

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТРАНСПОРТНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

На правах рукопису

Мойся Дмитро Леонідович

УДК 629.113

ПОЛІПШЕННЯ МАНЕВРНОСТІ І СТІЙКОСТІ АВТОПОЇЗДА З
ДОВГОБАЗОВИМ НАПІВПРИЧЕПОМ

Спеціальність: 05.22.02 – автомобілі та трактори

Дисертація на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Науковий керівник: кандидат технічних наук, доцент

Поляков Віктор Михайлович

Київ – 2015

ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
РОЗДІЛ 1 СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	11
1.1 Розвиток конструкцій автопоїздів для міжміських і міжнародних перевезень вантажів.....	11
1.2 Аналіз конструкцій систем управління довгобазових напівпричепів	20
1.3 Маневреність і стійкість руху автопоїзда з керованим напівпричепом.....	29
1.4 Висновки до першого розділу.....	42
РОЗДІЛ 2 КІНЕМАТИКА ПОВОРотУ АВТОПОЇЗДА З СИСТЕМОЮ УПРАВЛІННЯ ПОВОРотноЮ ВІССЮ ВІЗКА НАПІВПРИЧЕПА.....	43
2.1 Основні спрощення, які приймаються при складанні математичної моделі.....	43
2.2 Визначення параметрів приводу управління віссю (колесами) напівпричепа.....	45
2.3 Висновки до другого розділу.....	70
РОЗДІЛ 3 ВИЗНАЧЕННЯ ПОКАЗНИКІВ МАНЕВРЕНостІ І СТІЙКОСТІ РУХУ АВТОПОЇЗДА.....	72
3.1 Фізичні допущення при побудові математичної моделі автопоїзда	72
3.2 Диференціальні рівняння руху автопоїзда у плоскопаралельному русі.....	75
3.3 Інтегрування рівнянь руху сидельного автопоїзда з керованою віссю напівпричепа	84
3.4 Аналітичне визначення параметрів стаціонарних рухів класичного дволанкового автопоїзда.....	85
3.5 Аналітичне визначення параметрів стаціонарних рухів	

автопоїзда з самовстановлювальною віссю напівпричепа....	91
3.6 Аналітичне визначення параметрів стаціонарних рухів автопоїзда за подвійного приводу управління на вісь напівпричепа.....	97
3.7 Аналіз повороткості моделі автопоїзда за подвійного приводу управління на передню вісь напівпричепа.....	103
3.8 Визначення критичної швидкості прямолінійного руху автопоїзда за подвійного приводу управління на передню вісь напівпричепа.....	106
3.9 Вибір закону управління для випадку стаціонарних режимів.....	111
3.10 Висновки до розділу.....	115
РОЗДІЛ 4 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ АВТОПОЇЗДА...	119
4.1. Мета і задачі експериментальних досліджень	119
4.2. Об'єкти експериментальних досліджень.....	120
4.3. Вимірювальна та реєструюча апаратура.....	122
4.4. Програма експериментальних досліджень	125
4.5. Методика проведення експериментальних досліджень.....	127
4.6. Аналіз результатів експериментальних досліджень.....	131
4.7 Висновки до розділу.....	136
ВИСНОВКИ.....	139
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	142
ДОДАТКИ	159

ВСТУП

Ефективну і стабільну роботу промисловості, сільського господарства, нормальні умови життя населення забезпечує складна і розгалужена транспортна система, що включає залізничний, автомобільний, повітряний, морський, річковий, трубопровідний транспорт. Загальне призначення усіх видів транспорту та існуючий між ними тісний взаємозв'язок дозволяють розглядати їх як єдину транспортну систему країни. Об'єктивні закономірності й умови функціонування цієї системи залежать від впливу різноманітних соціально-економічних чинників, що своєрідно змінюються в процесі розвитку кожної окремої країни [1].

У багатьох галузях промисловості все більше значення набуває швидка і економічна доставка неподільних великогабаритних вантажів. Перевезення негабаритних вантажів здійснюється, як правило, автомобільними поїздами до складу яких входять автомобіль-тягач та напівпричіп або причіп. Більш економічною є перевезення сидельними автопоїздами в складі автомобіля-тягача і напівпричепа.

Підвищення продуктивності автопоїзда при перевезеннях можливо за рахунок повного використання вантажопідйомності автопоїзда і його габаритної довжини. Однак збільшення довжини автопоїзда без відповідного вибору ряду параметрів погіршує його експлуатаційні властивості, зокрема маневреність. Забезпечення необхідного для конкретних умов експлуатації рівня маневреності та стійкості довгобазних автопоїздів є важливим і не цілком вирішеним завданням. Вирішення цього завдання стало можливим при обладнанні напівпричепів керованими колесами. Вибір і аналіз оптимального закону керування колесами напівпричепа, а також конструктивних параметрів таких автопоїздів набуває особливої [2, 3] важливості у зв'язку з перспективою їх широкого застосування

Автопоїзди з керованим напівпричепами широко застосовуються у країнах Західної Європи та США. У залежності від транспортного законодавства,

особливостей розвитку автомобільного транспорту й умов експлуатації параметри конструкції таких автопоїздів у різних країнах відрізняються один від одного.

Автопоїзди з керованим напівпричепом - звичайне явище на дорогах США і Канади, причому вони експлуатуються в міських умовах навіть при високій інтенсивності руху.

Застосування автопоїздів з керованим напівпричепом у європейських країнах у значній мірі гальмується транспортним законодавством, яке встановлює жорсткі обмеження повної маси і габаритної довжини автопоїзда.

При перевезенні легких та об'ємних вантажів довгобазні керовані напівпричепа дозволяють перевозити не тільки більше вантажів, але й зменшити вартість перевезень.

Практика експлуатації автопоїздів показує, що причіпні ланки автопоїздів погіршують характеристики стійкості автомобіля-тягача в порівнянні з аналогічними характеристиками одиночного автомобіля. Це виявляється, наприклад, у такому [1]:

- час досягнення бічними реакціями на осях свого сталого значення при русі по криволінійній траєкторії декілька більший у автомобіля з полупричепом, ніж у одиночного автомобіля;

- різниця кутів відведення осей у автомобіля з причепом декілька менше, ніж у одиночного автомобіля;

- залежністю між змінами показників стійкості і співвідношенням мас полупричепа й автомобіля.

Для будь-якого транспортного засобу, у тому числі і для автопоїзда, основними параметрами призначення (показниками його здатності виконувати свої функції) є габаритні розміри, масові параметри, швидкісні та динамічні характеристики, виконувана транспортна робота, тощо. При цьому, для автопоїздів, що здійснюють перевезення вантажів у міжміському і міжнародному сполученні, найбільш суттєвими є маневреність і стійкість руху [2].

Надійність теоретичних рекомендацій з удосконалювання конструкції АТЗ визначається максимально адекватним відстеженням основних зв'язків між його елементами, фізичною несуперечністю вихідних допущень у постановці задачі та коректністю математичної моделі, прийнятої для визначення показників маневреності і стійкості автопоїзда з керованим напівприцепом [2].

Поряд із високою об'єктивністю і достовірністю експериментального методу оцінки експлуатаційних властивостей АТЗ слід зазначити і його хиби: відносно частковий і випадковий характер отриманих вимірів; неповторність умов експерименту (особливо дорожнього); порівняльна вузькість меж варіювання параметрів АТЗ і навколишнього середовища; відносна небезпека організації і проведення випробувань.

Розрахунковий метод (наприклад, за допомогою математичного моделювання на ЕОМ) має ряд переваг у порівнянні з експериментальним, тому що дозволяє визначити параметри експлуатаційних властивостей за технічними параметрами досліджуваного АТЗ без самого АТЗ, як реального об'єкта. При дослідженні на математичних моделях параметрами системи «АТЗ - навколишнє середовище» можна варіювати в широких межах, що дозволяє аналізувати їхній вплив на ефективність роботи АТЗ і підводить до можливості оптимізації по визначеній множині параметрів. За допомогою математичного моделювання руху АТЗ істотно знижуються матеріальні витрати і час для проведення досліджень у порівнянні з натурним експериментом [2].

У зв'язку з цим, для визначення оптимальних параметрів маневреності, керованості і стійкості з точки зору підвищення продуктивності та забезпечення безпеки руху автопоїздів необхідно проведення глибоких теоретичних і експериментальних досліджень. За результатами досліджень можуть бути запропоновані різноманітні рішення по удосконаленню конструкцій автопоїздів як тих, що знаходяться в експлуатації, так і новостворюваних АТЗ. Цим і визначається актуальність досліджень маневреності і стійкості руху автопоїздів з керованим напівприцепом.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконана відповідно до НДР “Дослідження механіки та енергетики автомобілів і автопоїздів” № держреєстрації 0104U003346 та “Теоретичні основи та практичні методи комплексного вирішення проблеми раціонального вибору дво- та триланкових автопоїздів для міжміських та міжнародних перевезень вантажів” № держреєстрації 0104U003341, що виконуються кафедрою “Автомобілі” Національного транспортного університету.

Мета і задачі дослідження. Метою роботи є вибір та обґрунтування системи управління довгобазовим напівприцепом, за якої забезпечуються необхідні показники маневреності та стійкості руху автопоїзда. Для досягнення поставленої мети в роботі вирішуються наступні задачі:

1. Вибір і обґрунтування основних оціночних показників маневреності і стійкості руху автопоїздів з керованим напівприцепом.
2. Вибір і обґрунтування типу приводу управління напівприцепом та передаточних відношень приводу управління.
3. Розробка математичної моделі автопоїзда з керованим напівприцепом, що забезпечує прийнятну оцінку показників маневреності і стійкості руху.
4. Проведення розрахунково-теоретичних досліджень для визначення ступеня впливу експлуатаційних і конструктивних параметрів на показники маневреності і стійкості автопоїзда з керованим напівприцепом і на цій основі розробка рекомендацій щодо його комплектації.
5. Проведення експериментальних досліджень автопоїзда і встановлення адекватності математичної моделі плоскопаралельного руху реальним процесам.
6. Розробка рекомендацій щодо практичного використання результатів дослідження з метою підвищення показників маневреності і стійкості руху автопоїзда з керованим напівприцепом.

Об'єкт дослідження – маневреність і стійкість руху автопоїздів з керованим напівприцепом.

Предмет дослідження – вплив параметрів системи управління напівпричепом, компоновальних і конструктивних параметрів автопоїзда на показники маневреності і стійкості його руху.

Методи дослідження – передбачали математичне моделювання руху автопоїздів, багатоваріантні розрахунки на персональному комп'ютері (ПК) показників маневреності і стійкості руху за різних систем управління напівпричепом та перевірку адекватності розробленої математичної моделі шляхом проведення експериментальних досліджень автопоїзда.

Наукову новизну одержаних результатів дослідження складають:

- обґрунтування типу приводу управління поворотом коліс (осей) напівпричепа та передаточних відношень приводу, за яких забезпечуються нормовані значення показників маневреності і стійкості руху автопоїзда;
- кількісна оцінка ступеня впливу компоновальної схеми та параметрів автомобіля-тягача і напівпричепа на маневреність і стійкість руху автопоїзда, визначення оптимальних значень цих параметрів і раціонального складу автопоїзда з позиції маневреності та стійкості руху;
- визначення області стійкості автопоїзда в просторі конструктивних параметрів (передаточне число механізму управління віссю напівпричепа, поздовжньої швидкості тягача) в околиці прямолінійного руху, механізм втрати стійкості кругових рухів автопоїзда з керованим напівпричепом, заснований на існуванні таких значень кута повороту коліс тягача і осі напівпричепа, за яких можливі біфуркації злиття і біфуркації народження його стаціонарних станів.

Достовірність результатів дослідження забезпечена коректним використанням математичних методів і основних положень теоретичної механіки і теорії автомобіля, застосуванням сучасної контрольно-виміральної апаратури і засобів математичної обробки результатів випробувань автопоїзда і підтверджується задовільним збігом результатів аналітичних і експериментальних досліджень, а також узгодженням з результатами, отриманими іншими авторами.

Практичне значення результатів дослідження складають:

- узагальнена математична модель автопоїзда з керованим напівприцепом, що враховує динамічну взаємодію підсистем автопоїзда при керуванні поворотною віссю і може трансформуватися в математичні моделі автопоїздів різноманітних компоновальних схем (автопоїзда з некерованим напівприцепом, автопоїзда з прямим приводом управління на керовану вісь напівпричепа, автопоїзда з самоустановлювальною віссю напівпричепа);
- методика визначення моменту опору повороту та передаточного відношення приводу управління напівприцепом, за яких забезпечуються необхідні параметри маневреності та стійкості руху автопоїзда.

Особистий внесок здобувача. Всі основні результати, що виносяться на захист, отримані здобувачем самостійно та опубліковані у 19 наукових працях. Роботи [142 - 145, 154 - 158] написано самостійно. У роботах, написаних у співавторстві здобувачу належать: аналіз стійкості сидельного автопоїзда – [140], математична модель сидельного автопоїзда з керованим напівприцепом – [141], аналіз стійкості автопоїзда в стаціонарних режимах – [146], визначення показників маневреності автопоїзда за подвійного приводу управління на вісь напівпричепа – [147], вибір передаточних відношень подвійного приводу управління – [148], програма і методика експериментальних досліджень автопоїзда – [149], визначення показників стійкості автопоїзда з некерованим напівприцепом – [152], визначення показників маневреності автопоїзда – [153].

Апробація результатів роботи. Результати роботи доповідались та обговорювались на наукових конференціях професорсько-викладацького складу і студентів Національного транспортного університету (Київ, НТУ, 2009 – 2010 рр. [154, 155], 2013 – 2015 рр. [156, 157]); на науково-практичній конференції Луцького національного технічного університету (Луцьк, ЛНТУ, 2010р. [141]); на міжнародній науково-технічній конференції “Автомобильный транспорт: Проблемы и перспективы” (Севастополь, СевНТУ, 2010р. [146]); на Международной научно-практической интернет-конференции (Шахты, ЮРГУЭС, 2012 г.[142]); на 3-й Міжнародній науково-практичній конференції

«Логістика промислових регіонів» (Донецьк, ДААТ, 2011р. [158]), на міжнародній науково-практичній конференції «Актуальні проблеми автоматизації і управління». – Луцьк, 2014 [149].

Публікації. Основний зміст дисертації опубліковано у 19 друкованих роботах, у тому числі: 10 – у фахових виданнях, 2 – в закордонних виданнях, 5 – в матеріалах конференцій. Опубліковано навчальний посібник з грифом МОН України та отримано одне Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір.

Реалізація роботи. Матеріали дисертаційної роботи впроваджені ДП «ДЕРЖАВТОТРАНСНДПРОЕКТ» для визначення показників маневреності і стійкості автопоїздів із різними системами управління напівпричепом і ТОВ «УКРПРОМЗЕМТЕСТСТАНДАРТ» під час проведення робіт щодо визначення параметрів руху автопоїздів для вантажних перевезень із заданими параметрами компоновальної схеми та конструкції його керованих причіпних ланок.

РОЗДІЛ 1

СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1 Розвиток конструкцій автопоїздів для міжміських і міжнародних перевезень вантажів

Відомо, що ефективність АТЗ визначається масою перевезеного вантажу, середньою швидкістю руху і витратою палива. Збільшення вантажопідйомності і середньої швидкості руху - основні напрямки підвищення продуктивності (а значить, і ефективності) АТЗ. Ці напрямки реалізуються при створенні і виробництві нових АТЗ, а також при їхній експлуатації. Проте підвищення вантажопідйомності, а отже повної маси АТЗ можливо тільки до граничних значень, обумовлених чинними обмеженнями на осьові навантаження, повну масу і габаритні розміри.

Тому можливі чотири основні напрямки підвищення вантажопідйомності автопоїздів [1]:

- підвищення граничних допустимих значень осьових навантажень;
- зменшення власної маси автопоїзда;
- збільшення числа осей дволанкових автопоїздів;
- збільшення числа ланок.

Підвищення вантажопідйомності за рахунок збільшення допустимого осьового навантаження АТЗ не є перспективним шляхом, тому що для його реалізації необхідна корінна реконструкція автомобільних доріг.

У світовому автомобілебудуванні останнім часом спостерігається тенденція зниження власної маси автомобіля-тягача за рахунок використання легких матеріалів. Проте абсолютне зниження власної маси автомобіля-тягача категорії N3 за останні десятиліття склало приблизно 0,5 т, що свідчить про низьку ефективність цього напрямку підвищення продуктивності перспективних автопоїздів.

Збільшення числа осей дволанкових автопоїздів в умовах зберігання граничних значень осьових навантажень є реальним шляхом підвищення

вантажопідйомності АТЗ. Наприклад, у США за двадцятилітній період питома вага три- і чотиривісних автопоїздів в автопарку зменшилася приблизно на 20 %, у той час як питома вага автопоїздів із п'ятьма і більше осями зросла майже на 40 %. У Західній Європі найбільш розповсюджений магістральний автопоїзд – п'ятівісний, складається з двовісного автомобіля-тягача і тривісного напівпричепа. Поширені також шестивісні автопоїзди з тривісним автомобілем-тягачем. Збільшення числа осей на одиничних АТЗ ускладнює їхню конструкцію, і тому навряд чи в найближчому майбутньому набуде широкого поширення [2].

Збільшення числа ланок автопоїзда дозволяє підвищити його вантажопідйомність, але при цьому виникають передумови істотного погіршення маневреності. Для усунення цієї хиби, а також збільшення терміну служби шин причіпні ланки звичайно оснащують приводом керування осями (або коліс). Таке рішення хоча і викликає ускладнення конструкції, зате дозволяє рухатися багатоланковому автопоїзду в загальному транспортному потоці без зниження швидкості. Збільшення числа ланок автопоїздів для підвищення їхньої вантажопідйомності має реальну перспективу, підкріплену використанням ефективних систем керування причіпними ланками. Збільшення обмеження по довжині дозволяє застосувати «модульний» підхід. Крім використання стандартних кузовів, причепів та напівпричепів «модульні» перевезення передбачають використання контейнерів, які можна перевозити, як морем, так і наземним транспортом. Для таких перевезень концепція 25,25м є максимально ефективною, оскільки така вантажівка перевозить три контейнери замість двох, які можна перевезти звичайним автопоїздом, і таким чином є на 30% ефективнішою. Проте такі автопоїзди дозволені лише в країнах Скандинавії, США, Канади та Австралії [2].

При створенні сучасних автопоїздів використовуються автомобілі-тягачі, напівпричепа і причепа провідних автомобілебудівних компаній світу.

При виготовленні причепів і напівпричепів основними конструкційними матеріалами є сталь, дерево, легкі сплави і пластмаси [3]. У конструкціях

кузовів широко застосовуються низьколеговані сталі, вони на 30–50 % міцніші за звичайні вуглецеві, добре обробляються, мають високу міцність до втоми. При їх використанні знижується маса конструкції приблизно на 25 % у порівнянні зі звичайними сталями.

Алюмінієві сплави знаходять усе більш широке застосування, тому що вони добре піддаються всім технологічним процесам, мають високу антикорозійну стійкість, більшу довговічність і меншу власну масу. Їх застосування дозволяє знизити власну масу причепів і напівпричепів на 40–60 %. Нові види пластмас, які мають більш високу питому міцність чим алюміній й високі теплоізоляційні властивості, знайшли застосування не тільки в конструкціях кузовів звичайних фургонів, але й в конструкціях рефрижераторів. Дерево, як конструкційний матеріал у кузовах сучасних причепів і напівпричепів, у розвинених країнах застосовується усе менше через високу вартість (при розрахунку на 15 років служби з врахуванням на ремонт і фарбування) і загострення екологічної обстановки [3].

Конструкції ресорних підвісок також мають удосконалення. Створено ресори з листами змінного профілю, кожен лист якої є балка рівного опору. Власна маса таких ресор на 30–40 % менша, ніж у звичайних.

Широке застосування знаходить пневматична підвіска, як більш ефективна у порівнянні з ресорною. Пневматична підвіска має меншу масу і габаритні розміри, забезпечує більш рівномірне зчеплення шин з поверхнею дороги, зберігає дорожнє покриття, знижує рівень шуму при русі, має можливість забезпечення постійної відстані між кузовом автомобіля і поверхнею дороги, найбільш оптимальна при навантаженні і розвантаженні в системі контейнерних перевезень. Розроблена система електронного управління пневмопідвіскою – ECAS (Electronically Controlled Air Suspension), яка дозволяє знизити витрату повітря, компенсувати просідання шин, захищає від надмірного навантаження, допомагає при рушанні з місця і забезпечує керування підйомною віссю.

Усе частіше використовують одинарні широкопрофільні шини замість подвійних, що крім зниження маси приводить до зниження опору кочення

причіпних ланок і зменшенню експлуатаційних витрат пального автопоїздом до 3 %.

Очевидним є той факт, що придбанню транспортних засобів іноземного виробництва – автомобілів-тягачів, причепів та напівпричепів для цілей створення нового виду рухомого складу – має передувати детальний порівняльний аналіз їх технічних характеристик з огляду на забезпечення ними необхідних вимог, які встановлюються національним та міжнародним законодавством, а також замовниками (споживачами) щодо таких експлуатаційних властивостей триланкових автопоїздів, як активна та пасивна безпека, тягово-швидкісні властивості, паливна економічність, екологічні показники, керованість, стійкість. Щодо законодавчих вимог до транспортних засобів, то вони в основному визначені Законами України ”Про автомобільний транспорт”, ”Про дорожній рух”, ”Про захист прав споживачів”, ”Про приєднання України до Угоди про прийняття єдиних технічних приписів для колісних транспортних засобів, предметів обладнання та частин, які можуть бути встановлені та/або використані на колісних транспортних засобах, і про умови взаємного визнання офіційних затверджень, виданих на основі цих приписів, 1958 року з поправками 1995 року”, ”Про деякі питання ввезення на митну територію України транспортних засобів”; Правилами дорожнього руху, Директивами Європейського Союзу та іншими нормативно-правовими актами [4].

Напівпричепи випускають з числом осей від однієї до трьох. Для міських перевезень використовують, як правило, одноосьові причепи, а двох- і тривісні – для міжміських і міжнародних перевезень.

Ведучими виробниками причіпної техніки є компанії Kögel, Krone і Schmith. Об’єм їхніх продаж складає біля половини всього європейського ринку. Продукція цих фірм займає помітне місце і на ринку України.

Фірма Kögel випускає широку гаму транспортних засобів. Це тентовані напівпричепи, рефрижератори, кузови і бортові причепи вантажопідйомністю від 20 до 150 т. Багатокамерні кузови можуть застосовуватися при одночасному

перевезенні швидкопсувних продуктів і продуктів, що вимагають глибокої заморозки. Кузов може бути розділений на 4 – 6 сегментів.

Фірма Schmitz пропонує причіпну техніку загального призначення, а також напівпричепа для перевезення паперу. Нею було уперше використане двоповерхове розташування вантажів, що дозволяє використовувати об'єм причепа на всі 100%. У нових конструкціях напівпричепів за рахунок використання нових пневматичних ресор, регульованих по висоті в діапазоні 200 мм, і розсувних стійок кузова, що також переміщуються на відстань 200мм, досягається внутрішня висота 2600 – 2700мм, при цьому навантажувальна висота складає 1050 – 1150мм.

На особливу увагу заслуговує продукція фірми Fliegl. Її напівпричепа вирізняються оригінальною конструкцією: передня частина рами, розташована під сидлом, виготовлена з тороподібних зварених лонжеронів висотою 70 – 145мм. Це дає можливість збільшити внутрішню висоту вантажного простору і підвищити стійкість руху напівпричепа. У сполученні з низькопрофільними шинами 385/55R22,5 об'єм напівпричепа досягає 99 м³ при вантажопідйомності 28700 кг [5].

На стандартних напівпричепах фірми Fliegl застосовується оригінальна система переміщення бічних стійок, при якій можливе бічне завантаження причепа. Крім напівпричепів фірма випускає широку гаму контейнеровозів, серед яких є універсальні для транспортування всіх типів контейнерів, у тому числі і цистерн-контейнерів, розмірністю від 20 до 45 футів і контейнерів типу HQ.

Фірма Krone є лідером по випуску змінних кузовів і спеціальних платформ для їхнього перевезення. Більш 50% продукції експортується в усі країни Європи. У конструкціях дуже широко застосовуються алюмінієві сплави, композитні матеріали і чорні метали, що піддані глибокій антикорозійній обробці, при цьому компанія дає гарантію від корозії на 1 млн. км пробігу чи на 6 років експлуатації. Недавно було випущене універсальне шасі-контейнеровоз з розсувною рамою. Таке шасі може перевозити 20 -, 30 – і 45 – футові

контейнери чи два знімних кузови-фургони довжиною 7,45 м кожний. Компанія приділяє велику увагу безпеці руху. Випущено напівпричіп Safe Liner, що має позаду і з боків низько розташовану протипідкатну відбійну балку, що запобігає попаданню людей під колеса напівпричепа. Таке удосконалення сприяє також поліпшенню аеродинаміки автопоїзда. З'являються вбудовані системи контролю навантаження на осі напівпричепа і сидельного тягача [6].

На причіпній техніці усіх провідних компаній установлюються, як правило, опорно-зчіпні та тягово-зчіпні пристрої компанії Jost і тільки посилені осі BPW і SAF, що мають гарантію терміном на 5 років.

Група підприємств фірми BPW сертифікована відповідно до вимог стандарту DIN ISO 9001 і всі комплектуючі вироби фірми природно відповідають цим нормам.

У комплект осі, що у зборі поставляє споживачам фірма, входить безпосередньо балка з маточинами коліс, дискове чи барабанне гальмо і вузол ресорно-пневматичної підвіски. Інтервал заміни змащення в маточині складає 3 роки чи 500 000 км пробігу.

Антиблокувальна система (ABS) створена для запобігання блокування коліс транспортного засобу при гальмуванні в основному на дорогах зі слизьким покриттям. При гальмуванні з ABS повинні зберігатися сили бічного відведення коліс для забезпечення стійкості транспортного засобу і його керованості в межах фізичних можливостей. Одночасно досягається оптимальне зчеплення шин з дорожнім покриттям, і у результаті цього максимальна гальмівна сила транспортного засобу й мінімальний гальмівний шлях [7].

На причіпних транспортних засобах застосовується система System Vario Compact (VCS). Є вибір варіантів для напівпричепів і причепів з рознесеними осями або, наприклад, для напівпричепів з поворотною віссю. Залежно від потреби виробника причіпної техніки система VCS поставляється у вигляді компактного модуля. У системі VCS можуть застосовуватися як прискорюючі клапани, так і магнітні клапани. Вибір того або іншого клапана залежить від конструкції гальмівної системи й від необхідного часу спрацьовування. За

рахунок спеціальної функції «підтримка тиску» поліпшена якість керування системи ABS і знижена витрата повітря [8].

Електронний блок системи ABS Vario Compact є подальшим розвитком добре зарекомендованої системи ABS Vario C і побудований на тих же перевірених принципах.

Гальмування сучасних причепів і напівпричепів здійснюється електронно-пневматичними гальмівними системами (EBS). EBS дозволяє одержувати оптимальне співвідношення між гальмівними силами окремих коліс, а також між тягачем і причепом. Широкі можливості по діагностиці й обслуговуванню електронно-пневматичних гальмівних систем є передумовою для ефективного використання рухомого складу. Додатково підвищується активна безпека транспортних засобів і безпека руху за рахунок скорочення гальмівного шляху, кращої стійкості транспортних засобів і індикації стану гальмівних накладок.

Гальмівна система для напівпричепа складається з гальмівного крана причепа, автоматичного регулятора гальмівних сил і системи ABS. У причепі до даної системи додаються регулятор гальмівних сил, клапан співвідношення тисків для передньої осі й клапан обмеження тиску для задньої осі.

Стандартна система EBS, наприклад для тривісного напівпричепа, здійснює електронне керування гальмівним тиском по його бортах. Система складається із двоконтурного модулятора причепа із цифровим інтерфейсом, підключеним до тягача по ISO 1199-2, гальмівного крана EBS причепа, датчика навантаження й датчиків ABS. При використанні в причепі або напівпричепі з поворотною віссю використовується система з додатковим прискорюючим клапаном EBS на поворотній осі.

Причепи з електронно-пневматичною гальмівною системою повинні зістиковуватися з тягачами, що мають звичайну пневматичну гальмівну систему, і з тягачами, що мають EBS, які у випадку виходу з ладу електронного привода загальмовуються резервною пневматичною системою.

При виході з ладу електричного живлення завжди є можливість загальмувати з використанням пневмосистеми, але вже без регулювання

залежно від завантаження й без функції ABS. При резервному режимі роботи час спрацьовування відповідає звичайній гальмівній системі. При пневматичному керуванні причепом/ напівпричепом з EBS значно поліпшується час спрацьовування за рахунок електричного виміру тиску керування. При експлуатації в зчипці з тягачем з EBS і керуванні через CAN-інтерфейс відбувається одночасна подача тиску в тягачі й причепі/ напівпричепі.

Система ESP здійснює стабілізацію при низькому і середньому коефіцієнті зчеплення і перешкоджає складанню автопоїзда у складі сидельного тягача і напівпричепа. Система ESP здійснює гальмування тих коліс, на яких збільшення гальмівної сили (осьового зусилля) і зменшення сили бічного відведення коліс надає однонаправлену дію на момент рискання автомобіля. Якщо сидельний тягач набуває підвищеної обертальності, то гальмується, переважно, переднє зовнішнє відносно повороту дороги колесо, для того щоб перешкоджати втраті курсової стійкості автопоїзда. Крім того, у певних ситуаціях додатково здійснюється гальмування коліс одного борту прицепа.

Щоб уникнути занесення прицепа, викликаного гальмуванням, необхідна наявність на ньому повноцінної системи ABS. Якщо причіп такою системою не оснащено, то без вантажу або при частковому завантаженні причіп гальмувати не буде. Гальмування прицепа з повним завантаженням здійснюється за допомогою обмеженого тиску. Якщо сидельний тягач набуває пониженої обертальності, то здійснюється гальмування, переважно, заднього внутрішнього по відношенню до повороту колеса. Додатково проводиться корекція початкових величин еталонної моделі, відповідно до фізичних меж умов дорога/шина, залежно від передбачуваного коефіцієнта зчеплення. Якщо автомобілю притаманна сильно виражена понижена обертальність, то система ESP намагається зменшити швидкість транспортного засобу за допомогою гальмування декількох коліс, у тому числі і прицепа. ESP гальмує причіп для стабілізації руху в межах вибраної смуги тільки в обмежені проміжки часу, з тим щоб уникнути його занос.

Система ESP за допомогою функції Roll-Over-Protection (ROP) може запобігти перекиданню ланок автопоїзда в різних ситуаціях на дорогах. Необхідність в цьому виникає, переважно, при високому і середньому коефіцієнті зчеплення. При цьому робота ESP здійснюється в два етапи:

- на першому етапі швидкість автомобіля зменшується до тих пір, поки поперечне прискорення не зменшиться до граничного значення, що не є критичним для перекидання;
- на другому етапі відбувається розпізнавання відриву колеса сидельного тягача, напівпричепа і причепа від дороги.

При розпізнаному відриві колеса від дороги відбувається гальмування всіх коліс автопоїзда, а також зменшення крутного моменту двигуна автомобіля-тягача. Це здійснюється за допомогою спеціально для даної мети розробленого пропорційного клапана й робочого циліндра, вмонтованого в рейку паливного насоса, чим досягається значне зменшення тягового зусилля і підвищення якості керування.

Електронний блок комутується з усіма розповсюдженими системами електричного або електронного керування двигуном, а також через SAE-інтерфейс. Поряд з електронним блоком у систему керування входять пропорційний клапан і робочий циліндр, які добре зарекомендували себе при пневматичному керуванні двигуном у системах - ABS/ASR. Цей блок виконує також функцію обмежника швидкості і відповідає новим європейським вимогам по оснащенню важких вантажних транспортних засобів системами обмеження швидкості.

Функція обмежника швидкості спрацьовує ще до того, як автопоїзд досяг граничної швидкості, збереженої в поточній пам'яті. Через пропорційний клапан і робочий циліндр важіль паливного насоса встановлюється в таке положення, за якого не буде перевищена гранична швидкість. Гранична швидкість автомобіля може бути записана в електронному блоці керування (EBS) за допомогою WABCO - Діагностик Контролера самим виробником транспортних

засобів (наприкінці конвеєрної зборки) або фахівцями авторизованих сервісних пунктів.

Усі перелічені пристрої запобігають порушенню стійкості руху триланкових автопоїздів, проте повністю її не виключають. Найбільш детальні дослідження ефективності гальмування і стійкості руху транспортних засобів у режимі гальмування проведені науковцями Харківського національного автомобільно-дорожнього університету [9-13 і ін.].

У даній роботі розглядаються питання маневреності і стійкості руху триланкових автопоїздів у тяговому і вільному режимах, на які системи ABS, ESP, EBS майже не впливають. Тому розглянемо можливі шляхи поліпшення маневреності і стійкості руху автопоїзда з довгобазовим напівпричепом за рахунок вибору раціональної системи управління його колесами(осями).

1.2 Аналіз конструкцій систем управління довгобазових напівпричепів

За останні роки підприємствами та приватними виробниками України освоєно виробництво широкої гами причіпної техніки. До них відносяться причепа та напівпричепа з тентами та бортовими платформами, напівпричепа з жорсткими та ізотермічними кузовами, напівпричепа контейнеровози, зерновози, самоскиди, причепа-розпуски, причепа сортиментовози та інші. За період з 1993 року по 2012 рік органами Держспоживстандарту України (Держстандарту України) зареєстровано 163 моделей причепів вітчизняного виробництва.

Виробництво причіпної техніки обумовлено значним різновидом та специфічністю вантажів, необхідністю відповідати міжнародним вимогам по розмірам та масовим параметрам, по забезпеченню безпечних умов експлуатації. Організація цих вимог в комплексі визначає конструктивні особливості того чи іншого транспортного засобу. Розробка нових конструкцій причепів та оновлення уже освоєних конструкцій ведеться на високому технічному рівні, що досягається за рахунок модернізації та створення нових

вузлів, агрегатів і систем, використання зарубіжних та вітчизняних комплектуючих і матеріалів.

У зв'язку з впровадженням в Україні Правил ЄЕК ООН, необхідністю врахування Директив Європейського Союзу (ЄС) стосовно дорожніх транспортних засобів (ДТЗ), а також дотримання чинних міжнародних угод щодо вантажних перевезень змінились вимоги до автомобільних причепів та напівпричепів (АПН), якими необхідно керуватись під час розробки нових конструкцій АПН.

У країнах ЄС, як найбільше промислово розвинутих, існують обмеження на величину радіусів повороту і ширину коридору, що займає автотransпортний засіб при здійсненні повороту. Ці обмеження впливають з вимог маневреності до автопоїздів і складають: зовнішній радіус повороту – не більш 12,5м ; внутрішній радіус повороту – не менш 5,3м при діючих обмеженнях габаритної довжини одиночного транспортного засобу – 12м, зчленованого автобуса – 18м, автопоїзда «автомобіль - причіп» - 18,35м, автопоїзда «автомобіль - напівпричіп» -16,5м [14-16].

Криволінійний рух автопоїзда характеризується такими режимними параметрами, як швидкість руху, радіус повороту і кути повороту керованих коліс тягача і возика напівпричепа, інтенсивність зміни цих величин тощо [17-31].

Практична важливість дослідження криволінійного руху визначається тим, що тільки 50% свого пробігу автопоїзд рухається по дугах кіл досить великих радіусів ($R \geq 500$ м). Маневрування (поворот, розворот, переставка, об'їзд, обгін) займає другу половину часу [27,31].

Експериментальні дані Я.Х.Закіна показують, що повороти на 90° є найбільш типовими для автопоїздів при їх русі в містах, складаючи понад 70% всіх поворотів. Крім того, автопоїзди часто повинні здійснювати розвороти на 180° . Круговий сталий рух (з постійними значеннями всіх змінних) є теоретично зручним і практично важливим [20] з точки зору апроксимації динамічної поведінки автопоїзда при рухах по траєкторіях змінної кривизни.

Для поліпшення маневреності довгобазових автопоїздів в конструкцію останніх вводять керовані напівпричепи. Привід управління може здійснюватися як на окремі осі або декілька осей, так і на весь возик напівпричепа за допомогою спеціальних пристроїв і механізмів. Сукупність цих пристроїв і механізмів отримала загальну назву система управління поворотом. Чим більш досконала система управління поворотом, тим менше відхилення траєкторії возика напівпричепа від траєкторії тягача при русі автопоїзда по криволінійних траєкторіях. Це призводить до зменшення габаритної смуги руху (ГСР), збільшення швидкості проходження закруглень автомобільних доріг і покращення маневреності автопоїзда в обмежених міських умовах, на монтажних майданчиках. Отже, від системи управління поворотом залежать як безпека руху, так і економічність і продуктивність автопоїздів.

Крім відмічених переваг, застосування в автопоїздах керованих напівпричепів дозволяє значно знизити величини бічних сил на колесах, що призводить до збільшення терміну служби шин і надійності роботи деталей ходового возика напівпричепа [20...24 та інш.].

У найбільш загальному випадку зміна напрямку руху автопоїзда здійснюється поворотом керованих коліс тягача на кут α і коліс напівпричепа на кут γ . Повертаючи рульове колесо на деякий кут відповідно до візуальної інформації про поточну дорожньо-транспортну ситуацію, водій тим самим регулює кут α , що визначає в кожний момент часу кути складання автопоїзда через кути повороту напівпричепа γ . Безпосереднього впливати на кути складання він не може. Тому для поліпшення експлуатаційних властивостей автопоїзда представляє безперечний практичний інтерес вибір належним чином закону зміни кута γ , що реалізується в приводі управління напівпричепом [25].

Рівняння роботи будь-якої системи управління поворотом може бути представлене у вигляді [26]:

$$\Delta\alpha = u \times \Delta\gamma,$$

де $\Delta\alpha$ - зміна кута складання;

$\Delta\gamma$ - відповідна зміна приведеного кута повороту
керованих коліс возика напівпричепа;

u - кутове передавальне відношення приводу управління.

Для управління возиком напівпричепа застосовуються приводи з різними типами керуючих зв'язків: прямим, зворотним, комбінованим (подвійним). Відмінність між типами керуючих зв'язків полягає в функціональній залежності параметрів, що характеризують кінематику руху автопоїзда.

Прямий керуючий зв'язок реалізовує залежність $\gamma=f(\alpha)$, зворотний зв'язок $\gamma=f(\beta)$, подвійний зв'язок - $\beta=f_1(\alpha)$ і $\gamma=f_2(\beta)$, де α - перший кут складання, β - другий кут складання автопоїзда, γ - приведений кут повороту керованих коліс возика напівпричепа.

За принципом дії системи управління поворотом поділяють на автоматичні, ручного і комбінованого управління. У системах автоматичного управління поворот осей (колес) возиків напівпричепа відбувається без участі людини в залежності від якого-небудь задаючого параметра: кута складання ланок автопоїзда, кутів повороту керованих коліс тягача, кутової швидкості повороту кістяка напівпричепа і інш. [27].

У системах ручного управління поворот возика напівпричепа або його осей (колес) здійснюється оператором, що знаходиться в кабіні причіпної ланки. При цьому використовується механічний, гідравлічний, електричний приводи управління з підсилювачами потужності або без них.

Системи управління з комбінованою дією мають можливість автоматичного і ручного управління осями (колесами) возиків напівпричепів. Звичайно при русі вперед такі системи управління мають механічний привід до поворотної ходової осі і працюють в автоматичному режимі. Для маневрування заднім ходом використовується ручне дистанційне (наприклад, з кабіни водія) управління. Привід при цьому виконують, як правило, електричним або

електрогідравлічним.

Із розглянутих систем управління найбільше поширення отримали системи автоматичного управління безпосередньої дії. При цьому поворот керованих коліс (осей) напівпричепа (причепа) здійснюється за рахунок їх “жорсткого” кінематичного зв'язку із задаючими органами (керованими колесами, рамою тягача або напівпричепа) при взаємному повороті ланок транспортного засобу. Зусилля, необхідне для взаємного повороту ланок автопоїзда і забезпечення повороту керованих осей (колес) напівпричепа (причепа), створюється за рахунок реакцій бічних сил на колесах автомобіля-тягача і передається механічними (тросовими або важільними) або гідравлічними (гідростатичними) системами до керованих коліс (осей) напівпричепа (причепа). Приклади таких конструкцій наведені в роботах [28-31 і ін.] і представлені на рис. 1.1 та 1.2.

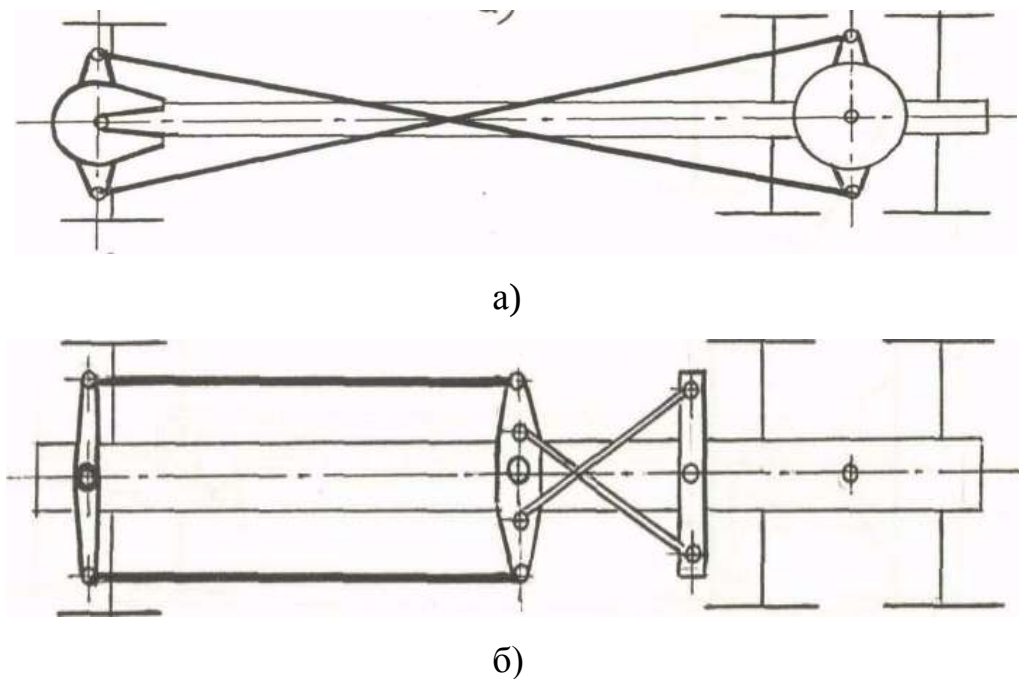


Рисунок 1.1 – Механічні системи управління: а) – з тросами, що перехрещуються; б) – з паралельно розташованими тросами

Аналізуючи розглянуті системи управління, зазначимо, що в прямому приводі управління напівприцепом елементи передачі задаючих параметрів до виконавчого механізму (троси, тяги, трубопроводи і т.д.) повинні

розташовуватися по всій його довжині: від сидельно-зчіпного пристрою автомобіля-тягача до осі напівпричепа, рис. 1.2. Це робить привід громіздким, значної власної маси, ускладнює або часом виключає можливість його експлуатації (наприклад, для причепів-розпусків, лісовозів тощо).

Указаних недоліків позбавлені приводи управління, що реалізують зворотний керуючий зв'язок (надалі зворотний привід управління), при якому кут повороту керованих осей (колес) візка напівпричепа визначається другим кутом складання автопоїзда. Це означає, що задаючий механізм або пристрій повинні розташовуватися поруч з точкою зчеплення кістяка напівпричепа і його візка, а елементи передачі задаючих параметрів до виконавчого механізму можуть бути розташовані на візку напівпричепа [31 - 33].

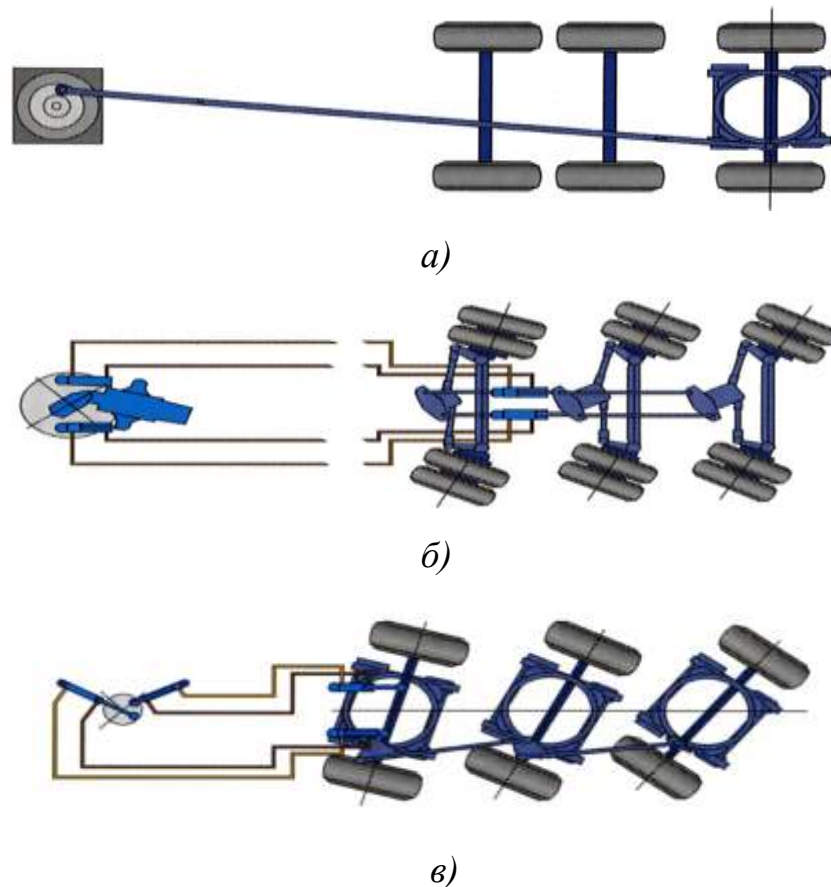


Рисунок 1.2 – Схема прямого приводу керування колесами (осями) напівпричепа компанії Krone:

- а) – механічний привід на задню вісь напівпричепа,
- б) – гідростатичний привід на колеса усіх осей напівпричепа,
- в) – гідростатичний на осі напівпричепа

У роботах [34, 35] представлені результати експериментальних досліджень моделі, а також натурних зразків автопоїздів із зворотним приводом управління різних типів (важільним, кулісним, шестеренчастим тощо) на вісь (осі) напівпричепа. У важільному приводі керування осі візка, що мають можливість повертатися відносно рами візка, шарнірно з'єднані з кістяком напівпричепа так, що при появі другого кута складання повертаються у протилежні сторони, забезпечуючи рух візка по криволінійній траєкторії. У кулісному приводі важіль-вилка, що жорстко зв'язана з поворотною віссю візка, контактує з пальцем кістяка напівпричепа. В свою чергу, передня вісь за допомогою тяги шарнірно з'єднана з задньою поворотною віссю так, що при повороті автопоїзда поява другого кута складання викликає поворот осей у протилежні сторони. Подібний привід по типу керуючого зв'язку описаний у роботі [26].

Незважаючи на порівняльну простоту конструкції різних систем зворотного управління, вони, як і системи прямого управління, мають ряд недоліків. По-перше, для свого функціонування механічні системи прямого і зворотного управління використовують сили зчеплення керованих коліс тягача з полотном дороги і тому при несприятливих дорожніх умовах (брудні мокрі дороги) передаточне відношення системи управління поворотом напівпричепа повинно бути змінним, що не можуть забезпечити системи безпосередньої дії. Виключенням, в деякій мірі, може стати подвійний привід управління, що реалізовує прямий і зворотний зв'язки, запропонований А.П.Колпаковим і детально розглянутий в роботах дослідників Київського автомобільного-дорожнього інституту. Зокрема, в кандидатській дисертації А.С.Курочкина [26] показано, що подвійний привід управління істотно поліпшує показники маневреності довгобазових автопоїздів. Однак і ці конструктивні рішення не можуть повністю вирішити проблему поліпшення маневреності триланкових автопоїздів. Оскільки передаточне відношення приводу управління є, принаймні, функцією двох змінних - радіуса повороту автопоїзда і швидкості його руху, то механічна і гідростатична системи безпосередньої дії лише зменшують зсув траєкторії причіпних ланок, не забезпечуючи проходження їх

коліс по траєкторії тягача. Для подолання цієї перешкоди необхідний інший рівень системи управління поворотом напівпричепа [26].

Такий рівень представляють системи управління непрямої дії: електричні, електромеханічні та електрогідравлічні. Характерними прикладами електричних і електромеханічних систем управління непрямої дії є конструкції, що описані у роботах [27,30].

У відповідності до вимог часу з'явилися розробки систем управління з бортовою ЕОМ, що на підставі великої кількості вхідних параметрів про стан руху автомобіля-тягача і причіпних ланок, здійснює керування колесами (осями) причіпних ланок. Проте, зважаючи на велику складність і вартість виготовлення, вони знайшли застосування лише на автомобільних поїздах-важковозах загальною масою 100000 кг і більше [36].

У системах непрямої дії дуже важливою проблемою є вибір джерела енергії для виконавчого пристрою системи управління. Для забезпечення енергією можна використовувати акумулятори, що живляться для підзарядки від двигуна автомобіля. Більш перспективним є використання на причіпних ланках пристроїв, що забезпечують відбір потужності від коліс причіпних ланок. Проте вони на-сьогодні досить складні і потребують нового простого конструктивного рішення.

Іншим напрямком поліпшення маневреності автомобілів і автопоїздів є застосування всеколісного керування, яке сприяє поліпшенню ходових якостей і дозволяє значно поліпшити маневреність, керованість і стійкість автомобіля і автопоїзда [37]. Для поліпшення маневреності слід повертати задні керовані колеса убік, протилежний повороту передніх коліс, щоб радіус повороту зменшувався. При русі з великою швидкістю кут повороту задніх коліс повинен бути направлений на компенсацію кута відведення задньої осі, тому задні колеса повинні повертатися в ту ж сторону, що і передні. Перехід від першого режиму до другого визначається швидкістю руху автомобіля або автопоїзда і іншими конструктивними і кінематичними параметрами.

У міру розвитку всеколісного управління змінювався підхід до принципів

управління змінювався і, якщо спочатку основним критерієм було збереження оптимального співвідношення в кутах повороту передніх і задніх коліс, то останнім часом поворот задніх коліс забезпечується по рівню поперечних прискорень кузова або кутової швидкості повороту кузова навколо вертикальної осі, що дуже важливо для триланкових автопоїздів, для яких обмежуючим фактором при виконанні різних маневрів є поперечні прискорення останньої ланки (причепа) [37]. Проте, до теперішнього часу триває полеміка про вигляд функціональної залежності і чинниках, які необхідно враховувати при виборі закону управління задніми колесами автомобіля чи причіпними ланками автопоїзда. Єдине в чому сходяться всі дослідники, так це те, що при малих кутах повороту рульового колеса від середнього положення поворот автомобіля забезпечується за рахунок повороту передніх і задніх коліс в один бік, а при великих кутах повороту рульового колеса за рахунок повороту передніх і задніх коліс в різні боки. Перевага віддається управлінню з лінійним регулюванням кута повороту задніх коліс при прямолінійному русі, особливо з великою швидкістю, і з нелінійним регулюванням на поворотах. Проте, якщо кут повороту задніх коліс залежить тільки від кута повороту передніх і швидкості руху, то ефект, що полягає в прискоренні реакції задніх коліс на поворот і вирівнюванні частотних характеристик поперечних прискорень і кутової швидкості повороту, спостерігається у вузькому діапазоні швидкостей [37], який ще більше звужується у випадку автопоїзда.

За будь-якого приводу управління колесами (осями) причіпних ланок для забезпечення їх слідування траєкторією тягача залежність між задаючими і керованими параметрами повинна утворювати так звану «петлю вписуваності». Її можна апроксимувати прямолінійними відрізками, що і покладено в основу алгоритму керування причіпними ланками, що описано у роботі [20]. Розроблені також алгоритми керування з використанням чистого запізнювання сигналу, а також інші способи. Проте їм притаманна велика складність за наявності мікропроцесорної техніки, що при незначних похибках у вхідних сигналах може призвести до суттєвих розбіжностей у траєкторіях ведучих і

ведених ланок. Тому при практичній реалізації автопоїздів з керованим напівпричепом повинен бути вибраний компромісний закон на основі всебічного аналізу різних критеріїв управління і їх впливу на динамічну поведінку автопоїздів як в стаціонарних, так і в несталих режимах руху.

1.3 Маневреність і стійкість руху автопоїзда з керованим напівпричепом

Маневреністю АТЗ називають співкупність таких властивостей, які забезпечують безперешкодний рух їх по опорній поверхні, яка має обмеження як за площею, так і за формою [19]. Такими обмеженнями при русі АТЗ можуть бути просторові, що зв'язані з довжиною і висотою транспортного засобу, а також обмеження за формою і розмірами дорожнього полотна, яка слугує опорною поверхнею для кочення коліс його ланок.

При русі автопоїзда всі його точки здійснюють поступальне переміщення по своїх траєкторіях, що у співкупності утворюють габаритну смугу руху, яку визначити теоретично досить складно і неможливо оцінити невеликим числом параметрів. Тому для оцінки маневреності використовують такі вимірювачі і характеристики [19, 20, 38]: мінімальний і максимальний габаритні радіуси повороту, параметр маневреності при круговому русі, поворотна ширина по сліду коліс, габаритна смуга руху (ГСР), апроксимована ГСР, концентрична апроксимована ГСР, чинник і показник маневреності, під яким розуміється ступінь зсуву траєкторії руху веденої ланки автопоїзда відносно ведучої.

За відомим показником маневреності і заданими геометричними параметрами автопоїзда можуть бути визначені всі інші вимірювачі маневреності, тому що усі вони визначаються параметрами криволінійного руху автопоїзда.

Найбільше значні роботи, пов'язані з дослідженнями маневреності автомобільних поїздів, проведені Я.Х.Закіним [19, 20, 39]. Ним виконані детальні дослідження з проблем горизонтальної стійкості автопоїзда і його маневреності. Докладно розглянуте питання маневреності автомобільних

поїздів, що засноване на кінематичних положеннях з урахуванням режиму повороту, тобто швидкості руху автопоїзда, кута і швидкості повороту рульового колеса тягача. У роботах Я.Х.Закіна, як і в більшості інших, що цитуються, відзначається, що на поворотах і закругленнях доріг ГСР автопоїзда збільшується. Це, в свою чергу, погіршує усі вимірювачі і показники маневреності АТЗ.

Задовільна маневреність автопоїзда виражається в можливості його вписування в усі повороти, що зустрічаються на маршрутах руху, і маневрувати (робити повороти й у разі потреби рухатися заднім ходом) у пунктах навантаження і розвантаження.

Експлуатаційні властивості включають дев'ять показників маневреності, шість з яких є кінематичними, а три динамічними. Однак для автопоїзда з керованим напівприцепом основними варто вважати два кінематичних одиничних показники маневреності, а саме [40]:

- габаритну смугу руху (ГСР), рівну різниці радіусів повороту точок автопоїзда, найбільш віддаленої і найбільш близької до центра, тобто різниці габаритних радіусів повороту – зовнішнього ($R_{зг}=12,5$ м) і внутрішнього ($R_{вг}=5,3$ м);

- можливість рухатися заднім ходом.

Найменш вивченим на-сьогодні є питання можливості руху автопоїзда заднім ходом. Окремі питання руху заднім ходом автопоїзда канонічної конструкції, у якого причіпна ланка (напівпричіп або причіп) знаходиться попереду (є першою ланкою), а автомобіль (тягач) позаду (є другою ланкою) розглянуті у роботі [41]. При чистому коченні коліс (без ковзання і буксування) автопоїзд являє собою неголономну систему, у котрої кожне колесо являє собою неголономний зв'язок колісного типу. В залежності від розташування неповоротної осі першої ланки, точки розташування неповоротної осі автомобіля, точки шарнірного з'єднання ланок автопоїзда, точки розташування поворотних коліс автомобіля розглянуті різні конфігурації автопоїзда. Для усіх

можливих конфігурацій автопоїзда отримані закони керування, які являють собою математично точні рішення (без додаткових допущень і спрощень) для його руху по плоскій поверхні. Причому рішення справедливі не тільки для малих початкових відхилень параметрів руху, а і для як завгодно великих. На жаль, ці залежності не перевірені експериментально навіть для автопоїзда канонічної конструкції і приймати їх для автопоїзда з керованим напівпричепом не доцільно. Можливість руху заднім ходом слід перевіряти експериментально в процесі дорожніх випробувань автопоїзда.

Таким чином, для визначення ступеня пристосованості конкретного автопоїзда до конкретних умов експлуатації по маневреності необхідно вивчити передбачувані маршрути руху, розрахувати чи експериментально визначити значення показників маневреності і шляхом зіставлення з необхідними значеннями, установленими з аналізу реальних маршрутів, судити про відповідність досягнутого рівня маневреності необхідному.

У випадку невідповідності цих рівнів повинні бути розроблені заходи чи рекомендації, при реалізації яких ця невідповідність усувається. При проектуванні нових автопоїздів ці рекомендації і заходи повинні враховуватися заздалегідь.

Автопоїзд на повороті послідовно проходить такі стадії руху [19, 20]:

1) вхідна перехідна траєкторія, під час якої здійснюється рівномірний поворот керованих коліс тягача $\gamma_0 = \dot{\gamma}_0 t$ до тих пір, поки зовнішня габаритна точка тягача не почне рухатися по дузі кола радіусом 12,5 м; при цьому $0 \leq \gamma \leq \gamma'_0$;

2) рух автомобіля-тягача по колу за умови, що $\gamma_0 = \gamma'_0 = \text{const}$ і $R_0 = \text{const}$. Цей рух продовжується до тих пір, поки сумарний кут повороту тягача φ , що визначається від початку повороту, не стане рівним $\varphi_2 = \alpha - \varphi_1$ (α - заданий кут повороту автопоїзда; φ_1 - кут повороту тягача в кінці першого етапу);

3) вихідна перехідна траєкторія $\gamma_0 = \gamma'_0 - \dot{\gamma}_0 t$, при цьому поворот керованих коліс тягача продовжується до тих пір, поки γ_0 не стане рівним нулю;

4) прямолінійний рух автомобіля-тягача $\gamma_0 = 0$, за якого тягач рухається прямолінійно, в той час як причіп ще не закінчив поворот; шлях, що проходить тягач змінюється в межах від 0 до ∞ .

Інтегрування рівнянь кутів складання автопоїзда виконується за умови, що швидкість автопоїзда і кутова швидкість повороту його керованих коліс на перехідних кривих величини сталі ($v_a = \text{const}$, $\frac{d\gamma_0}{dt} = \text{const}$, $k_n = \frac{\dot{\gamma}}{v_a} = \text{const}$), а кути повороту керованих коліс і складання автопоїзда суть малі величини ($\sin\gamma=\gamma$, $\cos\gamma=1$, $\text{tg}\gamma=1$). Інтегрування рівнянь кутів складання для типового дволанкового автопоїзда у складі автомобіля-тягача DAF XF 95.430 та напівпричепа KRONE – SDP 24 було виконано за швидкості руху автопоїзда $v=5$ м/с і режимного коефіцієнту повороту автомобіля-тягача як на вході в поворот k_{n1} , так і на виході з повороту k_{n2} рівними між собою, тобто $k_{n1}=k_{n2}=0,02$.

Для того щоб тягач вийшов на кругову траєкторію із зовнішнім габаритним радіусом $R_{zg} = 12,5$ м, кут повороту керованих коліс тягача склав $\gamma_0 = 34,1^\circ$.

На першому етапі розрахунків визначалися значення кута складання в кінці першої і другої стадій повороту за лінеаризованими рівняннями кутів складання і шляхом розв'язку диференціального рівняння за допомогою програмного забезпечення Mathcad – 2000.

Співставлення даних про кути складання показало на суттєву різницю у їх підрахунку за лінеаризованою і нелінійною моделлю. При використанні лінійних моделей похибка у визначенні першого кута складання некерованого автопоїзда у першій фазі складає 22,24%, а у другій – 25,43%, а у третій і четвертій відповідно 25,44% і 17,33%. Тому в подальших розрахунках використовувалася тільки нелінійна модель для визначення кутів складання.

За визначеними кутами складання за нелінійною моделлю знаходилася габаритна смуга руху автопоїзда за різних його конструктивних параметрів. Було встановлено, що ГСР автопоїзда суттєво залежить від розташування точки зчіпки напівпричепа з автомобілем-тягачем.

Нормоване значення ГСР можна забезпечити у тому випадку, коли $c_0 \rightarrow 0$, тобто розташуванні точки зчипки або під задньою віссю (двохвісний автомобіль-тягач), або посередині між двома задніми осями (трьохвісний автомобіль-тягач). При цьому база напівпричепа не повинна перевищувати 7,1 м. При збільшенні бази напівпричепа понад 7,1 м забезпечити нормоване значення ГСР у разі некерованого автопоїзда неможливо. За умови керованих задніх коліс напівпричепа автопоїзд може вписатися у нормовану ГСР [42].

Значна кількість робіт присвячена експериментальним дослідженням по визначенню показників маневреності автопоїздів. У процесі виконання цих досліджень встановлено, що на форму і розміри ГСР істотно впливають параметри, що визначають режим повороту — кутова швидкість повороту керованих коліс автомобіля-тягача і швидкість його поступального руху.

Аналіз розглянутих робіт показує, що для поліпшення маневреності причіпні ланки автопоїздів повинні бути обладнані більш-менш складними системами керування. Найбільше поширення на-сьогодні отримали конструкції із задньою самовстановлювальною віссю напівпричепа.

У тривісних напівпричепів застосовуються три типи само встановлювальних осей:

- причіпна самовстановлювальна вісь;
- самовстановлювальна вісь з рівнобіжним відносним поворотом ресор і ходових осей;
- самовстановлювальна вісь з поворотними цапфами (автомобільного типу).

Найбільше застосування одержали самовстановлювальні осі автомобільного типу.

При повороті автопоїзда задня вісь напівпричепа самовстановлюється під дією бічних складових реакцій дороги. При цьому єдиний центр повороту напівпричепа розташовується (без урахування бічної еластичності шин) на продовженні середньої ходової осі, що відповідає зменшенню бази

напівпричепа і забезпечує стійкий прямолінійний рух. Для можливості маневрування заднім ходом самовстановлювальна вісь блокується. Основним недоліком автопоїздів із самоустановлювальною віссю напівпричепа є суттєве зменшення критичної швидкості руху до 35..40 км/год. Тому на автопоїздах з довгобазовими напівпричепами застосовують керуючі поворотні пристрої, за рахунок яких, як відмічається в роботах [26, 43-50 та ін.], істотно можуть бути поліпшені вимірювачі і показники маневреності автопоїзда.

Дослідженнями А.П.Колпакова [44], Я.Х.Закіна [19,20 і ін.] показано, що для забезпечення руху коліс веденої ланки по траєкторії ведучої, передаточне відношення приводу керування в процесі одного повороту повинно змінюватися з різною швидкістю в широкому діапазоні - від нескінченості до нуля на вході в поворот і від нуля до нескінченості - на виході з повороту. Швидкість зміни передатного відношення залежить від багатьох чинників, у тому числі від режиму руху k_n тягача на повороті.

Питання кінематичного розрахунку приводу керування з постійними значеннями передаточних відношень розглянуті в роботах І.І.Кришеня [45,49], С.С.Атаєва і Б.Ф.Кулика [46], В.П.Лакно і Р.П.Лакно [47], П.П.Ширяєва [50] і ін. У роботах відзначається, що на неусталеному повороті траєкторії ланок автопоїзда не збігаються між собою. При цьому встановлена наступна закономірність: в автопоїзді із системою прямого керування траєкторія руху напівпричепа зміщується відносно основної траєкторії тягача на вході в поворот - у зовнішню сторону, а на виході з повороту - у внутрішню. На противагу цьому в автопоїзді із системою оберненого керування зсув траєкторії руху на вході в поворот - до центру повороту, на виході з повороту - у зовнішню сторону. Ці зсуви траєкторій руху напівпричепа призводять до помітного збільшення ГСР. Так, для автопоїзда із системою прямого керування (база напівпричепа 20 м) смуга руху на повороті радіусом 20 м збільшується в порівнянні з прямолінійною ділянкою більш ніж у 3,5 рази [30]. При цьому смуга повороту суттєво залежить як від типу приводу управління напівприцепом, так і його передаточного відношення.

За інших сталих умов зменшення передаточного відношення від 1,0 (некерований напівпричіп) до 0,6 (напівпричіп з керованою задньою віссю) зменшує зміщення траєкторії причіпних ланок автопоїзда з керованим напівпричепом щодо траєкторії тягача в порівнянні з некерованим автопоїздом майже вдвічі як при поворотах на 90^0 , так і на 180^0 . Проте для керованих автопоїздів характерне зміщення траєкторії причіпних ланок у зовнішню сторону по відношенню до траєкторії автомобіля-тягача, що може призвести до створення небезпечних ситуацій для зустрічного транспорту. Крім того, застосування керованих осей (коліс) візків напівпричепів призводить до погіршення стійкості руху САТЗ.

Курсова нестійкість автомобілів і автопоїздів є одним із випадків загальної нестійкості механічних систем. Основними причинами нестійкості АТЗ є [40]:

- відведення убік від заданого напрямку руху, що визначається діючими на АТЗ силами і взаємним розташуванням центра мас, центра бічного відведення (точки нейтральної повороткості) і бічного метацентра ланок;
- перевищення збурюючого моменту над загальним відновлюючим моментом (виражається в різкому зростанні значень параметрів руху і швидкому досягненні ними граничних величин);
- збіг частот власних коливань і зовнішніх збурень, що приводить у випадку лінійної системи до резонансу і коливального зростання значень параметрів руху до досягнення ними граничних величин, а у випадку нелінійної системи – до встановлення вимушених коливань з постійною амплітудою;
- коливання з постійною амплітудою внаслідок передачі внутрішньої енергії АТЗ.

Якісна оцінка стійкості виконується на основі загальної теорії стійкості руху А. М. Ляпунова. При цьому встановлюється лише факт збільшення чи зменшення отриманих випадкових відхилень від заданого руху. Для кількісної оцінки стійкості в математичній теорії стійкості руху розроблені спеціальні методи. З цією метою також визначаються характеристики власних рухів АТЗ і зовнішніх збурювань, граничні умови, що визначають можливість руху за

умовами перекидання, заносу тощо [40].

Основи теорії стійкості руху були закладені в 1892 році академіком О.М. Ляпуновим, який розв'язав загальну задачу стійкості сталого руху. Свій розвиток, стосовно стійкості руху автомобіля, ця теорія одержала в роботі Я.М. Певзнера [51], що взяв за основу математичне тлумачення теорії стійкості по Ляпунову. Подальший плідний розвиток теорії стійкості руху автомобіля було здійснено в роботах А.С. Литвинова [52, 53], В.А. Іларіонова [54], А.А. Хачатурова [55], Д.А. Антонова [56, 57], Л.Г. Лобаса [58 – 61], В.П. Сахно [62 – 72], В.Г. Вербицького [73 - 75] А.Б. Гредескула [76], Ю.А. Брянського [77, 78], И.Рокара [79], А.С. Добрина [80, 81], Ю.В. Миронова [82, 83], А.П. Солтуса [84], Елліса Д.Р. [85], Смирнова Г.А. [86], Зимєлева Г.В. [87], Фалькевича Б.С. [88], Волкова В.П. [89], Чудакова Е.А. [90], Степанова А.І. [91], Подригало М.А. [9 – 12, 92-95], Фаробіна Я.Е. [96 - 98], а також у роботах іноземних дослідників [99 - 109] і ін.

У наведених вище роботах розглядалися, як правило, питання керованості і стійкості двохвісних і тривісних автомобілів. Так як результати досліджень стійкості цих автомобілів не можна механічно поширювати на багатовісні автомобілі й автопоїзди, то при їхньому створенні приходиться керуватися в основному практичним досвідом, а теорію робочого процесу розробляти на результатах досліджень дослідного зразка. Такий експеримент потребує великих витрат коштів і часу. Є ряд досліджень [110 - 116], спрямованих на розробку теоретичних проблем проектування і створення загальної теорії багатовісних автомобілів, у тому числі й автопоїздів, розкриваючих сутність фізичних явищ, що супроводжують втрати стійкості, результати яких дозволяють закладати задані властивості вже на стадії проектування.

Аналіз конструкцій напівпричепів, що використовуються для комплектації автопоїздів, показує на їх значне різномаяття [115]. Навіть при однаковій вантажопідйомності і однаковому призначенні автопоїзди різняться числом осей, розміщенням їх по базі, кількістю керованих осей і місцем їх розташування тощо. Таке положення пояснюється [116] незавершеністю

процесу розробки загальної теорії стійкості багатовісних автомобілів і автопоїздів, а також недостатністю досвіду їх проектування, досліджень і експлуатації. Зокрема, теоретично й експериментально показано [56, 116, 117], що для забезпечення стійкості руху багатовісних автомобілів і візків напівпричепів із передніми і задніми керованими колесами привід керування задніми колесами повинен забезпечувати їх пасивну роль у формуванні поворотального моменту на всіх режимах руху і повороту. Тому при створенні таких автотранспортних засобів повинен бути розроблений спеціальний привод повороту керованих коліс, який забезпечив би необхідну закономірність повороту задніх коліс у залежності від кута повороту передніх і швидкості руху автомобіля або автопоїзда.

Для забезпечення стійкості системи «водій-автопоїзд-дорога» необхідно, хоча і недостатньо, щоб були забезпечені власна стійкість і керованість автомобіля і напівпричепа, тобто властивості, що закладаються в його конструкцію (без необхідності корекції руху водієм через нестійкість).

Багатофакторні дослідження [31, 118-120], що дозволяють комплексно оцінювати поперечну, курсову і траєкторну стійкість і плавність ходу, дають експрес-оцінку стійкості автопоїзда в цілому, коли забезпечені усі види стійкості при будь-яких зовнішніх збуреннях.

Теорія стійкості руху багатовісних автомобілів, що створена Д.А.Антоновим [57], базується на розгляді всіх загальних конструктивних рішень: багатовісний автомобіль розглядається з довільним числом осей, із довільним розміщенням їх по базі, із довільною схемою рульового керування і з урахуванням особливостей прийнятої схеми трансмісії, що дозволяє поширити окремі її положення і на автопоїзди. В цій теорії під стійкістю руху автомобіля розуміється властивість його конструкції зберігати задані диференціальні параметри керованого, але некоректуемого руху після припинення дії збурюючих сил.

Загальним для всіх досліджень стійкості руху автомобілів і автопоїздів є детальний розгляд теорії кочення пружного колеса і перехід від окремого

колеса до аналізу усього шасі автомобіля або автопоїзда.

Причиною механічної нестійкості будь-якого автотранспортного засобу (АТЗ) на пружних у боковому напрямку колесах є бічне відведення шин, тобто відхилення вектора абсолютної швидкості центру колеса від середньої подовжньої площини його обертання [57]. На сьогодні розроблена значна кількість теорій кочення пружного колеса при дії на нього бічної сили [56].

Серед розглянутих, найбільше прийнятними для розрахунків можна вважати залежності Я.М. Певзнера, А.С.Литвинова, І.Рокара та Д.А. Антонова, проте більш близькі результати до експериментальних даних дають залежності І. Рокара і Д.А. Антонова. Так, перевагами залежності Д.А. Антонова є можливість урахування зміни величини відведення при коливанні і нахилі коліс до опорної поверхні, при крені кузова тощо. Однак ця залежність через велику кількість коригувальних коефіцієнтів викликає ряд незручностей її використання. Крім того, при збільшенні кутів відведення похибка розрахункових даних у порівнянні з експериментальними значно збільшується, що також вимагає коригування.

Залежність Рокара І. $Y_{11} = f(\delta)$ не громіздка і досить зручна для використання при розрахунках параметрів явища відведення для шин різних типорозмірів автомобілів, причепів і напівпричепів, що рухаються дорогами з удосконаленим покриттям.

При аналітичних дослідженнях маневреності, керованості і стійкості автопоїздів рівняння руху складаються, як правило, із використанням методу Лагранжа. В якості задаючого параметра приймаються чи то кут повороту керованих коліс тягача, чи то кут складання ланок автопоїзда. При розробці математичних моделей у більшості випадків приймаються такі припущення: динамічний перерозподіл навантажень на колеса автопоїзда відсутній; кути бічного відведення коліс прямо пропорційні бічним силам; маса поворотної осі не враховується; тертя у вузлах механізму керування відсутнє; кути бічного відведення достатньо малі, так що $\sin \alpha = \alpha$, $\cos \alpha = 1$, де α - кут відведення.

Основні результати розрахунку зводяться до таких положень: візки напівпричепів і причепів з поворотними осями, у порівнянні з некерованими, забезпечують істотне зменшення ширини ГСР. Виграш тим більше, чим менше радіус повороту. При дуже малих відцентрових прискореннях найбільше ефективні конструкції візків причепів і напівпричепів з двома поворотними осями. При збільшенні відцентрового прискорення (до $0,2g$) ефективність конструкції з двома й одною поворотною віссю практично однакова. Збільшення відцентрових прискорень призводить до зменшення ширини ГСР для автопоїздів як із керованими, так і некерованими візками напівпричепів. Пояснюється це збільшенням кутів відведення коліс напівпричепа. Поліпшення маневреності досягається також шляхом збільшення відношення кута повороту передньої осі напівпричепа до кута повороту його задньої осі. При прямолінійному русі автопоїзда, а також при синусоїдальній зміні кута повороту керованих коліс тягача спостерігаються резонансні кутові коливання напівпричепа з керованими осями візка з частотами $0,2...0,4$ Гц. Збільшення швидкості руху автопоїзда викликає збільшення амплітуди коливань візка напівпричепа. У випадку використання самовстановлювальних осей спостерігається збільшення амплітуди поперечних коливань напівпричепа (приблизно в два рази при вхідній частоті повороту керованих коліс $0,4...0,7$ Гц) у порівнянні з некерованим [121].

Тенденція до самоповороту коліс керованих осей під дією бічних сил знижує загальний коефіцієнт опору відведення коліс напівпричепа і причепа, що призводить до виникнення низькочастотних коливань. Зменшення амплітуди поперечних коливань може бути забезпечено застосуванням демпферів у приводі керування, а також шляхом зменшення відношення кутів повороту передньої і задньої осей напівпричепа.

Проведеними дослідженнями встановлено також, що передаточне відношення приводу керування повинно забезпечити помірні кути складання ланок автопоїзда. Відстань між центром поворотного круга і центром мас вантажу не повинна перевищувати певного значення і вибиратися так, щоб

тягач не одержував надлишкової повороткості, а напівпричеп - недостатньої. Для цього центр поворотного круга слід розташовувати декілька спереду центру мас тягача, щоб забезпечити деяку надлишкову повороткість напівпричепа. При цьому зменшується відведення коліс напівпричепа при збільшенні швидкості руху автопоїзда. Некеровані осі візків повинні бути розташовані по можливості ближче одна до одної з метою зменшення кутів складання ланок автопоїзда [122].

Експериментальними дослідженнями встановлено, що курсова нестійкість сидельних автопоїздів виникає, головним чином, внаслідок курсової нестійкості тягача. Кутові відхилення ланок сидельних автопоїздів, що рухаються по кривим плану автомобільних доріг, можуть призвести до складання або перекидання автопоїздів. Ці відхилення виникають внаслідок невідповідності бічних сил передніх і задніх коліс, обумовлених різними жорсткостями передньої і задньої підвісок тягача. Сідельний автопоїзд може втратити стійкість при русі по кривій з великою швидкістю (перекидання). Нормально навантажений сидельний автопоїзд може перекинутися при бічних прискореннях $(0,6...0,7)g$, у той час як для типового легкового автомобіля ці прискорення складають $(1,3...1,5)g$, де g – прискорення земного тяжіння. Курсова нестійкість тягача може викликати часткове складання і наступне перекидання автопоїзда вже при бічних прискореннях $0,3g$. Аналіз ДТП показав, що число перекидань автопоїздів із навантаженими напівпричепами в 13 разів більше, ніж із порожніми, у той час як складання ненавантажених автопоїздів спостерігається в 4,4 раза частіше, чим навантажених [123].

При дослідженні стійкості автомобілів і автопоїздів основними режимами руху були [56, 57, 92-94, 106-114, 122-124]: прямолінійний; круговий; вхід в поворот, а також об'їзд несподіваної перешкоди по траєкторії близькій до синусоїдальної.

У якості основного оціночного параметра, що характеризує стійкість руху автомобіля, вибирається значення граничної швидкості, з якою автомобіль може рухатися в заданих умовах, зокрема при виконанні різних маневрів як-то

„переставка”, „поворот” та „ривок рульового колеса”. В значно меншій мірі досліджені питання керованості і стійкості прямолінійного руху автопоїздів.

Вивчати власне рух автомобіля або автопоїзда найбільш зручно, коли переміщення в поперечному напрямку відсутні (тобто при прямолінійному русі), тому що такий рух визначається внутрішніми властивостями системи, а не видом траєкторії, близької до прямолінійної, причому швидкості руху при цих умовах найбільші. Таким чином, найбільше важливим і одночасно найбільш доступним для дослідження є рух автомобіля на прямолінійних ділянках шляху.

Одиночний автомобіль, кваліфіковано керований у нормальних, неаварійних обставинах, здійснює цілком визначені, передбачені і контрольованими водієм, рухи. Автопоїзду ж, як відзначається в роботі [20], навіть при самому кваліфікованому керуванні властива деяка нестійкість його руху, що характеризується наявністю горизонтальних коливань (вилянь) причіпної ланки. Додатковий негативний вплив на стійкість руху, як відзначається в багатьох роботах, здійснює система керування поворотом коліс причіпної ланки. Критична швидкість автопоїздів із керованими ланками завжди нижче, чим в автопоїзда з некерованими ланками.

Питання стійкості руху причіпних ланок автопоїздів, у тому числі й керованих, розглянуті в роботах [125 – 135 і ін.].

Із проведеного аналізу слідує, що стійкість автопоїзда з керованим напівпричепом можна оцінювати критичною швидкістю прямолінійного руху, максимальною швидкістю, бічним прискоренням, кутовою швидкістю рискання при виконанні маневрів „переставка”, „поворот” та „ривок рульового колеса”.

1.4 Висновки до першого розділу.

1. Огляд вітчизняних і закордонних публікацій по дослідженню динамічного поведіння автопоїздів і визначенню показників керованості і стійкості руху показує, що в даний час немає загальновизнаних однакових підходів як до розробки математичної моделі, так і до математичного апарату для її аналізу.

2. При дослідженні маневреності і стійкості автопоїздів бажано мати комплексну методику, яка б на стадії проектування давала змогу знайти оптимальне рішення щодо маневреності і стійкості руху. Така методика повинна моделювати стаціонарні і перехідні процеси прямолінійного та криволінійного рухів АТЗ, дозволяти отримувати оціночні показники, на основі яких можливо судити про властивості транспортних засобів за критеріями маневреності і стійкості руху.

3. На основі розробленої методики доцільно здійснювати вибір та обґрунтування системи управління довгобазовим напівпричепом автомобільного поїзда з урахуванням його масово-геометричних і компоновальних параметрів.

РОЗДІЛ 2

КІНЕМАТИКА ПОВОРОТУ АВТОПОЇЗДА З СИСТЕМОЮ УПРАВЛІННЯ ПОВОРОТНОЮ ВІССЮ ВІЗКА НАПІВПРИЧЕПА

2.1 Основні спрощення, які приймаються при складанні математичної моделі

При розробленні математичних моделей, через їх складність, доводиться вносити певні корективи – спрощення і припущення, які б не значно впливали на кінцевий результат (результати мали допустиму похибку), але й давали б можливість значно скоротити час і спростити складання самої моделі. Так, враховуючи прикладний характер методів аналізу викладених нижче для визначення маневрових властивостей автопоїздів, і у нашій моделі приймемо ряд припущень та обмежень, щоб максимально спростити розроблені методи і зробити їх доступними для широкого практичного використання.

Будемо вважати, що опорна поверхня, по якій відбувається криволінійний рух автопоїзда, строго горизонтальна і має покращене покриття, яке не створює значного опору рухові.

Автопоїзд побудовано за модульною компоновальною схемою, яка включає в себе модулі тривісного автомобіля-тягача з передньою керованою віссю, напівпричепа і його тривісного візка з поворотною віссю. Ці окремі модулі автопоїзда розглядаються в подальшому як абсолютно жорсткі тіла, без врахування можливих внутрішніх деформацій пружних елементів, які входять до його складу, тому вертикальні переміщення центра мас ланок і нахил їх підресорених мас виключаються. Помітимо при цьому, що тривісний візок напівпричепа з двома задніми неповоротними осями, як і тривісний автомобіль-тягач, завжди можна звести до двовісного, зважаючи на те, що кінематика повороту багатовісного візка еквівалентна двовісному [49].

Рух елементарної кінематичної ланки, якщо про це не буде сказано особливо, вважається обмеженим неголономним зв'язком, тобто напрям швидкостей всіх точок ходової вісі ланки їй перпендикулярні [20]. Бокове

відведення еластичних шин коліс і рух ланки вздовж її ходової осі вважається неможливим. Це важливе припущення призводить до того, що проекції поздовжньої осі ланки першого роду і діаметральної площини середнього приведенного колеса ланки другого роду на опорну поверхню завжди дотичні до траєкторії головних їх точок.

Якщо відома або задана траєкторія направляючої точки елементарної кінематичної ланки, можна тим або іншим методом знайти траєкторію головної точки, тобто середини ходової осі ланки і, відповідно, положення елементарної кінематичної ланки буде визначеним [20].

Якщо ланка першого роду має двовісний візок, то за головну точку такої ланки приймається деяка точка, що лежить на поздовжній вісі ланки між ходовими осями візка. Якщо в подальшому це не буде спеціально зазначено, то вважається, що головна точка ланки лежить точно посередині між ходовими осями.

Шарнірні спряження з вертикальною віссю елементарних кінематичних ланок автопоїздів дозволяють їм здійснювати безперешкодне переміщення в горизонтальній площині.

Знаючи траєкторії кожної ланки, можна визначити характер руху і розташування на дорозі автопоїзда в цілому. Однак з усіх траєкторій автопоїзда одна є основною, що визначає характер його руху і повністю залежить від водія, який керує автопоїздом, орієнтуючись обставинами на дорозі – головна траєкторія автопоїзда.

Головною траєкторією будь-якого транспортного засобу є траєкторія головної точки його ведучої ланки, тобто середини ведучого моста (одновісна ланка) або середини центра двовісного візка (двовісна ланка). Поздовжня вісь елементарної кінематичної ланки направлена по дотичній до головної траєкторії саме в цій точці [20].

При переході від прямолінійного руху до кругового кут γ_0 повороту керованих коліс збільшується від нуля до деякої постійної величини $\gamma_{0\text{MAX}}$,

обумовленої конструкцією автомобіля-тягача. При переході від кругового руху до прямолінійного цей кут, навпаки, зменшується від $\gamma_{0\text{MAX}}$ до нуля. За колового руху автопоїзда спостерігається найбільше відхилення ланок автопоїзда від траєкторії автомобіля-тягача. Тому в практиці експлуатації автопоїздів і у Директиві ЄС габаритну смугу руху автопоїзда визначають за усталеного руху по колу за умови, що усі колеса автопоїзда жорсткі у бічному напрямку. При цьому конструктивні параметри окремих ланок автопоїзда визначають за умови забезпечення ним вимог щодо нормативних внутрішнього і зовнішнього габаритних радіусів. Так, за некерованих причіпних ланок максимальна довжина сидельного автопоїзда складає 16,5 м при базі напівпричепа 7,2 м.

Діючими в Україні нормативними документами (Правила дорожнього руху) максимальна довжина автопоїзда обмежена на рівні 22,0 м. Автопоїзд з такими параметрами не зможе задовольнити вимог Директиви ЄС. Тому напівпричіп такого автопоїзда повинен бути керованим.

2.2 Визначення параметрів приводу управління віссю (колесами) напівпричепа

Криволінійний рух автопоїзда характеризується такими режимними параметрами, як швидкість руху, радіус повороту і кути повороту керованих коліс тягача і возика напівпричепа, інтенсивність зміни цих величин тощо [19, 20].

Практична важливість дослідження криволінійного руху визначається тим, що тільки 50% свого пробігу автопоїзд рухається по дугах кіл досить великих радіусів ($R \geq 500$ м). Маневрування (поворот, розворот, переставка, об'їзд, обгін) займає другу половину часу [18, 19].

Експериментальні дані Я.Х.Закіна показують, що повороти на 90° є найбільш типовими для автопоїздів при їх русі в містах, складаючи понад 70% всіх поворотів. Крім того, автопоїзди часто повинні здійснювати розвороти на 180° . Круговий сталий рух (з постійними значеннями всіх змінних) є теоретично

зручним і практично важливим [20] з точки зору апроксимації динамічної поведінки автопоїзда при рухах по траєкторіях змінної кривизни, а також для оцінки його маневреності.

Для поліпшення маневреності довгобазових автопоїздів в конструкцію останніх вводять керовані напівпричепи. Привід управління може здійснюватися як на окремі осі або декілька осей, так і на весь возик напівпричепа за допомогою спеціальних пристроїв і механізмів. Сукупність цих пристроїв і механізмів отримала загальну назву система управління поворотом. Чим більш досконала система управління поворотом, тим менше відхилення траєкторії возика напівпричепа від траєкторії тягача при русі автопоїзда по криволінійних траєкторіях. Це призводить до зменшення габаритної смуги руху (ГСР), збільшення швидкості проходження заокруглень автомобільних доріг і покращення маневреності автопоїзда в обмежених міських умовах, на монтажних майданчиках. Отже, від системи управління поворотом залежать як безпека руху, так і економічність і продуктивність автопоїздів.

Крім відмічених переваг, застосування в автопоїздах керованих напівпричепів дозволяє значно знизити величини бічних сил на колесах, що призводить до збільшення терміну служби шин і надійності роботи деталей ходового возика напівпричепа [19, 21-24 та інш.].

Управління поворотом коліс напівпричепа зменшує кут складання автопоїзда, практично не впливаючи на радіус його повороту. Разом з тим кут складання автопоїзда чутливіший до кутів повороту коліс (осей) причіпних ланок, чим радіус повороту автопоїзда. Найбільш значні відмінності (не тільки кількісні, але і якісні) спостерігаються при повороті керованих коліс (осей) причіпних ланок убік, протилежний напрямку повороту керованих коліс тягача. В цьому випадку область реалізуємості кругових рухів різко звужується, що необхідно враховувати при розробці систем управління причіпними ланками автопоїздів.

Рівняння роботи будь-якої системи управління поворотом може бути

представлене у вигляді [24]

$$\Delta\alpha = u \times \Delta\gamma, \quad (2.1)$$

де $\Delta\alpha$ - зміна кута складання;

$\Delta\gamma$ - відповідна зміна приведенного кута повороту керованих коліс напівпричепа, причепа;

u - кутове передаточне відношення приводу управління.

Для управління причіпними ланками застосовуються приводи з різними типами керуючих зв'язків: прямим, зворотним, комбінованим (подвійним). Відмінність між типами керуючих зв'язків полягає в функціональній залежності параметрів, що характеризують кінематику руху автопоїзда [24, 43 - 45].

На-сьогодні найбільше поширення отримали системи автоматичного управління безпосередньої дії. При цьому поворот керованих коліс (осей) напівпричепа здійснюється за рахунок їх "жорсткого" кінематичного зв'язку із задаючими органами (керованими колесами, рамою тягача або напівпричепа) при взаємному повороті ланок транспортного засобу. Зусилля, необхідне для взаємного повороту ланок автопоїзда і забезпечення повороту керованих осей (колес) напівпричепа, створюється за рахунок реакцій бічних сил на колесах автомобіля-тягача і передається механічними (тросовими або важільними) або гідравлічними (гідростатичними) системами до керованих коліс (осей) напівпричепа. Зазначимо, що в прямому приводі управління напівприцепом елементи передачі задаючих параметрів до виконавчого механізму (троси, тяги, трубопроводи і т.д.) повинні розташовуватися по всій його довжині: від сидельно-зчіпного пристрою автомобіля-тягача до осі напівпричепа. Це робить привід громіздким, значної власної маси, ускладнює або часом виключає можливість його експлуатації (наприклад, для причепів-розпусків, лісовозів тощо).

Вказаних недоліків позбавлені приводи управління, що реалізують зворотний керуючий зв'язок (надалі зворотний привід управління), при якому кут повороту керованих осей (колес) візка напівпричепа визначається другим

кутом складання автопоїзда. Це означає, що задаючий механізм або пристрій повинні розташовуватися поруч з точкою зчеплення кістяка напівпричепа і його візка, а елементи передачі задаючих параметрів до виконавчого механізму можуть бути розташовані на візку напівпричепа [30].

Незважаючи на порівняльну простоту конструкції різних систем зворотного управління, вони, як і системи прямого управління, мають ряд недоліків. По-перше, для свого функціонування механічні системи прямого і зворотного управлінь використовують сили зчеплення керованих коліс тягача з полотном дороги і тому при несприятливих дорожніх умовах (брудні мокрі дороги) передаточне відношення системи управління поворотом напівпричепа повинно бути змінним, що не можуть забезпечити системи безпосередньої дії. Виключенням, в деякій мірі, може стати подвійний привід управління, що істотно поліпшує показники маневреності довгобазових автопоїздів [24].

Зупинимося на цьому приводі більш детально. Для цього розглянемо дві принципово різні системи управління:

- схема №1 – автопоїзд із передньою керованою віссю напівпричепа;
- схема №2 – автопоїзд із задньою керованою віссю напівпричепа.

Помітимо при цьому, що тривісний візок напівпричепа з двома задніми неповоротними осями завжди можна звести до двовісного, зважаючи на те, що кінематика повороту багатовісного візка еквівалентна двовісному [49].

За усталеного повороту і співпадінні основних траєкторій 1 автомобіля-тягача 2 і напівпричепа 3 поворотна вісь напівпричепа 4 повинна бути повернута на кут θ_{11} , рис. 2.7. При цьому між поздовжніми осями ланок автопоїзда будуть мати місце кути φ_1 і φ_2 , які є задаючими параметрами системи подвійного управління поворотом керованою віссю напівпричепа. Кут θ_{11} у цьому випадку є функцією першого кута складання (кут між поздовжніми осями автомобіля-тягача і кістяка напівпричепа) і другого кута складання (кут між поздовжніми осями кістяка напівпричепа і його візка), тобто $\theta_{11}=f(\varphi_1, \varphi_2)$.

При русі автопоїзда на вхідній перехідній траєкторії приведений кут

$$\Delta\theta_{31\varphi_1} = \frac{\Delta\varphi_1}{k_{\varphi_1}} \quad (2.4)$$

$$i \quad \Delta\theta_{31\varphi_2} = \frac{\Delta\varphi_2}{k_{\varphi_2}}, \quad (2.5)$$

де k_{φ_1} – коефіцієнт пропорційності приводу системи подвійного управління, що відображає поворот осі напівпричепа у функції першого кута складання автопоїзда φ_1 (перше передаточне відношення системи подвійного управління); k_{φ_2} – те ж у функції другого кута складання автопоїзда φ_2 (друге передаточне відношення системи подвійного управління).

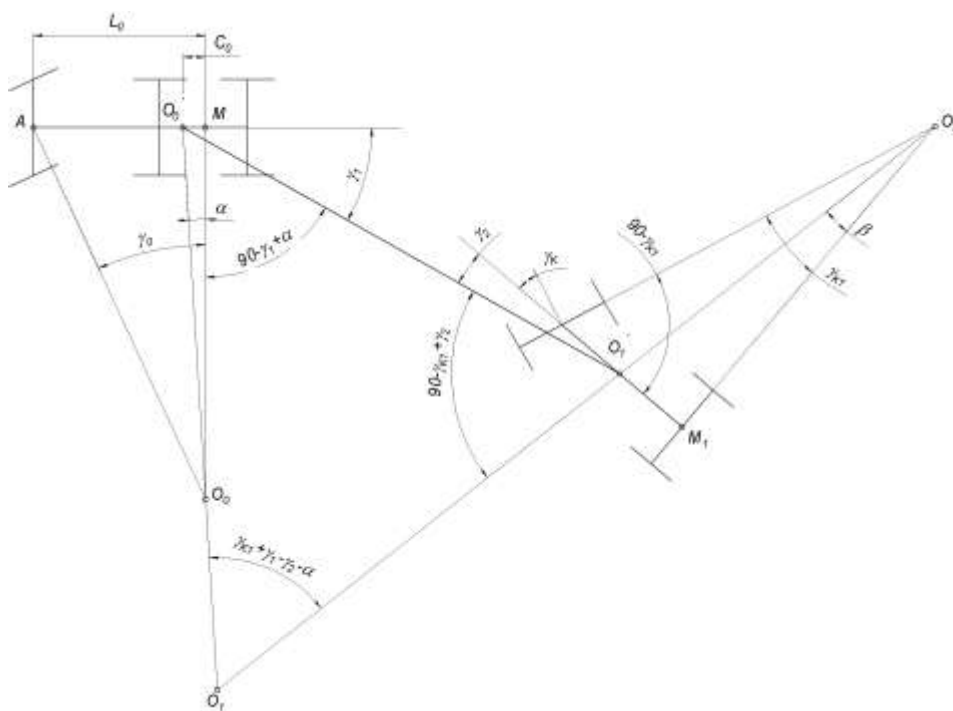
З урахуванням (2.19) і (2.20) вирази (2.17) і (2.18) кут повороту керованої осі напівпричепа може бути представлений у вигляді

$$\theta_{31} = u_2\varphi_2 - u_1\varphi_1, \quad (2.6)$$

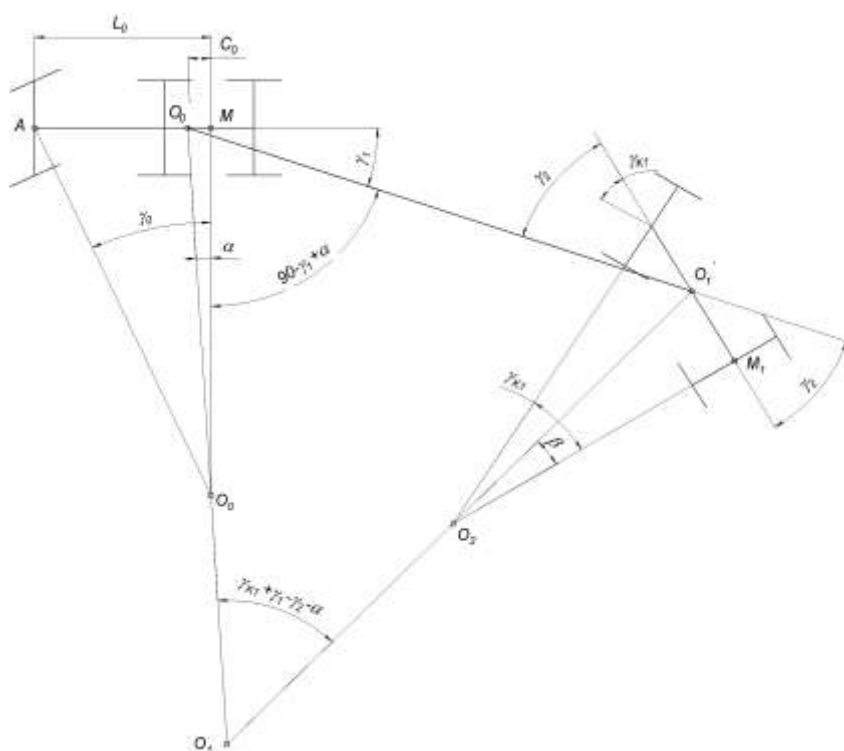
де u_1 , u_2 – передаточні відношення першої і другої ступені подвійного приводу управління віссю напівпричепа.

Проведеними раніше дослідженнями встановлено [17, 18, 20, 23, 33, 34, 81], що привід управління на задню вісь напівпричепа значно погіршує стійкість автопоїзда. Тому в подальшому розглянемо тільки подвійний привід управління на передню вісь напівпричепа. Характерною особливістю такого приводу управління є те, що возик напівпричепа шарнірно з'єднаний з його кістяком, а поворотною (керованою) є передня вісь возика. Це забезпечує поворот возика і його поворотної осі у сторону протилежну напрямку повороту автомобіля-тягача при вході в поворот і навпаки – в одну сторону при виході з повороту, рис. 2 а, б.

Аналіз залежностей криволінійного руху автопоїзда зводиться до знаходження кутів складання його ланок, які визначають положення возика і автопоїзда в цілому на криволінійній траєкторії. Кути складання визначаються шляхом розв'язку системи диференціальних рівнянь, що описують рух автопоїзда на повороті [19].



а)



б)

Рисунок 2.2 – Схема повороту автопоїзда за подвійного приводу управління на передню вісь напівпричепа при вході в поворот (а) і виході з повороту (б)

Диференціальні рівняння кутів складання записуються у вигляді [20]:

$$\begin{aligned}\frac{d\varphi_1}{dt} &= \omega_0 - \omega_1, \\ \frac{d\varphi_2}{dt} &= \omega_1 - \omega_2,\end{aligned}\tag{2.7}$$

де φ_1 і φ_2 – відповідно перший (кут між поздовжніми осями автомобіля-тягача і кістяка напівпричепа) і другий (кут між поздовжніми осями кістяка напівпричепа і його возика) кути складання ланок автопоїзда; $\omega_0, \omega_1, \omega_2$ – відповідно кутові швидкості автомобіля-тягача, кістяка і возика напівпричепа.

Оскільки кутові швидкості ланок визначаються швидкістю руху автопоїзда і його компоновальними параметрами, то і кути складання будуть визначатися тими ж параметрами.

Для визначення кутових швидкостей необхідно знайти радіус-вектори характерних точок автопоїзда, а саме $\overline{O_0O'_0}$, $\overline{O_1O'_0}$, $\overline{O_1O'_1}$, $\overline{O_2O'_1}$.

Згідно до схеми криволінійного руху автопоїзда, рис. 2а, для входу в поворот маємо

$$\overline{O_0O'_0} = \frac{O_0M}{\cos(\alpha_0)}.\tag{2.8}$$

Разом з тим, з трикутника O_0MA можна отримати:

$$\frac{L_0}{O_0M} = \operatorname{tg}(\gamma_0) \Rightarrow O_0M = \frac{L_0}{\operatorname{tg}(\theta)},\tag{2.9}$$

$$\overline{O_0O'_0} = \frac{L_0}{\operatorname{tg}(\theta) \cdot \cos(\alpha_0)}.\tag{2.10}$$

Для визначення радіус-вектора $\overline{O_1 O'_0}$ розглянемо трикутник $\Delta O_1 O'_0 M_1$. Тоді за теоремою синусів отримуємо:

$$\frac{\overline{O_1 O'_0}}{\sin(\pi/2 - \varphi_1 + \alpha)} = \frac{L_1}{\sin(\theta_{31} + \varphi_1 - \varphi_2)} \Rightarrow \overline{O_1 O'_0} = \frac{L \cdot \sin(\pi/2 - \varphi_1 + \alpha)}{\sin(\varphi_1 + \theta_{31} - \varphi_2)}, \quad (2.11)$$

Після визначення радіус-вектора $\overline{O_1 O'_1}$ знайдемо вектор $\overline{O_2 O'_1}$. Із $\Delta O'_1 O_2 M$ отримаємо :

$$\overline{O_2 O'_1} = \frac{\overline{O'_1 M_1}}{\sin \beta} = \frac{l}{\sin \beta}, \quad (2.12)$$

З урахуванням виразів (2.9-2.12) перепишемо систему рівнянь (2.7) у розгорнутому вигляді:

$$\begin{aligned} \frac{d\varphi_1}{dt} &= \omega_0 \left(1 - \frac{\overline{O_0 O'_0}}{\overline{O_1 O'_0}} \right) = \omega_0 \left[1 - \frac{L_0 \sin(\theta_{31} + \varphi_1 - \varphi_2)}{L \operatorname{tg}(\theta) \cos(\alpha)} \right], \\ \frac{d\varphi_2}{dt} &= \omega_1 \left(1 + \frac{\overline{O_1 O'_1}}{\overline{O_2 O'_1}} \right) = \omega_1 \left[1 + \frac{L \cdot \sin(\pi/2 - \varphi_1 + \alpha)}{l \sin(\varphi_1 + \theta_{31} - \varphi_2)} \cdot \frac{\sin \beta}{\cos(\alpha)} \right] \end{aligned} \quad (2.13)$$

Отримана система рівнянь описує рух сидельного автопоїзда на криволінійній траєкторії за подвійного приводу управління на передню вісь возика напівпричепа. Для її практичного застосування на різних стадіях повороту автопоїзда необхідно провести ще ряд перетворень [48].

Прийmemo, що точка зчіпки автомобіля-тягача з напівприцепом O'_0 рухається з постійною швидкістю V_0 . Тоді усі точка автомобіля-тягача обертатимуться навколо миттєвого центра швидкостей O_0 з кутовою швидкістю ω_0 :

$$\omega_0 = \frac{V_0}{O_0 M} = \frac{V_0 \cdot \operatorname{tg}(\theta)}{L_0}. \quad (2.14)$$

У результаті цього перша причіпна ланка (кістяк напівпричепа) обертатиметься навколо миттєвого центра швидкостей т. O_1 з кутовою швидкістю ω_1 :

$$\omega_1 = \frac{\omega_0 \cdot \overline{O'_0 O_0}}{O_1 O'_0} = \frac{V_0 \cdot \sin(\varphi_1 + \theta_{31} - \varphi_2)}{L \cdot \cos(\theta) \cdot \sin(\pi/2 - \varphi_1 + \alpha)}. \quad (2.15)$$

З урахуванням (2.14) і (2.15) система рівнянь (2.13) запишеться у вигляді:

$$\begin{aligned} \frac{d\varphi_1}{dt} &= \frac{V_0 \cdot \operatorname{tg}(\theta)}{L} \cdot \left(1 - \frac{L}{\operatorname{tg}(\theta) \cdot \cos(\alpha_0)} \cdot \frac{\sin(\varphi_1 + \theta_{31} - \varphi_2)}{L_1} \right), \\ \frac{d\varphi_2}{dt} &= \frac{V_0 \cdot \sin(\varphi_1 + \theta_{31} - \varphi_2)}{L \cdot \cos(\theta) \cdot \sin(\pi/2 - \varphi_1 + \varphi_2)} \cdot \left[1 + \frac{L \sin \beta \cdot \sin(\pi/2 - \varphi_1 + \alpha)}{l \sin(\theta_{31} + \varphi_1 - \varphi_2)} \right] \end{aligned} \quad (2.16)$$

В основі аналізу криволінійного руху автопоїзда лежить залежність кутів складання ланок від кута повороту керованих коліс тягача, тобто від похідних кутів складання за часом необхідно перейти до похідних за кутом повороту керованих коліс тягача [135].

Відомо [19], що кут повороту керованих коліс тягача визначається режимним коефіцієнтом повороту K_{Π} , тобто

$$\theta = K_{\Pi} v_0 t \quad (2.17)$$

Приймаючи швидкість руху автопоїзда величиною сталою $v_0 = \text{const}$, отримаємо

$$\frac{d\theta}{dt} \times \frac{1}{v_0} = K_{\Pi}$$

або

$$dt = \frac{d\theta}{v_0 \cdot K_{\pi}} \quad (2.18)$$

З урахуванням (2.18) система рівнянь (2.16) запишеться у вигляді:

$$\begin{aligned} \frac{d\varphi_1}{d\theta} &= \frac{tg(\theta)}{K_{\pi} \cdot L} \cdot \left(1 - \frac{L}{tg(\theta) \cdot \cos(\alpha_0)} \cdot \frac{\sin(\varphi_1 + \theta_{31} - \varphi_2)}{L_1} \right), \\ \frac{d\varphi_2}{d\theta} &= \frac{\sin(\varphi_1 + \theta_{31} - \varphi_2)}{K_{\pi} \cdot L_1 \cdot \cos(\theta) \cdot \sin(\pi/2 - \varphi_1 + \varphi_2)} \cdot \left[1 + \frac{L \sin \beta \cdot \sin(\pi/2 - \varphi_1 + \varphi_2)}{l \sin(\theta_{31} + \varphi_1 - \varphi_2)} \right] \end{aligned} \quad (2.19)$$

Система рівнянь (2.19) у загальному вигляді не інтегрується. Для її інтегрування залучимо програмне середовище Mathcad. Попередньо необхідно визначити передаточне відношення подвійного приводу управління на передню вісь возика напівпричепа. Це передаточне відношення i_0 визначиться як

$$\theta_{31} = \frac{\varphi_1}{i_0} - \varphi_2 \quad (2.20)$$

З урахуванням (2.20) система рівнянь (2.19) може бути представлена у вигляді:

$$\begin{aligned} \frac{d\varphi_1}{d\theta} &= \frac{tg(\theta)}{K_{\pi} \cdot L} \cdot \left(1 - \frac{L}{tg(\theta) \cdot \cos(\alpha_0)} \cdot \frac{\sin(\frac{\varphi_1}{i_0} - \varphi_2)}{L_1} \right), \\ \frac{d\varphi_2}{d\theta} &= \frac{\sin(\frac{\varphi_1}{i_0} - \varphi_2)}{K_{\pi} \cdot L_1 \cdot \cos(\theta) \cdot \sin(\pi/2 - \varphi_1 + \varphi_2)} \cdot \left[1 + \frac{L \sin \beta \cdot \sin(\pi/2 - \varphi_1 + \varphi_2)}{l \sin(\frac{\varphi_1}{i_0} - \varphi_2)} \right] \end{aligned} \quad (2.21)$$

Під час виконання повороту величина кута α повністю залежить від кута повороту керованих коліс тягача γ_0 . Тому у системі рівнянь (2.21) виключимо параметр α .

Із трикутника $\Delta O_o O'_o M$ отримаємо:

$$tg(\alpha) = \frac{c}{O_o M} = \frac{c \cdot tg(\theta)}{L}. \quad (2.22)$$

З відомою тригонометричної залежності

$$1 + tg^2(\alpha_0) = \frac{1}{\cos^2(\alpha_0)} \quad (2.23)$$

отримаємо

$$\cos(\alpha) = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{c \cdot tg(\theta)}{L} \right)^2}} \quad (2.24)$$

Аналогічно визначимо і значення кута β . Із трикутника $\Delta O_o O'_o M$

$$tg(\beta) = \frac{l \times tg(\theta_{31})}{L_m}. \quad (2.25)$$

або

$$\cos^2(\beta) = \frac{1}{1 + \left(\frac{l}{L_m} tg \theta_{31} \right)^2}. \quad (2.26)$$

Звідки

$$\sin \beta = \sqrt{1 - \frac{1}{\left(1 + \frac{l}{L_m} tg \theta_{31} \right)^2}} \quad (2.27)$$

Після визначення кутів α і β система рівнянь (2.21) запишеться у вигляді

$$\frac{d\varphi_1}{d\theta} = \frac{tg(\theta)}{K_{\Pi} \cdot L} \cdot \left(1 - \frac{L}{tg(\theta) \cdot \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{c \cdot tg(\theta)}{L} \right)^2}}} \cdot \frac{\sin\left(\frac{\varphi_1}{i_0} - \varphi_2\right)}{L_1} \right) \quad (2.28)$$

$$\begin{aligned} \frac{d\varphi_2}{d\theta} = & \frac{\sin\left(\frac{\varphi_1}{i_0} - \varphi_2\right)}{K_{\Pi} \cdot L_1 \cdot \cos(\theta) \cdot \sin(\pi/2 - \varphi_1 + \varphi_2)} \times \\ & \times \left[\frac{L \sqrt{1 - \left(\frac{1}{1 + \frac{l}{L_m}} tg\theta_{31} \right)^2} \cdot \sin(\pi/2 - \varphi_1 + \varphi_2)}{1 + \frac{L \sqrt{1 - \left(\frac{1}{1 + \frac{l}{L_m}} tg\theta_{31} \right)^2} \cdot \sin(\pi/2 - \varphi_1 + \varphi_2)}{l \sin\left(\frac{\varphi_1}{i_0} - \varphi_2\right)}} \right] \quad (2.29) \end{aligned}$$

З формул (2.28), (2.29) видно, що отримані рівняння не складають систему, бо перше рівняння зовсім не залежить від другого. Тобто, коли в автопоїзді немає зворотніх зв'язків, то рух наступних ланок не впливає на рух попередніх ланок. Не зважаючи на це, на практиці розходження між теоретичними і практичними значеннями лежать у допустимих межах [35].

Оскільки в загальному випадку під час виконання повороту автопоїзд стадії входження в поворот, рух по колу, вихід з повороту, прямолінійний рух до повернення всіх параметрів у початковий стан, то рівняння (2.28) і (2.29) можна застосувати лише для першої стадії виконання повороту.

Під час руху по коловій траєкторії з радіусом R_{0MIN} (якщо є така ділянка, то для неї $\gamma_0 = \text{const} = \gamma_{0MAX}$) визначальним параметром стає центральний кут φ_K . Приймаючи до уваги співвідношення $d\gamma_0 = R_{0MIN} \cdot K_{\Pi} \cdot d\varphi_K$, отримаємо

$$\frac{d\varphi_1}{d\varphi_k} = \left(1 - R_{0\min} \frac{\sin(\frac{\varphi_1}{i_0} - \varphi_2)}{L_1 \cdot \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{c \cdot \operatorname{tg}(\theta)}{L}\right)^2}}} \right) \quad (2.30)$$

$$\begin{aligned} \frac{d\varphi_2}{d\varphi_k} = & \frac{R_{0\min} \sin(\frac{\varphi_1}{i_0} - \varphi_2)}{L_1 \cos(\theta) \cdot \sin(\pi/2 - \varphi_1 + \varphi_2)} + \frac{\sin(\frac{\gamma_1}{i_0} - \gamma_2)}{\sin(\pi/2 - \varphi_1 + \varphi_2)} \times \\ & \times \left[\frac{\sqrt{1 - \left(\frac{1}{1 + \frac{l}{L_m}} \operatorname{tg}(\frac{\varphi_1}{i_0} - \varphi_2) \right)^2} \cdot \sin(\pi/2 - \varphi_1 + \varphi_2)}{l \sin(\frac{\varphi_1}{i_0} - \varphi_2)} \right] \end{aligned} \quad (2.31)$$

При виході з повороту застосовуються рівняння (2.30) і (2.31), але оскільки рульове колесо обертається у зворотньому напрямку, то слід використовувати коефіцієнт K_{Π} зі знаком “-”.

Остання стадія – прямолінійний рух автомобіля-тягача до того часу, поки усі вихідні параметри не повернуться у вихідний стан. Так на цій стадії кути складання ланок автопоїзда вже не залежать від положення керуючих коліс, а лише від шляху, який проходить автомобіль-тягач, тоді $d\gamma_0 = K_{\Pi} \cdot dS_0$. А так як $\gamma_0 = 0$, то:

$$\frac{d\varphi_1}{dS_0} = - \frac{\sin\left(\frac{\varphi_1}{i_0} - \varphi_2\right)}{L_1 \cdot \cos\left(\frac{\varphi_1}{i_0} - \varphi_2\right)}, \quad (2.32)$$

$$\frac{d\varphi_2}{dS_0} = \frac{\sin\left(\frac{\varphi_1}{i_0} - \varphi_2\right)}{L_1 \sin(\pi/2 - \varphi_1 + \varphi_2)} \times \left[1 + \frac{L \sqrt{1 - \left(\frac{1}{1 + \frac{l}{L_m}} \operatorname{tg}\left(\frac{\varphi_1}{i_0} - \varphi_2\right) \right)^2} \cdot \sin(\pi/2 - \varphi_1 + \varphi_2)}{l \sin\left(\frac{\varphi_1}{i_0} - \varphi_2\right)} \right] \quad (2.33)$$

Таким чином, при визначенні кутів складання ланок автопоїзда необхідно скласти чотири системи рівнянь, які відповідають кожному етапу його криволінійного руху. При цьому слід враховувати, що кінцеві параметри попередньої стадії виступають початковими даними наступної стадії криволінійного руху. Слід лише зазначити, що дана математична модель справедлива лише для компоновальної схеми автопоїзда, яка відповідає вихідній (рис. 2.2). Будь-яке прирівнювання до нуля довжин ланок призводить до того, що виникає така логічна помилка, як ділення на нуль. Представлену модель можливо використовувати для визначення параметрів будь-якого криволінійного руху автопоїзда за подвійного приводу управління на передню вісь напівпричепа, зокрема, колового руху, поворотів дороги на різні кути, руху з «переставкою», «змійкою» тощо.

За розробленою математичною моделлю визначалися параметри криволінійного руху автопоїзда у складі тривісного сидельного автомобіля-тягача Scania і напівпричепа Krone SD-27 збільшеної поздовжньої бази до 8,5 м. При цьому приймалося, що напівпричіп може бути обладнаним подвійним приводом управління як на передню, так і задню вісь, а також прямим приводом

управління на задню вісь, самовстановлювальною задньою віссю напівпричепа і некерованим напівприцепом. Передаточне відношення приводів управління, що розглядаються, визначалося за усталеного колового руху автопоїзда, рис. 2.3, і виконанні ним вимог DIRECTIVE 2002/7/EC щодо маневреності [16].

Для цього визначалися кути складання ланок автопоїзда і повороту керованої осі напівпричепа. Так, для подвійного приводу управління із ΔO_1BD слідує

$$O_1D = \sqrt{O_1B^2 - BD^2} = \sqrt{R_{xe}^2 - L^2} ;$$

$$O_1M = O_1D - DM ;$$

$$O_1O'_0 = \sqrt{O_1M^2 + O'_0M^2} .$$

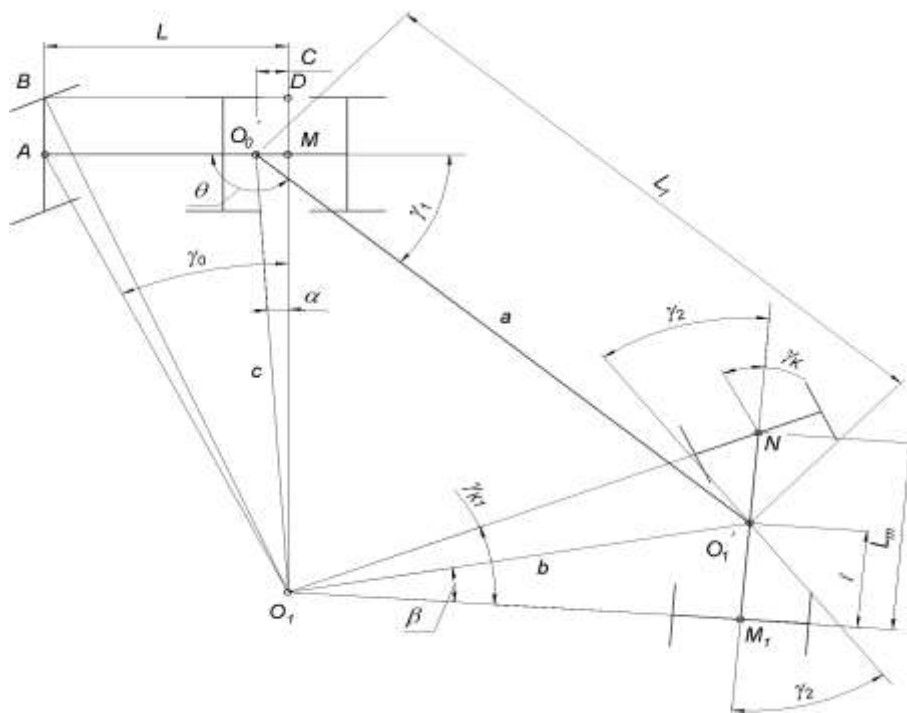


Рисунок 2.3 – Схема усталеного колового руху автопоїзда за подвійного приводу управління на передню вісь напівпричепа

Із трикутника $\Delta O_1O'_1M$ отримаємо:

$$O_1O'_1 = \sqrt{O_1M_1^2 + O'_1M_1^2} = \sqrt{(R_{xe} + B/2)^2 + l^2}$$

Тоді, за теоремою косинусів, можна записати

$$\lambda = \arccos \frac{(O'_0 O'_1)^2 + O'^2_0 O'^2_1 - O'^2_1 O'^2_1}{2 \times O'_0 O'_1 \times O'_1 O'_1}, \quad (2.34)$$

$$\alpha = \arctg \frac{O'_0 M}{O'_1 M}. \quad (2.35)$$

Після визначення кутів λ і α перший кут складання визначиться як

$$\varphi_1 = \pi/2 - \lambda + \alpha$$

Кут повороту керованої осі напівпричепа можна визначити з $\Delta O_1 M_1 N$.
Отримаємо

$$\theta_{31} = \arctg \frac{M_1 N}{O_1 M_1}. \quad (2.36)$$

Тоді передаточне відношення до поворотної осі напівпричепа за подвійного приводу управління складе

$$i_0 = \frac{\varphi_2 + \theta_{31}}{\varphi_1}. \quad (2.37)$$

Приймаючи до уваги відомі із кінематики залежності, а також результати роботи [34], отримаємо рівняння, що визначають кути складання ланок автопоїзда у загальному випадку його руху:

$$\frac{d\varphi_1}{dt} + \frac{v_A}{L_1 \frac{\sin(\pi/2 - \varphi_2 - \alpha_1)}{\sin(\varphi_1 + \varphi_2 + \alpha_1)}} - \frac{v_{C1} \operatorname{tg} \theta}{a + b - d} = 0, \quad (2.38)$$

$$\frac{d\varphi_2}{dt} - \frac{v_{c1} \sin(\pi/2 - \varphi_1)}{\frac{a_1 + b_1}{\operatorname{tg}\theta} \sin(\pi/2 - \varphi_2 - \alpha_1) \times \sqrt{1 + \left(\frac{d_1 - c_1}{a_1 + b_1} \operatorname{tg}\theta_{11}\right)^2}} - \frac{v_A \sin(\varphi_1 + \varphi_2 + \alpha_1)}{L_1 \sin(\pi/2 - \varphi_1 - \alpha_1)} = 0 \quad (2.39)$$

У наведеній системі рівнянь допоміжний кути α_1 визначений залежністю:

$$\alpha_1 = \operatorname{arctg}\left(\frac{d_1 - c_1}{a_1 + b_1} \operatorname{tg}\theta_{11}\right);$$

Кути складання ланок автопоїзда і повороту керованих осей, які визначають собою передаточні відношення подвійного приводу управління доцільно визначати за колового руху автопоїзда. У цьому випадку розрахункові формули для визначення кутів складання і кута повороту керованої осі напівпричепа визначаються геометричними параметрами ланок і задаючим параметром – кутом повороту відповідної ланки. Так, якщо для автомобіля-тягача і напівпричепа у якості задаючого параметру прийняти кут повороту керованих коліс тягача, то

$$\varphi_1 = \arcsin \frac{L_1^2 + c_0^2 - b^2}{2L_1 \times \sqrt{L_T^2 \operatorname{ctg}^2 \theta + c_0^2}} - \operatorname{arctg} \frac{c_0}{L_T \operatorname{ctg} \theta} \quad - \quad \text{автопоїзд №1};$$

$$\varphi_1 = \arcsin \frac{L_1^2 + c_0^2 - a^2}{2L_1 \times \sqrt{L_T^2 \operatorname{ctg}^2 \theta + c_0^2}} - \operatorname{arctg} \frac{c_0}{L_T \operatorname{ctg} \theta} \quad - \quad \text{автопоїзд №2};$$

$$\varphi_2 = \arcsin \frac{L_1^2 - c_0^2 + b^2}{2L_1 \times \sqrt{L_T^2 \operatorname{ctg}^2 \theta + b^2}} + \operatorname{arctg} \frac{b}{L_T \operatorname{ctg} \theta} \quad - \quad \text{автопоїзд №1};$$

$$\varphi_2 = \arcsin \frac{L_1^2 - c_0^2 + a^2}{2L_1 \times \sqrt{L_T^2 \operatorname{ctg}^2 \theta + a^2}} - \operatorname{arctg} \frac{a}{L_T \operatorname{ctg} \theta} \quad - \quad \text{автопоїзд №2};$$

$$\theta_{31} = \arctg \frac{L_1}{L_T \operatorname{ctg} \theta} \quad - \text{ автопоїзд №1 і №2.}$$

Після визначення кутів складання і повороту керованої осі напівпричепа визначається передаточне відношення приводу системи подвійного управління, яке в загальному вигляді записується у вигляді:

$$i_0 = u_1 \times u_2$$

Зазвичай, перше передаточне відношення приводу управління вибирають близьким до одиниці. Тоді друге передаточне відношення напівпричепа визначиться як

$$u_2 = \frac{\theta_{31} + \varphi_2}{\varphi_1}, \quad (2.40)$$

Для прямого приводу управління отримаємо

$$u_1 = -\frac{\theta_{31}}{\varphi_1} \quad (2.41)$$

Зважаючи на те, що передаточне відношення приводу управління u_2 залежить від кутів складання ланок автопоїзда і кута повороту керованої осі напівпричепа, на рис. 2.4 у якості прикладу наведена залежність φ_1 , φ_2 і θ_{11} від кута повороту керованих коліс тягача автопоїзда №1 за його колового руху за бази напівпричепа 8,0 м.

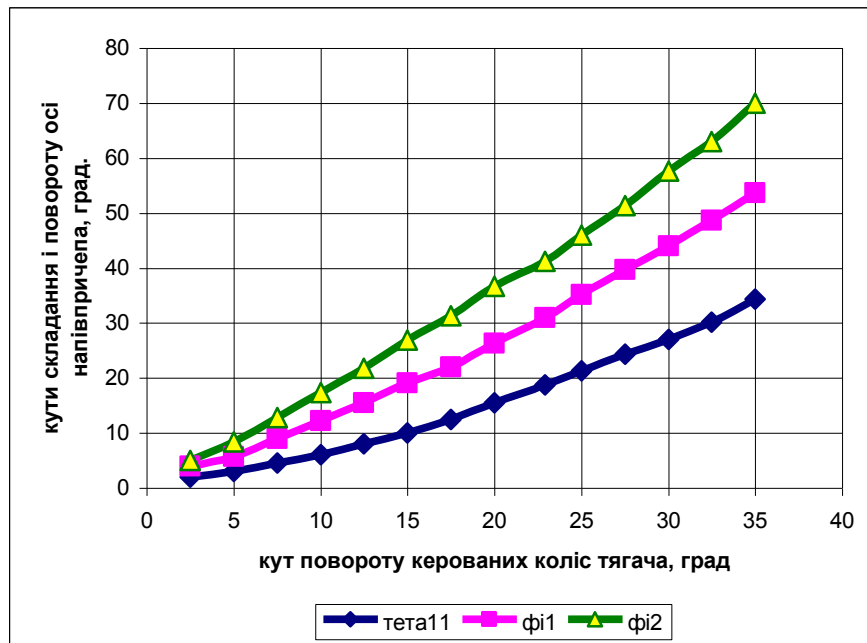


Рисунок 2.4 – Залежність кутів складання ланок автопоїзда і повороту керованої осі напівпричепа від кута повороту керованих коліс тягача

З наведеної залежності (рис. 2.4) слідує, що зі збільшенням кута повороту керованих коліс тягача кути складання ланок і повороту керованої осі напівпричепа також збільшуються, причому більш інтенсивне збільшення має місце для другого кута складання. Пояснюється це тим, що база напівпричепа значно більша за базу автомобіля-тягача. За результатами розрахунків кутів складання і повороту керованої осі напівпричепа побудовані залежності кутів складання ланок автопоїзда від кута повороту керованих коліс тягача для різних стадій повороту і траєкторії ланок автопоїзда при повороті на 90^0 , рис. 2.6, а також передаточного відношення приводу управління керованою віссю напівпричепа від радіусу повороту автомобіля-тягача (рис. 2.7).

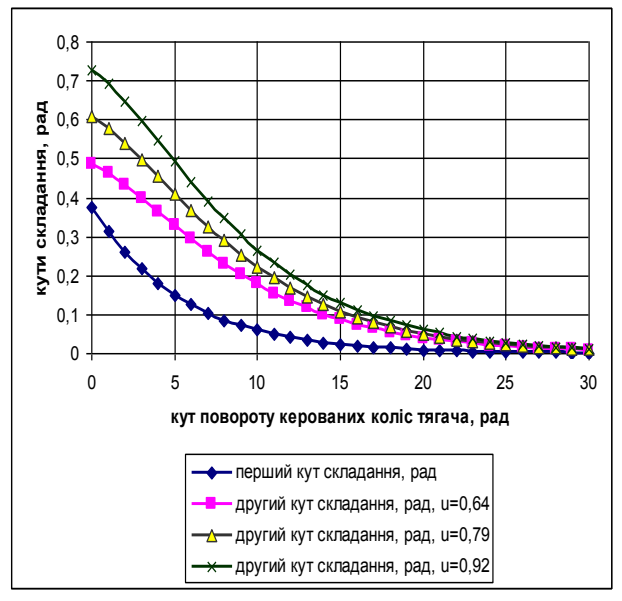
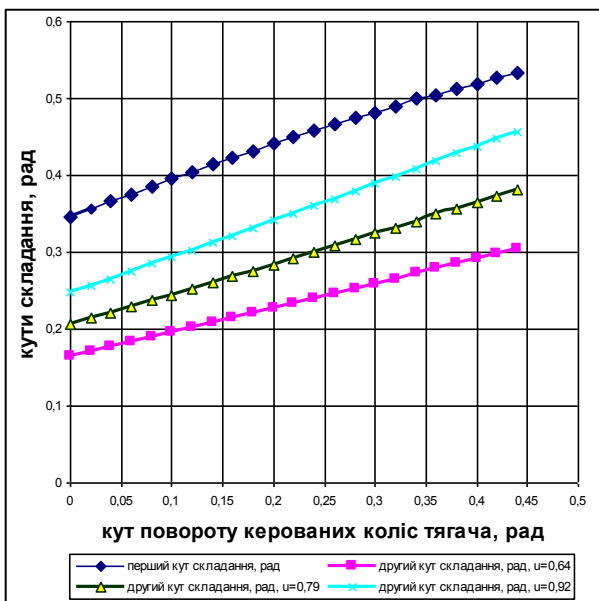
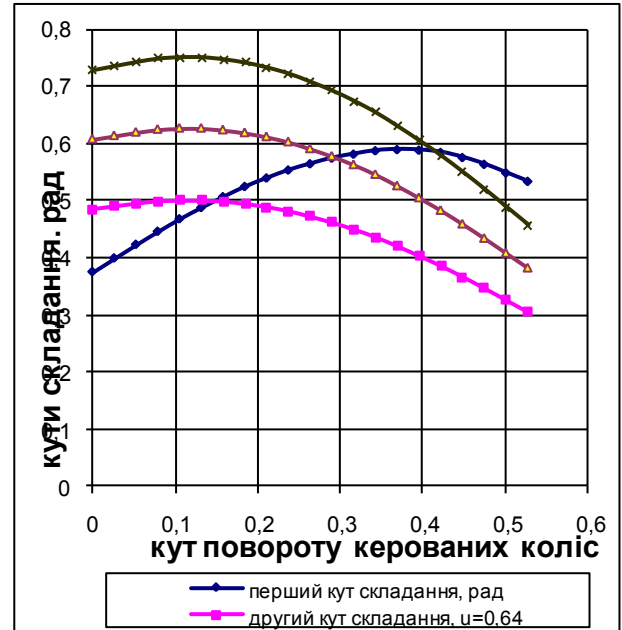
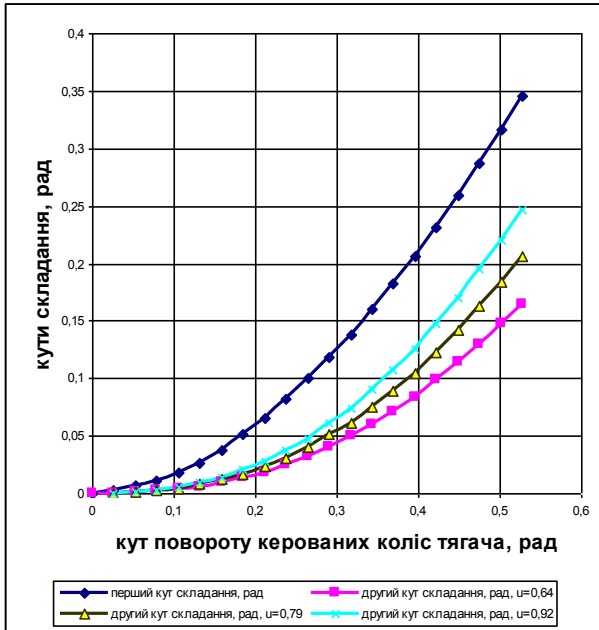


Рисунок 2.5 – Залежність кутів складання ланок автопоїзда від кута повороту керованих коліс тягача для різних стадій повороту:

- а) – вхід в поворот;
- б) – вихід з повороту;
- в) – при коловому русі;
- г) – при русі тягача по прямій

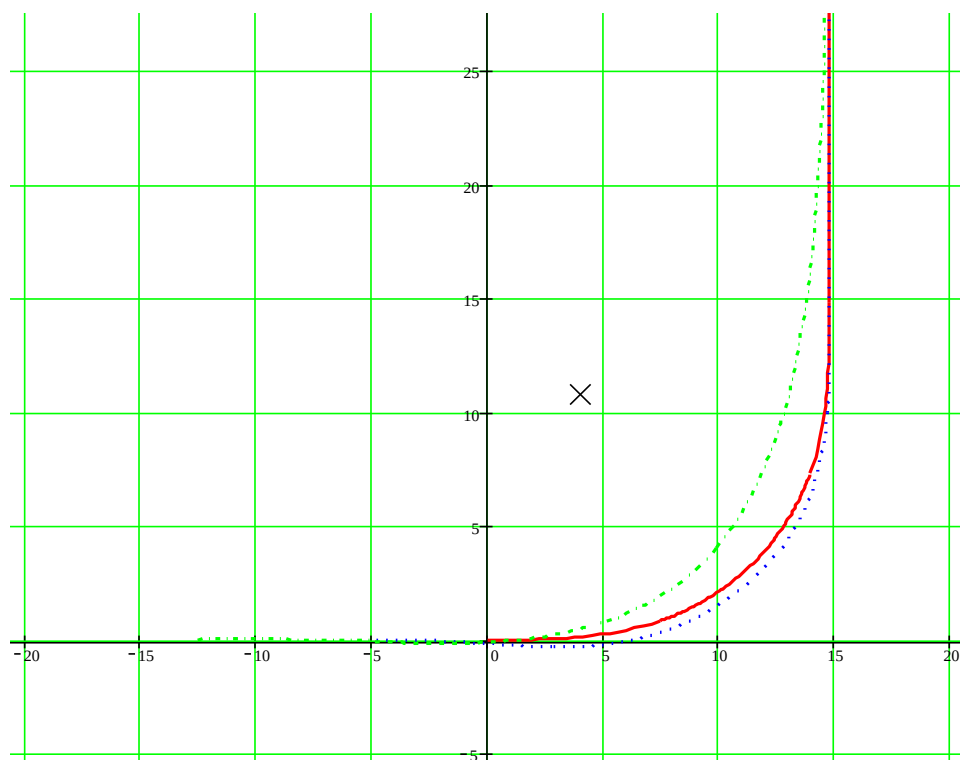


Рисунок 2.6 – Траєкторії ланок автопоїзда при повороті на 90^0 :
 — траєкторія тягача; $\cdots$ – траєкторія напівпричепа за подвійного приводу управління на передню вісь; $----$ – траєкторія некерованого напівпричепа

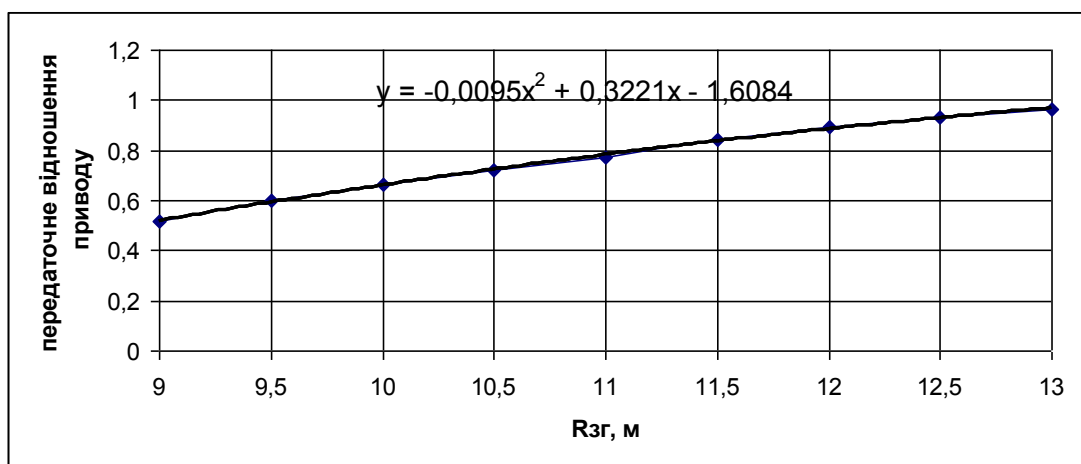


Рисунок 2.7 – Залежність приводу управління напівприцепом від радіусу повороту автомобіля-тягача

Аналізуючи дані рис. 2.7, можна відмітити, що зі збільшення зовнішнього габаритного радіусу повороту автомобіля-тягача збільшується і передаточне відношення приводу управління, що призводить до зменшення зміщення траєкторії напівпричепа щодо траєкторії автомобіля-тягача.

На рис. 2.8 наведена залежність передаточного відношення подвійного приводу управління від бази напівпричепа.

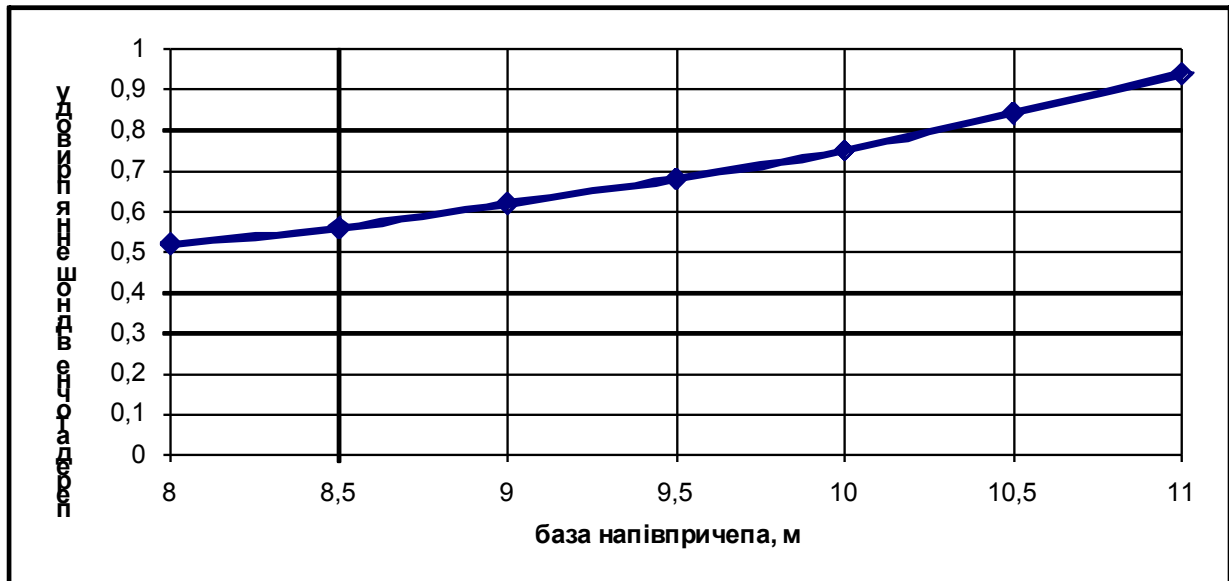


Рисунок 2.8 – Залежність передаточного відношення подвійного приводу управління від бази напівпричепа

Як слідує з рис. 2.8, збільшення бази напівпричепа призводить до збільшення передаточного відношення подвійного приводу управління за умови, що габаритні радіуси повороту усіх автопоїздів однакові і автопоїзд задовольняє вимогам Директиви ЄС щодо маневреності.

У конструкціях сучасних причіпних ланок застосовують не тільки керовані, а й самоустановлювальні осі, які є дуже відповідальними вузлами в системі повороту автопоїзда [133]. Самоустановлювальною будемо називати вісь [134], колеса якої мають можливість котитися з мінімальними (близькими до нуля) поперечними силами і не створюють активних повертаючих моментів. Кут повороту цих коліс встановлюється сам, у відповідності з умовами руху, під

дією моментів, що виникають від дії поперечних реакцій на колесах, на плечі e . Параметр “ e ” залежить, в першу чергу, від схеми і кутів встановлення коліс (рис. 2.9).

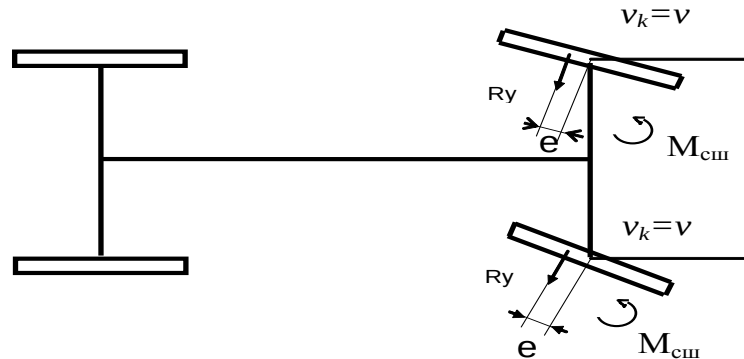


Рисунок 2.9 – Схема появи стабілізуючих моментів при повороті керованих коліс

З точки зору кінематики повороту автопоїзд з прямим приводом управління на вісь напівпричепа ідентичний повороту автопоїзда із самовстановлювальною віссю напівпричепа. У табл. 2.1 наведені результати розрахунку зміщення траєкторії напівпричепа базою 8,0 м і габаритної смугу руху за різних систем управління поворотною віссю візка.

Таблиця 2.1 – Зміщення траєкторії напівпричепа (база напівпричепа 8,0 м) щодо траєкторії тягача за різних систем управління поворотною віссю візка

Тип автопоїзда	Зміщення траєкторії, м	
	вхід в поворот	вихід з повороту
З подвійним приводом управління на передню вісь напівпричепа	-0,509	0,689
З прямим приводом управління на задню вісь напівпричепа	- 0,685	0,697
З самовстановлювальною задньою віссю напівпричепа	- 0,693	0,705
З некерованим напівприцепом	0,681	-0,747

За результатами розрахунків зміщень траєкторій напівпричепів визначалася габаритна смуга руху автопоїздів, що розглядаються, табл. 2.2.

Таблиця 2.2 - Габаритні радіуси повороту і габаритна смуга руху автопоїзда з базою напівпричепа 8,0 м

Тип автопоїзда	Габаритні радіуси повороту, м		
	$R_{зг}$, м	$R_{вг}$, м	B_g , м
З подвійним приводом управління на передню вісь напівпричепа	12,5	5,65	6,85
З подвійним приводом управління на задню вісь напівпричепа	12,5	5,87	6,63
З прямим приводом управління на задню вісь напівпричепа	12,5	5,38	7,12
З некерованим напівпричепом	12,5	4,89	7,61

Як слідує з табл. 2.2, усі автопоїзди з керованим напівпричепом базою 8,0 м задовольняють вимогам Директиви ЄС щодо маневреності, а автопоїзд подвійним приводом управління на передню вісь з певним запасом. Проте при збільшенні бази напівпричепа до 9,0 м тільки автопоїзд з подвійним приводом управління на передню вісь задовольняє вимогам Директиви ЄС щодо маневреності. При подальшому збільшенні бази напівпричепа понад 10 м автопоїзд з подвійним приводом управління на передню вісь напівпричепа вже не задовольняє вимог Директиви ЄС і для такого автопоїзда слід шукати шляхи поліпшення його маневреності. Тому у подальшому розглядається автопоїзд з подвійним приводом управління на передню вісь напівпричепа і для порівняння – автопоїзд з прямим приводом управління на задню вісь напівпричепа, автопоїзд з самовстановлювальною задньою віссю напівпричепа і автопоїзд з некерованим напівпричепом.

2.3 Висновки до другого розділу

1. Розглянута кінематика повороту автопоїзда з керованим напівприцепом. Визначені показники маневреності автопоїзда з подвійним приводом управління на передню вісь напівпричепа і для порівняння – автопоїзд з прямим приводом управління на задню вісь напівпричепа, автопоїзд з самовстановлювальною задньою віссю напівпричепа і автопоїзд з некерованим напівприцепом.

2. Встановлено, що зі збільшенням кута повороту керованих коліс тягача кути складання ланок і повороту керованої осі напівпричепа також збільшуються, причому більш інтенсивне збільшення має місце для другого кута складання, що призводить до збільшення передаточного відношення приводу управління напівприцепом.

3. Встановлено, що зі збільшенням зовнішнього габаритного радіусу повороту автомобіля-тягача збільшується і передаточне відношення приводу управління, що призводить до зменшення зміщення траєкторії напівпричепа щодо траєкторії автомобіля-тягача, а відповідно і габаритної смуги руху.

4. Визначені передаточні відношення подвійного приводу управління як на задню, так і передню вісь напівпричепа та на задню вісь напівпричепа за прямого приводу управління, за яких забезпечується виконання автопоїздом вимог DIRECTIVE 2002/7/EC щодо маневреності.

5. Встановлено, що автопоїзд з некерованим напівприцепом за обраних конструктивних параметрів не відповідає вимогам DIRECTIVE 2002/7/EC щодо маневреності.

6. Показано, що з точки зору кінематики повороту автопоїзда із самовстановлювальною віссю напівпричепа ідентичний повороту автопоїзда з прямим приводом управління на вісь напівпричепа. Показано, що автопоїзди з самовстановлювальною віссю напівпричепа і прямим приводом управління на задню вісь напівпричепа при базі напівпричепа до 8,0 м задовольняють вимогам DIRECTIVE 2002/7/EC щодо маневреності.

Усі отримані результати виходять із кінематики повороту автопоїзда на жорстких у бічному напрямку колесах. Врахування бічного відведення шин коліс осей автопоїзда і гальмування коліс одного борту може призвести до зміни як параметрів кінематики повороту автопоїзда і передаточного відношення приводу управління, так і показників стійкості його руху, що буде розглянуто в подальшому.

РОЗДІЛ 3

ВИЗНАЧЕННЯ ПОКАЗНИКІВ МАНЕВРНОСТІ І СТІЙКОСТІ РУХУ АВТОПОЇЗДА

3.1 Фізичні допущення при побудові математичної моделі автопоїзда

У теорії керованого руху автопоїзда при моделюванні досить обгрунтованими вважаються наступні основні допущення [18]:

- автопоїзд рухається по рівній горизонтальній поверхні;
- непідресорена маса вважається такою, що не крениться;
- керуючий вплив на параметри руху автопоїзда здійснюється через керовані колеса автомобіля-тягача та осі (колеса) напівпричепа;
- не враховується наявність зазорів в сидельно-зчіпному і тягово-зчіпному пристроях;
- подовжня швидкість руху автопоїзда постійна;
- відстань між ланками автопоїзда не змінюється через малість кутів складання;
- при русі автопоїзда по дорогах реального мікропрофілю кут скручування рами і її жорсткість на крутіння не враховуються;
- складові елементи автопоїзда є абсолютно твердими тілами;
- вантаж на автопоїзді розташований так, що центри мас ланок, а також опорно-зчіпні пристрої, що з'єднують їх, розташовані у вертикальній площині симетрії ланки;
- за основну траєкторію приймається траєкторія центра мас тягача;
- взаємодія коліс з опорною поверхнею виражається через реакцію полотна дороги, що є функцією кута відведення, а саме

$$Y_i = \frac{k_i \delta_i}{\sqrt{1 + k_i (\varphi^2 G_i^2)^{-1} \delta_i^2}}, \quad (3.1)$$

де δ_i , Y_i – кути відведення та бічні реакції;

φ – коефіцієнт зчеплення між шиною і опорною поверхнею в поперечному

напрямку (вважаємо φ сталою величиною для заданих дорожніх умов);

k_i - коефіцієнт опору бічному відведенню.

Для всіх апроксимацій необхідно, щоб функція $Y(\delta)$ була непарною і являлась сумою знакозмінного ряду [75]

$$Y = k\delta - k'\delta^3 + k''\delta^5 - + \dots \quad (3.2)$$

У подальшому при математичному моделюванні будемо використовувати залежність (3.1). Необхідність врахування нелінійностей пов'язана з тим, що тільки в деякому досить незначному діапазоні залежність між силами, що діють на колесо, і кутами відведення близька до лінійної, тоді як при інших значеннях кутів відведення залежність нелінійна, рис.3.1, причому бічна сила не може перевищити сили зчеплення Y^* . По мірі наближення значень Y до свого максимального значення починається часткове проковзування в бічному напрямку, а в подальшому – і повне ковзання. Відповідне йому максимальне значення бокової сили $Y=Y^*$ можемо знайти, виходячи з того, що

$$\lim_{\delta \rightarrow +\infty} Y(\delta) = \frac{k}{\varphi} = Y^* \quad (3.3)$$

Таким чином,

$$Y^* = \varphi G \quad (3.4)$$

Якщо позначити коефіцієнт опору бічному відведенню у випадку відсутності поздовжніх сил на колесі через k_0 , то величина k , визначиться за формулою [75]:

$$k = k_0 \frac{\sqrt{1 - (X / (\varphi G))^2}}{1 + 0,375 X / G}, \quad (3.5)$$

де G - вертикальне навантаження на колесо;

X - величина поздовжньої сили, рис.3.2, що задається співвідношенням

$$X = \begin{cases} M/r, & \text{якщо } M/r < \phi G \\ \phi G, & \text{якщо } M/r \geq \phi G \end{cases}, \quad (3.6)$$

де M - тяговий або гальмівний моменти, що прикладені до колеса.

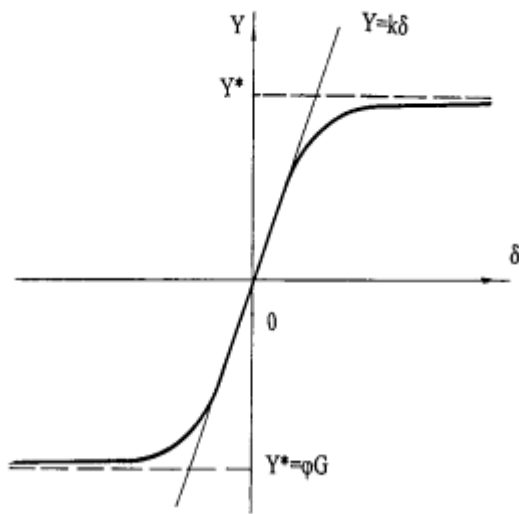


Рисунок 3.1—Залежність бічної сили від кута відведення [75]

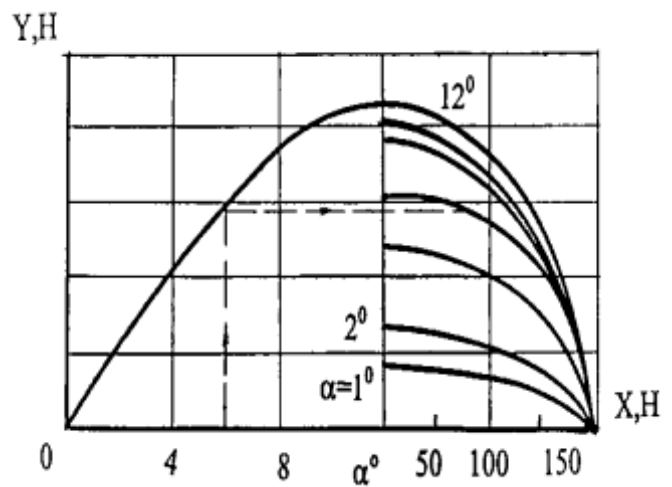


Рисунок 3.2 - Взаємозв'язок поздовжніх і поперечних сил у плямі контакту (еліпс тертя) [75]

- моменти опору в шарнірах між ланками автопоїзда мають вигляд [34]

$$M_{oi} = \frac{2}{3} Z_{oi} \mu \frac{R_i^3 - r_i^3}{R_i^2 - r_i^2}, \quad (3.8)$$

Z_{oi} - вертикальне навантаження в опорно-зчіпному пристрої;

μ - коефіцієнт тертя ($\mu=0.15...0.20$);

Отримані залежності і допущення враховуються при складанні рівнянь руху автопоїзда.

3.2 Диференціальні рівняння руху автопоїзда у плоскопаралельному русі

Відмінності в конструкціях автопоїздів в переважній більшості випадків визначаються відмінностями причіпних (ведених) ланок, оскільки конструкція ведучих ланок (тягачів) практично незмінна [136].

Автопоїзд (вигляд якого у плані показаний на рис. 3.3) має модульну ведену ланку, що складається з кінематично незалежних платформи і возика. При модульному принципі побудови автопоїзда несуча система напівпричепа (або вантаж, що виконує функцію несучої системи) спирається на возик, причому між ними існує шарнірний зв'язок, а керованими є колеса або осі возика.

Між змінними, що характеризують рух автопоїзда в горизонтальній і вертикальній площинах, існують взаємні нелінійні зв'язки, які проявляють себе в різних режимах руху по різному. Про це свідчить досить широка практика досліджень керованості та стійкості одиночних автомобілів.

У ведучої ланки (тягача) передня вісь має керовані колеса, кути повороту яких θ_1 і θ'_1 . Дві задні осі неповоротні і розташовані позаду центра мас тягача. Возик напівпричепа також трьохвісний, причому колеса усіх осей поворотні (за подвійного приводу управління колеса передньої осі поворотні, при застосуванні самоустановлювальних коліс напівпричепа – колеса задньої осі возика поворотні). Кут повороту коліс осей позначено через θ_{2j} .

Введемо наступні позначення:

$\Sigma = Oxy$ - плоска інерціальна система декартових координат; $C_{(X,Y)\Sigma}$, m , I - центр мас, маса і центральний момент інерції тягача відносно вертикальної осі; $C_{K(X_K,Y_K)\Sigma}$, m_f , I_k - те ж саме для кінематично незалежних елементів остова напівпричепа і його візка ($k=1,2$); ϑ , ϑ_1 , ϑ_2 - курсові кути ланок; φ_1 , φ_2 - кути складання кінематико незалежних елементів ведених ланок; V , U - поздовжня та бокова проекції швидкості точки C , тобто проекції швидкості точки C на осі рухомої системи координат, що постійно пов'язана з тягачем; M_c - момент опору повороту возика напівпричепа; $X_{i,j}$, $Y_{i,j}$, $Z_{i,j}$ - поздовжні, бокові та

вертикальні реакції полотна дороги на колеса возика напівпричепа.

Геометричні параметри автопоїзда, рис.3.4:

$a=CA$, $b_{1i}=CB_{1i}$ ($i=1,2$), $c=CO_1$; $d_1=O_1C_1$, $c_1=C_1O_2$, $l_1=d_1+c_1$, $d_2=O_2C_2$, $b_{2j}=C_2B_{2j}$ ($j=1,2,3$), $l_2=b_{21}+b_{23}$

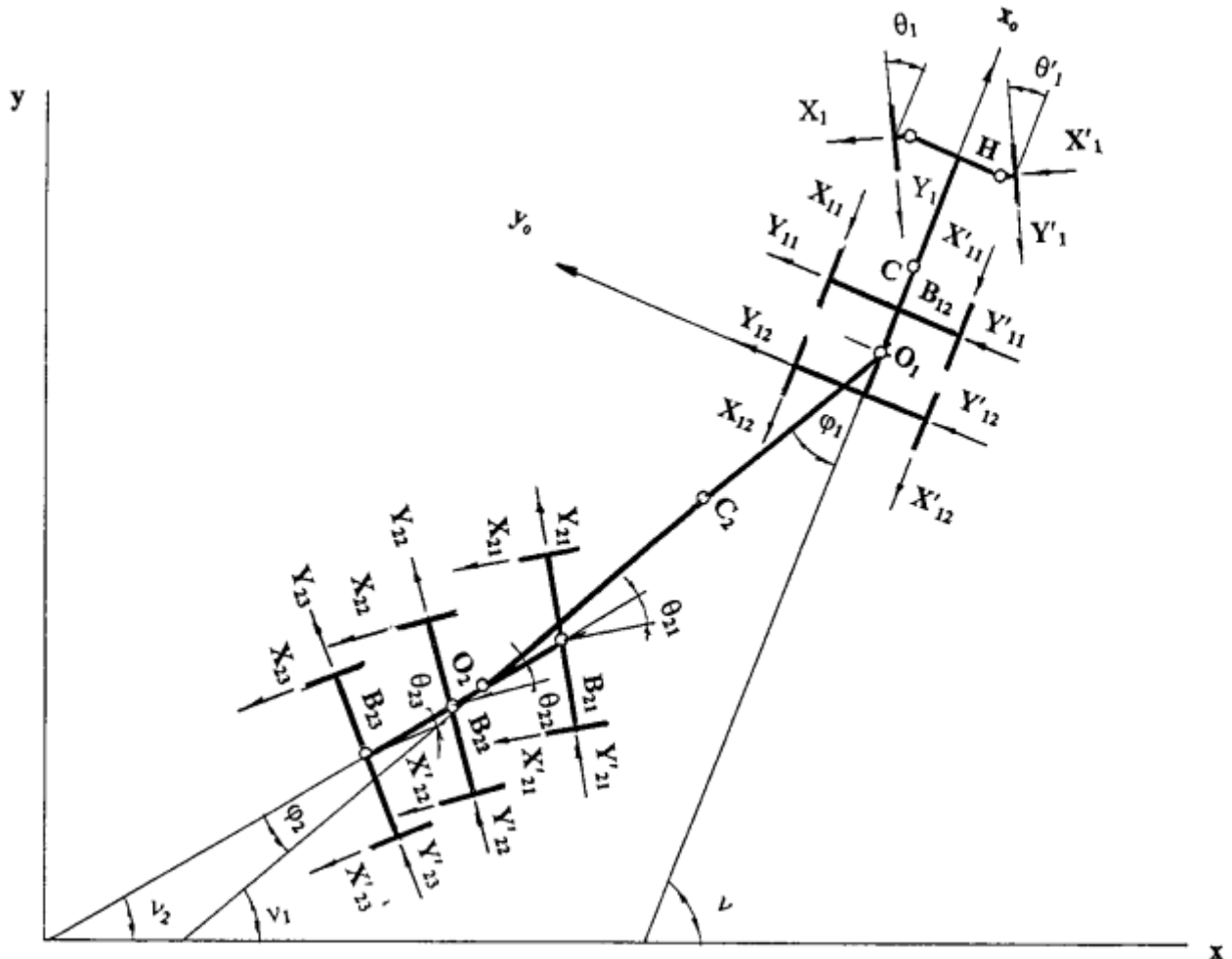


Рисунок 3.3 – Розрахункова схема автопоїзда на неусталеному повороті

При складанні диференціальних рівнянь руху автопоїзда доводиться знаходити компроміс між двома суперечними одна одній обставинами: по-перше, математична модель повинна, по можливості, найбільш повно і детально враховувати особливості реального автопоїзда; по-друге, складність моделі не повинна бути надміру високою, оскільки це значно знижує потенційні

можливості її аналізу. Введемо для розгляду наступні системи координат [137, 138], рис.3.3:

нерухому $Oxyz$, що пов'язана з опорною поверхнею і рухомі x_0y_0 – для ведучої ланки; x_1y_1 – для остова напівпричепа; x_2y_2 – для возика напівпричепа.

Кінематика плоскопаралельного руху твердого тіла, як відомо, приводиться до кінематики прямої на площині. Траєкторії кінців відрізка прямої, що пов'язана з плоским тілом, однозначно визначають траєкторії всіх його точок. Тому, якщо точка A – довільна точка плоского тіла, O – полюс, ϖ - кутова швидкість навколо полюса, $\overline{V_{OA}}$ - швидкість точки A відносно полюса O , то

$$\overline{V_A} = \overline{V_O} + \overline{V_{OA}}; \quad \overline{V_{OA}} = \varpi \times \overline{OA}.$$

Для центру мас тягача можемо відповідно записати

$$\overline{V_C} = \overline{V_O} + \overline{V_{OC}}; \quad \overline{V_{OC}} = \varpi \times \overline{OC}$$

Для остова напівпричепа відомий вектор $\overline{V_{O_1}}$ швидкості точки зчїпки O_1 і напрямок вектора швидкості центра мас C_1 цієї ланки: $\overline{V_{C_1}} \parallel \overline{C_1O_1}$. Цього достатньо, щоб визначити швидкості усіх точок напівпричепа.

$$\overline{V_{C_1}} = \overline{V_{O_1}} + \overline{V_{C_1O_1}}; \quad \overline{V_{O_1C_1}} = \varpi_1 \times \overline{O_1C_1}; \quad \overline{V_{O_1C_1}} \perp \overline{O_1C_1}; \quad \overline{\omega_1} = \dot{\overline{\theta_1}}. \quad (3.10)$$

Позначимо через x, y, z координати центра мас тягача у нерухомій системі координат $Oxyz$. Розкладемо вектори швидкості і прискорення точки C при плоскопаралельному русі тягача по нерухомому базису $\bar{i}, \bar{j}$ і рухомому $\bar{i}_o, \bar{j}_o$ (орти осей x, y і відповідно x_0y_0)

$$\overline{V_C} = \bar{i} \times \dot{x} + \bar{j} \times \dot{y} = \bar{i}_o \times V + \bar{j}_o \times U; \quad \overline{w_C} = \bar{i}_o \times w_{x_o} + \bar{j}_o \times w_{y_o},$$

$$\text{де } V = \dot{x} \cos \theta + y \dot{\sin} \theta, \quad U = -\dot{x} \sin \theta + y \dot{\cos} \theta,$$

$$w_x = \dot{V} - \omega \times U, \quad w_y = \dot{U} + \omega \times V, \quad \omega = \dot{\theta}.$$

У кожному конкретному випадку, використовуючи поздовжню і поперечну швидкість тягача, отримаємо:

$$V_1 = V \cos \varphi_1 - (U - \omega c) \sin \varphi_1, \quad (3.11)$$

$$U_1 = V \sin \varphi_1 + (U - \omega c) \cos \varphi_1 - (\omega - \dot{\varphi}) d_1, \quad (3.12)$$

$$\omega_1 = \omega - \dot{\varphi} \quad (3.13)$$

$$V_2 = [V \cos \varphi_1 - (U - \omega c) \sin \varphi_1] \cos \varphi_2 - [V \sin \varphi_1 + (U - \omega c) \cos \varphi_1 - \omega_1 l_1] \sin \varphi_2 =$$

$$= V \cos(\varphi_1 + \varphi_2) - (U - \omega c) \sin(\varphi_1 + \varphi_2) + (\omega - \dot{\varphi}_1) l_1 \sin \varphi_2, \quad (3.14)$$

$$U_2 = [V \cos \varphi - (U - \omega c) \sin \varphi_1] \sin \varphi_2 - [V \sin \varphi_1 + (U - \omega c) \cos \varphi_1 - \omega_1 l_1] \cos \varphi_2 - \omega_2 d_2 =$$

$$= V \sin(\varphi_1 + \varphi_2) - (U - \omega c) \cos(\varphi_1 + \varphi_2) + (\omega - \dot{\varphi}_1) l_1 \cos \varphi_2 - (\omega - \dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) d_2, \quad (3.15)$$

$$\omega_2 = \omega - \dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2 \quad (3.16)$$

Величини V , U , ω , φ_1, φ_2 знаходяться із динамічних рівнянь автопоїзда. Координати центра мас і курсовий кут автомобіля-тягача визначаються за допомогою кінематичних рівнянь [34, 136]:

$$\dot{x} = V \cos \theta - U \sin \theta \quad (3.17)$$

$$\dot{y} = V \sin \theta + U \cos \theta \quad (3.18)$$

$$\dot{\theta} = \omega \quad (3.19)$$

Абсциси і ординати будь-якої точки визначаються із кінцевих рівнянь. Для координат основних характерних точок будуть дійсними такі вирази [34]:

- для автомобіля-тягача

$$\begin{aligned}x_A &= x + a \cos \theta, & x_{B1i} &= x + b_{1i} \cos \theta \\ y_A &= y + a \sin \theta; & y_{B1i} &= y + b_{1i} \sin \theta\end{aligned}$$

- для остова напівпричепа

$$\begin{aligned}x_{o1} &= x - c \cos \theta, & x_{o2} &= x_{o1} - l_1 \cos(\theta - \varphi_1), \\ y_{o1} &= y - c \sin \theta; & y_{o2} &= y_{o1} - l_1 \sin(\theta - \varphi_1);\end{aligned}$$

- для возика напівпричепа

$$\begin{aligned}x_{B21} &= x_{o2} + b_{21} \cos(\theta - \varphi_1 - \varphi_2), & x_{B2j} &= x_{o2} + b_{2j} \cos(\theta - \varphi_1 - \varphi_2), \\ y_{B21} &= y_{o2} + b_{21} \sin(\theta - \varphi_1 - \varphi_2); & y_{B2j} &= y_{o2} + b_{2j} \sin(\theta - \varphi_1 - \varphi_2), \quad (j=1,2,3).\end{aligned}$$

Кути відведення коліс осей, рис. 3.5, у відповідності до роботи [34] визначаються як

$$\operatorname{tg}(\theta_1 - \delta_1) = \frac{\overline{(V_N)}_{y_o}}{\overline{(V_N)}_{x_o}}, \quad \operatorname{tg}(\theta_1 - \delta'_1) = \frac{\overline{(V_{N'})}_{y_o}}{\overline{(V_{N'})}_{x_o}}, \quad (3.20)$$

Швидкості точок контакту коліс з опорною поверхнею визначаються такими співвідношеннями:

$$\begin{aligned}\overline{V_N} &= \overline{V_c} + \overline{\omega} \times (\overline{CA} + \overline{AM} + \overline{MN}) + \dot{\overline{\theta}} \times \overline{MN} = \overline{j_o} [V - \omega(H + \varepsilon \cos \theta_1) - \dot{\overline{\theta}}_1 \varepsilon \cos \theta_1] + \\ &+ \overline{j_o} [U + \omega(a - \varepsilon \sin \theta_1) - \dot{\overline{\theta}}_1 \varepsilon \sin \theta_1],\end{aligned} \quad (3.21)$$

$$\overline{V_{N'}} = \overline{j_o} [V + \omega(H + \varepsilon \cos \theta'_1) + \dot{\overline{\theta}}_1 \varepsilon \cos \theta'_1] + \overline{j_o} [U + \omega(a - \varepsilon \sin \theta'_1) - \dot{\overline{\theta}}_1 \varepsilon \sin \theta'_1]. \quad (3.22)$$

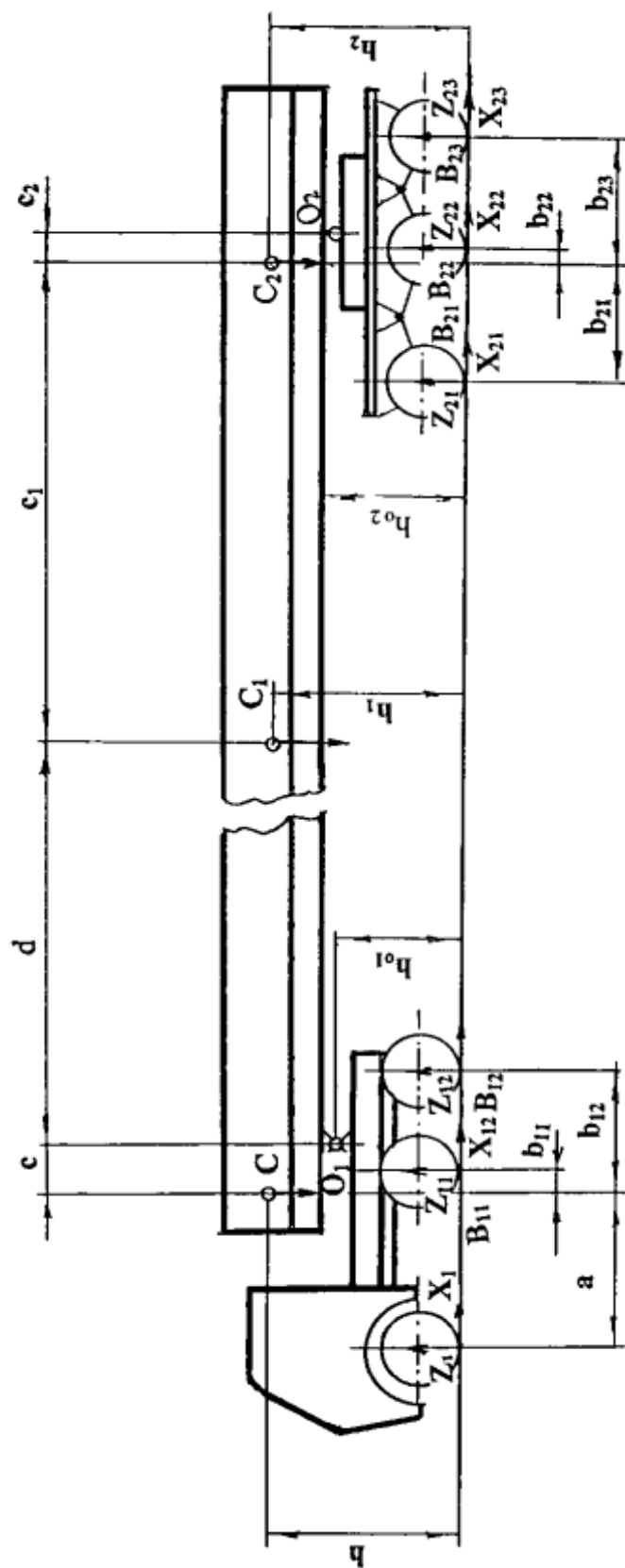


Рисунок 3.4 – До визначення основних компоновальних параметрів автопоїзда

Після визначення швидкостей точок контакту кути відведення запишуться у вигляді:

$$\delta_1 = \theta_1 - \arctg \frac{U + \omega(a - \varepsilon \sin \theta_1) - \dot{\theta}_1 \varepsilon \sin \theta_1}{V - \omega(H + \varepsilon \cos \theta_1) - \dot{\theta}_1 \varepsilon \cos \theta_1} \quad \delta'_1 = \theta'_1 - \arctg \frac{U + \omega(a - \varepsilon \sin \theta'_1) - \dot{\theta}'_1 \varepsilon \sin \theta'_1}{V - \omega(H + \varepsilon \cos \theta'_1) - \dot{\theta}'_1 \varepsilon \cos \theta'_1} \quad (3.23)$$

У випадку задніх осей тягача з неповоротними колесами, рис. 3.5 а, отримаємо

$$\operatorname{tg} \delta_{1i} = \frac{(\overline{V_N})_{yo}}{(\overline{V_N})_{xo}}, \quad \operatorname{tg} \delta'_{1i} = \frac{(\overline{V_{Pi'}})_{yo}}{(\overline{V_{Pi'}})_{xo}} \quad (3.24)$$

Враховуючи, що

$$\begin{aligned} \overline{V_{Pi}} &= \overline{V_c} + \overline{\omega} \times (\overline{CB_i} + \overline{B_i P_i}) = \bar{i}_o (V - \omega H) + \bar{j}_o (U + b_i \omega), \\ \overline{V'_{Pi}} &= \bar{i}_o (V + \omega H) + \bar{j}_o (U - b_i \omega), \end{aligned} \quad (3.25)$$

Отримаємо

$$\delta_{1i} = \arctg \frac{-U + b_i \omega}{V - \omega H}, \quad \delta'_{1i} = \arctg \frac{-U + b_i \omega}{V + \omega H} \quad (i=1,2) \quad (3.26)$$

Знайдемо тепер кути відведення коліс осей возика напівпричепа, рис.3.5б. Центри коліс поворотних осей возика позначені через D_{ij} (лівий борт) і D'_{ij} (правий борт). Для швидкостей точок D_{ij} і D'_{ij} маємо:

$$\begin{aligned} V_{D_{2j}} &= \overline{V_{C2}} + \overline{\omega_2} \times (\overline{C_2 B_{2j}} + \overline{B_{2j} D_{2j}}) + \dot{\theta} \times \overline{B_{2j} D_{2j}} = \bar{i}_2 [V_2 - H(\omega_2 - \dot{\theta}_{2j}) \cos \theta_{2j}] + \\ &+ \bar{j}_2 [(U_2 - \omega_2 b_{2j}) + H(\omega_2 - \dot{\theta}_{2j}) \sin \theta_{2j}], \end{aligned} \quad (3.27)$$

$$V_{D'_{2j}} = \bar{i}_2 [V_2 + H(\omega_2 - \dot{\theta}_{2j}) \cos \theta_{2j}] + \bar{j}_2 [(U_2 - \omega_2 b_{2j}) - H(\omega_2 - \dot{\theta}_{2j}) \sin \theta_{2j}] \quad (3.28)$$

Зважаючи на те, що для коліс возика напівпричепа

$$\operatorname{tg}(\theta_{2j} + \delta_{2j}) = \frac{-(\bar{V}_{D2j})_{y2}}{(\bar{V}_{D2j})_{x2}}, \quad \operatorname{tg}(\theta_{2j} + \delta'_{2j}) = \frac{-(\bar{V}_{D'2j})_{y2}}{(\bar{V}_{D'2j})_{x2}}, \quad (j=1,2,3) \quad (3.29)$$

кути відведення можна записати у вигляді:

$$\delta_{2j} = -\theta_{2j} - \arctg \frac{(U_2 - \omega_2 b_2) + H(\omega_2 - \dot{\theta}_{2j}) \sin \theta_{2j}}{V_2 - H(\omega_2 - \dot{\theta}_{2j}) \cos \theta_{2j}}, \quad \delta'_{2j} = -\theta_{2j} - \arctg \frac{(U_2 - \omega_2 b_2) - H(\omega_2 - \dot{\theta}_{2j}) \sin \theta_{2j}}{V_2 + H(\omega_2 - \dot{\theta}_{2j}) \cos \theta_{2j}} \quad (3.30)$$

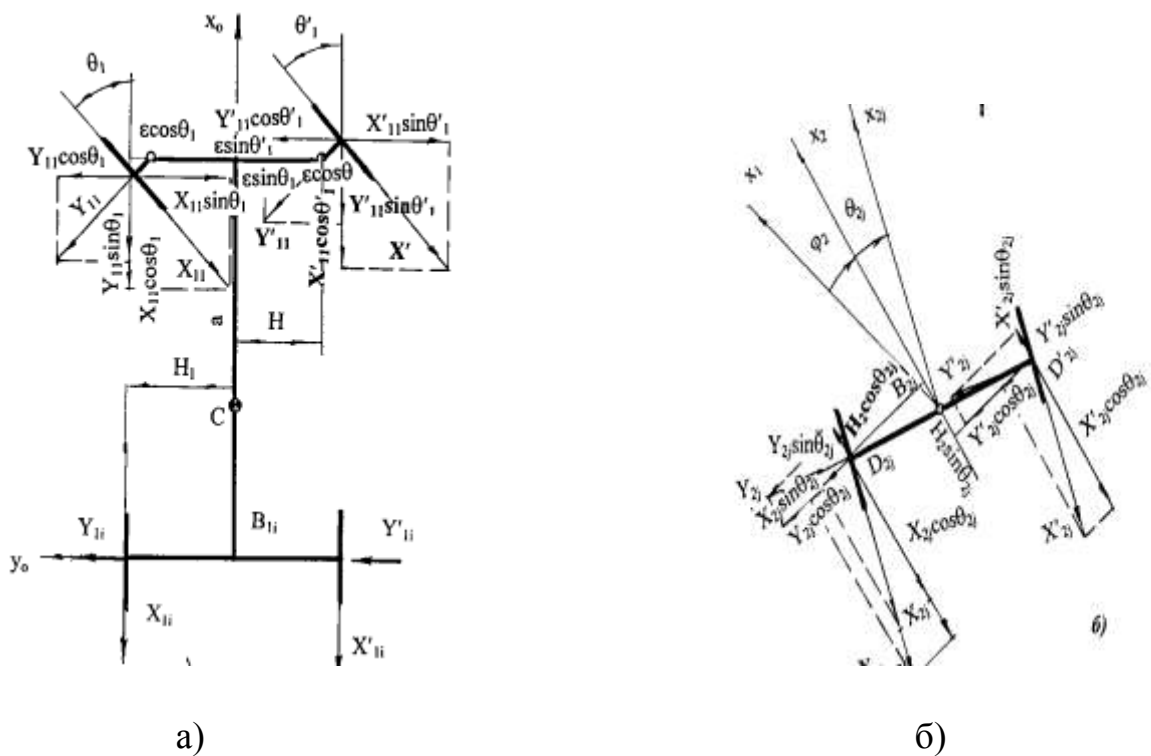


Рисунок 3.5 – Сили, що діють на осі автомобіля-тягача (а) і возика напівпричепа (б)

Після визначення швидкостей характерних точок автопоїзда та кутів відведення коліс всіх осей перейдемо до складання рівнянь руху автопоїзда, використовуючи метод перерізів. Для цього автопоїзд розіб'ємо на окремі елементи, рис.3.6. Згідно принципу Даламбера при складанні рівнянь руху врахуємо, що на кожен ланку автопоїзда окрім активних сил ще діють сили інерції [137, 138, 156-158]. Отримаємо :

$$(m + m_1 + m_2)\dot{V} - [m_1 d_1 + m_2 l_1] \sin \varphi_1 + m_2 d_2 \sin(\varphi_1 + \varphi_2) \dot{\omega} + m_1 d_1 + m_2 l_1 \sin(\varphi_1 + \varphi_2) \ddot{\varphi}_1 + m_2 d_2 \times \sin(\varphi_1 + \varphi_2) \ddot{\varphi}_1 + m_2 d_2 \sin(\varphi_1 + \varphi_2) \ddot{\varphi}_2 + m \omega U + (m_1 + m_2) \omega (U + \omega c) + (m_1 d_1 + m_2 l_1) \times \omega_1^2 \cos \varphi_1 - m_2 d_2 \omega_2^2 \cos(\varphi_1 + \varphi_2) = Y_1 \sin \theta_1 - X_1 \cos \theta_1 + Y_1' \sin \theta_1' - X_1' \cos \theta_1' - \sum (X_{1i} + X_{1i}') + \sum [(Y_{2j} + Y_{2j}') \sin(\theta_{2j} + \varphi_2) - (X_{2j} + X_{2j}') \cos(\theta_{2j} + \varphi_2)];$$

$$(m + m_1 + m_2)\dot{U} - [c(m_1 + m_2) + (m_1 d_1 + m_2 l_1) \cos \varphi_1 + m_2 d_2 \cos(\varphi_1 + \varphi_2) \dot{\omega} + (m_1 d_1 + m_2 l_1) \times \cos(\varphi_1 + \varphi_2) \ddot{\varphi}_1 + m_2 d_2 \cos(\varphi_1 + \varphi_2) \ddot{\varphi}_2 + (m + m_1 + m_2) \omega V - (m_1 d_1 + m_2 l_1) \omega_1^2 \sin \varphi_1 - m_2 d_2 \omega_2^2 \sin(\varphi_1 + \varphi_2) = Y_1 \cos \theta_1 - X_1 \sin \theta_1 + Y_1' \cos \theta_1' - X_1' \sin \theta_1' + \sum (Y_{1i} + Y_{1i}') + \sum [(Y_{2j} + Y_{2j}') \cos(\theta_{2j} + \varphi_2) - (X_{2j} + X_{2j}') \sin(\theta_{2j} + \varphi_2)];$$

$$-c(m_1 + m_2)\dot{U} + I + c^2(m_1 + m_2) + c[(m_1 d_1 + m_2 l_1) \cos \varphi_1 + m_2 d_2 \cos(\varphi_1 + \varphi_2)] \ddot{\varphi}_1 - cm_2 d_2 \cos(\varphi_1 + \varphi_2) \ddot{\varphi}_2 - c(m_1 + m_2) \omega V + c[(m_1 d_1 + m_2 l_1) \omega_1^2 \sin \varphi_1 + m_2 d_2 \omega_2^2 \sin(\varphi_1 + \varphi_2)] = (X_1 \sin \theta_1 - Y_1 \cos \theta_1)(\varepsilon \sin \theta_1 + a) + (Y_1' \cos \theta_1' - X_1' \sin \theta_1')(a + \varepsilon \sin \theta_1') + (Y_1 \sin \theta_1 + X_1 \cos \theta_1) \times (H + \varepsilon \cos \theta_1) - (Y_1' \sin \theta_1' + X_1' \cos \theta_1')(H + \varepsilon \cos \theta_1') - c \sum [(Y_{2j} + Y_{2j}') b_{2j} - c \sum [(Y_{2j} + Y_{2j}') \times \cos(\theta_{2j} + \varphi_2) - (X_{2j} + X_{2j}') \sin(\theta_{2j} + \varphi_2)];$$

$$(m_1 d_1 + m_2 l_1) \sin \varphi_1 \dot{V} + (m_1 d_1 + m_2 l_1) \cos \varphi_1 \dot{U} - [I_1 + m_1 d_1 (c \cos \varphi_1 + d_1) - m_2 l_1 (l_1 + c \cos \varphi_1 + d_2 \cos \varphi_2)] \dot{\omega} + [I_1 + m_1 d_1^2 + m_2 l_1 (d_2 \cos \varphi_2 + l_1)] \ddot{\varphi}_1 + I_1 m_2 d_2 \cos \varphi_2 \times \ddot{\varphi}_2 + [V \cos \varphi_1 - (U - \omega c) \sin \varphi_1] (m_1 d_1 + m_2 d_2) - m_2 d_2 l_1 \omega_2^2 \sin \varphi_1 = \sum l_1 [(X_{2j} + X_{2j}') \sin(\theta_{2j} + \varphi_2) + (Y_{2j} + Y_{2j}') \cos(\theta_{2j} + \varphi_2) + M_1];$$

$$[m_2 d_2 \sin(\varphi_1 + \varphi_2)] \dot{V} + [(m_2 d_2 \cos(\varphi_1 + \varphi_2) \dot{U} - \blacktriangle I_2 + m_2 d_2 [c \cos(\varphi_1 + \varphi_2) + d_2 + l_1 \cos \varphi_2]] \dot{\omega} + [I_2 + m_2 d_2^2 (d_2 + l_1 \cos \varphi_2) \ddot{\varphi}_1 + (I_2 + m_2 d_2^2) \ddot{\varphi}_2 + [V \cos \varphi_1 - (U - \omega c) \sin \varphi_1] m_2 d_2 \omega + m_2 d_2 l_1 \omega_2^2 \sin \varphi_2 = \sum -H_2 (X_{2j} + X_{2j}') + (d_2 + b_{2j}) \times [(X_{2j} + X_{2j}') \times \sin \theta_{2j} + (Y_{2j} + Y_{2j}') \cos \theta_{2j}]; \quad (3.31)$$

Для знаходження траєкторій характерних точок автопоїзда до отриманих динамічних рівнянь слід додати кінематичні рівняння (3.17-3.19).

3.3 Інтегрування рівнянь руху сидельного автопоїзда з керованою віссю напівпричепа

3.3.1 Розроблена математична модель дозволяє визначати показники маневреності і стійкості руху сидельних автопоїздів різних компоновальних схем. Для аналізу прийнято:

- класичний дволанковий автопоїзд (з некерованим напівприцепом);
- автопоїзд із самоустановлювальною віссю напівпричепа;
- сидельний автопоїзд за подвійного приводу управління на передню вісь напівпричепа.

Розглядалися автопоїзди з однаковими наборами параметрів при однакових керуючих впливах.

Параметри для аналізу математичної моделі автопоїзда у складі автомобіля-тягача DAF XF 95.430 та напівпричепа KRONE – SDP 24:

$m=18000$ кг; $m_1=21200$ кг; $m_2=800$ кг; $a=2,4$ м; $b=1,1$ м; $c=2,1$ м; $b_1=2,8$ м; $d_1=5,4$ м; $k_1=160000$ Н; $k_2=326000$ Н; $k_3=365000$ Н; $I=16500$ кг×м²; $I_1=58200$ кг×м²; $I_2=520$ кг×м²; $\chi_i=0,8$; $K=1,5$.

Так, значенням керуючих параметрів $v = 4,5$ м/с, $\theta = 0,38$ рад відповідає круговий стаціонарний режим [139-144, 162-163]:

- для автопоїзда з керованим напівприцепом за подвійного приводу на передню вісь напівпричепа

$$\{ u^* = 1,158 \text{ м/с}, \omega^* = 0,456 \text{ рад/с}, \varphi^* = 0,54 \text{ рад}, \varphi_1^* = 0,147 \text{ рад} \};$$

- для автопоїзда з самоустановлювальною віссю напівпричепа

$$\{ u^* = 1,106 \text{ м/с}, \omega^* = 0,511 \text{ рад/с}, \varphi^* = 0,685 \text{ рад}, \varphi_1^* = 0,169 \text{ рад} \};$$

- для автопоїзда з некерованим напівприцепом

$$\{ u^* = 1,062 \text{ м/с}, \omega^* = 0,464 \text{ рад/с}, \varphi^* = 0,92 \text{ рад} \}.$$

Траєкторії руху центру мас тягача за обраних керуючих параметрів в площині дороги і конфігурації ланок автопоїздів, представлені на рис. 3.6.

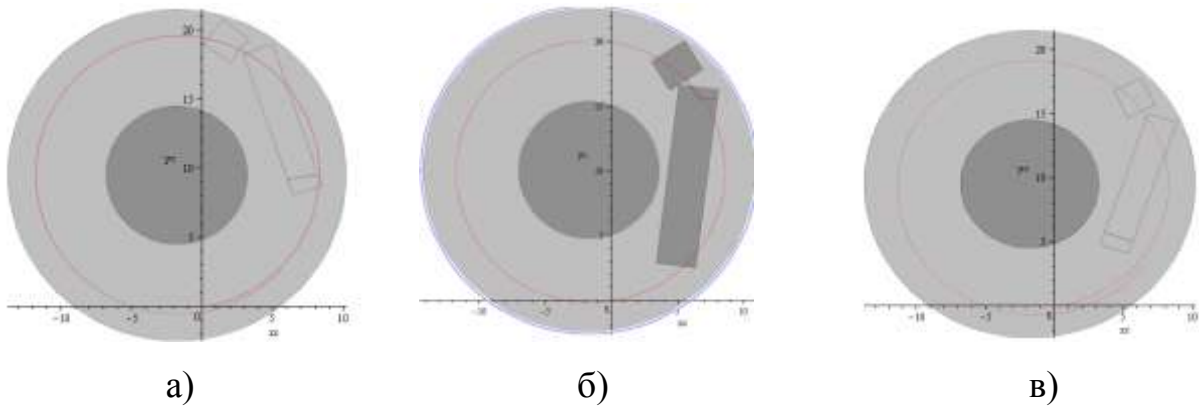


Рисунок 3.6 – Конфігурація автопоїзда в площині дороги :

а – з керованим напівпричепом; б – із самоустановлювальною віссю;

в – класичний дволанковий

На основі аналізу отриманих значень кутів складання і траєкторій ланок автопоїзда можна зробити висновок, що кращими показниками маневреності володіє компоновальна схема сидельного автопоїзда за подвійного приводу управління на передню вісь напівпричепа. Для визначення параметрів стаціонарних рухів розглянемо більш детально кожен із компоновальних схем.

3.4 Аналітичне визначення параметрів стаціонарних рухів класичного дволанкового автопоїзда

Диференціальні рівняння плоскопаралельного руху класичного дволанкового автопоїзда отримаємо із системи рівнянь (3.31), прирівнявши нулю ті параметри, які не характерні для такого автопоїзда.

Розглянемо рівномірний рух автопоїзда, за якого $v = \text{const}$, а відповідно і $\dot{v} = 0$. Підставивши у систему рівнянь (3.31) значення $\dot{v} = 0$, отримано систему рівнянь у нормальній формі Коші (3.32) відносно старших похідних (U, PP, Ω):

$$\begin{aligned} U &= U(u, \omega, \varphi, \Phi), \\ \Omega &= \Omega(u, \omega, \varphi, \Phi), \\ PP &= PP(u, \omega, \varphi, \Phi), \end{aligned} \quad (3.32)$$

де позначено $U = \dot{u}$, $\Omega = \dot{\omega}$, $\Phi = \dot{\varphi}$, $PP = \ddot{\varphi}$.

Далі представлені результати чисельного аналізу математичної моделі класичного автопоїзда.

Так значенням керуючих параметрів ($v = 4,8 \text{ м/с}, \theta = 0,42 \text{ рад}$) та ($v = 5 \text{ м/с}, \theta = 0,38 \text{ рад}$) відповідають кругові стаціонарні режими відповідно $\{u^* = 1,141 \text{ м/с}, \omega^* = 0,553 \text{ рад/с}, \varphi^* = 1,178 \text{ рад}\}$ і $\{u^* = 1,062 \text{ м/с}, \omega^* = 0,511 \text{ рад/с}, \varphi^* = 0,874 \text{ рад}\}$.

Траєкторія руху центру мас тягача в площині дороги й конфігурація ланок автопоїзда представлені на рис. 3.7.

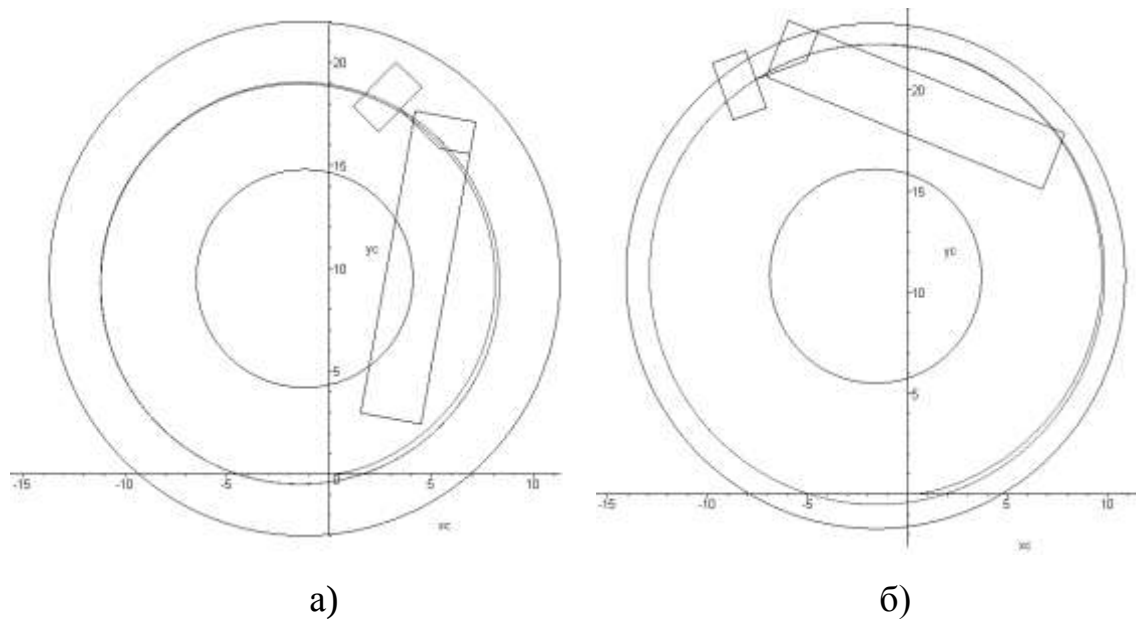


Рисунок 3.7 – Траєкторія центру мас тягача в площині дороги:

а – $v = 4.8 \text{ м/с}, \theta = 0.42 \text{ рад}$; б – $v = 5 \text{ м/с}, \theta = 0.38 \text{ рад}$

Як слідує з рис. 3.7, при заданих керуючих параметрах у першому випадку напівпричіп, а в другому випадку тягач та напівпричіп виходять за допустимі

значення габаритних радіусів ($R_{\text{внг}}=5,3$ м і $R_{\text{зг}}=12,5$ м) та габаритної смуги руху ($B_r=7,2$ м).

Тому знайдемо такі значення керуючих параметрів v і θ , за яких автопоїзд буде вписуватися у допустиму смугу руху.

Методом послідовних наближень були отримані такі значення керуючих параметрів $v = 4,5$ м/с, $\theta = 0,38$ рад.

Рис. 3.8 ілюструє коловий рух автопоїзда, параметри якого відповідають вимогам DIRECTIVE 2002/7/EC.

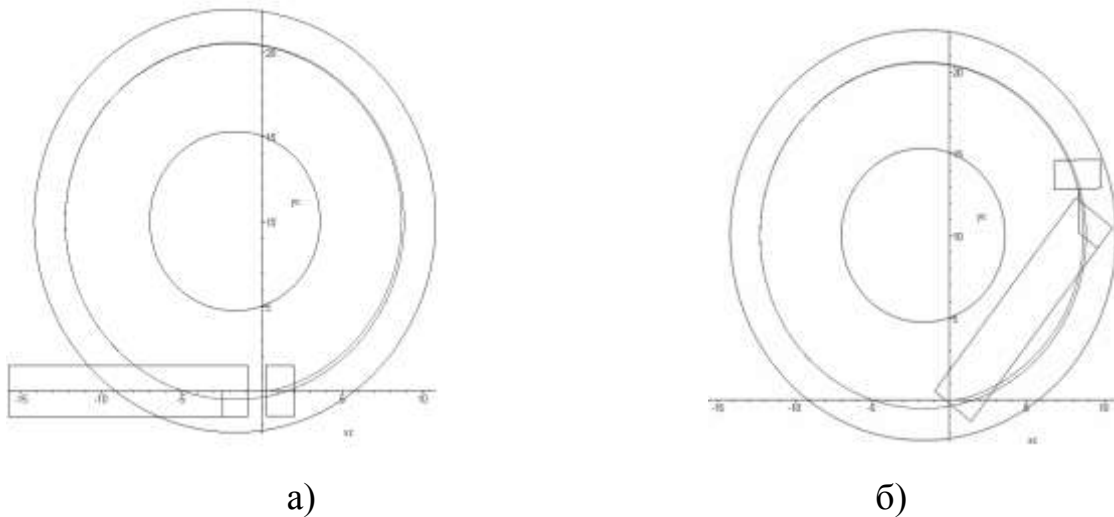


Рисунок 3.8 – Схема колового руху автопоїзда:

а – входження в коло; б – проходження кола

Визначимо області стійкості прямолінійного режиму в просторі параметрів (аналітичне та чисельне визначення критичної швидкості прямолінійного руху).

Для чисельного визначення критичної швидкості використовується лінійне наближення вихідної системи і визначається спектр власних значень при різних значеннях швидкості. Цей підхід дає можливість встановити факт стійкості (нестійкості) для конкретного набору конструктивних параметрів. Метод ділення інтервалу навпіл дає можливість визначити момент втрати стійкості (v_{kr}) [145].

За прийнятих конструктивних параметрів автопоїзда за швидкості 20 м/с відповідає спектр власних значень:

$$eigv := -0.6241640318 + 1.342794302I, -0.4253230590 - 1.932232332 \\ -0.6241640318 - 1.342794302I$$

Оскільки корені характеристичного рівняння системи у варіаціях мають від'ємні дійсні частини, то згідно з теоремою Ляпунова прямолінійний режим руху стійкий.

За швидкості $v = 35$ м/с:

$$eigv := 0.08371808044 - 0.3860627656 + 1.512924892I, -1.372097383 \\ -0.3860627656 - 1.512924892I$$

Поява одного дійсного кореня свідчить про нестійкий режим руху автопоїзда.

Отже, в інтервалі швидкостей $20 \text{ м/с} < v < 35 \text{ м/с}$ відбувається втрата стійкості прямолінійного руху. При цьому існує таке значення швидкості руху, якому відповідає нульове власне значення (так званий критичний випадок одного нульового кореня – випадок дивергентної втрати стійкості). У цьому випадку початкові збурення фазових змінних ростуть аперіодично. Парі комплексних власних значень з нульовою дійсною частиною відповідає періодичне зростання початкових збурень фазових змінних – флаттерна нестійкості.

При $v = 34$ м/с

$$eigv := 0.0007759302256 - 0.4319365867 + 1.490179879I, -1.463279177, \\ -0.4319365867 - 1.490179879I$$

один з дійсних коренів наближається до нуля. Це означає, що за швидкості $v_{kr} = 31$ м/с має місце дивергентна втрата стійкості.

Складено матрицю Якобі даних рівнянь по фазовим змінним u , ω , φ :

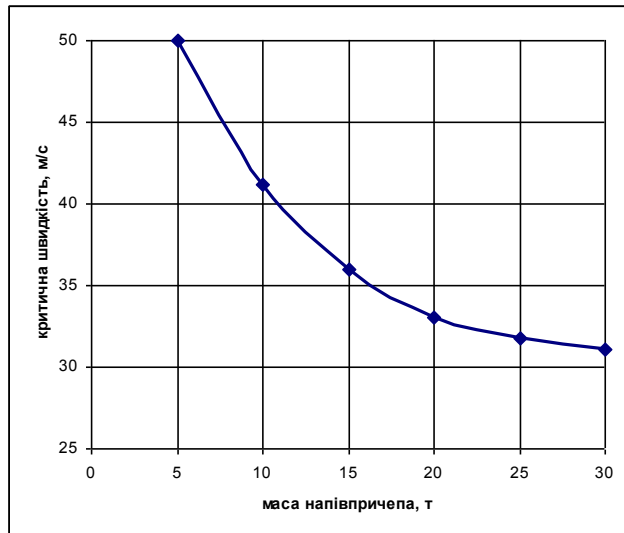
$$\begin{bmatrix} \frac{k_3 + k_1 + k_2}{v} & \frac{mv^2 - k_3c - k_3d_1 - k_3b_1 + m_1v^2 + k_1a - k_2b}{v} & k_3 \\ \frac{-k_3c + k_1a - k_2b}{v} & \frac{k_3c^2 + ck_3d_1 + ck_3b_1 - cm_1v^2 + k_1a^2 - k_2b^2}{v} & -k_3c \\ -\frac{k_3d_1 + b_1}{v} & \frac{ck_3d_1 + d_1^2k_3 + 2d_1k_3b_1 - d_1m_1v^2 + ck_3b_1 + k_3b_1^2}{v} & -k_3d_1 + b_1 \end{bmatrix} \quad (3.33)$$

Визначник даної матриці дорівнює вільному члену характеристичного рівняння. Необхідна умова стійкості за А. Стодола [75] полягає в тому, що вільний член характеристичного рівняння повинен бути більше нуля. Значення поздовжньої швидкості v , що обертає визначник матриці в нуль, є критичним (при досягненні даної швидкості відбувається втрата стійкості). Таким чином, якщо обчислити визначник в аналітичному вигляді, прирівняти його до нуля й з отриманої рівності визначити v , то отримаємо вираз критичної швидкості в загальному вигляді:

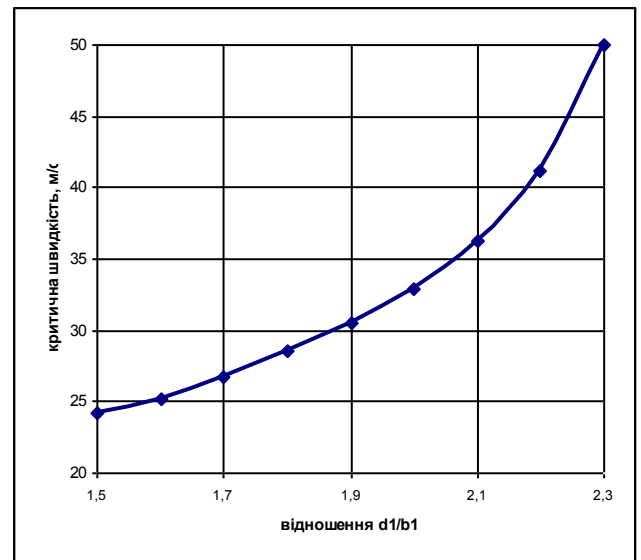
$$\begin{aligned} v_{kr} &= \sqrt{\frac{k_1 \cdot k_2 \cdot L_1 \cdot l^2}{m \cdot L_1 + m_1 \cdot b_1 \cdot k_1 \cdot a - k_2 \cdot b + c \cdot m_1 \cdot b_1 \cdot k_1 + k_2}} = \\ &= \sqrt{\frac{k_1 \cdot k_2 \cdot L_1 \cdot l^2}{m \cdot L_1 \cdot k_1 \cdot a - k_2 \cdot b + m_1 \cdot b_1 \cdot k_1 \cdot a + c + k_2 \cdot b - b}}. \quad (3.34) \end{aligned}$$

Чисельне значення критичної швидкості при вибраних параметрах системи $v_{kr} = 33,97$ м/с підтверджує результати методу послідовних наближень.

З виразу (3.34) випливає, що v_{kr} залежить від конструктивних параметрів автопоїзда, зокрема його маси m і конструктивних параметрів напівпричепа, зокрема положення центру мас - d_1 і b_1 . За маси напівпричепа $m_1 = 22000$ кг визначено, що дивергентна втрата стійкості настає при значенні $v_{kr} = 32,3$ м/с, рис. 3.9.



а)



б)

Рисунок 3.9 – Залежність критичної швидкості руху автопоїзда від маси напівпричепа (а) і відношення координат центру мас напівпричепа (б)

При деяких умовах флаттерна втрата стійкості може відбутися раніше ніж дивергентна. Це припущення перевірено, визначивши спектр власних значень системи при $v = 32,3 \text{ м/с}$:

$$\text{eig}v := -0.1835379687 + 1.848346011 I, -0.1439906210 + 0.5802589752 I, \\ -0.1439906210 - 0.5802589752 I, -0.1835379687 - 1.848346011 I$$

Так як дійсні частини коренів від'ємні, то можна стверджувати, що флаттерна втрата стійкості не настає, тобто режим стійкий.

Спектр власних значень системи при $v_{kr} = 32,3 \text{ м/с}$ за прийнятого відношення (d_1/b_1) наступний:

$$\text{eig}v := -0.1431151996 + 1.740754727 I, -0.2982020032 \cdot 10^{-6}, -0.3338362204, \\ -0.1431151996 - 1.740754727 I$$

Один з коренів з великою точністю дорівнює нулю. Це означає, що за швидкості $v_{kr} = 32,3 \text{ м/с}$ має місце дивергентна втрата стійкості.

Змінюючи масу напівпричепа і положення його центру мас, тобто варіюючи відношенням (d_1/b_1) , отримаємо зміну критичної швидкості автопоїзда (див. рис. 3.9 *а,б*).

З графіка випливає, що при наближенні центру мас напівпричепа до точки зчипки значення критичної швидкості буде зменшуватися.

Отже, визначено умови стійкості, зокрема прямолінійного руху сидельного автопоїзда, вплив на критичну швидкість конструктивних параметрів (випадок дивергентної нестійкості). Побудовано графіки залежності критичної швидкості від маси напівпричепа і від його геометричних параметрів. Флаттерну втрату стійкості при розглянутих значеннях параметрів не виявлено.

3.5 Аналітичне визначення параметрів стаціонарних рухів автопоїзда з самовстановлювальною віссю напівпричепа

Диференціальні рівняння плоскопаралельного руху автопоїзда з самоустановлювальною віссю напівпричепа отримаємо із системи рівнянь (3.31), прирівнявши нулю ті параметри, які не характерні для такого автопоїзда.

Для автопоїзда із самоустановлювальною віссю напівпричепа отримана система нелінійних диференціальних рівнянь, яка записана у загальному вигляді за змінними:

$$\begin{aligned}
 -v & \quad f(v, u, \omega, \varphi, \varphi_1, V, U, \Omega, \Phi, \Phi_1, PP, PP_1, \theta) = 0; \\
 -u & \quad f(v, u, \omega, \varphi, \varphi_1, V, U, \Omega, \Phi, \Phi_1, PP, PP_1, \theta) = 0; \\
 -\omega & \quad f(v, u, \omega, \varphi, \varphi_1, V, U, \Omega, \Phi, \Phi_1, PP, PP_1, \theta) = 0; \\
 -\varphi & \quad f(v, u, \omega, \varphi, \varphi_1, V, U, \Omega, \Phi, \Phi_1, PP, PP_1, \theta) = 0; \\
 -\varphi_1 & \quad f(v, u, \omega, \varphi, \varphi_1, V, U, \Omega, \Phi, \Phi_1, PP, PP_1, \theta) = 0.
 \end{aligned} \tag{3.35}$$

У системі рівнянь (3.35) додатково позначено:

$\varphi_1, \Phi_1 = \dot{\varphi}_1, PP_1$ - кут повороту, кутова швидкість і кутове прискорення повороту самоустановлювальної осі напівпричепа;

За сталого режиму руху значення всіх фазових змінних стають постійними. Таким чином, уся множина стаціонарних режимів визначена системою (3.35), в якій потрібно покласти $v = \text{const}$, $V = U = \Omega = \Phi = \Phi_1 = PP = PP_1 = 0$. Тоді отримаємо такі рівняння за змінними:

$$\begin{aligned} -u & \quad f(u, \omega, \varphi, \varphi_1, \theta) = 0; \\ -\omega & \quad f(u, \omega, \varphi, \varphi_1, \theta) = 0; \\ -\varphi & \quad f(u, \omega, \varphi, \varphi_1, \theta) = 0; \\ -\varphi_1 & \quad f(u, \omega, \varphi, \varphi_1, \theta) = 0. \end{aligned} \tag{3.36}$$

Рівняння (3.36) є умовами рівноваги для автопоїзда з самоустановлювальною віссю напівпричепа: перше – умова рівності нулю сил на поперечну вісь тягача; друге – умова рівності нулю головного моменту сил (поліус приведення – центр мас тягача); третє – умова рівності нулю головного моменту сил, що діють на напівпричіп (поліус приведення – центр мас напівпричепа); четверте – умова рівності нулю головного моменту сил, що діють на самоустановлювальну вісь (поліус приведення - центр мас осі).

Рівняння (3.36) дозволяють дослідити систему на наявність кругових стаціонарних режимів і оцінити конфігурацію автопоїзда при цьому.

За умови, що в системі (3.31) $v = \text{const}$, то $V = 0$. Система розв'язана відносно старших похідних (U, Ω, PP, PP_1) і використана для визначення стаціонарних режимів ітераційним методом, а також методом продовження по параметру [140, 142, 160, 161].

Якщо припустити, що є гілка стаціонарних станів, яка виходить з деякої (стартової) точки п'ятимірного простору $(u, \omega, \varphi, \varphi_1, \theta)$, тоді всі фазові змінні, що відповідають стаціонарним режимами (разом з додатковою змінною θ), є координатами точок цієї кривої. В цьому випадку можна побудувати допоміжну систему диференціальних рівнянь (по числу фазових змінних і додаткової змінної θ) – вона задає швидкості фазових змінних від натурального параметра

довжини дуги кривої стаціонарних режимів (модуль швидкості при русі по кривій тотожно дорівнює одиниці

$$\sqrt{(du/ds)^2 + (d\omega/ds)^2 + (d\varphi/ds)^2 + (d\varphi_1/ds)^2 + (d\theta/ds)^2} = 1).$$

Для автопоїзда із самоустановлювальною віссю напівпричепа шляхом чисельного аналізу математичної моделі автопоїзда за вихідними даними, наведеними у розділі 3.3.1, визначалися:

1. Кругові стаціонарні режими руху.

Стаціонарним рішенням (станів рівноваги, особливим точкам, точкам спокою) $\omega = const$; $u = const$; $\varphi = const$; $\varphi_1 = const$ системи (реалізуються при $v = const$ і $\theta = const$) відповідають кругові траєкторії усіх точок автопоїзда в площині дороги.

Так значенням керуючих параметрів $v = 5$ м/с і $\theta = 0,38$ рад відповідає круговий стаціонарний режим, який визначений ітераційним методом:

$$\{ u^* = 1,106 \text{ м/с}, \omega^* = 0,511 \text{ рад/с}, \varphi^* = 0.685 \text{ рад}, \varphi_1^* = 0.169 \text{ рад} \}$$

Траєкторія руху центра мас тягача в площині дороги і конфігурація ланок автопоїзда представлені на рис. 3.10.

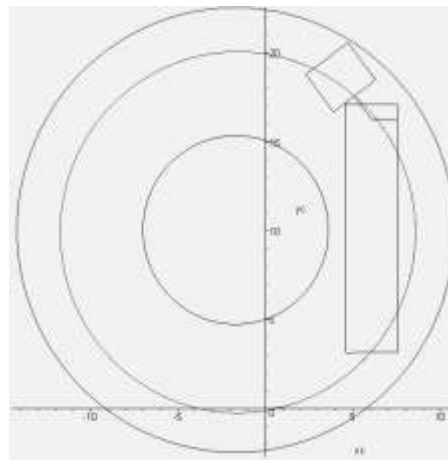


Рисунок 3.10 – Траєкторія ланок автопоїзда за колового руху

Як слідує з рис. 3.10, при заданих керуючих параметрах автопоїзд за показниками маневреності відповідає вимогам DIRECTIVE 2002/7/EC. Набору прийнятих керованих параметрів відповідає наступний спектр власних значень:

$$\text{eig}v := -2.108976300 + 32.28045051I, -0.540204472Q -12.8244883Q -37.47323536 \\ -85.02991422, -2.108976300 - 32.28045051I$$

Оскільки корені характеристичного рівняння системи у варіаціях мають від'ємні дійсні частини, то згідно з теоремою Ляпунова режим руху стійкий.

Визначення множини стаціонарних режимів можна проводити за різних значень керуючих параметрів. Як зазначалося раніше, поздовжня швидкість центра мас тягача (v) параметр дискретний, а кут повороту керованих коліс (θ) - змінний. Задавши $v = 5$ м/с і варіюючи θ (плавно віддаляючись від нуля як в область додатних, так і в область від'ємних значень), можна побудувати графіки залежностей фазових змінних від кута повороту керованих коліс (на базі ітераційного методу), які представлені на рис. 3.11.

Як слідує з рис. 3.11, при $\theta = 0$, $\omega = u = \varphi = \varphi_1 = 0$ маємо прямолінійний рух автопоїзда. При $\theta = \pm \text{const}$ система володіє симетрією: правий поворот в одному випадку і лівий – в іншому випадку еквівалентні.

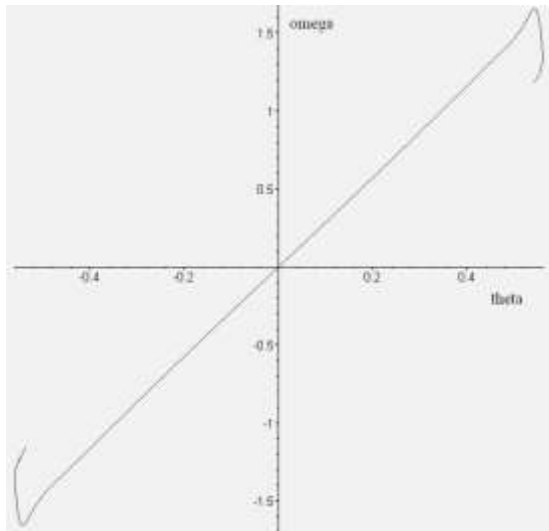
Значенням $\theta = \pm 0.3$ рад відповідають кругові стаціонарні режими $\{u^* = \pm 0.868$ м/с, $\omega^* = \pm 0.395$ рад/с, $\varphi^* = \pm 0.512$ рад, $\varphi_1^* = \pm 0.117$ рад $\}$ (додатнім значенням θ відповідають додатні значення фазових змінних і навпаки). Спектр власних значень при цьому:

$$\text{eig}v := -2.126511867 + 33.24950770I, -0.6269144335 -14.74912279 -45.78049779 \\ -77.9287553Q -2.126511867 - 33.24950770I$$

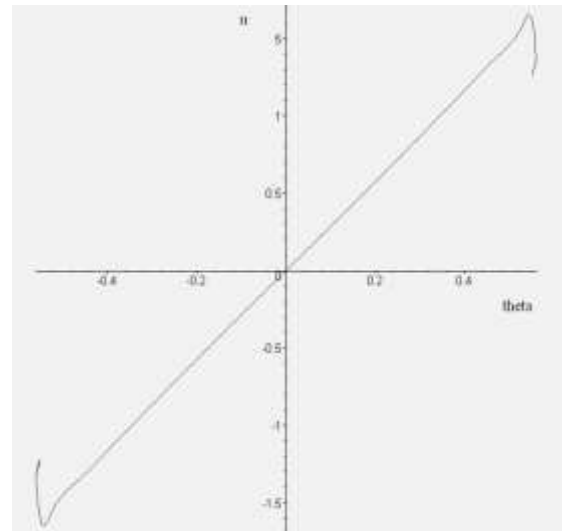
Корені характеристичного рівняння системи у варіаціях мають від'ємні дійсні частини, режим руху стійкий і автопоїзд здійснює коловий рух (рис. 3.11a).

Значенням $\theta = \pm 0.5 \text{ рад}$ відповідають кругові стаціонарні режими

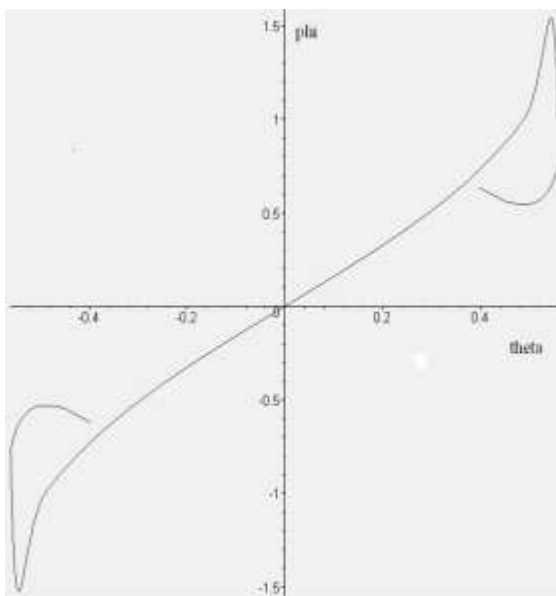
$\{ u^* = \pm 1.466 \text{ м/с}, \omega^* = \pm 0,670 \text{ рад/с}, \varphi^* = \pm 1.053 \text{ рад}, \varphi_1^* = \pm 0.353 \text{ рад} \}$ (додатнім значенням θ відповідають такі ж значення фазових змінних і навпаки).



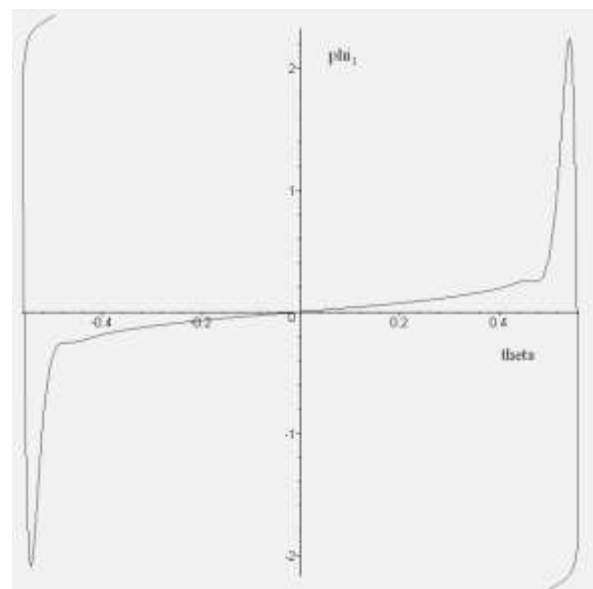
а)



б)



в)



г)

Рисунок 3.11 – Залежність фазових змінних від кута повороту керованих коліс: а – $\omega(\theta)$; б – $u(\theta)$; в – $\varphi(\theta)$; г – $\varphi_1(\theta)$

Спектр власних значень при цьому:

$$eigv := -1.458004797 + 34.54157927I, -0.3075218942 - 9.569107617I, -27.43827979 - 166.1518215I, -1.458004797 - 34.54157927I$$

Корені характеристичного рівняння системи у варіаціях мають від'ємні дійсні частини, режим руху стійкий.

З геометрії кривих стаціонарних режимів (рис. 3.11) видно, що у деякому діапазоні зміни кута повороту (θ) у системі можуть реалізовуватись два стаціонарних стани.

Так, при $\theta = 0,5$ рад, крім режиму

$$u^* = 1.466 \text{ м/с}, \omega^* = 0,670 \text{ рад/с}, \varphi^* = 1.053 \text{ рад}, \varphi_1^* = 0.353 \text{ рад},$$

який був стійким (результат отриманий на основі аналізу власних значень), теоретично може бути реалізований другий режим

$$u^* = 0.984 \text{ м/с}, \omega^* = 0,794 \text{ рад/с}, \varphi^* = 0.858 \text{ рад}, \varphi_1^* = -2.04 \text{ рад}$$

який є нестійким і практично не реалізовується. Точка, що поділяє стійку і нестійку гілки, відповідає кратному стаціонарному режиму і носить назву «точка повороту кривої стаціонарних режимів».

Таким чином, визначено множину стаціонарних режимів (криву стаціонарних режимів), а також геометричні критерії втрати стійкості на кривій стаціонарних режимів – моменту втрати дивергентної стійкості за швидкості автопоїзда 5 м/с відповідає точка повороту (реалізація дворазового режиму). При обраному наборі параметрів системи точка повороту реалізується при значенні $\theta^{**} = 0,56$ рад. У лівій околиці точки повороту теоретично реалізовані два стаціонарних режими, один з яких нестійкий. При русі по кривій стаціонарних режимів (початкова точка – стійкий прямолінійний режим) мають місце стійкі стаціонарні режими до точки повороту. В даному випадку цей

геометричний критерій є необхідною і достатньою умовою стійкості при русі по кривій стаціонарних режимів.

3.6 Аналітичне визначення параметрів стаціонарних рухів автопоїзда за подвійного приводу управління на вісь напівпричепа

Диференціальні рівняння плоскопаралельного руху автопоїзда отримаємо із системи рівнянь (3.31), прирівнявши нулю ті параметри, які не характерні для такого автопоїзда, які у загальному вигляді записані як

$$\begin{aligned}
 -v & \quad f(v, u, \omega, \varphi, \varphi_1, V, U, \Omega, \Phi, \Phi_1, PP, PP_1, \theta, \theta_1) = 0; \\
 -u & \quad f(v, u, \omega, \varphi, \varphi_1, V, U, \Omega, \Phi, \Phi_1, PP, PP_1, \theta, \theta_1) = 0; \\
 -\omega & \quad f(v, u, \omega, \varphi, \varphi_1, V, U, \Omega, \Phi, \Phi_1, PP, PP_1, \theta, \theta_1) = 0; \quad (3.37) \\
 -\varphi & \quad f(v, u, \omega, \varphi, \varphi_1, V, U, \Omega, \Phi, \Phi_1, PP, PP_1, \theta, \theta_1) = 0; \\
 -\varphi_1 & \quad f(v, u, \omega, \varphi, \varphi_1, V, U, \Omega, \Phi, \Phi_1, PP, PP_1, \theta, \theta_1) = 0.
 \end{aligned}$$

При сталому режимі руху значення всіх фазових змінних стають постійними. Таким чином, уся множина стаціонарних режимів визначається системою (3.37), в якій потрібно покласти

$$v = \text{const}, V = U = \Omega = \Phi = \Phi_1 = PP = PP_1 = 0.$$

При цьому отримаємо рівняння за змінними:

$$\begin{aligned}
 -u & \quad f(u, \omega, \varphi, \varphi_1, \theta, \theta_1) = 0; \\
 -\omega & \quad f(u, \omega, \varphi, \varphi_1, \theta, \theta_1) = 0; \quad (3.38) \\
 -\varphi & \quad f(u, \omega, \varphi, \varphi_1, \theta, \theta_1) = 0; \\
 -\varphi_1 & \quad f(u, \omega, \varphi, \varphi_1, \theta, \theta_1) = 0.
 \end{aligned}$$

Рівняння (3.38) є умовами рівноваги для автопоїзда з керованою віссю напівпричепа: перше – умова рівності нулю сил на поперечну вісь тягача; друге – умова рівності нулю головного моменту сил (поліус приведення – центр мас тягача); третє – умова рівності нулю головного моменту сил, що діють на напівпричіп (поліус приведення – центр мас напівпричепа); четверте – умова рівності нулю головного моменту сил, що діють на опорний візок (поліус приведення – центр мас візка).

У роботі [142] було показано, що дана модель за відсутності жорсткого кінематичного зв'язку між автомобілем-тягачем і керованою віссю напівпричепа структурно нестійка, але її можна дослідити на наявність кругових стаціонарних режимів і оцінити конфігурацію ланок автопоїзда. При цьому система рівнянь (3.38) може бути використана для визначення стаціонарних режимів ітераційним методом, а система рівнянь (3.38) – для чисельного інтегрування.

Для доведення нестійкості даної моделі в околі прямолінійного руху було складено матрицю Якобі рівнянь (3.38) з фазовим змінним $u, \omega, \varphi, \varphi_1$.

Визначник цієї матриці дорівнює вільному члену характеристичного рівняння. Необхідна умова стійкості за А. Стодола полягає в тому, що вільний член характеристичного рівняння повинен бути більше нуля. Значення поздовжньої швидкості v , яке обертає визначник матриці в нуль, є критичним (при досягненні даної швидкості відбувається втрата стійкості). Таким чином, якщо обчислити визначник в аналітичному вигляді, прирівняти його до нуля і з отриманої рівності визначити v , то отримаємо вираз критичної швидкості в аналітичному вигляді.

Як показали обчислення, визначник вищенаведеної матриці тотожно дорівнює нулю, а значить не залежить від v . Отже, дана модель структурно нестійка в околі прямолінійного режиму, а значення критичної швидкості дорівнює нулю. Спроби визначити стійкі стаціонарні режими при русі по колах досить великого радіуса також виявили структурну нестійкість такого автопоїзда.

$$\left[\frac{k_1 + k_3 + k_2}{v}, \frac{m_1 v^2 + m_2 v^2 + k_1 a - k_3 c - k_3 d_1 - k_3 c_1 - k_3 d_2 - k_3 b_2 - k_2 b + m v^2}{v} \right. \\ \left. , k_3, k_3 \right] \\ \left[-\frac{k_3 c - k_1 a + k_2 b}{v}, \right. \\ \left. -\frac{-c k_3 d_1 - k_2 b^2 - k_3 c^2 - k_1 a^2 - c k_3 c_1 + c m_1 v^2 + c m_2 v^2 - d_2 k_3 c - k_3 b_2 c}{v}, \right. \\ \left. -k_3 c, -k_3 c \right]$$

$$\left[-\frac{k_3 (d_1 + c_1)}{v}, -(-c k_3 d_1 - c k_3 c_1 - k_3 d_1^2 - k_3 c_1^2 + d_1 m_1 v^2 + d_1 m_2 v^2 \right. \\ \left. + c_1 m_2 v^2 - 2 \cdot c_1 k_3 d_1 - d_2 k_3 d_1 - d_2 k_3 c_1 - k_3 b_2 d_1 - k_3 b_2 c_1)/v, -k_3 d_1 - k_3 c_1, \right. \\ \left. k_3 (-d_1 - c_1) \right]$$

$$\left[-\frac{(d_2 + b_2) k_3}{v}, -(d_2 m_2 v^2 - d_2^2 k_3 - k_3 b_2^2 - d_2 k_3 c - d_2 k_3 d_1 - d_2 k_3 c_1 - k_3 b_2 c \right. \\ \left. - k_3 b_2 d_1 - k_3 b_2 c_1 - 2 \cdot k_3 b_2 d_2)/v, -k_3 d_2 - k_3 b_2, -k_3 d_2 - k_3 b_2 \right]$$

Далі визначено стійкі кругові стаціонарні режими при русі автопоїзда по колу. Набору конструктивних параметрів, наведеному у розділі 3.1, і керуючих параметрах $\theta=0,38$ рад і $v=5$ м/с відповідає стійкий круговий стаціонарний режим [143, 144]:

$$\{ u^*=1,041 \text{ м/с}, \omega^*=0,511 \text{ рад/с}, \varphi^*=-7,898 \text{ рад}, \varphi_1^*=-4,676 \text{ рад} \}.$$

Стійкість отриманого стаціонарного режиму підтверджує спектр власних значень:

$$\begin{aligned} eigv := & -0.005288260944 + 0.6250834805 I, -14.17459637 + 1.386043145 I, \\ & -33.64463075, -123.1874797, -14.17459637 - 1.386043145 I, \\ & -0.005288260944 - 0.6250834805 I \end{aligned}$$

Корені характеристичного рівняння системи у варіаціях мають від'ємні дійсні частини, тобто згідно з теоремою Ляпунова круговий режим руху асимптотично стійкий. Конфігурація автопоїзда при цьому має суттєву особливість – возик напівпричепа орієнтований у зовнішню сторону відносно траєкторії центру мас тягача.

На рис. 3.12 показана конфігурація автопоїзда при отриманому стаціонарному режимі, де позначено: 1 – поздовжня вісь тягача, 2 – поздовжня вісь напівпричепа, 3 – поздовжня вісь опорного візка. Центр мас тягача позначено точкою C . Конфігурація будувалася в площині дороги так, що ордината точки C визначає радіус кола, яким рухається центр мас тягача ($Y_c = 9,99$ м), причому центром обертання є початок координат. У даному випадку вектор швидкості центра мас тягача паралельний осі абсцис, а значить, радіус обертання тягача перпендикулярний тій ж осі. Цей результат був очікуваним, так як при іншій конфігурації автопоїзда врівноважити відцентрову силу возика напівпричепа не представляється можливим.

Рисунок 3.13,*а* ілюструє процес входження автопоїзда в стаціонарний режим (при цьому радіус кривизни траєкторії залишається практично постійним $R \approx 10$ м, але відбувається зміщення центру обертання). Даний факт підтверджується геометричною побудовою траєкторії, заснованою на значенні стаціонарного режиму, отриманого ітераційним методом (значення радіуса в цьому випадку $R = 9,986$ м).

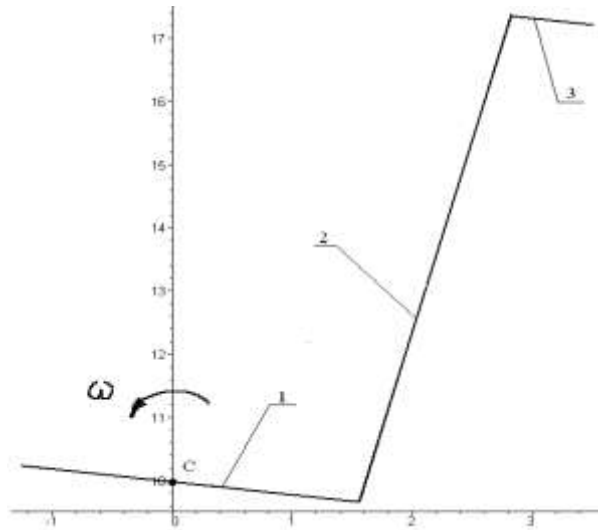


Рисунок 3.12 – Конфігурація ланок автопоїзда в площині дороги

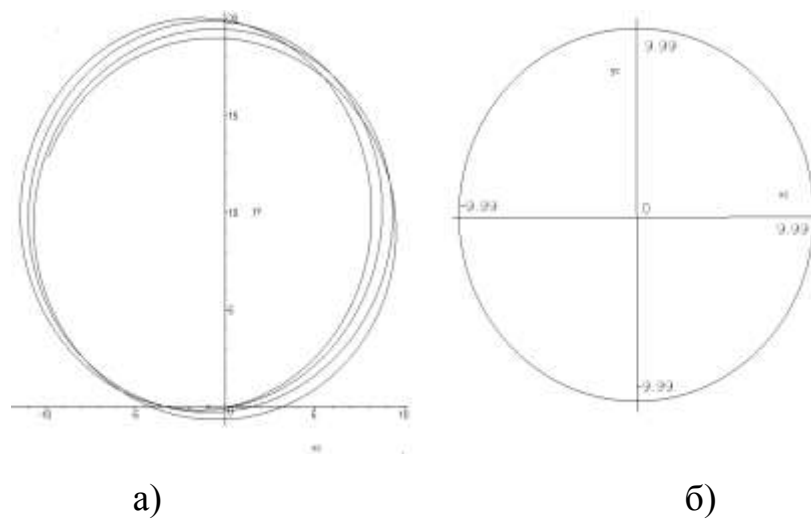


Рисунок 3.13 – Траєкторія руху центру мас тягача в площині дороги, що отримана: а – чисельним інтегруванням в пакеті Maple; б – геометрично

На рис. 3.14 показано конфігурації автопоїзда при значеннях $\theta = 0,35$ рад, $\theta = 0,45$ рад і $\theta = 0,55$ рад, побудова яких базується на значеннях стаціонарного режиму, отриманого ітераційним методом. При цьому конфігурації ланок автопоїзда суттєво не відрізняються між собою, змінюється лише радіус обертання автопоїзда (це ординати точок) і незначно кути складання.

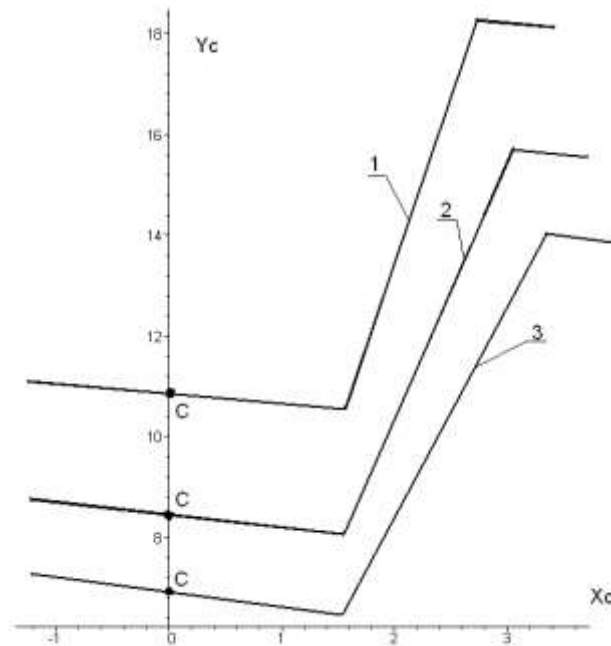


Рисунок 3.14 – Конфігурація автопоїзда при різних значеннях кута повороту керованих коліс тягача:

1 – $\theta = 0,35$ рад; 2 – $\theta = 0,45$ рад; 3 – $\theta = 0,55$ рад

При аналізі моделі встановлено, що стійкі стаціонарні режими для даної конфігурації автопоїзда завідомо реалізуються в межах $0,1 \text{ рад} < \theta < 0,9 \text{ рад}$.

Отже, побудована математична модель автопоїзда з керованою віссю напівпричепа і виконано аналіз рівноважних станів системи. Доведена структурна нестійкість такої моделі за відсутності жорсткого кінематичного зв'язку між автомобілем-тягачем і керованою віссю напівпричепа в околі прямолінійного руху. Доведена наявність стійких кругових стаціонарних режимів при русі по колах досить малого радіусу.

Встановлено, що при заданій поздовжній швидкості існує деякий діапазон зміни кута повороту керованих коліс тягача, в межах якого можуть існувати стійкі стаціонарні режими. Проведено аналіз стійкості стаціонарного режиму при $\theta = 0,38$ рад. Для даного режиму побудована конфігурація автопоїзда та доведено, що возик напівпричепа при вході автопоїзда в поворот може орієнтуватися лише у зовнішню сторону щодо траєкторії тягача. Крім того, встановлено, що отриманий стаціонарний режим асимптотично стійкий

(входження в нього відбувається за досить тривалий проміжок часу). Дана наближена оцінка інтервалу зміни кута повороту $(0,1 \text{ рад} < \theta < 0,9 \text{ рад})$, для якого існують стійкі кругові стаціонарні режими.

3.7 Аналіз повороткості моделі автопоїзда за подвійного приводу управління на передню вісь напівпричепа

Беручи до уваги методику аналізу керованості моделі автомобіля [146, 147], кути відведення коліс на осях визначалися як:

$$\begin{aligned}\delta_1 &= \theta - \frac{u + a \cdot \omega}{v}; & \delta_2 &= \frac{-u + b \cdot \omega}{v}; \\ \delta_3 &= \theta_1 + \frac{-u_1 + b_1 \cdot \omega_1}{v_1} = PCH \cdot \varphi + \frac{v \cdot \varphi - (u - c \cdot \omega) + \omega \cdot L_1}{v}.\end{aligned}\quad (3.39)$$

Лінеаризована система рівнянь, що визначає стаціонарний режим руху дволанкового автопоїзда з керованим напівприцепом, має вигляд:

$$\begin{aligned}-(m + m_1) \cdot \omega \cdot v + Y_1 + Y_2 + Y_3 &= 0; \\ a \cdot Y_1 - b \cdot Y_2 - c \cdot Y_3 + c \cdot m_1 \cdot \omega \cdot v &= 0; \\ d_1 \cdot m_1 \cdot \omega \cdot v - Y_3 \cdot L_1 &= 0.\end{aligned}\quad (3.40)$$

Сили відведення (лінійні функції від кутів відведення на осях):

$$Y_i = k_i \cdot \delta_i, \quad (i=1,2,3)$$

Після розв'язку системи рівнянь (3.40) одержано вираз для кутової швидкості автомобіля-тягача:

$$\omega = - \frac{k_1 \cdot k_2 \cdot l \cdot L_1 \cdot v \cdot \theta}{((k_1 \cdot a - k_2 \cdot b) \cdot L_1 \cdot m + ((a + c) \cdot k_1 + (c - b) \cdot k_2) \cdot b_1 \cdot m_1) \cdot v^2 - k_1 \cdot k_2 \cdot l^2 \cdot L_1} \cdot \quad (3.41)$$

При усталеному русі по колу заданого радіуса має місце співвідношення:

$$\omega = \frac{v}{R}, \quad (3.42)$$

де v – поздовжня складова швидкості центру мас тягача;

R – радіус траєкторії точки на поздовжній осі тягача, швидкість якої направлена уздовж поздовжньої осі тягача.

Шляхом порівняння правих частин рівнянь (3.41) і (3.42) було отримано рівняння кута повороту керованих коліс тягача за некерованих коліс напівпричепа, що визначає поворотність дволанкового класичного автопоїзда [143]:

$$\theta = - \frac{(((a+c) \cdot b_1 \cdot m_1 + a \cdot L_1 \cdot m) \cdot k_1 - (b \cdot L_1 \cdot m + (b-c) \cdot b_1 \cdot m_1) \cdot k_2) \cdot v^2 - k_1 \cdot k_2 \cdot l^2 \cdot L_1}{k_1 \cdot k_2 \cdot l \cdot L_1 \cdot R}. \quad (3.43)$$

З урахуванням розподілу мас по осям автопоїзда

$$\begin{aligned} N_1 &= \frac{b \cdot L_1 \cdot m + (c-b) \cdot b_1 \cdot m_1}{L_1 \cdot l}; \\ N_2 &= \frac{(a+c) \cdot b_1 \cdot m_1 + a \cdot m \cdot L_1}{L_1 \cdot l}; \\ N_3 &= \frac{m_1 \cdot d_1}{L_1} \end{aligned} \quad (3.44)$$

отримано компактне рівняння, що визначає поворотність «приведеного тягача»:

$$\theta = \frac{l}{R} + \left(\frac{N_1}{k_1} - \frac{N_2}{k_2} \right) A_{us}, \quad (3.45)$$

де $A_{us} = v^2/Rg$ – бічна складова прискорення центра мас тягача (у безрозмірному вигляді).

На рис. 3.15 наведено графік поворотності для автопоїзда за подвійного приводу управління на передню вісь напівпричепа за конструктивними параметрами, наведеними у розділі 3.1.

Аналогічно отримано вираз для першого кута складання для цього автопоїзда (автомобіль-тягач автопоїзда рухається по колу заданого радіуса R):

$$\varphi = \frac{1}{1+PCH} \left(-\frac{L_1+c-b}{R} + \left(\frac{m_1 \cdot d_1}{L_1 \cdot k_3} - \frac{a+c \cdot b_1 \cdot m_1 + a \cdot L_1 \cdot m}{L_1 \cdot l \cdot k_2} \right) Aus \right) \quad (3.46)$$

або у безрозмірному вигляді:

$$\varphi = \frac{1}{1+PCH} \left(-\frac{L_1+c-b}{R} + \left(\frac{N_3}{k_3} - \frac{N_2}{k_2} \right) Aus \right). \quad (3.47)$$

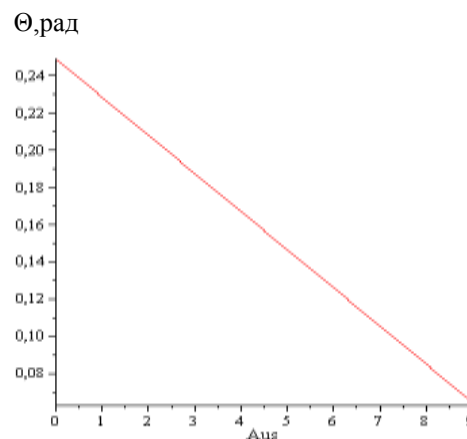


Рисунок 3.15 – Діаграма поворотності автопоїзда для значення $R = 30,5$ м

Кут нахилу прямої «складання» визначався за виразом $\frac{N_3}{k_3} - \frac{N_2}{k_2}$ (подібно градієнту недостатньої поворотності $\frac{N_1}{k_1} - \frac{N_2}{k_2}$ з рівняння поворотності), значення кута складання при достатньо малій швидкості v задається співвідношенням $-\frac{L_1+c-b}{R}$, що аналогічно куту Акермана $\frac{l}{R}$. Для різних радіусів отримано сімейство паралельних прямих. На рис. 3.16 представлено графік прямої «складання», що відповідає $R = 30,5$ м.

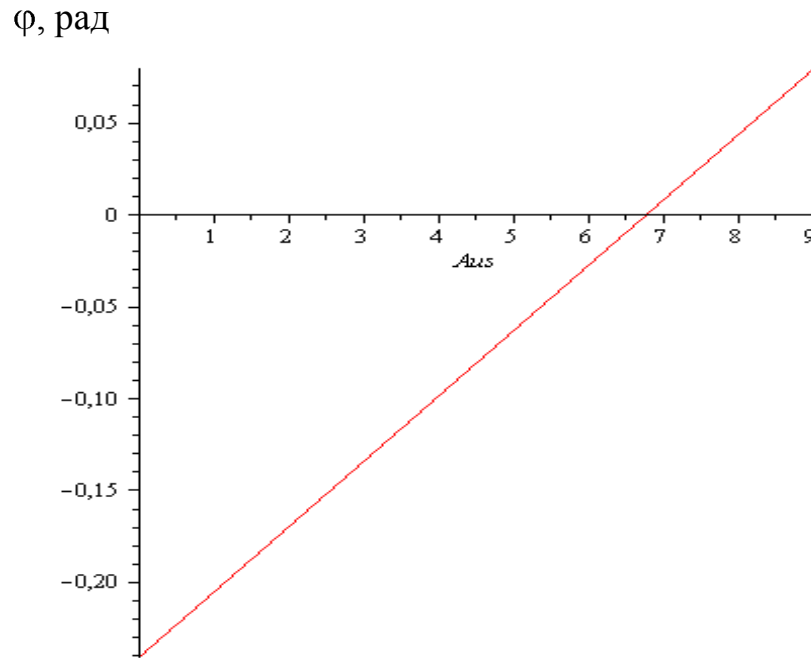


Рисунок 3.16 – Залежність першого кута складання у функції бічної складової прискорення центра мас тягача ($PCH = 0,5$)

Із співвідношення для кута складання (3.47) можна зробити висновок, що при достатньо малих швидкостях руху за подвійного приводу управління на передню вісь напівпричепа ($PCH > 0$, $\theta_1 < 0$ – вісь напівпричепа повернена по ходу годинникової стрілки) і другий кут складання залишається від’ємним (напівпричіп орієнтований у внутрішню сторону, а його возик – у зовнішню), але його абсолютне значення зменшується. Якщо $-1 < PCH < 0$, тоді $\theta_1 > 0$, а кут складання зростає за абсолютною величиною, залишаючись від’ємним.

3.8 Визначення критичної швидкості прямолінійного руху автопоїзда за подвійного приводу управління на передню вісь напівпричепа

Із системи рівнянь (3.31) визначено величину моменту, що орієнтує керовану вісь напівпричепа:

$$M_1 = PCH(-J_2 \cdot \Omega_2 + m_2 \cdot d_2 \cdot (U_2 + \omega_2 \cdot v_2) - Y_3 \cdot \cos(\theta_1) \cdot L_2). \quad (3.48)$$

Виконаємо чисельний аналіз математичної моделі автопоїзда.

Значення конструктивних параметрів приймемо такими ж як у розділі 3.1. Передаточне відношення приводу управління приймемо $PCN=0,3$.

Нижче представлені результати чисельного інтегрування моделі автопоїзда за обраних значень керуючих параметрів v і θ .

При цьому побудовано також графік залежності моменту керування напівпричепом у функції часу при входженні автопоїзда в круговий стаціонарний режим (рис. 3.17).

Для визначення області стійкості прямолінійного режиму в просторі параметрів (аналітичне й чисельне визначення критичної швидкості прямолінійного руху) використовувалось лінійне наближення вихідної системи й визначався спектр власних значень при різних значеннях швидкості. Цей підхід дав можливість встановити факт стійкості (нестійкості) для конкретного набору конструктивних параметрів. Метод розподілу інтервалу навпіл дав можливість визначити момент втрати стійкості (v_{kr}) [145].

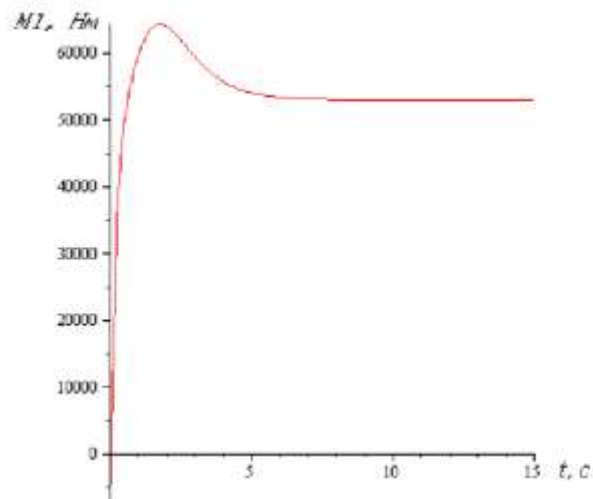


Рисунок 3.17 – Залежність моменту керування у функції часу при входженні автопоїзда у круговий стаціонарний режим

Значенню $v = 26$ м/с відповідає спектр власних значень:

$$\text{eigv} = -1,415 + 2,423 \cdot i; -0,0994; -2,119; -1,415 - 2,423 \cdot i.$$

Так як всі корені характеристичного рівняння системи у варіаціях мають від'ємні дійсні частини, то, відповідно до теореми Ляпунова, прямолінійний режим руху стійкий.

При $v = 33$ м/с маємо:

$$\text{eig}v = 0,12; -1,125 + 2,56 \cdot I; -1,908; -1,125 - 2,56 \cdot I.$$

Один дійсний корінь додатний – режим нестійкий.

Отже, в інтервалі швидкостей $26 \text{ м/с} < v < 33 \text{ м/с}$ відбувається втрата стійкості прямолінійного руху. Значенню v_{kr} , за якого це відбувається, відповідає нульове власне значення (так званий критичний випадок одного нульового кореня – випадок дивергентної втрати стійкості). У цьому випадку початкові збурення фазових змінних ростуть аперіодично. Випадку пари комплексних власних значень із нульовою дійсною частиною відповідає періодичне зростання початкових збурень фазових змінних – флаттерна нестійкість.

При $v = 32,6$ м/с маємо:

$$\text{eig}v = 0; -1,282 + 2,49 \cdot I; -2,024; -1,282 - 2,49 \cdot I.$$

Один з коренів із достатнім ступенем точності дорівнює нулю. Це означає, що за швидкості $v_{kr} = 32,6$ м/с відбулась дивергентна втрата стійкості.

Вираз для визначення критичної швидкості (дивергентна втрата стійкості) має вигляд:

$$v_{kr} = \sqrt{\frac{k_1 k_2 l^2 L_1}{((L_1 m_2 b_2 + L_2 m_1 d_1) PCH + c c_1 m_1)(k_1 + k_2) + (m_1 c_1 + m L_1)(k_1 a - k_2 b)}}. \quad (3.49)$$

Із (3.49) отримано значення критичної швидкості при обраних параметрах системи, яке склало $v_{kr} = 32,198$ м/с, що підтверджує результати методу послідовних наближень.

Система при врівноважених поздовжніх силах ($X_1 = 0, X_2 = 0, X_3 = 0$) допускає очевидне рішення $\{v = \text{const}, u = 0, \omega = 0, \theta = 0, \varphi = 0, \Phi = 0\}$, яке відповідає рівномірному прямолінійному руху автопоїзда (стаціонарний прямолінійний режим). Очевидно, уся множина стаціонарних режимів визначається системою, у якій потрібно покласти $U = 0, \Omega = 0, \Phi = 0, PP = 0$.

Прийнявши керуючі параметри системи - $v = 32$ м/с і $\theta = 0$, побудовано фазовий портрет в просторі змінних (u, ω) . Система має три стаціонарних режими, на фазовій площині їм відповідають три особливі точки: на початку координат стійкий вузол (відповідає прямолінійному режиму) і симетрично розташовані дві сідлові точки (відповідають нестійким круговим режимам). При збільшенні параметра v сідлові особливі точки наближаються до початку координат, руйнуючи стійкість прямолінійного режиму при $v = v_{kr}$. Область стійкості прямолінійного режиму обмежують вхідні сепаратиси сідлових особливих точок (рис. 3.18). Координати сідлових точок знайдені чисельно з використанням пакета Maple:

$$(u = -5,279, \varphi = -0,0653, \omega = 0,2198);$$

$$(u = 5,279, \varphi = 0,0653, \omega = -0,2198).$$

Фазовий портрет системи при $v < v_{kr}$ і $v > v_{kr}$ представлений на рис. 3.18. При $v > v_{kr}$ система має один нестійкий прямолінійний режим руху, йому відповідає сідлова особлива точка на початку координат; початкові збурення ростуть аперіодично, що відповідає явищу заносу. Фазові змінні в цьому випадку наближаються до стійких сепаратрис сідла.

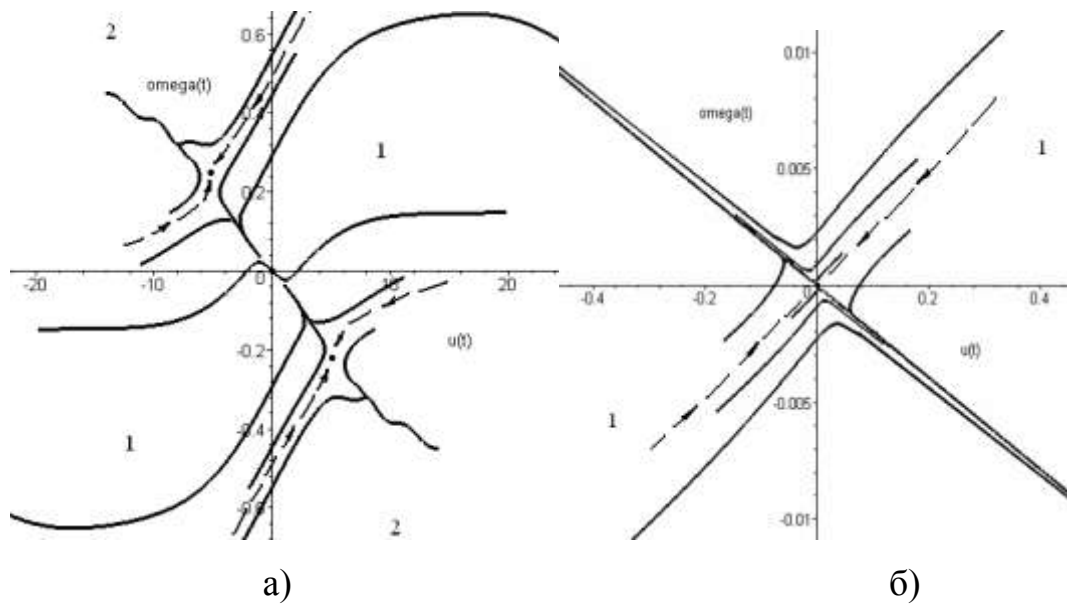


Рисунок 3.18 – Фазовий портрет системи при докритичній швидкості (а):

1 – область стійкості, 2 – область нестійкості;

при закритичній швидкості руху (б):

координати сідлової особливої точки ($u=0, \varphi=0, \omega=0$),

1–область нестійкості

Резюмуючи можна заключити, що побудовано математичну модель автопоїзда з керованою віссю напівпричепа, досліджено стійкість кругового стаціонарного руху, проведено порівняльний аналіз конфігурації автопоїзда з керованою віссю напівпричепа та некерованим напівприцепом, у результаті чого теоретично доведена доцільність обраної системи керування.

Побудовані фазові портрети системи при різних швидкостях, які дозволили оцінити область тяжіння прямолінійного руху. Область тяжіння прямолінійного режиму обмежена сепаратрисами. За допомогою фазових портретів оцінені початкові значення фазових змінних, які призвели до виводу системи з області стійкості. Реалізація цих початкових збурень викликана зовнішніми впливами (бічний вітер, удар об брівку проїзної частини тощо). Для обраних конструктивних параметрів моделі визначені значення швидкості (v) і кута повороту керованих коліс (θ), які забезпечили необхідні показники маневреності автопоїзда.

3.9 Вибір закону управління для випадку стаціонарних режимів

Мета введення управління напівприцепом – зменшення габаритної смуги руху, що забезпечує необхідну маневреність, наприклад, при коловому русі, для чого має виконуватися рівність $R_B = R_E$.

Далі представлено алгоритм визначення передаточного відношення механізму управління поворотною віссю напівприцепа (рис. 3.19).

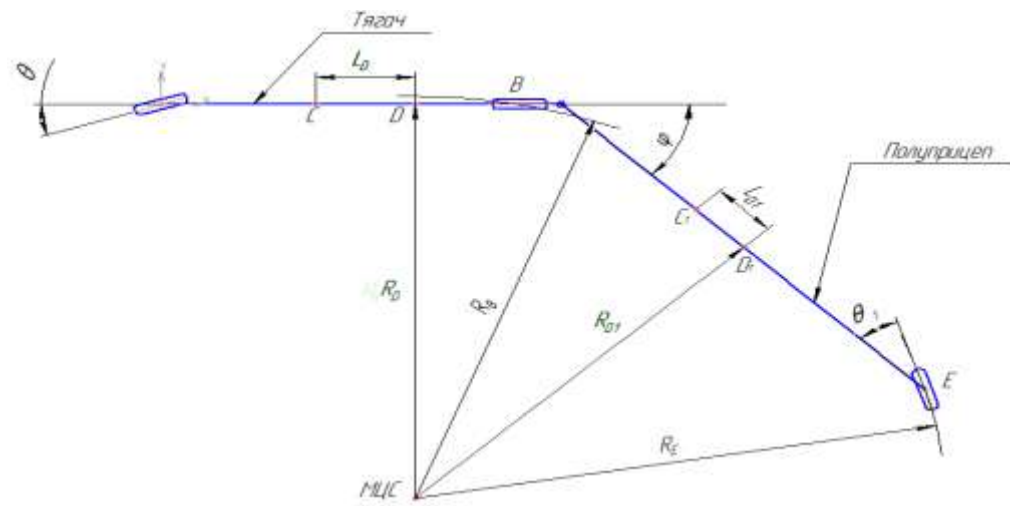


Рисунок 3.19 – Схема автопоїзда з керованим напівприцепом

Алгоритм визначення передаточного відношення механізму управління поворотною віссю напівприцепа включає:

1. Визначення множини стаціонарних режимів у загальному вигляді шляхом розв'язку системи лінеаризованих рівнянь, що визначають стаціонарний режим (див. систему рівнянь (3.31)). Рішення даної системи дає наступні значення фазових змінних у загальному вигляді:

$$u = \frac{k_1 \cdot v^2 (m a L_1 + m_1 b_1 (a + c)) + l b k_2 L_1 \dot{v}}{v^2 ((b k_2 - a k_1) (m L_1 + m_1 b_1) - c m_1 b_1 (k_1 + k_2)) + l^2 k_1 k_2 L_1 + 2 k_1 k_2 L_1 a b} \cdot \theta; \quad (3.50)$$

$$\omega = - \frac{k_1 k_2 l L_1 v}{((k_1 a - k_2 b) L_1 m + ((a + c) k_1 + (c - b) k_2) b_1 m_1) v^2 - k_1 k_2 l^2 L_1} \cdot \theta; \quad (3.51)$$

$$\varphi = - \frac{((-b_1 k_3(a+c) + d_1 k_2 l) m_1 - k_3 a m L_1) v^2 + ((l-c)a + (b+c)b-l) k_2 k_3 L_1 k_1}{(1+PCH) k_3 ((m_1 b_1 + m L_1)(k_2 b - k_1 a) - m_1 k_2 L_1 c) v^2 + k_1 k_2 l^2 L_1} \cdot \theta. \quad (3.52)$$

2. Визначення параметрів траєкторії руху характерних точок напівпричепа:

$$\begin{aligned} R_D &= \frac{v}{\omega}; \\ L_D &= \frac{u}{\omega}; \\ R_{D1} &= \frac{v_1}{\omega}; \\ L_{D1} &= \frac{u_1}{\omega}. \end{aligned} \quad (3.53)$$

3. Визначення радіусів руху характерних точок напівпричепа:

$$R_B = \sqrt{R_D^2 + (CB - L_D)^2}; \quad R_E = \sqrt{R_{D1}^2 + (C_1 E - L_{D1})^2}. \quad (3.54)$$

4. Визначення передаточного відношення механізму управління віссю напівпричепа (РСН). Числовим значенням параметрів дволанкового автопоїзда з керованим напівприцепом, наведених раніше, відповідають наступні графіки зміни передаточного відношення механізму управління напівприцепом, рис.3.20

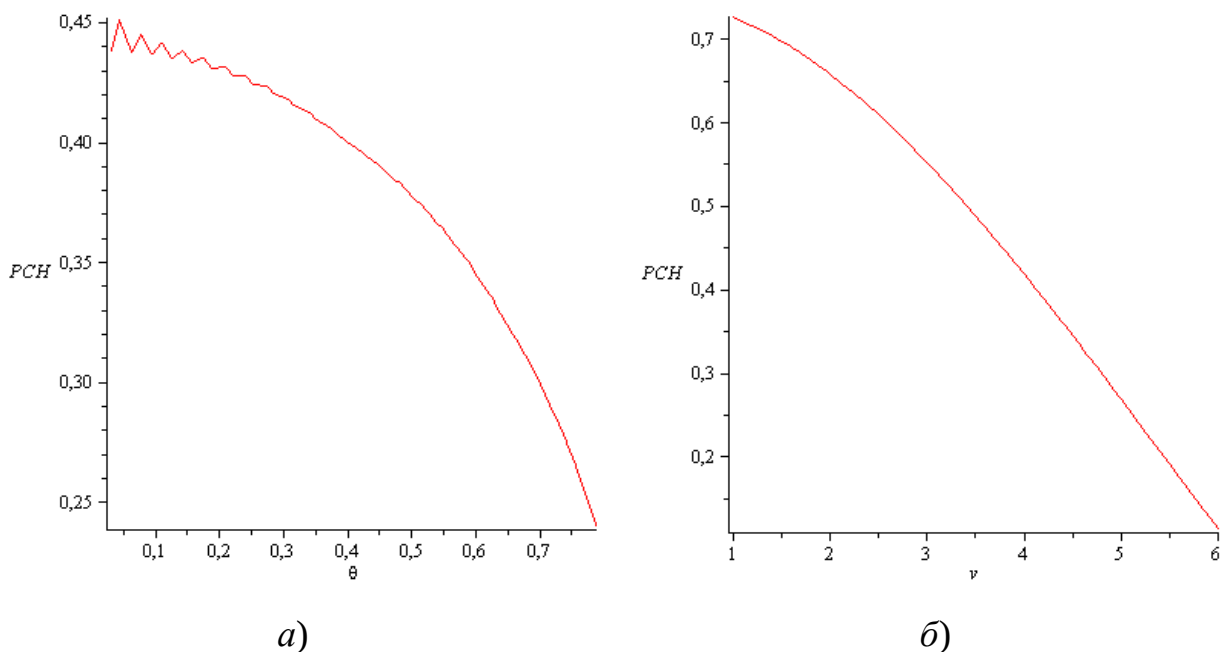


Рисунок 3.20 – Зміна передаточного відношення механізму управління віссю напівпричепа: *а* – залежність від θ (при швидкості $v = 5$ м/с);
б – залежність від v (при куті повороту $\theta = 0,75$ рад)

На підставі результатів аналізу раціональних значень передаточних відношень [147], що забезпечують наближений збіг траєкторій характерних точок автомобіля-тягача і напівпричепа вибрано значення передатного відношення $PCH=0,75$, яке забезпечує стійкість прямолінійного руху. Далі визначено умови стійкості кругових стаціонарних режимів при вибраному значенні передаточного відношення (режим стійкий, якщо дійсні частини коренів характеристичного рівняння від'ємні).

На рис. 3.21 наведені фазові змінні, що відповідають цьому стаціонарному режиму у вигляді інтегральних кривих, отриманих в результаті чисельного моделювання математичної моделі.

Графіки показують, що з плином часу всі фазові змінні прагнуть до постійних величин, що відповідають стаціонарному режиму.

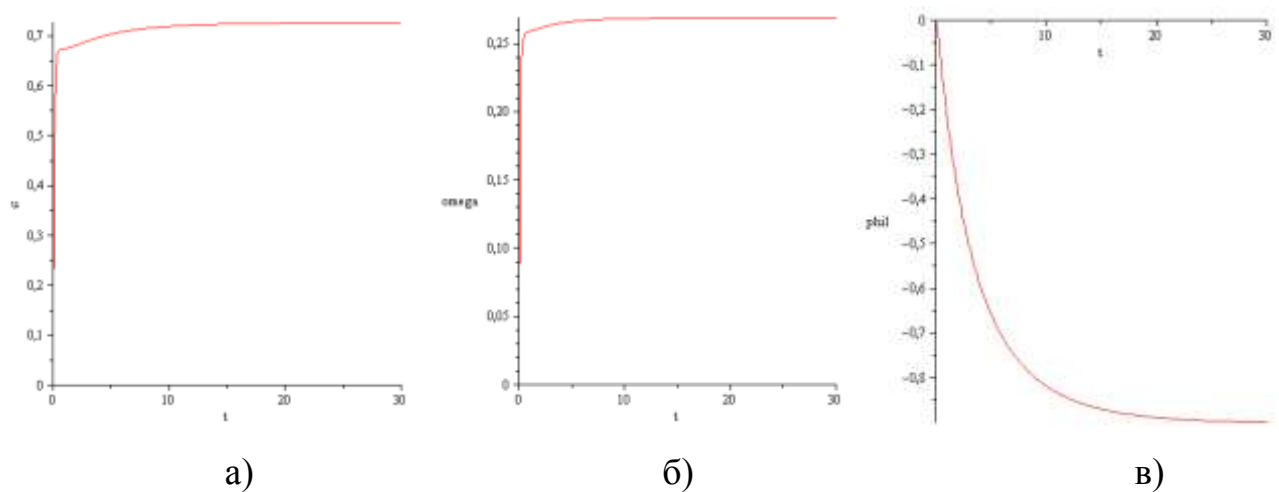


Рисунок 3.21 – Фазові змінні у плінні часу при входженні автопоїзда в круговий стаціонарний режим:

а – поперечна швидкість; б – кутова швидкість; в – кут складання

Порівняємо радіуси траєкторій руху характерних точок автомобіля-тягача і напівпричепа, що отримані за лінійною і нелінійною моделлю при русі по нормованій смузі руху. При вибраних параметрах системи ($v = 2,5$ м/с, $\theta = 0,5$ рад і $PCH = 0,75$) отримано наступні значення радіусів:

- $R_2 = 10,3$ м; $R_3 = 11,2$ м – лінійна модель;
- $R_2 = 10,3$ м; $R_3 = 9,3$ м – нелінійна модель.

При малих швидкостях $PCH < 1$, радіуси R_2 і R_3 близькі для лінійної й нелінійної моделей. Із-за простоти розрахунків лінійну модель приймемо в якості «оціночної», а нелінійну – для остаточних уточнень. Так, за допомогою нелінійної моделі визначено, що при $\theta = 0,5$ і $PCH = 0,75$ втрата стійкості буде мати місце, коли швидкість автопоїзда досягне $v_{кр} = 6,25$ м/с, у той час як для лінійної моделі ця швидкість склала $v_{кр} = 7,98$ м/с. При даній швидкості пара комплексно-спряжених коренів характеристичного рівняння має нульову дійсну частину, що свідчить про флаттерну втрату стійкості.

Залежність моменту керування як функції часу при входженні в круговий стаціонарний режим представлені на рис. 3.22.

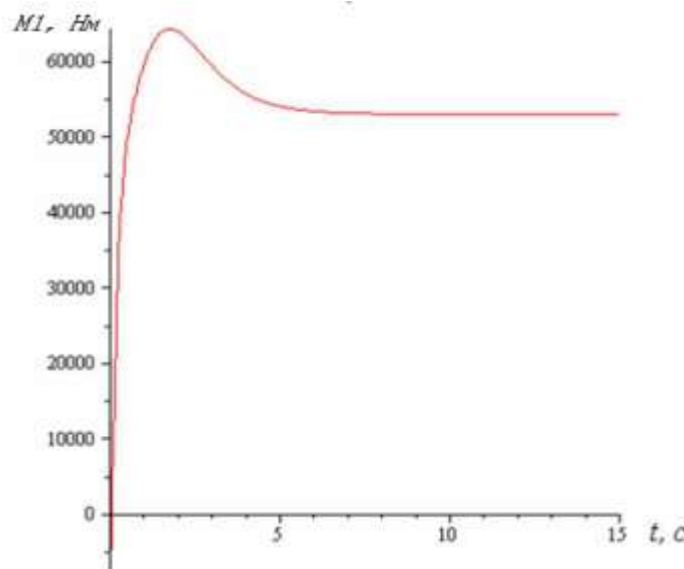


Рисунок 3.22 – Залежність моменту керування віссю напівпричепа як функції часу при входженні в круговий стаціонарний режим ($v = 4,5$ м/с, $\theta = 0,38$ рад)

Якщо розглянути реальні швидкості проходження кругового коридору мінімального радіуса (2-3 м/с), то розрахунки вказують на раціональне значення $PCH = 0,7$. При подальшому збільшенні швидкості (5 м/с і більше) значення передатного відношення знижується ($PCH = 0,35$).

Проведений аналіз маневреності дозволив зробити висновки про можливості реалізації значень передатного відношення у вигляді східчастої функції (рис. 3.23).

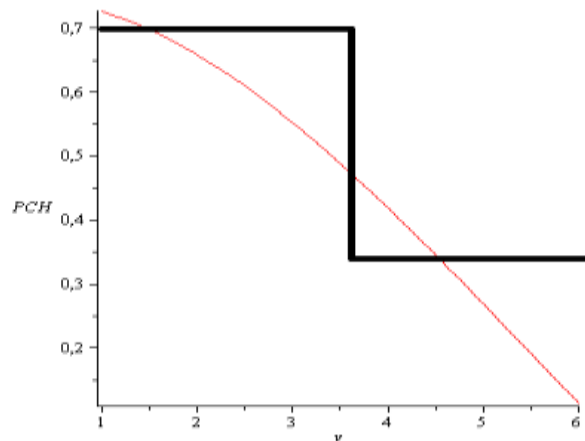


Рисунок 3.23 – Апроксимація закону зміни передавального відношення у вигляді східчастої функції

3.10 Висновки до розділу

1. Побудована математична модель руху автопоїзда з керованим напівпричепом, на базі якої побудовані математичні моделі руху класичного дволанкового автопоїзда та автопоїзда з самоустановлювальною віссю напівпричепа.

Виконано порівняльний аналіз колового руху автопоїздів розглянутих компоновальних схем в стаціонарних режимах. На основі аналізу отриманих значень кутів складання і траєкторій ланок автопоїзда зроблено висновок, що кращими показниками маневреності володіє компоновальна схема сидельного автопоїзда за подвійного приводу управління на передню вісь напівпричепа.

2. Визначено області стійкості прямолінійного режиму автопоїзда в просторі параметрів (аналітичне та чисельне визначення критичної швидкості прямолінійного руху). Чисельне значення критичної швидкості при вибраних параметрах системи склало $v_{kr} = 33,97$ м/с, що підтверджує результати методу послідовних наближень.

3. Показано, що v_{kr} залежить від конструктивних параметрів автопоїзда, зокрема його маси m і конструктивних параметрів напівпричепа, зокрема положення центру мас - d_1 і b_1 . За маси напівпричепа $m_1 = 22000$ кг визначено, що дивергентна втрата стійкості настає при значенні $v_{kr} = 32,3$ м/с. При збільшенні маси напівпричепа і наближенні центру мас напівпричепа до точки зчипки значення критичної швидкості буде зменшуватися. Проте втрату флаттерної стійкості при розглянутих значеннях параметрів не виявлено.

4. Визначено множину стаціонарних режимів для автопоїзда з самоустановлювальною віссю напівпричепа (криву стаціонарних режимів), а також геометричні критерії втрати стійкості на кривій стаціонарних режимів – моменту втрати дивергентної стійкості за швидкості автопоїзда 5 м/с відповідає точка повороту (реалізація дворазового режиму). При обраному наборі параметрів системи точка повороту реалізується при значенні $\theta^{**} = 0,56$ рад. У лівій околиці точки повороту теоретично реалізовані два стаціонарних режими, один з яких нестійкий. При русі по кривій стаціонарних режимів (початкова точка – стійкий прямолінійний режим) мають місце стійкі стаціонарні режими до точки повороту. В даному випадку цей геометричний критерій є необхідною і достатньою умовою стійкості при русі по кривій стаціонарних режимів.

5. Для автопоїзда з подвійним приводом управління показано, що дана модель за відсутності жорсткого кінематичного зв'язку між автомобілем-тягачем і керованою віссю напівпричепа (за рівності нулю моменту, що орієнтує вісь напівпричепа) структурно нестійка.

6. Визначено величину моменту, що орієнтує керовану вісь напівпричепа, доведена наявність стійких кругових стаціонарних режимів при русі по колах досить малого радіусу. Встановлено, що при заданій поздовжній швидкості існує деякий діапазон зміни кута повороту керованих коліс тягача, в межах якого можуть існувати стійкі стаціонарні режими. Проведено аналіз стійкості стаціонарного режиму при $\theta = 0,38$ рад. Для даного режиму побудована конфігурація автопоїзда та доведено, що возик напівпричепа при вході

автопоїзда в поворот може орієнтуватися лише у зовнішню сторону щодо траєкторії тягача. Крім того, встановлено, що отриманий стаціонарний режим асимптотично стійкий (входження в нього відбувається за досить тривалий проміжок часу). Дана наближена оцінка інтервалу зміни кута повороту ($0,1 \text{ рад} < \theta < 0,9 \text{ рад}$), для якого існують стійкі кругові стаціонарні режими.

7. Встановлено, що при достатньо малих швидкостях руху за подвійного приводу управління на передню вісь напівпричепа ($PCH > 0$, $\theta_1 < 0$) другий кут складання залишається від'ємним (напівпричіп орієнтований у внутрішню сторону, а його возик – у зовнішню), але його абсолютне значення зменшується. Якщо $-1 < PCH < 0$, тоді $\theta_1 > 0$, а кут складання зростає за абсолютною величиною, залишаючись від'ємним.

8. Доведено, що інтервалі швидкостей $26 \text{ м/с} < v < 33 \text{ м/с}$ відбувається втрата стійкості прямолінійного руху автопоїзда за подвійного приводу управління на передню вісь напівпричепа. Значенню v_{kr} , за якого це відбувається, відповідає нульове власне значення (так званий критичний випадок одного нульового кореня – випадок дивергентної втрати стійкості). У цьому випадку початкові збурення фазових змінних ростуть аперіодично. Випадку пари комплексних власних значень із нульовою дійсною частиною відповідає періодичне зростання початкових збурень фазових змінних – флаттерна нестійкості. Отримано значення критичної швидкості при обраних параметрах системи, яке склало $v_{kr} = 32,198 \text{ м/с}$, що підтверджує результати методу послідовних наближень.

9. Розроблено алгоритм визначення передаточного відношення механізму управління поворотною віссю напівпричепа. Проведений аналіз маневреності дозволив зробити висновки про можливість реалізації значень передатного відношення у вигляді східчастої функції. Так, для забезпечення необхідних показників маневреності автопоїзда раціональне значення $PCH = 0,7$. Для забезпечення необхідних показників стійкості руху автопоїзда $PCH = 0,35$. Отримане за кінематичною моделлю передаточне відношення приводу

управління для напівпричепа базою 8,2 м склало 0,52, тобто лежить в межах, отриманих за динамічною моделлю.

10. Виконано порівняльний аналіз радіусів траєкторій руху характерних точок автомобіля-тягача і напівпричепа за подвійного приводу управління на його передню вісь, що отримані за лінійною і нелінійною моделлю при русі автомобіля-тягача за $\theta = 0,5$. Показано, що при швидкостях до 5 м/с ($PCH = 0,75$) радіуси R_2 і R_3 близькі для лінійної й нелінійної моделей і рух автопоїзда буде стійким. При збільшенні швидкості руху втрата стійкості за нелінійної моделі автопоїзда матиме місце, коли критична швидкість досягне $v_{кр} = 6,25$ м/с, у той час як для лінійної моделі — $v_{кр} = 7,98$ м/с. При даній швидкості пара комплексно-спряжених коренів характеристичного рівняння має нульову дійсну частину, що свідчить про флаттерну втрату стійкості.

Отримані показники маневреності і стійкості руху автопоїздів різних компоновальних схем потребують експериментальної перевірки.

РОЗДІЛ 4

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ АВТОПОЇЗДА

4.1. Мета і задачі експериментальних досліджень

При проведенні аналітичних досліджень маневреності і стійкості руху автопоїздів різних компоновальних схем масові і геометричні параметри автомобіля-тягача і напівпричепа, а також дані про коефіцієнти опору відведенню коліс автопоїзда приймалися за літературними джерелами. Тому метою експериментальних досліджень є перевірка адекватності розробленої математичної моделі і вихідних положень, покладених в основу розрахунку показників маневреності і стійкості руху автопоїздів різних компоновальних схем.

Відмітимо, що автопоїзди з керованим напівприцепом за подвійного приводу управління на передню вісь напівпричепа в Україні відсутні. Тому експериментальні дослідження були проведені на автопоїзді з некерованим напівприцепом та напівприцепом із самоустановлювальною задньою віссю, що є стандартним обладнанням напівприцепів фірми Krone. При цьому зверталася увага на оснащення автопоїзда, програму і методику проведення вимірювань.

Метою експериментальних досліджень є перевірка адекватності розробленої математичної моделі автопоїзда з некерованим напівприцепом та напівприцепом з самоустановлювальною віссю напівпричепа і вихідних положень, покладених в основу розрахунку параметрів маневреності та стійкості руху.

В задачі експериментальних досліджень автопоїзда входило визначення показників маневреності і стійкості руху автопоїзда за прямолінійного руху, а також при виконанні різних маневрів.

4.2. Об'єкти експериментальних досліджень

Відповідно до мети і задач експериментальних досліджень групою здобувачів Національного транспортного університету був створений експериментальний сидельний автопоїзд у складі сидельного тягача DAF XF 95.430 та напівпричепа KRONE – SDP 24 як з некерованими осями, так і з напівпричепом з самоустановлювальною віссю [148], рис. 4.1.



Рисунок 4.1 – Експериментальний автопоїзд

Геометричні та масові параметри автопоїзда зазначені у табл. 4.1. Перед початком випробувань було проведено технічне обслуговування автомобіля-тягача і напівпричепа та перевірено технічний стан ходової системи автопоїзда.

Таблиця 4.1 – Технічна характеристика автопоїзда

Показник	Значення
<i>Сідельний тягач</i>	DAF XF 95.430
Повна маса автопоїзда, кг	40 000
Споряджена маса сідельного тягача, кг	6 390
Повна маса сідельного тягача, кг	18 500
Максимальне навантаження на передню вісь, кг	7 500
Максимальне навантаження на задню вісь, кг	11 000
База, м	3,590
– відстань від передньої осі до центру мас, м	2,130
– відстань від задньої осі до центру мас, м	1,460
Відстань від точки зчипки до задньої осі, м	0,565
Габаритна довжина сідельного тягача, м	6,015
Габаритна ширина сідельного тягача, м	2,45
Момент інерції автомобіля-тягача, кг/м ²	5089
Коефіцієнт бічного зчеплення шини	0,9
Розмір шин	315/80R22.5
Коефіцієнти опору бічному відведенню	
– передньої осі, Н/рад	185 000
– задньої осі, Н/рад	245 000
<i>Напівпричеп</i>	KRONE – SDP 24
Маса вантажу, кг	25 610
Споряджена маса напівпричепа, кг	8 000
Повна маса напівпричепа, кг	33 610
– у тому числі на опорно-зчипний пристрій, кг	11 000
Розподіл маси на возик, кг	22 610
Момент інерції напівпричепа, кг/м ²	240023
Коефіцієнт бічного зчеплення шини	0,9
Габаритні розміри, м	
довжина	13,485
ширина	2,44
висота	2,48
Розмір шин	385/65R22.5
Коефіцієнти опору бічному відведенню шин, Н/рад	265 000

4.3. Вимірювальна та реєструюча апаратура

4.3.1 Параметри, що реєструються при виконанні програми експериментальних досліджень

Для виконання програми експериментальних досліджень необхідно було реєструвати наступні параметри:

- кути повороту передніх керованих коліс тягача, складання автопоїзда і повороту самоустановлювальної осі;
- кутові швидкості тягача, напівпричепа і самоустановлювальної осі;
- шлях, час і швидкість руху автомобіля-тягача;
- бічне прискорення центрів мас автомобіля-тягача і напівпричепа.

Для контролю параметрів руху автопоїзда, створеного здобувачами НТУ, був розроблений автоматизований вимірювальний комплекс, рис. 4.2, [148-150], який складався з персонального комп'ютера ПК; плати вводу / виводу моделі ADC-1280 аналогових та дискретних сигналів для персональних IBM-сумісних комп'ютерів АЦП; багатоканального диференційного підсилювача сигналу ДПС; датчиків кутових переміщень ПТП, датчиків переміщень індуктивного типу ДПМ; датчиків прискорень ДП; вібровимірювальної апаратури ВІБ-6ТН; блоку фільтрів; блоку живлення (БЖ); приладу „п'яте колесо” та принтера.

Реєструюча апаратура та місце оператора, який контролював роботу вимірювально-реєструючого комплексу, було організовано в кабіні сидельного тягача. Використовувалась як стандартна, так і універсальна апаратура, розроблена кафедрою «Автомобілі» НТУ.

Універсальне вимірювальне обладнання було створено на базі ПЕОМ (рис. 4.2) та електронного осцилографа USB Oscilloscope, рис. 4.3, з використанням вищенаведених датчиків різних типів.

Характеристику приладів щодо точності вимірювань наведено у табл. 4.2, 4.3.



Рисунок 4.2 – Реєструючий комплекс на базі ПЕОМ

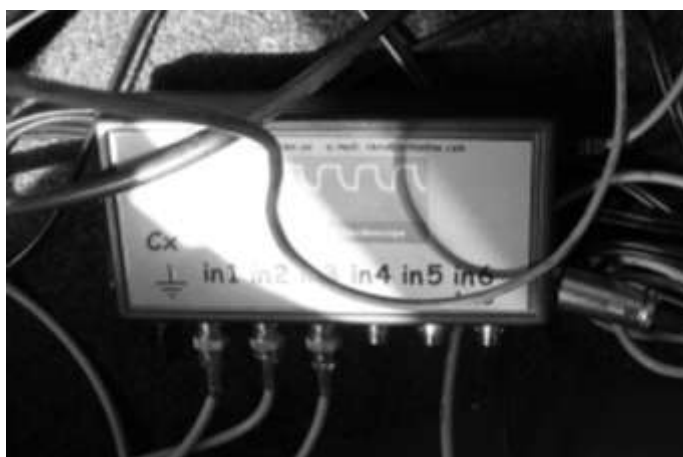


Рисунок 4.3 – Аналого-цифровий перетворювач USB Oscilloscope

Таблиця 4.2 - Межі похибок приладів і обладнання при проведенні експериментальних досліджень

Вимірювальні параметри	Діапазон вимірювання	Похибка, не більше
Кути складання, град	± 90	$\pm 0,5$
Кут повороту рульового колеса, град	± 180	$\pm 0,50$
Швидкість АТЗ, км/год	5 – 150	$\pm 0,5$
Кутова швидкість ланок АТЗ, град/с	± 45	$\pm 0,5$
Крен кузова напівпричепа, мм	0...55	$\pm 0,01$
Бічне прискорення, м/с^2	$\pm 7,0$	$\pm 0,15$

Таблиця 4.3 – Вимірювальне обладнання

Величина, що реєструється	Розміщення на об'єкті дослідження		Тип приладу НТУ/Scania
	НТУ	Scania	
Кут повороту рульового колеса	Сошка рульового механізму	Кабіна	Потенціометр
Швидкість рискання тягача	Рама, поблизу центра мас тягача		ВИ6-6ТН/ RMS FEP27
Швидкість рискання напівпричепа	Напівпричіп, поблизу центра мас напівпричепа		ВИ6-6ТН/Murata GyroStar
Бічне прискорення тягача	Рама, поблизу центра мас	На балці передньої осі	ВИ6-6ТН/ Setra
Бічне прискорення напівпричепа	Рама, поблизу центра мас	На балці 3-ої осі напівпричепа	ВИ6-6ТН/ Setra
Швидкість АТЗ, км/год	П'яте колесо	На передньому колесі тягача	НТУ/ Setra
Кут складання і повороту осі	На тягачі і на поперечній тязі рульової трапеції напівпричепа		Потенціометри
Траєкторії габаритних точок	На бампері тягача, на кузові напівпричепа біля середньої осі		Гідровідмітчики пневмопістолети

Вимірювання відображалось на моніторі ноутбука в реальному часі за допомогою спеціальної програми та зберігались у вигляді файлу з даними для проведення подальшої обробки та аналізу, рис. 4.4.

У кабіні водія також розташовувались додаткова акумуляторна батарея для живлення приладів, щоб виключити вплив на вимірювальну апаратуру коливань напруги.

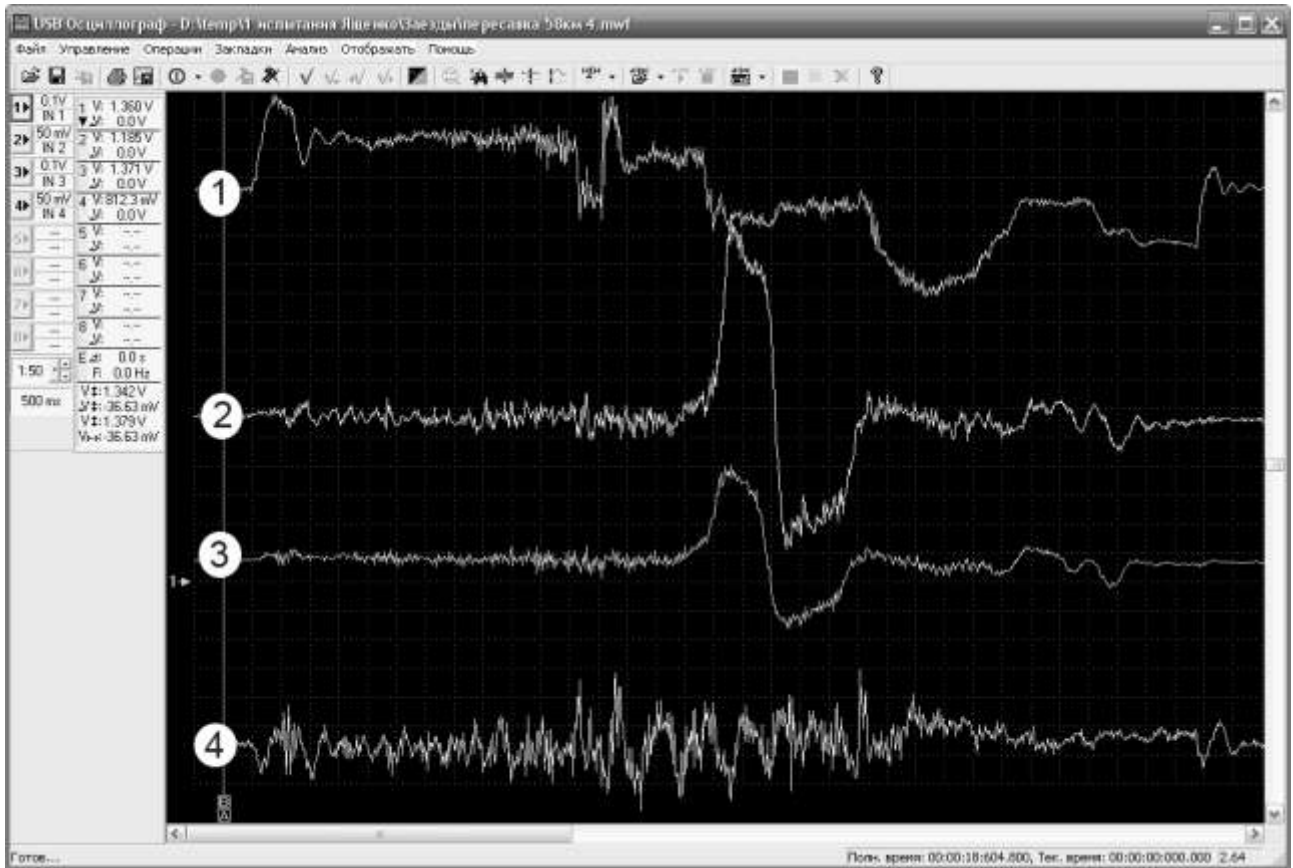


Рисунок 4.4 – Зразок осцилограми із записом параметрів руху автопоїзда:

- 1 – запис кута повороту рульового колеса;
- 2 – запис датчика бічного прискорення автомобіля-тягача;
- 3 – запис датчика бічного прискорення напівпричепа;
- 4 – запис датчика кута складання автопоїзда.

4.4. Програма експериментальних досліджень

При проведенні випробувань автопоїзда програма досліджень включала:

- поворот за зовнішнього габаритного радіусу повороту 12,5 м;
- поворот радіусом 25м;
- поворот радіусом 35м;
- маневр ISO;
- рух по прямій зі швидкістю 90 км/год;
- маневр „переставка”;

Методика виконання усіх робіт програми детально описана у роботі [148].

Випробування проводилися на рівній сухій асфальтованій площадці злітно-посадкової смуги аеродрому м.Житомир (рис. 4.5). Заїзди відбувалися на двох ділянках – прямій та полосі для розворотів, де виконувались маневри із стійкості прямолінійного руху, повороту на 90° та виконання маневру “переставка”.

Радіуси кривизни вибиралися від 15 до 50 м. Необхідні траєкторії розмічалися крейдою на дорожньому покритті, по яким водій зобов'язаний був направляти рух автопоїзда. Для підвищення впевненості водія в правильному керуванні автопоїздом уздовж ліній, нанесених крейдою, були розставлені яскраво червоні фішки (рис. 4.3). Цими фішками користувався й оператор, визначаючи момент включення й виключення апаратури для реєстрації та гідровідмітчиків. Рух на ділянках виконувалося із встановленою швидкістю (від 5 до 70 км/год).

Виконання випробувань передбачало три повторності у кожному з режимів, згідно вимог ДСТУ 3310–96 [151]. За результат вимірювань приймалося середнє значення за всіма повторностями. Протягом одного заїзду швидкість руху підтримувалася, по можливості, постійною. Повороти рульового колеса виконувалися плавно, без затримок та ривків, в зворотному напрямку не допускалися.

Круговий рух автомобіля починався з положення, коли керовані колеса автомобіля-тягача знаходилися у нейтральному положенні і кут повороту їх збільшувався до входу автопоїзда в коло заданого радіуса. Надалі рух автомобіля-тягача здійснювався при незмінному положенні керованих коліс, за кожне повне коло визначалися величини дійсних габаритних радіусів автопоїзда і ін.

Для виключення впливу випадкових збурень випробування проводилися на сухій горизонтальній асфальтованій площадці з високим коефіцієнтом зчеплення при температурі повітря $+20...+24^\circ\text{C}$. Реєстрація траєкторій ланок автопоїзда проводилася за допомогою системи гідровідмітчиків.

Для оцінки характеристики руху автопоїзда прийняте середнє значення відхилення Δ_i траєкторії причіпної ланки від траєкторії автомобіля-тягача на мірних ділянках. Відхилення траєкторії причіпної ланки визначалося по трьох контрольних точках на мірних ділянках. Перед початком випробувань виконувалися заїзди для калібрування, що визначали можливе відхилення траєкторії руху на мірних ділянках. Перед контрольними заїздами водій виконував кілька пробних заїздів.

Відхилення траєкторії причіпної ланки визначалися за допомогою мірної лінійки та рулетки, базування яких здійснювалося по сліду гідровідмітчиків. При цьому вимір проводився посередині слідів траєкторії тягача й напівпричепа в місці найбільшої розбіжності траєкторій. Погрішність виміру з урахуванням висихання сліду становила $\Delta_c = 1\text{ мм}$, що підтверджено серією послідовних замірів, виконаних у контрольних точках траєкторії руху автопоїзда. У якості результату приймалося середнє значення на підставі трьох заїздів. На підставі отриманих даних побудовані відповідні графічні залежності відхилення траєкторії руху від різних факторів.

4.5 Методика проведення експериментальних досліджень

4.5.1 Визначення траєкторії руху центра мас автопоїзда при круговому русі і повороті на 90°

Круговий рух автопоїзда починався з положення, коли керовані колеса вже повернені на максимальний кут, тобто режимний коефіцієнт складав $K_{II} \rightarrow \infty$. Надалі рух автопоїзда здійснювався при незмінному положенні керованих коліс автомобіля-тягача. За кожне повне коло визначалися величини дійсних габаритних радіусів автопоїзда [155].

Маневр «поворот» на 90° здійснювався відповідно до схеми розмітки, рис. 4.5, 4.6, а маневр «переставка» - до схеми розмітки, рис. 4.7.

При повороті автопоїздів на 90° випробування проводилися наступним чином. На площадці за допомогою конусів установлювалася смуга руху, що регламентована DIRECTIVE 2002/7/EC ($B_T=7,2\text{ м}$), рис. 4.7.

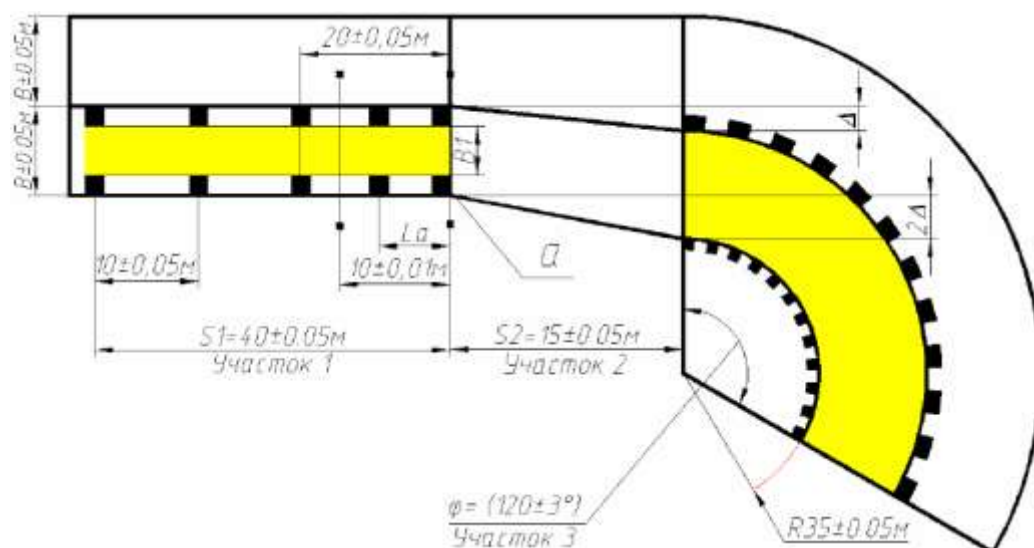


Рисунок 4.5 – Розмітка маневру «поворот» на 90°



Рисунок 4.6 – Розмітка дороги при виконанні маневру „поворот” на 90°

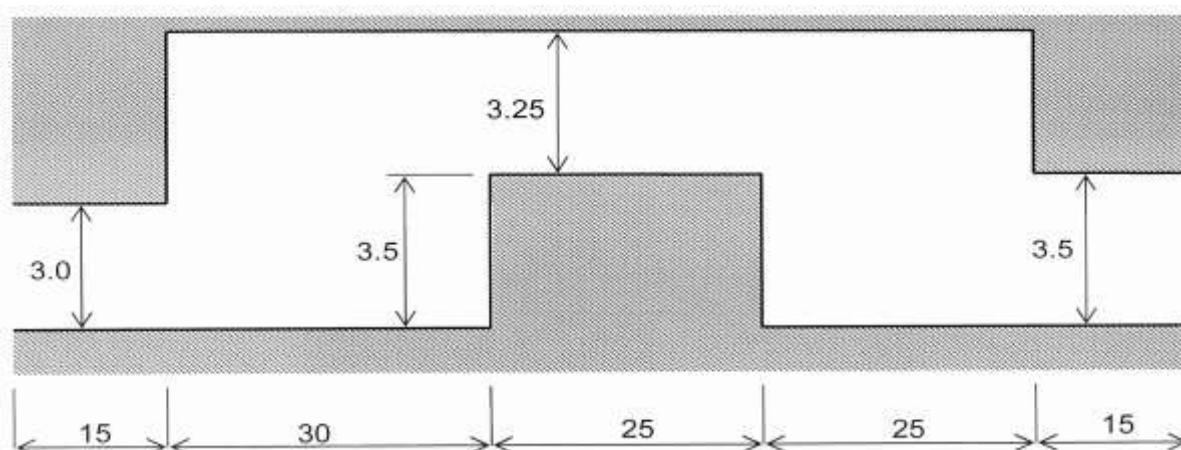


Рисунок 4.7 – Розмітка для виконання маневру ISO 3888-1

4.5.2 Визначення стійкості прямолінійного руху автопоїзда по вилянню напівпричепа

При досягненні певної швидкості руху виникають поперечні коливання причіпної ланки. Внаслідок цього збільшується габаритна смуга руху автопоїзда та погіршується безпека руху. Виляння виникає внаслідок початкового відхилення напівпричепа, причинами якого можуть бути перекося мостів, поперечний поштовх від нерівностей дороги, бічний вітер, відведення шин та інші фактори. Критичною швидкістю вважають швидкість, при досягненні якої виляння причепа в кожну сторону складають 3% його габаритної ширини. Кутові відхилення напівпричепа при прямолінійному русі сидельного тягача характеризують курсову стійкість автопоїзда. Оціночними параметрами курсової стійкості є максимальні відхилення траєкторії руху напівпричепа від траєкторії тягача і середня швидкість бічного зсуву напівпричепа, розглянуті як функція

$$v_{\varphi} = \overline{\varphi} v_a,$$

де v_a – швидкість руху сидельного тягача уздовж заданого напрямку, м/с;

$\overline{\varphi}$ – середній інтегральний кут відхилень подовжньої осі візка напівпричепа від прямолінійного руху тягача, град;

$$\overline{\varphi} = \frac{1}{(t_n - t_0)} \int_{t_0}^{t_n} f(\varphi) d\varphi,$$

де $(t_n - t_0)$ – час руху на ділянці.

Для забезпечення прямолінійного руху тягача на дорозі по осьовій лінії були встановлені створні знаки, добре видні водієві. Відхилення траєкторії руху тягача від прямолінійної враховувалися при наступній обробці осцилограм, яка здійснювалась методами математичної статистики.

4.5.3 Визначення параметрів стійкості автопоїзда при русі з “переставкою”

Маневр “переставка”, (рис. 4.8), є типовим для руху автопоїзда в реальних дорожніх умовах і полягає у зміні однієї смуги руху на іншу. При підготовці експериментальної ділянки для виконання маневру “переставка” на додаток до раніше перерахованих робіт на поверхню дороги наносилися дві паралельні осьові лінії на відстані 3,5 м одна від іншої. Довжина “переставки” складала 24 м. Рух при цьому маневрі здійснюється з постійною швидкістю, показники стійкості визначаються у відповідності до ГОСТ Р 52302-2004 [152].

Перед контрольними заїздами водій здійснював пробні заїзди з метою відпрацювання маневру і виявлення можливостей автомобіля до руху з різною швидкістю. При цьому підбиралася оптимальна кривизна траєкторій, необхідна для виконання маневру з заданою швидкістю. Інтенсивність маневрів обмежувалася можливостями водія.

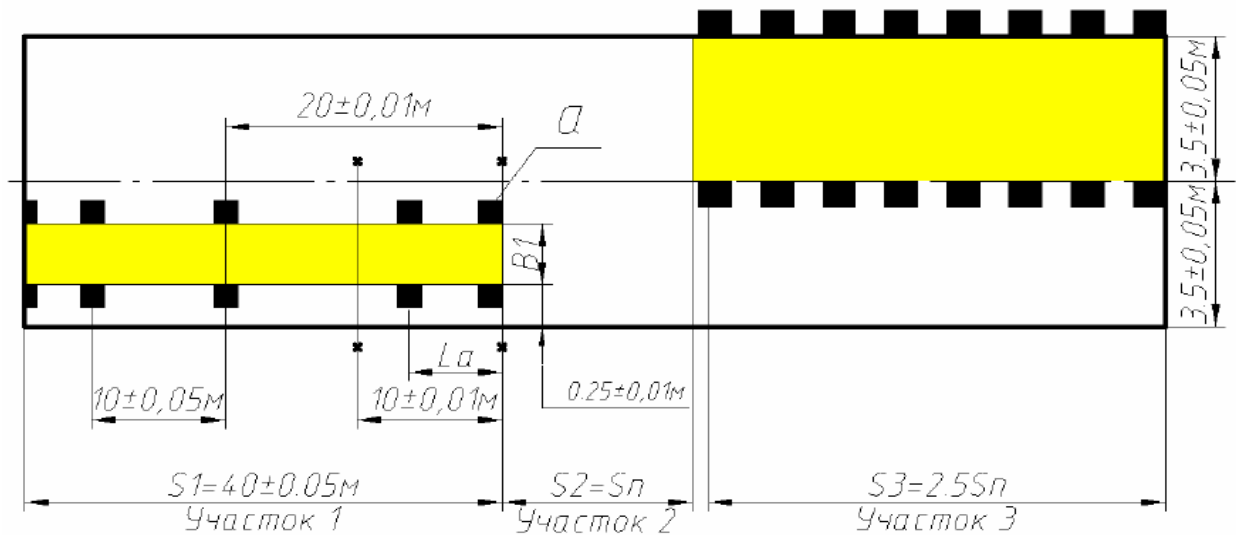


Рисунок 4.8 – Розмітка маневру «переставка»

Послідовність проведення контрольних заїздів містила в собі розгін автопоїзда до обраної швидкості по правій смузі. Потім після включення апаратури, водій, не змінюючи швидкості руху, виконував маневр “переставка” відповідно до обраної раніше інтенсивності. Заїзди, за яких автомобіль після зміни смуги руху не укладався в ширину проїзної частини дороги, бракувалися.

4.6 Аналіз результатів експериментальних досліджень

У результаті експериментальних досліджень руху автопоїзда були отримані осцилограми з записами кутів повороту керованих коліс сідельного тягача, дані про прискорення центрів мас ланок та кута складання автопоїзда.

Обробка експериментальних даних дозволила отримати параметри, що характеризують маневреність і стійкість руху автопоїзда, а саме швидкість, прискорення та пройдений шлях, кутові та лінійні відхилення траєкторії напівпричепа щодо траєкторії тягача [153 - 155]. Значення усіх параметрів визначалися по величинах відхилень ліній на осцилограмі від відповідних базових ліній з урахуванням масштабних коефіцієнтів, отриманих за тарувальними графіками датчиків відповідних параметрів.

4.6.1 Рух по колу, повороти на 90^0 , повороти радіусом $R=25$ м і $R=35$ м, маневр ISO

При повороті автопоїзда з ходу для автопоїзда з некерованим напівприцепом (автопоїзд №1) і напівприцепом із самоустановлювальною віссю (автопоїзд №2) за кута повороту керованих коліс тягача відповідно $\theta=34,4^0$ і $\theta=31,2^0$ зовнішній габаритний радіус (по сліду гідровідмітчика і пневмовідмітчика) за колового руху склав відповідно 12,49 м, 12,54 м. Дані про габаритну смугу руху наведені у табл. 4.4.

Таблиця 4.4 - Габаритна смуга руху при випробуваннях автопоїздів
„рух по колу”

Тип автопоїзда	Експеримент	Розрахунок за кінематичною моделлю	Розрахунок за динамічною моделлю
Автопоїзд №1	7,340	6,917	7,094
Автопоїзд №2	7,070	6,711	6,813

Аналіз даних табл. 4.4 показує, що при експериментальних дослідженнях ГСР обох автопоїздів дещо більша у порівнянні з розрахунковими значеннями як за кінематичною, так і динамічною моделлю, проте максимальна розбіжність експериментальних і розрахункових даних не перевищує 5,8 і 3,6% - для автопоїзда №1 і 5,1 та 3,6% - для автопоїзда №2, тобто можна вважати цілком задовільними результати випробувань колового руху автопоїздів.

У табл. 4.5 наведені результати визначення ГСР при повороті автопоїзда на 90^0 як у процесі експерименту, так і при розрахунках за кінематичною і динамічною моделями.

Характерним для цього етапу експериментальних досліджень є те, що розбіжність у визначенні ГСР у процесі експерименту і при розрахунках за кінематичною моделлю та динамічною моделлю у порівнянні з коловим рухом автопоїзда, дещо зросла і склала відповідно 8,3 і 6,7% та 7,5 і 6,4% відповідно для автопоїздів №№1 і 2.

Таблиця 4.5 - ГСР випробуваннях автопоїздів при повороті на 90^0

Тип автопоїзда	Експеримент	Розрахунок за кінематичною моделлю	Розрахунок за динамічною моделлю
Автопоїзд №1	7,020	6,436	6,549
Автопоїзд №2	6,730	6,224	6,302

Пояснюється це, з одного боку, невизначеністю кривої руху автомобіля-тягача при його повороті на 90^0 і несталими процесами відведення коліс автопоїзда. Із цього можна зробити важливий практичний висновок: при визначенні показників маневреності автопоїзда (рух по колу за зовнішнього габаритного радіусу повороту 12,5 м) можна використовувати кінематичну модель; при розрахунках траєкторій руху при повороті автопоїзда на 90^0 і 180^0 необхідно використовувати динамічну модель.

При проведенні етапу експерименту «Поворот радіусом 25 м» і «Поворот радіусом 35 м» було встановлено, що автопоїзди №№1,2 вписуються у визначену смугу (4,5 м). При цьому визначалася і критична швидкість виконання маневру, виходячи з умов безпеки проведення випробувань за величиною бічних прискорень, що діють у центрі мас автомобіля-тягача і напівпричепа.

У табл. 4.6 наведені результати розрахунку критичної швидкості руху автопоїздів, що розглядаються, у порівнянні з результатами експериментальних досліджень.

Аналіз даних табл. 4.6 показує на задовільну збіжність результатів. Максимальна розбіжність у визначенні критичної швидкості руху (за величиною бічного прискорення, що діє у центрі мас ланки) не перевищує 7,4 і 9,0% - для автопоїзда №1; 8,1 і 9,3% - для автопоїзда №2.

Прискорення напівпричепа обох автопоїздів знаходяться на межі допустимих (0,45 g), що свідчить також про стійкість їх руху при виконанні цього маневру.

Таблиця 4.6 - Критичні швидкості руху автопоїздів, що розглядаються

Тип автопоїзда	Бічне прискорення, м/с^2		Критична швидкість, м/с	
	$R_{\pi}=25 \text{ м}$	$R_{\pi}=35 \text{ м}$	$R_{\pi}=25 \text{ м}$	$R_{\pi}=35 \text{ м}$
Автопоїзд №1	4,03/4,20	4,05/4,30	12,74/11,80	16,92/15,40
Автопоїзд №2	4,10/4,30	4,10/4,45	10,87/10,00	12,15/11,02

Примітка. У чисельнику - розрахунок, у знаменнику – експеримент.

При виконанні маневру ISO фіксувалися максимальна швидкість виконання цього маневру і бічні прискорення, що діють у центрі мас автомобіля-тягача і напівпричепа. Для визначення максимальної швидкості виконання цього маневру швидкість автопоїзда від заїзду до заїзду збільшувалася на 5 км/год. При цьому за максимальну приймалася швидкість, за якої автопоїзд не збивав жодного з конусів, якими був розмічений маневр ISO.

У табл. 4.7 наведені результати виконання маневру ISO, а також розрахункові значення максимальних швидкостей $v_{\max}$ автопоїздів і бічних прискорень j_b у центрі мас напівпричепа.

Таблиця 4.7 - Максимальні швидкості руху і бічні прискорення у центрі мас напівпричепа

Тип автопоїзда	$v_{\max}$, м/с	j_b , м/с^2
Автопоїзд №1	11,45/10,40	4,29/4,01
Автопоїзд №2	10,02/9,15	4,33/4,12

Примітка. У чисельнику - розрахунок, у знаменнику – експеримент.

Як слідує із табл. 4.7, розбіжність між розрахунковими даними максимальних швидкостей та бічних прискорень у центрі мас напівпричепа при виконання маневру ISO і даними експерименту складає для автопоїзда №1 відповідно 9,2 і 8,7% та для автопоїзда №2 – 6,5 і 7,3%, причому і максимальні швидкості, і бічні прискорення при розрахунках дещо більші за їх

експериментальні значення. Пояснюється це тим, на прикладі автопоїзду №2, що виконання цього маневру було на межі можливості водія, а не на межі можливості автопоїзда.

4.6.2 Рух по прямій зі швидкістю 80 км/год

При русі по прямій для зручності досліджень осцилограми були дискретизовані та зведені до табличного формату даних, на основі яких були побудовані відповідні графіки. Методами математичної статистики був визначений закон розподілу кута складання і встановлені характеристики цього закону. В результаті обробки осцилограм отримані залежності математичного очікування кутових відхилень напівпричепа від швидкості автопоїзда. При прямолінійному русі визначені кутові відхилення ланок автопоїздів №№1,2. При проведенні цього експерименту самовстановлювальна вісь напівпричепа блокувалася.

Враховуючи те, що при прямолінійному русі кутові відхилення ланок автопоїзда мають коливальний характер, кут складання φ є стаціонарна випадкова величина. Як приклад, у табл. 4.8 наведені значення параметрів розподілу кутових відхилень φ , а на рис. 4.9 – гістограма розподілу ймовірностей кута складання автопоїзда (тобто, кутових відхилень напівпричепа).

Таблиця 4.8 – Результати статистичної обробки відхилень кута складання автопоїзда при русі зі швидкістю 80 км/год

Параметри компоновки автопоїзда	Закон розподілу	Параметри закону розподілу		Критерій згоди	
		M_{φ} , град	σ , град	Пірсона $P \chi^2, q > 0.01$	Романовського $R < 3$
Автопоїзд №1	норм.	-0,7012	0,7453	0,432	1,65
Автопоїзд №2	норм.	-0,9709	0,8643	0,701	1,43

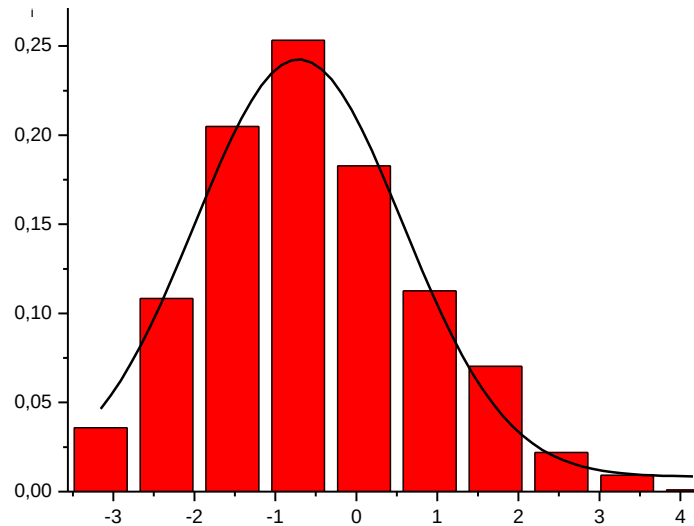


Рисунок 4.9 – Гістограма розподілу ймовірностей кутових відхилень напівпричепа

При прямолінійному русі автопоїзда №1 величини відхилень некерованого напівпричепа відповідають пружним деформаціям шин і не є впливом ланки. Це ж відноситься і для автопоїзда №2 за умови блокування самоустановлювальної осі. При цьому зміщення траєкторії напівпричепа щодо траєкторії тягача для автопоїзда №1 не перевищувало 15 мм, а для автопоїзда №2 – 23 мм, тобто рух обох автопоїздів був стійким (допустиме максимальне зміщення $\Delta_{\max} = \pm 0,03B = \pm 75$ мм).

4.7 Висновки до розділу

1. Відсутність в Україні автопоїздів з керованим напівприцепом за подвійного приводу управління на його передню вісь змусило використовувати результати експериментальних досліджень автопоїзда з некерованим напівприцепом та напівприцепом із самовстановлювальною віссю. Перевірка адекватності розроблених математичних моделей для визначення показників маневреності і стійкості автопоїздів проведена у декілька етапів. На першому етапі перевірялась адекватність результатів експериментів і розрахунку показників маневреності автопоїзда.

2. При виконанні маневру «рух по колу» для автопоїзда з некерованим напівприцепом (автопоїзд №1) і напівприцепом із самоустановлювальною віссю

(автопоїзд №2) за кута повороту керованих коліс тягача відповідно $\theta=34,4^0$ і $\theta=31,2^0$ зовнішній габаритний радіус склав відповідно 12,49 м, 12,54 м. При цьому за результатами експериментальних досліджень встановлено, ГСР обох автопоїздів дещо більша у порівнянні з розрахунковими значеннями як за кінематичною, так і динамічною моделлю, проте максимальна розбіжність експериментальних і розрахункових даних не перевищує 5,8 і 3,6% - для автопоїзда №1 і 5,1 та 3,6% - для автопоїзда №2, тобто можна вважати цілком задовільними результати випробувань колового руху автопоїздів.

Це доказує ідентичність обладнання, умов проведення випробувань і обробки результатів випробувань.

3. При повороті автопоїзда на 90^0 розбіжність у визначенні ГСР у процесі експерименту і при розрахунках за кінематичною моделлю та динамічною моделлю у порівнянні з коловим рухом автопоїзда, дещо зростає і склала відповідно 8,3 і 6,7% та 7,5 і 6,4% відповідно для автопоїздів №№1 і 2.

Пояснюється це, з одного боку, невизначеністю кривої руху автомобіля-тягача при його повороті на 90^0 і несталими процесами відведення коліс автопоїзда. Із цього можна зробити важливий практичний висновок: при визначенні показників маневреності автопоїзда (рух по колу за зовнішнього габаритного радіусу повороту 12,5 м) можна використовувати кінематичну модель; при розрахунках траєкторій руху при повороті автопоїзда на 90^0 і 180^0 необхідно використовувати динамічну модель.

5. При проведенні етапу експерименту «Поворот радіусом 25 м» і «Поворот радіусом 35 м» визначалися ГСР і критична швидкість виконання маневру, виходячи з умов безпеки проведення випробувань за величиною бічних прискорень, що діють у центрі мас автомобіля-тягача і напівпричепа.

Встановлено, що прискорення напівпричепа обох автопоїздів знаходяться на межі допустимих (0,45 g), що свідчить про стійкість їх руху при виконанні цього маневру. Максимальна розбіжність у визначенні критичної швидкості

руху (за величиною бічного прискорення, що діє у центрі мас ланки) не перевищує 7,4 і 9,0% - для автопоїзда №1; 8,1 і 9,3% - для автопоїзда №2.

6. Встановлено, що максимальна швидкість виконання маневру ISO знаходиться в межах 10,40 і 9,15 км/год відповідно для автопоїздів №№1,2. При цьому бічні прискорення, що діють у центрі мас напівпричепа знаходяться на межі допустимих і складають для автопоїздів №№1,2 відповідно 4,01 і 4,12 м/с². Розбіжність між розрахунковими даними максимальних швидкостей та бічних прискорень у центрі мас напівпричепа при виконання маневру ISO і даними експерименту складає для автопоїзда №1 8,7% та для автопоїзда №2 – 7,3%, причому і максимальні швидкості, і бічні прискорення при розрахунках дещо більші за їх експериментальні значення. Пояснюється це тим, на прикладі автопоїзду №2, що виконання цього маневру було на межі можливості водія, а не на межі можливості автопоїзда.

7. При прямолінійному русі автопоїзда №1 величини відхилень некерованого напівпричепа відповідають пружним деформаціям шин і не є впливанням ланки. Це ж відноситься і для автопоїзда №2 за умови блокування самоустановлювальної осі. При цьому зміщення траєкторії напівпричепа щодо траєкторії тягача для автопоїзда №1 не перевищувало 15 мм, а для автопоїзда №2 – 23 мм, тобто рух обох автопоїздів був стійким (допустиме максимальне зміщення $\Delta_{\max} = \pm 0,03B = \pm 75$ мм).

8. Проведеними експериментальними дослідженнями підтверджена адекватність розробленої математичної моделі для визначення показників маневреності та стійкості руху автопоїзда як з керованим, так і некерованим напівприцепом. Розбіжність результатів у визначенні показників маневреності не перевищує 8,3 і 7,5 % , показників стійкості – 8,7 і 7,3% відповідно для автопоїздів №№1,2 у всіх режимах руху.

ВИСНОВКИ

1. У дисертаційній роботі вирішена важлива науково-практична задача пов'язана з вибором та обґрунтуванням системи управління напівприцепом довгобазового автопоїзда, за якої забезпечуються необхідні показники маневреності та стійкості руху – зміщення траєкторії напівпричепа щодо траєкторії тягача, зовнішній та внутрішній габаритні радіуси повороту, габаритна смуга руху, критична швидкість прямолінійного і криволінійного руху, швидкість появи коливальної нестійкості автопоїзда.

2. Встановлено, що автопоїзд з некерованим напівприцепом базою 8 м за обраних конструктивних параметрів не відповідає вимогам DIRECTIVE 2002/7/ЕС щодо маневреності.

3. Доведено, що нормовані показники маневреності автопоїзда можна забезпечити за подвійного приводу управління на передню або задню вісь напівпричепа, за прямого приводу на задню вісь напівпричепа і при застосуванні задньої самовстановлювальної осі напівпричепа. Визначені передаточні відношення подвійного приводу управління як на задню, так і передню вісь напівпричепа та на задню вісь напівпричепа за прямого приводу управління, за яких забезпечується виконання автопоїздом вимог DIRECTIVE 2002/7/ЕС щодо маневреності.

4. Побудована математична модель руху автопоїзда з керованим напівприцепом за подвійного приводу управління на передню вісь його возика, на базі якої побудовані математичні моделі руху класичного дволанкового автопоїзда (з некерованим напівприцепом) та автопоїзда з самоустановлювальною віссю напівпричепа. Виконано порівняльний аналіз колового руху автопоїздів розглянутих компоновальних схем в стаціонарних режимах. На основі аналізу отриманих значень кутів складання і траєкторій ланок автопоїзда зроблено висновок, що кращими показниками маневреності володіє компоновальна схема сидельного автопоїзда за подвійного приводу управління на передню вісь напівпричепа.

5. Визначено множину стаціонарних режимів для автопоїзда з самовстановлювальною віссю напівпричепа (криву стаціонарних режимів), а також геометричні критерії втрати стійкості на кривій стаціонарних режимів – моменту втрати дивергентної стійкості за швидкості автопоїзда 5 м/с відповідає точка повороту (реалізація дворазового режиму). При обраному наборі параметрів системи точка повороту реалізується при значенні $\theta^{**} = 0,56$ рад.

6. Визначено області стійкості прямолінійного режиму автопоїзда з керованим напівприцепом в просторі параметрів (аналітичне та чисельне визначення критичної швидкості прямолінійного руху). Доведено, що в інтервалі швидкостей $26 \text{ м/с} < v < 33 \text{ м/с}$ відбувається втрата стійкості прямолінійного руху автопоїзда за подвійного приводу управління на передню вісь напівпричепа. З використанням методу послідовних наближень отримано значення критичної швидкості при обраних параметрах системи, яке склало $v_{kr} = 32,198 \text{ м/с}$.

7. Розроблено алгоритм визначення передаточного відношення механізму управління поворотною віссю напівпричепа. Проведений аналіз маневреності дозволив зробити висновки про можливості реалізації значень передаточного відношення у вигляді східчастої функції. Так, для забезпечення необхідних показників маневреності автопоїзда раціональне значення $PCH = 0,7$. Для забезпечення необхідних показників стійкості руху автопоїзда $PCH = 0,35$. Отримане за кінематичною моделлю передаточне відношення приводу управління для напівпричепа базою 8,2 м склало 0,52, тобто лежить в межах, отриманих за динамічною моделлю.

8. Виконано порівняльний аналіз радіусів траєкторій руху характерних точок автомобіля-тягача і напівпричепа за подвійного приводу управління на його передню вісь, що отримані за лінійною і нелінійною моделлю при русі автомобіля-тягача за $\theta = 0,5$. Показано, що при швидкостях до 5 м/с ($PCH = 0,75$) радіуси траєкторій тягача і напівпричепа майже однакові для лінійної й нелінійної моделей і рух автопоїзда буде стійким. При збільшенні швидкості

руху втрата стійкості за нелінійної моделі автопоїзда матиме місце, коли критична швидкість досягне $v_{кр} = 6,25$ м/с, у той час як для лінійної моделі – $v_{кр} = 7,98$ м/с. При даній швидкості пара комплексно-спряжених коренів характеристичного рівняння має нульову дійсну частину, що свідчить про флаттерну втрату стійкості.

9. Проведеними експериментальними дослідженнями підтверджена адекватність розробленої математичної моделі для визначення показників маневреності та стійкості руху автопоїзда. Розбіжність результатів у визначенні показників маневреності не перевищує 8,3 і 7,5 % , показників стійкості – 8,7 і 7,3% відповідно для автопоїздів з некерованим напівпричепом та напівпричепом із самовстановлювальною віссю у всіх режимах руху.

10. Матеріали дисертаційної роботи впроваджені ДП «ДЕРЖАВТОТРАНСНДПРОЕКТ» для визначення показників маневреності і стійкості автопоїздів із різними системами управління напівпричепом і ТОВ «УКРПРОМЗЕМТЕСТСТАНДАРТ» під час проведення робіт щодо визначення параметрів руху автопоїздів для вантажних перевезень із заданими параметрами компоновальної схеми та конструкції його керованих причіпних ланок.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Сахно В.П., Поляков В.М. Перспективи використання в Україні дво- та триланкових автопоїздів для міжміських та міжнародних перевезень вантажів Автошляховик України. – 2003. -№6. – С.133-134.
2. Сахно В.П. До порівняльної оцінки дво- і триланкових автопоїздів /В.П.Сахно, В.М.Глінчук, Р.М.Кузнецов, В.В.Лотиш // Автошляховик України. – 2006. - №5. – С.13-16.
3. Тимков А.Н. Обзор конструкций современных прицепов и полуприцепов // Системні методи керування, технологія та організація виробництва, ремонту і експлуатації автомобілів. – Київ: НТУ, ТАУ, 2002. – № 15. – С. 223–225.
4. Сахно В.П., Жаров К.С. Порівняльний аналіз та оптимізація конструкцій тягачів триланкових автопоїздів // Автошляховик України. Окремий випуск. Вісник ЦНЦ ТАУ. –2008. Окремий випуск №11. С.134-139.
5. 12. Сахно В.П., Кузнецов Р.М., Енглезі О.А. До питання використання триланкових автопоїздів в Україні// Атошляховик України.–2005.–№5.–С.13-16.
6. Сахно В.П., Вороніна І.Ф., Кузнецов Р.М., Стельмашук В.В., Шкварко К.В. До питання безпечності конструкції триланкових автопоїздів// Автошляховик України. Окремий випуск. Управління безпекою на автомобільному транспорті.: Київ 2004. – С.62-67.
7. Ревин А.А. АБС как результат логики развития тормозного управления //Автомобильная промышленность, 1996 № 1, с.11-14
8. Данов Б.А. Электронные системы управления иностранных автомобилей. – М.:Горячая линия – Телеком, 2002. – 224 с.: ил.
9. Подригало М.А., Волков В.П., Степанов В.Ю., Доброгорский М.В. Устойчивость колесных машин при заносе и способы ее повышения. / Под редакцией Подригало М.А. - Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2006. - 335 с.
10. Подригало М.А., Волков В.П., Кирчатый В.И. Устойчивость колесных машин при торможении. - Харьков: Изд-во ХГАДТУ, 1999. - 93 с.

11. Подригало М.А., Волков В.П., Кирчатый В.И., Бобошко А.А. Маневренность и тормозные свойства колесных машин / Под ред. М.А. Подригало. - Харьков: Изд-во ХНАДУ. - 2003. - 403 с.

12. Стабильность эксплуатационных свойств колесных машин / Подригало М.А., Волков В.П., Карпенко В.А., Гецович Е.М., Бобошко А.А., Ефимчук В.М., Матырин А.Н. / Под ред. М.А. Подригало. - Харьков: Изд-во ХНАДУ. - 2003. - 614 с.

13. Волков В.П. Обеспечение стабильности тормозных свойств автотранспортных средств. - Харьков: Изд-во ХНАДУ. - 2003. - 306 с.

14. Правила ЕЭК ООН №107: Добавление 106.Пересмотр1–Исправление 2. Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств категорий М2, М3 и N2, N3 в отношении их общей конструкции: E/ECE/324; E/ECE/TRANS/505. – Rev. 2/Add 106/Rev.1/Corr. 2. –25 January 2006.

15. COUNCIL DIRECTIVE 96/53/EC of 25 July 1996 laying down for certain road vehicles circulating within the Community the maximum authorized dimensions in national and international traffic and the maximum authorized weights in international traffic. // Official Journal of the European Communities. – 1996. – No L235/59-75.

16. DIRECTIVE 2002/7/EC of European parliament and of the council of 18 February 2002 amending Council Directive 96/53/EC of 25 July 1996 laying down for certain road vehicles circulating within the Community the maximum authorized dimensions in national and international traffic and the maximum authorized weights in international traffic. // Official Journal of the European Communities. – 2002. – No L67/47-49.

17. Сахно В.П. Приводи керування сучасних автопоїздів /В.П. Сахно, Н.Г.Куць, О.М.Тімков //Автошляховик України. Окремий випуск. Вісник ПНЦ ТАУ. – 2003. Випуск 5. – С.78-79.

18. Фаробин Я.Е. Теория поворота транспортных машин. - М.: Машиностроение, 1970. - 176 с.

19. Закин Я.Х. Прикладная теория движения автопоезда. -М.: Транспорт, 1967.- 225 с.
20. Закин Я.Х. Маневренность автомобиля и автопоезда. - М.: Транспорт, 1986. - 137 с.
21. Крышень Н.И. О требованиях к рулевому приводу и к поворотным устройствам управляемых полуприцепов.- Автомобильная промышленность. - 1965. -№2. - С. 24-26.
22. Марголис С.Я. Результаты исследования боковых сил на колесах автопоезда.- Автомобильная промышленность. -1966. -№10. - С. 9-12.
23. Гладов Г.И. Системы управления многоопорными транспортными средствами.- Автомобильная промышленность. -2001. -№1. - С. 37-39.
24. Сахно В.П., Сондак В.М. Системи управління напівпричепами довгобазних автопоїздів /Metody obliczeniowe i badawcze w rozwoju systemow pojazdow samochodowych i maszyn roboczych samo-jezdnych. //Materialy VIII Sympozjum pod redakcją Kazimierza Lejdy. Rzeszow, 20-23 Wrzesien 2000. - с.263-267..
25. Барилевич Е.Л. Пути повышения устойчивости автомобилей и автопоездов со всеколесным управлением и ассиметрично расположенным грузом. Автореф. дис....канд.техн.наук. – Киев. – 1996. 21 с.
26. Курочкин А.С. Исследование маневренности и устойчивости автомобильного поезда с длиннобазным многоосным полуприцепом. Дис....канд.техн.наук. -Киев , 1978. - 162 с.
27. Конструкция и расчет автомобильных поездов /Я.Х.Закин, М.М.Щукин, С.Я.Марголис и др. Под ред. Закина Я.Х. – Л.: Машиностроение, 1968. – 331 с.
28. Каверин И.В. Двухосные тележки полуприцепов с поворотными осями /И.В.Каверин, Ю.А.Берловский // Автомобильная промышленность. – 1996. №2. - С. 18-19.

29. Якобашвили А.М. Специализированный подвижной состав для грузовых автомобильных перевозок /А.М.Якобашвили, В.С.Олитский, А.Л.Цеханович. - М.: Транспорт, 1989. – 319 с.

30. Атаев С.С., Кулик Б.Ф. Специализированный технологический транспорт в строительстве /С.С.Атаев, Б.Ф.Кулик. - Минск: Наука и техника, 1991. – 224 с.

31. Динамика длиннобазных автопоездов/М.С.Высоцкий, А.В.Жуков, Г.В.Мартыненко и др. – Минск: Наука и техника, 1997. – 199 с.

32. Цейтлин Г.Д, Выбор параметров системы управления колесами длиннобазных прицепов и полуприцепов /Г.Д.Цейтлин, Л.В.Корчемный, Н.А.Панасенко //Автомобильная промышленность. - 1968. - №2. С.24-26.

33. Сондак В.М. До питання вибору системи управління довгобазовим напівприцепом /В.М.Сондак //Системні методи керування, технологія та організація виробництва, ремонту і експлуатації автомобілів. Зб. наук. праць.- Київ, УТУ, ТАУ, 1995 – Вип.10. – 2000. – С.106-112.

34. Сахно В.П. Обоснование систем управления специализированных автотранспортных средств для перевозки строительных конструкций: дис. .. доктора техн. наук: 05.05.03/Сахно Владимир Прохорович.–Киев: КАДИ, 1991.– 480 с.

35. Сахно В.П., Вороніна І.Ф., Угляниця С.С., Стельмашук В.В. До визначення габаритної смуги руху трюхланкових автопоїздів// Вісник Східноукраїнського національного університету імені В.Даля. – 2004. – №7 (77) (Частина 1). –С.30-36.

36. Автоматизированные системы управления АТС особо большой грузоподъемности /В.И.Соболев, Г.Д.Цейтлин, Н.М.Вырыпаев, А.Г.Юзефович //Автомобильная промышленность, 1996, №4, с.18-20.

37. Сахно В.П. Есть ли альтернатива всеколесному управлению!/? /В.П.Сахно //Сигнал.-1999, №3. С.32-33.

38. Фаробин Я.Е. Оценка эксплуатационных свойств автопоездов для международных перевозок /Я.Е. Фаробин, В.С.Щупляков. - М.: Транспорт.

1983. - 200 с.

39. Закин Я.Х. Ширина проездов при движении автопоездов / Я.Х.Закин. - ГосНИИ автомобильного транспорта. Лен. филиал. - М.: Транспорт, 1968. - 81с.

40. Трехзвенные автопоезда /Я.Е.Фаробин, А.М.Якобашвили, А.М.Иванов и др. Под общ. ред. Я.Е.Фаробина – Машиностроение, 1993. – 224 с.: ил.

41. Сахно В.П. Курсова стійкість двохланкового автопоїзда при русі заднім ходом /В.П.Сахно, Б.Г.Васильєв, С.В.Гейко //Автошляховик України. Окремий випуск. Вісник Північного наукового центру ТАУ. – Вип. №. 2000. – С. 39-43.

42. Жилин И.Ф. Маневренность и устойчивость многозвенных автопоездов/ Арэф. дис... канд. техн. наук: 05.05.03. - Волгоград, 1982. – 22 с.

43. Ермилов С.С., Колпаков А.П. Результаты исследований автопоезда с управляемыми колесами полуприцепа//Автомобильная промышленность.-1964.- № 9. - С.28-32.

44. Колпаков А.П. К вопросу расчета привода управления колесами полуприцепа // Автомобильная промышленность. -1966. - № 11. С. 23-26.

45. Крышень Н.И. О требованиях к рулевым приводам управляемых колес полуприцепов. // Автомобильная промышленность. - 1968. - № 6. - С.29-31.

46. Атаев С.С., Кулик Б.Ф. К вопросу улучшения кинематики поворота длиннобазных полуприцепов для перевозки железобетонных конструкций. //Автомобильная промышленность. – 1966. - № 6. С. 29-32.

47. Лахно В.П., Лахно Р.П. Автомобильные лесовозные поезда. -М.: Гослесбумиздат, 1962. - 177 с.

48. Сахно В.П. Аналіз стійкості і маневреності сидельного автопоїзда з системою управління кутами складання його ланок /В.П.Сахно, В.Г.Вербицький, О.А.Енглезі, В.М.Сондак // Автошляховик України. Окремий випуск. Вісник ЦНЦ ТАУ. –2006. Окремий випуск №9. С.85-89

49. Крышень Н.И. Дополнительный критерий оценки максимально допустимой базы двухосного полуприцепа // Автомобильная промышленность.- 1978. - №6. - С. 23-24

50. Ширяев П.П. Исследование влияния поворотных устройств прицепов и полуприцепов на устойчивость движения и поворотоспособность автомобильных поездов. - Автореф. дис..... канд.техн.наук. - М., 1963. - 27 с.

51. Певзнер Я.М. Теория устойчивости автомобиля. – М.: Машгиз, 1947. – 156 с.

52. Литвинов А.С. Теория поворота трехосных автомобилей //Автомобильная и тракторная промышленность. – 1953. – №3.

53. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля. – М.: Машиностроение, 1978. – 376 с.

54. Иларионов В.А. Эксплуатационные свойства автомобиля. – М.: Машиностроение, 1966. – 280 с.

55. 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.

56. Антонов Д.А. Расчет устойчивости движения многоосных автомобилей. – М.: Машиностроение, 1984. – 164 с.

57. Антонов Д.А. Теория устойчивости движения многоосных автомобилей. – М.: Машиностроение, 1978. – 216 с.

58. Лобас Л.Г. Неголономные модели колесных экипажей. – Киев.: Наук. думка, 1986. – 232 с.

59. Лобас Л.Г., Вербицкий В.Г. Качественные и аналитические методы в динамике колесных машин. – К.: Наук. Думка, 1990. – 232 с.

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

61. Лобас Л.Г. К теории движения трехзвенных многоосных пневмоколесных машин // Прикладная механика. – 1990. – Т. 26, №4, – С. 112 – 118.

62. Сахно В.П., Енглезі О.А., Бондаренко А.Є., Ященко Д.М. Дослідження стійкості руху три ланкового причіпного автопоїзда // Вісник

Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. – Науковий журнал. – 2007. – Випуск №6(112). – С.7-10.

63. Сахно В.П., Сондак В.М., Енглезі О.А., Веремчук О.А. До визначення показників стійкості руху автопоїзда з комбінованою системою управління напівпричепом // Вісник Національного транспортного університету: В 2-х частинах: Ч.1.–К., НТУ, 2006. – Вип.13.С.–81-86.

64. Сахно В.П., Вороніна І.Ф., Енглезі О.А., Кузнєцов Р.М. До визначення показників стійкості триланкового сидельно-причіпного автопоїзда у прямолінійному русі// Вісник Національного транспортного університету. –К., НТУ, 2006. – Вип.12. - С.–64-68.

65. Сахно В.П., Зав'ялова Л.І., Лотиш В.В., Веремчук О.А., Енглезі О.А. Дослідження впливу поздовжнього і поперечного нахилів шворнів на стійкість керованих коліс проти коливань// Вісник Східноукраїнського національного університету імені В.Даля. – 2005. – №6 (88). –с.17-23.

66. Сахно В.П., Кузнєцов Р.М., Енглезі О.А., Глінчук В.М. Дослідження критичної швидкості руху три ланкового автопоїзда //Управління проектами, системний аналіз і логістика: Науковий журнал. Вип. 4. – К.: НТУ, 2007. – С. 166-173.

67. Сахно В.П., Вербицький В.Г., Бондаренко А.Ю., Енглезі О.А. Рівняння руху моделі чотири ланкового причіпного автопоїзда// Автошляховик України. Окремий випуск. Вісник ЦНЦ ТАУ. –2007. Окремий випуск №10. С.117-120.

68. Сахно В.П., Вербицький В.Г., Веремчук О.А, ЗагородновМ.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.

69. Сахно В.П., Стельмашук В.В., Кузнєцов Р.М., Вороніна І.Ф. Дослідження стійкості руху триланкових автопоїздів// Вісник Східноукраїнського національного університету імені В.Даля. – 2005. – №6 (88). –С.29-33.

70. Сахно В.П., Вороніна І.Ф., Бондаренко А.Є., Глінчук В.М. Покращання показників стійкості триланкових автопоїздів// Вісник Національного транспортного університету: В 2-х частинах: Ч. 1. – К.: НТУ, 2006. – Випуск 13. – С.35-41.

71. Сахно В.П., Енглезі О.А., Бондаренко А.Є., Яценко Д.М. Дослідження стійкості руху триланкового причіпного автопоїзда // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. – Науковий журнал. – 2007. – Випуск №6(112). – С.7-10.

72. Сахно В.П., Матейчик В.П., Вербицкий В.Г., Макаров В.А., Дугельний В.М. Нелінійна стійкість і біфуркації в динаміці автомобіля // Автошляховик України. Окремий випуск. Проблеми автомобільного транспорту. Збірник наукових праць. – К.: 2005. – с.82 –87.

73. 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.

74. Вербицкий В.Г. Бифуркационные множества и катастрофы в многообразии стационарных состояний пневмоколесных машин // Прикл. механика. – 1995. – №3. – С. 89 – 95.

75. Автомобили. Устойчивость: Монография /В.Г.Вербицкий, В.П.Сахно, А.П. Кравченко, А.В.Костенко, А.Э.Даниленко.–Луганск: Изд-во «Ноулидж», 2013.–176 с.: ил.

76. Гредескул А.Б. Динамика торможения автомобиля: Автореф. дис... д-ра техн. наук. - Харьков, 1963, 42 с.

77. Брянский Ю.А. Управляемость большегрузных автомобилей. - М.: Машиностроение, 1983. – 176 с.

78. Брянский Ю.А. Управляемость и безопасность дорожного движения. «Организация и безопасность дорожного движения». // Итоги науки и техники, ВИНТИ. – Москва, 1987, т. 2. – 107 с.

79. Рокар И. Неустойчивость в механике. – М.: Изд – во иностр. лит., 1959. – 288 с.

80. Добрин А.С. Устойчивость и управляемость автомобиля при неустановившемся движении. – М.: , 1968. – 18 с.

81. 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.

82. Миронов Ю.В. Некоторые особенности управления автопоездов.- "Автомобильный транспорт", 1975, №4, с. 31-32.

83. Миронов Ю.В. Безопасное движение автопоездов по дорогам различных категорий. В кн: Проблемы совершенствования транспортных систем. Труды МАДИ, вып.98, 1975, с. 75-79.

84. Солтус А.П. Теория эксплуатационных свойств автомобиля: Учебное пособие для вузов. – К.: Аристей, 2004. – 188 с.

85. Эллис Д. Р. Управляемость автомобиля. – М.: Машиностроение, 1975. – 216 с.

86. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин. – М.: Машиностроение, 1990. – 352 с.

87. Зимелев Г.В. Теория автомобиля. – 2-е изд., перераб. – М.: Воениздат, 1957. – 455 с.

88. Фалькевич Б.С. Теория автомобиля. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машгиз, 1963. – 239 с.

89. Волков В.П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля: Навч. посібник - Харків: ХНАДУ, 2003. – 292 с.

90. Чудаков Е.А. Теория автомобиля. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машгиз, 1950. – 343 с.

91. Степанов А.И. Улучшение устойчивости движения многоосных автомобилей с управляемыми колесами // Автомобильная промышленность. – 1993. – №1. – С. 14-15.

92. Подригало М.А., Волков В.П., Степанов В.Ю., Доброгорский М.В. Устойчивость колесных машин при заносе и способы ее повышения. / Под

редакцией Подригало М.А. - Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2006. - 335 с.

93. Подригало М.А., Волков В.П., Кирчатый В.И. Устойчивость колесных машин при торможении. - Харьков: Изд-во ХГАДТУ, 1999. - 93 с.

94. Подригало М.А., Волков В.П., Кирчатый В.И., Бобошко А.А. Маневренность и тормозные свойства колесных машин / Под ред. М.А. Подригало. - Харьков: Изд-во ХНАДУ. - 2003. - 403 с.

95. Стабильность эксплуатационных свойств колесных машин / Подригало М.А., Волков В.П., Карпенко В.А., Гецович Е.М., Бобошко А.А., Ефимчук В.М., Матырин А.Н. / Под ред. М.А. Подригало. - Харьков: Изд-во ХНАДУ. - 2003. - 614 с.

96. Фаробин Я.Е., Будагян А.С., Самойленко Ю.А. Особенности оценки управляемости трехзвенных автопоездов // Известия вузов. Машиностроение. - 1989. - № 5. - С.77-81.

97. Фаробин Я.Е., Зеленин Ю.Л., Будагян А.С. К расчетной оценке управляемости трехзвенных большегрузных автопоездов // Известия вузов. Машиностроение. - 1989. - № 11. - С.89-94.

98. Фаробин Я.Е., Самойленко О.А. Трехзвенные автомобильные поезда. - М.: НИИИАвтопром. 1983. - 48с.

99. Pacejka H B Simplified analysis of steady state turning behaviour of motor vehicles Part 2 Stability of the steady state turn //Vehicle Syst. Dyn. -1973 V 2, №4 P.173-183.

100. Pacejka H B Simplified analysis of steady state turning behaviour of motor vehicles Part 3 More elaborate systems //Vehicle Syst. Dyn. - 1973 V 2, №4 P 188-204.

101. Ciiio K Í A study of a phase plane representation for identifying vehicle behaviour //Vehicle Syst. Dyn. - 1986 V15 №7 P. 152 -167.

102. 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.

103. Kane T.K., Man G.K. The importance of slip law nonlinearity in the theory

of steady turning of automobiles. "Mech. Res. Commun", 1977, 4, N5, 315-320.

104. 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., 367-382.

105. Ervin R.D., Nisonger R.L. Eliminating yaw instability in tractor-semitrallers during cornering // The HSRI research review. - 1979. - 10, N 1. - P. 1-17.

106. Nisonger R.L., Macadam C.C. Influence of self-Steering axles on the directional response of commercial Vehicles. "Vehicle Syst. Dyn.", 1983, 12, N1-3, 93-96.

107. Sachs H. K., Singh M. Automobile stability - a study of the domain of attraction // Vehicle Syst. Dyn.- 1977.-V.6, N2-2.-P.169-177.

108. Segel L., Ervin L.D. The influence of tire factors on the stability of trucks and tractor trailers. "Vehicle Syst. Dyn.", 1981. 10, N1, 39-59.

109. Sachs H.K., Chon C.C. On the stability in the sense of Llapunov of a rubber tire vehicle. - Transactions of the ASME, ser.G.1976,v.98.N2, p.180-185.

110. Кузнецов Р.М. Покращання показників стійкості триланкових автопоїздів у граничних режимах руху / Арэф. дис... канд. техн. наук: 05.22.02. - Київ, 2007. – 22 с.

111. Самойленко С.А. Методика оценки устойчивости прямолинейного движения трехзвенного автопоезда. - В кн.: Повышение эффективности и надежности автотранспортных средств: Сб. Научн. тр. / МАДИ. – М.: 1982, с. 24-29.

112. Бондаренко А.Є. До визначення показників стійкості триланкового причіпного автопоїзда // Вісник Національного транспортного університету: В 2-х частинах: Ч. 1. – К.: НТУ, 2007. – Випуск 15. – С.155-160.

113. Сахно В.П., Вороніна І.Ф., Бондаренко А.Є., Глінчук В.М. Покращання показників стійкості триланкових автопоїздів// Вісник Національного транспортного університету: В 2-х частинах: Ч. 1. – К.: НТУ, 2006. – Випуск 13. – С.35-41.

114. Сахно В.П., Вербицький В.Г., Енглезі О.А., Бондаренко А.Є. Стійкість триланкового сидельно-причіпного автопоїзда з керованим напівприцепом у криволінійному русі // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. – Науковий журнал. – 2008. – Випуск №7(125). – Частина 2. – С.10-13.

115. Сахно В.П., Вербицький В.Г., Енглезі О.А., Бондаренко А.Є. До визначення показників стійкості руху триланкового автопоїзда з напівприцепом на підкатному візку//Автошляховик України. Окремий випуск. Вісник Північного наукового центру ТАУ. – 2008. – Випуск 11. – С.140-146.

116. Сахно В.П., Вербицький В.Г., Енглезі О.А., Бондаренко А.Є. До визначення показників стійкості руху триланкового автопоїзда з напівприцепом на підкатному візку//Автошляховик України. Окремий випуск. Вісник Північного наукового центру ТАУ. – 2008. – Випуск 11. – С.140-146.

117. Будагян А.С. К вопросу о критериальной оценке управляемости по запасу недостаточной поворачиваемости // Пути совершенствования автомобиля и его агрегатов: Сб.науч.тр./ МАДИ. - М., 1988. - С.49-52.

118. Будагян А.С. Имитационная математическая модель управляемого движения большегрузного многозвенного автопоезда // Пути совершенствования автомобиля и его агрегатов: Сб.науч.тр. / МАДИ. - М., 1989. - С.45-50.

119. Направления развития конструкций прицепов и полуприцепов за рубежом //Автомобильная промышленность. – 1979. -№1. – С.28-34.

120. Аксенов П.В. Многоосные автомобили. - М.: Машиностроение. 1989. - 279 с.

121. Келдыш М.В. Шимми переднего колеса трехколесного шасси. // Труды ЦАГИ. - 1945. - Вып. №564. - с.1-33.

122. Сахно В.П., Барилович Є.Л.,Зав'ялова Л.І., Крестянполь О.А. Про многовид стаціонарних станів багатовісних автомобілів// Вісник ТАУ, УТУ. - 1998. - N2. с. 117-137.

123. Богданов С.К., Соловьев В.И., Цейтлин Г.Д. и др. Управление длиннобазных автопоездов и электроника // Автомобильная промышленность. - 1986. - № 4. - С.18-20.
124. Армейские автомобили: Теория /А.С.Антонов, Ю.А.Кононович, Е.И.Магидович, В.С.Прозоров. Под ред. А.С.Антонова - М.: Воениздат, 1970.- 526 с.
125. Выгонный А.Г. и др. Коэффициент сопротивления стабилизаторов самоустанавливающихся колес автопоездов. // Автомобильная промышленность. - 1984. - № 8. - С.17-19.
126. Сигал Я.Е. К теории поворота автопоезда с неуправляемыми колесами прицепного звена. // Автомобильная промышленность. - 1974. - № 10. - С.23-25.
127. Фаробин Я.Е. Магистральные автопоезда.-М.:Транспорт. 1995. - 232 с.
128. Управляемость и устойчивость автомобиля /Сб.статей. Пер. с англ. — М.:Машгиз, 1963.-276 с.
129. Власко Ю.М., Хачатуров А.А. Исследование управляемости автопоезда. — М.: Транспорт, 1970. - 57 с.
130. Бахмутский М.М., Шарапов В.К. Исследование курсовой устойчивости автопоезда с двухосным прицепом, имеющим поворотное устройство автомобильного типа // Автомобильная промышленность. — 1969. - № 7. - С. 17-19.
131. Взятых Н.А. Поперечная устойчивость седельного автопоезда // Автомобильная промышленность. — 1965. - № 10. С.9-20.
132. Сироткин З.Л., Кухарчик М.П.О факторах, влияющих на устойчивость автомобильного поезда большой грузоподъемности //Автомобильная промышленность. - 1969. - № 7. - С. 23-26.
133. Добрин А.С., Дульцев В.С. Об устойчивости движения многоосных автомобилей относительно заданной траектории //Труды семинара по устойчивости и управляемости автомобилей/ НАМИ.— 1968. — Вып.2. — С.27-39.
134. Добрин А.С. Устойчивость и управляемость автомобиля при неустановившемся движении. - М., 1968. - 18 с.

135. Сахно В.П., Барилович Є.Л., Зав'ялова Л.І., Крестянполь О.А. Про многовид стаціонарних станів багатовісних автомобілів // Вісник ТАУ, УТУ. - 1998. - №2. с. 117-137.
136. Аксенов П.В. Многоосные автомобили / П.В.Аксенов - М.: Машиностроение. 1989. - 279 с.
137. Сахно В.П. К определению показателей маневренности автопоезда с самоустанавливающейся осью полуприцепа / В.П. Сахно, В.Б.Боднарук, Е.А.Крестянполь // Системні методи керування, технологія та організація виробництва, ремонту і експлуатації автомобілів. Збірник наукових праць. - Київ, УТУ, ТАУ, 1998 - с.45-50.
138. Сахно В.П. Визначення показників повороткості автопоїзда з самовстановлювальною віссю напівпричепа / В.П.Сахно, О.А. Крестянполь // Системні методи керування, технологія та організація виробництва, ремонту і експлуатації автомобілів. Збірник наукових праць. - Київ, УТУ, ТАУ, 1999 - с.6-10. -1988, с.67-71.
139. Лотиш В.А. Дослідження маневреності триланкових сідельно-причіпних автопоїздів / В.А.Лотиш, О.А.Енглезі, І.С.Мурований // Луцький державний технічний університет: Наукові нотатки. – Луцьк. – 2007. – С. 265-267.
140. Бумага А.Д. Определение маневренности и анализ устойчивости движения модели седельного автопоїзда // А.Д. Бумага, Д.Л. Мойся // Вісник Донецького інституту автомобільного транспорту. – Донецьк: ДІАТ, – 2007. – №3. – С. 10-19.
141. Вербицький В.Г. Математична модель сідельного автопоїзда з керованим напівприцепом / В.Г. Вербицький, Д.Л. Мойся // НАУКОВІ НОТАТКИ. Міжвузівський збірник (за галузями знань «Машинобудування та металообробка», «Інженерна механіка», «Металургія та матеріалознавство»). Випуск 28 (травень 2010). – Луцьк: ЛНТУ. – 2010. – №28. – С. 98-103.
142. Мойся Д.Л. Математическая модель седельного автопоезда с управляемым полуприцепом / Д.Л. Мойся // Наука и инновации в области

сервиса автотранспортных средств и обеспечения безопасности дорожного движения. г. Шахты. ФГБОУ ВПО «Южно-Рос. гос. ун-т экономики и сервиса», - 2011. - С. 82 – 88.

143. Мойся Д.Л. Анализ устойчивости автопоезда с управляемым полуприцепом в круговых стационарных режимах / Д.Л.Мойся // Вісник СевНТУ. Збірник наукових праць. Серія: Машиноприладобудування та транспорт. – 2013. – №142. – С. 52-56.

144. Мойся Д.Л. Определение стационарных режимов двухзвенного автопоезда, методом продолжения по параметру / Д.Л. Мойся // Вісник Донецького інституту автомобільного транспорту. – Донецьк: ДІАТ, – 2008. – №1. – С. 30-37.

145. Мойся Д.Л. Визначення стаціонарних режимів дволанкового автопоїзда методом продовження по параметру / Д.Л. Мойся // Вісник Національного транспортного університету: В 2-х частинах. Ч.1. – К.:НТУ, – 2008. – №17. – С. 134-139.

146. Вербицький В.Г. Аналіз результатів експериментального дослідження керованості та стійкості руху триланкового автопоїзда в стаціонарних і неусталених режимах / В.Г. Вербицький, А.Є. Бондаренко, Д.Л. Мойся, Ю.М. Стрільник, В.А. Попков // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В.Даля. Науковий журнал. – Луганськ: СНУ ім. Даля. – 2010. – №6(148). – С. 71-80.

147. Сахно В.П. Аналіз криволінійного руху автопоїзда за подвійного приводу управління на передню вісь напівпричепа / В.П. Сахно, В.М. Поляков, В.М. Босенко, Д.Л. Мойся // Вісник Національного транспортного університету: – К.: НТУ, 2014. – №30. – С.330-338.

148. Сахно В.П. К определению передаточных отношений двойного привода управления полуприцепом / В.П. Сахно, В.М. Поляков, Д.М. Мойся, В.Н. Босенко // Вісник СевНТУ. Збірник наукових праць. Серія: Машиноприладобудування та транспорт. – №152/2014. – С. 52-55.

149. Бондаренко А.Є. Аналіз результатів дослідження курсової стійкості руху експериментального автопоїзда в сталому русі / А.Є. Бондаренко, Ю.М. Стрільник, Д.Л.Мойся, А.В.Куплінов, М.М.Макійов // Вісник Донецької академії автомобільного транспорту. – Донецьк: ДААТ, – 2010. – Випуск 2. – С. 53-62.

150. Засоби транспортні дорожні. Стійкість. Методи визначення основних параметрів випробуваннями : ДСТУ 3310–96. – [Чинний від 1997–01–01]. – К.: Держспоживстандарт України, 1997. – 31 с. – (Національний стандарт України).

151. Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость. Технические требования. Методы испытаний : ГОСТ Р 52302–2004. – [Действует с 2006–01–01]. – М.: Изд-во стандартов, 2005 – 28 с.

152. Босенко В.М. До порівняльної оцінки стійкості руху автопоїзда з керованим і некерованим напівпричепом / В.М. Босенко, Д.Л. Мойся, В.М. Поляков, В.П. Сахно // Вісник Житомирського державного технологічного університету. Науковий журнал. Серія «Технічні науки». – Житомир: ЖДТУ, 2014. – №2 (69). – С.56-63.

153. Сахно Володимир. До визначення показників маневреності автопоїзда з керованим напівпричепом / Володимир Сахно, Віктор Поляков, Володимир Босенко, Дмитро Мойся // Politechnika Rzeszowska, Monografia pod redakcją naukową Kazimierza Lejdy nr 5. Systemy i Środki transporty samochodowego. Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów 2014. – P.95-103.

154. Мойся Д.Л. Визначення стійкості стаціонарних станів триланкового автопоїзда класичної схеми при наявності безопорної ланки / Д.Л.Мойся // LXV наукова конференція професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та працівників відокремлених структурних підрозділів університету: тези доп. – К.:НТУ, 2009. – С. 47-48.

155. Мойся Д.Л. Визначення стійкості стаціонарних станів триланкового автопоїзда з керованим колісним модулем напівпричепа / Д.Л.Мойся // LXVI наукова конференція професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів

та працівників відокремлених структурних підрозділів університету: тези доп. – К.:НТУ, 2010. – С. 56.

156. Мойся Д.Л. Аналіз повороткості дволанкового автопоїзда з керованою віссю напівпричепа / Д.Л. Мойся // LXIX наукова конференція професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та працівників відокремлених структурних підрозділів університету: тези доп. – К.:НТУ, 2013. – С. 55.

157. Мойся Д.Л. До аналізу повороткості автопоїзда з керованим напівприцепом / Д.Л.Мойся // LXX наукова конференція професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та працівників відокремлених структурних підрозділів університету: тези доп. – К.:НТУ, 2014. – С. 42.

158. Мойся Д.Л. Підтвердження математичної моделі автопоїзда результатами експериментальних досліджень / Д.Л.Мойся // Логістика промислових регіонів: Матеріали третьої міжнародної науково-практичної конференції, (Донецьк – Святогірськ, 6-9 квітня 2011 року): Збірник наукових праць. – Донецьк: ЛАНДОН – XXI, 2011. – С.395-396.

ДОДАТКИ

Додаток А

ТОВ "УКРПРОМЗЕМТЕСТСТАНДАРТ"

03680, м.Київ, вул.Сім'ї Сосніних, 3, офіс 504
Код ЄДРПОУ 35417539
ПНН 354175326577
свідцтво №100075575



ООО "УКРПРОМЗЕМТЕСТСТАНДАРТ"

03680, г.Киев, ул.Семьи Сосниных, 3, офис 504
Код ЕДРПОУ 35417539
ИНН 354175326577
свидетельство №100075575

Тел. факс. (044) 59... e-mail: ukrpzs2@i.ua

« 11 » листопада 20 15 р.

№ 165/2715

АКТ

впровадження результатів дисертаційної роботи
«Поліпшення маневреності і стійкості автопоїзда з довгобазовим
напівприцепом» інженера Мойсі Дмитра Леонідовича

Товариство з обмеженою відповідальністю «УКРПРОМЗЕМТЕСТ-СТАНДАРТ» під час проведення робіт щодо визначення параметрів руху автопоїздів для вантажних перевезень використовує результати дисертаційної роботи «Поліпшення маневреності і стійкості автопоїзда з довгобазовим напівприцепом» інженера Мойсі Д.Л., а саме:

- узагальнену математичну модель автопоїзда з керованим напівприцепом, що враховує динамічну взаємодію підсистем автопоїзда при керуванні поворотною віссю (для різних компоновальних схем автопоїзда);

- методику визначення моменту опору повороту та передаточного відношення приводу управління колесами (віссю) напівприцепа, за яких забезпечуються необхідні параметри маневреності та стійкості руху автопоїзда.

Зазначена розробка дозволяє прогнозувати показники руху (маневреності та стійкості) автопоїзда із заданими параметрами компоновальної схеми та конструкції його ланок, а також формулювати висновки щодо безпеки експлуатації зазначених автотранспортних засобів.

Генеральний директор
ТОВ «УКРПРОМЗЕМТЕСТСТАНДАРТ»



Т.Г.Файчук

Додаток Б

ЗАТВЕРДЖУЮ

Заст. директора з наукової роботи
ДП «ДержавтотрансНДІпроект»

А.В. Горпинюк

» листопада 2015 р.

ДОВІДКА

про впровадження результатів дисертаційної роботи
«Поліпшення маневреності і стійкості автопоїзда
з довгобазовим напівприцепом»
інженера **Мойсі Дмитра Леонідовича**

Перевезення неподільних великогабаритних вантажів здійснюється, як правило, сидельними автомобільними поїздами до складу яких входять автомобіль-тягач та напівпричіп. Підвищення продуктивності автопоїзда при перевезеннях можливо за рахунок повного використання вантажопідйомності автопоїзда і його габаритної довжини. Однак збільшення довжини автопоїзда погіршує його експлуатаційні властивості, зокрема маневреність та стійкість. Підвищення рівня зазначених експлуатаційних властивостей можливо при обладнанні напівпричепів керованими колесами. Тому дисертаційна робота Мойсі Д.Л., присвячена дослідженню руху автопоїзда з довгобазовим керованим напівприцепом та вибору оптимального закону керування колесами напівпричепа, є актуальною.

Запропонована інженером Д.Л. Мойсей методика визначення моменту опору повороту та передаточного відношення приводу управління напівприцепом, за яких забезпечуються необхідні параметри маневреності та стійкості руху автопоїзда використовується відділом конструкторських розробок та науково-технічних експертиз ДП «ДержавтотрансНДІпроект» при розробці нормативної документації та висновків науково-технічної експертизи щодо узгодження переобладнання ланок автопоїздів, шляхом внесення конструкційних змін у зазначені транспортні засоби.

Із результатів досліджень використовується:

- обґрунтування типу приводу управління поворотом коліс (осей) напівпричепа та передаточних відношень приводу, за яких забезпечуються нормовані значення показників маневреності автопоїзда при оформленні висновків науково-технічної експертизи щодо узгодження переобладнання;

- кількісна оцінка ступеню впливу компоувальної схеми та параметрів автомобіля-тягача і напівпричепа на показники маневреності і стійкості руху автопоїзда, визначення оптимальних значень цих параметрів і раціонального складу автопоїзда з позиції забезпечення нормованих показників маневреності та стійкості руху при проектуванні та розробці нових та переобладнанні існуючих конструкцій напівпричепів.

Вважаємо за необхідне зазначити на своєчасність та доцільність досліджень, проведених дисертантом на тлі підвищення вимог до показників маневреності, стійкості та інших експлуатаційних властивостей сидельних автопоїздів.

Інженер-конструктор І категорії
відділу конструкторських розробок
та науково-технічних експертиз

Д.М. Попелиш