н;

P_f – сила опору коченню, н;

P_w – сила опору повітряному середовищу, Н;

P_j – сила інерції, Н.

Режим руху накатом — рівняння (2.1), тільки $P_k = 0$

Гальмівний режим руху — рівняння (1.1), тільки в правій частині додається гальмівна сила P_{mk} .

Режим "гальмування двигуном" — рівняння (2.1), тільки в правій частині додається сила опору двигуна $P_{m\partial}$ що викликає уповільнення автомобіля.

Режим "комбіноване гальмування" — у рівняння (2.1) вводять і силу опору двигуна, і гальмівну силу.

Сила тяги і гальмівна сила регулюються водієм залежно від дорожньої обстановки, від значень більшості технічних параметрів дороги (згідно з проектом) і показників експлуатаційного стану, які є змінними величинами протягом всього життєвого циклу дороги.

Сумарну уповільнюючу силу при комбінованому гальмуванні в різних дорожніх умовах руху автомобіля можна виразити залежністю (2.2):

$$P_T = P_{mk} + P_{m\partial} = zG + P_{m\partial} \quad (2.2)$$

де z – коефіцієнт гальмування автомобіля

Для двовісного автомобіля значення z (2.3)

$$z = \frac{b \cdot f_1 + a \cdot f_2}{L - h(f_1 - f_2)} \quad (2.3)$$

де a і b відповідно розташування координати центру мас від передньої осі і задньої осі автомобіля, м;

f_1 і f_2 – реалізовані зчеплення коліс на відповідній осі автомобіля (залежать від коефіцієнта зчеплення відповідної шини із дорожньою поверхнею і від конструкції шини, а також умов її експлуатації);

L - колісна база автомобіля, м;

h — висота розташування центру мас над поверхнею дороги, м;

Коефіцієнт гальмування може змінюватися в діапазоні від 0 до 0,9 залежно від виду автомобіля і його масо-габаритних параметрів. Максимальне значення коефіцієнта гальмування кожного автомобіля визначається зчіпними властивостями шина-дорога і координатами розташування центру мас.

При заблокованих колесах реалізовані зчеплення дорівнюють коефіцієнту зчеплення ($f_1 = f_2 = \varphi$).

Як правило, що на коротких спусках водій найчастіше гальмує тільки колісними гальмами, а на затяжних спусках додатково використовує гальмування двигуном.

Частина параметрів дороги, що впливають на режими руху, постійні — це параметри технічних умов, інші (параметри експлуатаційного стану, такі як показники рівності і зчіпних властивостей) - змінні; їх обґрунтовують відповідно до розрахункових періодів експлуатації дороги.

У рівняннях режимів руху сили P_i , P_f і P_m залежать, у першу чергу, від параметрів дороги: i – поздовжнього похилу, f — коефіцієнта опору коченню, φ – коефіцієнта зчеплення. Сума сил P_j і P_f — це опір дороги: $P_i = G_i$, $P_f = G_f$.

Коефіцієнт опору коченню f залежить від швидкості руху автомобіля, конструкції шини, типу покриття та його рівності. [46]:

$$f = f_0 + \alpha \cdot S_p \cdot v^2, \quad (2.4)$$

Де f_0 — коефіцієнт опору коченню при швидкості до 20 км/год;

α - коефіцієнт жорсткості підвіски автомобіля;

S_p — показання поштовхоміра, см/км, які характеризують рівність проїзної частини;

v — швидкість руху автомобіля.

Коефіцієнт зчеплення φ згідно з [46] дорівнює:

$$\varphi = \varphi_{20} - \beta_\varphi (v - 20), \quad (2.5)$$

де φ_{20} — коефіцієнт зчеплення при гальмуванні зі швидкістю 20 км/год;

β_φ — коефіцієнт зміни зчеплення залежно від швидкості.

Коефіцієнт опору коченню при малій швидкості f_0 і коефіцієнт тертя φ_{20} у формулах (2.4) і (2.5) призначають залежно від типу покриття проїзної частини і залежно від пори року [2].

У будь-якому режимі руху є прискорення або уповільнення $j = dv/dt$. Тому рівняння кожного режиму — це диференціальне рівняння:

$$dv / dt = a \cdot v^2 + b \cdot v + c, \quad (2.6)$$

де a — коефіцієнт, що залежить від сили тяги й обтічності автомобіля, втрати енергії на нерівностях проїзної частини;

b — коефіцієнт, що залежить від сили тертя колес автомобіля;

c — коефіцієнт, що залежить від поздовжнього похилу і коефіцієнта опору коченню.

Розв'язок рівняння (2.6) необхідний для побудови графіка швидкості, як результату моделювання руху автомобілів при проїзді конкретної ділянки дороги (при проектуванні або експлуатації).

Нескладно інтегрувати рівняння (2.6), але результат, як залежність швидкості від часу, малопридатний для побудови графіка швидкості. Необхідна залежність швидкості не від часу, а від відстані вздовж дороги. Тому розв'язувати рівняння руху автомобіля доцільно, наприклад, за схемою Ейлера (криволінійні відрізки на графіку швидкості замінені прямолінійними хордами, в межах яких прискорення (уповільнення) dv/dt — постійні):

$$v_2 = v_1 + \sqrt{2j \cdot \Delta s}, \quad (2.7)$$

де j — середня величина прискорення (уповільнення) (dv/dt) на ділянці Δs ;

v_1 та v_2 — відповідно швидкість на початку і в кінці ділянки Δs .

Середню величину прискорення (уповільнення) обчислюють залежно від параметрів дороги і вибраного водієм режиму руху на кожній ділянці Δs , послідовно знаходять значення v_2 і в подальшому можемо побудувати графік.

Висновок за розділ. Труднощі реалізації даної схеми полягає в тому, що прискорення (уповільнення) залежить від середньої швидкості v_2 на ділянці Δs , яка на початку розрахунку на кожній ділянці Δs невідома, відома тільки швидкість v_1 а швидкість v_2 потрібно знайти.

Ця трудність подолана розв'язком за схемою Ейлера з перерахунком, в якій на першій ітерації приймають середнє значення швидкості на ділянці і початкове значення швидкості v_2 , що дорівнює v_1 а потім уточнюють v_1 та j на кожній наступній ітерації.

Таким чином, на основі динамічних можливостей автомобіля, швидкість не повинна перевищувати максимально допустиму швидкість за умовами безпеки.

1.Пропозиції щодо удосконалення кермових механізмів військової автомобільної техніки шляхом застосування сучасних гідро, електро та комбінованих підсилювачів, що дає змогу зменшити зусилля на кермовому колесі завдяки створенню додаткового силового впливу на керовані колеса, а також шляхом застосування різноманітних електронних систем, зокрема і систем, що забезпечують зміну напрямку руху без втрати стійкості автомобіля.

2. Втручання різних систем контролю зчеплення коліс з дорогою дозволяє в різних критичних ситуаціях запобігти їх блокуванню, що сприяє збереженню курсової стійкості та керованості автомобіля.

Твердження про однозначність кругової траєкторії дійсно справедливе, якщо користуватися лінеаризованими рівняннями стаціонарних станів. Однак вихідні рівняння стаціонарних станів автомобіля містять, як показано вище, велику кількість нелінійностей.

Висвітленні у роботі результати не можна назвати вичерпними в плані постановки задачі, їх математичні моделі потребують уточнень і доповнень. Крім того, необхідно розглянути єдиний теоретичний підхід до обґрунтування конструктивних і експлуатаційних параметрів керування в складі колісного модуля з урахуванням факторів, які впливають на стійкість руху автомобіля.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Автомобильный справочник: справочник / [пер. с англ. Дугин Г. С, Комаров Е. И. и др]. - М.: ЗАО «КЖИ «За рулем», 2004. - 896 с: ил.
2. Alverti, V, and Babbel, E. Improved Driving Stability by Active Braking of the Individual Wheels. Proceedings of AVEC'96, International symposium on Advanced vehicle Control, Juni 1996, pp 717-732.
3. Cho, Y.H. and Kim, J. Design of optimal four-wheel steering system. Vehicle System Dynamics, Oct 1995, Vol.24, No.9, pp.661-682.
4. Shinsuke Sato, Hideo Inoue, Masaaki Tabata, and Shoji Inagaki. Integrated Chassis Control System for Improved Vehicle Dynamics. Toyota Motor Corp. Source: AVEC'92,1992, pp.413-418.
5. Shinsuke Sato, Hideo Inoue, Masaaki Tabata, and Shoji Inagaki. Integrated Chassis Control System for Improved Vehicle Dynamics. Toyota Motor Corp. Source: AVEC'92, 1992, pp.413-418.
6. Сахно В.П., Автомобілі. Всеколісне керування./ Сахно В.П., Григоращенко О.В., Вакуліч А.В., Тімков О.М., Ященко Д.М. – Київ. Національний транспортний університет. 2013. - 200 с: іл.
7. Певзнер Я.М. Боковой увод автомобиля / Я.М. Певзнер // Автомобильный мотор. 1939. - №4. С. 51-57.
8. Певзнер Я.М. Теория устойчивости автомобиля / Певзнер Я.М.- М.: Машгиз, 1947. - 156 с.
9. О качении автомобильных шин при быстро изменяющихся углах увода: труды семинара по управляемости и устойчивости автомобилей / Певзнер Я.М. - М. : НАМИ, 1969. - С. 59-71.
10. Хачатуров А.А. Динамика системы "Дорога - шина - автомобиль - водитель" / Хачатуров А.А. - М. : Машиностроение, 1976. - 530 с.
11. Mathematical model of the tractor -trailer train in view of the steering wheel module of the tractor and selfstabilized wheel module of the samy-trailer: Праці Західного наукового центру. Проектування, виробництво та експлуатація

автотранспортних засобів і поїздів / - Л. : Транспортна академія України, 1999. - С. 110-114.

12. Колесников А.С. Автоколебания управляемых колес автомобиля / Колесников А.С. - М. : Гостехиздат, 1955. - 238 с.

13. И.Валькман Ю.Р. Нефть скоро кончится / Ю.Р. Валькман // Наука и жизнь.-2000. -№2.-С. 55.

14. Антонов Д.А. Теория устойчивости движения многоосных автомобилей / Антонов Д.А. - М. : Машиностроение, 1978. - 216 с.

15. Антонов Д.А. Расчет устойчивости движения многоосных автомобилей / Антонов Д.А. - М. : Машиностроение, 1984. - 164 с.

16. Роль подвески и рулевого управления при анализе устойчивости движения автомобиля на дороге с реальным микропрофилем: труды МАДИ. - М. : МАДИ, 1969. - С. 22-27.

17. Об устойчивости движения многоосных автомобилей относительно заданной траектории: труды семинара по устойчивости и управляемости автомобилей. - М. : НАМИ, 1968. - С. 27-39.

18. Добрин А.С. Устойчивость и управляемость автомобиля при неустановившемся движении / Добрин А.С. - М. : НАМИ, 1968. - 18 с.

19. Лобас Л.Г. Анализ развития и современного состояния динамики колесных машин / Л.Г. Лобас // Прикладная механика. - 1972. - № 5. - С. 3-12.

20. Неймарк И.Ю. Динамика неголономных систем / И. Неймарк, Н. Фуфаев - М. : Наука, 1967. - 520 с.

21. Лобас Л.Г. К теории движения трехзвенных многоосных пневмоколесных машин / Л.Г. Лобас // Прикладная механика. - 1990. - № 4. - С. 112-118.

22. Мариенбах Ю.Л. Исследование устойчивости и управляемости автомобиля на прямолинейных участках пути: автореф. дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук : спец. 05.05.03 «Автомобили» / Ю.Л. Мариенбах. - М., 1969. - 23 с.

23. До визначення кутів відведення коліс транспортних засобів при дослідженні стійкості руху / В.П. Сахно, С.В. Гейко, О.А. Крестянполь // Автошляховик України. - 1999. - № 2. - С. 93-97.

24. Улучшение устойчивости движения многоосных автомобилей с управляемыми колесами / В.П. Сахно, С.В. Гейко, О.А. Крестянполь // Автомобильная промышленность. - 1993. - №1.- С. 14-15.

25. Jonson D.B., Huston F.G. Nonlinear lateral stability analysis of road vehicles using Liapunov's second method //SAE Techn.Pap.Ser. -1984.-N841057.- P.1-8.

26. Kane T.K., Man G.K. The importance of slip law nonlinearity in the theory of steady turning of automobiles. "Mech. Res. Commun", 1977, 4, N5, 315-320.

27. Mac Adam CC, Fancher P.S. A study of the closed-loop directional stability of various commercial vehicle configurations. "Vehicle Syst. Dyn.", 1986, 15 N Suppl 367-382.

28. Mitschke M., Bisimis E. Theorie zum Fohrverhalten dreiachsiger Sattelanhanger.-Deutsche Kraft-fahrtforschung, 1972, N224,448.

29. Mitschke Manfred, Bisimis Enstache. Doppelachsaggregate bei Sattelanhängern. "Dtsch. Kraftfahrforsch.", 1971, N 210, 34s, ill

30. Экспериментальное исследование устойчивости автомобиля, управляемого водителем, при прямолинейном движении: труды семинара по устойчивости и управляемости автомобилей. - М. : НАМИ, 1969. - С. 26-38.

31. Люст В.Я. Разработка методов расчета параметров устойчивости прямолинейного движения трехосных автомобилей: автореф. дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук : спец. 05.05.03 «Автомобили» / В.Я. Люст. -М, 1969.-23 с.

32. Аксенов П.В. Многоосные автомобили / Аксенов П.В. Машиностроение, 1989. - 279 с.

33. Шимми переднего колеса трехколесного шасси : труды ЦАГИ. ЦАГИ, 1945.-С. 1-33.

34. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля / Литвинов А.С. — М. : Машиностроение, 1978. - 216 с.
35. Цукерберг С. М. Пневматические шины / Цукерберг СМ., Гордон Р.К.- М.: Химия, 1973, - 264 с.
36. Фаробин Я.Е. О коэффициентах качения колес с шиной при уводе /Фаробин Я.Е. // Конструирование, исследование, испытание автомобилей. - 1995.-С. 27-29.
37. Влияние конструктивных и эксплуатационных факторов на износ, сцепление и сопротивление качению автомобильных шин / [В.Л. Бидерман, Ю.С. Левин, Л.Д. Слюдиков, Л.А. Упорина.]. - М.: ЦНИИТЭнефтехим, 1970. - 93 с.
38. Макаров В.А. О прогнозировании долговечности шин / Макаров В.А. // Автомобильный транспорт. - Харьков: РИО ХГАДТУ. 1998. - С. 29 32.
39. Литвинов А.С. Особенности неустановившегося поворота автомобиля /А. С. Литвинов // Автомобильная промышленность. - 1960. -№6. -С. 1-7.
40. Кнороз В.И. Шины и колеса / Кнороз В.И., Кленников Е.В. - М.: Машиностроение, 1975. - 1984 с.
41. Чудаков Е.А. Качение автомобильного колеса / Чудаков Е.А. - М. : Машгиз, 1947.- 198 с.
42. Active four-wheel-steering design for the blaser. Leucht P.M. SAE 1987, N872285, 1.
43. Kane T.R., Man G.K. The importance of slip law nonlincarity in the theory of steady turning of automobiles. . Res. Communs", 1977, 4, 5, 315.
44. Антонов Д.А. Экспериментальные зависимости по боковому уводу шин / Д.А. Антонов // Автомобильная промышленность. -1962. - №3. - С. 98.
45. Оценка влияния схем рулевого управления на устойчивость прямолинейного движения многоосного автомобиля. / Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів. - Л.: Свічадо, 1998. - 152-153 с.

46. Литвинов А.С. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств / А.С. Литвинов, Я.Е. Фаробин. — М.: Машиностроение, 1989.- 240 с.

47. Смірнова Н.В., Леонтьєв Д.М. Аналіз режимів руху в задачах проектування та експлуатації автомобільних доріг/. Н.В. Смірнова, Д.М. Леонтьєв // Автомобільні дороги – Харьков::ХНАДУ, 2014 . – № 5(241), С. 23-25

48. Босенко В.М. Маневреність автопоїзда з універсальним напівпричепом-контейнеровозом./ В.М. Босенко, П.О. Гуменюк, Р.М. Марчук //Вісник Національного транспортного університету. - К., НТУ, 2013. - Вип. 26. — С. 112-116.

49. Сахно В.П. До визначення показників маневреності і стійкості руху автопоїзда контейнеровоза / В.П. С'ахно, Р.М. Марчук, В.П. Онищук, В.М. Придюк // Вісник Житомирського державного технологічного університету. - 2010. - №2(53). - С. 127-134.