

ЗМІСТ

ЗМІСТ	3
ВСТУП	5
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОГО МЕТОДІВ ОЦІНКИ ТА ПІДВИЩЕННЯ КУРСОВОЇ СТІЙКОСТІ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ..	8
1.1. Технічний стан шини, як визначальний фактор курсової стійкості автомобіля.....	8
1.2. Впливи індивідуальних властивостей пневматичної шини на її технічний стан	11
1.3 Аналіз динаміки взаємодії пневматичного колеса з опорною поверхнею.....	21
1.4. Загальні положення визначення параметрів курсової стійкості легкового автомобіля	30
1.5. Мета і завдання дослідження	33
РОЗДІЛ 2. РОЗРОБКА МОДЕЛІ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ПОКАЗНИКІВ КУРСОВОЇ СТІЙКОСТІ АВТОМОБІЛЯ.....	35
2.1. Розробка моделі динамічної взаємодії з опорною поверхнею пневматичного колеса, що має силову неоднорідність	35
2.2. Вибір і обґрунтування моделі для опису динаміки руху легкового автомобіля.....	38
2.3 Розробка математичної моделі легкового автомобіля з керованим колісним модулем.....	45
Висновки по розділу	52
РОЗДІЛ 3. ВИЗНАЧЕННЯ ПОКАЗНИКІВ КУРСОВОЇ СТІЙКОСТІ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ.....	53
3.1 Визначення критичної швидкості руху автомобіля	53

3.2. Побудова бифуркаційної безлічі, що характеризує курсову стійкість руху моделі автомобіля.....	61
3.3 Аналіз постбіфуркаційної поведінки моделі автомобіля з керованим колісним модулем.....	66
3.4. Визначення умов безпечної втрати стійкості, прямолінійного руху автомобіля.....	76
Висновки по розділу	84
РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ.....	86
4.1. Аналіз шкідливих і небезпечних факторів, що виникають при проведенні експериментальних досліджень.	86
4.2. Заходи щодо створення безпечних і нешкідливих умов для проведення лабораторних досліджень	89
4.3. Попередження шкідливих впливів несприятливого мікроклімату. ...	90
Висновки до розділу	92
ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ.....	93
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	95

ВСТУП

Історія розвитку автомобільного транспорту нерозривно пов'язана з підвищенням вимог до безпеки руху. Особливо актуальною стала ця проблема останнім часом, коли чітко простежуються тенденції збільшення кількості транспортних засобів на дорогах України і значного збільшення швидкостей руху. Серед найбільш важливих вимог до експлуатаційних властивостей автомобіля необхідно відзначити вимоги до курсової стійкості автомобіля, так як, найчастіше, втрата курсової стійкості транспортного засобу супроводжується виникненням дорожньо-транспортної пригоди (ДТП).

Сама втрата курсової стійкості автомобіля пов'язана з дією на автомобіль різних сил, що обурюють, в тому числі і бічних сил виникають в зоні контакту шин автомобіля з дорогою. Однією з причин виникнення таких бічних сил є зміна упрогодеформувальних властивостей пневматичних шин.

Конструктивно параметри курсової стійкості автомобіля тісно пов'язані з упрогодеформувальними властивостями пневматичних шин цього автомобіля. Так, при розробці конструкції автомобільної шини задаються не тільки оптимальні напруги в матеріалі шини, але і силове взаємодія колеса з поверхнею кочення, розподіл тисків в області контакту, величина деформації, співвідношення між величинами дотичних і нормальних сил. Однак експлуатація автомобільних шин нерозривно пов'язана зі зміною характеристик її структурних елементів (знос протектора, старіння гуми), що не може не відіб'ється на жорсткісних властивості автомобільної шини, в цілому, і зміні характеру розподілу реакцій в зоні контакту шин автомобіля з дорогою, зокрема.

Дослідженням щодо вдосконалення конструкції пневматичних шин присвятили роботи багато видатні вчені: Бідерман В.Л., Цукерберг С.М., Гордон Р.К, Кнорозов В.І., Кленнікаєв Є.В., Бухіна Б.Л. [1,2, 3,4] та ін.

З плином часу конструкції шин безперервно поліпшувалися, створювалися нові матеріали, вдосконалювалася технологія виробництва але, поряд з такими вимогами до шини як економічність, комфортабельність і екологічність пріоритетними залишаються вимоги щодо забезпечення безпеки руху. Це проявляється в стійкості шини проти миттєво відмовитись її міцності несучих елементів і стабільному забезпеченні параметрів курсової стійкості.

Виконання цих вимог - комплексна задача, яка потребує прийняття організаційно-технічних рішень на стадіях проектування, виробництва і експлуатації автомобільної шини. Розробка цих рішень має ґрунтуватися на обліку результатів досліджень процесів, що відбуваються в шині автомобіля під впливом експлуатаційних факторів. Тому на порядку денному конструкторів і дослідників шин варто складний, але необхідний питання про отримання інформації, що характеризує сили, що діють в зоні контакту шини з дорогою, що дозволяє задавати параметри функціонування самої шини і всього автомобіля [5].

Зазначені обставини вказують на необхідність пошуку методів оцінки ступеня впливу збурюючих сил і неоднорідності силових характеристик пневматичних шин, зокрема, на параметри курсової стійкості руху автомобіля.

Мета і завдання дослідження. Метою роботи є підвищення безпеки експлуатації легкових автомобілів з шинами, що мають силову неоднорідність, за рахунок поліпшення показників курсової стійкості.

Відповідно до поставленої мети в роботі необхідно вирішити наступні завдання:

- виявити особливості взаємодії з опорною поверхнею коліс, що мають силову неоднорідність;

- розробити математичну модель автомобіля з колесами, шини яких мають силову неоднорідність;

проаналізувати вплив силової неоднорідності на показники курсової стійкості автомобіля.

Об'єктом дослідження є курсова стійкість легкових автомобілів з еластичними пневматичними шинами.

Предметом дослідження є вплив силової неоднорідності шин на показники курсової стійкості автомобіля.

Методи дослідження передбачали математичне моделювання стаціонарних і нестаціонарних режимів руху легкових автомобілів з колесами, шини яких мають силову неоднорідність, різноманітні розрахунки показників курсової стійкості автомобілів з зазначеними колесами.

Наукова новизна дослідження полягає в тому, що на основі удосконаленої математичної моделі руху легкового автомобіля визначені критична швидкість руху по курсової стійкості і траєкторія центру мас з урахуванням силової неоднорідності шин його коліс.

Достовірність результатів дослідження забезпечена коректним використанням основних положень теоретичної механіки і теорії автомобіля; методів математичного моделювання і графоаналітичних методів розв'язання диференціальних рівнянь.

Практична значимість отриманих результатів полягає:

математична модель динаміки руху легкового автомобіля, яка дозволяє враховувати вплив силової неоднорідності пневматичних шин на параметри курсової стійкості;

залежності, які описують вплив технічного стану шини на розподіл сил в зоні контакту і коефіцієнт опору відведенню шин, що мають силову неоднорідність.

РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОГО МЕТОДІВ ОЦІНКИ ТА ПІДВИЩЕННЯ КУРСОВИЙ СТІЙКОСТІ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ

1.1. Технічний стан шини, як визначальний фактор курсової стійкості автомобіля

Курсова стійкість є одним з найбільш важливих експлуатаційних властивостей сучасного автомобіля. Постійне зростання швидкостей руху транспортних засобів викликає необхідність проведення оцінки показників курсової стійкості, пошуку шляхів оптимізації параметрів, що впливають на зазначені показники, так як часто втрата курсової стійкості транспортного засобу супроводжується виникненням дорожньо - транспортних пригод.

Питання впливу зміни технічного стану шини на характеристики і експлуатаційні властивості автомобіля вивчалися і описані в роботах Кнорозов В.І., Кленнікова Є.В., Хачатурова А.А., Ілларіонова В.А., Говорущенко Н.Я., Юрченко А. Н., Вербицького В.Г., Запорожцева А.В., Левіна Л.Д., Тарновського В.Н., Гудкова В.А., [6-26] та ін. При цьому необхідно враховувати, що шина функціонує в найрізноманітніших, часто в найнесприятливіших умовах, і за період експлуатації значно змінюються її характеристики (зношується протектор, змінюються показники жорсткості гуми). Так, при експлуатації старих шин виникає підвищений ризик виникнення дефекту шини. Дослідження, проведені в ФРН, показали, що для накладення нового протектора вік каркаса шість років є граничним. Крім того, у шин після шестирічного терміну зберігання спостерігалось істотне зниження індексу швидкості. Згідно з цими статистичними дослідженнями, ймовірність виникнення дефекту у шини, з моменту виготовлення якої пройшло дев'ять років, у вісім разів вище, ніж у дворічного виробу [27].

Різна якість експлуатованих шин, несприятливі дорожні умови і великий термін експлуатації багатьох автомобілів зумовили велику різноманітність недосконалостей встановлених на них шин [6]. Як було вже зазначено, одним з поширених недосконалостей є нерівномірний знос протектора, що зустрічається також на нових дорогах автомобілях, власники яких мають можливість організувати контроль за технічним станом своїх автомобілів. Безкоштовна акція по контролю шин в Німеччині, проведена в плані інвентаризації шин об'єднанням продавців шин BRV, показала, що близько 30% перевірених шин має дефекти. Глибина профілю близько граничного значення зносу 1,6 мм була характерною для четвертої частини шин, інша чверть мала дефекти старіння - частина шин була проведена більше 10 років тому. Ще у 15% шин було встановлено неправильне внутрішній тиск (рис. 1.1). Більше 1200 автомобілів експлуатувалися з шинами, які не мають допуску до експлуатації. Видимі, і тому надзвичайно небезпечні, пошкодження боковин шин були встановлені в 743 випадках. GTÜ - товариство технічного нагляду в Штутгарті, повідомило, що їх перевірки в рамках акції контролю шин (157584 автомобілів) встановили наявність пошкоджень шин або їх невідповідність приписам у 40% автомобілів [28].

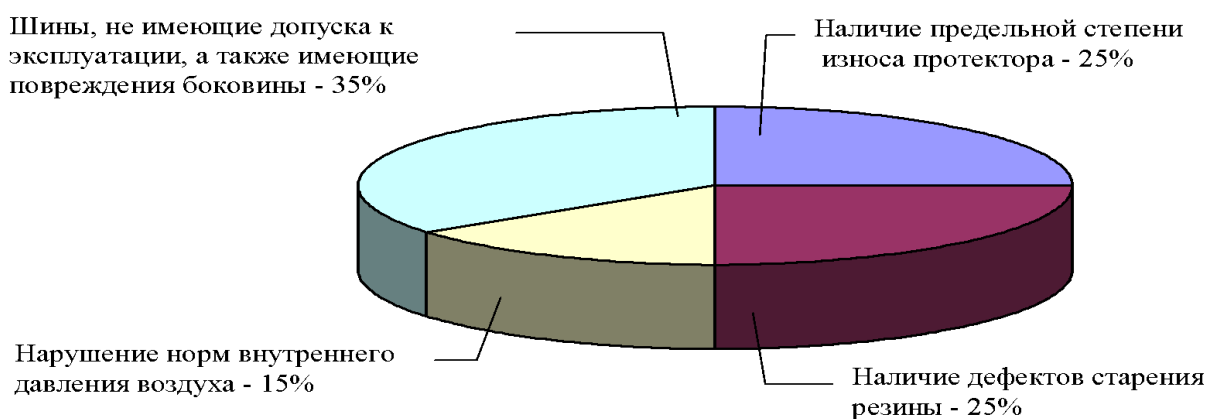


Рис. 1.1. Результаты контролю технічного стану шин в ФРН

Аналогічні дослідження в ФРН на підприємстві транспорту "Dresdener Verkehrsbetriebe AG" говорять про те, що частина експлуатованих шин має нерівномірний знос малюнка протектора [29].

Ще більш невтішні результати досліджень на Україні. Наприклад, за даними автора, близько 21,5% шин автомобілів, які за 2003 - 2004 роки заїжджали на СТО "Opel" і "Volkswagen" в м. Луганську мали нерівномірний знос протектора (рис. 1.2).

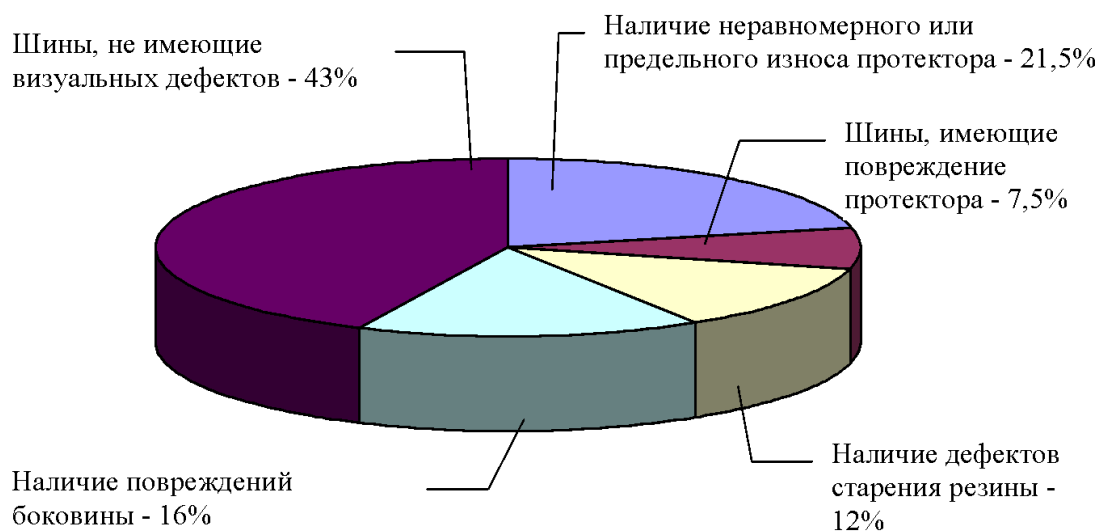


Рис. 1.2. Результати контролю технічного стану шин на Україні

Наведені вище дані свідчать про те, що значна частина експлуатованих на автомобілях шин, має явно виражені дефекти (в тому числі нерівномірний знос малюнка протектора). Крім цього, з великою ймовірністю можна стверджувати, що при проведенні більш ретельної перевірки із застосуванням сучасної діагностичної апаратури (тепловізорів і рентгенівських установок) можна виявити достатню кількість, внутрішніх дефектів (розшарування і розриви каркаса). Все це не може не позначитися на експлуатаційних властивостях автомобіля в цілому і безпеки його руху. Підтвердженням цього можуть бути дослідження виконані ОТК Automotive GmbH, які проводилися на вимогу Євросоюзу. Результати цих досліджень

свідчать про те, що кількість аварій, причиною яких могла стати пошкоджена пневматична шина, коливається від 20 до 60 відсотків. У 40 - 60% ДТП головною причиною аварії став поганий догляд за пневматичними шинами: низький рівень тиску повітря, великий знос малюнка протектора, старіння матеріалу пневматичної шини. У 15 - 35% випадків причиною можна вважати пошкодження шин, отримані при переїзді через перешкоду, неякісну балансування або монтаж, іноді - заводський дефект. "Остання причина, найчастіше, стосується тільки протекторів", - говорить менеджер з ВТК Walter Reithmaier [30].

З урахуванням зазначених обставин, для підвищення безпеки експлуатації автомобілів, необхідний пошук шляхів зниження негативного впливу зміни упругодеформувальних властивостей пневматичних шин на показники курсової стійкості автомобіля.

1.2. Впливи індивідуальних властивостей пневматичної шини на її технічний стан

Істотний вплив на технічний стан шини надають її індивідуальні властивості, прояв яких зумовлено неоднорідністю шини по її окружності і поперечним профілем. При цьому можуть виникнути сили, коливання і вібрації, які значно знижують не тільки комфортабельність, а й такі основні експлуатаційні властивості, як керованість і стійкість руху автомобіля, так що при високій швидкості або в граничних ситуаціях водій може втратити контроль над автомобілем [31 - 48]. Крім того, зміна характеру динамічної взаємодії шини з опорною поверхнею, обумовлен додатковими силами обурення, може привести за короткий час до підвищеного і нерівномірного зносу протектора, що теж негативно позначиться на працездатності всього автомобіля і безпеки його експлуатації.

На сьогоднішній день, сучасні технології виготовлення шин і колісних дисків відпрацьовані настільки, що геометричні форми тих і інших близькі

до ідеалу [49] і в більшості випадків виникнення неоднорідності шин пов'язано з процесом їх експлуатації.

Неоднорідність шини характеризується неоднаковим розподілом значень параметрів шини по її окружності і поперечним профілем. Вона складається з геометричної неоднорідності, неоднорідності розподілу мас і неоднорідності характеристик жорсткості. Кожна з перерахованих складових загальної неоднорідності характеризується конкретними кількісними показниками.

Геометрична неоднорідність (ГН) характеризується зміною просторового розподілу розмірів по колу і радіусу шини, взаємним розташуванням поверхонь і формою шини, рис. 1.3.

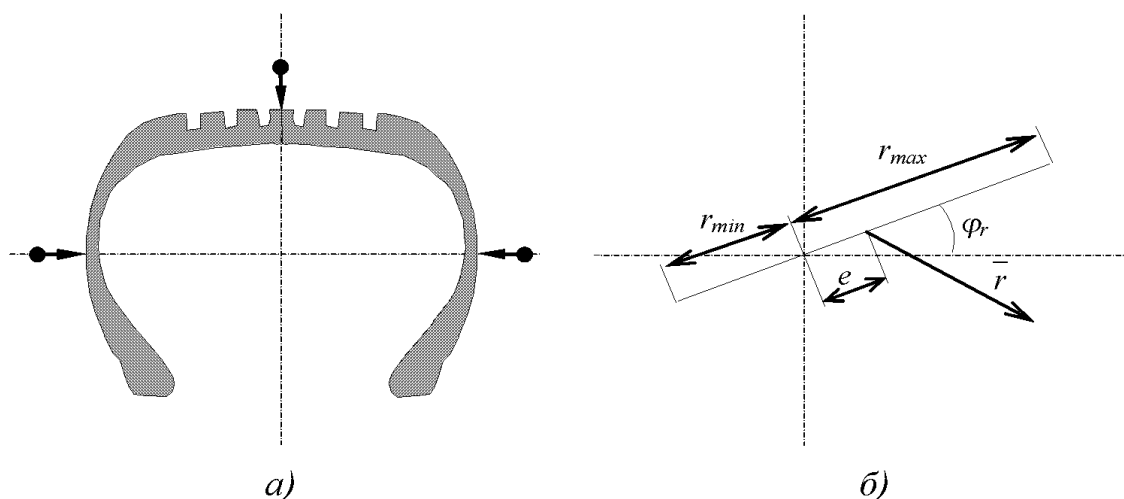


Рис. 1.3. Биття шини:

a - місця виміру биття; *b* - радіальне биття, утворене ексцентриситетом, r_{\max}
 $r_{\min} = 2 e$

В роботі [31] визначено як зміна габаритних розмірів і профілю шини по її окружності. Кількісними показниками, якими оцінюють ГН, є радіальне і торцеве (бічне) биття шини. Значення биття вимірюються в місцях перетину зовнішнього контуру профілю з осями його симетрії. При цьому биття розглядається як величина зміни відповідного лінійного розміру за оборот шини. Так, величина зміни вільного радіуса r_3

характеризує радіальне биття (для його більш повного опису необхідно знати дві величини - амплітуду зміни вільного радіуса e , рівну половині биття, і кут φ_r , що визначає положення максимуму щодо будь - якої характерної точки покриття). Бічне биття вимірюється по обидва боки шини і визначається різницею між найбільш високою і низькою точками на боковині, вимірюної по периметру поверхні покриття.

Слід розрізняти биття шини і биття колеса. Останнє може мати місце навіть при ідеальному взаємному розташування поверхонь шини. Биття колеса може бути обумовлено не концентричністю обода колеса і маточини, овальністю обода [33] або неоптимальним сполученням борту покриття і обода колеса [49]. У всіх випадках при коченні такого колеса змінюються сили, що діють в контакті колеса з дорогою. На обід розміром 12 дюймів при бічному битті 2,5 мм, навіть при невеликій швидкості руху, діє циклічно змінна бічна сила, рівна приблизно 180 Н (18 кгс) [33].

Неоднорідність розподілу мас (НРМ) - це неоднакове розміщення мас всіх малих частин шини по її окружності і радіусу. В автомобільному транспорті для характеристик НРМ використовується поняття неврівноваженості, кількісною мірою якої є дисбаланс. Неврівноваженість згідно ГОСТ 19534-74 характеризується таким розподілом маси тіла, яке обертається, при якому вісь обертання не збігається з головною центральною віссю інерції. Дисбалансом називається векторна величина, яка дорівнює добутку неврівноваженої маси m на її ексцентриситет (радіус-вектор центра цієї маси щодо осі обертання).

Розрізняють статичну, моментну і динамічну неврівноваженість. Статичної неврівноваженістю вважається така, при якій головна центральна вісь інерції колеса ($y'y'$) паралельна осі обертання (yy), але не збігається з нею (рис. 1.4 а).

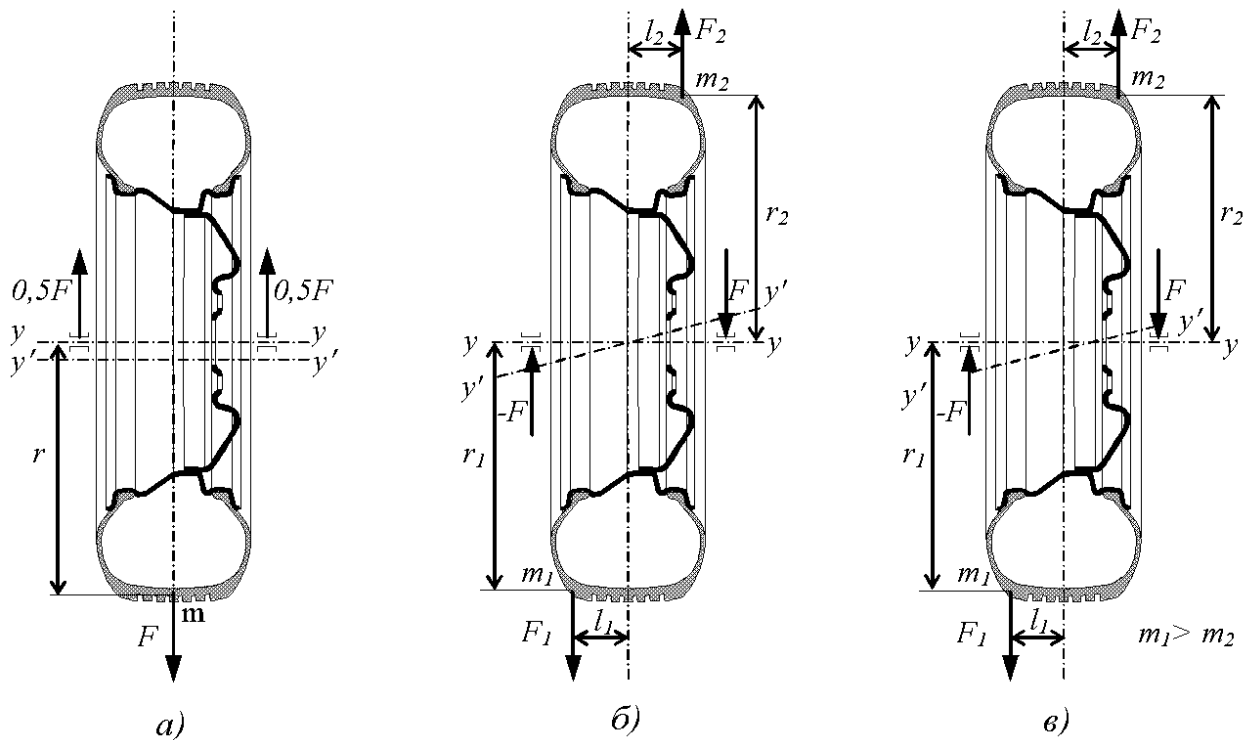


Рис. 1.4. Схема невірноваженості колеса:
 а - статичної; б - моментної; в - динамічної

В процесі кочення колеса невірноважена маса m створює відцентрову силу F , яка росте пропорційно квадрату кутової швидкості обертання колеса ω :

$$F = m \cdot \omega^2 \cdot r = m \cdot \frac{v^2}{r}, \quad (1.1)$$

де m - невірноважена маса, кг;

ω - кутова швидкість обертання колеса, рад / с;

r - відстань від осі обертання колеса до центру тяжіння невірноваженої маси, м;

v - окружна швидкість центру тяжіння невірноваженої маси, м / с.

При моментній невірноваженості колеса (рис. 1.4 б), вісь обертання колеса (yy) і його головна центральна вісь інерції ($y'y'$) перетинаються в центрі мас колеса. Виникнення моментного дисбалансу обумовлено

нерівномірністю розподілу маси по ширині колеса. Неврівноважені маси колеса, в цьому випадку, приводяться до двох мас m_1 і m_2 , що лежить в діаметральної площині. При обертанні колеса в місцях розташування центрів тяжіння нерівноваженої маси виникають відцентрові сили F_1 і F_2 , які, діючи в протилежних напрямках, створюють пару сил, величина моменту якої характеризує величину моментної нерівноваженості і визначається з виразу:

$$M = l_1 \cdot F_1 + l_2 \cdot F_2, \quad (1.2)$$

де l_1 і l_2 - відстані від центральної площини обертання колеса до центрів тяжіння нерівноважених мас F_1 і F_2 , м.

Оскільки центр мас колеса, яке має моментну нерівноваженість, знаходиться на осі обертання, то колесо, встановлене на пристрої і розміщене на двох опорах, буде знаходитися у відносному положенні рівноваги. Така нерівноваженість виявляється при обертанні колеса, створюючи змінний тиск та опір.

Найбільш загальним випадком нерівноваженості є динамічна нерівноваженість колеса (рис. 1.4 в). Вона є результатом наявності статичної і моментної нерівноваженості, при цьому вісь обертання колеса (yy) і його головна центральна вісь інерції ($y'y'$), перехрещуються або перетинаються не в центрі мас [50].

Статичний, моментний, а також динамічний дисбаланс колеса усувається установкою коригувальних мас на закраїну обода, обточуванням (підшліфовкою) протектора або застосуванням спрямованої збірки і монтажу (суміщення важкого місця камери з легким місцем шини).

При обертанні колеса без балансування виникає сила F що циркулює, яка прагне притиснути колесо до дороги при переміщенні маси m від верхньої точки до нижньої і відірвати колесо при переміщенні в

протилежному напрямку, а в загальному випадку вона викликає вертикальні коливання кузова автомобіля.

ГОСТ 4754 - 80 визначає допустимі граничні значення статичного дисбалансу при балансуванні коліс. Для кожної моделі шин є своє значення, наприклад, для найбільш вживаних шин легкових автомобілів ці значення лежать в межах 700 ... 2000 г·см.

Жорсткісна неоднорідність (ЖН) визначається неоднаковою здатністю шини по її окружності чинити опір утворенню деформації при навантаженні колеса. Кількісні показники ЖН можуть характеризуватися зміною по колу шини, таких коефіцієнтів [46]:

C_z - коефіцієнта нормальної жорсткості шини, що визначається як перша похідна нормального навантаження колеса P_z по нормальному прогину шини h_z :

$$C_z = \frac{\partial P_z}{\partial h_z};$$

C_y - коефіцієнта бічної жорсткості шини, що визначається як перша похідна бічної сили колеса P_y по боковому пружньому зміщенню колеса h_y :

$$C_y = \frac{\partial P_y}{\partial h_y};$$

C_β - коефіцієнта жорсткості на шини, який визначається як перша похідна крутного моменту колеса за кутом закрутки шини:

$$C_\beta = \frac{\partial M_{KP}}{\partial \beta};$$

C_{Θ} - коефіцієнта кутовий жорсткості шини, який визначається як перша похідна поворотального моменту колеса по кутовому пружньому зміщенню колеса:

$$C_{\Theta} = \frac{\partial M_{\Pi}}{\partial \Theta_{\text{УК}}}.$$

При визначенні ЖН значення цих коефіцієнтів визначають в декількох меридіональних перетинах і оцінюють розмах їх зміни.

Неоднорідність шин можна оцінити за величиною сил, що діють в контактні колеса що котиться з опорною поверхнею. При цьому вимірюються сили і моменти, зміни яких визначаються не тільки неоднорідністю жорсткостей, а й геометричній неоднорідністю, а якщо виміри проводяться при високій швидкості кочення, то і неоднорідністю розподілу мас. Такий комплексний показник неоднорідності шини називається силовою неоднорідністю (СН). Кількісними показниками СН є характер і величина зміни радіальної і бічних сил, виміряні при динамічній взаємодії шини з опорною поверхнею за оборот колеса.

Силова неоднорідність визначається при прямолінійному коченні колеса, тиск в шині якого відповідає рекомендованому заводом-виробником, в підпорядкованому режимі. Вимірювання проводяться наступним чином: встановлюється певну міжцентрову відстань між осями колеса і барабана, і вимірюються зміни всіх або частини сил і моментів за оборот колеса при кочення в підпорядкованому режимі з невеликою (для виключення впливу дисбалансу) постійною швидкістю при нульових кутах повороту і нахилу (рис 1.5). Вимірювання проводяться двічі, при різних напрямках обертання [52].

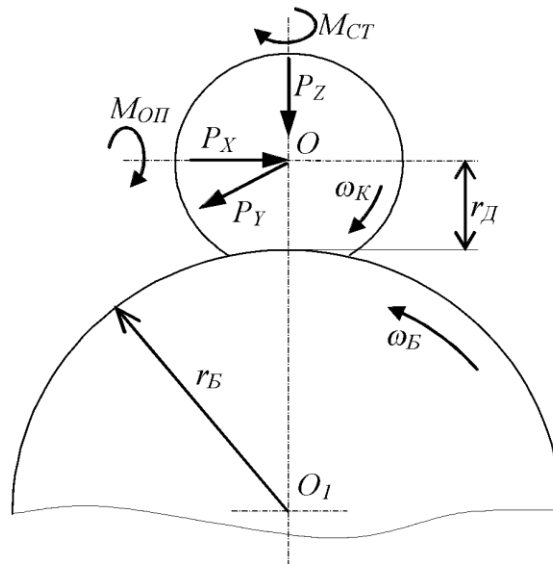


Рис. 1.5. Кочення колеса при вимірюванні силовий неоднорідності:
 $M_{ОП}$ - перекидаючий момент; $M_{СТ}$ - стабілізуючий момент; P_Z - вертикальне навантаження на колесо; P_X - поздовжня сила; P_Y - бічна сила; O - вісь обертання колеса; ω_K - кутова швидкість колеса; r_D - динамічний радіус колеса; ω_B - кутова швидкість барабана; r_B - радіус барабана; O_1 - вісь обертання барабана

Виникнення різних за величиною сил при протилежних напрямках обертання свідчить про несиметрії шини.

Так, середнє значення радіальної сили відповідає встановленій відстані між осями колеса і барабана, а неоднорідність шини оцінюється величиною зміни сили. Зміна радіальної сили обумовлено як зміною радіальної жорсткості C_Z , так і зміною геометричних розмірів (вільного радіуса шини r_C).

Більш достовірну інформацію про неоднорідність шини несе бічна сила. Навіть при прямолінійному коченні колеса, середнє значення бічної сили не нульове, як прийнято вважати. Крім того, значення бічної сили (P_Y) істотно змінюється за величиною і може навіть змінити знак при зміні напрямку обертання колеса (P'_Y). На практиці прийнято розділяти постійну

бічну силу на дві складові: зберігає і міняє напрямок при зміні напрямку обертання колеса (Y_K і Y_V). З чого випливає що:

$$P_Y = Y_K + Y_V, \quad (1.3)$$

$$P'_Y = Y_K - Y_V. \quad (1.4)$$

Тоді:

$$Y_K = \frac{P_Y + P'_Y}{2}, \quad (1.5)$$

$$Y_V = \frac{P_Y - P'_Y}{2}. \quad (1.6)$$

Ці величини названі, відповідно, конічним ефектом або конусністю і кутовим ефектом. Колесо з шиною, що має конічний ефект, (рис. 1.6 а) буде котитися прямолінійно, тільки за умови, якщо до нього прикласти бічну силу, причому напрямок цієї сили не зміниться при зміні напрямку обертання. Абсолютно також буде вести себе нахилене колесо. Тому конусність називають ще "псевдонахил" або "псевдорозвал". Така ж аналогія існує між кутовим ефектом і коченням повернутого колеса (рис. 1.6 б). Звідси другий термін для кутового ефекту - "псевдоувод".

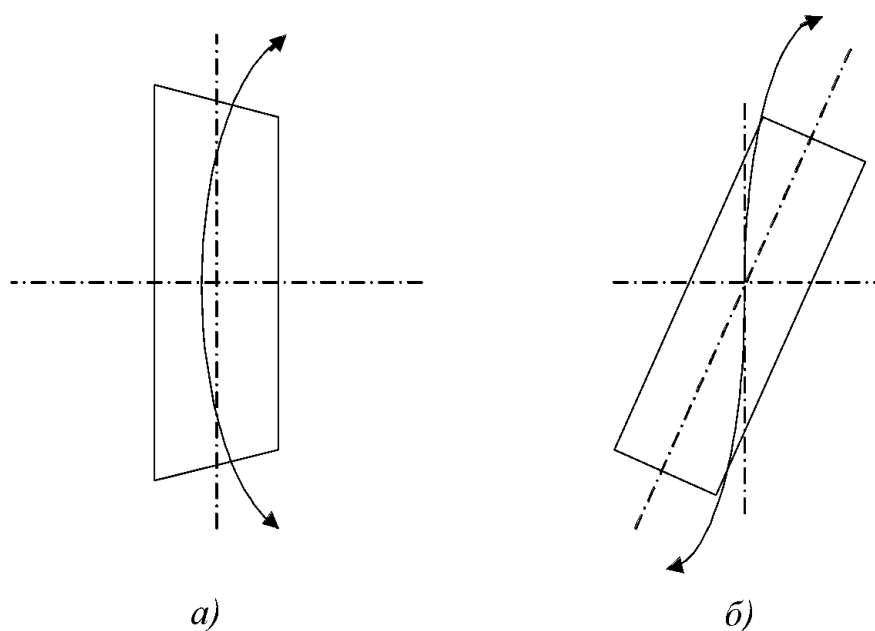


Рис. 1.6. Напрямок кочення шини:

a - при наявності конічного ефекту; *б* - при наявності кутового ефекту

При перевертанні колеса зі збереженням напрямку обертання конічний ефект змінює, а кутовий зберігає свій напрямок [31].

Важливість проблеми неоднорідності шини можна оцінити зростанням вимог до автомобільних шин (величинам дисбалансу і биття). Так, наприклад, по ГОСТ 4754 - 74 до 1976 року допускалося радіальне і бічне биття шин легкових автомобілів відповідно 2 і 3 мм, а в 1977 році дані показники знижені в 2 рази. З 1 січня 2000 року на Україні набув чинності ГОСТ 4754 - 97, де вже регламентуються коливання радіальної і бічних сил за рахунок неоднорідності радіальної шини легкового автомобіля.

За нормами США коливання сил для шин легкових автомобілів не повинні перевищувати наступних значень: для вертикальної (радіальної) сили 180 Н і для бічної сили - 110 Н [34].

Ще жорсткіші вимоги до шин в Європі, так по нормам ФРН коливання радіальної сили для легкових автомобілів не повинні перевищувати 120 Н, а бічний 80 Н. Цими ж нормами регламентується величина бічної сили від конусного ефекту, яка не повинна перевищувати 80 Н [53].

І якщо, при конструюванні і виробництві шин, активно йде пошук оптимальних форм шини і нових конструкційних матеріалів з метою зменшення силової неоднорідності шини [54], то при експлуатації шини цьому питанню приділяється недостатньо уваги. Якщо питання балансування коліс до теперішнього часу широко висвітлено і технічно вирішене, проблема впливу нерівномірної жорсткості шини на коливання безпружинних і підресорених мас автомобіля, а також на його керованість і стійкість руху залишається невирішеною. У той же час, вимірювання параметрів експлуатованих шин свідчать про те, що нерівномірність радіальної жорсткості деяких типів шин в граничних випадках може досягати 10% [34].

З огляду на функції шини і вимоги до неї, аналіз недосконалостей і неоднорідностей шин, а також актуальність проблеми підвищення рівня безпеки руху автотранспортних засобів [55], можна зробити висновок про необхідність дослідження впливу неоднорідності шини по її профілю на динамічну взаємодію колеса з дорогою і стійкість руху автомобіля .

1.3 Аналіз динаміки взаємодії пневматичного колеса з опорною поверхнею

У перших роботах по динаміці руху автомобіля колеса приймалися абсолютно твердими тілами, тобто досліджувався стаціонарний режим кочення колеса, що супроводжується рівномірним переміщенням центру колеса при постійній орієнтації його диска в просторі і незмінною реакції в області контакту. Рух автомобіля в такій постановці досліджували G. Hamel [56], Н.Є. Жуковський [57], Е.А. Чудаков [58], П.С. Лінейкін [59], Л.Г. Лобас [60] та ін.

Динамічна поведінка реальних автомобілів з пневматичними шинами суттєво відрізняється від поведінки що пророкує теорія, котра враховує деформації еластичних коліс. Тому принципово нову постановку отримало завдання дослідження стійкості і керованості автомобіля з урахуванням

бічного відведення. Після відкриття Г. Бруль (1925 г.) явища бічного відведення, що полягає в зміні траєкторії автомобіля під дією бічних сил, одними з перших робіт по встановленню залежностей між кутами відведення і бічними силами були роботи Г. Беккера, Х. Фромма, Х. Маруна (1931 р), і І. Рокара (1954 г.). У цих роботах досліджувався нестационарний режим кочення колеса, при якому рух диска колеса може бути довільним, а реакція змінюватися в часі.

Початок модельній уяві периферії колеса що деформується поклали такі вчені як Х. Фром, Б. Шліппе і Р. Дітріх. У цих роботах рівняння пружної лінії середнього меридіонального перетину колеса, що котиться при наявності бічної сили, отримано за умов заміни каркаса шини пружною ниткою (рис. 1.7), рівняння прогину нитки при цьому мають вигляд:

$$-T \frac{d^2 q}{ds^2} + k^* q = p(s), \quad (1.7)$$

де T - сила натягу коронної частини шини ;

q - бічне переміщення коронної частини шини щодо обода колеса;

s - відстань, що вимірюється уздовж коронної частини шини;

k^* - бічна жорсткість шини;

$p(s)$ - бічна розподілене навантаження.

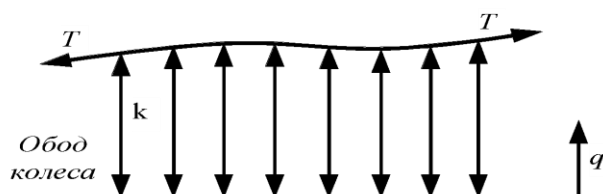


Рис. 1.7. Модель заміни шини натягнутою ниткою

Ця модель отримала широке визнання, тому і на сьогоднішній день дослідження із застосуванням цієї моделі дозволяють ефективно вирішувати завдання моделювання взаємодії шин з опорною поверхнею. Так доктором техн. наук Юрченко А. Н. (1996 г.) модель середньої лінії шини представлена як "натягнута нитка", яка спирається на пружини різної жорсткості і довжини радіально розташовані по колу (рис. 1.8), і не деформують середню лінію шини в бічному напрямку [21].

Зручність цієї математичної моделі полягає в тому, що в рівняння кривої середньої лінії входять лише геометричні розміри шини:

$$y_{\alpha,\delta} = \frac{\sin \alpha}{2} \left(\sqrt{4r^2 - 4x^2 + 4Lx - L^2} - \sqrt{4r^2 - L^2} \right) + x \sin \delta, \quad (1.8)$$

де $y_{\alpha,\delta}$ - зміщення середньої лінії;

α - кут розвалу;

δ - кут відведення;

r - вільний радіус колеса;

L - довжина контакту шини з опорною поверхнею;

x - поздовжня ордината точки середньої лінії щодо довжини контакту.

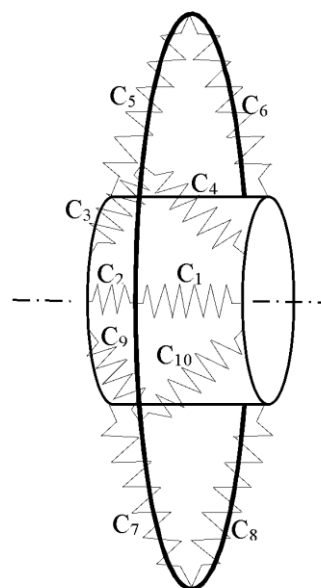


Рис. 1.8. Модель шини з натягнутою ниткою на пружній основі:

$Z_1 \dots Z_{10}$ - жорсткості пружин підстави нитки

Відома також модель шини, запропонована в дослідженнях Е. Фіала, теорія бічного відведення якої будувалася на використанні теорії балок на пружній основі (рис. 1.9), прогин балок, при цьому, визначався з рівняння:

$$EI d^4 q / ds^4 + kq = p(s), \quad (1.9)$$

де EI - модуль вигину коронної частини шини.

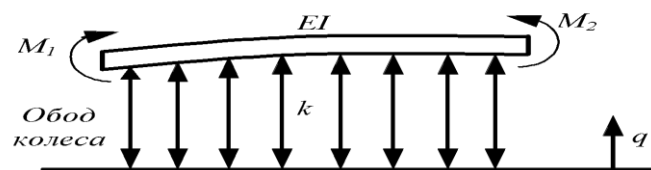


Рис. 1.9. Модель заміни шини балкою на пружній основі

Ця модель дозволяє описувати не тільки середню лінію шини і бічні сили при відведенні шини, але і при коченні колеса з розвалом і сходженням. Однак вона не дає реального уявлення про процеси, що відбуваються в контактні шин з дорогою, застосувати її можна лише для великовантажних шин.

Найбільш простою моделлю шини є модель "щітка", за допомогою якої в роботі А. Шалламаха [61], була визначена потужність тертя в контактні шин з дорогою (рис. 1.10). У цій моделі приймалося, що деформація в одній з точок шини не впливає на величину деформації точки що лежить поруч, тобто протектор, брекер і каркас розчленовані в бічному напрямку, що не відповідає дійсності. Тому вважається, ця модель описує бічні сили в

контакті шин з дорогою досить наближено і її застосування доцільно лише для деяких моделей шин, наприклад, авіаційних.

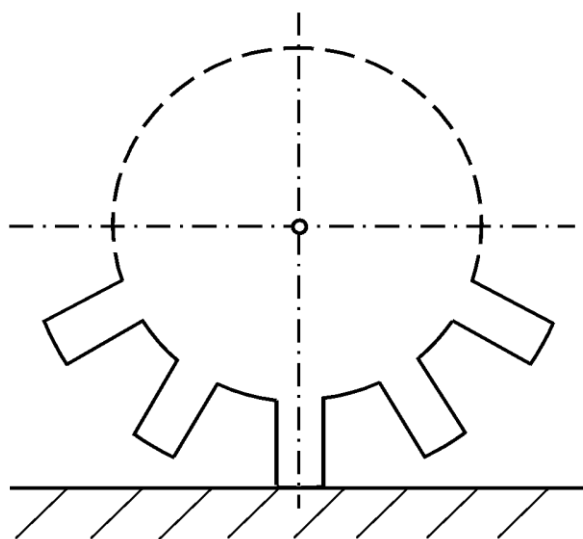


Рис. 1.10. Модель шини - "щітка"

Широку популярність цієї теорії принесли роботи Р. Смайлі (1957 р), Л. Сіджел (1966), Г. Пацейка (1966) і Кнорозов В.І [1]. Так Л. Сіджел були знайдені рівняння для двох складових реакцій, зі зневагою шириною області контакту. У роботі Г. Пацейка, при виведенні цих же рівнянь, була спрощено врахована ширина контакту. Найбільш ґрунтовною роботою з використанням цього підходу були дослідження, проведені М.А. Левіним [62], їм були знайдені вирази для всіх шести складових реакції в області контакту колеса що котиться з урахуванням ширини області контакту.

На відміну від модельного, феноменологічний підхід дозволяє враховувати лише зовнішні прояви пружних властивостей колеса що котиться, нехтуючи при цьому внутрішньою структурою, колеса що деформується і детальним характером взаємодії елементів периферії колеса що деформується з опорною поверхнею. Іншими словами, він ґрунтується на сукупності досвідчених фактів і гіпотез, що встановлюють зв'язок між константами і змінними теорії. Крім цього, з'являється можливість застосування не залежностей бічної сили кожного з коліс осі від кутів їх

відведення, а залежностей сумарної бічної сили від кутів відведення середніх точок кожної з осей, що враховують перерозподіл нормальних реакцій, тягової сили і кутів розвалу коліс.

Серед різних варіантів феноменологічних теорій кочення пружно - деформованих коліс найбільшого поширення набула відома аксіоматика І. Рокара [64]. Її загальнопризнаність пояснюється як її простотою, так і досить хорошим якісним і кількісним збігом результатів, отриманих експериментально, з теоретичними результатами, отриманими в результаті такого підходу. До переваг зазначеної теорії слід віднести і те, що вона вловлює основні властивості пружного тіла - котиться під кутом до площини обертання, а відповідна силова характеристика може бути визначена емпірично з урахуванням індивідуальних властивостей тіла що котиться (такі сили можуть бути виміряні для всієї осі).

Відповідно до цієї концепції, бічна реакція опорної поверхні Y є функцією що експериментально визначається в залежності від кута відведення, однією з найпростіших реалізацій якої є лінійна залежність:

$$Y = k\delta, \quad (1.10)$$

де k - коефіцієнт опору відведенню, який знаходиться експериментально; δ - кут відведення.

Більш повна феноменологічна концепція кочення пружного колеса викладена М.В. Келдишем в [65]. У запропонованій ним моделі враховується три з шести складових реакції в області контакту і три ступені свободи колеса. Згідно з його теорією, центр колеса в своєму русі незначно відхиляється від прямолінійного і рівномірного руху, а складові реакції є лінійними функціями параметрів пружної деформації в центрі області контакту. Подальший розвиток ця теорія отримала в працях Н.А. Фуфаєва [66], А.А. Хачатурова [67] та ін.

Але, як показують експериментальні дослідження, залежність бічної реакції Y від кута відведення δ може бути як монотонною (рис. 1.11), так і з падаючими ділянками (рис. 1.12) [68].

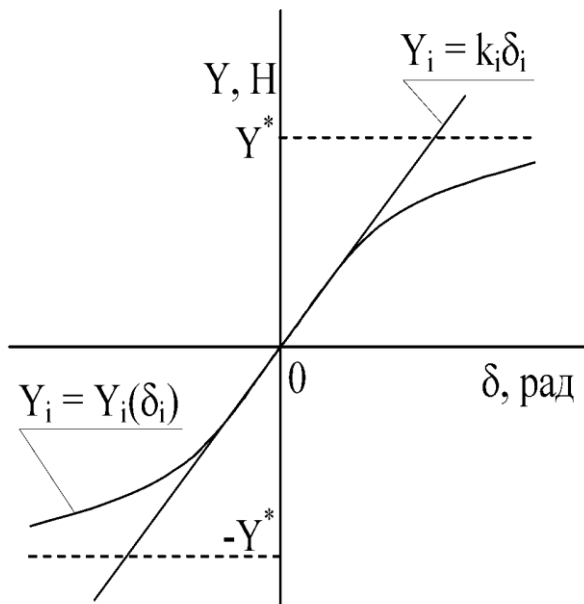


Рис. 1.11. Монотонна залежність бічної реакції від кута відведення

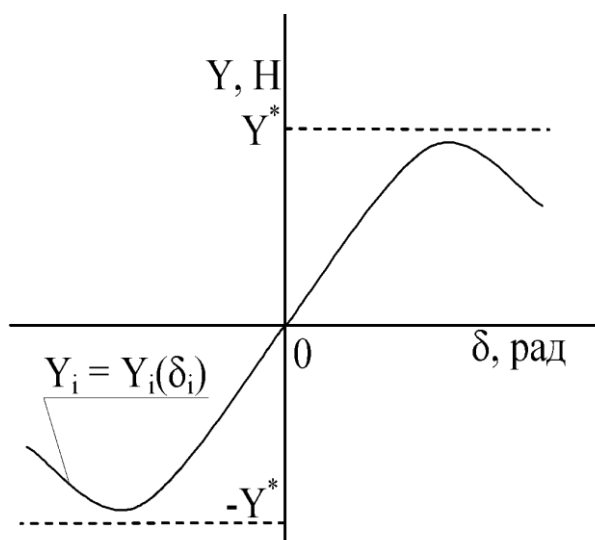


Рис. 1.12. Залежність бічної реакції від кута відведення з падаючими ділянками

Нелінійний характер залежності $Y_i = Y_i(\delta_i)$ вказує на те, що лінійна гіпотеза відведення справедлива лише для досить малих величин кутів відведення і в цьому випадку конкретною реалізацією монотонної

залежності бічної реакції, як функції кута відведення, може бути нелінійна залежність виду [69]:

$$Y = \frac{k \cdot \delta}{\sqrt{1 + \left(\frac{k \cdot \delta}{\varphi \cdot P_z}\right)^2}}, \quad (1.11)$$

де k - коефіцієнт бічного відведення, який визначається тангенсом кута нахилу лінійної частини кривої, Н / рад;

φ - коефіцієнт зчеплення між шиною і опорною поверхнею;

P_z - нормальна навантаження колеса, Н.

Виходячи з того, що безрозмірна величина бічної реакції визначається співвідношенням:

$$\bar{Y} = \frac{Y}{P_z}, \quad (1.12)$$

яку при використанні графо - аналітичного методу Певзнера зручніше представити в безрозмірному вигляді:

$$\bar{Y} = \frac{\bar{k} \cdot \delta}{\sqrt{1 + \left(\frac{\bar{k} \cdot \delta}{\varphi}\right)^2}}, \quad (1.13)$$

де \bar{k} - безрозмірний коефіцієнт бічного відведення, визначається тангенсом кута нахилу лінійної частини кривої (надалі знак обезразмірювання опущений) [70, 71, 72].

Характер кривої, представлений залежністю (1.13), можна також реалізувати у вигляді арктангенсоїди:

$$Y = k_0 \arctg c\delta, \quad (1.14)$$

де k_0 - безрозмірний коефіцієнт, який задає максимальне значення безрозмірної реакції відведення (визначає горизонтальну асимптоту) і знаходиться зі співвідношення:

$$k_0 = \frac{2\varphi}{\pi}; \quad (1.15)$$

z - безрозмірний коефіцієнт, значення якого залежить від кута нахилу лінійної частини кривої і визначається співвідношенням:

$$c = \frac{k}{k_0}. \quad (1.16)$$

значення максимальної сили зчеплення в безрозмірному вигляді Y^* , для цих аналітичних апроксимацій, визначаються із залежності:

$$\bar{Y}^* = \frac{Y^*}{P_z} = \varphi, \quad (1.17)$$

де Y^* - значення максимальної сили зчеплення колеса в бічному напрямку, Н.

Крім того, якщо залежності між силами, що діють на одне колесо і кутами його бічного відведення ще можна в деякому діапазоні вважати лінійними, то для залежностей між силами, що діють на вісь автомобіля, і кутами відведення осі, розміри цього діапазону зменшуються (інтервал лінійності значно скорочується). Це пояснюється впливом на кути

відведення осей кінематики підвіски, характеристики рульового управління і перерозподілу нормальних реакцій [73].

У цьому випадку зазначені залежності найбільш повно розкриваються аналітичними апроксимаціями, в яких реакції відведення $Y_i = Y_i(\delta_i)$ (в безрозмірному вигляді) є емпіричними нелінійними функціями кутів бічного відведення δ (1.13 або 1.14) і являють собою сумарну бічну реакцію кожної осі:

$$Y_i = k_0 \arctg c_i \delta_i;$$

$$Y_i = \frac{k_i \cdot \delta_i}{\sqrt{1 + \frac{k_i^2 \cdot \delta_i^2}{\varphi_i^2}}}, \quad (1.18)$$

де δ_i - кут відведення і - тій осі;

φ_i - коефіцієнт зчеплення на і - тій осі.

1.4. Загальні положення визначення параметрів курсової стійкості легкового автомобіля

Основи теорії стійкості руху були закладені в 1892 році, коли академіком А.М. Ляпуновим була вирішена спільне завдання стійкості усталеного руху. Свій розвиток, стосовно теорії стійкості руху автомобіля, вона отримала в працях Я.М. Певзнера [74], який прийняв за основу математичне тлумачення теорії стійкості по Ляпунову. Подальший плідний розвиток теорії стійкості руху автомобіля було здійснено в роботах А.С. Литвинова [63, 75], В.А. Ілларіонова [76], А.А. Хачатурова [67], Д.А. Антонова [75, 78], Л.Г. Лобаса [60, 79, 80], В.П. Сахно [81, 82], В.Г. Вербицького [73] А.Б. Гредескул [83], Ю.А. Брянського [84, 85], Л.В. Гуревича [86], А.С. Добрини [39, 87], Ю.Л. Марієнбаха [88, 89], та ін.

Визначення стійкості по А.М. Ляпунову передбачає, що розглядаються досить малі обурення фазових змінних або зовнішніх силових збурень. Наявність зовнішніх силових збурень, що перевищують максимальні сили зчеплення в плямі контакту, призводять до явної втрати стійкості і керованості АТС:

$$R_{\Sigma} = \sqrt{X^2 + Y^2} \leq \varphi_{\max} \cdot Z, \quad (1.19)$$

де R_{Σ} - сумарна реакція, яка діє в площині контакту з опорною поверхнею, кН;

X, Y, Z - поздовжня, бічна, нормальна реакції в контактї колеса з опорною поверхнею;

φ_{\max} - максимальне значення коефіцієнта зчеплення для певного дорожнього покриття.

У реальних умовах експлуатації автомобіля необхідно враховувати кінцівку факторів, що обурюють (збурень фазових змінних і силових збурень), що вимагає розгляду умов стійкості системи в «великому» [13]. Це пов'язано з визначенням області тяжіння досліджуваного стаціонарного режиму руху, тобто з завданням побудови фазового портрета динамічної моделі автомобіля.

Виходячи з математичного аналізу системи рівнянь руху одиночного автомобіля, були виведені умови стійкості руху одиночного автомобіля відповідно з підходом А.М. Ляпунова [64]. Отримані для лінійної моделі, умови стійкості прямолінійного руху автомобіля з надлишковою повертаємостю і закріпленим (жорстким) рульовим керуванням мають вигляд:

$$v_{KP}^2 = \frac{\bar{C}_f \cdot \bar{C}_r \cdot l \cdot g}{\bar{C}_f - \bar{C}_r}, \quad (1.20)$$

де \bar{C}_f и \bar{C}_r - безрозмірні коефіцієнти відведення передньої і задньої осі відповідно, отримані з виразів

$$\bar{C}_f = C_f / N_f \quad \text{и} \quad \bar{C}_r = C_r / N_r \quad (1.21)$$

C_f і C_r - коефіцієнти відведення передньої і задньої осі відповідно, Н / рад;

N_f і N_r - нормальні реакції передньої і задньої осі відповідно, Н;

l - база автомобіля, м.

Для автомобіля з недостатньою повертаємстю критична швидкість відсутня, але це не усуває питання стійкості в «великому», яка може бути вирішена тільки з урахуванням нелінійних характеристик відведення. При цьому важливим є врахування кінцевих величин силових збурень, які трансформують систему (її стаціонарні режими руху).

Аналогічно може бути вирішена задача визначення критичної швидкості для всіх можливих кругових режимів руху. Вплив на автомобіль зовнішніх факторів, що обурюють призводить до того, що куту повороту керованих коліс θ , через наявність бічної сили, не відповідатиме той стаціонарний режим руху, який існує без впливу цього силового фактору. Так для збереження прямолінійного руху необхідне коригування керованих коліс на величину кута θ^* , значення якого можна визначити за формулою [73]:

$$\theta^* = \frac{Q \cdot l}{m \cdot v^2}, \quad (1.22)$$

де Q - бічна сила, що діє на центр мас автомобіля, Н;

m - маса автомобіля, кг;

v - поздовжня швидкість центру мас автомобіля м / с.

Впливає на стійкість руху автомобіля і момент зовнішніх сил. В цьому випадку, для збереження прямолінійного руху, через наявність моменту сил, необхідне коригування керованих коліс на величину кута θ^* значення якого можна знайти з виразу [91]:

$$\theta^* = -G(-M \cdot a \cdot l^{-1}), \quad (1.23)$$

де G - функція, що залежить від нелінійних характеристик функцій бокового відведення;

M - зовнішній момент (обумовлений силами що обурюють), Н · м;

a - відстань від передньої осі до центру мас, м.

Подібна коригування кутів поворотів керованих коліс для врівноваження зовнішнього моменту сил необхідна і для кругових режимів руху автомобіля.

Нестійкий режим руху можна охарактеризувати тим, що навіть при досить малому впливі, що обурює автомобіль сам не може погасити обурення що виникають фазових змінних. В цьому випадку водій повинен постійно коригувати траєкторію руху автомобіля за допомогою органів управління.

1.5. Мета і завдання дослідження

З огляду на те, що автомобіль взаємодіє з опорною поверхнею через пневматичні шини, опис динаміки руху автомобіля неможливо без моделювання властивостей шини, так як порушення курсової стійкості автомобіля пов'язано з бічним прослизанням колеса або ж з його відведенням під дією бічної сили. Сама ж бічна сила, облік якої необхідний для управління автомобілем і стабілізації його руху, залежить від

перерозподілу навантаження, зміни кутів розвалу коліс, тиску повітря в шині, величини тягової сили і т.п.

У зв'язку з цим метою дослідження є підвищення безпеки експлуатації легкових автомобілів з шинами, що мають силову неоднорідність, за рахунок поліпшення параметрів курсової стійкості.

Для досягнення поставленої мети поставлені завдання:

виявити особливості взаємодії з опорною поверхнею коліс, що мають силову неоднорідність;

розробити математичну модель автомобіля з колесами, шини яких мають силову неоднорідність;

проаналізувати вплив силової неоднорідності на показники курсової стійкості автомобіля.

РОЗДІЛ 2. РОЗРОБКА МОДЕЛІ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ПОКАЗНИКІВ КУРСОВОЇ СТІЙКОСТІ АВТОМОБІЛЯ

2.1. Розробка моделі динамічної взаємодії з опорною поверхнею пневматичного колеса, що має силову неоднорідність

Одним з найбільш актуальних напрямків опису динаміки взаємодії пневматичного колеса з опорною поверхнею є облік в математичних моделях силових характеристик автомобільних шин. Так, наприклад, в роботі М.А. Левіна, Н.А. Фуфаєва [62], коефіцієнти бічного відведення пов'язані певною функціональною залежністю з коефіцієнтами бокової жорсткості шини. З іншого боку, для еластичних пневматичних шин, параметри яких відрізняються від значень, встановлених технічною документацією (ТД) або від обраних за норму, бічну силу необхідно розглядати як функцію, залежну і від силовій неоднорідності еластичної пневматичної шини. Введення в функцію додаткових коригувальних параметрів дозволяє більш детально і достовірно визначити характер розподілу сил в зоні контакту. Тому, силову неоднорідність, яка в значній мірі визначає технічний стан шини, потрібно розглядати і як характеристику, яка істотно впливає на характер кочення еластичного колеса. З одного боку, це безпосередньо пов'язано з безпекою руху, з іншого - представляє самостійний теоретичний інтерес для дослідження: силова неоднорідність шини може бути спеціально передбачена самою конструкцією, а може бути обумовленою недосконаlostями, отриманими при виробництві та експлуатації виробів, тобто її вплив на стійкість автомобіля може розглядатися як в позитивному, так і негативному аспектах.

У роботі пропонується, враховувати силову неоднорідність шини як деякий узагальнений параметр, який відповідає цьому відхиленню від норми, який вводиться для різних видів недосконаlostей. В цьому випадку,

залежно бічних реакцій від кутів відведення еластичного пневматичного колеса з урахуванням силової неоднорідності цих шин візьмуть вигляд:

$$Y_i = k_0 \arctg c_i (\delta_i \pm \delta_{0i}) \pm Y_{Ki};$$

$$Y_i = \frac{k_i \cdot (\delta_i \pm \delta_{0i})}{\sqrt{1 + \frac{k_i^2 \cdot (\delta_i \pm \delta_{0i})^2}{\phi_i^2}}} \pm Y_{Ki}, \quad (2.1)$$

де δ_{0i} - кут відведення, обумовлений наявністю в i -ой шині кутового ефекту; Y_{Ki} - складова бічної сили, обумовлена наявністю в i -ой шині конічного ефекту.

Характер впливу кутового і конічного ефектів на залежність бічної сили від кута відведення представлений на рис. 2.1.

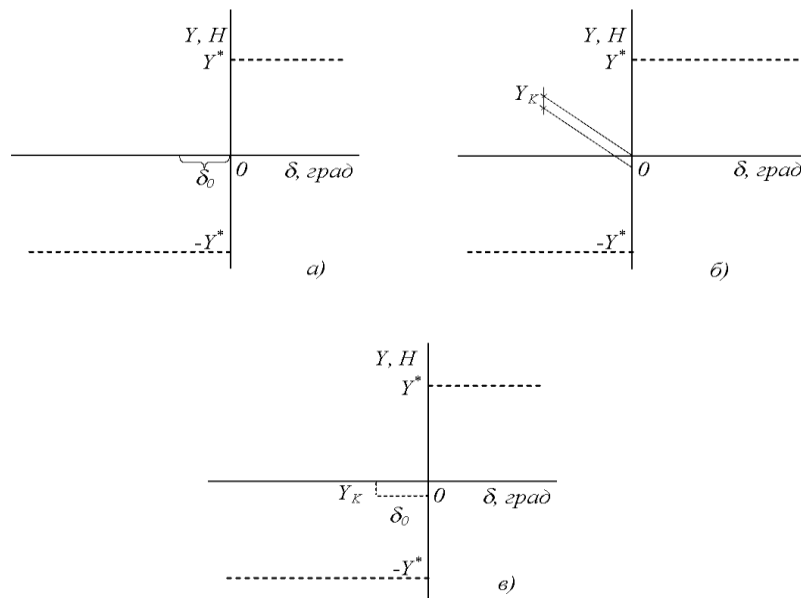


Рис. 2.1. Залежність бічної реакції від кута відведення:

а) при наявності в шині кутового ефекту; б) при наявності в шині конічного ефекту; в) сумарний вплив кутового і конічного ефектів шини на бічну реакцію.

Крім цього, сумарний вплив кутового і конічного ефектів істотно змінюється по довжині кола пневматика (рис. 2.2).

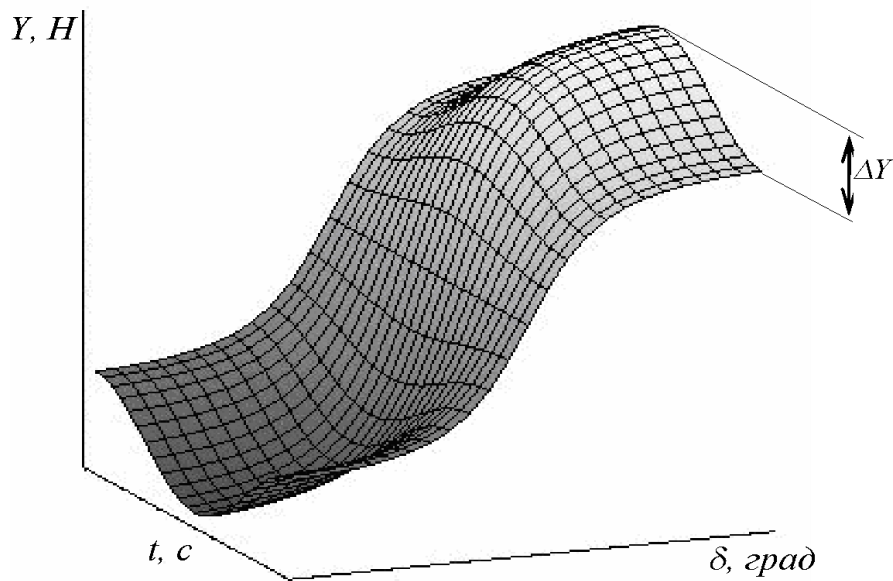


Рис. 2.2. Залежність бічній реакції від кута відведення по довжині окружності шини

В цьому випадку найпростішої математичною моделлю, яка описує зміну силової неоднорідності пневматичної шини в бічному напрямку, може служити гармонійна апроксимація:

$$Y_i^t = Y_i(\delta) \cdot [1 - \Delta Y \cos(\omega t)], \quad (2.2)$$

де $Y_i(\delta)$ - середнє значення бічної сили для i - го колеса, відповідне певному куті відведення, Н;

ΔY_i - амплітуда коливання бічної сили за один оборот i - го колеса, Н;

ω - кутова швидкість обертання колеса, рад / с;

t - поточний час, с.

Запропонований підхід дозволяє найбільш повно врахувати силову неоднорідність пневматичної шини по довжині її окружності, яка обумовлена наявністю кутового і конічного ефектів. Це, в свою чергу, дає

можливість передбачити характер динамічної поведінки автомобіля і прогнозувати ступінь безпеки його експлуатації.

2.2. Вибір і обґрунтування моделі для опису динаміки руху легкового автомобіля

На сьогоднішній день при описі динаміки руху одиночного автомобіля використовуються наступні схеми і моделі.

1. Плоска одномасова [58, 67, 74, 86, 92 - 100].

Це найбільш поширена розрахункова модель. Для складання рівнянь руху, автомобіль зв'язується з рухомою системою координат x, y, z . Зазвичай така модель може зображуватися чотириколісною (див. рис. 2.3). Однак кожне з двох коліс осі вважається навантаженим однаковими силами (нормальними, поздовжніми і бічними). Крім того, приймають, що центр мас автомобіля здійснює плоский рух і копіює поздовжній профіль дороги без коливань, викликаних її нерівностями, а обидва колеса кожної з осей мають однакові кути відведення і обидва керовані колеса повернені на один і той же кут.

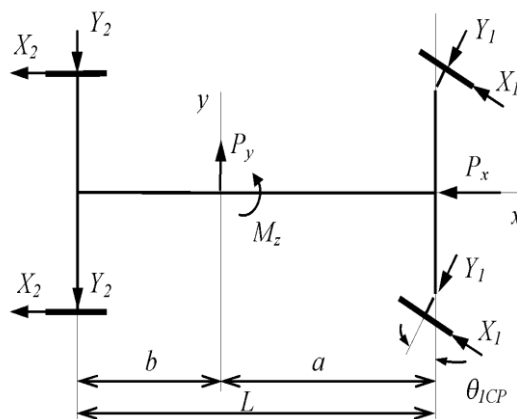


Рис. 2.3. Плоска розрахункова модель автомобіля

Рух автомобіля, представлене за допомогою схеми (рис. 2.3), описується системою трьох рівнянь:

$$m_a j_x = \sum X_2 - \sum X_1 \cos \theta_{1CP} - \sum Y_1 \sin \theta_{1CP} - P_x; \quad (2.3)$$

$$m_a j_y = \sum Y_2 - \sum Y_1 \cos \theta_{1CP} - \sum X_1 \sin \theta_{1CP} - P_y; \quad (2.4)$$

$$I_z \dot{\omega}_a = \sum Y_1 a \cos \theta_{1CP} - \sum Y_2 b - \sum X_1 a \sin \theta_{1CP} - M_z, \quad (2.5)$$

де m - маса автомобіля;

j_x і j_y - прискорення центра мас автомобіля відповідно з напрямком осей x і y ;

$\sum X_1$ і $\sum X_2$ - сумарні дотичні реакції, що діють на обидва колеса відповідно передній і задній осі автомобіля;

θ_{1CP} - середній кут повороту керованих коліс;

$\sum Y_1$ і $\sum Y_2$ - сумарні бічні реакції, що діють на обидва колеса відповідно передній і задній осі автомобіля;

P_x - сума проєкцій на вісь x зовнішніх сил, які діють на автомобіль;

P_y - сума проєкцій на вісь y зовнішніх сил, які діють на автомобіль;

I_z - момент інерції автомобіля щодо осі z ;

$\dot{\omega}_a$ - кутове прискорення автомобіля щодо осі z (ω_a - кутова швидкість автомобіля щодо осі z);

a і b - відстань від центру мас автомобіля відповідно передній і задній осях автомобіля;

M_z - сума зовнішніх моментів, які діють на автомобіль, щодо осі z .

Якщо рівняння (2.4) і (2.5) не залежить від рівняння (2.3), то визначення параметрів руху автомобіля зводиться до вирішення системи двох диференціальних рівнянь першого порядку.

Першими роботами в цьому напрямку, які отримали широке визнання у всьому світі, були роботи І. Рокара [64], в яких він досліджував

поступальний рух автомобіля, при невеликих кутових відхиленнях поздовжньої осі (рис. 2.4).

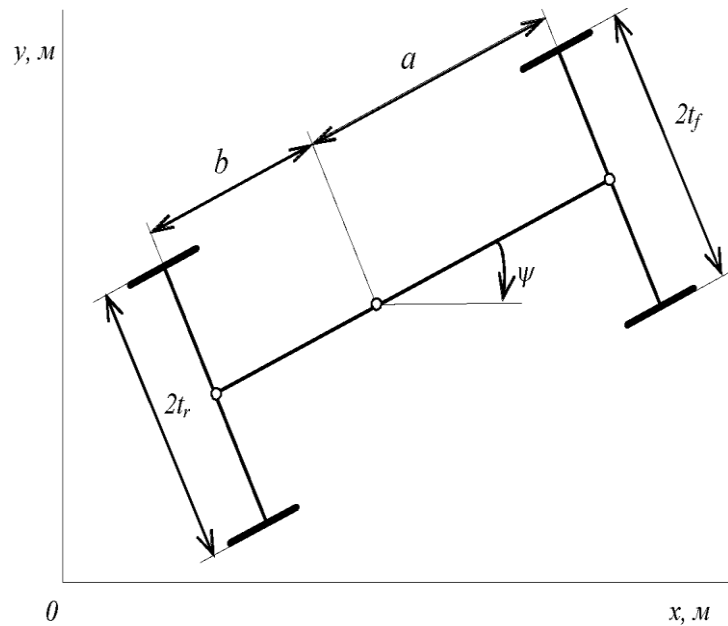


Рис. 2.4. Модель дослідження курсової стійкості автомобіля:

Oxy - система координат, через яку виражаються координати центру ваги автомобіля; a й b - відстані від центру мас до передньої і задньої осей відповідно; ψ - кут відхилення поздовжньої осі автомобіля; $2t_f$ і $2t_r$ - колія відповідно передніх і задніх коліс

Рівняння руху, які він використовував для опису динаміки руху автомобіля, мають вигляд:

$$\begin{cases} \ddot{m}y = C_f \alpha_f + C_r \alpha_r + Y, \\ I_z \ddot{\psi} = a C_f \alpha_f - b C_r \alpha_r + N, \end{cases} \quad (2.6)$$

де Y - зовнішня бічна сила;

N - момент від зовнішньої сили відносно вертикальної осі, що проходить через центр мас;

I_z - момент інерції щодо вертикальної осі, що проходить через центр мас;

α_f - кут відведення передніх коліс;

α_r - кут відведення задніх коліс;

Z_f і C_r - тангенси початкових кутів нахилу кривої залежності: бічна сила - кут відведення для передньої і задньої осі відповідно [33].

Плоску одномасову модель зручно представляти у вигляді двоколісної візки. Колеса шарнірно пов'язані з корпусом візка, причому одне з них (частіше заднє) має відносно корпусу тільки одну ступінь свободи - обертання щодо своєї осі обертання, а інше - два ступені свободи - обертання щодо тієї ж осі і поворот відносно вертикальної осі, яка розташована в поздовжній площині (кероване колесо). Провідним є некероване колесо.

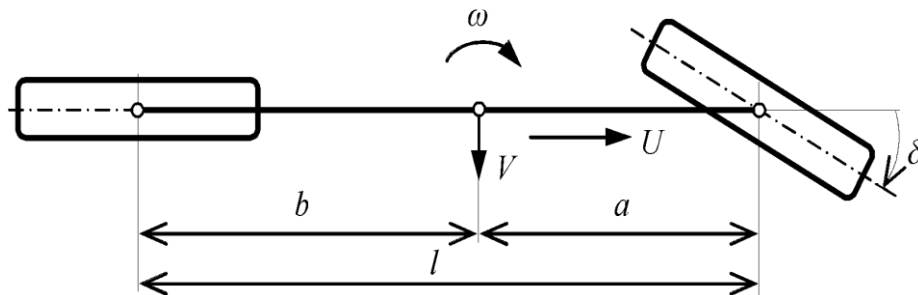


Рис. 2.5. Модель автомобіля з наведеними колесами:

l - база автомобіля; U і V - поздовжня і поперечна складові швидкості центру мас; ω - кутова швидкість повороту автомобіля; a й b - відстань від центру мас до передньої і задньої осей відповідно; δ - кут повороту передніх коліс

На малюнку 2.5 представлена одна з таких моделей, де передні і задні колеса для кожної осі автомобіля замінені одним колесом, що має властивості пари заміненних коліс [33].

Рівняння руху для цієї моделі мають вигляд:

$$\begin{cases} m(\dot{V} + U\dot{\omega}) = \Sigma Y, \\ I_z \dot{\omega} = \Sigma N. \end{cases} \quad (2.7)$$

Надалі ця модель отримала розвиток в різних напрямках, серед яких опис руху автомобіля з усіма керованими колесами, облік моделі водія та ін. А Г.Б. Аронович в своїх дослідженнях [102] двоступеневу (u, ω) - модель Я.М. Певзнера розширив до тріступеневої (i, ω, θ) - моделі де вводиться рівняння, що описує коливання керованих коліс.

До найбільш цікавих напрямків вивчення динаміки руху автомобіля, слід віднести дослідження впливу пружних характеристик шин на керованість і стійкість автомобіля. Однією з перших робіт в цьому напрямку була робота А.С. Добриніна, де він розглядав задачу про умови руху автомобіля з урахуванням бічної еластичності шин по заданій траєкторії. У його роботі були виведені рівняння, що дозволяють знаходити необхідні кути і кутові швидкості рульового колеса, по траєкторії будь-якої точки автомобіля.

2. Просторова одномасова [63, 67].

Ця модель, на відміну від попередньої, дозволяє досліджувати вплив перерозподілу нормальних реакцій на характер руху автомобіля при його повороті. В цьому випадку автомобіль зображується чотириколісним і вважається, що його колеса навантажені силами, різними за величиною і напрямком дії. Таким чином, необхідно розглядати всі шість рівнянь, які характеризують рух твердого тіла:

$$m_a j_x = \sum X_2 - \sum X_1^n \cos \theta_1^n - \sum X_1^n \cos \theta_1^n - \sum Y_1^n \sin \theta_1^n - \sum Y_1^n \sin \theta_1^n - P_x; \quad (2.8)$$

$$m_a j_y = \sum Y_1^n \cos \theta_1^n + \sum Y_1^n \cos \theta_1^n + \sum Y_2 - \sum X_1^n \sin \theta_1^n - \sum X_1^n \sin \theta_1^n - P_y; \quad (2.9)$$

$$G_a = \sum Z; \quad (2.10)$$

$$I_z \dot{\omega}_a = \sum (Y_1^n \cos \theta_1^n + Y_1^n \cos \theta_1^n) a - \sum Y_2 b - \sum (X_1^n \sin \theta_1^n + X_1^n \sin \theta_1^n) a - \\ - (Y_1^n \sin \theta_1^n - Y_1^n \sin \theta_1^n) \frac{B_1}{2} - (X_1^n \cos \theta_1^n - X_1^n \cos \theta_1^n) \frac{B_1}{2} + (X_2^n - X_2^n) \frac{B_2}{2} - M_z; \quad (2.11)$$

$$m_a j_x h_g = G_a b - P_x h_g - (Z_1^n + Z_1^n) L - \sum M_f - M_y; \quad (2.12)$$

$$m_a j_y h_g = G_a \frac{B_{CP}}{2} - P_y h_g - (Z_1^n + Z_2^n) B_{CP} - \sum M_{OP} - M_x, \quad (2.13)$$

де ΣX_2 - сума поздовжніх реакцій, які діють на задні колеса автомобіля;

ΣY_2 - сума бічних реакцій, які діють на задні колеса автомобіля;

ΣZ - сума всіх нормальних реакцій, які діють на колеса автомобіля;

B_1 і B_2 - колії відповідних осей $B_{CP} = \frac{B_1 + B_2}{2}$ автомобіля,;

Z_1^n, Z_1^n і т.д. - нормальні реакції, прикладені в центрі контактної площадки

кожного колеса;

h_g - висота розташування центру мас автомобіля;

L - база автомобіля;

ΣM_f - сума моментів опору коченню всіх коліс;

M_y - момент зовнішніх сил, що діють на автомобіль щодо осі поперечної осі

y ;

ΣM_{OP} - сума перекидають моментів, які діють на колеса автомобіля;

M_x - момент зовнішніх сил, які діють на автомобіль щодо осі x ;

h_x і h_y - відстань від опорної площини до точок прикладання відповідно сил

P_x і P_y .

Індекси 1 і 2 відносяться відповідно до передньої і задньої осі, а індекси l і n - до лівого і правого коліс.

З наведеної системи рівнянь видно, що число невідомих більше числа рівнянь, тобто задача є статично невизначеною.

Для отримання необхідних рівнянь можна використовувати наступні залежності:

залежність між бічними реакціями, що діють на колеса кожної осі автомобіля;

залежність між поздовжніми реакціями, які діють на колеса автомобіля (за допомогою рівнянь, які пов'язують між собою поздовжні реакції, що діють на провідні колеса, всі ці реакції можна виразити через одну будь-яку подовжню реакцію);

залежність між поздовжніми і нормальними реакціями на ведених колесах.

3. Багатомасових.

Застосування цієї моделі дозволяє більш повно врахувати вплив підвіски автомобіля на параметри його стійкості, що в першу чергу викликано необхідністю врахування перерозподілу нормальних реакцій коліс однієї осі. Ця модель дозволяє також враховувати зміну кутів розвалу коліс, викликаних креном кузова, а також зміна сил інерції при переміщенні підресорених частин автомобіля щодо непідресорених.

Залежно від того, скільки вибирається рівнянь руху, стільки ступенів свободи і має розглянута модель, а в залежності від напрямків переміщень, які описують ці рівняння, модель можна розглядати як плоскої, так і просторової.

Проте, для всіх перерахованих моделей характерні недоліки:

1. При складанні рівнянь руху для визначення характеристик стійкості автомобіля в більшості досліджень залежність між кутами відведення і бічними силами приймається лінійною, що справедливо для одного колеса в підпорядкованому режимі і для малих кутів відведення, незважаючи на те, що математичні моделі автомобіля містять велику кількість нелінійних елементів, вплив яких вивчено недостатньо. Відомо,

що облік різного роду нелінійностей в динамічній системі дозволяє не тільки встановити межі застосування результатів лінійного наближення, але і виявити ефекти, принципово неможливі в лінійній моделі і якими так багата експлуатаційна практика. Характерним прикладом є стрибкоподібна зміна стаціонарних станів автомобіля при плавній зміні керуючих параметрів - катастрофи стаціонарних станів.

2. З - за пружності деталей рульового управління, а також зазорів в його шарнірах і рульовому механізмі при незмінному положенні рульового колеса, положення якого задається водієм, керовані колеса можуть повертатися під дією прикладених до них зовнішніх моментів. Оскільки керовані колеса мають певну масою, зв'язки якої з кузовом автомобіля є пружними, а моменти, які прагнуть змінити положення коліс, - змінними, то можливе виникнення динамічних процесів, які вплинуть на характер руху всього автомобіля [63].

3. Незважаючи на те, що дослідження в напрямку вивчення впливу силових характеристик шин на керованість і стійкість автомобіля тривають і донині, проте, поки що не існує досить ефективною математичної моделі описує динаміку руху автомобіля з урахуванням індивідуальних особливостей автомобільної шини.

У зв'язку з цим, доцільно розглянути динаміку руху легкового автомобіля на основі двухмасової плоскої розрахункової моделі з усуненням зазначених недоліків.

2.3 Розробка математичної моделі легкового автомобіля з керованим колісним модулем

Для визначення параметрів курсової стійкості автомобіля з еластичними шинами, що мають силову неоднорідність, розглянемо модель автомобіля з керованим колісним модулем (рис. 2.6).

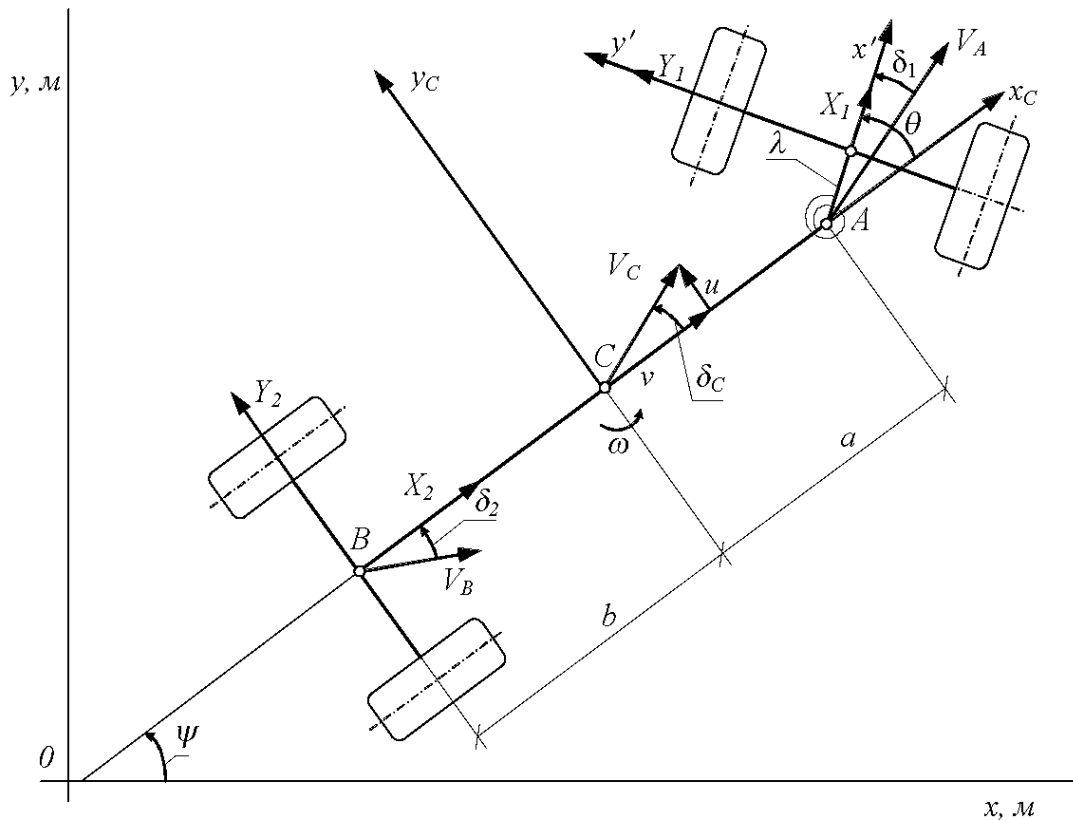


Рис. 2.6. Розрахункова схема автомобіля з керованим колісним модулем

Траєкторія руху моделі автомобіля розглядається відносно нерухомої декартової системи координат OXY ; рівняння плоскопаралельного руху моделі розглядаються в рухомій декартовій системі координат $SxSc$ пов'язаної з автомобілем.

Будемо вважати, що постійну проекцію швидкості автомобіля на поздовжню вісь (прискорення в поздовжньому напрямку $\dot{v} = 0$) забезпечує наведена поздовжня сила на другий осі $X_2 = X_{2L} + X_{2R}$, наведену ж поздовжню силу $X_1 = X_{1L} + X_{1R}$ на керованій осі будемо нехтувати.

Параметри системи:

- B і C - задня вісь і центр інерції автомобіля відповідно;
- A - точка зчипки керованого колісного модуля з кузовом автомобіля;
- a , b - відстань від центру мас автомобіля до точки кріплення передньої (керованої) осі і задньої осі автомобіля відповідно, м;
- λ - винос колеса, м;
- ψ - курсовий кут, рад;

- θ - встановлюється кут повороту коліс керованого модуля, рад;
- δ_1, δ_2 і δ_C - кути відведення керованого колісного модуля, задньої осі і центру мас відповідно, рад;
- v, u - поздовжня і поперечна проекції вектора швидкості центру мас автомобіля, м / с;
- V_A, V_B і V_C - швидкості керованого колісного модуля, задньої осі і центру мас відповідно, м / с;
- ω - кутова швидкість автомобіля, щодо вертикальної осі рад / с.

Система знаходиться під впливом бічних реакцій полотна дороги Y_1 і Y_2 , прикладених в центрі плями контакту котиться еластичного колеса.

Висновок рівнянь руху моделі автомобіля з керованим колісним модулем виконується методом "перетинів" (див. рис. 2.7).

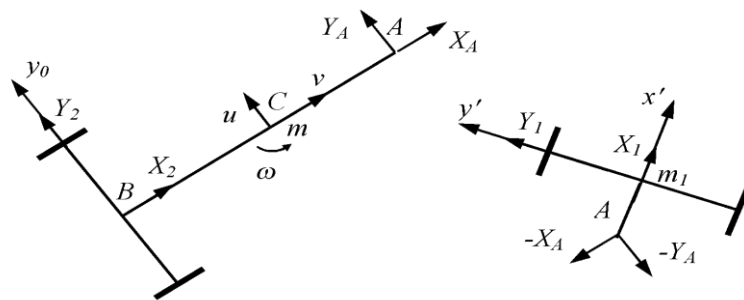


Рис. 2.7. Розрахункова схема визначення рівнянь руху кузова автомобіля

Рівняння руху кузова автомобіля в проекціях на осі системи координат Vx_0y_0 , незмінно пов'язаної знею:

$$\begin{cases} m(\dot{v} - \omega u) = X_2 + X_A; \\ m(\dot{u} + \omega v) = Y_2 + Y_A; \\ J\dot{\omega} = aY_A - bY_2, \end{cases} \quad (2.14)$$

де m - маса кузова автомобіля, кг;

J - момент інерції кузова автомобіля щодо вертикальної осі, що проходить через центр інерції, точку C , $\text{кг}\cdot\text{м}^2$.

Рівняння руху керованого колісного модуля, складаються згідно з розрахунковою схемою представленої на рис. 2.8.

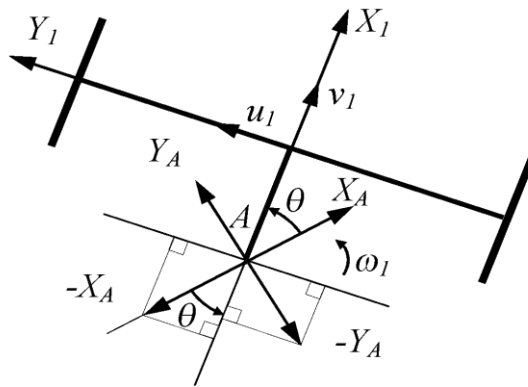


Рис. 2.8. Розрахункова схема для визначення рівнянь руху керованого колісного модуля

Зі схеми видно, що в точці зчипки "A" керованого колісного модуля з кузовом автомобіля діють поздовжні сили $-X_A \cos \theta$ і $-Y_A \sin \theta$, а також поперечні сили $X_A \sin \theta$ і $-Y_A \cos \theta$. Самі рівняння руху керованого колісного модуля мають такий вигляд:

$$m_1 (\dot{v}_1 - \omega_1 u_1) = -X_A \cos \theta - Y_A \sin \theta + X_1; \quad (2.15)$$

$$m_1 (\dot{u}_1 - \omega_1 v_1) = X_A \sin \theta - Y_A \cos \theta + Y_1, \quad (2.16)$$

де m_1 - маса керованого колісного модуля, кг;

v_1, u_1 - поздовжня і поперечна проекції вектора швидкості центру мас керованого колісного модуля, м / с;

ω_1 - кутова швидкість керованого колісного модуля, рад / с;

Y_A і X_A - поздовжня і поперечна сили, що діють в точці зчипки керуючого колісного модуля і остова автомобіля, Н.

З двох попередніх рівнянь послідовно визначаються невідомі Y_A і X_A :

$$m_1 (\cos \theta \dot{u}_1 + \cos \theta \omega_1 v_1 + \sin \theta \dot{v}_1 - \sin \theta \omega_1 u_1) = \cos \theta Y_1 + \sin \theta X_1 - Y_A;$$

$$Y_A = -m_1 \cos \theta \dot{u}_1 - m_1 \cos \theta \omega_1 v_1 - m_1 \sin \theta \dot{v}_1 + m_1 \sin \theta \omega_1 u_1 + \cos \theta Y_1 + \sin \theta X_1; \quad (2.17)$$

$$-m_1 (-\sin \theta \dot{u}_1 - \sin \theta \omega_1 v_1 + \cos \theta \dot{v}_1 - \cos \theta \omega_1 u_1) = X_A + \sin \theta Y_1 - \cos \theta X_1;$$

$$X_A = m_1 \sin \theta \dot{u}_1 + m_1 \sin \theta \omega_1 v_1 - m_1 \cos \theta \dot{v}_1 + m_1 \cos \theta \omega_1 u_1 - \sin \theta Y_1 + \cos \theta X_1. \quad (2.18)$$

Кутова швидкість керованого колісного модуля:

$$\omega_1 = \omega + \dot{\theta}. \quad (2.19)$$

Кутове прискорення керованого колісного модуля:

$$\dot{\omega}_1 = \dot{\omega} + \ddot{\theta}. \quad (2.20)$$

Визначення поперечної і поздовжньої проекцій швидкості центру мас керованого колісного модуля:

$$u_1 = -v \sin \theta + (u + a\omega) \cos \theta - (\omega + \dot{\theta}) \lambda; \quad (2.21)$$

$$v_1 = v \cos \theta + (u + a\omega) \sin \theta. \quad (2.22)$$

Визначення поперечної і поздовжньої проекцій прискорення ("місцевого") центру мас керованого колісного модуля:

$$\dot{u}_1 = -\dot{v} \sin \theta - v \cos \theta \dot{\theta} + (\dot{u} + a\dot{\omega}) \cos \theta - (u + a\omega) \sin \theta \dot{\theta} - (\dot{\omega} + \ddot{\theta}) \lambda; \quad (2.23)$$

$$\dot{v}_1 = \dot{v} \cos \theta - v \sin \theta \dot{\theta} + (\dot{u} + a\dot{\omega}) \sin \theta + (u + a\omega) \cos \theta \dot{\theta}. \quad (2.24)$$

Підстановка знайдених величин в перші два рівняння руху автомобіля дозволяє привести їх до наступного вигляду:

$$m(\dot{u} + \omega v) = Y_2 - m_1 \dot{u} + \cos \theta Y_1 + \sin \theta X_1 - 2m_1 \sin \theta \omega \lambda \dot{\theta} + m_1 \cos \theta \lambda \dot{\omega} + m_1 \cos \theta \lambda \ddot{\theta} - m_1 a \dot{\omega} - m_1 \omega v - m_1 \sin \theta \lambda \omega^2 - m_1 \sin \theta \lambda \dot{\theta}^2; \quad (2.25)$$

$$J \dot{\omega} = -am_1 \dot{u} + a \cos \theta Y_1 + a \sin \theta X_1 - 2am_1 \sin \theta \omega \lambda \dot{\theta} + am_1 \cos \theta \lambda \dot{\omega} + am_1 \cos \theta \lambda \ddot{\theta} - m_1 a^2 \dot{\omega} - am_1 \omega v - am_1 \sin \theta \lambda \omega^2 - am_1 \sin \theta \lambda \dot{\theta}^2 - bY_2. \quad (2.26)$$

Рівняння обертального руху керованого колісного модуля:

$$J_1 (\dot{\omega} + \ddot{\theta}) = \lambda (m_1 \sin \theta \omega u + \cos \theta m_1 a \dot{\omega} + \cos \theta m_1 \omega v + m_1 \sin \theta a \omega^2 + \cos \theta m_1 \dot{u} - m_1 \lambda \dot{\omega} - m_1 \lambda \ddot{\theta} - m_1 \sin \theta \dot{v} - Y_1), \quad (2.27)$$

де J_1 - момент інерції щодо вертикальної осі, що проходить через центр інерції осі, кг · м².

Величини сил в точці зчипки "А" (діють на автомобіль):

$$X_A = -m_1 \dot{v} + \cos \theta X_1 - \sin \theta Y_1 - m_1 \sin \theta \lambda \dot{\omega} - m_1 \sin \theta \lambda \ddot{\theta} + m_1 \omega u + m_1 a \omega^2 - m_1 \cos \theta \lambda \omega^2 - m_1 \cos \theta \lambda \dot{\theta}^2 - 2m_1 \cos \theta \omega \lambda \dot{\theta}; \quad (2.28)$$

$$Y_A = -m_1 \dot{u} + \cos \theta Y_1 + \sin \theta X_1 - 2m_1 \sin \theta \omega \lambda \dot{\theta} + m_1 \cos \theta \lambda \dot{\omega} + m_1 \cos \theta \lambda \ddot{\theta} - m_1 a \dot{\omega} - m_1 \omega v - m_1 \sin \theta \lambda \omega^2 - m_1 \sin \theta \lambda \dot{\theta}^2. \quad (2.29)$$

Рівняння руху автомобіля з керованим колісним модулем:

$$e_1 = -m(\dot{u} + \omega v) + Y_2 + m_1 \cos \theta (\dot{\omega} + \ddot{\theta}) \lambda - m_1 \dot{u} - 2m_1 \sin \theta \omega \lambda \dot{\theta} - m_1 a \dot{\omega} - m_1 \omega v - m_1 \sin \theta \lambda \omega^2 - m_1 \sin \theta \lambda \dot{\theta}^2 + \cos \theta Y_1 + \sin \theta X_1; \quad (2.30)$$

$$e_2 = -J\dot{\omega} + am_1 \cos \theta (\dot{\omega} + \ddot{\theta}) \lambda - am_1 \dot{u} - 2am_1 \sin \theta \omega \lambda \dot{\theta} - m_1 a^2 \dot{\omega} - am_1 \omega v - am_1 \sin \theta \lambda \omega^2 - am_1 \sin \theta \lambda \dot{\theta}^2 + a \cos \theta Y_1 + a \sin \theta X_1 - b Y_2; \quad (2.31)$$

$$e_3 = -J_1 (\dot{\omega} + \ddot{\theta}) + \lambda (\cos \theta m_1 \dot{u} + \cos \theta m_1 a \dot{\omega} + \cos \theta m_1 \omega v - Y_1 - m_1 \sin \theta \dot{v} - m_1 (\dot{\omega} + \ddot{\theta}) \lambda + m_1 \sin \theta \omega u + m_1 \sin \theta a \omega^2). \quad (2.32)$$

Перше рівняння є рівнянням поперечного (бічного) руху автомобіля в рухомій системі координат, друге - рівняння обертального руху автомобіля щодо вертикальної центральної осі інерції, а третє - рівняння обертального руху колісного модуля.

Висновки по розділу

1. Облік нелінійного характеру сил відведення і силовий неоднорідності пневматичної шини по довжині кола, дозволить дослідити нерівномірність зміни сил, які діють на автомобіль при сталих режимах руху, а також прогнозувати показники стійкості і керованості легкового автомобіля у всьому діапазоні зміни керуючих параметрів: поздовжньої швидкості і кута повороту керованих коліс.

2. Значення параметрів силової неоднорідності шини, на основі запропонованої математичної моделі кочення колеса, можуть бути лімітовані з точки зору стійкості і керованості транспортного засобу.

3. Облік сил, що діють на керований колісний модуль автомобіля, дозволив простежити динаміку його переміщення щодо остова автомобіля.

4. Аналіз двохмасової плоскої розрахункової схеми автомобіля дозволяє визначити наведений коефіцієнт жорсткості керованого модуля, а також індивідуальні пружньюдиформувальні властивості пневматичних шин.

5. Застосування розроблених математичної моделі кочення колеса і математичної моделі руху легкового автомобіля з керованим колісним модулем дає можливість контролювати заданий рівень безпеки експлуатації

транспортних засобів з пневматичними шинами, що мають конкретну силову неоднорідність.

РОЗДІЛ 3. ВИЗНАЧЕННЯ ПОКАЗНИКІВ КУРСОВОЇ СТІЙКОСТІ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ

3.1 Визначення критичної швидкості руху автомобіля

Виконаємо аналіз динамічних якостей для легкового автомобіля з урахуванням нелінійних характеристик сил відведення без урахування силовий неоднорідності шин його коліс і керованого колісного модуля. Такий аналіз найбільш просто здійснимо в рамках плоскої велосипедної схеми. Рівняння плоскопаралельного руху з постійною складовою швидкості v в поздовжньому напрямку мають вигляд:

$$\begin{aligned}
 m(\dot{u} + a\omega) &= Y_1 \cos \theta + Y_2; \\
 J\dot{\omega} &= aY_1 \cos \theta - Y_2 b; \\
 \delta_1 &= \theta - \operatorname{arctg} \frac{u + a\omega}{v}; \\
 \delta_2 &= \operatorname{arctg} \frac{-u + b\omega}{v},
 \end{aligned}
 \tag{3.1}$$

де m - маса автомобіля, кг;

v , u - поздовжня і поперечна проекції вектора швидкості центру мас автомобіля, м / с;

θ - встановлюється кут повороту коліс передньої осі, радий;

ω - кутова швидкість автомобіля, щодо вертикальної осі рад / с;

a , b - відстані від центру мас до передньої і задньої осей відповідно (1-базаавтомобіля), м;

J - момент інерції щодо вертикальної осі, що проходить центр інерції, кг·м²;

Y_1, Y_2 - бічні реакції передньої і задньої осі відповідно, Н;

δ_1, δ_2 - кути відведення на передній і задній осях відповідно, радий.

У лінійному наближенні сила відведення пропорційна коефіцієнту опору відведення $Y_i = k_i \delta_i$, $i = 1, 2$.

Після лінеаризації вихідної системи рівнянь руху (3.1) в околиці необуреного прямолінійного руху ($u = 0, \omega = 0$) отримаємо характеристичне рівняння

$$\lambda^2 + p\lambda + q = 0,$$

де коефіцієнти характеристичного рівняння p і q визначено такими виразами

$$p = \frac{1}{v} \left(\frac{k_1 + k_2}{m} + \frac{k_1 a^2 + k_2 b^2}{J} \right);$$

$$q = \frac{k_1 k_2 l^2 - m v^2 (k_1 a - k_2 b)}{m l v^2}.$$

Так як $p > 0$, то умовою стійкості є $q > 0$. Отже, для випадку $k_1 a > k_2 b$ (автомобіль з надлишковою повертаємостю) прямолінійний рух асимптотично стійке лише при швидкості $v < v_{kp}$

$$v_{kp}^2 = \frac{k_1 k_2 l^2}{m(k_1 a - k_2 b)} = \frac{\bar{k}_1 \bar{k}_2}{\bar{k}_1 - \bar{k}_2} g l, \quad (3.2)$$

де $\bar{k}_i = k_i / N_i$ - безрозмірні коефіцієнти опору бічному відведенню передньої і задньої осей (N_i - навантаження на відповідні осі), для зручності рису безрозмірювання опускаємо.

Облік нелінійного відведення проаналізуємо для наступного випадку апроксимації сил відведення

$$\bar{Y}_i(\delta) = \frac{k_i \cdot \delta_i}{\sqrt{1 + \left(\frac{k_i \cdot \delta_i}{\varphi_i}\right)^2}},$$

де φ_i - коефіцієнти зчеплення коліс передньої і задньої осі.

При $k_1 > k_2$ є критична швидкість $v_{кр}^+$, причому $(v_{кр}^+)^2 = k_1 k_2 g l / (k_1 - k_2)$,

а співвідношення

$$\begin{aligned} k_1 &> k_2; \\ k_2 \varphi_2^2 &> k_1 \varphi_1^2 \end{aligned} \quad (3.3)$$

визначають умови безпечної втрати стійкості прямолінійного руху ідеальної моделі автомобіля (визначальними параметрами в цьому випадку є коефіцієнти зчеплення φ_i на передній і задній осях автомобіля) [66].

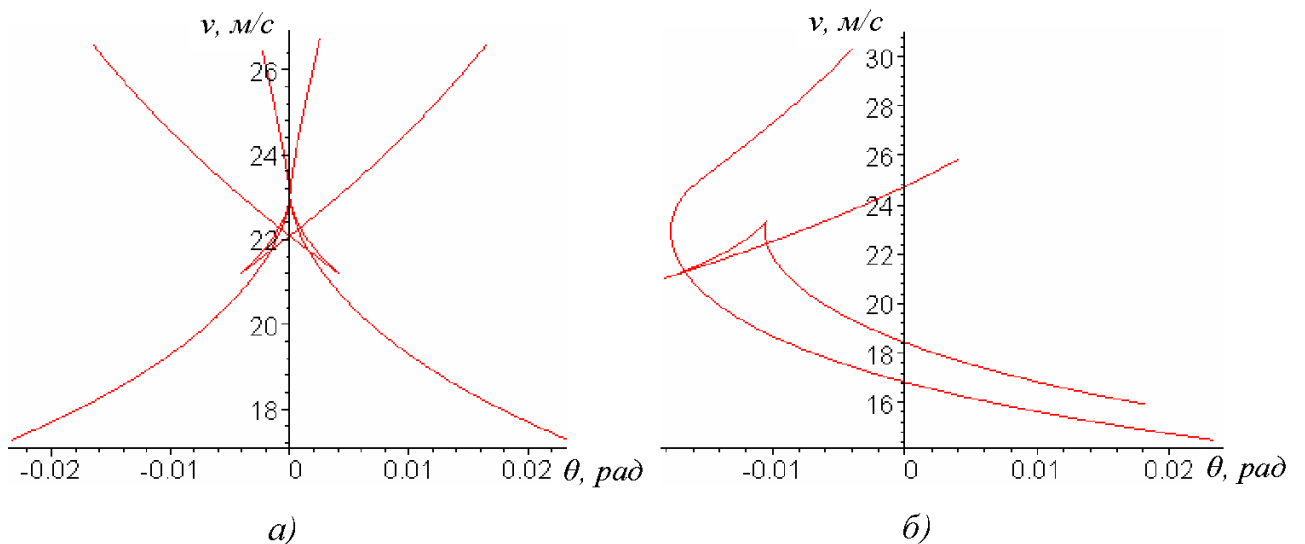


Рис. 3.1. Біфуркаційні безлічі автомобіля: *а)* - при різних значеннях коефіцієнта зчеплення на колесах передньої осі; *б)* - при різних значеннях зовнішнього моменту сил, що діє в площині дороги

На рис. 3.1 представлені біфуркаційні безлічі легкового автомобіля: при трьох різних коефіцієнтах зчеплення на передній вісі (рис. 3.1, *а*) - в даному інтервалі існує критичне значення параметра коефіцієнта зчеплення φ_1^* , коли реалізується катастрофа «метелики» (при $\varphi_1 < \varphi_1^*$ - маємо безпечну втрату стійкості); Рис. 3.1, *б* відповідає двом значенням зовнішнього моменту сил, що діє в площині дороги. На рис. рис. 3.2, *а* - представлено поверхню катастрофи «метелики», а на рис. рис. 3.2, *б* поверхню катастрофи «ластівчин хвіст».

Асиметрія центру мас при аналізі картини розподілу стаціонарних станів може моделюватися комбінацією діючих на симетричний автомобіль бічної сили і моменту сил, що залежать від фазових змінних. Біфуркаційна безліч в цьому випадку також буде мати перетин, характерний для особливості «ластівчин хвіст» (рис. 3.2, *б*).

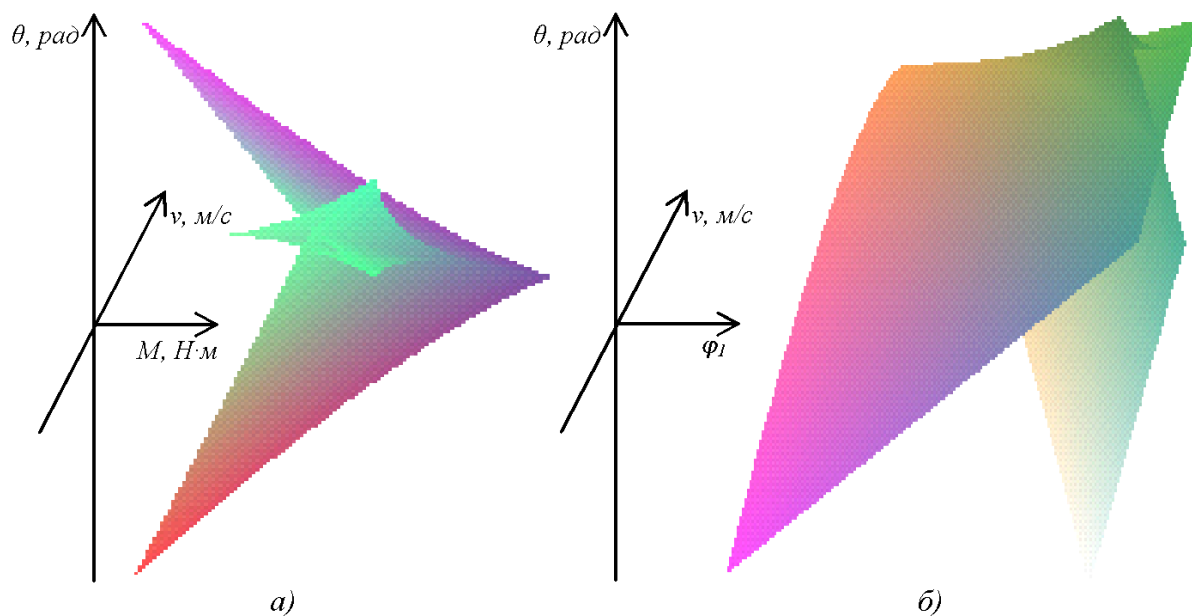


Рис. 3.2. Катастрофи типу «метелик» - а) і «ластівчин хвіст» - б)

Далі розглянемо вплив ненульовий колії і асиметрії силових характеристик коліс лівого і правого бортів. Параметри асиметрії силових характеристик (кутовий і конічний ефекти) можуть бути ототожені з параметрами, котрі характеризують розвал і сходження коліс.

Розрахункова схема автомобіля для цього випадку представлена наступним чином. Автомобіль складається з корпусу з жорстко закріпленою задньою колісною віссю і передньої керованої осі, поворот коліс якої жорстко фіксується (задається параметром θ). Асиметрія силових характеристик властивостей шин знаходить своє відображення в «геометрії» залежно сил відведення як функції кута відведення - порушується властивість центральної симетрії.

Рівняння плоскопаралельного руху двохвісної схеми автомобіля (вертикальна поздовжня площина, що проходить через середини колісних осей, є площиною геометричної симетрії) з постійної складової швидкості v в поздовжньому напрямку мають вигляд:

$$m(\dot{u} + \omega v) = (Y_{1L}(\delta_{1L}) + Y_{1R}(\delta_{1R})) \cos \theta + Y_{2L}(\delta_{2L}) + Y_{2R}(\delta_{2R});$$

$$J\dot{\omega} = a(Y_{1L}(\delta_{1L}) + Y_{1R}(\delta_{1R})) \cos \theta + H(Y_{1L}(\delta_{1L}) - Y_{1R}(\delta_{1R})) \sin \theta - \\ -(Y_{2L}(\delta_{2L}) + Y_{2R}(\delta_{2R}))b;$$

(3.4)

$$\delta_{1L} = \theta - \frac{u + a\omega}{v - \omega H}; \quad \delta_{1R} = \theta - \frac{u + a\omega}{v + \omega H};$$

$$\delta_{2L} = \frac{-u + b\omega}{v - \omega H}; \quad \delta_{2R} = \frac{-u + b\omega}{v + \omega H},$$

де H - колія автомобіля, м;

$Y_{iL}(\delta_{iL})$, $Y_{iR}(\delta_{iR})$ - сили опору відведенню коліс осей, які представлені комбінацією лінійної і кубічної складових, Н;

$\delta_{1L}, \delta_{1R}, \delta_{2L}, \delta_{2R}$ - кути відведення коліс передньої і задньої осей відповідно, радий.

На рис. 3.3 представлені графіки залежностей сил опору відведенню, як функції кутів відведення (параметр $\delta_{01} \neq 0$ - характеризує асиметричну кутову неоднорідність коліс лівого і правого ряду), що еквівалентно наявності кута сходження

$$Y_{1L} = k_1(\delta_{1L} - \delta_{01}) - \frac{k_1 q_1 (\delta_{1L} - \delta_{01})^3}{2\varphi_1^2};$$

$$Y_{1R} = k_1(\delta_{1R} + \delta_{01}) - \frac{k_1 q_1 (\delta_{1R} + \delta_{01})^3}{2\varphi_1^2},$$

де q_i - безрозмірний коефіцієнт відведення, що визначає нелінійний характер сил відведення.

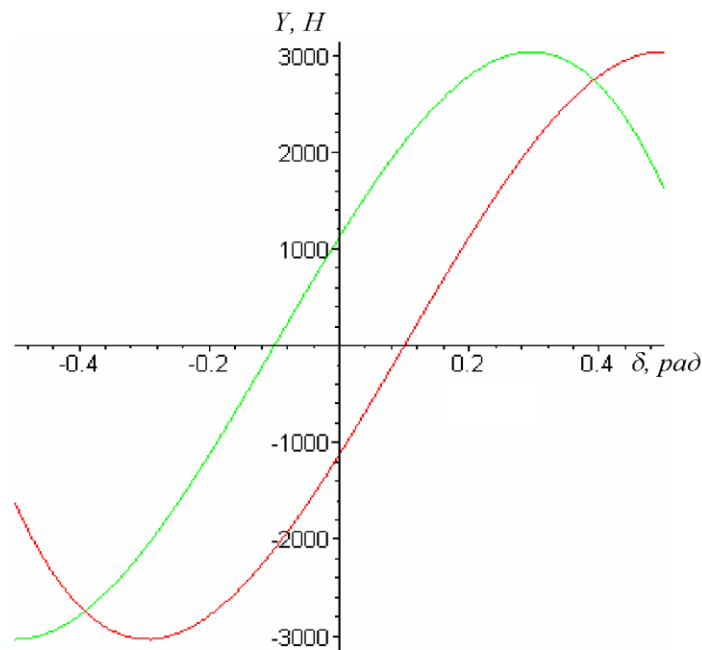


Рис. 3.3. Залежність сил опору відведенню як функції кутів відведення (параметр $\delta_{01} = 0,1$ радий- характеризує асиметричну кутову неоднорідність коліс лівого і правого ряду)

Аналіз системи лінійного наближення дає можливість оцінити вплив кожного з параметрів асиметрії на критичну швидкість прямолінійного руху. Нижче приведена залежність критичної швидкості від параметра δ_{01} . Обчисливши якобіан правих частин системи диференціальних рівнянь руху (4.4) при незбурених значеннях фазових змінних, і, прирівнявши його визначник нулю, отримаємо шуканий вираз критичної швидкості (3.5):

$$E3 := \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial u} E1(v, u, \omega, \theta) & \frac{\partial}{\partial \omega} E1(v, u, \omega, \theta) \\ \frac{\partial}{\partial u} E2(v, u, \omega, \theta) & \frac{\partial}{\partial \omega} E2(v, u, \omega, \theta) \end{bmatrix} \Big|_{u=0, \omega=0, \theta=0}.$$

$$E33 = \det(E3) = 0;$$

$$v_{kp}^2 = \frac{2k_1 k_2 (2\varphi_1^2 - 3q_1^2 \delta_{01}^2) l^2}{m(2k_1 a \varphi_1^2 - 3k_1 q_1^2 \delta_{01}^2 a - 2k_2 b \varphi_1^2)} \quad (3.5)$$

З 3.5 слід, що корекція критичної швидкості обумовлена нелінійної складової сили відведення і параметрів асиметрії сил відведення.

Облік керуючого колісного модуля призводить до системи рівнянь (3.6):

$$\begin{aligned}
 & (m + m_1)\dot{u} + m_1\dot{\omega}(a - \lambda \cos \theta) - m_1\lambda\dot{\theta} \cos \theta + (m + m_1)\omega v + \\
 & + m_1\lambda(\omega + \dot{\theta})^2 \sin \theta - Y_1 \cos \theta - Y_2 = 0; \\
 & (J + m_1a\dot{\omega}(a - \lambda \cos \theta)) + m_1a\dot{u} - m_1a\lambda\dot{\theta} \cos \theta + m_1av\omega + \\
 & + m_1a\lambda(\omega + \dot{\theta})^2 \sin \theta - h\dot{\theta} - k_k(\theta - \theta_0) - Y_1a \cos \theta + bY_2 = 0; \\
 & (J_1 + m_1\lambda^2)\dot{\theta} + (J_1 + m_1\lambda(\lambda - a \cos \theta))\dot{\omega} - m_1\lambda\dot{u} \cos \theta + m_1\lambda v \omega \cos \theta - \\
 & - m_1\lambda\omega u \sin \theta - m_1a\lambda\omega^2 \sin \theta + h\dot{\theta} + k_k(\theta - \theta_0) + \lambda Y_1 = 0.
 \end{aligned} \tag{3.6}$$

де m_1 - маса керуючого колісного модуля, кг;

J_1 - момент інерції керованого колісного модуля щодо центральної вертикальної осі, кг·м²;

λ - винос керованого колеса, м;

h - коефіцієнт демпфірування по куту повороту керованого колісного модуля, Н · м с;

k_k - наведений коефіцієнт жорсткості керованого модуля, Н·м.

Критична швидкість в цьому випадку визначається співвідношенням:

$$v_{кр} = \frac{k_2 k_1 k_k (b + a - \lambda)^2}{-m k_2 k_1 \lambda b + m(-k_2 k_k b + k_1 k_k (a - \lambda) - m_1 k_2 k_k (b + a - \lambda))}. \tag{3.7}$$

Розглянемо випадок $\theta_0 = 0$. Прямолінійний рух в цьому випадку може не бути єдиним стаціонарним режимом. Визначимо значення параметрів, при яких автомобіль втрачає стійкість прямолінійного руху (нестійкість носить дивергентний характер). Для цього приймемо такі значення

параметрів автомобіля: $a = 1,3206$ м; $b = 1,1034$ м; $h = 30$ Н·м·с/рад; $k_k = 140,28$ Н· м/рад; $\lambda = 0,01849$ м; $m_1 = 40$ кг; $J_1 = 1,5$ кг · м²; $m = 1355$ кг; $J = 1974$ кг · м²; $k_1 = 50000$ Н; $k_2 = 55000$ Н; $\varphi_1 = 0,75$; $\varphi_2 = 0,75$; $\delta_{0i} = 0,1$.

При вибраних значеннях параметрів типового легкового автомобіля малого класу критична швидкість руху склала:

при визначенні за виразом (4.2) - $v_{кр} = 54,435$ м / с;

при визначенні за виразом (4.5) - $v_{кр} = 56,765$ м / с;

при визначенні за виразом (4.7) - $v_{кр} = 58,123$ м / с.

Таким чином, уточнення вираження критичної швидкості руху за рахунок обліку параметрів керуючого колісного модуля і силовий неоднорідності шин коліс передньої осі автомобіля привело до збільшення критичної швидкості руху відповідно на 4,1% і 6,35%, тобто до поліпшення курсової стійкості автомобіля.

3.2. Побудова бифуркаційної безлічі, що характеризує курсову стійкість руху моделі автомобіля

Метод продовження по двох параметрах(v, θ) дає можливість визначити такі їх значення, при яких втрачається стійкість відповідних стаціонарних режимів руху автомобіля (одна така точка в площині керованих параметрів вже знайдена($v = v_{кр}, \theta = 0$)). Ці критичні значення параметрів є рішеннями системи кінцевих рівнянь

$$\begin{aligned} E1(v, u, \omega, \theta) &= 0; \\ E2(v, u, \omega, \theta) &= 0; \\ E33(v, u, \omega, \theta) &= 0. \end{aligned} \tag{3.8}$$

Для вирішення останнього завдання будується допоміжна система диференціальних рівнянь, праві частини якої представлені нижче

$$\left[\frac{DET1}{\sqrt{DET1^2 + DET2^2 + DET3^2 + DET4^2}}, \frac{DET2}{\sqrt{DET1^2 + DET2^2 + DET3^2 + DET4^2}}, \frac{DET3}{\sqrt{DET1^2 + DET2^2 + DET3^2 + DET4^2}}, \frac{DET4}{\sqrt{DET1^2 + DET2^2 + DET3^2 + DET4^2}} \right]$$

причому, $DETi = \det(Di)$ де Di - якобіана системи (3.8):

$$D1 := \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial u} E1(v, u, \omega, \theta) & \frac{\partial}{\partial \omega} E1(v, u, \omega, \theta) & \frac{\partial}{\partial \theta} E1(v, u, \omega, \theta) \\ \frac{\partial}{\partial u} E2(v, u, \omega, \theta) & \frac{\partial}{\partial \omega} E2(v, u, \omega, \theta) & \frac{\partial}{\partial \theta} E2(v, u, \omega, \theta) \\ \frac{\partial}{\partial u} E3(v, u, \omega, \theta) & \frac{\partial}{\partial \omega} E3(v, u, \omega, \theta) & \frac{\partial}{\partial \theta} E3(v, u, \omega, \theta) \end{bmatrix};$$

$$D2 := \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial v} E1(v, u, \omega, \theta) & \frac{\partial}{\partial \omega} E1(v, u, \omega, \theta) & \frac{\partial}{\partial \theta} E1(v, u, \omega, \theta) \\ \frac{\partial}{\partial v} E2(v, u, \omega, \theta) & \frac{\partial}{\partial \omega} E2(v, u, \omega, \theta) & \frac{\partial}{\partial \theta} E2(v, u, \omega, \theta) \\ \frac{\partial}{\partial v} E3(v, u, \omega, \theta) & \frac{\partial}{\partial \omega} E3(v, u, \omega, \theta) & \frac{\partial}{\partial \theta} E3(v, u, \omega, \theta) \end{bmatrix};$$

$$D3 := \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial v} E1(v, u, \omega, \theta) & \frac{\partial}{\partial u} E1(v, u, \omega, \theta) & \frac{\partial}{\partial \theta} E1(v, u, \omega, \theta) \\ \frac{\partial}{\partial v} E2(v, u, \omega, \theta) & \frac{\partial}{\partial u} E2(v, u, \omega, \theta) & \frac{\partial}{\partial \theta} E2(v, u, \omega, \theta) \\ \frac{\partial}{\partial v} E3(v, u, \omega, \theta) & \frac{\partial}{\partial u} E3(v, u, \omega, \theta) & \frac{\partial}{\partial \theta} E3(v, u, \omega, \theta) \end{bmatrix};$$

$$D4 := \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial v} E1(v, u, \omega, \theta) & \frac{\partial}{\partial \omega} E1(v, u, \omega, \theta) & \frac{\partial}{\partial \omega} E1(v, u, \omega, \theta) \\ \frac{\partial}{\partial v} E2(v, u, \omega, \theta) & \frac{\partial}{\partial \omega} E2(v, u, \omega, \theta) & \frac{\partial}{\partial \omega} E2(v, u, \omega, \theta) \\ \frac{\partial}{\partial v} E3(v, u, \omega, \theta) & \frac{\partial}{\partial \omega} E3(v, u, \omega, \theta) & \frac{\partial}{\partial \omega} E3(v, u, \omega, \theta) \end{bmatrix}.$$

Рішення задачі Коші при початкових умовах ($v = v_{кр}$, $\theta = 0$) задає кордон шуканої бифуркаційної безлічі.

Далі наведені результати чисельного рішення відповідної задачі Коші при різних значеннях параметрів асиметрії, (абсолютна похибка коливається в межах 10^{-6} - 10^{-7} , яка визначалася як нев'язка при підстановці критичних значень в третє рівняння системи (3.8)), яке було отримано за допомогою спеціально розробленої програми, реалізованої в програмному середовищі Maple.

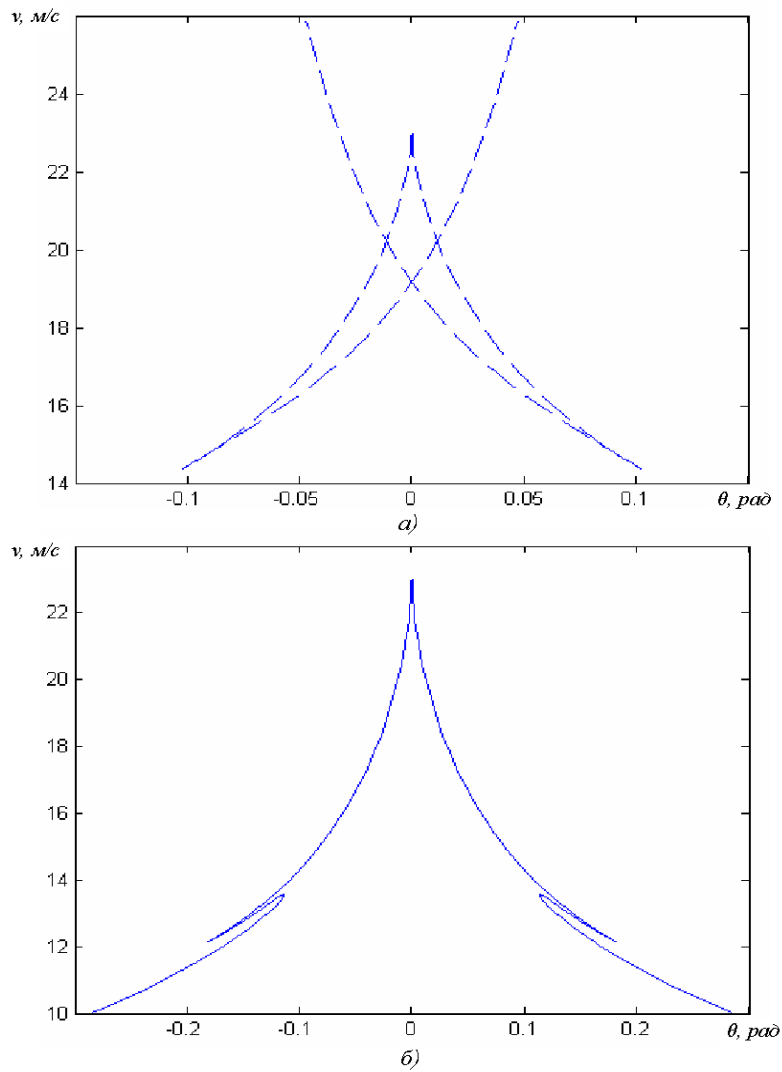


Рис. 3.4. біфуркаційну безліч моделі автомобіля при відсутності асиметрії:
 $H = 0$ м - а); $H = 2$ м - б).

З рис. 3.4 випливає, що результати, отримані для велосипедної моделі, можуть призводити до істотних погрешностей.

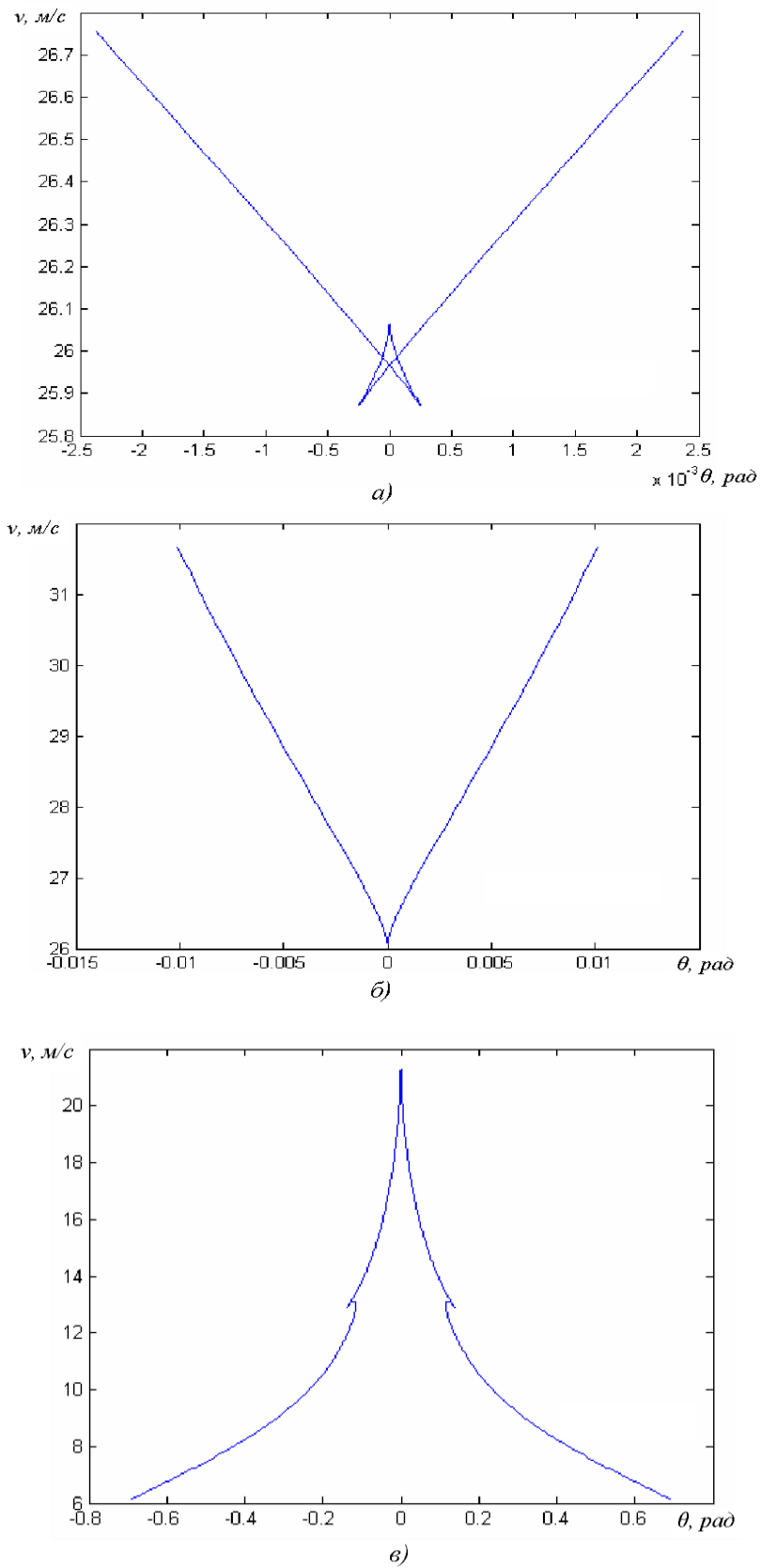


Рис. 3.5. Біфуркаційних безліч моделі автомобіля при $H = 2$ м:

а) - $\delta_{01} = 0,1$; б) - $\delta_{01} = -0,1$; в) - $\delta_{02} = 0,1$.

Як впливає з рис. 3.5, в обох випадках *a)* і *б)* область керованості розширюється - зростає критична швидкість, як прямолінійного руху, так і кругових стаціонарних режимів.

3.3 Аналіз постбіфуркаційної поведінки моделі автомобіля з керованим колісним модулем

Дослідження нелінійних динамічних систем, зокрема, моделі руху одиночного автомобіля (система нелінійних диференціальних рівнянь (3.6)), є складною математичною задачею. Для чисельного рішення системи (3.6) перетворимо її до виду Коші (дозволимо щодо старших похідних, припускаючи, що $v = \text{const}$):

$$\begin{cases} \dot{u} = f_u(v, u, \omega, \theta, \text{const}); \\ \dot{\omega} = f_\omega(v, u, \omega, \theta, \text{const}); \\ \dot{\theta} = f_\theta(v, u, \omega, \theta, \text{const}). \end{cases} \quad (3.9)$$

Результатом чисельного інтегрування даної системи є функціональні залежності $u = f_1(t)$, $\omega = f_2(t)$ и $\theta = f_3(t)$, які характеризують динаміку руху одиночного автомобіля. Одним з можливих чисельних методів інтегрування може бути метод Рунге - Кутта, із застосуванням формул Дорман і Прінса (є найкращим методом, якщо допустима точність становить від 10^{-4} до 10^{-7}). У даній роботі програма чисельного інтегрування системи (3.9) була реалізована в середовищі MAPLE (система аналітичних обчислень).

Для отримання наочного і найбільш повного уявлення про динамічну поведінку системи, що знаходиться під впливом збурюючих впливів, необхідно виконати побудову картини фазових траєкторій [11]. Так, умови стійкості стаціонарного режиму по А.М. Ляпунову гарантують стійкість в досить малій δ - околиці, а для визначення стійкості в «великому» необхідна

оцінка області тяжіння «D». Побудова ж, фазового портрета дозволяє ілюструвати рішення цього завдання, тобто визначити межі області тяжіння «D», досліджуваних стаціонарних режимів руху автомобіля. Початкові обурення, що належать цій області, з плином часу загасають, і в системі реалізується незбурений стаціонарний режим ($u^* = \text{const}$ і $\omega^* = \text{const}$). При цьому $u^* = 0$ $\omega^* = 0$ відповідають прямолінійним, а $u^* \neq 0$ $\omega^* \neq 0$ – круговим режимами руху. Самі параметри стаціонарних станів залежать від керуючих параметрів v і θ , тобто $u^* = f_1(\theta, v)$, $\omega^* = f_2(\theta, v)$ и $\theta^* = f_3(\theta, v)$.

Для прикладу виконаємо аналіз фазового портрета при різних значеннях початкових збурень $(u_0; \omega_0)$ в околицях стаціонарних режимів $(u^*; \omega^*)$, (рис. 3.6).

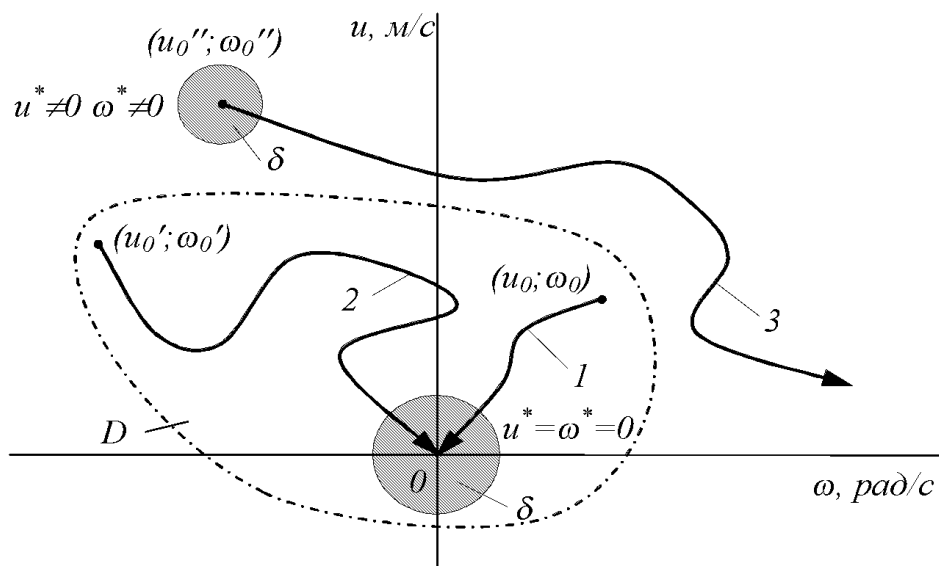


Рис. 3.6. Фазовий портрет динамічної системи

Характер фазових траєкторій 1 і 2 свідчить про те, що при початкових обурюють впливах системи $(u_0; \omega_0)$ і $(u_0'; \omega_0')$ в системі реалізується стійкий стаціонарний прямолінійний режим $u^* = \omega^* = 0$. Фазові траєкторії не покидають область тяжіння «D» і з плином часу прагнуть до нуля. Фазова траєкторія 3, для режиму руху з початковими збуреннями $(u_0''; \omega_0'')$,

характеризує нестійкий стаціонарний круговий режим ($u^* \neq \omega^* \neq 0$). Початкові обурення, що належать δ -околиці, залишають її з плином часу.

При аналізі реальних впливів, що обурюють фазовий портрет дозволяє визначити область допустимих збурень, а за характером фазової кривої (її кривизни, довжині) можна судити про швидкість загасання збурень. Так, великі відхилення фазових змінних від деякого стійкого стаціонарного стану можуть призвести до виникнення аварійних ситуацій (наприклад, порушення коридору руху) з наступними ДТП. Тобто, чим коротше фазова крива, тим вище запас стійкості автомобіля, що видно з рис. 3.6, де крива 1 характеризує більш безпечний режим руху автомобіля, ніж крива 2.

Інтегральну (узагальнену) характеристику стійкості в «великому» доповнює побудова траєкторії автомобіля в площині дороги, але це завдання має самостійний інтерес при аналізі керованості моделі (рис. 3.7).

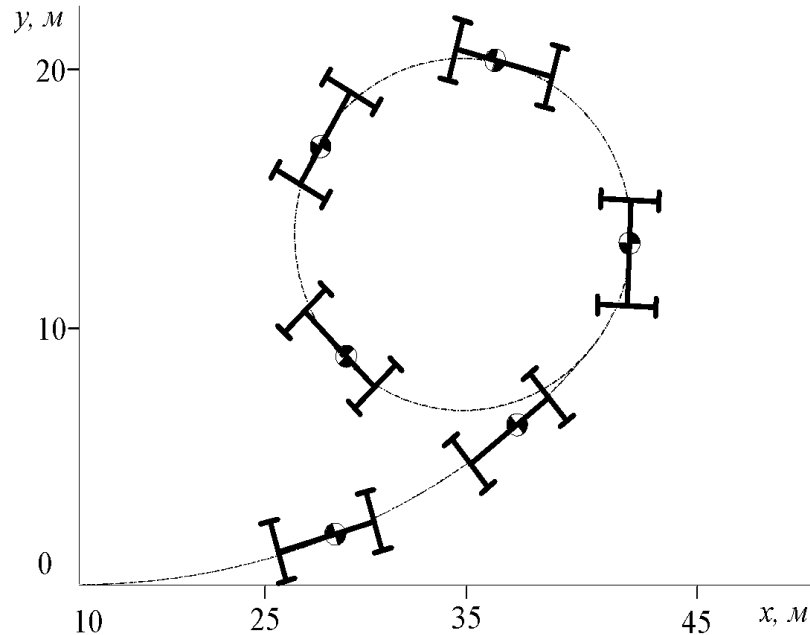


Рис. 3.7. Траєкторія руху центру мас автомобіля в площині дороги

Для отримання траєкторії руху центру мас (ЦМ) автомобіля в площині дороги (x, y) і курсового кута ψ систему динамічних рівнянь (3.9) необхідно доповнити кінематичними рівняннями (3.10) і спільно інтегрувати.

$$\begin{cases} \dot{\psi} = \omega; \\ \dot{x} = v \cos \psi - u \sin \psi; \\ \dot{y} = v \sin \psi + u \cos \psi. \end{cases} \quad (4.10)$$

Система кінематичних рівнянь (3.10), виводиться згідно з розрахунковою схемою, представленої на рис. 3.8:

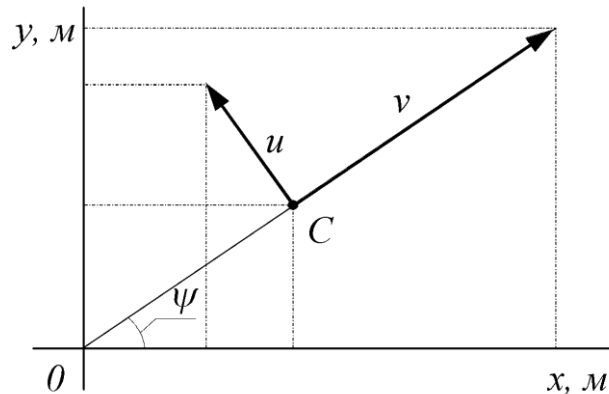


Рис. 4.8. Схема уявлення складових швидкості ЦМ в площині дороги

В якості впливів, що обурюють можуть виступати різні сили, що діють на транспортний засіб, зокрема бічні сили, викликані силовою неоднорідністю пневматичних шин досліджуваного автомобіля.

Постбіфуркаційний аналіз моделі автомобіля з керованим колісним модулем залишається досить складним завданням не тільки при спробі аналітичного розгляду, але і при її чисельному аналізі. Так, в системі можуть реалізовуватися каскади подвоєння періоду періодичних рішень (каскади Фейгенбаума), і поведінка системи стає практично непередбачуваним. У даній роботі на прикладі приватного набору параметрів автомобіля зроблена спроба простежити характерні етапи розвитку небажаної поведінки системи

при перевищенні поздовжньої швидкості руху критичної позначки. Вибір набору параметрів диктувався вимогою існування критичної швидкості прямолінійного руху (дивергентна або флатерна втрата стійкості) і додатково умовою безпечної втрати стійкості прямолінійного руху. Однак, як випливає з результатів чисельно-аналітичного аналізу, вибір «потрібних» параметрів не завжди гарантує безпечну поведінку системи при закритичній швидкості руху. Так як, фазова траєкторія проходить в околиці декількох стаціонарних станів при фіксованих значеннях керованих параметрів, систему необхідно вважати істотно нелінійною і лінеаризація рівнянь руху принципово неможлива. В цьому випадку досліджувана система стає надмірно «чутливою» до параметрів системи і збурень узагальнених координат $u, \omega, \theta, \dot{\theta}$ системи, що перевищує певний поріг. Для визначення такої «чутливості», необхідно оцінити чисельну величину порога для перерахованого набору факторів (наприклад, величину допустимих силових неоднорідностей і збурень фазових змінних).

При аналізі динаміки руху автомобіля, в роботі були прийняті наступні передумови і допущення:

в якості опорної поверхні розглядається, суха плоска асфальтобетонна дорога, що забезпечує відсутність ковзання в площі контакту;

розглядається вплив лише окремих збурень системи: силова неоднорідність пневматичних шин і місце їх установки на автомобілі;

основними керуючими параметрами системи прийняті: θ - кут повороту передніх керованих коліс, v - поздовжня складова швидкості центру мас автомобіля;

перерозподіл нормальних реакцій між лівим і правим бортами не враховується (колеса кожної осі замінені одним наведеним колесом в середині осі);

сили відведення $Y_i = Y_i(\delta_i)$ представляють собою сумарну бічну реакцію кожної осі;

прямолінійний рух автомобіля розглядається як окремий випадок кругового руху з нескінченно великим радіусом;

поздовжні сили (сила тяги і сили опору коченню) забезпечують сталість поздовжньої складової швидкості центру мас ($m(\dot{v} - \omega u) = \sum X_i, \dot{v} = 0$) автомобіля.

Виконаємо постбіфуркаційний аналіз для моделі легкового автомобіля з параметрами, прийнятими в розд. 3.1. Фазові траєкторії центру мас автомобіля в прямолінійній і круговому русі при різних швидкостях руху, силовий неоднорідності шин його коліс і кутах повороту керованих коліс представлені на рис. 3.9 - 3.16. Так, характери фазових траєкторій, в разі коли бічні впливи дорівнюють нулю (рис. 3.9 - 3.11) говорять про стійких режимах руху в швидкісному діапазоні від 25 до 45 м/с.

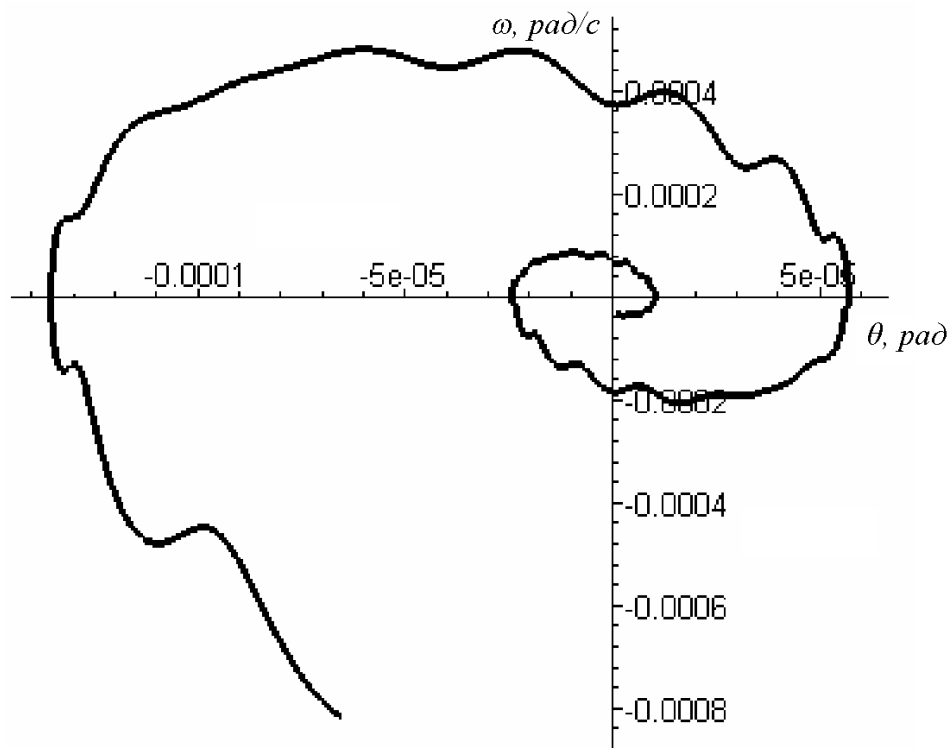


Рис. 3.9. Прямолінійний рух: $v = 25 \text{ м / с}$; $\theta = 0 \text{ радий}$; $Y_{K1} = Y_{K2} = 0 \text{ Н}$

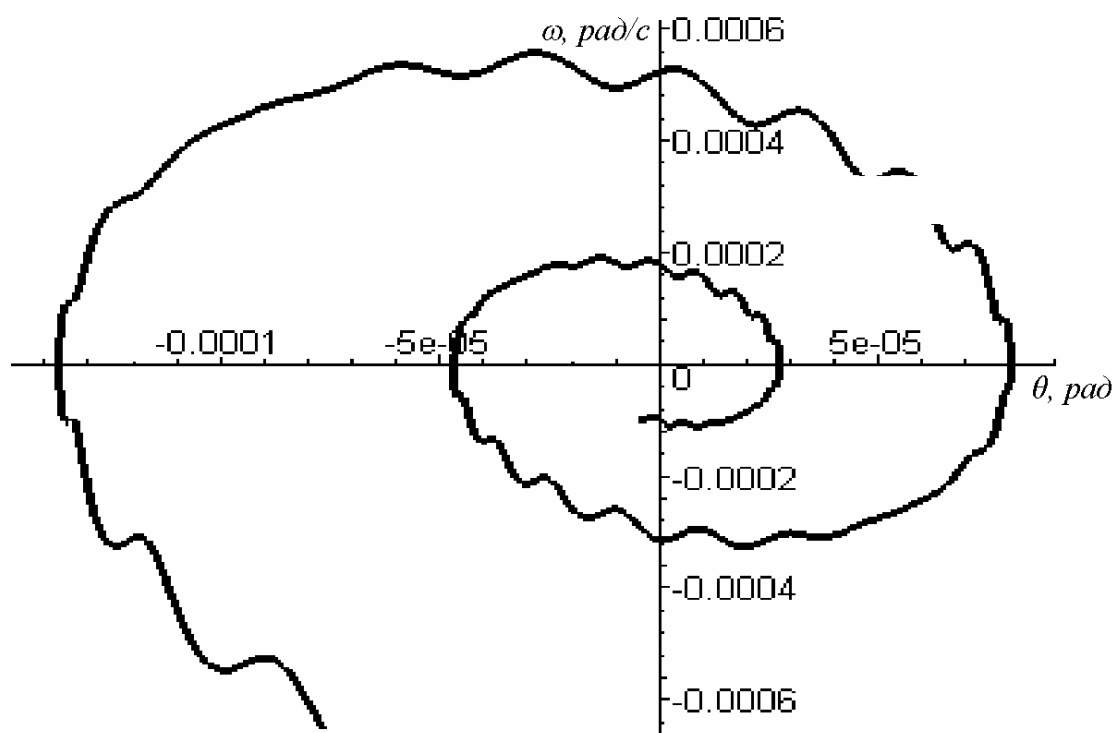


Рис. 3.10. Прямолінійний рух: $v = 35 \text{ м/с}$; $\theta = 0 \text{ радий}$; $Y_{K1} = Y_{K2} = 0 \text{ Н}$

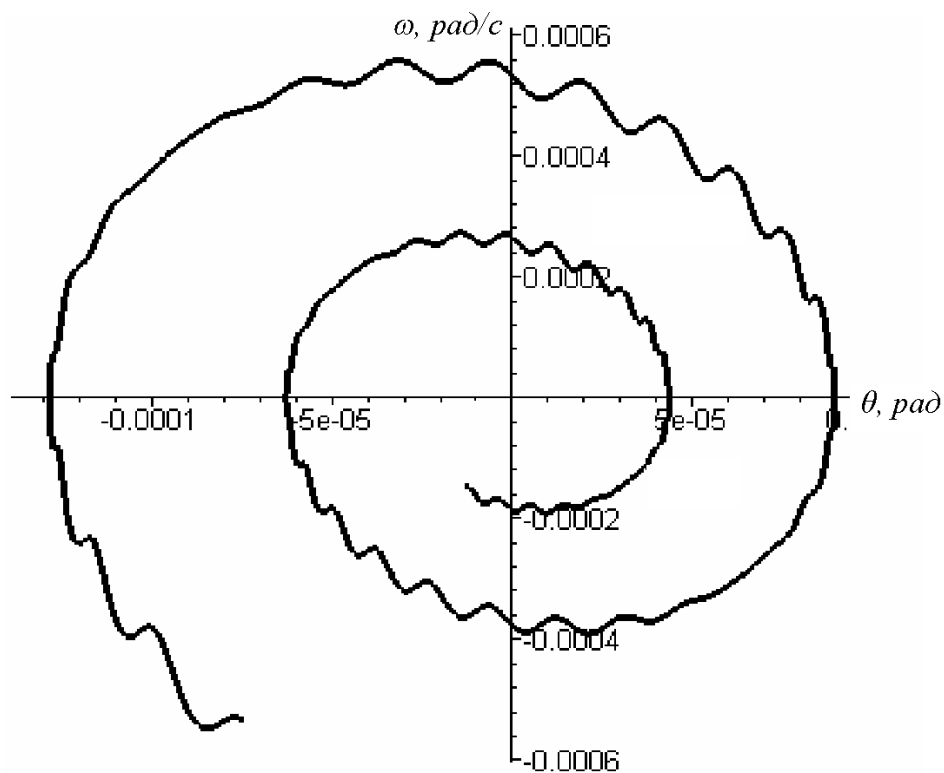


Рис. 3.11. Прямолінійний рух: $v = 45 \text{ м/с}$; $\theta = 0 \text{ радий}$; $Y_{K1} = Y_{K2} = 0$

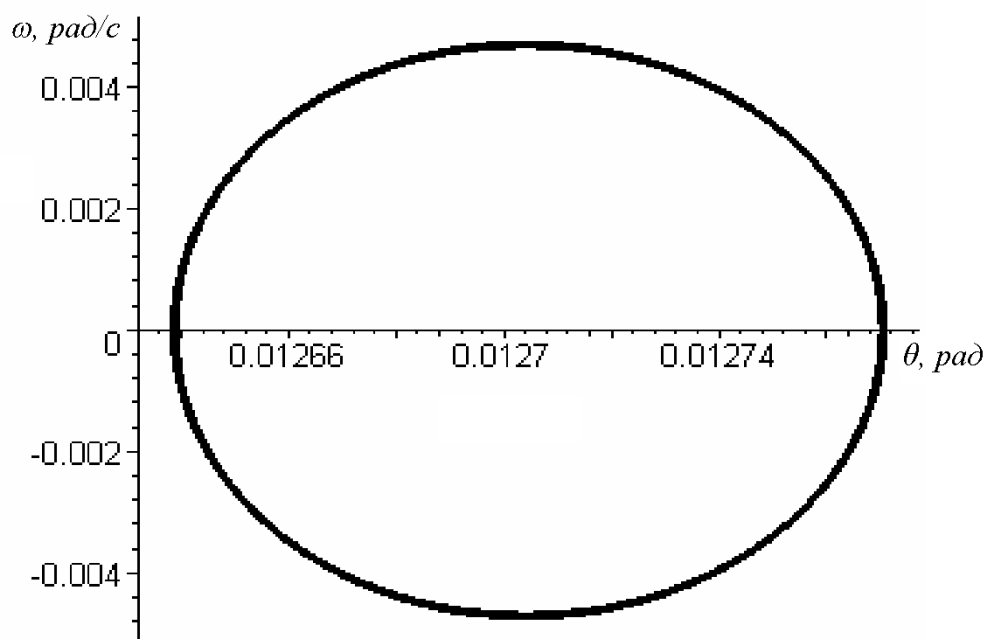


Рис. 3.12. Прямолінійний рух: $v = 25 \text{ м / с}$; $\theta = 0 \text{ радий}$; $Y_{K1} = -346,8 \text{ Н}$; $Y_{K2} = 346,8 \text{ Н}$

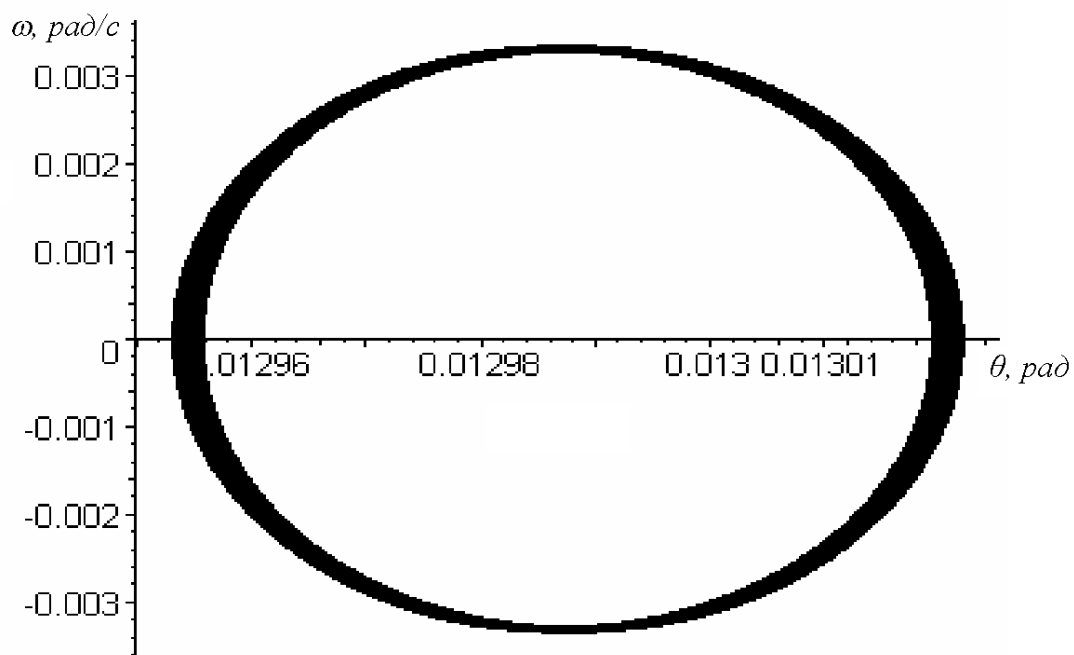


Рис. 3.13. Прямолінійний рух: $v = 35 \text{ м / с}$; $\theta = 0 \text{ радий}$; $Y_{K1} = -346,8 \text{ Н}$; $Y_{K2} = 346,8 \text{ Н}$

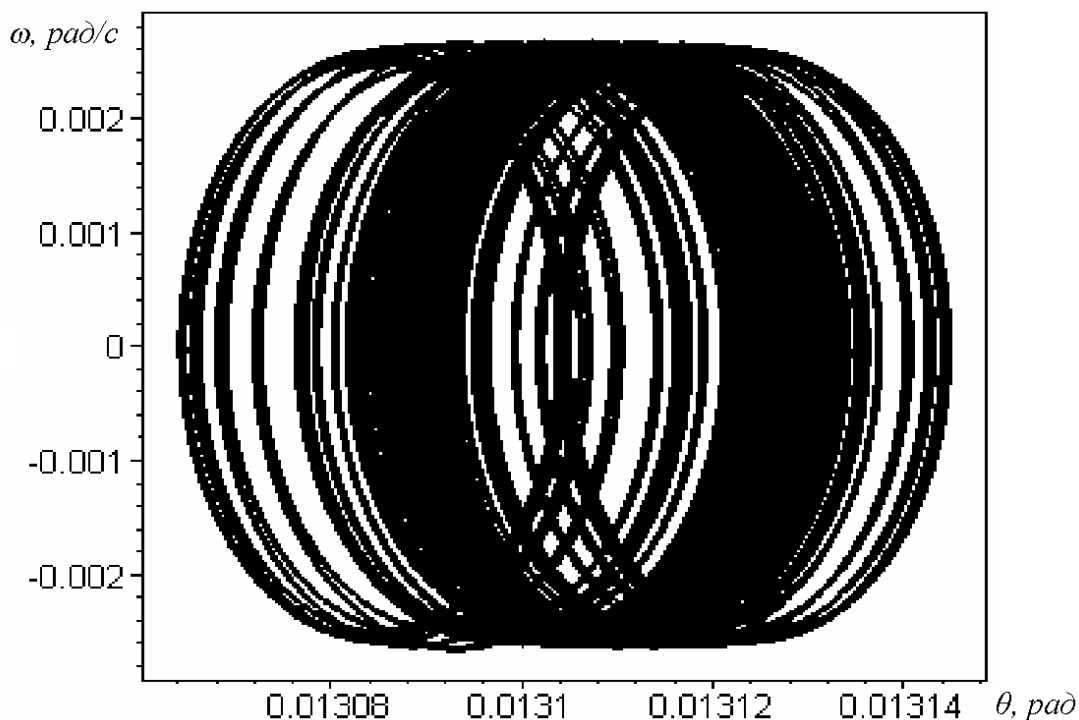


Рис. 3.14. Прямолінійний рух: $v = 45 \text{ м / с}$; $\theta = 0 \text{ радий}$; $Y_{K1} = -346,8 \text{ Н}$; $Y_{K2} = 346,8 \text{ Н}$

Наявність впливів, що обурюють (силової неоднорідності шин його передніх Y_{K1} і задніх Y_{K2} коліс) рис. 3.12 - 3.14 призводить до того, що всі наведені режими руху нестійкі. Крім того, зі зростанням швидкості руху, спостерігається ускладнення фазових траєкторій. Так, якщо фазова траєкторія (рис. 3.12) свідчить про нестійкий режим руху (коливальна нестійкість), то фазова траєкторія (рис. 3.13) говорить про наявність процесу подвоєння періоду коливання керованого модуля. Фазова ж траєкторія (рис. 3.14) дозволяє спостерігати подальше ускладнення фазової траєкторії з можливою хаотизацією.

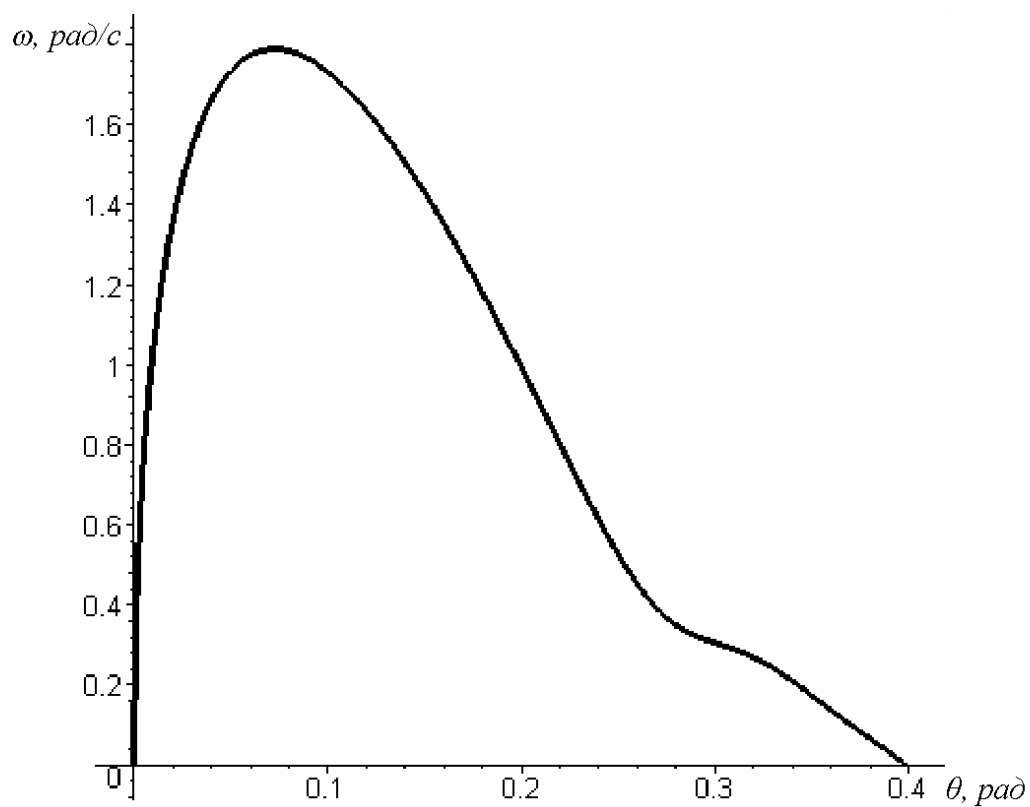


Рис. 3.15. Круговой рух: $v = 5 \text{ м/с}$; $\theta = 0,75 \text{ рад}$; $k_k = 140,28 \text{ Нм}$, $Y_{K1} = -346,8$; $Y_{K2} = 346,8 \text{ Н}$

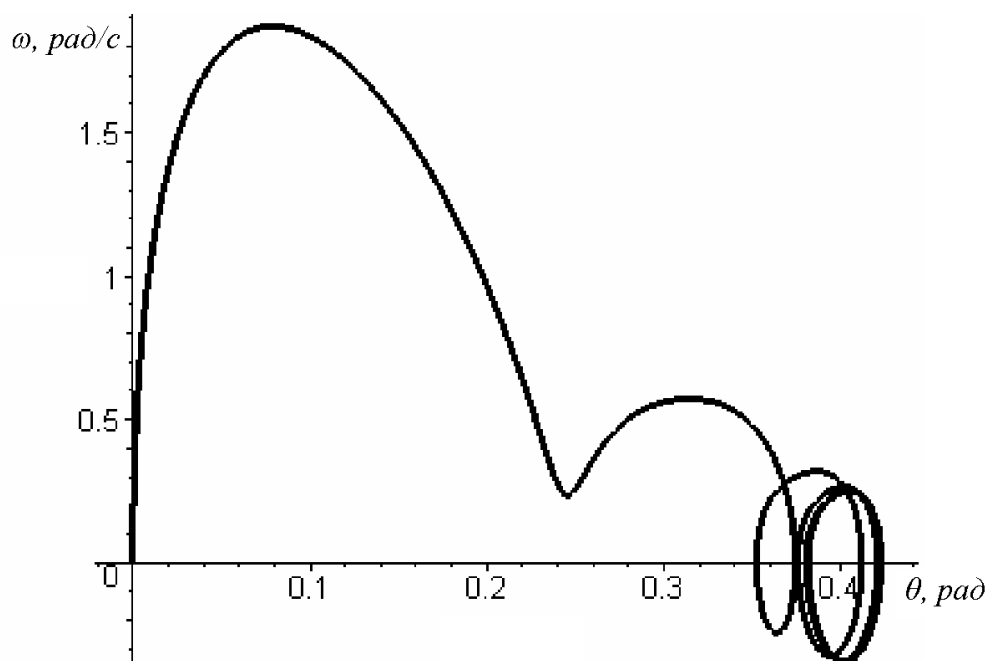


Рис. 3.16. Круговой рух: $v = 5 \text{ м/с}$; $\theta = 0,75 \text{ рад}$; $k_k = 140,28 \text{ Нм}$, $Y_{K1} = -346,8 \text{ Н}$, $Y_{K2} = 346,8 \text{ Н}$, $Y_1 = (1 - \cos(v \cdot t / 0,35)) / 4) Y_1$;

Введення в математичну модель рівнянь зміни бічної сили за оборот колеса, дозволяє уникнути режимів, при яких виникають автоколювання шин. Так, для кругового режиму руху (рис. 3.15), наявність бічних впливів, що обурюють не приводить до втрати стійкості. Облік ж зміни бічної сили за оборот колеса (для коліс передньої осі $Y_l = (1 - \cos(v \cdot t / 0,35)) / 4 Y_l$), (рис. 3.16) свідчить про втрати стійкості і виникненні автоколювань.

3.4. Визначення умов безпечної втрати стійкості, прямолінійного руху автомобіля

В основу методу покладена геометрична інтерпретація умов стійкості в критичному випадку одного нульового кореня матриці системи лінійного наближення. При зміні деякого параметра (поздовжньої швидкості руху) нульове рішення, якому відповідає прямолінійний рух автомобіля, втрачає стійкість. Стаціонарним режимам системи (особливим точкам) відповідають точки перетину двох кривих, які визначаються правими частинами системи $f_i(x_1, x_2) = 0$. Критичного значення параметра відповідає нульовий корінь матриці лінійного наближення, отже, при критичному значенні параметра ці криві мають співпадаючі кути нахилу на початку координат (визначник матриці лінійних членів звертається в нуль). Дійсно, вирішимо кожне з рівнянь $f_i(x_1, x_2) = 0$ ($i = 1, 2$) в околиці початку координат щодо, наприклад, змінної x_2 .

Отримаємо

$$\begin{aligned} x_2 = F_1(x_1) &= F_1^{(1)}(0)x_1 + \frac{1}{3!}F_1^{(3)}(0)x_1^3 + \dots ; \\ x_2 = F_2(x_1) &= F_2^{(1)}(0)x_1 + \frac{1}{3!}F_2^{(3)}(0)x_1^3 + \dots \end{aligned} \quad (3.11)$$

Кутові коефіцієнти цих кривих на початку координат мають вигляд

$$\gamma_1 = F_1^{(1)}(0) = -\frac{a}{b}, \quad \gamma_2 = F_2^{(1)}(0) = -\frac{c}{d}.$$

Відносно положення кривих (3.11) при критичному значенні параметра визначають коефіцієнти при нелінійних членах ряду ($ad - bc = 0 \Rightarrow \gamma_1 = \gamma_2$)

$$F_1^{(3)}(0) = \frac{6}{b^4}(-a_{30}b^3 + 3a_{21}ab^2 - 3a_{12}a^2b + a_{03}a^3);$$

$$F_2^{(3)}(0) = \frac{6}{d^4}(-b_{30}d^3 + 3b_{21}cd^2 - 3b_{12}c^2d + b_{03}c^3).$$

Збереження порядку проходження кривих в докритичному і критичному положеннях відповідає безпечній втрати стійкості нульового рішення, порушення порядку проходження кривих - небезпечній втрати стійкості, яке аналітично представляється як

$$g^* = (\gamma_1 - \gamma_2)^{(-)} [F_1^{(3)}(0) - F_2^{(3)}(0)] > 0. \quad (3.12)$$

Дивергентна втрата стійкості стаціонарного стану пов'язана з реалізацією кратного стаціонарного режиму: в найпростішому випадку порушення стійкості симетричного рішення реалізується триразовий режим. З початку координат або народжується пара стійких стаціонарних станів, що можливо при збереженні порядку проходження кривих (3.12), або в початок координат приходить пара нестійких стаціонарних станів і зливається зі стійким стаціонарним станом - цей випадок реалізується при порушенні порядку проходження кривих (3.12).

Розглянемо систему рівнянь, що визначає безліч стаціонарних станів автомобіля з керованим колісним модулем, причому будемо вважати, що

масою колісного модуля можна знехтувати (в загальному випадку якісний аналіз умов безпечної втрати стійкості прямолінійного руху системи не представляється можливим)

$$\begin{aligned}
 & -\frac{v^2(\theta + \delta_2 - \delta_1)}{g} + k_1\delta_1b + k_2\delta_2a - \frac{1}{2} \frac{k_1^3\delta_1^3b}{\varphi_1^2} - \frac{1}{2} \frac{k_2^3\delta_2^3a}{\varphi_2^2} = 0; \\
 & k_1\delta_1 - k_2\delta_2 - \frac{1}{2} \frac{k_1^3\delta_1^3}{\varphi_1^2} - \frac{1}{2} \frac{k_2^3\delta_2^3}{\varphi_2^2} = 0; \\
 & k_k\theta + k_1\delta_1 = 0,
 \end{aligned} \tag{3.13}$$

де δ_1, δ_2 - кути відведення передньої і задньої осей відповідно, θ - кут повороту коліс передньої осі ($\delta_1, \delta_2, \theta$ - фазові змінні системи);

k_i - безрозмірні коефіцієнти опору бічному відведенню;

k_k - безрозмірний коефіцієнт жорсткості на керованого колісного модуля ($\bar{k}_k = k_k / (G_1 \cdot \lambda)$), для зручності межу обезразмірівання опускаємо.

З третього лінеаризованого рівняння визначимо зв'язок між фазовими змінними системи

$$\theta = -k_1\delta_1 / k_k.$$

Після виключення змінної z отримаємо систему двох рівнянь, що визначає безліч стаціонарних станів системи

$$\begin{aligned}
 & -\frac{v^2\left(-\frac{k_1\delta_1}{k_k} + \delta_2 - \delta_1\right)}{g} + k_1\delta_1b + k_2\delta_2a - \frac{1}{2} \frac{k_1^3\delta_1^3b}{\varphi_1^2} - \frac{1}{2} \frac{k_2^3\delta_2^3a}{\varphi_2^2} = 0; \\
 & k_1\delta_1 - k_2\delta_2 - \frac{1}{2} \frac{k_1^3\delta_1^3}{\varphi_1^2} - \frac{1}{2} \frac{k_2^3\delta_2^3}{\varphi_2^2} = 0.
 \end{aligned} \tag{3.14}$$

Знайдемо якобіан системи (3.14), обчислений на початку координат

$$J_0 = \begin{bmatrix} -\frac{v^2 \left(-\frac{k_1}{k_k} - 1 \right)}{g} + k_1 b & -\frac{v^2}{g} + k_2 a \\ k_1 & -k_2 \end{bmatrix}.$$

За умови звернення якобіана в нуль отримаємо вираз критичної швидкості прямолінійного руху

$$v_{кр} = \sqrt{\frac{k_2 k_1 k_k g (b + a)}{k_1 k_k - k_2 k_1 - k_2 k_k}}.$$

Ненульові коефіцієнти визначальної системи мають вигляд:

$$\begin{aligned} a_{10} &= -\frac{v^2 \left(-\frac{k_1}{k_k} - 1 \right)}{g} + k_1 b; & a_{01} &= -\frac{v^2}{g} + k_2 a; \\ a_{30} &= -\frac{1}{2} \frac{k_1^3 b}{\varphi_1^2}; & a_{03} &= -\frac{1}{2} \frac{k_2^3 a}{\varphi_2^2}; \\ b_{10} &= k_1; & b_{01} &= -k_2; & b_{30} &= -\frac{1}{2} \frac{k_1^3}{\varphi_1^2}; & b_{03} &= -\frac{1}{2} \frac{k_2^3}{\varphi_2^2}. \end{aligned}$$

Визначимо порядок проходження кривих (3.12) в околиці початку координат при докритичному значенні параметра швидкості (знак вираження $(\gamma_1 - \gamma_2)^{(-)}$). Тангенси кутів нахилу кривих на початку координат задаються співвідношеннями:

$$\gamma_1 = -\frac{(v^2 - k_2 ag)k_k}{v^2 k_1 + v^2 k_k + k_1 b k_k g}; \quad \gamma_2 = -\frac{k_2}{k_1}.$$

Швидкість зміни γ_1 при зміні параметра швидкості негативна величина

$$-2 \frac{v k_k g (k_1 b k_k + k_2 a k_1 + k_2 a k_k)}{(v^2 k_1 + v^2 k_k + k_1 b k_k g)^2}.$$

Отже, перший множник g^* позитивний. Знак другого множника $[F_1^{(3)}(0) - F_2^{(3)}(0)]|_{v=v_{cp}}$ в вираженні g^* визначає порядок проходження кривих (3.12) в критичному випадку, він позитивний при виконанні нерівності

$$k_k (k_1 \varphi_1^2 - k_2 \varphi_2^2) - k_1 k_2 \varphi_2^2 < 0. \quad (3.15)$$

Таким чином, для значень крутильної жорсткості з інтервалу, що задається системою нерівностей

$$\begin{aligned} k_k (k_1 - k_2) - k_1 k_2 &> 0; \\ k_k (k_1 \varphi_1^2 - k_2 \varphi_2^2) - k_1 k_2 \varphi_2^2 &< 0 \end{aligned} \quad (3.16)$$

буде мати місце безпечна втрата стійкості прямолінійного руху (перше рівняння системи (3.16) визначає умови, при яких існує дивергентна втрата стійкості прямолінійного руху).

При досить великому значенні параметра крутильної жорсткості умова (3.15) переходить у відому умову для автомобіля з абсолютно жорстким рульовим керуванням (3.11). При кінцевому значенні параметра крутильної жорсткості і однакових коефіцієнтах зчеплення на передній і задній осях небезпечна втрата стійкості буде реалізовуватися при довільних

значеннях коефіцієнта крутильної жорсткості; модель з керованим колісним модулем, що володіє властивістю небезпечної втрати стійкості, може придбати властивість безпечної втрати стійкості при належному виборі коефіцієнта жорсткості на

$$\frac{k_1 k_2}{k_1 - k_2} < k_k < \frac{k_1 k_2 \varphi_2^2}{k_1 \varphi_1^2 - k_2 \varphi_2^2}.$$

При аналізі умов (3.14) передбачалося, що безрозмірний коефіцієнт крутильної жорсткості позитивний (винос коліс переднього ряду назад). Слід також враховувати, що параметри системи повинні задовольняти наступній вимозі: при перевищенні критичної швидкості руху $v_{кр}$ відбувається дивергентна втрата стійкості (при цьому тільки одне зі своїх значень матриці лінійного наближення системи перетинає уявну вісь, інші мають негативні дійсні частини).

Проілюструємо вплив зазначених характерних параметрів на динамічну поведінку моделі автомобіля з керованим колісним модулем. Розглянемо наступний набір параметрів: $a = 1,14$ м; $b = 1,55$ м; $m = 2090$ кг; $m_1 = 0$; $k_1 = 91500$ Н; $k_2 = 61000$ Н; $\lambda = 0,0043$ м; $\varphi_1 = 0,7$; $\varphi_2 = 0,8$.

На рис. 3.17, а наведена залежність критичної швидкості прямолінійного руху $v_{кр}$ як функція жорсткості на; на рис. 3.17,б графік залежності величини g^* як функція крутильної жорсткості.

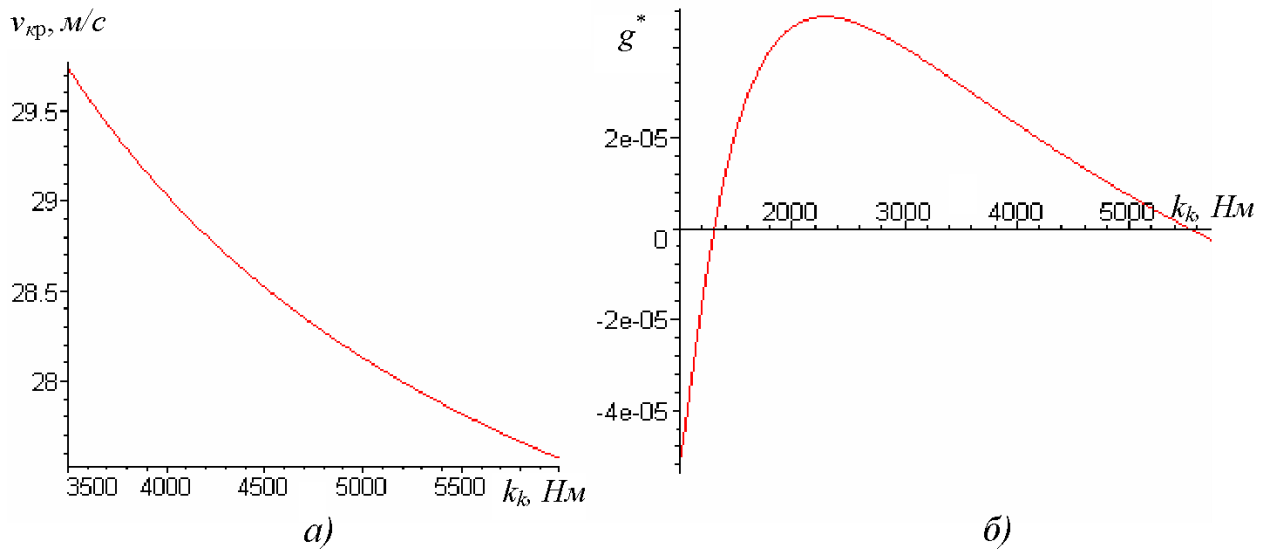


Рис. 4.17. Показники стійкості прямолінійного руху легкового автомобіля: а) залежність критичної швидкості $v_{кр}$ прямолінійного руху від жорсткості на керуючого колісного модуля k_k ; б) залежність показника безпечної втрати стійкості g^* від жорсткості на керуючого колісного модуля k_k

З умови (3.12) отримуємо оцінку правої межі $k_k < 5256$ Нм. При чисельному інтегруванні вихідної системи диференціальних рівнянь було встановлено, що реальна межа допустимих значень жорсткості на лежить між значеннями 4200 Нм і 4500 Нм. Критична швидкість прямолінійного руху, відповідна такому інтервалу зміни крутильної жорсткості, лежить в межах $38,5 \text{ м/с} < v_{кр} < 39 \text{ м/с}$. Це підтверджує спектр власних значень, знайдений при $k_k = 4500$ Нм і $v_1 = 38,5$ м/с, $v_2 = 39$ м/с відповідно:

$$\left[\begin{array}{l} -0.0009753052 + 21.11859522I, -0.0009753052 + 21.11859522I, -0.00560218444, \\ -0.127158629 \cdot 10^{-5} \end{array} \right]$$

$$\left[\begin{array}{l} -0.00095848796 + 21.11859523I, -0.00095848796 + 21.11859523I, -0.00553694017, \\ -0.000030095454 \end{array} \right]$$

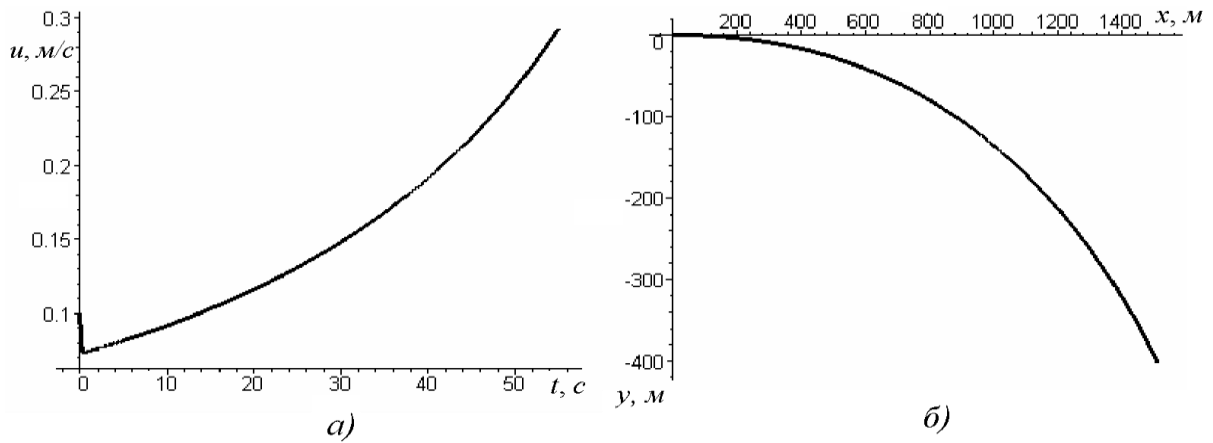


Рис. 3.18. Показники стійкості руху легкового автомобіля при швидкості $v = 39 \text{ м/с}$ і жорсткості на керуючого колісного модуля $k_{k1} = 4200 \text{ Нм}$: а) залежність бічної швидкості центру мас автомобіля u від часу перехідного процесу t ; б) траєкторія центру мас автомобіля

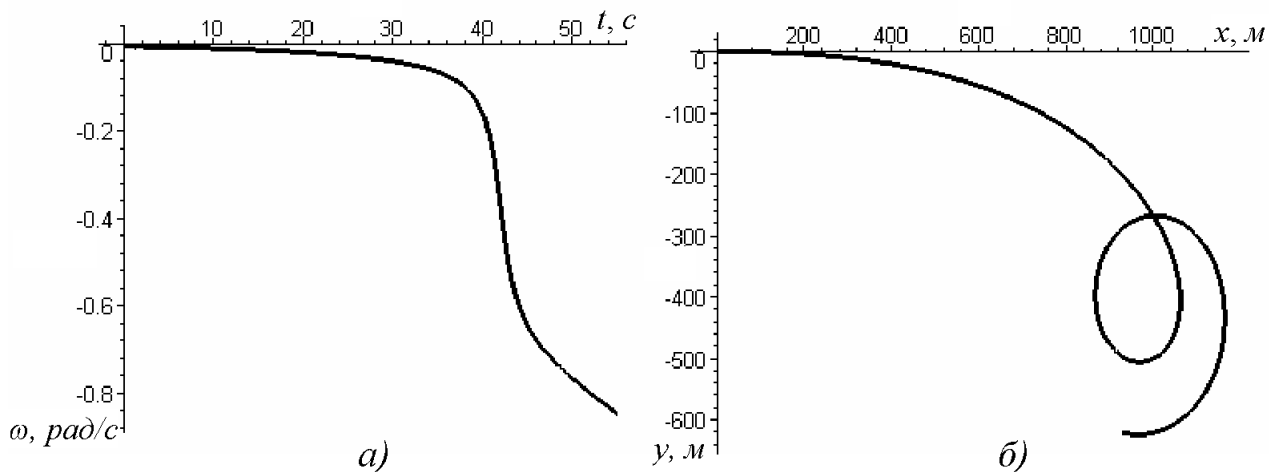


Рис. 3.19. Показники стійкості руху легкового автомобіля при швидкості $v = 39 \text{ м/с}$ і жорсткості на керуючого колісного модуля $k_{k2} = 4500 \text{ Нм}$: а) залежність кутової швидкості центру мас автомобіля ω від часу перехідного процесу t ; б) траєкторія центру мас автомобіля

На рис. 3.18, а, б - 3.19, а, б представлені результати чисельного інтегрування диференціальних рівнянь руху моделі при швидкості $v = 39 \text{ м/с}$ (закритичної) і двох значеннях коефіцієнта жорсткості на $k_{k1} = 4200 \text{ Нм}$ і $k_{k2} = 4500 \text{ Нм}$ відповідно. При безпечній втраті стійкості прямолінійного руху автомобіль переходить на стійкий круговий стаціонарний режим досить

великого радіуса; порушення умов безпечної втрати стійкості ($k_k \geq 4500 \text{ Нм}$) призводить до необмеженого росту бічної складової швидкості центру мас і спіралеподібні руху автомобіля в площині дороги.

Висновки по розділу

1. Побудовано біфуркаційні безлічі для базової моделі автомобіля при різних значеннях коефіцієнта зчеплення на колесах передньої осі і різних значеннях зовнішнього моменту сил, що діє в площині дороги.

2. Визначено, що в розглянутому інтервалі існує критичне значення параметра коефіцієнта зчеплення φ_1^* і два значення зовнішнього моменту сил, що діє в площині дороги, при якому реалізується катастрофа «метелики»; при збільшенні значення зовнішнього моменту сили реалізується катастрофа «ластівчин хвіст».

3. Уточнено вираження критичної швидкості за рахунок обліку параметрів керуючого колісного модуля і силовий неоднорідності шин коліс передньої осі автомобіля, що призвело до збільшення критичної швидкості руху відповідно на 4,1% і 6,35%, тобто до поліпшення курсової стійкості автомобіля.

РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ

В Основних напрямках економічного і соціального розвитку України передбачається здійснити глибокі перетворення у праці, поліпшити і полегшити його умови. Держава повністю забезпечує засобами і матеріальними ресурсами здійснення всіх заходів щодо поліпшення умов праці. За дорученням уряду всеосяжний нагляд і громадський контроль в справі охорони праці здійснюють професійні спілки.

У розвиненому суспільстві, де охорона праці є визначальною соціальною категорією, ставлення інженерно-технічних і керівних працівників до практичного здійснення в виробничих умовах заходів з охорони праці має бути критерієм їх громадянської зрілості. При цьому слід враховувати і те, що охорона праці є важливим економічним фактором - поліпшення умов праці впливає на продуктивність, якість продукції, що випускається, зменшення числа аварій, зниження плинності кадрів, зниження травматизму, професійних захворювань і пов'язаних з цим економічних втрат.

4.1. Аналіз шкідливих і небезпечних факторів, що виникають при проведенні експериментальних досліджень.

Небезпека ураження електричним струмом.

Джерелом ураження електричним струмом при проведенні експерименту є: редуктор, осцилограф пневмоелектропреобразователь ПЕП (тензодатчик) і ін. Електричні вимірювальні прилади. Електричний струм, проходячи через організм, надає термічне, електролітичне і біологічне дію, викликаючи місцеві і загальні електротравми.

Місцеві травми поділяються на електричні опіки, електричні знаки, металізацію шкіри, механічні пошкодження, Електроофтальмія.

Загальні електротравми або електричні удари по тяжкості поділяються на чотири ступені.

I ступінь характеризується судорожним скороченням м'язів без втрати свідомості; II ступінь-скорочення м'язів з втратою свідомості, але збереженим диханням і роботою серця; III - втрата свідомості і порушення серцевої діяльності або дихання (або того й іншого відразу); IV - клінічна («уявна») смерть, т. Е. Відсутність дихання і кровообігу. Тривалість клінічної смерті становить зазвичай 4-5 хв, іноді 7- 8 хв.

Заража дію електричного струму залежить від наступних факторів: значення і тривалості протікання струму через тіло людини, роду і частоти струму, індивідуальних властивостей людини. При розрахунках опір тіла людини приймається рівним 1000 Ом. Людина починає відчувати струм величиною 0,6-1,5 мА. Струм 10-15 мА (при $f = 50$ Гц) викликає судоми м'язів, які людина сама подолати не може. Цей струм називається пороговим неминучий.

При 100 мА і тривалості впливу більш 0,5 с ток може викликати зупинку або фібриляцію серця. Опір тіла людини різко падає в завиності від часу впливу струму. Найбільш небезпечним є змінний струм з частотою 20-100 Гц. Токи частотою вище 500 000 Гц ураження електричним струмом не викликають, але можуть бути причиною термічного опіку. Постійний струм людина відчуває при 6-7 мА, пороговий невідпускаючий струм становить 50-70 мА, а фібриляційний - 300 мА.

Основними причинами впливу струму на людину є: випадковий дотик або наближення на небезпечну відстань до струмоведучих частин; поява напруги на металевих частинах обладнання в результаті пошкодження ізоляції або помилкових дій персоналу; крокові напругу на поверхні Землі в результаті замикання та ін. Гранично допустимі рівні напруги встановлені ГОСТ12.1.038-82.

Струм, що проходить через тіло людини, доторкується, відкритими ділянками тіла до оголених струмоведучих частин обчислюються за формулою:

$$I = U_{\text{пр}} / R_{\Gamma} = 380/1000 = 0,38\text{A}$$

де $U_{\text{пр}} = 380\text{ В}$ - напруга дотику;

$R_{\Gamma} = 1000\text{ Ом}$ - опір тіла людини.

Гранично допустимим значенням струму дотику є $I_{\text{пр}} = 0,1\text{А}$ при продовженні дії не більше 0,5 с. Так як розрахована величина струму $I = 0,38\text{А}$ значно перевищує допустиму, вона є небезпечною для життя людини.

Вплив мікроклімату лабораторії на процес проведення експерименту.

Основними факторами, що характеризують мікроклімат приміщення, є, температура повітря, його вологість і швидкість руху, а так само атмосферний тиск.

В умовах роботи організм людини стикається зі значними коливаннями температур, відносної вологості і руху повітря завдяки великій пристосовності теплорегуляційного апарату. Однак слід враховувати, що діяльність людини, пов'язана з терморегуляцією, при різких відхиленнях метеорологічних факторів від норми є додатковою його навантаженням і знижує його працездатність. Якщо при високій температурі в приміщенні швидкість руху повітря незначна, а вологість велика, то може статися перегрівання тіла і пов'язані з ним явища нездужання (загальна слабкість, головний біль, нудота, почастішання пульсу і підвищення температури тіла). У важких випадках спостерігається втрата свідомості - тепловий удар. При низькій температурі повітря підвищена вологість так само несприятливо діє на терморегуляцію, так як наявність водяної пари в холодному повітрі посилює тепловіддачу з поверхні шкіри. Рух повітря вельми ефективно сприяє тепловіддачі, що є позитивним явищем при високих температурах навколишнього середовища, але негативним - при низьких.

Як підвищений, так і знижений атмосферний тиск несприятливо відбивається на стані людини. При підвищенні атмосферного тиску відбувається насичення крові і тканин організму газами повітря приблизно пропорційно їх вмісту в повітрі, тобто головним чином азотом.

При переході із зони підвищеного в зону нормального тиску організм людини звільняється від надлишку в ньому азоту.

Однак при дуже швидкому переході від підвищеного до нормального тиску азот не встигає виділитися з тканини в кров, а потім через легені в повітря і у вигляді бульбашок залишається в місцях слабого кровотоку.

Відповідно до ГОСТ 12.1.005-76 встановлюються оптимальні і допустимі метеорологічні умови для робочої зони приміщення.

Таблиця 3.1.

Параметр	Обмірювані параметри	Відповідно до ГОСТ 12.1.005-76
Температура повітря	22 °С	19-25 °С
Відносна вологість	73%	не більше 75%
Швидкість руху повітря	0,09 м / с	не більше 0,2 м / с

4.2. Заходи щодо створення безпечних і нешкідливих умов для проведення лабораторних досліджень

Методи захисту від ураження електричним струмом.

Захисні заходи, що застосовуються в електроустановках, підрозділяються на мери, що забезпечують безпеку при нормальному режимі роботи електроустановок, і забезпечують безпеку при аварійному стані електроустановок. Безпека експлуатації при нормальному режимі роботи електроустановок забезпечується наступними захисними заходами: застосуванням малих напруг; ізоляцією струмоведучих частин; виконанням електричних мереж ізольованими від землі, компенсацією ємнісної складової струму замикання на землю; недоступністю струмоведучих

частин, забезпеченням орієнтації в електроустановках і вирівнюванням потенціалів. Коли відбувається пошкодження робочої ізоляції і напруга з струмоведучих частин переходить на металеві неструмоведучих частини корпусу обладнання, з'являється небезпека ураження електричним струмом. В такому аварійному режимі безпека забезпечується подвійною ізоляцією, що мають захисне заземлення або занулення корпусів обладнання, захисним відключенням і комплексом заходів щодо забезпечення безпеки при переході вищої напруги на сторону нижчої.

При ураженнях електричним струмом особливе значення має долікарська допомога.

Долікарська допомога при нещасних випадках від електричного струму складається з двох послідовних етапів: звільнення потерпілого від дії струму і надання медичної допомоги. Звільнення від струму здійснюється зняттям напруги (відключенням установки або перерубування дроти сокирою), або видаленням потерпілого від джерела струму з дотриманням запобіжних заходів.

Характер медичної допомоги залежить від стану потерпілого. Якщо потерпілий знаходиться в свідомості, то йому необхідно забезпечити спокій до прибуття лікаря. При втраті свідомості, але при наявності дихання необхідно покласти потерпілого, забезпечити приплив свіжого повітря, зігрівати тіло, давати нюхати нашатирний спирт. При відсутності ознак життя необхідно робити позовусственное дихання за методом «з рота в рот» або «з рота в ніс» і зовнішній (непрямий) масаж серця. Мета масажу - підтримати в організмі кровообіг. В одну хвилину необхідно робити 10-12 вдихання і 50-60 натискань на грудну клітку.

4.3. Попередження шкідливих впливів несприятливого мікроклімату.

Для попередження перегріву організму в закритих приміщеннях застосовують спеціальний одяг і влаштовують короткі перерви в роботі. Для

поліпшення повітряного середовища в лабораторних приміщеннях застосовують вентиляцію. Вентиляцію застосовують для технічних і санітарно-гігієнічних цілей. У санітарно-гігієнічних цілях вентиляцію застосовують для створення нормальних умов праці шляхом правильного повітрообміну в приміщеннях.

Обмін повітря здійснюється шляхом видалення з приміщення повітря, що не відповідає вимогам стандартних норм, і подачі відносно- чистого зовнішнього повітря. У цьому процесі кількість видаляється і повітря, що подається має дорівнювати. Повітрообмін досягається шляхом природної і механічної вентиляції.

Вентиляцію називають природною, якщо повітрообмін здійснюється шляхом використання природного руху повітря в результаті теплового або вітрового напору. Тепловий напір створюється в результаті наявності різниці температур або різниці питомих ваг внутрішнього і зовнішнього повітря по відношенню до площі лабораторії, а вітрової рухом зовнішнього повітря. Природну вентиляцію називають аерацією, коли природний повітрообмін організований, тобто здійснюється в необхідних розмірах, шляхом регулювання припливу і витяжки.

Вентиляцію називають механічною, якщо рух повітря для повітрообміну здійснюється вентиляторами.

Вентиляційні системи за їх призначенням розподіляються на припливні, витяжні і припливно-витяжні. Вони складаються зі спеціального обладнання, пристроїв і деталей, що забезпечують приплив і витяжку повітря. Залежно від характеру роботи розрізняють вентиляцію: общеобменную (загальну), призначену для обміну повітря всього приміщення або ряду приміщень, і місцеву, що забезпечує приплив або витяжку повітря безпосередньо на робочих місцях, тобто біля місць виділення шкідливостей.

Висновки до розділу

У даному розділі були розглянуті заходи з охорони праці, які дозволяють створити безпечні умови роботи з електричними вимірювальними приладами. Так само були надані рекомендації щодо мікроклімату лабораторного приміщення. З урахуванням розмірів і місця розташування лабораторії був обраний тип вентиляції, яка буде

забезпечувати допустимі параметри повітря для нормальної роботи (вологість, температура і ін.). Дані заходи дозволяють забезпечити відповідно до законодавства України, нормальні умови проведення експериментальних досліджень, що регламентується вимогами до охорони праці та безпеки життєдіяльності.

ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

1. Встановлено вплив нелінійного характеру сил відведення і силовий неоднорідності пневматичної шини по довжині кола, обумовлене наявністю кутового і конусного ефектів, на величину сумарних поперечних сил, що діють в зоні контакту шини з опорною поверхнею, що дозволяє прогнозувати стійкість і керованість автомобіля у всьому діапазоні керуючих параметрів: поздовжньої швидкості і кута повороту керованих коліс.

2. Розроблено математичну модель автомобіля, що враховує силову неоднорідність шини по її окружності при визначенні бічних реакцій, яка дозволяє визначити параметри траєкторії руху центру мас автомобіля як на сталих, так і несталих режимах руху і встановити момент втрати курсової стійкості.

3. Визначена критична швидкість руху автомобіля з урахуванням нелінійної характеристики залежності бокової сили від кута відведення, силовій неоднорідності шини по її окружності для велосипедної моделі і моделі, що враховує колію автомобіля. Показано, що при силовій неоднорідності коліс передньої осі, що виражається у вигляді кутового ефекту і відповідає куту відведення $\pm 0,1$ рад, область стійкості розширюється - збільшується на 4,1 ... 6,35 % критична швидкість прямолінійного руху і на 6,7 ... 7,9 % кругових стаціонарних режимів.

4. Показано, що при безпечній втраті стійкості прямолінійного руху автомобіль з надлишковою керованістю переходить на стійкий круговий режим досить великого радіуса; порушення умови безпечної втрати стійкості (коли коефіцієнт крутильної жорсткості керуючого колісного модуля виходить за межі оптимальних значень) призводить до необмеженого росту бічної складової швидкості центру мас і спіралеподібні руху автомобіля в площині дороги.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. *Бидерман В.Л.* Автомобильные шины. – М.: Госхимиздат, 1963.– 383 с.
2. *Цукерберг С.М., Гордон Р.К.* Пневматические шины. – М.: Химия, 1973, – 264 с.
3. *Кнороз В.И., Кленников Е.В.* Шины и колеса. – М.: Машиностроение, 1975. – 1984 с.
4. *Бухин Б.Л.* Введение в механику пневматических шин. – М.: Химия, 1988, – 224 с.
5. *Wolfsried S.* Intelligente Reifen – Schon bald Realität? // ATZ Automobiltechnische Zeitschrift. – 1999 – №10. – S. 772 – 773.
6. Работа автомобильной шины / Кнороз В.И., Кленников Е.В., Петров И.П., Шелухин А.С., Юрьев Ю.М. / Под ред. В.И. Кнороза. – М.: "Транспорт", 1976. – 238 с.
7. *Пчелин И.К., Хачатуров А.А.* Уравнения кинематических связей колеса с эластичной шиной и исследование его качения при переменном угле увода // Автомобильная промышленность. – 1964. – №12. – С. 24 – 27.
8. *Илларионов В.А.* Углы установки и стабилизации управляемых колес автомобиля. – М.: Автотранспорт, 1958. – с.
9. *Говорущенко Н.Я.* Диагностика технического состояния автомобилей. – М.: Транспорт, 1970. – 252 с.
10. *Юрченко А.Н.* Научные основы диагностирования технического состояния ходовой части автомобилей: Дис. ...докт. техн. наук. – Харьков, 1996. – 308 с.
11. *Сахно В.П., Гейко С.В., Крестянополь О.А.* До визначення кутів відведення коліс транспортних засобів при дослідженні стійкості руху // Автошляховик України. Вісник ЦНЦ ТАУ. – 1999. – Окремий випуск №2. – С. 93–97.

12. Сахно В.П., Вербицкий В.Г., Веремчук А.А., Загороднов М.И. Устойчивость движения автомобиля с учетом управляющего колесного модуля // Тр. Международной научно-технической конференции „Новые технологии в машино-приборостроении и на транспорте”. – Севастополь: Изд-во СевГТУ, 2001. – С. 315 – 318.
13. Запорожцев А.В., Кленников Е.В. Износ шин и работа автомобиля – М.: НАМИ, 1971. – 52 с.
14. 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.
15. Тарновский В.Н., Гудков В.А., Третьяков О.Б. Как увеличить пробег шин. Советы автолюбителям. – М.: Транспорт, 1993. – 110 с.
16. Willmerding. G., Ziegler. T. Untersuchungen zur Alterung von PKW – Gürtelreifen. // ATZ Automobiltechnische Zeitschrift. – 2000 – №4. – S. 272 – 278.
17. Новая книга о шинах / К. Бакфиш, Д. Хайнц. – М.: ООО «Издательство Астрель»: ООО «Издательство АСТ», 2003. – 303 [1] с.: ил.
18. Макаров В.А. О прогнозировании долговечности шин // Автомобильный транспорт. – Харьков: РИО ХГАДТУ. – 1998. – С. 29 – 32.
19. Новые направления развития // Шина плюс все о шинах и автосервисе. – 2005. – №2. – С. 46 – 49.
20. Бухин Б.Л. Неоднородность пневматических шин. Серия: Производство шин. – М.: ЦНИИТЭ НЕФТЕХИМ, 1979. – 63 с.
21. Kleinstauber Dieter. Die Probleme der Reifenungleichförmigkeiten. // TÜ. – 1972. – №6. – С. 213 – 215.
22. Эллис Д.Р. Управляемость автомобиля. – М.: Машиностроение, 1975. – 216 с.

23. *Петров И.П., Зельцер Е.А.* Влияние неравномерной жесткости шин на колебания автомобиля // Автомобильная промышленность. – 1980. – №5. – С. 14 – 17.
24. *Смирнов Г.А.* Теория движения колесных машин. – М.: Машиностроение, 1990. – 352 с.
25. *Зимелев Г.В.* Теория автомобиля. – 2-е изд., перераб. – М.: Воениздат, 1957. – 455 с.
26. *Фалькевич Б.С.* Теория автомобиля. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машгиз, 1963. – 239 с.
27. *Певзнер Я.М.* О качении автомобильных шин при быстро изменяющихся углах увода // Тр. семинара по управляемости и устойчивости автомобилей. – М.: НАМИ, 1969. – Вып. 3. – С. 59 – 71.
28. *Добрин А.С.* Устойчивость и управляемость автомобиля при неустановившемся движении. – М.: , 1968. – 18 с.
29. *Степанов А.И.* Улучшение устойчивости движения многоосных автомобилей с управляемыми колесами // Автомобильная промышленность. – 1993. – №1. – С. 14 – 15.
30. *Колесников А.С.* Автоколебания управляемых колес автомобиля. – М.: Гостехиздат, 1955. – 238 с.
31. *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.
32. *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, №5, P.315 – 320.
33. *Mac Adam C.C., Fancher P.S.* A study of the closed-loop directional stability of various commercial vehicle configurations. "Vehicle Syst. Dyn.". – 1986, 15 N Suppl. P.367–382.

34. *Mitschke M., Bisimis E.* Theorie zum Fohzvezhalten drelachslger Sattelanhanger.– Deutsche Kraft–fahztforschung und Strassenverkehrstechnik – 1972, №224, S. 448.
35. *Mitschke Manfred, Bislmis Enstache.* Doppelachsaggregate bei Sattelanhangern. "Dtsch. Krftfahrforsch. und Strassenverkehrs teehn." – 1971, №210, 34s, ill
36. *Голанд М., Джиндра Ф.* «SAE Preprint», 1960, №211.
37. Управляемость и устойчивость автомобиля / Сб.статей. Пер. с англ. – М.: Машгиз, 1963. – 276 с.
38. *Растегаев О.* Bridgestone: новые технологии // Авторевю. – 1997. – №19. – С. 29.
39. *Слепинін О., Козлов В., Нечволод В.* Такий «простий» колісний диск // Сигнал. – 2003. – №5 – 6. – С. III – V.
40. ГОСТ 17697–72 Автомобили. Качение колеса. Термины и определения. – Введ. 6.05.1972. – М.: Изд–во стандартов, 1972. – 24 с.
41. ГОСТ 4754–97 Шины пневматические для легковых автомобилей, прицепов к ним, легких грузовых автомобилей и автобусов особо малой вместимости. Технические условия. – Взамен ГОСТ 4754 – 80; Введ. 25.12.1998. – К.: Изд–во стандартов, 1999. – 24 с.
42. Dr. Pasch 01.10.1997 ECIVRTR. PPt.
43. Un service parmi les plus importants...l'entretien des pneus! // L'Automobile. – 1971. – №4. – С. 12, 13, 31.
44. *Макаров В.А., Нужный В.В.* Несовершенства эластичных пневматических шин дорожных транспортных средств // Зб.наукових праць «Удосконалення конструктивних та експлуатаційних показників автомобілів і дорожніх машин» – К.: УТУ, 1998. – С. 95 – 96.
45. *Hamel G.* Die Lagrange–Euleschem Gleichungen der Mechanic // Z. angew. Math.and Phys. – 1904. – 50, № 1 / 2. – S. 1–57.

46. *Жуковский Н.Е.* К динамике автомобиля. – В кн.: Собр. соч. М.; Л.; Гостехтеориздат, 1950, т.7 – С. 362–368.
47. *Чудаков Е.А.* Теория автомобиля. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машгиз, 1950. – 343 с.
48. *Линейкин П.С.* О качении автомобиля // Тр. Сарат. Автомоб. – дор.ин-та, 1939. – № 5. – С. 3 – 22.
49. *Лобас Л.Г.* Неголономные модели колесных экипажей. – Киев.: Наук. думка, 1986. – 232 с.
50. *Schallamach A., Turner D., "Wear" 1960 №3* p. 1 – 25.
51. *Левин М.А., Фуфаев Н.А.* Теория качения деформируемого колеса. – М.: Наука. Гл.ред.физ.–мат.лит. – 1989. – 272 с.
52. *Литвинов А.С.* Управляемость и устойчивость автомобиля. – М.: Машиностроение, 1978. – 376 с.
53. *Рокар И.* Неустойчивость в механике. – М.: Изд – во иностр. лит., 1959. – 288 с.
54. *Келдыш М.В.* Шимми переднего колеса трехколесного шасси // Труды ЦАГИ. – М.: 1945. – Вып. №564. – С. 1–33.
55. *Фуфаев Н.А.* К теории качения колеса с упругой деформируемой шиной // Изв. АН СССР. МТТ. – 1981. – №3 – С. 134 – 142.
56. Динамика системы дорога – шина – автомобиль – водитель / *Афанасьев В.Л., Васильев В.С., Гольдин Г.В. и др.* / Под ред. А.А. Хачатурова. – М.: Машиностроение, 1976. – 535 с.
57. *Хребет В.Г.* Динамика маятниковых многозвенных систем с качением: Дис. ... канд. физ. – мат. наук: 01.02.01. – К., 1993. – 121 с.
58. *Неймарк Ю.И., Фуфаев Н.А.* Динамика неголономных систем. – М.: Наука, 1967. – 520 с.
59. *Вербицкий В.Г., Лобас Л.Г.* Бифуркации стационарных состояний в системах с качением при постоянных силовых возмущениях // Прикл. математика и механика. – 1994. – №5 – С. 165 –170.

60. *Вербицкий В.Г.* Бифуркационные множества и катастрофы в многообразии стационарных состояний пневмоколесных машин // Прикл. механика. – 1995. – №3. – С. 89–95.
61. *Вербицкий В.Г., Лобас Л.Г.* Вещественные бифуркации двухзвенных систем с качением // Прикл. математика и механика. – 1996. – №3. – С. 418–425.
62. *Лобас Л.Г., Вербицкий В.Г.* Качественные и аналитические методы в динамике колесных машин. – К.: Наук. Думка, 1990. – 232 с.
63. *Певзнер Я.М.* Теория устойчивости автомобиля. – М.: Машгиз, 1947. – 156 с.
64. *Литвинов А.С.* Теория поворота трехосных автомобилей // Автомобильная и тракторная промышленность. – 1953. – №3. – С.
65. *Иларионов В.А.* Эксплуатационные свойства автомобиля. – М.: Машиностроение, 1966. – 280 с.
66. *Антонов Д.А.* Расчет устойчивости движения многоосных автомобилей. – М.: Машиностроение, 1984. – 164 с.
67. *Антонов Д.А.* Теория устойчивости движения многоосных автомобилей. – М.: Машиностроение, 1978. – 216 с.
68. *Лобас Л.Г.* Анализ развития и современного состояния динамики колесных машин // Прикладная механика. – 1972. – №5. – С. 3–12.
69. *Лобас Л.Г.* К теории движения трехзвенных многоосных пневмоколесных машин // Прикладная механика. – 1990. – Т. 26, №4, – С. 112–118.
70. *Сахно В.П. і ін.* До аналізу стійкості прямолінійного руху автомобіля з урахуванням коливань колісного керуючого модуля // Праці Західного наукового центру / Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів. – Львів: ТAU, 2001. – №8. – С.
71. *Сахно В.П., Вербицький В.Г., Веремчук О.А, Загороднов М.І.* До визначення умов безпечної втрати стійкості прямолінійного руху

- автомобіля з керованим колісним модулем // Автошляховик України. Вісник Північного наукового центру ТАУ. – 2003. – Окремий випуск №5. – С. 67 – 69.
72. Гредескул А.Б. Динамика торможения автомобиля: Дис... д-ра техн. наук. – Харьков, 1963.
73. Брянский Ю.А. Управляемость большегрузных автомобилей. – М.: Машиностроение, 1983. – 176 с.
74. Брянский Ю.А. Управляемость и безопасность дорожного движения. «Организация и безопасность дорожного движения». // Итоги науки и техники, ВИНТИ. – Москва, 1987, т. 2. – 107 с.
75. Гуревич Л.В. и др. Тормозное управление автомобиля. – Москва: Транспорт, 1978. – 152 с.
76. Добрин А.С., Дульцев В.С. Об устойчивости движения многоосных автомобилей относительно заданной траектории // Тр. семинара по устойчивости и управляемости автомобилей. – М.: НАМИ, 1968. – Вып. 2. – С. 27–39.
77. Мариенбах Ю.Л. Исследование устойчивости и управляемости автомобиля на прямолинейных участках пути: Автореф. дис. ... канд. техн. наук: – М., 1969. – 23 с.
78. Мариенбах Ю.Л., Черейский Е.Е. Экспериментальное исследование устойчивости автомобиля, управляемого водителем, при прямолинейном движении // Труды семинара по устойчивости и управляемости автомобилей. – М.: НАМИ, 1969. – Вып. 3. – С. 26–38.
79. ДСТУ 3736 – 98. Стійкість дорожньо – транспортних засобів. Терміни та визначення. – Київ: Держстандарт України, 1999. – 11 с.
80. Вербицкий В.Г. Автореферат на соискание ученой степени доктора физико–математических наук. Нелинейная устойчивость многозвенных систем с качением, дивергентные бифуркации и катастрофы стационарных состояний. – Киев. 1998.

81. *Olley M.* Stable and unstable steering. General motors, 1934 (Report).
82. *Olley M.* Road manners of the modern car. Institutions of Automobile Engineers. Proceedings, 1946 – 1947, v. 51.
83. *Huber L.* Die Fahrtrichtungsstabilitat des schnellfarender Kraftwagens. «Deutsche Kraftfahrforchung», 1940, H. 44.
84. *Певзнер Я.М.* Проблемы устойчивости и управляемости автомобиля. В сб. «Вопросы машиноведения». М., изд. АН СССР, 1950.
85. *Боровский Б.Е.* Безопасность движения автомобильного транспорта. – Л.: Лениздат, 1984. – 305 с.
86. *Вонг Дж.* Теория наземных транспортных средств. – М.: Машиностроение, 1982. – 189 с.
87. *Гецович Е.М.* Устойчивость автомобиля с противоблокировочной системой против заноса // Автомобильный транспорт. – 1980. – вып.17. – с. 88 – 93.
88. *Литвинов А.С., Фаробин Я.Е.* Автомобиль. Теория эксплуатационных свойств. – Москва: Машиностроение, 1989. – 240 с.
89. *Гришкевич А.И.* Автомобили. Теория. – Минск: Высшейшая школа, 1986. – 207 с.
90. *Чудаков Е.А.* Влияние боковой эластичности колес на движение автомобиля. – М.: Изд-во АН СССР, 1947. – 124с.
91. *Аронович Г.В.* К теории шимми автомобиля и самолета // Прикл. математика и механика. – 1949. – 13, №5. – С. 477 – 488.
92. *Fiala E.* Zur Fahrdynamik des Strassenfahrzuges unter Berücksichtigung der Lenkungelastizitet. ATZ, 1960, №3.
93. *Sigel L.* On the lateral stability and control of the automobile as influenced by the dynamics of the steering system. «American Society Mechanic Engineers», 1965, paper №65 – WA/MD – 2.

94. *Солтус А.П.* Основы теории рабочего процесса и расчета управляющих колесных модулей. Автореф. дис. ... д-ра техн. наук: – К., 1995. – 43 с.
95. *Аксенов П.В.* Многоосные автомобили. – М.: Машиностроение, 1989. – 279 с.
96. *Гольдин Г.В., Додонов В.М., Хачатуров А.А.* Роль подвески и рулевого управления при анализе устойчивости движения автомобиля на дороге с реальным микропрофилем // Тр. МАДИ. – 1969. – С. 22–27.
97. Динамика длиннобазных автопоездов / М.С. Высоцкий, А.В. Жуков, Г.В. Мартыненко и др. – Мн.: Наука и техника, 1987. – 199 с.
98. *Люст В.Я.* Разработка методов расчета параметров устойчивости прямолинейного движения трехосных автомобилей: Автореф. дис. ... канд. техн. наук: – М., 1969. – 23 с.
99. Краткий автомобильный справочник / А.Н. Позниозкин, Ю.М. Власко, М.Б. Ляликов и др. – М.: АО «ТРАНСКОНСАЛТИНГ», НИИАТ, 1994. – 779 с.
100. ГОСТ 4754–97 Шины пневматические для легковых автомобилей, прицепов к ним, легких грузовых автомобилей и автобусов особо малой вместимости. Технические условия. – Взамен ГОСТ 4754 – 80; Введ. 25.12.1998. – К.: Изд-во стандартов, 1999. – 24 с.