

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СУМСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Факультет інженерно-технологічний
Кафедра агроінжинірингу

До захисту
Допускається
Завідувач кафедри

Шуляк М.Л.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

за магістерським рівнем вищої освіти

На тему: «Підвищення експлуатаційних показників автотракторних поїздів шляхом вдосконалення тягово-зчіпних пристроїв»

Виконав:

(підпис)

Горбатко Д.В.

(Прізвище, ініціали)

Група:

СТЗ 2302-1м

(Науковий) керівник:

(підпис)

Шуляк М.Л.

(Прізвище, ініціали)

ЗМІСТ

Реферат.....	3
Вступ.....	4
1 Загальна постановка проблеми.....	5
1.1 Аналіз літературних джерел з поставленої проблеми.....	5
1.2 Стан питання про особливості експлуатації та аварійність автотракторних поїздів.....	7
Висновки за розділом 1.....	9
2 Кінематика автотракторних поїздів.....	11
2.1 Особливості руху автотракторних поїздів.....	11
2.2 Застосування тягово-зчіпних пристроїв довжини, що змінюються, автотракторних поїздів.....	15
2.3 Технічні рішення щодо модернізації ТЗП спрямовані на зменшення габаритної довжини автотракторного поїзда.....	21
2.4 Висновки за розділом 2.....	27
3 Динаміка руху автотракторних поїздів.....	28
3.1 Опис пропонованої конструкції тягово-зчіпного пристрою, принцип її роботи.....	31
3.2 Уточнення методики розрахунку стійкості проти перекидання двовісного причепа з поворотним колом.....	38
3.3 Висновки за розділом 3.....	47
4 Результати експериментальних досліджень.....	49
Загальні висновки.....	50
Список використаних джерел.....	51

РЕФЕРАТ

Обсяг роботи 52 сторінки основного матеріалу, кількість рисунків – 29 шт., таблиць – 2 шт., бібліографічних найменувань – 22 шт.

Метою дипломної роботи є виявлення закономірності впливу конструктивних схем тягово-зчіпних пристроїв на кінематичні характеристики та стійкість руху автотракторних поїздів.

Методи дослідження. В аналітичних дослідженнях використані методи та положення теоретичної механіки та математичного аналізу. Експериментальні дослідження та обробка даних засновані на плануванні багатофакторного експерименту, методах математичної статистики.

Об'єкт дослідження: процес підвищення експлуатаційних показників шляхом модернізації тягово-зчіпного пристрою.

Предмет досліджень – конструкція тягово-зчіпного пристрою для двовісного причепа, який забезпечує підвищення курсової стійкості та маневреності.

Теоретична та практична значимість. Можливість зниження аварійності руху автотранспортних поїздів підвищенням стійкості їхнього переміщення на дорожній трасі за рахунок впливу на конструктивні параметри тягово-зчіпного механізму автотракторного поїзда. Застосування нової конструкції тягово-зчіпного пристрою для двовісного причепа, який забезпечує підвищення курсової стійкості та маневреності; для запропонованої конструкції було уточнено методику розрахунку стабілізуючого моменту для двовісного причепа, також уточнено методику розрахунку критичної швидкості перекидання та кута косоугру.

Ключові слова: тягово-зчіпний пристрій, двовісний причеп, курсова стійкість, маневреність, автотракторний поїзд.

ВСТУП

Автомобільні та тракторні поїзди є затребуваними транспортними засобами у сфері вантажоперевезень як у нашій країні, так і за кордоном. Експлуатаційні показники, такі як маневреність, стійкість траєкторного руху у автопоїздів та тракторів з причепами набагато нижча, ніж у одиночних транспортних засобів, що є негативними факторами, що впливають на безпеку та умови праці водіїв під час виконання транспортних робіт. У зв'язку з цим до автотракторних поїздів висуваються особливі вимоги щодо безпеки та безаварійної експлуатації.

Автотракторний поїзд є складною машиною, як правило, менш маневреною, ніж одиночний транспортний засіб. Перевищення швидкісного режиму руху, особливо автотранспортних поїздів, призводить до порушення їхнього стійкого руху, як на прямолінійних так і на криволінійних ділянках траєкторії, або в умовах підвищеної складності руху. Традиційним способом запобігання такому є обмеження швидкісного режиму, що не гарантує позитивного результату. У роботі отримані результати, які показують можливість підвищення безпеки руху автотранспортних поїздів за рахунок збільшення стійкості траєкторії їх переміщення на дорожній трасі за допомогою впливу на конструктивні характеристики тягово-зчіпних пристроїв автотракторних поїздів, що підвищують стабільність курсового руху автотранспортного поїзда за допомогою підвищення коефіцієнта загасання бічних коливань причепа після дії на нього бічних сил, що збурюють. Трактори з причепами та напівпричепами експлуатуються в різних умовах, у тому числі на дорогах загального користування, поряд з іншими транспортними засобами. Важливою вимогою щодо умов безпеки руху є максимально допустима величина бічних відхилень при поперечних коливаннях (вилянні) причепа.

У роботі поставлено таку мету: вирішення проблем, пов'язаних безпосередньо з конструкцією автотракторних поїздів, а саме тягово-зчіпного пристрою, спрямованих на підвищення безпеки дорожнього руху.

1. ЗАГАЛЬНА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

1.1 Аналіз літературних джерел з поставленої проблеми

Розглядаючи питання стійкості та маневреності автотранспортних поїздів було проведено аналіз наукових праць, в яких описано методики розрахунку та підвищення стійкості автотракторних поїздів, нижче наведено огляд деяких із них. Щоб обґрунтувати існуючі проблеми транспортування вантажів, необхідно визначити: навантаження, що виникають у процесі експлуатації; зовнішні чинники, що впливають роботу тракторних поїздів. Експлуатаційні якості тракторних поїздів, технічні характеристики сучасних вітчизняних причепів і напівпричепів, відомості щодо їх конструкції та уніфікації з автомобільною технікою, що випускається серійно, вся ця інформація наведена в роботі [1].

Важливими показниками під час руху є кінематика, загальна та спеціальна динаміка автопоїзда, а також проблеми стійкості його руху. Більшу частину інформації можна знайти в роботі [2].

У ході аналізу виявилось кілька проблем, які вирішили шляхом пропозиції нової конструкції для евакуації автомобілів. Отже, необхідно подати розрахунок конструкції. Життєвий цикл виробів від розробки концепції до вичерпання працездатності залежить від фізико-механічних властивостей сталі, що характеризують процеси деформування та руйнування. Для визначення та розрахунку конструкції в загалом, скористаємося роботою [3].

Важливим показником автомобільної галузі є пропускна спроможність на дорогах. Цим питанням займався Л.А. Коваленко, доцент, к.т.н., ХНАДУ у публікації «Методика випередження величини пропускної спроможності на існуючих автомобільних дорогах». У роботі наведено методику визначення пропускної спроможності на існуючих автомобільних дорогах. Описана методика ґрунтується на використанні ентропійних характеристик швидкості руху транспортного потоку. Ця інформація необхідна під час аналізу поставленої проблеми, але не дає її вирішення.

У роботі [4] описується проблема руху автопоїздів по слизькому покриттю на трасах, при високій швидкості руху. Основним висновком, якої є складання ланок автопоїзда, що призводить до багатокілометрових пробок. Як відомо, для виключення цього фактора при гальмуванні бажано забезпечити розтягуючу силу в опорно-зчипному пристрої. Авторами висунуто технічне вирішення проблеми у вигляді автоматизованого та механізованого процесу розподілу по дорожньому полотну піщано-сольової суміші, яка встановлюватиметься на конструкцію кожного автопоїзда. Мінусом методу є: висока вартість купівлі та встановлення обладнання, до того ж це може призвести до нестійкої роботи інших агрегатів; збільшення маси автопоїзда [4].

У роботі [1] описується проблема низької маневреності автотракторних поїздів під час руху заднім ходом, і рішенням виступає застосування спеціального пристрою, що запобігає складання ланок автопоїзда. При проведенні випробувань встановили, що для стандартного автопоїзда процес складання починається через 0,75 с, маючи при цьому відповідні кут складання та кут повороту коліс, а із застосуванням спеціального пристрою час складання починається через 3 с після початку руху. Таким чином, знижена амплітуда керуючого впливу, зменшено кількість керуючих впливів та кута складання при керованому русі заднім ходом. Аналізуючи цю статтю, робимо висновок: проблема покращеного маневрування, під час руху вперед залишається.

У роботі [5] метою була розробка принципів підвищення стійкості руху автопоїздів при екстремому гальмуванні на прямолінійній ділянці та відмові гальмівної системи причепа. Як результат роботи можна навести такі факти: було розроблено метод підвищення стійкості автопоїздів при екстремому гальмуванні на прямолінійній ділянці та відмові гальмівної системи причіпної ланки, що дозволяє зберегти траєкторну стійкість автопоїзда та уникнути ДТП із тяжкими наслідками; за допомогою імітаційного моделювання доведено ефективність запропонованого методу підвищення стійкості автопоїздів при екстремому гальмуванні на прямолінійній ділянці та відмові гальмівної системи причіпної ланки. Недоліком даного дослідження є те, що розглядалося рух

лише по прямолінійній ділянці, тоді як більша кількість аварій посідає перекидання при повороті чи здійсненні складного маневру.

У статті [6] пропонується розглянути метод оцінки впливу параметрів та режимів роботи систем управління поворотом із гідромеханічним типом приводу на маневрені властивості великовантажних автопоїздів. У якості оціночного параметру маневреності автопоїзда виступили величини зсувів траєкторій опорних точок ланок відносно один одного. Для тягача опорною точкою є геометричний центр заднього некерованого колісного візка, для причепа – загальний геометричний центр колісного ходу. Проведено виведення залежностей для визначення параметрів підвищення маневреності автопоїзда. Недоліком виявлених формул є те, що за фактом підвищення маневреності не представлено наочно, тому складно оцінити цю методику та застосувати її у своїй роботі.

Для стабілізації передніх коліс причепів, забезпечених поворотним візком, з'єднаним з рамою причепа через поворотне коло, з літературних джерел відомі різні види електромеханічних, гідравлічних та інших стабілізуючих пристроїв. Стабілізуючі пристрої електромеханічного, гідравлічного типу та інші пристрої, що розглядаються у літературних джерелах, досить складні у виготовленні і недостатньо надійні, тому застосування в експлуатації вони не отримали. Більшість розглянутих схем призводять до ускладнення та подорожчання конструкції транспортного засобу, тому застосування у повсякденному житті вони не знайшли.

1.2 Стан питання про особливості експлуатації та аварійність автотракторних поїздів

Висока аварійність при маневруванні пов'язана зі значними габаритами автопоїздів за довжиною та наявністю рухомих зв'язків у площині руху між тягачем та причіпними ланками автопоїзда, крім того при маневруванні, особливо на високих швидкостях, зростають бічні реакції від поверхні дороги

та інерційні бічні сили, що викликають порушення курсової стійкості та стійкості проти перекидання. Також при повороті та зміні смуги руху автопоїзду потрібно значно більше часу, ніж одиночному транспортному засобу. При перебудові автопоїзд займає дві смуги руху і створюється «кишення» при складанні автопоїзда між тягачем та причепами для транспорту, що рухається у попутному напрямку позаду.

Як показує аналіз аварійності автотракторних поїздів, основною причиною аварій є порушення стійкості їх руху як за прямолінійного руху (виїзд на зустрічну смугу, сходження за межі дорожнього полотна та ін.), так і особливо при криволінійному (втрата поздовжньої та поперечної стійкості, виїзд на зустрічну смугу, перекидання тощо) руху по трасі.

Перекидання транспортного засобу може статися як у поздовжній, так і в поперечній площині. Перекидання в поздовжній площині відносно задньої осі відбувається в момент, коли сила тиску передніх коліс на дорогу зменшується до нуля. Практично до початку перекидання настає буксування коліс на підйомі, транспортний засіб сповзає назад внаслідок недостатнього зчеплення коліс із дорогою.

Питання безпеки (безаварійності) руху автопоїздів шляхом підтримки стійкості траєкторії переміщення причепів досліджено недостатньо глибоко. Одночасно, слід зазначити, що втрата такої стійкості є однією з основних причин ДТП [8] за участю автотранспортних поїздів. У процесі аналізу даної проблеми встановлено, що оптимізація конструктивно-технологічних параметрів транспортувальних та транспортованих засобів (тягачів та причепів) практично не спрямована на підвищення безаварійності їх роботи (внаслідок вищезазначеного жорсткого фіксування конструктивно-технологічних параметрів транспортних засобів) – це давно сталий тренд, порушувати який не вигідно з фінансових, технологічних та інших причин. Одночасно варто відзначити, що дана оптимізація, на жаль, аж ніяк не забезпечує необхідного рівня безпеки руху транспорту на дорогах (особливо автотранспортних поїздів).

Авторами робіт [9, 10] висловлено припущення про можливість впливу на

безпеку руху автотракторних поїздів за допомогою підвищення стійкості їх переміщення обраною оптимальною траєкторією на дорожній трасі, яка може бути досягнута шляхом модернізації конструкції, що забезпечує з'єднання окремих частин транспортного поїзда (тягача та причепів) до єдиного цілого – тягово-зчіпного механізму.

У зв'язку з вищевикладеним вважаємо, що раціональним розв'язанням задачі підвищення показників стійкості руху автотракторних поїздів може бути модернізація конструкції їх тягово-зчіпних пристроїв (ТЗП). Важливою вимогою щодо умов безпеки руху автомобільних і тракторних поїздів є допустима величина бічних відхилень при поперечних коливаннях (вилянні) причепа. Цей вид порушення стійкості руху збільшує габаритну смугу руху транспортного засобу, сприяє бічному ковзанню і, отже, може створювати загрозу безпеці руху як самому транспортному поїзду, так і зустрічному транспорту, що обганяє. Для управління передніми колесами двовісних причепів, в основному, застосовуються два типи механізмів: 1) механізм повороту коліс за допомогою рульової трапеції аналогічній автомобільній; 2) механізм повороту коліс, встановлених на поворотному візку, з'єднаному з рамою причепа через поворотне коло, що являє собою найчастіше кульковий підшипник великого діаметру. Причиною порушення стійкості руху (виникнення незатухаючих бічних відхилень) може бути відсутність або низька стабілізація керованих коліс причепа. Для автомобільних і тракторних причепів, забезпечених рульовою трапецією, стабілізація передніх коліс досягається за рахунок поздовжнього нахилу шворнів [11] поворотних цапф. Цим забезпечується правильне кочення коліс по дорозі та покращується їх стабілізація, тобто здатність стійко зберігати заданий напрямок руху.

1.3 Висновки за розділом 1

Проаналізувавши наявні наукові публікації про рух автопоїздів, їхню безпеку руху, зроблено висновок, що питанням підвищення стійкості при

здійсненні повороту, керованості та підвищення маневреності займалися лише кілька авторів, чії роботи не вирішують повністю поставленого питання. Однак у цих роботах не розглянуто питання створення нової системи динамічної стабілізації руху причепів та напівпричепів у складі автопоїзда.

Існуючі способи та пропозиції не знаходять свого застосування в даний час, на деякі схеми не були проведені випробування та розрахунки, відповідно не можна судити про працездатність конструкції.

В ході аналізу статистики ДТП, для автопоїздів, зокрема, були виявлені основні причини, а саме: порушення стійкості їх руху як при прямолінійному русі, так і при криволінійному рух по трасі. Для подальшої роботи над підвищенням безпеки дорожнього руху знадобиться опис руху автопоїзда, його кінематика руху та динаміка.

2. КІНЕМАТИКА АВТОТРАКТОРНИХ ПОЇЗДІВ

2.1 Особливості руху автотракторних поїздів

Рух автотракторних поїздів відбувається шляхом складної конфігурації, що складається як з прямолінійних, так і криволінійних ділянок різної кривизни та орієнтації. Відхилення шляху транспортного засобу від прямої пояснюється такими параметрами: чим нижче категорія дороги, тим частіше зміна напрямку її прямолінійних ділянок та більше криволінійних ділянок; водіям доводиться маневруючи об'їжджати перешкоди, що заважають їх прямолінійному руху та обганяти транспорт, що рухається з меншою швидкістю; сили опору дорожнього, що виникають у процесі руху покриття, аеродинамічні сили також впливають на напрямок руху [12]. Основною складністю криволінійного руху автотракторних поїздів можна вважати зміщення причепа у бік повороту (рис. 2.1) внаслідок чого відбувається збільшення смуги його руху. Як правило, при здійсненні повороту автопоїздом, або габаритними автобусами водії транспортних засобів змушені займати дві смуги руху.

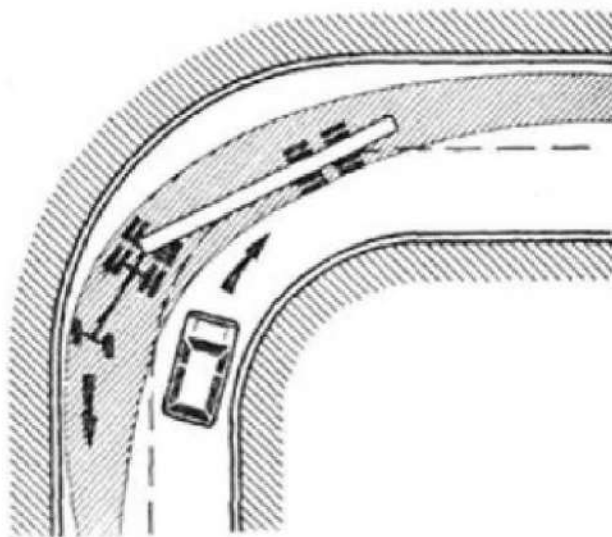


Рисунок 2.1. Здійснення повороту тракторним поїздом

Габаритна ширина та форма смуги руху (на рис. 2.1 заштрихована

ділянка) залежать від роду факторів: від довжини бази трактора або тягача з напівпричепом, величини зміщення опорно-зчіпного або тягово-зчіпного пристрою, радіуса повороту, кута між початковим і кінцевим напрямками кутової швидкості повороту керованих коліс трактора та швидкості тракторного поїзда на повороті. Вирішальним впливом на утворення смуги руху під час здійснення повороту надають величина бази причепа, радіус повороту і кут між початковими і кінцевими напрямками руху.

Здійснюючи лівий поворот, водій повинен вести трактор або тягач відносно проїжджої частини дороги таким чином, щоб зовнішнє переднє колесо його котилося якомога ближче до зовнішньої кромки проїжджої частини. Маневр повинен бути закінчений на момент входу трактор у поворот.

Виконання цих умов є вкрай важливим, оскільки будь-якої миті на проїжджій частині дороги може з'явитися зустрічний транспорт. Водію слід також пам'ятати, що максимальна ширина смуги руху буде при такому положенні автопоїзда на закругленні, коли візок причепа пройде відстань, що дорівнює приблизно чверті довжини основної траєкторії.

Виконання маневру, пов'язаного з виходом тракторного поїзда на середину проїжджої частини, необхідно розпочинати лише після того, як трактор вийде з повороту та почне рухатись прямолінійно. Правий поворот виконується у такій же послідовності, тими самими прийомами з тією лише різницею, що орієнтація трактора відносно проїжджої частини дороги має бути по зовнішньому передньому колесу, яке має проходити якомога ближче до осьової лінії [13]. Є ще особливість руху автотракторних поїздів – зміщення траєкторії руху візка причепа у зовнішню відносно траєкторії руху тягача сторону на вході в поворот та зміщення її на внутрішню сторону на виході з повороту (рис. 2.2).

Величина внутрішнього і зовнішнього зміщення залежить від тих самих параметрів, що й у попередньому випадку і, крім того, від передавального відношення приводу управління. Однак вирішальне значення мають довжина бази причепа та радіус повороту. Як зовнішнє, так і внутрішнє зміщення

збільшується із збільшенням радіуса повороту. Найбільша ширина смуги руху такого типу тракторного поїзда в загальному випадку може бути або в середині закруглення, або в його місцях, де величина зовнішнього і внутрішнього зміщення досягає максимального значення [4].

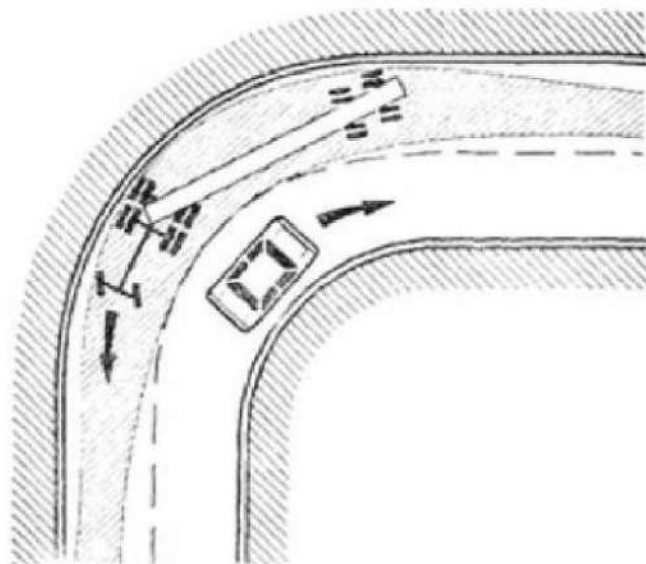


Рисунок 2.2. Проходження повороту тракторним поїздом

Якщо довжина бази причепа менше 18 м, то найбільша ширина смуги руху буде в тих місцях закруглення, де найбільше зовнішнє та внутрішнє зміщення візка. При довжині бази причепа 18 м найбільша ширина смуги руху буде в середині закруглення. Якщо на причіп вантаж покладений зі звисом, то найбільша ширина смуги руху завжди буде там, де найбільше зовнішнє зміщення вантажу. При криволінійному русі автотракторних поїздів зовнішню складову смуги руху утворює або крило зовнішнього переднього колеса трактора, або габаритні точки рами або візка причепа, або частина виробів, що звисають. Внутрішню складову утворюють габаритні точки рами напівпричепа в його середній частині [14].

Здійснюючи лівий поворот у цьому випадку, водій повинен вести трактор або тягач так, щоб внутрішнє переднє колесо котилося якомога ближче до лінії, що умовно поділяє транспортний засіб уздовж навіп. Це необхідно, щоб уникнути виходу візка причепа за межі проїжджої частини дороги, важливим

уточненням буде, що маневр слід завершити на момент входу в поворот. Продовжувати рух слід уздовж кромки проїжджої частини до виходу трактора на прямолінійну траєкторію, а потім можна вивести тягач, або трактор на середину проїжджої частини дороги. Дотримуючись даної методики, вдасться зберегти мінімальну ширину смуги руху.

При гальмуванні на повороті може виникнути занесення причепа і складання автотракторного поїзда, що на слизькій дорозі становить небезпеку перекидання причепа, зіштовхування або стягування трактора в кювет, поломки буксирного пристрою. Тому не можна гальмувати тракторний поїзд на повороті, тому що в цьому випадку трактор повинен вести причіп, а зчіпка між трактором та причепом має бути врозтяжку [14].

Значну труднощі становить рух тракторного поїзда заднім ходом. Якщо ж зчленований тракторний поїзд складається з кількох причепів, то деяких випадках рухатися заднім ходом взагалі неможливо. Тому розворот для прямування у зворотному напрямку треба прагнути виконувати без застосування заднього ходу. У крайньому випадку маневрування, особливо при постановці на навантаження та вивантаження на будівельних майданчиках (подача назад, складні повороти), необхідно виконувати тільки за допомогою помічника, який спостерігає за маневром транспортного засобу, відсутністю перешкод та орієнтуючого водія про правильний та безпечний напрямок [14].

При здійсненні повороту разом з автотракторними поїздами водіям транспортних засобів слід бути особливо уважними, оскільки може виникнути ймовірність попадання в так звану «кишеню» (рис. 2.3). Для уникнення подібних ситуацій, здатних призвести до серйозної ДТП, слід здійснювати поворот слідом за автопоїздом, даючи можливість завершити маневр, адже траєкторія останніх ланок автопоїзда непередбачувана.

Для вирішення проблем, представлених та описаних вище нами, було запропоновано кілька схем тягово-зчіпних пристроїв, спрямованих на зменшення довжини автотракторних поїздів, за допомогою тягово-зчіпних пристроїв, що будуть розглянуті далі.

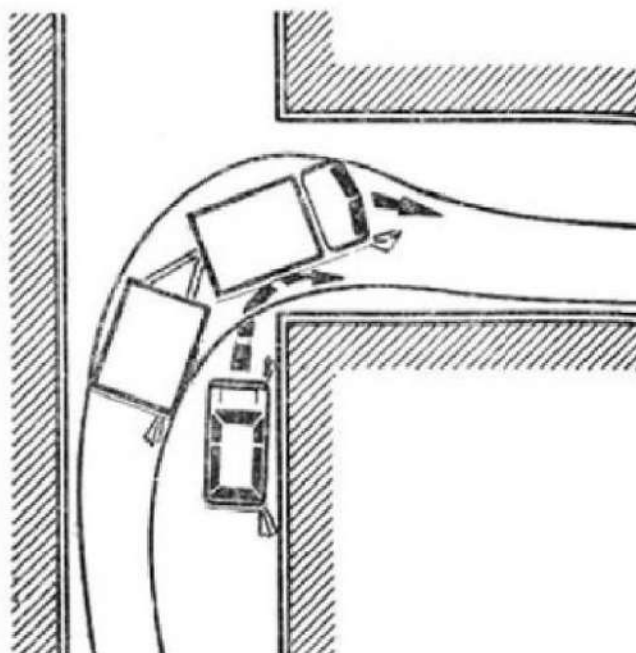
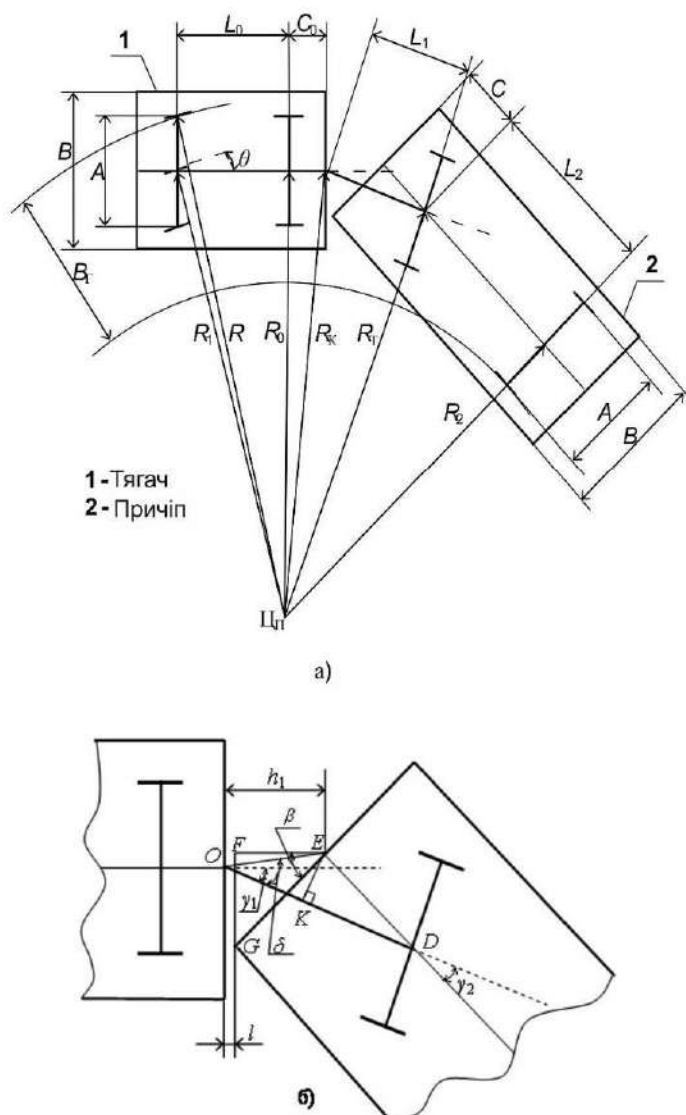


Рисунок 2.3. «Кишеня», що створюється при повороті довгоміра та легкового автомобіля

2.2 Застосування тягово-зчіпних пристроїв довжини, що змінюються, автотракторних поїздів

Відповідно до ДСТУ 7324:2013 «Трактори сільськогосподарські, причепи та напівпричепи тракторні. Експлуатаційні вимоги до технічного стану», розміри та розташування тягово-зчіпних пристроїв причепів повинні бути такими, щоб при повороті транспортного поїзда (при русі вперед) дотримувалися відстані між тягачем і причепом, що виключають торкання прицепа з тяговим автомобілем в умовах експлуатації. Для двовісних причепів довжина дишла вибирається постійною, що забезпечує безперешкодне складання ланок транспортного поїзда за будь-яких радіусів повороту, що мають місце в експлуатаційних умовах. При цьому така довжина дишла необхідна тільки за малих радіусах повороту, при прямолінійному русі такий розмір довжини дишла не потрібний [15]. Для того, щоб зменшити довжину дишла, необхідно застосувати в конструкції тягово-зчіпні пристрої, що змінюють відстань між причепом і тягачем при повороті.

На рис. 2.4 представлена схема повороту тягача з двовісним причепом при круговому русі, що встановився, навколо єдиного центру повороту ЦП.



а) кінематичні параметри; б) кутові переміщення ланок транспортного поїзда
при $\delta \geq \gamma_1$

Рисунок 2.4. Схема повороту тягача з двовісним причепом при круговому русі,
що встановився

При визначенні залежностей робимо припущення, що рух відбувається на жорсткій поверхні, без бічних коливань, бічне уведення шин відсутнє, шарнірні з'єднання безззорного типу, максимальний кут складання між тягачем і причепом не більше 90° (при великих кутах складання причіп рухається заднім

ходом, стійкість руху порушується), мінімальна відстань між тягачем приймаємо 80 мм. При круговому русі, що встановився, можливі різні варіанти взаємного розташування тягача та причепа в залежності від радіусів повороту та розмірів дишла [15].

Розглянемо випадок, коли $\gamma_1 + \gamma_2 < \pi/2$ та $\delta \geq \gamma_1$ (рис. 2.4, б), де γ_1 – кут складання дишла відносно поздовжньої осі тягача, γ_2 – кут складання платформи причепа щодо дишла, δ – кут між дишлом та відрізком OE , що визначає відстань між серединою переднього борту причепа та точкою кріплення дишла до тягача.

Якщо кут $\delta \geq \gamma_1$, то мінімальна відстань між тягачем та причепом – це відстань l між кутом, утвореним переднім та бічним бортом причепа і тягача. Воно висловиться як:

$$l = h_1 - EF,$$

де h_1 – відстань між тягачем та серединою переднього борту.

$$h_1 = OE \cos(\delta - \gamma_1).$$

З трикутника ODE за теоремою косинусів:

$$OE = \sqrt{L_1^2 + C^2 - 2L_1C \cos \gamma_2},$$

де L_1 – довжина дишла (відстань від точки приєднання до тягача до осі передніх коліс причепа),

C – відстань від вертикальної осі поворотного пристрою до переднього борту причепа.

Відстань EF визначиться як:

$$EF = \frac{B}{2} \cos \beta,$$

де β – кут між відрізком OE і переднім бортом причепа.

$$\beta = \frac{\pi}{2} - (\gamma_1 + \gamma_2), \text{ отже } \cos \beta = \sin(\gamma_1 + \gamma_2).$$

Тоді відстань виразиться як:

$$l = \sqrt{L_1^2 + C^2 - 2L_1C \cos \gamma_2} \cos(\delta - \gamma_1) - \frac{B}{2} \sin(\gamma_1 + \gamma_2). \quad (2.1)$$

Кути γ_1 , γ_2 , і δ визначаються таким чином:

$$\gamma_1 = \operatorname{arctg} \frac{C_0}{R_0} + \operatorname{arcsin} \frac{L_1}{R_K}, \quad (2.2)$$

де R_0 – радіус повороту середини задньої осі тягача,

C_0 – кінематична довжина тягача (відстань від його задньої осі до точки з'єднання з причепом),

R_K – радіус повороту точки з'єднання тягача з причепом.

Кут γ_2 складання причепа відносно дишла визначиться:

$$\begin{aligned} \gamma_2 &= \operatorname{arcsin} \frac{L_2}{R_T}, \\ \cos \gamma_2 &= \frac{R_2}{R_T}, \quad \sin \gamma_2 = \frac{L_2}{R_T}, \end{aligned} \quad (2.3)$$

де R_T – радіус повороту вертикальної осі обертання дишла відносно причепа,

R_2 – радіус повороту середини задньої осі коліс причепа,

L_2 – база причепа.

$$\delta = \operatorname{arctg} \frac{EK}{OK} = \operatorname{arctg} \frac{C \sin \gamma_2}{L_1 - C \cos \gamma_2}.$$

Радіуси R_0 , R_K , R_T , R_2 виразяться як:

$$R_0 = \frac{L_0}{\operatorname{tg} \theta} = L_0 \operatorname{ctg} \theta,$$

$$R_K = \sqrt{R_0^2 + C_0^2},$$

$$R_T = \sqrt{R_K^2 - L_1^2} = \sqrt{R_0^2 + C_0^2 - L_1^2},$$

$$R_2 = \sqrt{R_T^2 - L_2^2} = \sqrt{R_0^2 + C_0^2 - L_1^2 - L_2^2}.$$

Розглянемо випадок відносного розташування тягача та причепа, коли $\delta < \gamma_1$ (рис. 2.5). Якщо при цьому відстань h_2 від кута причепа до поздовжньої осі тягача не більше ніж половина його ширини ($h_2 \leq B/2$), то мінімальна відстань між тягачем і причепом також дорівнює відстані l між кутом, утвореним переднім та бічним бортом причепа та тягачем. Якщо $h_2 > B/2$ мінімальна відстань між тягачем і причепом – це відстань l_1 між кутом, утвореним бортами причепа, і кутом, утвореним поздовжньою та поперечною

площинами, що обмежують габарити тягача (між точками G та N) [15].

Відстань h_2 визначиться:

$$h_2 = OE \sin(\gamma_1 - \delta) + \frac{B}{2} \sin \beta.$$

$$\sin \beta = \sin\left(\frac{\pi}{2} - (\gamma_1 + \gamma_2)\right) = \cos(\gamma_1 + \gamma_2).$$

Таким чином,

$$h_2 = \sqrt{L_1^2 + C^2 - 2L_1C \cos \gamma_2} \sin(\gamma_1 - \delta) + \frac{B}{2} \cos(\gamma_1 + \gamma_2). \quad (2.4)$$

З огляду на те, що функція $\cos x$ парна, $\cos(\gamma_1 - \delta) = \cos(\delta - \gamma_1)$, отже, l можна обчислити за формулою (2.1).

Відстань l_1 визначиться

$$l_1 = \sqrt{l^2 + \left(h_2 - \frac{B}{2}\right)^2}. \quad (2.5)$$

Ширина смуги кругового руху B_E зовнішнього до центру повороту керованого колеса трактора та внутрішнього заднього колеса причепа при різних значеннях кута θ дорівнює:

$$B_E = R - R_2 + \frac{A}{2},$$

де R – радіус повороту слідом зовнішнього до центру повороту керованого колеса трактора,

A – колія трактора та причепа (прийняті однаковими).

R визначається:

$$R = \sqrt{\left(R_0 + \frac{A}{2}\right)^2 + L_0^2}. \quad (2.6)$$

Для трактора МТЗ-80 та причепа 2ПТС-6 було знайдено залежності мінімальної довжини дишла від кута повороту середнього наведеного керованого колеса трактора (рис. 2.6).

Для тракторно-транспортного агрегату у складі трактора МТЗ-80 та причепа 2ПТС-6 за розрахунковими даними найбільша довжина дишла

становить 1910 мм при куті повороту середнього наведеного керованого колеса трактори 22° . Найменша довжина дишла при прямолінійному русі складає 1175 мм.

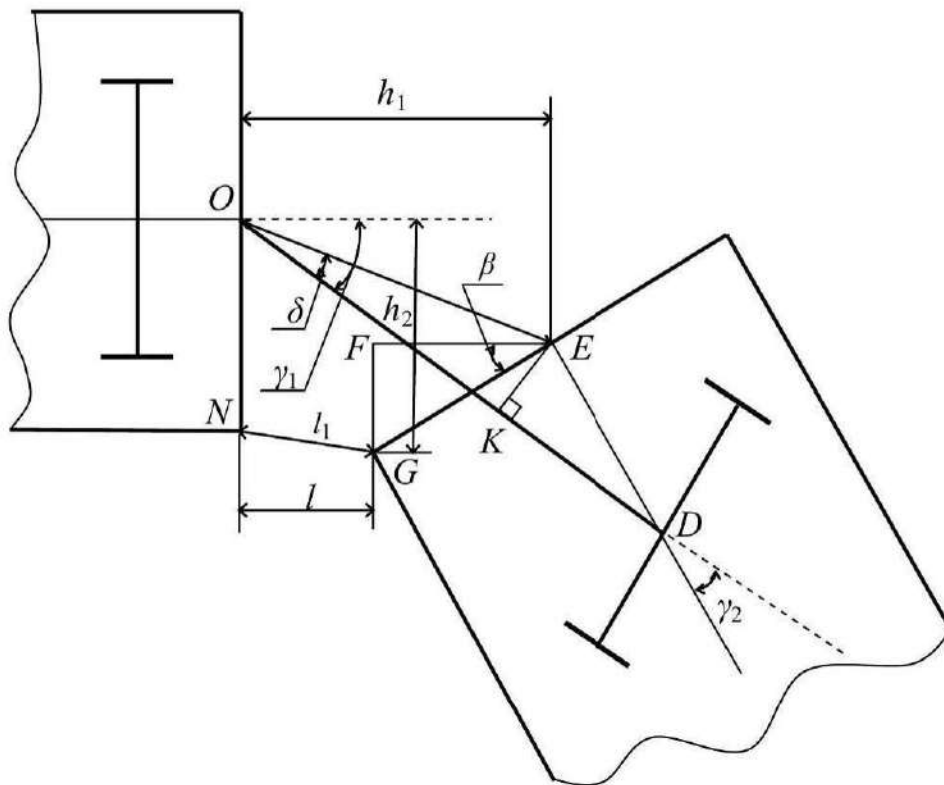


Рисунок 2.5. Кутіві переміщення ланок транспортного поїзда при $\delta < \gamma_1$

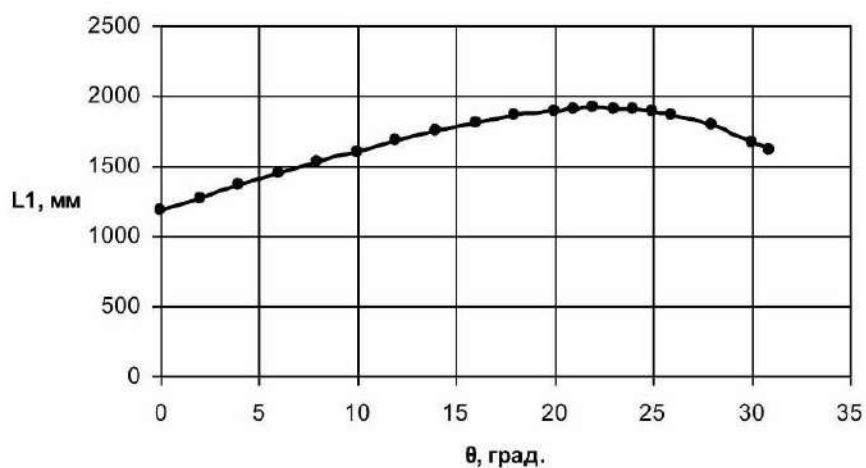


Рисунок 2.6. Залежність мінімальної необхідної довжини дишла причепа 2ПТС-6 від кута повороту середнього наведеного керованого колеса трактора МТЗ-80

Застосування тягово-зчіпного пристрою для даного агрегату дозволить

скоротити довжину дишла та габаритну довжину агрегату при прямолінійному русі на 735мм. Для тракторно-транспортного агрегату у складі трактора МТЗ-80 та причепа 2ПТС-6 за розрахунковими даними найбільш значне зменшення смуги руху складає 158 мм при куті повороту середнього наведеного керованого колеса трактора, що дорівнює 29° [15].

2.3 Технічні рішення щодо модернізації ТЗП спрямовані на зменшення габаритної довжини автотракторного поїзда

Пропонується конструкція опорно-поворотного пристрою автопоїзда, кінематична схема якого представлена на рис. 2.7. Метою якої є покращення техніко-експлуатаційних показників за рахунок автоматичного зміщення точки опори рами причепа на тягач при повороті назад до його осі [38].

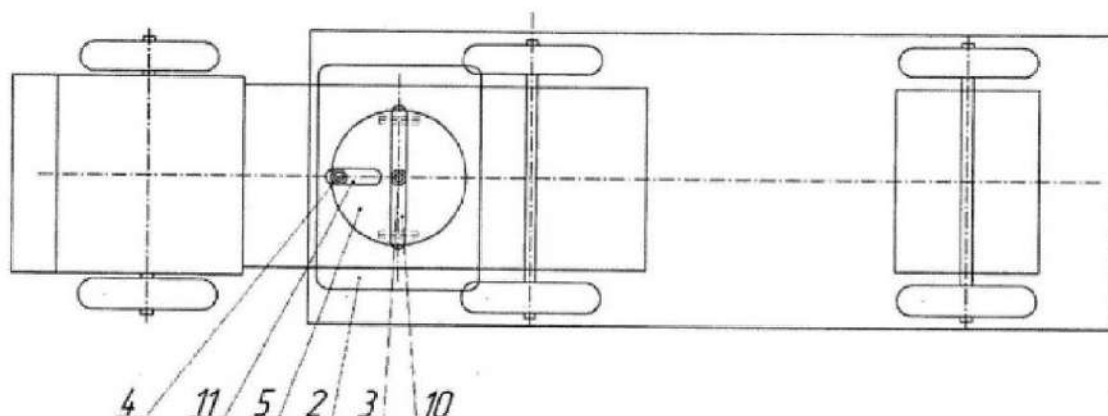


Рисунок 2.7. Схема опорно-поворотного пристрою автопоїзда

Зміщення точки опори напівпричепа на тягачі забезпечується тим, що на опорі, жорстко закріпленій на рамі тягача, виконані дві напрямні – поздовжня і поперечна, при цьому вертикальний шворінь поворотної платформи встановлений з можливістю переміщення поперечної напрямної опори, жорстко з'єднаної з рамою тягача, причому штифт, закріплений в нижній передній частині поворотної платформи, встановлений з можливістю переміщення по поздовжній напрямній згаданої опори. Оскільки зовнішні колеса тягача, крім

додаткового навантаження від відцентрової сили, проходять при повороті більшу відстань і мають більшу швидкість, ніж внутрішні, використання запропонованого опорно-поворотного пристрою автопоїзда дозволить покращити експлуатаційні показники, підвищити безпеку руху при поворотах на високих швидкостях та полегшити умови повороту.

Далі розглянемо подібну, описаній вище, схему тягово-зчіпного пристрою автопоїзда зображеної на рис. 2.8. Робота конструкції тягово-зчіпного пристрою спрямована на зменшення габаритної довжини автопоїзда при прямолінійному русі, а також покращення його маневрених показників шляхом автоматичного зміщення при повороті рами кузова напівпричепа відносно поворотної платформи тягача назад під час автопоїзда.

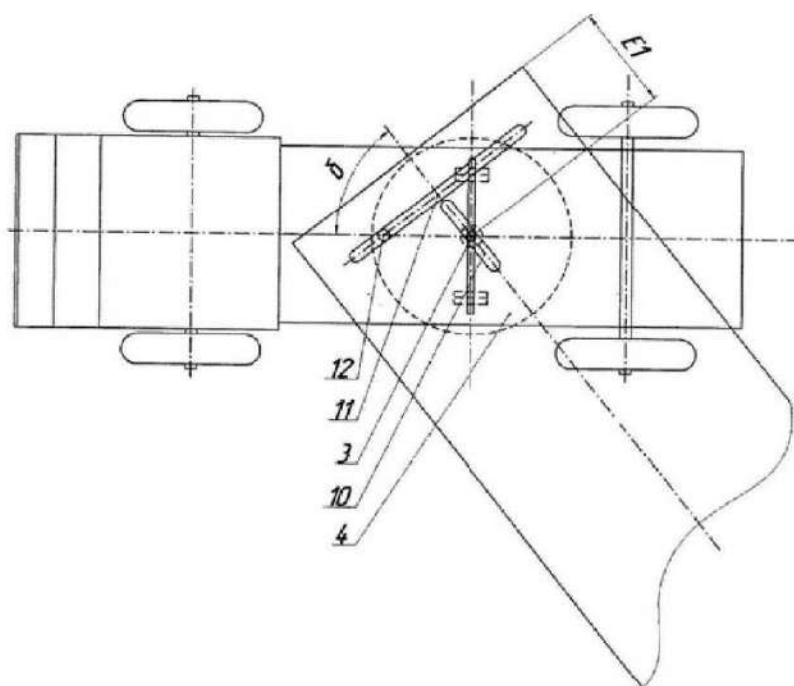


Рисунок 2.8. Схема тягово-зчіпного пристрою автопоїзда

Зміщення рами напівпричепа назад по ходу руху автопоїзда забезпечується тим, що в нижній частині рами напівпричепа виконані дві взаємно перпендикулярні напрямні – поздовжня і поперечна, при цьому поздовжня напрямна пов'язана зі шворнем, встановленим з можливістю переміщення уздовж неї, а поперечна напрямна пов'язана з у передній верхній

частині поворотної платформи, встановленим з можливістю руху по цій напрямній [10].

Ще одна модель спрямована на зменшення габаритної довжини та збільшення маневреності руху. У цій схемі робота конструкції здійснюється за рахунок дії гідроциліндрів. Зменшення габаритів автопоїзда по довжині досягається за рахунок того, що на дишлі переднього колісного візка, виконаному заодно з її рамою, закріплений силовий циліндр, що подає, шток якого з'єднаний з трактором за допомогою шарніра, зміщеного назад відносно шарнірного кріплення дишла причепа до трактора, що при цьому подає силовий циліндр пов'язаний за допомогою закритої гідросистеми з робочим циліндром, зв'язуючим рухому опору із задньою частиною рами переднього колісного візка. Запропонована конструкція тягово-зчіпного пристрою напівнавісного тракторного причепа зменшує габаритну довжину тракторно-транспортного агрегату під час прямолінійного руху, а також на місцях зберігання (рис. 2.9).

Крім того, застосування пропонованого тягово-зчіпного пристрою знижує опір повороту за рахунок зменшення геометричної неспіввісності центрів повороту ходової осі переднього колісного візка відносно поверхні руху та рами причепа відносно рами переднього колісного візка [16].

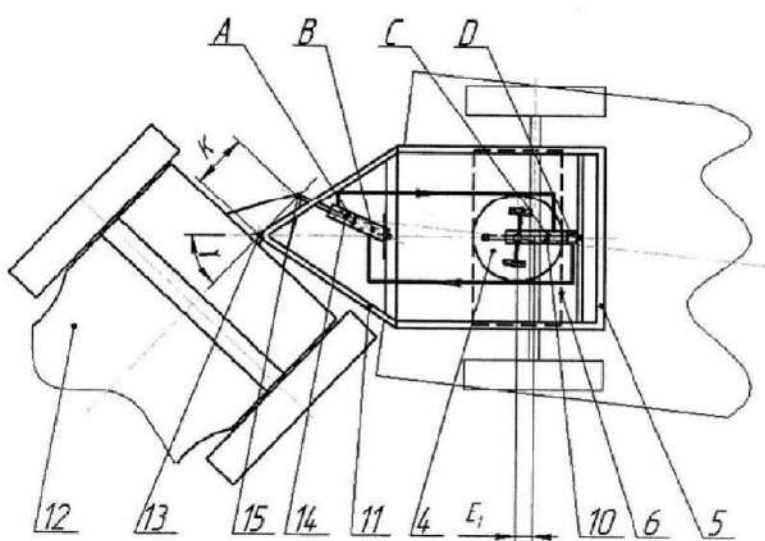


Рисунок 2.9. Схема тягово-зчіпного пристрою напівнавісного тракторного причепа

Показана на рис. 2.10 та 2.11 схема напівнавісного двовісного причепа забезпечує передачу частини ваги на тягач з метою покращення тягово-зчіпних властивостей останнього.

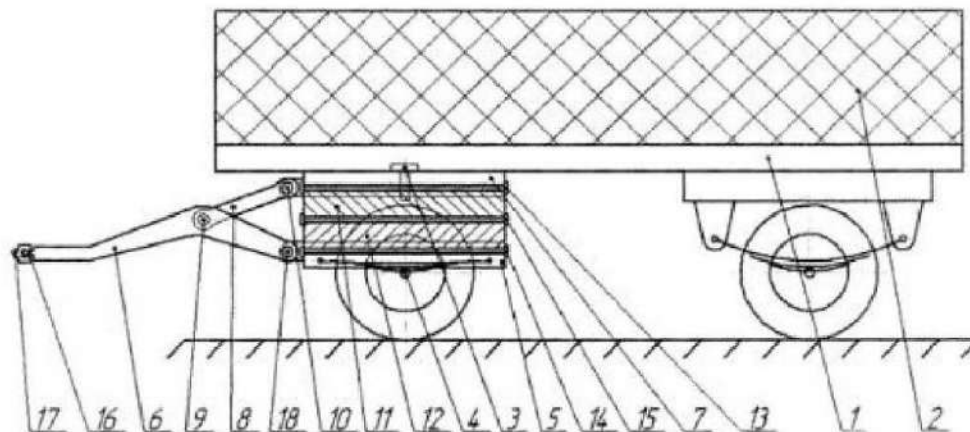


Рисунок 2.10. Схема напівнавісного двовісного причепа

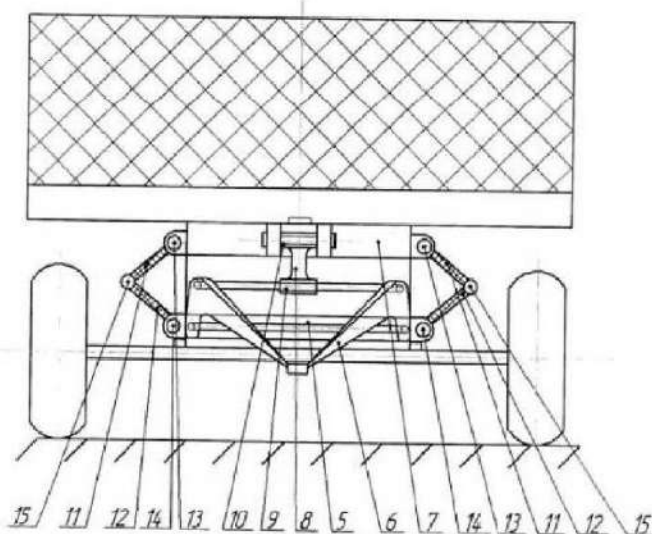


Рисунок 2.11. Схема напівнавісного двовісного причепа

Основний результат полягає у зменшенні опору повороту напівнавісного двовісного причепа за рахунок того, що геометрична вісь повороту поворотної платформи відносно рами причепа збігається з геометричною віссю повороту коліс переднього візка відносно поверхні руху при коливаннях тягового важеля вертикальна поздовжня площина причепа. Це досягається за рахунок використання у кінематичній схемі опорно-поворотного пристрою Навісний

двовісний причеп просторового механізму Саррюса [17].

Технічний результат досягається за рахунок того, що на відміну від прототипу передня частина поворотної платформи пов'язана з важелем тяговим через сережку і два шарнірні з'єднання з горизонтальними поперечними осями, а бічні частини поворотної платформи пов'язані з передньою рамою візка парами однакових верхніх та нижніх шарнірно зчленованих між собою прямокутних пластин, при цьому верхні пластини з'єднані з поворотною платформою через шарніри з горизонтальними поздовжніми осями, а нижні пластини з'єднані з рамою переднього колісного візка через шарніри з горизонтальними поздовжніми осями, причому поздовжні осі шарнірних кріплень між собою пластин та горизонтальна поперечна вісь шарнірного з'єднання тягового важеля та сережки розташовані в одній горизонтальній площині [17].

Також є схема стабілізуючого пристрою двовісного причепа, дія якого спрямована на підвищення стійкості прямолінійного руху транспортного поїзда внаслідок виникнення вагового моменту, що стабілізує рух переднього колісного поворотного візка відносно тягача та платформи причепа [10].

Корисна дія від застосування даної конструкції полягає в тому, що на відміну від прототипу кінематична схема стабілізуючого пристрою двовісного причепа (рис. 2.12, рис. 2.13) забезпечує виникнення стабілізуючого моменту від ваги причепа відносно вертикальної осі шарнірного з'єднання дишла причепа з тягачем, що сприяє більш стійкому руху причепа і тягача, що буксирується, по прямолінійній траєкторії.

Робота здійснюється за рахунок того, що задня частина дишла передньої поворотний колісний візок з'єднаний з тягачем за допомогою переднього подає силового циліндра, встановленого у вертикальній площині, тягача, що проходить через поздовжню вісь, при цьому вертикальна вісь шарнірного з'єднання штока переднього силового циліндра, що подає з тягачем зміщена щодо шарнірного кріплення дишла до тягача назад по ходу тягача, а штокова порожнина цього силового циліндра з'єднана силовою магістраллю з

поршневою порожниною робочого силового циліндра, встановленого у внутрішньому просторі поворотного кола.

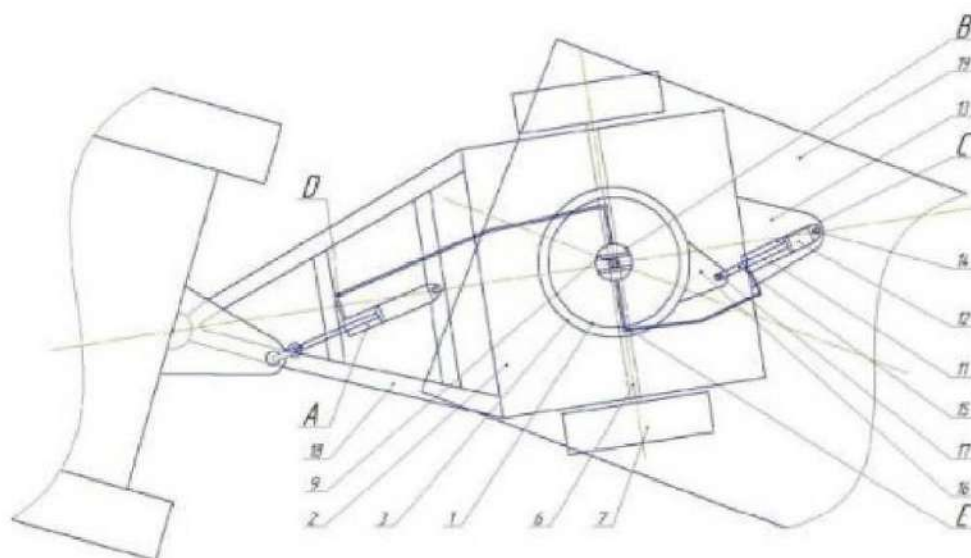


Рисунок 2.12. Схема стабілізуючого пристрою двовісного причепа

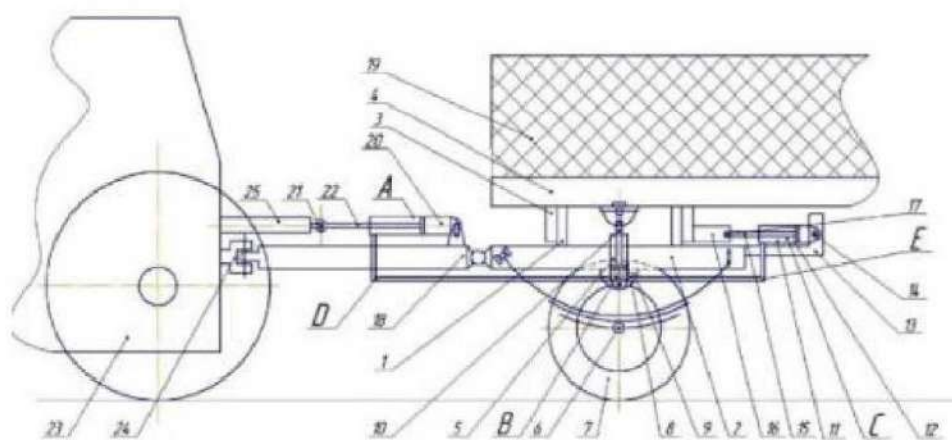


Рисунок 2.13. Схема стабілізуючого пристрою двовісного причепа

2.4 Висновки за розділом 2

У цьому розділі було розглянуто основні принципи руху автотракторних поїздів при здійсненні повороту; можливі причини ДТП за участю багатоланкових транспортних засобів. Для забезпечення покращеної маневреності та стійкості на поворотах, нами запропоновано кілька схем

тягово-зчіпних пристроїв, спрямованих на зменшення габаритної довжини автопоїзда, підвищення стійкості проти перекидання. Завданнями яких є забезпечення: розробка кінематичної схеми тягово-зчіпного пристрою автопоїзда, що забезпечує зсув рами кузова напівпричепа відносно поворотної платформи тягача при повороті; зміщення опорно-поворотного пристрою та рами причепа при повороті відносно рами переднього колісного візка назад по ходу руху тракторно-транспортного агрегату; зворотньо-поступального руху поворотної платформи при коливаннях тягового важеля відносно осі вертикального шворня. Також було проведено аналіз залежності смуги кругового руху слідом зовнішнього до центру повороту керованого колеса трактора та заднього колеса причепа. Застосування дишла причепа змінної довжини зменшує смугу руху тракторного поїзда при круговому русі, покращуючи його маневрові якості.

3. ДИНАМІКА РУХУ АВТОТРАКТОРНИХ ПОЇЗДІВ

Так як не завжди модернізація конструкції призводить до абсолютного виключення недоліків, що виникають у процесі руху, і є досить дорогим і трудомістким заходом, у повсякденному житті використовуються альтернативні методи підвищення стійкості та керованості багатоланкових транспортних засобів, які будуть розглянуті у цьому розділі. Однією з найважливіших експлуатаційних властивостей, що визначає безпеку автотракторних поїздів, є курсова стійкість, керованість, критичні швидкості занесення і перекидання, а також маневреність.

Стійкість – це сукупність властивостей, що визначають критичні параметри відносно стійкості руху та положення транспортного засобу або його ланок. Ознакою втрати стійкості є ковзання або перекидання транспортного засобу. Залежно від напрямку ковзання або перекидання розрізняють поперечну та поздовжню стійкість [18].

Розглянемо кілька випадків втрати стійкості, які можуть виникнути під час скоєння неправильних дій водієм. При русі на косогорі виникає бічна сила, здатна викликати перекидання транспортного засобу. Сили, що діють на транспортні засоби у разі показано на рис. 3.1. Важливим фактором стійкості є широка база транспортного засобу та низький центр ваги. У роботі буде здійснено розрахунок на стійкість до перекидання для двовісного причепа з похилим шворнем. Рідкісним випадком перекидання автопоїзда є перевертання при різкому гальмуванні на спуску. Перекидання у поперечній площині, тобто вбік, може статися під дією відцентрової сили на повороті, при різкому повороті рульового колеса на великій швидкості, сильному бічному нахилі та внаслідок неправильного закріплення вантажу у кузові. Під час руху, транспортний засіб має інерцію, а в момент початку повороту, крім відцентрової сили виникає додаткова поперечна сила (складова сила інерції), спрямована в тому ж напрямку, що і відцентрова сила. При дуже великій швидкості руху та різкому повороті (поперечна складова сила інерції та

відцентрова) сумарна сила може призвести навіть до перекидання. Поперечна сила прагне порушити прямолінійний рух, а сила тяжіння прагне утримати його у стійкому положенні. Колеса утворюють крайні точки опори, а центр тяжіння розташований на рівній відстані від правого та лівого коліс та на певній висоті від поверхні дороги. Чим вище центр тяжкості і вужча колія, тим ймовірніше його перекидання [19].

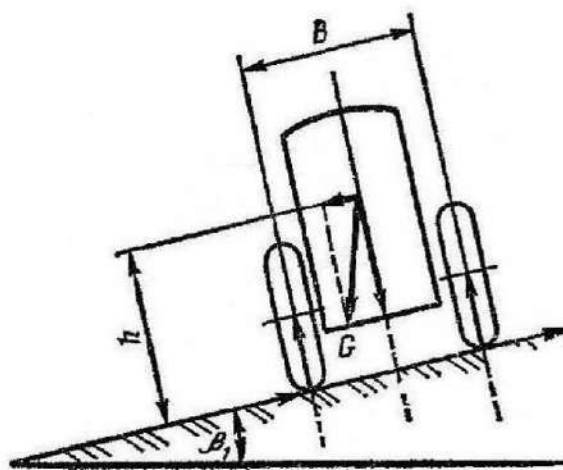


Рисунок 3.1. Схема сил, що діють на транспортний засіб під час руху на дорозі, що має поперечний ухил

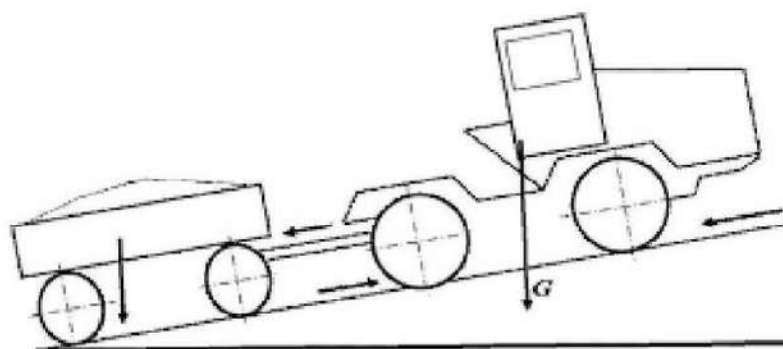


Рисунок 3.2. Поздовжнє перекидання транспортного засобу на спуску час гальмування

Неправильний розподіл вантажу в причепі може призвести також до втрати стійкості з допомогою зміщення центру ваги. Для прикладу можна розглянути цистерну, заповнену не до кінця рідиною. При здійсненні

гальмування або повороту рідина зміщується і відповідно зміщується центр ваги. Таким чином сила, що утримує автопоїзд від перекидання, зміщується у бік переміщення центру ваги.

Тепер розглянемо таке поняття активної безпеки автопоїздів. Керованість – це здатність транспортного засоби змінювати напрямок руху при повороті рульового колеса і утримувати заданий напрямок руху [18].

При русі дорожнім полотном важливим показником є правильне встановлення керованих коліс, щоб не утримувати транспортне засіб рухаючись прямою. Це забезпечується правильною установкою кутів розвалу та сходження коліс. Розвал забезпечує максимальний контакт протектора шини з поверхнею дороги при русі автомобіля та стійкість на поворотах. Негативний розвал покращує стійкість у поворотах. Позитивний розвал застосовується лише у двох місцях: на автомобілях з підвіскою типу «Макферсон»; на гоночних автомобілях, призначених для їзди овалами, на внутрішніх колесах [18]. При неправильній установці кутів розвалу можуть виникнути такі проблеми: підвищений знос шин, характером знос можна визначити позитивний чи негативний на даний момент встановлений кут розвалу; зниження керованості, що супроводжується виведенням транспортного кошти у ліву, чи праву сторону; збільшується витрата палива, а також підвищується рівень зношування підвіски.

Сходження – кут між напрямком руху та площиною обертання колеса служить для забезпечення паралельного кочення коліс.

Дуже часто говорять про сумарне сходження двох коліс на одній осі. У деяких автомобілях можна регулювати сходження як передніх коліс, так і задніх. Саме неправильно відрегульоване сходження є основною (але не єдиною) причиною прискореного зносу покришок, а також підвищеної витрати палива. Однією з перших ознак неправильно встановленого сходження є вереск покришок в повороті при невеликій швидкості [18].

Кут поперечного нахилу осі – кут, утворений віссю підвіски з вертикальною площиною, що забезпечує вирівнювання коліс за рахунок

сумарної ваги транспортного засобу.

Кут кастер – кут між вертикаллю та проекцією осі повороту колеса на поздовжній площині автомобіля. Поздовжній нахил забезпечує самовирівнювання керованих коліс за рахунок швидкості автомобіля. Завдяки поздовжньому нахилу шворня колесо встановлюється так, що його точка опори по відношенню до осі повороту (осі шворня) віднесена назад на деяку величину і колесо завжди прагне зайняти вихідне положення, тобто положення транспортного засобу при рух по прямій. При цьому колесо знаходиться ззаду підвіски і тягнеться за ній, це стабілізує прямолінійний хід колеса з уникненням кутових коливань його. Під час руху заднім ходом з'являється протилежний ефект – колесо штовхається підвіскою, тому кермо втримується важче. Поздовжній кут нахилу осі повороту може бути позитивним, коли вісь повороту нахилена у бік водія, негативним, коли вона нахилена від водія, та нульовим, коли вісь повороту збігається із вертикаллю [18].

Для забезпечення сталого руху у роботі запропоновано конструкція тягово-зчіпного пристрою із застосуванням нахилу шворня.

3.1 Опис запропонованої конструкції тягово-зчіпного пристрою, принцип її роботи

Простішими і перспективними для реалізації уявляються технічні рішення стабілізуючих пристроїв для переднього колісного візка двовісного причепа з поворотним колом, а також для автопоїзда з напівпричепом – поворотні пристрої, кінематичні схеми яких містять подовжньо-нахилену вісь обертання (похилий шворінь) поворотного кола. На двовісних причепах із поворотним колом кут μ поздовжнього нахилу шворня раніше не застосовувався. Сутністю схеми, що містить поворотне коло, є підвищення стійкості прямолінійного руху причепа та руху на поворотах внаслідок виникнення вагового стабілізуючого моменту, а також полегшення керування причепом. Це досягається за рахунок того, що поворотна платформа закріплена

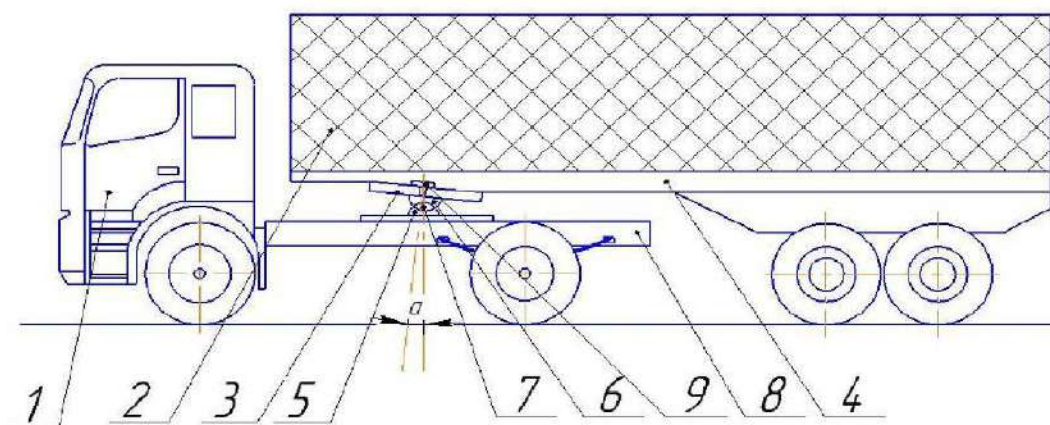
на рамі переднього візка під нахилом до рамі причепа в поздовжній вертикальній площині причепа, а вісь шворня, встановленого вертикально до поворотної платформи, розташована під кутом до вертикалі, що проходить через середину осі коліс переднього візка, при цьому точка перетину осі шворня з горизонтальною площиною, проходить через вісь коліс переднього візка, зміщена вперед відносно осі її коліс, причому центр обертання поворотної платформи, розташований у площині контактування її з рамою кузова, збігається з точкою перетину вертикалі, що проходить через середину осі коліс переднього візка з віссю шворня [20].

Опорно-поворотний пристрій причепа працює наступним чином: дишло передньою частиною приєднується до буксирного пристрою тягача. При русі по прямій вісь сполучного шворня розташована в поздовжньої вертикальній площині осі коліс, що проходить через середину переднього візка причепа, і навантаження від кузова причепа розподіляється між ходовими колесами поступово. При повороті дишло, шарнірно з'єднане з передньою рамою візки, поворотна платформа повертаються щодо рами кузова причеп. При повороті внаслідок нахилу шворня від вертикалі на кут α у поздовжній вертикальній площині навантаження на ближнє до центру повороту колесо збільшується, а далі зменшується, компенсуючи додаткове навантаження на зовнішнє від центру повороту колесо від відцентрової сили, а також з'являється ваговий стабілізуючий момент що сприяє поверненню коліс переднього візка в прямолінійне становище.

З неочевидних переваг можна відзначити, що пропонована конструкція опорно-поворотного пристрою причепа дозволить підвищити стійкість причепа проти перекидання на поворотах у результаті збільшення вертикального навантаження на ближнє до центру повороту колесо та компенсації додаткового навантаження на зовнішнє до центру повороту колесо від відцентрової сили. Позитивний вплив поздовжнього нахилу шворня на стійкість руху транспортних засобів (автомобілів, тракторів, причепів з керованими колесами переднього візка, забезпечених кермовим трапецією)

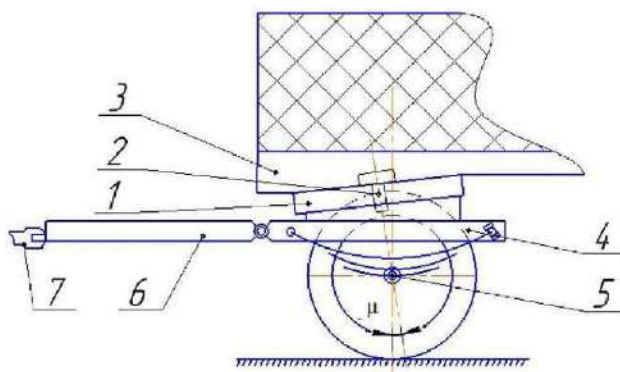
підтверджується опублікованими широко відомими даними досліджень [21]. Технічний результат полягає в тому, що таке виконання пропонованого опорно-поворотного пристрою причепа дозволить підвищити стійкість прямолінійного руху причепа. Установка шворня під кутом μ у поздовжній площині має на меті при самоповороті керованих коліс у режимі прямолінійного руху створювати плече щодо осі шворня та сприяти виникненню стабілізуючого моменту від ваги причепа, що забезпечує повернення коліс переднього візка в положення відповідне прямолінійному руху.

Аналогічна кінематична схема може бути застосована для напівпричепа, що спирається передньою частиною на тягач. При цьому опорно-поворотна платформа тягача (наприклад – сідло зчпного пристрою) та шворінь напівпричепа розташовані під нахилом до рами в поздовжній площині. Схеми автопоїзда з напівприцепом, двовісного причепа, причепа для буксирування автомобіля методом часткового навантаження з поздовжнім нахилом шворня та опорно-поворотної платформи наведено на рис. 3.3-3.6.



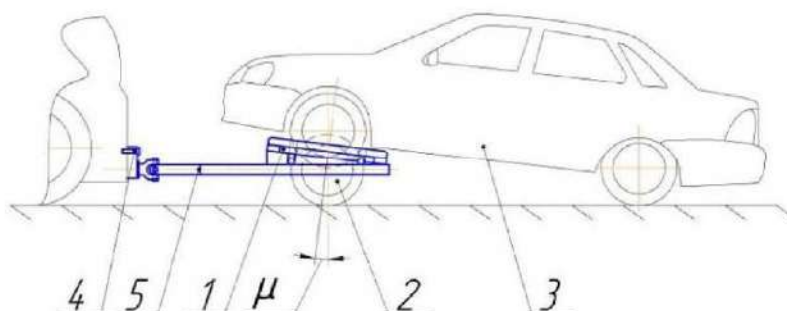
1 – тягач; 2 – напівпричіп; 3 – опорно-поворотна платформа; 4 – рама напівпричепа; 5 – кронштейн рами тягача; 6 – кронштейн опорно-поворотний платформи; 7 – поперечна вісь опорно-поворотного пристрою; 8 – рама тягача; 9 – шворінь опорно-поворотного пристрою; μ – кут подовжнього нахилу шворня

Рисунок 3.3. Схема автопоїзда з поздовжнім нахилом шворня напівпричепа



1 – поворотна платформа; 2 – шворень; 3 – рама причепа; 4 – рама поворотного візка; 5 – вісь ходових коліс; 6 – дишло; 7 – буксирний пристрій тягача; μ – кут нахилу шворня (негативний)

Рисунок 3.4. Передній візок двовісного причепа з негативним нахилом шворня поворотної платформи

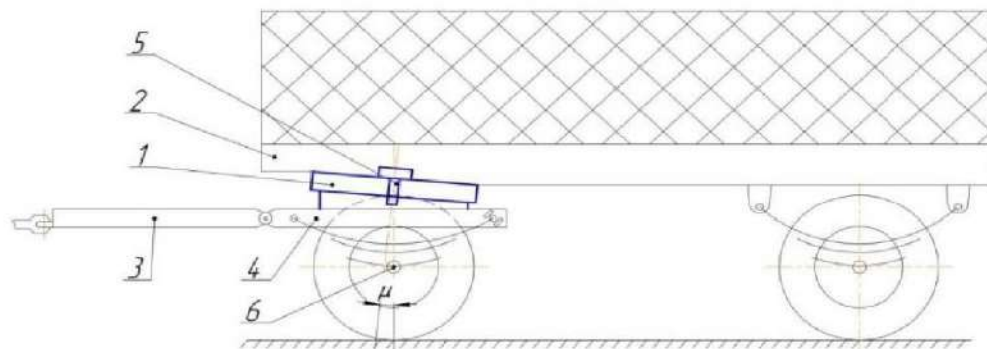


1 – рама причепа; 2 – ходове колесо причепа; 3 – буксирований автомобіль; 4 – буксирний пристрій тягача; тяговий важіль; μ – кут нахилу уявного шворня (позитивний)

Рисунок 3.5. Причіп для буксирування автомобіля методом часткового навантаження з позитивним нахилом шворня

На рис. 3.6 представлена кінематична схема двовісного причепа з опорно-поворотним пристроєм, що забезпечує стабілізацію коліс переднього поворотного візка за рахунок позитивного поздовжнього нахилу шворня. Цей опорно-поворотний пристрій причепа відрізняється від поворотних пристроїв причепів традиційної схеми тим, що поворотна платформа (поворотний круг) 1 закріплена на рамі 4 переднього візка під нахилом до рами причепа 2 у

поздовжній вертикальній площині причепа, а вісь шворня 5 – розташована під кутом μ до вертикалі, що проходить через середину осі коліс переднього візка, при цьому точка перетину осі шворня 5 з горизонтальною площиною руху зміщена вперед щодо осі її коліс. Внаслідок нахилу шворня при повороті візки та осі її коліс виникає стабілізуючий момент, що сприяє поверненню коліс переднього поворотного візка в нейтральне становище, що відповідає прямолінійному руху.



1 – поворотне коло (поворотна платформа); 2 – рама причепа; 3 – дишло;
4 – рама переднього колісного візка; 5 – шворінь; 6 – вісь передніх коліс причепа

Рисунок 3.6. Опорно-поворотний пристрій двовісного причепа з поздовжнім нахилом шворня

На рис. 3.7 представлена схема сил, що діють на передні колеса поворотного візка на повороті. Вісь шворня BC нахилена до поверхні руху та утворює кут μ з вертикаллю. Проекція ходової осі на площина руху утворює кут θ з проекцією цієї осі при прямолінійний рух.

Методика визначення моментів від реакцій дороги, що діють на колесо поворотного візка причепа, а також стабілізуючого моменту представлена у роботі [20]. На колеса переднього поворотного візка при повороті діють наступні реакції:

X – дотична реакція дороги (грунту);

Y – поперечна реакція дороги (грунту);

Z_{II} – вертикальна реакція дороги (грунту).

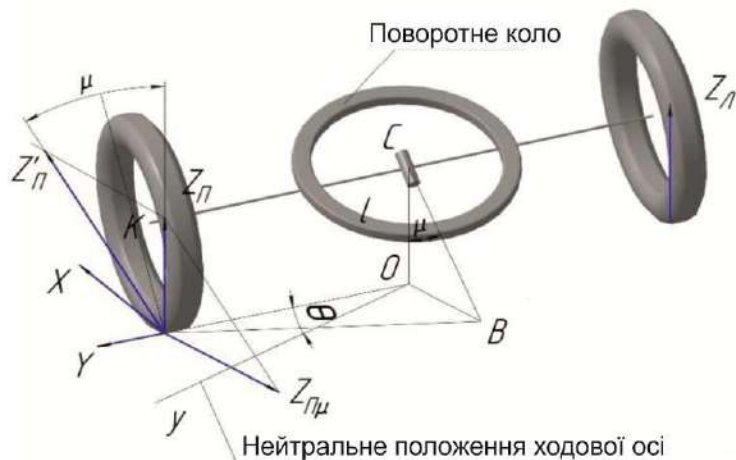


Рисунок 3.7. Сили, що діють на внутрішнє до центру колісного повороту переднього візка

$$M_Y = L \cdot Z_{II} \cdot \sin^2 \theta \cdot \sin^2 \mu \cdot \cos(\arcsin(\sin \theta \cdot \sin \mu)) \cdot \operatorname{tg} \mu \cdot \cos \theta. \quad (3.1)$$

$$M_X = Z_{II} \cdot f \times \left(\sqrt{(L \cdot \sin \theta \cdot \sin \mu)^2 - (L \cdot \sin \theta \cdot \sin \mu \cdot \operatorname{tg} \mu \cdot \cos \theta)^2} + L \cdot \cos(\arcsin(\sin \theta \cdot \sin \mu)) \right) \quad (3.2)$$

$$M_{Z_{II}} = L \cdot Z_R \cdot \cos \theta \cdot \operatorname{tg} \mu. \quad (3.3)$$

На колесо, з еластичною шиною, діє також момент опору повороту шини $M_{ш}$, що виникає в результаті зміщення реакцій X і Y від центру контакту під час уведення колеса. Момент $M_{ш}$ опору повороту шини приймаємо з експериментальних даних досліджень [20].

Розглянемо характер зміни стабілізуючих моментів $M_{Z_{II}}$, M_X , M_Y та $M_{ш}$ на прикладі тракторного причепа 2-ПТС-6 з поворотним колом, що забезпечує поворот переднього візка на 90° відносно рами кузова. При розрахунках приймаємо такі припущення: абсолютно жорстка підвіска переднього поворотного візка; відсутність крутильної деформації рами причепа; відсутність бічного уведення шин; повне завантаження причепа по масі вантажу, що перевозиться. Кут поздовжнього нахилу шворня μ приймаємо рівним 5° . За прийнятих умов поворот переднього колісного візка, що

супроводжується відривом зовнішнього до центру повороту колеса візка від поверхні дороги, і все навантаження від ваги причепа на передню візок перерозподіляється на внутрішнє до центру повороту колесо (у експлуатації тракторних поїздів такий випадок не типовий, оскільки наявність пружинної підвіски, скручування рами, еластичність коліс забезпечують їх постійний контакт із дорогою).

На рис. 3.8 представлені залежності моментів M_z , M_x , M_y і $M_{ш}$, а також сумарного моменту стабілізації коліс $M_{ст}$ від кута повороту переднього візка θ відносно рами причепа. Приймаємо, що момент реакції Y , що діє вздовж ходової осі, має негативне значення, оскільки напрямок дії сили від Y викликає момент, що перешкоджає дії моментів M_z , M_x , $M_{ш}$, що створюють сумарний момент стабілізації $M_{ст}$. На колесо, з еластичною шиною, діє також момент опору повороту шини $M_{ш}$, що виникає в результаті зміщення реакцій X і Y від центру контакту під час уведення колеса.

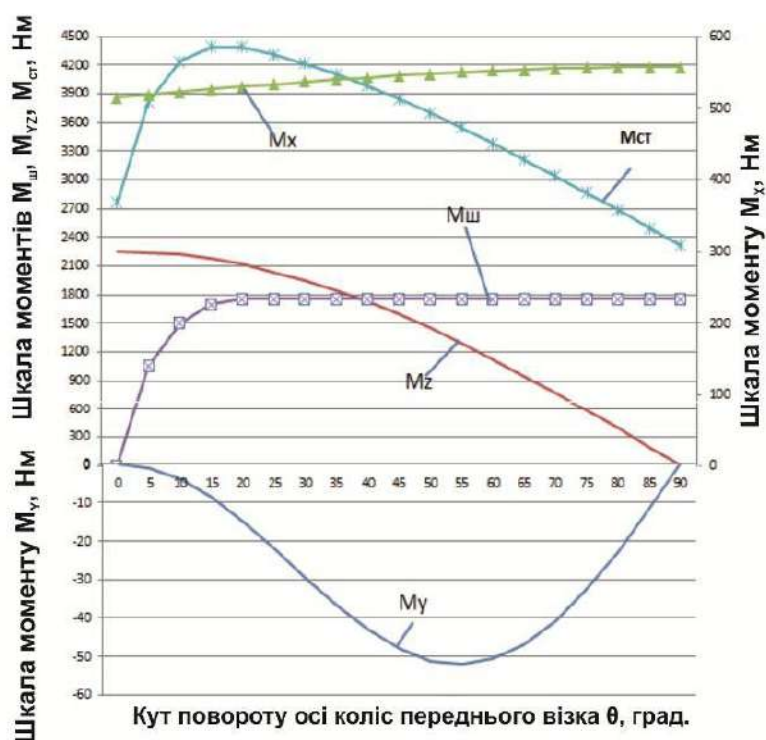


Рисунок 3.8. Стабілізуючий момент та його складові

Момент $M_{ш}$ опору повороту шини прийнятий з експериментальних даних

досліджень [20]. Аналіз графіків дозволяє зробити такі висновки: нахил осі шворня поворотного кола переднього візка двовісного причепа сприяє появі силових реакцій та моментів, що стабілізують рух передніх коліс, тобто. збереження нейтрального становища, відповідного прямолінійного руху; наявність нахилу шворня при повороті сприяє перерозподілу навантаження від ваги причепа на внутрішнє до центру повороту колесо, що підвищує стійкість причепа проти перекидання від дії відцентрових сил та підвищує безпека під час маневрування транспортного поїзда з причепами.

Нахил осі шворня поворотного кола переднього візка двовісного причепа сприяє появі силових реакцій та моментів, стабілізуючих рух передніх коліс – тобто. збереження нейтрального положення, що відповідає прямолінійному руху, при цьому стабілізуючі моменти мають найбільші значення при прямолінійний рух. Наявність нахилу шворня при повороті сприяє перерозподілу навантаження від ваги причепа на внутрішнє до центру повороту колесо, що підвищує стійкість причепа проти перекидання від дії відцентрових сил. Розрахункові дані показують, що зі збільшенням кута складання між поворотним візком та платформою причепа стабілізуючий момент зменшується, проте це явище можна вважати позитивним як не перешкоджає повороту при значних кутах.

Потрібне подальше вивчення впливу нахилу шворня в динаміці з урахуванням еластичності шин, роботи підвіски, деформації рами та т.д.

3.2 Уточнення методики розрахунку стійкості проти перекидання двовісного причепа з поворотним колом

Ми поставили за мету визначити стійкість двовісного причепа з застосуванням нового тягово-зчіпного пристрою, а саме критичну швидкість перекидання при повороті передньої осі від 0° до 90° .

Для визначення критичної швидкості на перекидання необхідно визначити мінімальну відстань від центру ваги двовісного причепа до лінії, що

Далі розглянемо подібні трикутники $\triangle ASY$ та $\triangle AMD$ і через пропорцію визначимо відстань SY :

$$\frac{DM}{SY} = \frac{AM}{AY}; SY = \frac{DM \cdot AY}{AM}.$$

Після, підставимо певні раніше залежності у наступний вираз:

$$SY = \frac{\frac{B}{2}(1 - \sin \theta) \cdot \left[\frac{B}{2} \cdot \sin \theta + \frac{L_{II}}{2} \right]}{\frac{B}{2} \cdot \sin \theta + L_{II}}. \quad (3.8)$$

$$SO = SY + YO.$$

$$SO = \frac{\frac{B}{2}(1 - \sin \theta) \cdot \left[\frac{B}{2} \cdot \sin \theta + \frac{L_{II}}{2} \right]}{\frac{B}{2} \cdot \sin \theta + L_{II}} + \frac{B}{2} \cdot \cos \theta. \quad (3.9)$$

За виведеною залежністю було визначено значення SO . Для розрахунку SO за формулою (3.9) були прийняті такі значення: B – колія двовісного причепа (приймаємо рівною 1,8 м для причепа) 2ПТС-6); L_{II} – база двовісного причепа (приймаємо рівною 2,39 м для причепа) 2ПТС-6); θ – кут повороту передньої осі причепа (приймаємо у розрахунках від 0° до 90°).

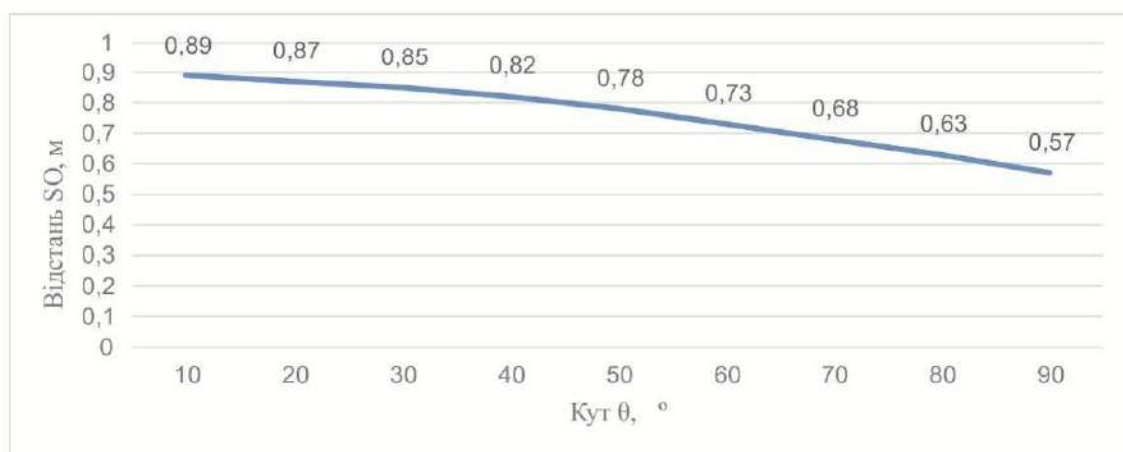


Рисунок 3.10. Графік залежності кута повороту передньої осі від відстані SO

Аналізуючи результати, винесені на графік рис. 3.10 ми бачимо характерне зменшення відстані SO пропорційно збільшення кута θ . Також, для

більш точного визначення відстані від центру ваги двовісного причепа до лінії, що з'єднує точки опори передніх та задніх коліс причепа зовнішніх до центру його повороту запропоновано номограму рис. 3.11. За номограмою, представленою на рис. 3.11, визначаємо відстань від центру ваги двовісного причепа до лінії, що з'єднує точки опори передніх та задніх коліс причепа зовнішніх до центру його повороту, а саме YO та SO . Проводимо лінію через точку F , що є серединою передньої осі причепа, під кутом θ щодо AC , що є колією. Потім, з'єднуємо точки опор передньої осі та задньої, після проводимо паралельну AC лінії через центр ваги. Таким чином, ми отримуємо відстань, з допомогою якого надалі визначатимемо критичну швидкість на перекидання та кут кособору.

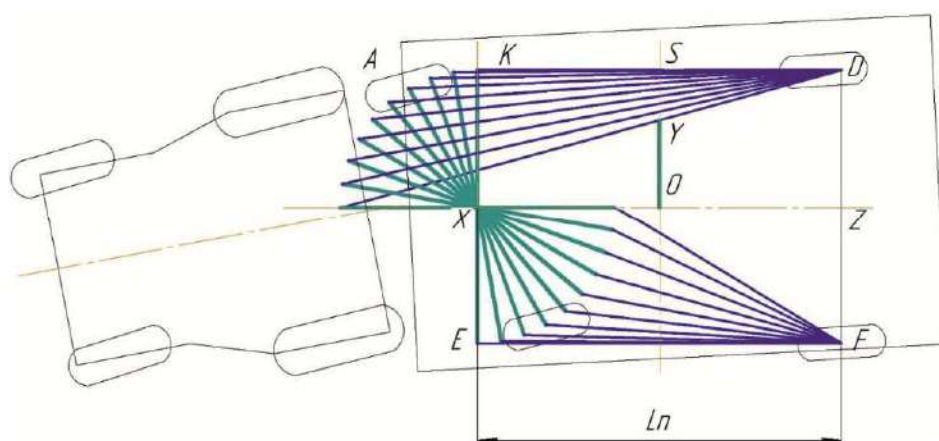


Рисунок 3.11 – Номограма для визначення відстані від центру ваги причепа до лінії, що з'єднує точки опори передніх та задніх коліс причепа зовнішніх до центру його повороту

Для визначення критичної швидкості за умовами перекидання автомобіля скористаємося формулою [22]:

$$v_{пер} = \sqrt{\frac{B \cdot R_0 \cdot g}{2 \cdot h_y}}, \quad (3.10)$$

де B – колія автомобіля;

R_0 – мінімальний радіус повороту автомобіля (для причепа 2ПТС-6 – 8 м);

g – прискорення вільного падіння;

h_y – висота центру ваги.

Підставимо у формулу замість колії знайдений вираз SO :

$$v_{пер.пр} = 8 \cdot \sqrt{\frac{\frac{B}{2}(1 - \sin \theta) \cdot \left[\frac{B}{2} \cdot \sin \theta + \frac{L_{II}}{2} \right] + \frac{B}{2} \cdot \cos \theta \cdot R_0 \cdot g}{\frac{B}{2} \cdot \sin \theta + L_{II}}} \cdot \frac{1}{2 \cdot h_y}} \quad (3.11)$$

За отриманими даними сформуємо таблицю 3.1.

Таблиця 3.1 – Швидкість на перекидання двовісного причепа з поворотною платформою

$v_{пер.пр}$, КМ/ГОД.	Кут θ , °
56,5	10
55,8	20
55,2	30
54,2	40
52,9	50
51,2	60
49,4	70
47,5	80
45,2	90

Отримані значення перебувають у межах норми швидкості руху автотракторних поїздів під час здійснення повороту. Визначимо максимальний (критичний) кут косоугру, яким автомобіль може рухатися прямолінійно без перекидання:

$$tg\beta_{пер.пр} = \frac{\frac{B}{2}(1 - \sin \theta) \cdot \left[\frac{B}{2} \cdot \sin \theta + \frac{L_{II}}{2} \right] + \frac{B}{2} \cdot \cos \theta}{\frac{B}{2} \cdot \sin \theta + L_{II}} \cdot \frac{1}{2 \cdot h_y}} \quad (3.12)$$

Зведений графік залежності кута повороту передньої осі від: відстані від

центру тяжіння до лінії, що з'єднує передню та задню осі причепа, критичної швидкості на перекидання; максимального кута косоугру. За графіком залежності, представленим на рис. 3.12 спостерігаємо також поступове зменшення швидкості та кута перекидання пропорційно зростанню куту повороту передньої осі причепа, що також як і швидкість на перекидання є показниками у межах норми.

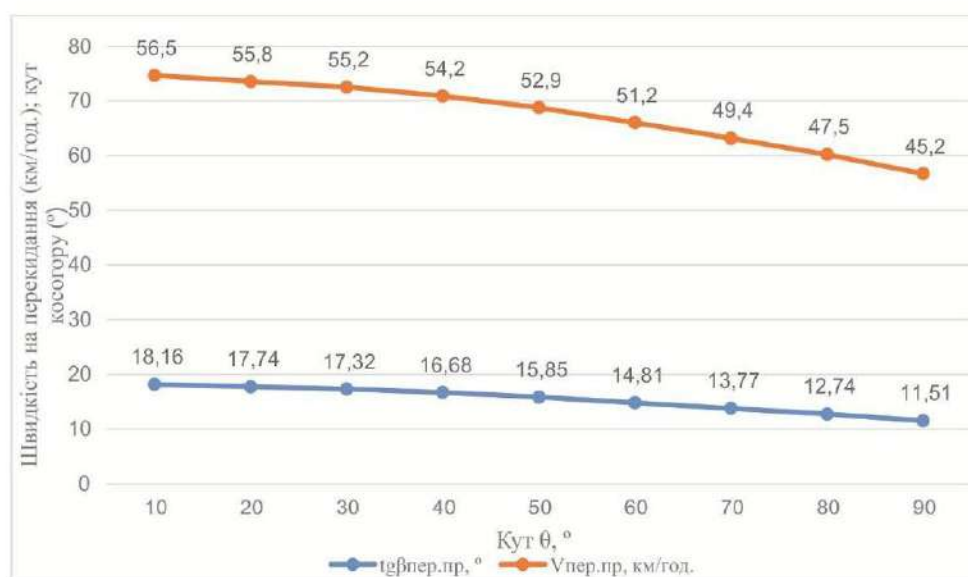


Рисунок 3.12. Графік залежності швидкості на перекидання та кута косоугру від відстані SO

Потім визначалися відстані OT , що дорівнює перпендикуляру, опущеному з центру ваги до лінії, що з'єднує точки опори передніх і задніх коліс зовнішніх причепа до центру його повороту (рис. 3.13), так як у традиційній схемі визначення швидкості перекидання та кута косоугру для розрахунків береться перпендикуляр, опущений з центру ваги до лінії, що з'єднує передні та задні осі. Для виявлення залежності відстані OT визначимо кут ADM . Він дорівнює наступному виразу:

$$\angle ADM = \text{tg} \frac{AM}{DM}.$$

Так як раніше ми вже визначали залежності AM та DM , підставимо їх у вираз

$$\angle ADM = \operatorname{tg} \frac{\frac{B}{2}(\sin \theta + L_{II})}{\frac{B}{2}(1 - \sin \theta)} = \operatorname{tg} \frac{\sin \theta + L_{II}}{1 - \sin \theta}. \quad (3.13)$$

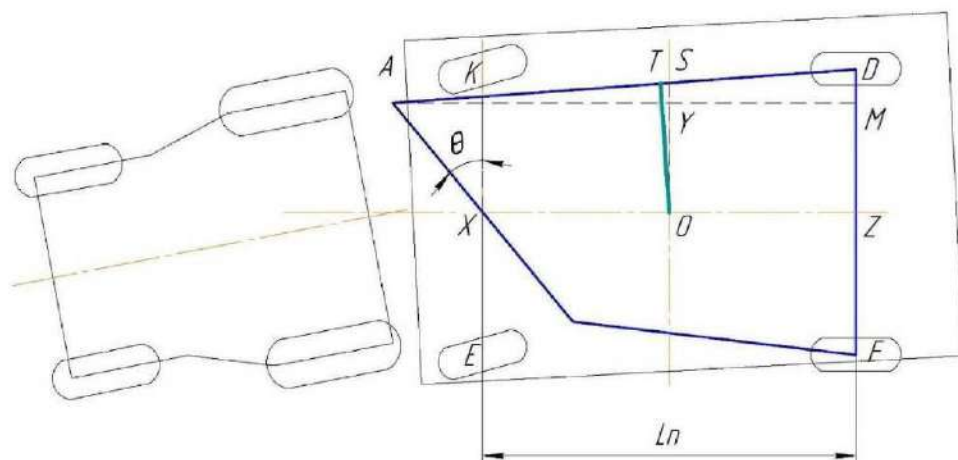


Рисунок 3.13. Схема до визначення відстані OT

Для виявлення залежності відстані OT визначимо кут ADZ . Він дорівнює наступному виразу:

$$\angle ADM = \operatorname{tg} \frac{AM}{DM}.$$

Так як раніше ми вже визначали залежності AM та DM , підставимо їх у вираз.

$$\angle ADM = \operatorname{tg} \frac{\frac{B}{2}(\sin \theta + L_{II})}{\frac{B}{2}(1 - \sin \theta)} = \operatorname{tg} \frac{\sin \theta + L_{II}}{1 - \sin \theta}. \quad (3.13)$$

Далі розглянемо прямокутний трикутник $\triangle TOS$, з нього визначимо катет TO :

$$\begin{aligned} TO &= SO \cdot \sin \left(\operatorname{arctg} \frac{\sin \theta + L_{II}}{1 - \sin \theta} \right) = \\ &= \left[\frac{\frac{B}{2}(1 - \sin \theta) \cdot \left[\frac{B}{2} \cdot \sin \theta + \frac{L_{II}}{2} \right]}{\frac{B}{2} \cdot \sin \theta + L_{II}} + \frac{B}{2} \cdot \cos \theta \right] \cdot \sin \left(\operatorname{arctg} \frac{\sin \theta + L_{II}}{1 - \sin \theta} \right) \end{aligned} \quad (3.14)$$

За заданими раніше параметрами розрахуємо значення відстані TO .

Також складено аналогічну визначенню відстані SO номограма визначення мінімальної відстані TO від центру ваги двовісного причепа до лінії, що з'єднує точки опори передніх та задніх коліс причепа зовнішніх до центру його повороту.

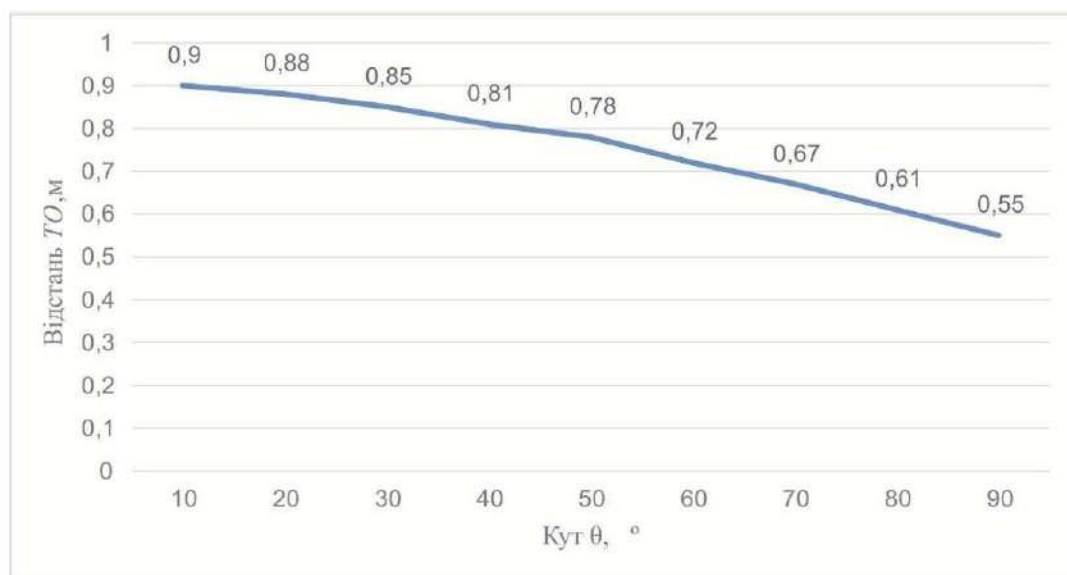


Рисунок 3.14. Графік залежності кута повороту передньої осі від відстані TO

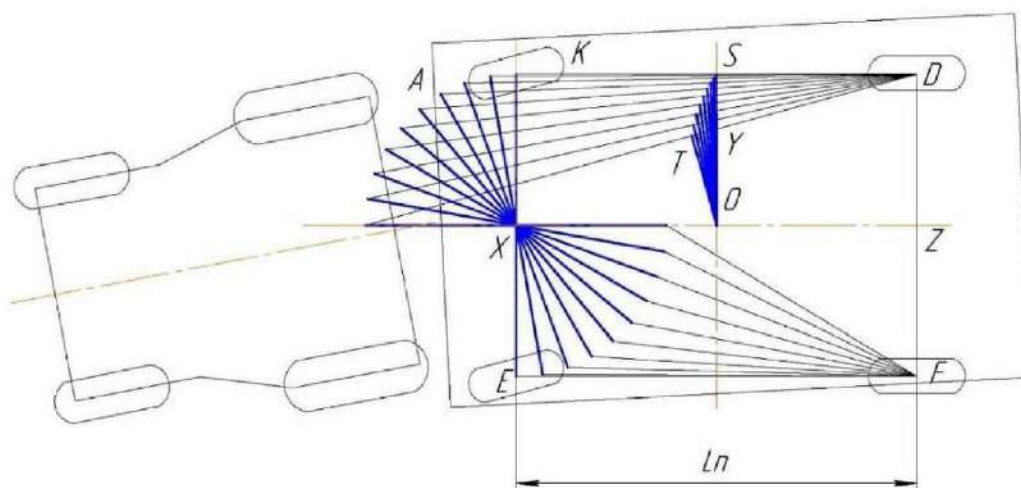


Рисунок 3.15. Номограма до визначення відстані TO

Далі за аналогією з розрахунком швидкості на перекидання з відстанню SO визначимо швидкість при відстані TO .

Підставимо у формулу 3.10 замість значення колії знайдене вираження TO :

$$v_{пер.пр1} = 8 \cdot \sqrt{\frac{\left[\frac{B}{2}(1 - \sin \theta) \cdot \left[\frac{B}{2} \cdot \sin \theta + \frac{L_{II}}{2} \right] + \frac{B}{2} \cdot \cos \theta \right] \cdot \sin \left(\arctg \frac{\sin \theta + L_{II}}{1 - \sin \theta} \right) \cdot R_0 \cdot g}{\frac{B}{2} \cdot \sin \theta + L_{II}}} \cdot 2 \cdot h_{\psi}} \quad (3.15)$$

За отриманими даними сформуємо таблицю 3.2.

Таблиця 3.2 – Швидкість на перекидання двовісного причепа з поворотною платформою

$v_{пер.пр1}$, КМ/ГОД.	Кут θ , °
56,6	10
56,1	20
55,2	30
54,0	40
52,6	50
51,0	60
49,0	70
46,9	80
44,5	90

Визначимо максимальний (критичний) кут косоугру, яким транспортний засіб може рухатися прямолінійно без перекидання:

$$tg \beta_{пер.пр1} = \frac{\left[\frac{B}{2}(1 - \sin \theta) \cdot \left[\frac{B}{2} \cdot \sin \theta + \frac{L_{II}}{2} \right] + \frac{B}{2} \cdot \cos \theta \right] \cdot \sin \left(\arctg \frac{\sin \theta + L_{II}}{1 - \sin \theta} \right)}{\frac{B}{2} \cdot \sin \theta + L_{II}} \cdot 2 h_{\psi}} \quad (3.16)$$

Зведений графік залежності кута повороту передньої осі від: відстані від центру тяжіння двовісного причепа до лінії, що з'єднує точки опори передніх і задніх коліс зовнішніх причепа до центру його повороту представлено на рис. 3.16.

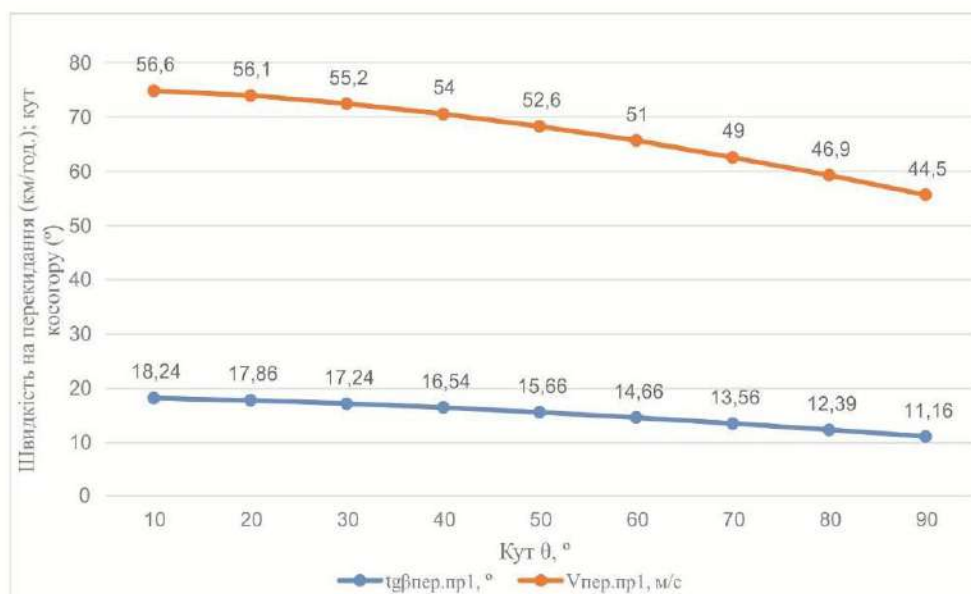


Рисунок 3.16. Графік залежності швидкості на перекидання та кута косогуру від відстані TO

Підсумовуючи отримані дані за уточненою методикою розрахунку стійкості на перекидання, бачимо, що швидкість на перекидання та кут косогуру перебувають у межах норми.

3.3 Висновки за розділом 3

У цьому розділі були розглянуті та описані існуючі та застосовувані у повсякденному житті методи підвищення стійкості та керованості автопоїздів. Але так як регулювання кутів, можливо проведено некоректно – ризик ДТП зросте, тому було прийнято рішення проаналізувати наявні наукові публікації на тему підвищення безпеки руху з метою пошуку нових рішень існуючих проблем. Було уточнено методику розрахунку знаходження відстані від центру тяжкості двовісного з похилим шворнем причепа до лінії, умовно з'єднуючої точки опори передніх та задніх коліс причепа центру його повороту. За отриманими в ході розрахунків даними відстаней SO і TO , визначили критичну швидкість на перекидання та кут косогуру.

Розрахунки проводилися двох випадків: 1) коли шуканий параметр

дорівнював відстані від центру ваги двовісного причепа до лінії, точки опори передніх і задніх коліс причепа, що умовно з'єднує зовнішніх до центру його повороту; 2) коли шуканий параметр дорівнював перпендикуляру, опущеному з центру ваги двовісного причепа до лінії, що умовно з'єднує точки опори передніх і задніх коліс причепа зовнішній до центру його поворот. Порівнюючи отримані значення робимо висновок, що для величин бази причепа та колії, заданих для причепа 2ПТС-6, знайдені значення критичної швидкості на перекидання та кут косоугру практично ідентичні, що говорить про правильність методу обчислень.

4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

Результати обробки експериментальних досліджень дозволили дати порівняльну оцінку щодо стійкості руху двовісного причепа (за характером бічних коливань після зовнішніх бічних впливів) традиційної схеми, коли поворотне коло розташоване паралельно рамі причепа – тобто нахил шворня відсутня і за різної величини нахилу шворня.

При аналогічному експерименті з встановленим кутом нахилу шворня, рівним 6° , зовнішній бічний вплив причепа взагалі не викликало поперечних коливань – причіп плавно вирівнювався на початкову траєкторію, тобто мав абсолютно стійкий хід. В ході експерименту була виявлена поява стабілізуючого моменту, при використанні конструкції з похилим шворнем.

Аналіз результатів експериментальних даних показав, що при русі зі швидкістю 42 км/год. бічні відхилення причепа традиційної схеми (без нахилу шворня поворотного кола) носили загасаючий характер після бічного впливу на причіп, але час повного згасання коливань становив у середньому 7 секунд.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Аналіз літературних джерел з теми безпеки руху автопоїздів, наукові статті встановлено, що основною причиною досить високого рівня дорожньо-транспортних пригод автотранспортних поїздів є порушення стійкості їхнього руху дорожньою трасою. Оскільки запропоновані авторами у статтях способи недостатньо ефективні, було вирішено впровадити конструкції тягово-зчіпного пристрою, здатного підвищити стійкість, маневреність та швидкість руху автотракторних поїздів. Було висунуто припущення щодо можливості підвищення безпеки руху автотранспортних поїздів за рахунок підвищення стійкості траєкторії їхнього переміщення на дорожній трасі за допомогою дії на конструктивні характеристики тягово-зчіпних пристроїв автотракторних поїздів, що підвищують стабільність курсового руху автотранспортного поїзда за допомогою підвищення коефіцієнта загасання бічних коливань причепа після впливу на нього бічних сил, що обурюють.

В результаті проведених експериментів автотракторного поїзда ми встановили, що під час руху зі швидкістю 42 км/год. бічні відхилення причепа традиційної схеми (без нахилу шворня поворотного кола) носили загасаючий характер після бічного впливу на причіп, але час повного згасання коливань становив у середньому 7 секунд. Коли ми проводили випробування з нахилом шворня поворотного кола, кут нахилу становив від 0° до 6° , бічна дія на причіп практично не викликала поперечних коливань – причіп плавно вирівнювався на початкову траєкторію.

У роботі запропоновано методику розрахунку стабілізуючого моменту, створюваного під час руху двовісного причепа при повороті. Також, уточнено методику визначення критичної швидкості перекидання і кут косоугру для двовісного причепа з поворотним колом.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Босняк М.Г. Вантажні автомобільні перевезення. Навчальний посібник. К.: Видавничий Дім «Слово», 2010. 408 с.
2. Сахно В.П., Поляков В.М., Шарай С.М., Босенко В.М. Прикладна теорія руху автопоїзда: навчальний посібник. К: НТУ, 2016. 231 с.
3. Дяченко С.С. Фізичні основи міцності та пластичності металів: Навч. посібник. Харків: Видавництво ХНАДУ, 2003. 226 с
4. Кисликов В.Ф., Лущик В.В. Будова й експлуатація автомобілів: Підручник. 6-те вид. К.: Либідь, 2006. 400 с.
5. Сахно В.П., Поляков В.М., Глінчук В.М., Босенко В.М. Порівняльна оцінка показників стійкості прямолінійного руху автопоїздів різних компоновальних схем. Управління проектами, системний аналіз і логістика. К.: НТУ– 2012. Вип. 10.С. 220–225.
6. Кашканов А.А., Ребедайло В.М. Спеціалізований рухомий склад автомобільного транспорту: конструкція. Навчальний посібник. Вінниця: ВДТУ, 2002. 164 с.
7. Вікович І.А. Теорія руху транспортних засобів: підруч. Львів: Видавництво Львівської політехніки. 2013. 672 с.
8. Kaoru S., Yoshiaki S. Application of active yaw control to vehicle dynamics by utilizing driving/braking force. JSAE Rev, 1999, vol. 20 (2). P. 289-295.
9. Мойся Д.Л. Визначення стаціонарних режимів дволанкового автопоїзда методом продовження по параметру. Вісник Національного транспортного університету: В 2-х частинах. Ч.1. К.:НТУ, 2008. №17. С. 134-139.
10. Вакуліч А.В. Вибір та обґрунтування конструктивних параметрів керуючого колісного модуля дволанкового автопоїзда за критеріями стійкості руху: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.02, Київ. 1997. 24 с.
11. 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.
12. Подригало М.А., Полянський О.С., Дубінін Е.О., Молодан А.О.,

- Задорожня В.В., Холодов М.П., Хворост О. І. Керованість та стійкість тракторів і тракторних поїздів. Монографія. Х.: ХНТУСГ імені Петра Василенка, 2018. 279 с.
13. Босенко В.М., Мойся Д.Л., Поляков В.М., Сахно В.П. До порівняльної оцінки стійкості руху автопоїзда з керованим і некерованим напівпричепом. Вісник Житомирського державного технологічного університету. Житомир: ЖДТУ, 2014. №2 (69). С.56-63.
 14. Поляков В. М., Сахно В. П. Триланкові автопоїзди. Маневреність. Луганськ: Ноулідж, 2014, 206 с
 15. Сахно В.П., Поляков В.М., Глінчук В.М., Босенко В.М. Порівняльна оцінка показників стійкості триланкових автопоїздів у неусталених режимах руху. Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія Автомобіле- та тракторобудування. №8(1051), 2014. С. 40–46.
 16. Кубіч В.І. Складові частини колісних та гусеничних тракторів : навчальний посібник. Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2021. 324 с.
 17. Шарнірно-зчленовані автобуси. Маневреність та стійкість / В. П. Сахно та ін. Луцьк: ІВВ Луцького НТУ, 2021. 288 с.
 18. Шкарівський Г.В. Основи теорії мобільних машин: Навчальний посібник. К.: ФОП Ямчинський О.М., 2019. 723 с.
 19. Керованість та стійкість руху автомобілів та тракторів: текст лекцій. Уклад. О. О. Островерх ; Нац. техн. ун-т "Харків. політехн. ін-т". Електрон. текст. дані. Харків, 2023. 256 с.
 20. Лиходій О.С. Імітаційне моделювання керованої осі напівпричепи // «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. Х. : НТУ «ХПІ», 2014. №10 (1053). С. 146-152.
 21. Ільченко В.Ю., Нагірний Ю.П., Джолос П.А. Машиновикористання в землеробстві. К.: Урожай, 1996. 384 с.
 22. Основи надійності і довговічності транспортних машин: навчально-методичний посібник з практичних робіт. Для студентів технологічного факультету / Укл. Л.М. Бивалькевич, Люлька В.С. Чернігів : НУЧК імені Т.Г. Шевченка, 2019. 120 с.