

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ ТА НАУКИ УКРАЇНИ
ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»**

**Факультет комп'ютерно-інтегрованих технологій,
мехатроніки і робототехніки
Кафедра механічної інженерії та автомобільного транспорту**

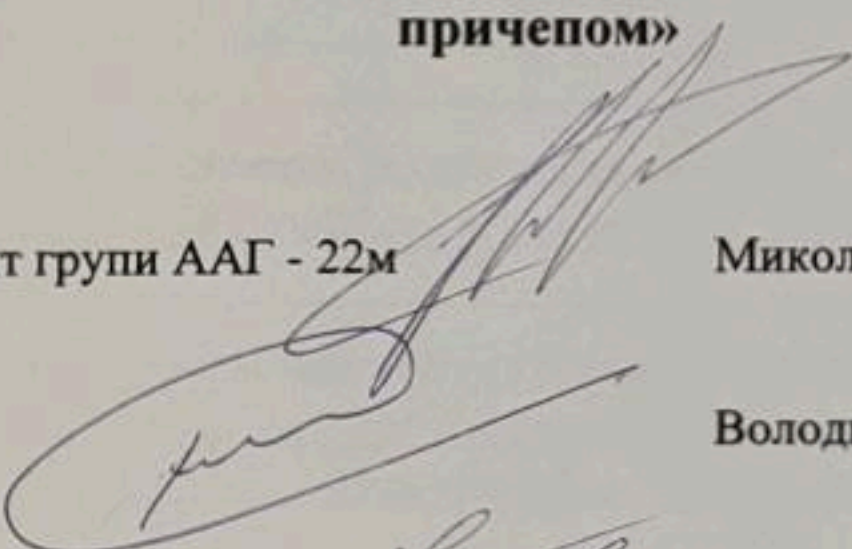
ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до магістерської роботи
освітнього ступеня магістр

Галузь знань 27 - «Транспорт»
Спеціальність 274 «Автомобільний транспорт»

на тему: **«Покращення стійкості легкового автопоїзда з одновісним
причепом»**

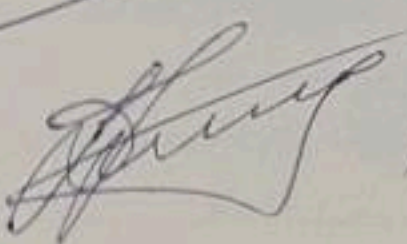
Виконав: студент групи ААГ - 22м


Микола КАМІНСЬКИЙ

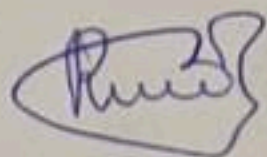
Керівник

Володимир ШУМЛЯКІВСЬКИЙ

Завідувач кафедри


Олександр МЕЛЬНИК

Рецензент



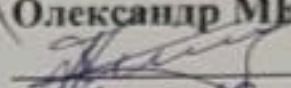
Дмитро Рубан

Житомир - 2025 р.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ ТА НАУКИ УКРАЇНИ
ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»

Факультет: комп'ютерно-інтегрованих технологій, мехатроніки і робототехніки
Кафедра: механічної інженерії та автомобільного транспорту
Освітній ступінь: «магістр»
Галузь знань: 27 «Транспорт»
Спеціальність: 274 - Автомобільний транспорт»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри МІ та АТ
Олександр МЕЛЬНИК

«06» 10 2025р.

ЗАВДАННЯ

до кваліфікаційної роботи освітнього ступеня магістр

Камінського Миколи Петровича

1.Тема роботи: «Покращення стійкості легкового автопоїзда з одновісним причепом» затверджена наказом вищого навчального закладу від «6» жовтня 2025р. №569-с

Керівник роботи: к.т.н., доц. Володимир ШУМЛЯКІВСЬКИЙ

2. Строк подання студентом завершеної роботи: 08.12.2025 р.

3. Вихідні дані до роботи: довідникова література, наукові розробки та публікації, державні стандарти.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): вступ, теоретичні основи руху автопоїзду, огляд існуючих конструкцій і винаходів, розробка конструкції тягово-зчіпного пристрою, список використаних джерел.

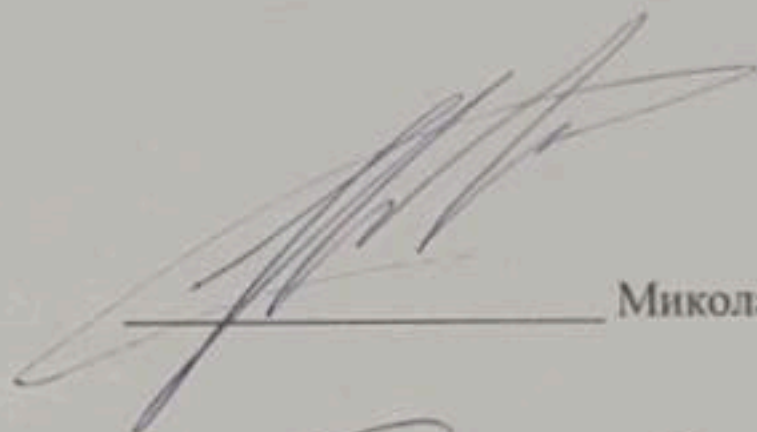
5. Пояснювально - роздавальний матеріал (презентація) - 12 слайдів.

Дата видачі завдання « 10 » вересня 2025 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

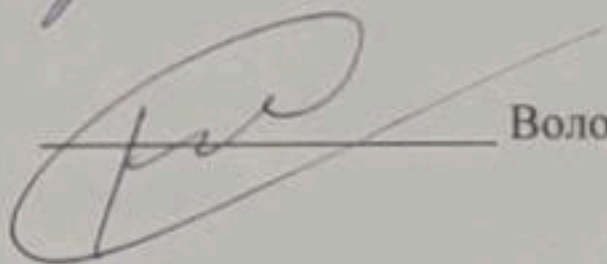
№ з/п	Назва етапів магістерської роботи	Строк виконання етапів	Примітка
1.	Розділ 1. Теоретичні основи руху автопоїзду	24.09.2025	виконано
2.	Розділ 2. Огляд існуючих конструкцій і винаходів	30.10.2025	виконано
3.	Розділ 3. Розробка конструкції тягово-зчіпного пристрою	16.11.2025	виконано
6.	Оформлення роботи	05.12.2025	виконано
7.	Рецензування	12.12.2025	виконано
8.	Захист роботи	15.12.2025	виконано

Студент



Микола КАМІНСЬКИЙ

Керівник роботи



Володимир ШУМЛЯКІВСЬКИЙ

РЕФЕРАТ

Магістерської роботи на тему: «Покращення стійкості легкового автопоїзда з одновісним причепом», виконаної студентом групи ААГ-22м, факультету комп'ютерно-інтегрованих технологій, мехатроніки і робототехніки державного університету «Житомирська політехніка» Камінським Миколою Петровичем, керівник к.т.н. Шумляківський В.П.

Робота складається із вступу, трьох розділів, висновків, списку використаної літератури.

Магістерська робота присвячена вирішенню актуальної проблеми підвищення безпеки руху легкових автопоїздів. Головною небезпекою, що виникає при русі легкового автомобіля з причепом, є розгойдування (виляння) причепа, яке може призвести до втрати стійкості всього автопоїзда та аварії.

У ході роботи було розроблено оригінальну конструктивну схему ТЗП, що є вдосконаленням стандартної кульової зчіпки шляхом впровадження похилої осі повороту. Цей принцип забезпечує генерацію пасивного стабілізуючого моменту, спрямованого на пригнічення горизонтальних коливань (виляння) причепа.

Проведено інженерний розрахунок основних елементів конструкції на міцність, який підтвердив її надійність. Створено математичну модель динаміки автопоїзда з новим типом зчіпки. Результати моделювання підтвердили, що застосування похилої осі повороту збільшує критичну швидкість руху, при якій виникає виляння, що значно знижує ризик дорожньо-транспортних пригод. Також створена реальна модель-макет зчіпки.

Ключові слова: *тягово-зчіпний пристрій (ТЗП), автопоїзд, одновісний причіп, стабілізуючий пристрій, нахил шворня.*

ABSTRACT

Master's thesis on the topic: " Improving the stability of a passenger car with a single-axle trailer", completed by a student of the AAG-22m group, Faculty of Computer Integrated Technologies, Mechatronics and Robotics of the State University "Zhytomyr Polytechnic" Kaminsky Mikola Petrovich, cerebral candidate of technical sciences. Shumlyakovsky V.P.

The work consists of an introduction, three sections, chapters, and a list of references.

The master's work is dedicated to the most pressing problem of increasing safety in the development of passenger road trains. The main problem that arises with the use of a passenger car with a fascia is the dislocation of the fascia, which can lead to the loss of durability of the entire road train and accidents.

During the course of the work, the original structural scheme of the TZP was broken down, which added to the standard cul-de-sac joint with a way to promote a high axis of rotation. This principle ensures the generation of a passive stabilizing moment, directed to the bending of the horizontal oscillations of the traction frame.

An engineering review of the main structural elements was carried out for value, which confirmed its reliability. A mathematical model of the dynamics of a road train with a new type of header has been created. The results of the modeling confirmed that the stagnation of a low turning axis increases the critical smoothness of the steering wheel, which causes wobble, which significantly reduces the risk of road transport. A real model of the parcel was also created.

Key words: *traction drive unit (TDU), roadtrain, single-spring drive unit, stabilizing device, pivot pin.*

ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
РОЗДІЛ 1. ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ РУХУ АВТОПОЇЗДУ.....	10
1.1 Різновиди автопоїздів.....	10
1.2 Небезпеки, що виникають під час руху з причепом.....	11
1.3 Поняття стійкості транспортного засобу.....	13
Висновки до розділу.....	21
РОЗДІЛ 2. ОГЛЯД ІСНУЮЧИХ КОНСТРУКЦІЙ І ВИНАХОДІВ.....	22
2.1 Типові конструкції тягово-зчіпних пристроїв.....	22
2.2 Конструкція автомобільного причепа.....	28
2.3 Існуючі розробки у сфері збільшення стійкості автопоїзда.....	30
Висновки до розділу.....	38
РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ТЯГОВО-ЗЧІПНОГО ПРИСТРОЮ.....	39
3.1 Застосування принципу нахилу осі повороту у техніці.....	39
3.2 Пропонована конструкція ТЗП	41
3.3 Конструкція зі змінним кутом нахилу шворня	50
3.4 Створення реальної моделі зчипки із стабілізуючим ТЗП.....	54
3.5 Математична модель пристрою.....	57
Висновки до розділу.....	64
ВИСНОВКИ.....	65
Список використаних джерел.....	66

ВСТУП

Транспорт, відповідно і автомобіль - ключова галузь економіки будь-якого формату й у будь-якій країні, зокрема і в Україні. Крім того, будь-якій економіці необхідне зростання та розширення, що неможливе без розвитку та вдосконалення транспорту. Показники та параметри його роботи значною мірою визначають темпи роботи промислових підприємств, будівництва, сільського господарства тощо.

В даний час головним параметром автомобіля стала його безпека, вимоги до якої за останні 10 років виросли сильніше, ніж будь-коли раніше. Якщо основні шляхи збільшення пасивної безпеки, такі як, насамперед, ремені безпеки, подушки безпеки, деформовані та недеформовані зони кузова автомобіля, безпечні елементи салону та ін. були вироблені наприкінці ХХ століття, то зараз відбувається швидкий розвиток та впровадження нових систем активної безпеки, електронних систем допомоги водієві, штучного інтелекту. Тим часом, спостерігається деяка прогалина у підвищенні безпеки руху легкового автомобіля з причепом[1, 2].

Поява причепів до легкових автомобілів відбулася разом з появою самих автомобілів у широкому використанні, проте на відміну від причепів і напівпричепів вантажних автомобілів, легкові причепа мало змінили свою конструкцію за понад півстоліття, і рідко несуть у собі будь-які рішення, що збільшують безпеку, що підтверджує актуальність напряду роботи.

Автопоїзд - це багатоланковий транспортний засіб, що складається з автомобіля-тягача та одного або кількох причепів або напівпричепа. В якості тягача може виступати, як вантажний, так і легковий автомобіль з відповідним причепом[3].

Як відомо, безпека руху транспортного засобу, в тому числі автопоїзда, безпосередньо залежить від стійкості транспортного засобу - його здатності зберігати задану траєкторію руху. Під час руху з причепом поведінка транспортного засобу суттєво змінюється, ризики втрати стійкості підвищуються,

і велику роль у цьому відіграє явище розгойдування - втрата стійкості причепа та виникнення його поперечних горизонтальних коливань щодо траєкторії руху, що потенційно призводять до втрати стійкості всього автопоїзда та аварії[4].

Можна виділити основні напрямки робіт з покращення безпеки руху:

- підвищення кваліфікації водіїв, розробка та впровадження навігаційних систем, що допомагають вибрати найкращий маршрут руху;
- розробка та вдосконалення систем інформування водія, систем попередження різноманітних небезпек, а також рекомендацій про необхідні дії в дорожній ситуації, що склалася;
- розробка та впровадження сучасних систем безпеки, які дозволяють забезпечити найвищий рівень показників руху автомобіля (стійкості, керованості, гальмівної динаміки і т.д.), а також зменшити тяжкість наслідків ДТП як фактора, що підвищує загальний рівень безпеки руху.

У нашій роботі ми зосередимося на останньому названому напрямку.

Мета роботи – покращення стійкості легкового автопоїзда з одновісним причепом при маневруванні шляхом застосування стабілізуючого тягово-зчіпного пристрою.

Тягово-зчіпний пристрій (ТЗП) - це пристрій, призначений для буксирування вантажних та легкових причепів транспортним засобом (тягачом).

Задачі роботи:

- проаналізувати теоретичні основи руху автопоїзда та провести огляд конструкцій і розробок в галузі збільшення стійкості руху автопоїзда
- розробити конструкцію ТЗП із застосуванням принципу нахилу шворня;
- розробити математичну модель динаміки автопоїзда із запропонованим типом зчіпки;
- створення реальної моделі ТЗП.

Об'єкт дослідження - автопоїзд у складі легкового автомобіля та одновісного причепа.

Предмет дослідження - кінематичні та динамічні параметри тягово-зчіпного пристрою з похилою віссю повороту, що забезпечують підвищення стійкості автопоїзда.

Наукова новизна: запропоновано новий принцип стабілізації одновісного автомобільного причепа, а також реалізація цього принципу у кількох конструкціях тягово-зчіпних пристроїв.

Практична цінність:

1. Розробка нової конструкції: запропоновано та обґрунтовано нову принципову схему стабілізуючого тягово-зчіпного пристрою з похилою віссю повороту, яка дозволяє пасивно гасити коливання (виляння) причепа без застосування складних електронних систем.

2. Підвищення безпеки: впровадження розробленого пристрою в конструкцію причепів дозволить збільшити критичну швидкість руху автопоїзда, значно знизити ризик виникнення дорожньо-транспортних пригод (ДТП), спричинених втратою стійкості причепом.

3. Створена реальна модель-макет зчіпки та математична модель, які можуть бути використані для подальших науково-дослідних і дослідно-конструкторських робіт у сфері безпеки руху причіпних транспортних засобів.

РОЗДІЛ 1. ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ РУХУ АВТОПОЇЗДУ

1.1 Різновиди автопоїздів

Основним об'єктом, з яким ми маємо працювати, є автопоїзд. Крім класичного визначення автопоїзда, озвученого раніше, можна навести й інше: Системи транспортних засобів, що складаються з одного провідного транспортного засобу, що буксирує одне або кілька транспортних засобів, називаються зчленованими транспортними засобами або комбінованими транспортними засобами.

Буксирувані транспортні засоби зазвичай є причепами, що не мають власного рушія. Комбіновані транспортні засоби, автопоїзди відрізняються від окремих транспортних засобів деякими унікальними особливостями. Додавання причепа викликає зміни у кінематиці та динаміці системи порівняно з окремим транспортним засобом. Система зчеплення між тягачем та причепом викликає нестабільність та нелінійність у системі. Крім того, зчіпка транспортних засобів призводить до того, що тягач і причіп розносяться на деяку відстань, що призводить до фазової затримки між відповідними рухами [5].

Залежно від типу тягача та передбачуваного застосування автомобільні причепа та автопоїзди можна розділити на дві групи:

- комбінації важкого автомобіля з причепом, що включають комерційні автомобілі, такі як великі вантажівки, зчленовані автобуси і т.д.
- комбінації легких транспортних засобів та причепів, такі як легкові автомобілі/позашляховики або легкі вантажівки, які використовуються для перевезення вантажних причепів, трейлерів, човнових причепів тощо.

У таблиці 1.1 показано основні відмінності легких та важких автопоїздів.

Відмінності причепів та автопоїздів

Важкі автопоїзди	Легкі (легкові) автопоїзди
З одним тягачем можуть використовуватись кілька причепів	Зазвичай складається з одного тягача та одного причепа
Високий центр тяжкості та схильність до перевертання	Відносно нижчий центр тяжкості, менша схильність до перевертання
Причіп значно важчий за тягача	Причіп і тягач можна порівняти по масі
Причіп часто проектується одночасно з тягачом, для використання у комбінації	Тягач та причепа спроектовані незалежно один від одного
Складання причепа зустрічається частіше, ніж розгойдування причепа	Розгойдування причепа відбувається часто порівняно зі складанням
Управляється професійними водіями	Управляється непрофесійними водіями

Як бачимо з таблиці 1.1, розгойдування більш небезпечно і виражено на легкових автомобілях, тому при створенні стабілізуючого тягово-зчіпного пристрою, ми зосередимося саме на них.

1.2 Небезпеки, що виникають під час руху з причепом

Є два основні явища, що загрожують безпеці автопоїзда: складання і раніше згадані бічні коливання, які також називають розгойдуванням, розгойдуванням, нишпоренням або вилянням.

Складання автопоїзда - це наслідок гальмування тягача, яке полягає у зміщенні причепа з його вектора руху та його повороті під кутом по відношенню до тягача (рис. 1.1). Подібна ситуація може виникнути, наприклад, при поганому зчепленні коліс причепа з дорожнім полотном і може призвести до поломки сидельно-зчіпного або пристрою, за допомогою якого тягач здійснює буксирування причепа. Також це може призвести до пошкоджень вантажу або причепа, а також до бокового крену автопоїзда аж до його перевертання. При складанні автопоїзда, особливо при досягненні причепом максимального кута

повороту, можливий відрив від дороги керованих коліс, що може призвести до повної втрати керування транспортним засобом.

Розгойдування причепа характеризується коливальним рухом причепа в площині дорожнього полотна по осі, перпендикулярній до вектора швидкості транспортного засобу (рис. 1.2). Ефект виникає на середніх та високих швидкостях руху та практично відсутній на швидкості нижче 60 км/год.[6, 7]

Імовірність виникнення розгойдування збільшується, коли маса причепа збільшується проти масою автомобіля, тобто. з'являється рідко, коли легкий причіп буксирується важким транспортним засобом[8]. Другим фактором є положення вантажу щодо осі коліс причепа: відомо, що чим далі вантаж знаходиться від точки зчленування, тим вища ймовірність втрати стабільності, а якщо центр мас причепа припадає в точку позаду осі коліс у площині дороги, то причіп є потенційно нестійким.

Щоб уникнути розгойдування існує емпіричне правило: причепа легкових автомобілів повинні бути завантажені так, щоб 10% ваги причепа припадало на кульову опору причіпного пристрою (фаркопа), хоча експериментальні дослідження показують, що ідеальна вага дишла становить 6-8% [9]. Вага дишла є основним фактором, що визначає стійкість причепа, поряд із загальною масою та інерцією нищпорення причепа, але ці рекомендації не є загальновідомими, що призводить до небезпечного буксирування, яке значно збільшує ризик аварії.

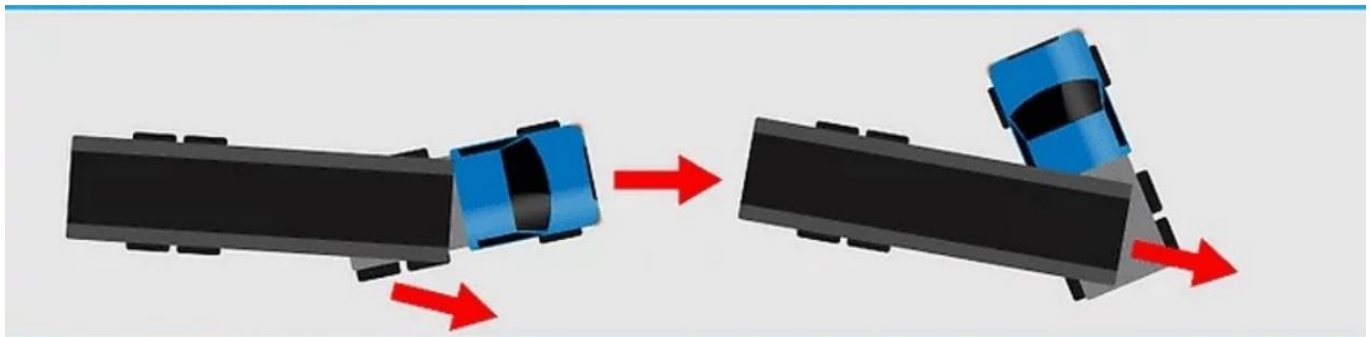


Рис. 1.1 - Складання автопоїзда

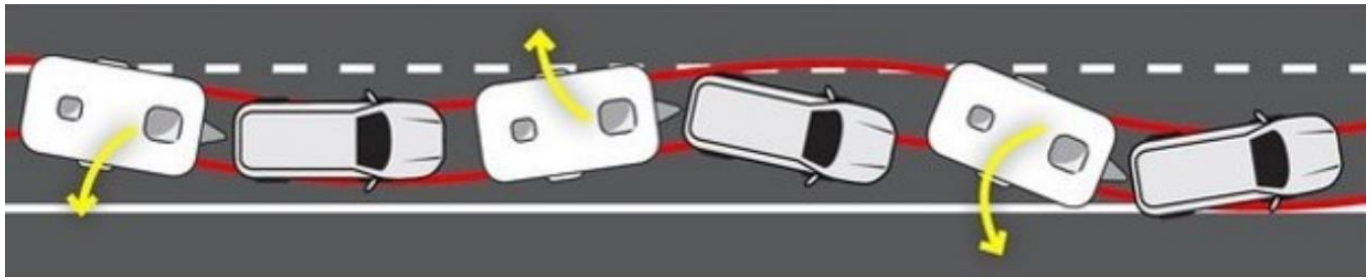


Рис. 1.2 - Розгойдування причепа

1.3 Поняття стійкості транспортного засобу

Стійкість - це експлуатаційна властивість транспортного засобу (ТЗ), що характеризує його здатність зберігати задані параметри руху або положення.

Щоб отримати бажаний курсовий кут і траєкторію руху автомобіля, водій, повертаючи кермо, створює керуючі сили. Однак крім керуючих сил на автомобіль діють різноманітні випадкові сили, такі як взаємодія коліс з нерівностями дороги, нахил дороги, неврівноваженість коліс, аеродинамічні сили та ін. Ці сили називають збурюючими, і вони мають випадковий характер.

Внаслідок дії на автомобіль сил, що обурюють, він може відхилитися від заданих параметрів руху або положення. Рух автомобіля у разі буде нестійким.

При вивченні стійкості автомобіля розглядають умови стійкості з бокового зміщення, кутової швидкості і перекидання в поперечній і поздовжній площинах.

1.3.1. Оціночні показники стійкості

Як розрахункові оціночні показники стійкості при теоретичному розгляді питання використовуються критичні (граничні) стану руху або положення автомобіля[6], такі як:

а) критичні швидкості та радіуси повороту по бічному ковзанню $V_{аКОВ}$, $R_{КОВ}$ та бічному перекиданню $V_{аБП}$, $L_{БП}$;

б) критичні кути косоугору з бокового ковзання $\beta_{БК}$ та бічного перекидання $\beta_{БК}$;

- в) коефіцієнт поперечної стійкості $\eta_{п.с.} = B/2hg$;
- г) критичну швидкість за курсовою стійкістю автомобіля $v_{кр}$;
- д) критичну швидкість автопоїзда з вилання причепа;
- е) стійкість при гальмуванні автомобіля.

Крім зазначених оціночних показників, в теорії та практиці дослідження стійкості автомобіля використовують і інші, що прямо або побічно характеризують стійкість ТЗ, наприклад, наступні:

- критичний кут поздовжнього ухилу по буксуванню $\alpha_{кр}$ (характеризує, швидше за все, тягово-швидкісні властивості та прохідність);
- критичний кут перекидання в поздовжній площині, $\alpha_{пп}$, характеризує можливість руху автомобілів підвищеної прохідності гірськими дорогами і бездоріжжям;
- швидкість руху автомобіля з появою курсових коливань $V_{к.к.}$.

З переліку даних показників важливим для нас буде насамперед показник критичної швидкості автопоїзда з виланням причепа. На цей показник ми зможемо орієнтуватися в оцінці стабілізуючого ефекту розроблюваного пристрою[10].

1.3.2 Динамічний коридор

Динамічним чи габаритним коридором називається ширина смуги, яка потрібна на руху транспортного засобу, перевищує його геометричну габаритну ширину[11].

Динамічний коридор виникає, тому що під впливом нерівностей дороги, поперечного ухилу або бічного вітру автомобіль відхиляється від заданого напрямку, і водій зобов'язаний безперервно коригувати траєкторію руху. Навіть на строго прямолінійних ділянках дороги автомобіль рухається не прямолінійно, а кривими великих радіусів.

Коридор руху автопоїзда при досягненні порівняно високої швидкості (40 км/год і більше) внаслідок поперечних коливань причепа в горизонтальній

площині може досягти значення, що загрожує безпеці руху. Причому небезпека виникає, як для інших учасників руху, так й для автопоїзда внаслідок втрати стійкості причепа, погіршення керованості всього автопоїзда. Крім того, ці коливання викликають значні навантаження на елементи автопоїзда, особливо на тягово-зчіпний пристрій, що може призвести до його поломки. Підвищення критичної швидкості за умовами стійкості автопоїзда досягається збільшенням бази причепа (напівпричепа) та усуненням центру тяжіння до зчіпного пристрою[12].

Ширина динамічного габариту залежить від швидкості руху та здатності водія своєчасно оцінити відхилення автомобіля. При швидкості 35 км/год. динамічний габарит перевищує габаритну ширину автомобіля на 35-45%, а при швидкості 70 км/год. - на 60-70%. У вантажних автомобілів, особливо автопоїздів, динамічний габарит значно перевищує ширину смуги, передбачену будівельними нормами і правилами. Тому водії часто змушені вести автомобіль із меншою швидкістю, ніж дозволяють його технічні можливості.

Смуга руху автопоїзда на повороті має складну конфігурацію (рис. 1.3). Із зовнішньої по відношенню до центру повороту сторони вона обмежена траєкторією краю переднього крила або бампера тягача, а з внутрішньої сторони заднім кутом причепа.

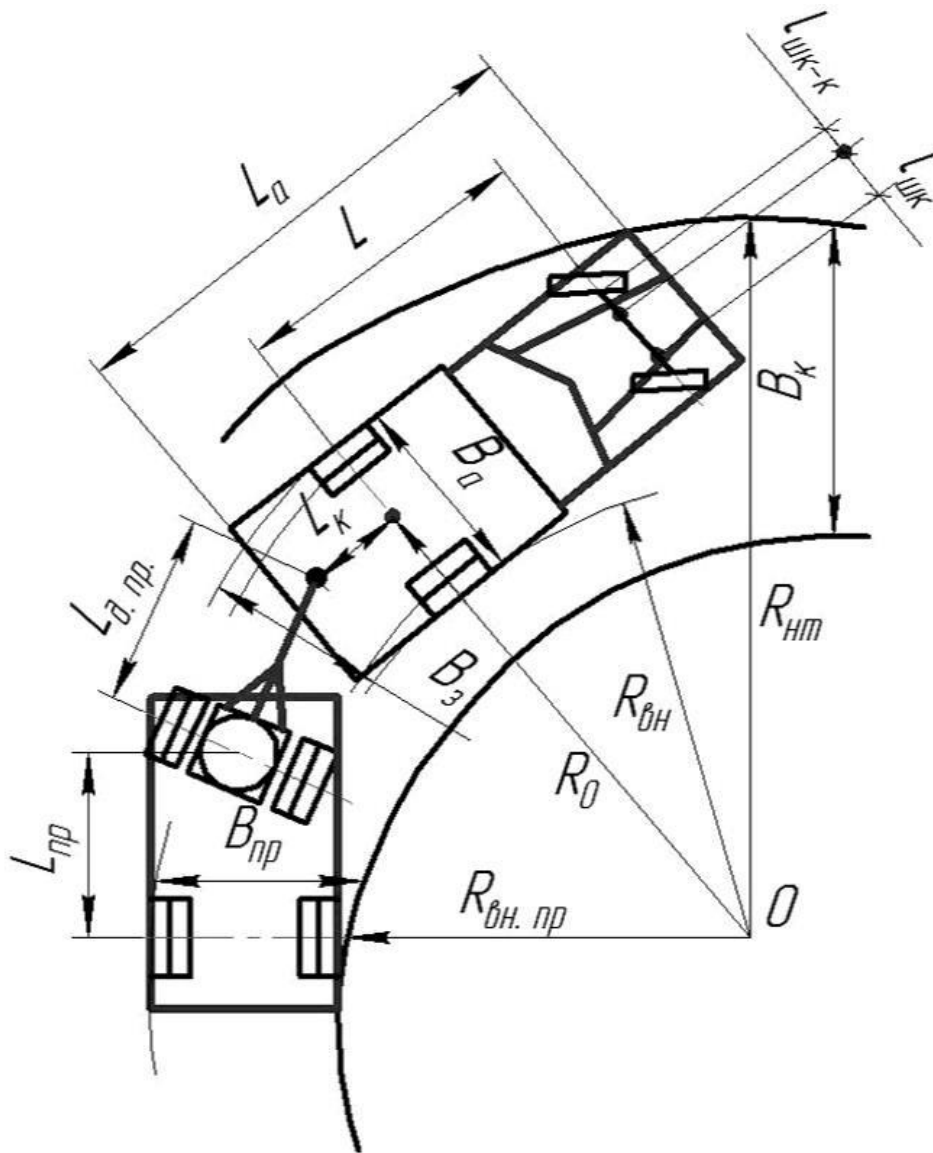


Рис. 1.3 - Динамічний коридор автопоїзда при круговому русі

L_a - довжина автомобіля; L - база автомобіля; B_3 - ширина колії задніх коліс автомобіля; B_a - ширина автомобіля; $l_{шк}$ - відстань між шворнями поворотних цапф; l - відстань від осі шворня до середньої вертикальної поздовжньої площини колеса; L_k - відстань від задньої осі автомобіля до буксирного гака; $L_{д. пр.}$ - довжина дишла причепа; $L_{пр}$ - основа причепа; $B_{пр}$ - ширина причепа; $R_{вт}$ - радіус повороту по зовнішній крайній точці автомобіля; $R_{вн}$ - радіус повороту внутрішнього заднього колеса автомобіля; R_0 - радіус повороту середньої точки заднього моста автомобіля; $R_{вн. пр}$ - радіус повороту внутрішнього заднього колеса причепа; O - центр повороту.

Визначення формувальних факторів динамічного коридору проводиться за наведеними нижче формулами. Радіус повороту середини заднього моста:

$$R_0 = R_{\text{вн}} + \frac{B_3}{2}, \text{ м} \quad (1.1)$$

Радіус повороту внутрішнього заднього колеса:

$$R_{\text{вн}} = R_0 - \frac{B_3}{2} = \frac{L}{\tan \alpha'} - \frac{B_3}{2}, \text{ м} \quad (1.2)$$

Радіус повороту зовнішньої крайньої точки автомобіля:

$$R_{\text{нт}} = \sqrt{\left(R_0 + \frac{B_3}{2}\right)^2 + (L_a + L_c)^2}, \text{ м} \quad (1.3)$$

B_3 - колія задніх коліс автомобіля, м;

B_a - ширина автомобіля, м;

L - база автомобіля, м;

α' - приведений кут повороту керованих коліс, рівний:

$$\alpha' = \frac{\alpha_3 + \alpha_{\text{в}}}{2},$$

де α_3 - кут повороту зовнішнього колеса, град;

$\alpha_{\text{в}}$ - кут повороту внутрішнього колеса, град;

L_a - довжина автомобіля, м;

L_c - довжина заднього звису (відстань від задньої осі до буксирного гака).

Тоді динамічний габарит автомобіля (B_k) може бути визначений за формулою:

$$B_K = R_{3T} - R_{BH} = \sqrt{\left(R_0 + \frac{B_3}{2}\right)^2 + (L_a + L_c)^2} - \frac{L}{\tan \alpha} - \frac{B_3}{2}, \text{ м} \quad (1.4)$$

Радіус повороту по зовнішньому передньому колесу автомобіля:

$$R_{3T} = L \sqrt{1 + \left(\frac{l_{шк}}{L} + \operatorname{ctg} \alpha\right)^2} + l_{шк-к}, \quad (1.5)$$

де $l_{шк}$ - відстань між поворотними шворнями передньої осі автомобіля, м;

$l_{шк-к}$ - відстань від поворотного шворня до середньої поздовжньої (вертикальної) площини колеса, м.

Динамічний коридор автомобільного поїзда ширший за смугу одиночного автомобіля при цьому ж радіусі повороту, так як вона залежить не тільки від тягача, але і від бази причепа, довжини дишла і величини заднього звису (відстань від задньої осі до гака). Вона визначається основною траєкторією автопоїзда та зрушенням траєкторій причепів до центру повороту, що описуються серединами їх задніх осей. Граничне зсув траєкторій причепів досягається при встановленні кругового руху автопоїзда. Зсув траєкторій причепів при невстановленому русі на повороті завжди менше граничного зсуву і аналітичним шляхом точно не визначається. У зв'язку з цим неможливо аналітично точно визначити динамічний коридор автопоїзда[13].

Практично встановлено, що для автопоїзда при радіусі повороту 6,4 м і єдиному режимі поступальної швидкості руху і кутової швидкості повороту керованих коліс зсув траєкторії задньої осі другого причепа становитиме при повороті на 45° - 0,9 м, на 90° - 1,4 м і при 180° (швидкий поворот рульового колеса) та інших незмінних умовах величина зсуву траєкторій збільшується, і при повороті на 90° становить 1,9 м замість 1,4 за попередніми умовами. Тому ширину динамічного коридору автопоїзда при криволінійному русі, що не встановився, визначають наближеними розрахунками, що базуються на

пропозиції, що будь-який поворот автопоїзда є круговим, який дає найбільшу смужку, по якій треба розраховувати можливість безпечного проїзду (рис. 1.4).

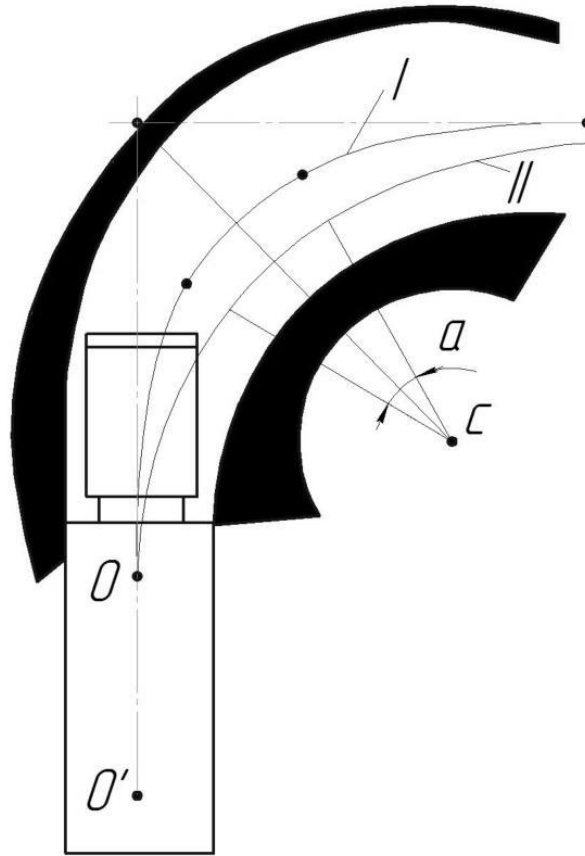


Рис 1.4 - Фактичний та круговий динамічний коридор руху автомобіля-тягача з напівпричепом при повороті на 90°:

I - траєкторія (основна) середини заднього провідного моста тягача;

II - траєкторія середини задньої осі напівпричепа; OO' - поздовжня вісь автомобіля-тягача; C - центр повороту

Радіус повороту внутрішнього заднього колеса двовісного причепа автопоїзда з одного причепа визначається за формулою:

$$R_{\text{вн.пр}} = \sqrt{R_0^2 - l_{\text{д.пр}}^2 - L_{\text{пр}}^2 + l_{\text{к}}^2 - \frac{B_{\text{пр}}}{2}}, \text{ м} \quad (1.6)$$

де l_k - відстань від середини задньої осі автомобіля-тягача до буксирного гака (довжина заднього звису зчіпного пристрою).

Радіус повороту внутрішнього заднього колеса напівпричепа:

$$R_{\text{вн.нп}} = \sqrt{R_0^2 - l_{\text{к.п}}^2 - L_{\text{нп}}^2} - \frac{B_{\text{нп}}}{2}, \text{ м} \quad (1.7)$$

де $l_{\text{к.п}}$ - відстань від середини задньої осі автомобіля-тягача до місця кріплення напівпричепа, м;

$L_{\text{нп}}$ - база напівпричепа, м;

$B_{\text{нп}}$ - колія напівпричепа, м.

Радіус повороту внутрішнього заднього колеса причепа-розпуску:

$$R_{\text{вн.пр.р}} = \sqrt{R_0^2 - l_k^2 - l_{\text{д.р}}^2} - \frac{B_{\text{пр.р}}}{2}, \text{ м} \quad (1.8)$$

де $l_{\text{д.р}}$ - Довжини дишла розпуску, м;

$B_{\text{пр.р}}$ - колія розпуску, м;

R_0 - радіус повороту середньої задньої осі автомобіля-тягача, м.

Динамічний коридор одиночного автомобіля по зовнішньому передньому колесу визначається:

$$B_k = R_3 - R_{\text{вн}} = L \sqrt{1 + \frac{l_{\text{шк}}}{L} + \text{ctg } \alpha} - R_0 - \frac{B_3}{2}, \text{ м} \quad (1.9)$$

Динамічний коридор автопоїзда визначається як різниця радіусу повороту крайньої зовнішньої точки автомобіля $R_{3,\text{т}}$ та радіусами поворотів внутрішніх коліс автопричепів $R_{\text{вн.пр.}}$. Їхня розрахункова формула матиме вигляд:

$$B_k = R_{з.т} - R_{вн.пр} , м \quad (1.9)$$

Ширина динамічного коридору автопоїзда залежить від бази та довжини дишла, тому значно більше, ніж одиночний автомобіль з тією ж габаритною шириною. Так, наприклад, для вантажного автомобіля з причепом $R_0 = 6$ м і $C_k = 1$ м максимальна ширина коридору може досягати 6 м, тобто. більш ніж удвічі перевищує габаритну ширину тягача. Велика ширина смуги руху, яку займають автопоїзди, поряд з їхньою незадовільною динамічністю є однією з причин позначення автопоїздів за вимогами безпеки спеціальними розпізнавальними знаками: спереду - «Автопоїзд», ззаду - «Довгомірний транспортний засіб» [14].

Висновки до розділу:

Познайомилися з автопоїздом та з тим, які існують проблеми та небезпеки під час його експлуатації, чому важливо звертати увагу та удосконалювати безпеку руху автопоїздів. Далі ми розглянемо конструкції тих вузлів, які уможлиблюють власне існування автопоїзда - це тягово-зчіпні пристрої.

РОЗДІЛ 2. ОГЛЯД ІСНУЮЧИХ КОНСТРУКЦІЙ І ВИНАХОДІВ

У цьому розділі нам необхідно познайомитися з тягово-зчіпними пристроями, які масово застосовуються в автомобільному транспорті, з альтернативними пристроями, які дозволяють підвищити показники стійкості, а також електронні методи підвищення стійкості автомобіля.

2.1 Типові конструкції тягово-зчіпних пристроїв

Завданням тягово-зчіпного пристрою(ТЗП) є забезпечення надійного та безпечного зчленування частин автопоїзда. Пристрій повинен мати високу надійність, забезпечувати достатні кути складання автопоїзда (мінімальний радіус розвороту), можливість швидкого та безпечного зчеплення-розчіплення, амортизацію динамічних навантажень під час руху автопоїзда. ТЗП розраховані на передачу насамперед великих поздовжніх і відносно малих вертикальних сил, які зазвичай перебувають у діапазоні 10...15 кН для легкових автомобілів. Принципово ТЗП складаються з роз'ємно-зчіпного і іноді амортизаційно-поглинаючого механізмів, а також елементів кріплення. Конструктивне виконання тягово-зчіпних пристроїв істотно впливає на експлуатаційні якості автопоїзда: керованість, курсова стійкість, маневреність, плавність ходу, прохідність, надійність та безпека.

За типом роз'ємно-зчіпного механізму ТЗП поділяють на три основні типи: гакові (пара гачок-петля), вилкові або шворневі (пара шворень-петля) і кульові (пара куля-півсфера). На легкових автомобілях фактично стандартом є ТЗП кульового типу.

2.1.1 ТЗП кульового типу

Тягово-зчіпні пристрої типу шар-полусфера (куля-петля) служать для буксирування транспортним засобом легких причепів повною масою до 3,5 т.

Кульові ТЗП використовуються для буксирування одновісних причепів або причепів з центрально розташованим візком з двох або трьох колісних пар. У ролі тягачів зазвичай виступають легкові автомобілі, пікапи, мікроавтобуси і малотоннажні вантажівки. Усі вимоги до ТЗП цього викладені у стандарті ISO 1103 [15].

На автомобілі-тягачі встановлюється зчіпна куля (передбачається єдиний діаметр кулі - 50 мм), а на дишлі прицепа, що буксирується, монтується відповідна зчіпна головка (сфера). Важливим моментом для всієї конструкції ТЗП є кріплення його до таких елементів кузова або рами тягача, які витримують необхідну кількість циклів навантажень періодичними навантаженнями та граничні статичні навантаження. Отже, достатня здатність ТЗП, що несе, визначається правильним вибором його конструктивних розмірів, тобто відповідністю міцності пристрою навантаженням, що впливає на нього в процесі експлуатації. ТЗП кульового типу згідно з вимогами стандартів повинні випробовуватися на втомну міцність конструкції. Крім механічного з'єднання тягово-зчіпний пристрій забезпечує електричне з'єднання електрообладнання тягового автомобіля з обладнанням прицепа, що буксирується.

Причепи, що буксируються, діляться на легкі і важкі - дозволеною максимальною масою відповідно не більше 750 і понад 750 кг. За типом кулі та кріплення ТЗП кульового типу розрізняються за виконанням - А, В, С, F, G, HiN.



Рис 2.1 - Кульова ТЗП

Кульові ТЗП набули такого поширення через сукупність своєї простоти та відповідної дешевизни, та порівняльної зручності використання. Також з явних переваг можна відзначити малі зазори в зачепленні, що забезпечує плавність ходу.

Недоліками ТЗП кульового типу є: порівняно менші граничні кути відхилення причепа у всіх площинах (при русі по рельєфу), демпфери, що рідко застосовуються, і, що є найбільш важливим у рамках нашої роботи - неможливість динамічного впливу на поведінку причепа, відсутність механізмів стабілізації причепа.

2.1.2 ТЗП типу гачок-петля

У нашій країні пристрої типу «гачок-петля» через далеко не оптимальні дорожні умови найбільш широко застосовують саме на вантажному транспорті. Такі ТЗП відрізняються простотою конструкції, легкістю у виготовленні відносно малою масою і великими уграми гнучкості. Остання обставина робить їх незамінними під час руху автопоїздів у важких дорожніх умовах та на місцевості з різноманітним рельєфом. Описана конструкція має на увазі наявність великих зазорів (до 10 мм) у поєднанні гач-петля для полегшення зчеплення-розчеплення. Ці зазори призводять до підвищення динамічних навантажень та інтенсивного зношування деталей пристрою (сполученої пари), а також є причиною виходу зчіпки (гака та петлі дишла) з ладу[16].



Рис 2.2 - Буксирувальний гак

Залежно від типорозміру ТЗП регламентуються висота установки над опорною поверхнею та 4 приєднувальні типорозміри[17].

Стандартне з'єднання крюкового типу, з двосторонньою амортизацією, складається з тягового гака, встановленого на тягачі, і жорсткого дишла зі зчіпною петлею, пов'язаного з причепом. Тяговий гак зазвичай монтують на задній поперечці рами тягача, або на задній поперечці причепа (напівпричепа) для буксирування другого причепа. Система «гак-петля» складається з власне гака, накидної клямки, запобіжного замку із запірним шплінтом. Наявність запобіжного замку та шплінту запобігають мимовільному розчепленню автопоїзда під час руху. На передньому кінці стрижня гака, встановленого у втулці, нагвинчена гайка, яка з втулкою забезпечує правильне поздовжнє переміщення гака. Усередині корпусу вставлений гумовий пружний елемент у формі гіперболоїда, що обжимається шайбами. При стисканні він змінює форму таким чином, що заповнює простір у корпусі. В інших конструкціях тягових гаків як пружні елементи використовуються кільцеві, гвинтові циліндричні або конічні пружини.

Незважаючи на притаманні зчіпним пристроям типу «гачок-петля» недоліки, такі пристрої продовжують удосконалюватися та випускатися багатьма виробниками. Крюкові пристрої відрізняються великою різноманітністю виконань як самого гака, так і замка. Для здійснення беззасторожного зчеплення були розроблені такі конструкції ТЗП типу «гачок-петля», в яких зазор може

вибиратися автоматично за допомогою конічних роликів (фірма Coder Ture) або за допомогою пружин або пневматичних пристроїв за принципом «безззорний гак» або «безззорна петля» (фірма Utility Trailer) [18].

2.1.3 ТЗП типу петля-шворень

На відміну від України у багатьох зарубіжних країнах переважна більшість причіпних автопоїздів загальнотранспортного призначення обладнають зчіпними системами на кшталт шворень-петля. Конструкція вилкових або шворневих тягово-зчіпних пристроїв (ТЗП) складається з вилки, до якої входить зчіпна петля причепа, яка фіксується шворнем. Для короткочасного використання на тягачах іноді застосовують буксирні пристрої спрощеної конструкції - пальцевого типу.

Відомі і складніші ТЗП, обладнані направляючим апаратом (уловлювачем) і напівавтоматичним чи автоматичним затвором[19].

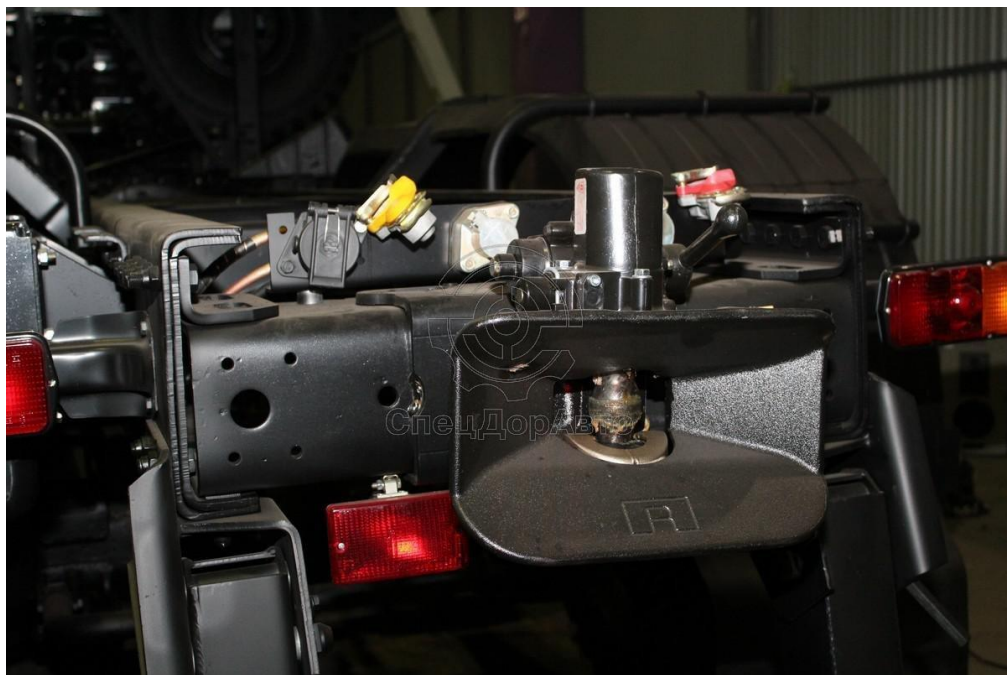


Рис 2.3 - ТЗП шворневого типу з уловлювачем

Виделочні ТЗП відрізняються малими зазорами з'єднань, забезпечують швидке та безпечне зчеплення-розчеплення автопоїзда, у них значний ресурс

завдяки можливості заміни шворня та втулки зчіпної петлі. ТЗП такої конструкції вигідно відрізняються від пари гачок-петля за рахунок кращої ремонтпридатності. Зазвичай при відновлювальному ремонті вилкових ТЗП достатньо замінити деталі шворня, його втулки та втулки зчіпної петлі. До недоліків вилкових ТЗП відносяться складність конструкції і донедавна труднощі забезпечення великих кутів гнучкості автопоїзда, що є важливим для експлуатаційних умов України. Вилкова зчіпка забезпечує можливість автоматичного зчеплення-розчеплення ланок автопоїзда: при подачі тягача до причепа зчіпна петля вводиться в уловлювач зчіпного пристрою та шворень автоматично замикає ТЗП.

Відповідно до вітчизняного ГОСТ 3481-79 шворневі пристрої повинні забезпечувати кути гнучкості щодо поперечної осі, що проходить через центр зчіпної петлі або шарнір вертикальної гнучкості, $\pm 25^\circ$, щодо вертикальної осі $\pm 75^\circ$, щодо поздовжньої осі $\pm 20^\circ$. Шворневі ТЗП виготовляють у чотирьох виконаннях: А, В - без шарніра вертикальної гнучкості; С - з шарніром вертикальної гнучкості; D - без шарніра з обмеженою рухливістю. Виконання В і D розраховані застосування зчіпної петлі з отвором діаметром 40 мм, а виконання А і С - застосування зчіпної петлі з отвором діаметром 50 мм[20].

2.2 Конструкція автомобільного причепа

Основними частинами конструкції легкового причепа вважаються рама, дишло з ТЗП, кузов і підвіска (ходова частина) [21].

Рама універсального вантажного причепа є металевою звареною конструкцією, що зазвичай складається з двох поздовжніх лонжеронів і двох - чотирьох поперечок.

Дишло - А-подібний або І-подібний горизонтальний важіль, що закріплений на передній стороні рами причепа. На дишлі знаходяться вузол зчіпки, страхувальні троси, складна підставка. На дишлі може розміщуватися запасне колесо причепа. Дишло буває складним (у складеному стані забирається під

днище причепа) або знімним і оснащується подовжувачем для перевезення довгомірних вантажів.

Вузол зчіпки з'єднує причіп із тягово-зчіпним пристроєм автомобіля. У тягово-зчіпного пристрою кульового типу вузол зчіпки складається з «чашки», що одягається на зчіпну кулю, і запірної механізми, що фіксується важелем і утримує вузол на кулі. Причепи комплектуються страхувальними тросами (ланцюгом), складною підставкою. Також через штепсельне з'єднання на зчіпних пристроях тягача та причепа підключаються світлові сигнали причепа.

Страхувальні троси (ланцюги) запобігають повному роз'єднанню причепа та автомобіля у разі розчеплення вузла зчіпки. Складна підставка забезпечує зручність завантаження та розвантаження причепа, від'єданого від автомобіля, дозволяє утримувати його у горизонтальному положенні. Для полегшення стикування причепа з тягово-зчіпним пристроєм підставка інколи оснащується невеликим колесом.

Кузов універсальних вантажних причепів виготовляється металевою звареною або збірною оцинкованою або пофарбованою, з металевим каркасом, дерев'яною підлогою та бортами. Борти можуть відкидатися, підвищуючи зручність навантаження та розвантаження причепа. Універсальні причепи комплектуються знімними тентами з прогумованої тканини з металевим розбірним каркасом.

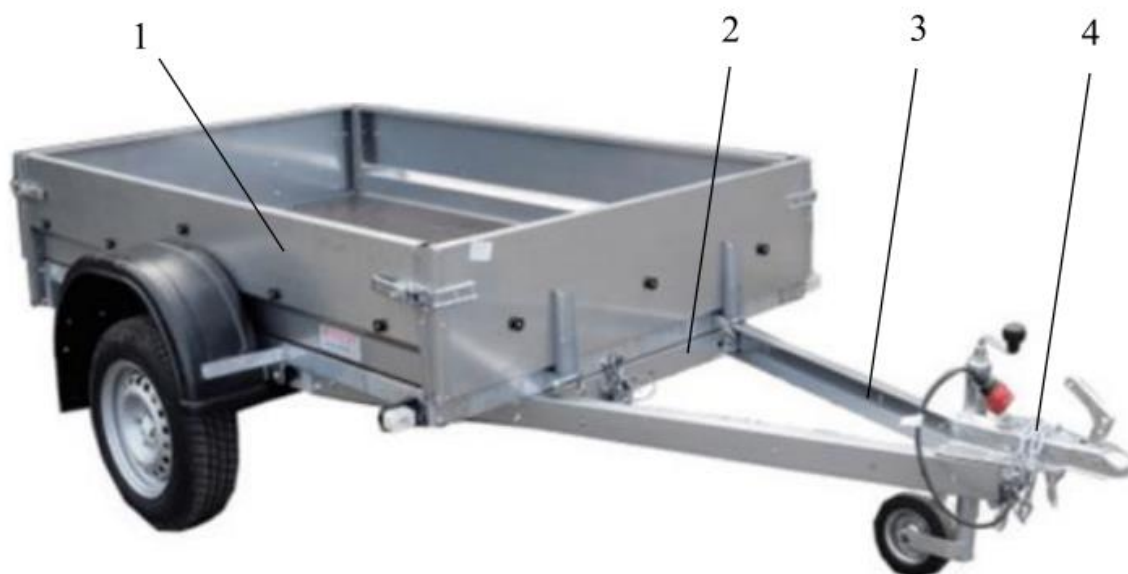


Рис. 2.4 - Причіп одновісний

1 - кузов; 2 - рама; 3 - дишло; 4 - ТЗП;

Характеризуючими показниками для будь-якого причепа є споряджена та повна маса.

Споряджена маса причепа - це власна маса причепа із запасним колесом (якщо причіп їм комплектується), без вантажу.

Дозволена максимальна, або повна, маса - це маса спорядженого транспортного засобу з вантажем, водієм та пасажирями, встановлена підприємством-виробником як максимально допустима.

Гальмівний шлях автомобіля з причепом, обладнаним та не обладнаним робочою гальмівною системою, при гальмуванні на рівному сухому асфальті зі швидкості 40 км/год. до повної зупинки має бути не більше 14,5 м[22].

2.3 Існуючі розробки у сфері збільшення стійкості автопоїзда

Сьогодні існує велика кількість винаходів, принципових схем, прототипів різних причіпних пристроїв, покликаних тим чи іншим чином підвищити стійкість автопоїзда.

Популярністю у повсякденному застосуванні стабілізуючі пристрої користуються переважно у тих країнах, де розвинена автодорожня мережа, і де популярний автомобільний туризм, що має на увазі наявність трейлера (автобудинку). Такими країнами насамперед є США та Канада, а також центрально- та північноєвропейські країни, Австралія та Нова Зеландія.

Стабілізуючі пристрої можна розділити на групи за різними ознаками:

- за способом впливу на активні та пасивні;
- за принципом впливу на електронні та механічні;
- застосування на пристрої для одновісних та двовісних причепів;

Подивимося деякі приклади стабілізуючих пристроїв.

2.3.1 Стабілізуючий пристрій із циліндром

Перша конструкція, яку ми розглянемо, це механізм стабілізації двовісного причепа, заснований на дії силового циліндра (рис. 2.5). Принцип роботи конструкції полягає в тому, що при повороті причепа циліндр (12) прагне повернути передню вісь причепа, закріплену на поворотному колі (1) у вихідне положення.

Перевагами даної схеми є можливість її налаштування та регулювання для різних завдань та умов, а також можливість відключення для полегшення маневрування. З недоліків необхідно насамперед відзначити те, що така схема досить складна в реалізації, значно збільшує вартість виробництва причепа, потребує окремого технічного обслуговування, і головне не реалізується на одновісних причепах.

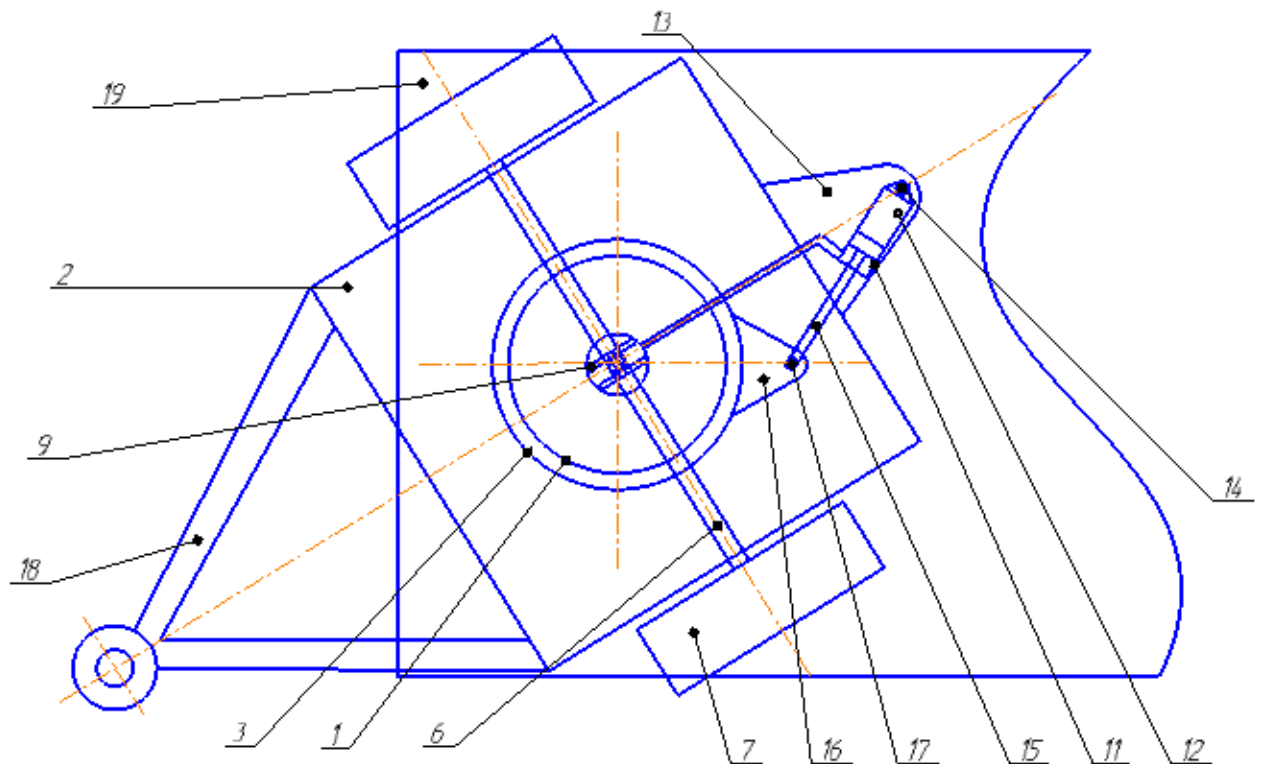


Рис. 2.5 - Стабілізуючий пристрій із силовим циліндром

2.3.2 Причіп-підкат із поворотним колом

Іншим типом конструкції є так званий причіп-підкат, показаний рис. 2.6. Принцип дії його стабілізуючого пристрою заснований на поворотному колі 4, встановленому під деяким кутом до вертикальної осі. При відхиленні причепа в горизонтальній площині на повороті, рахунок нахилу поворотного кола створюється зусилля, що прагне повернути причіп назад у положення, що відповідає прямолінійному руху.

Не дивлячись на простоту і надійність конструкції, вона обмежена у застосуванні, так як у сукупності з автомобілем, що буксирується на ній, так само утворює двовісний причіп.

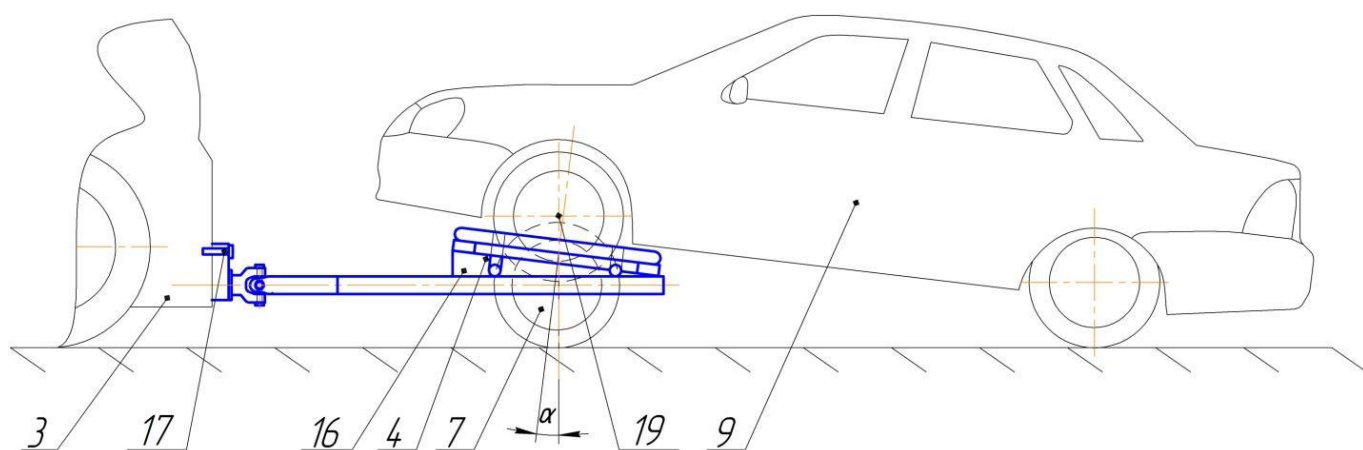


Рис. 2.6 - Причіп-підкат

Аналогічні розробки, основу яких лежить поворотний коло, існують й у вантажних причепів (рис. 2.7).

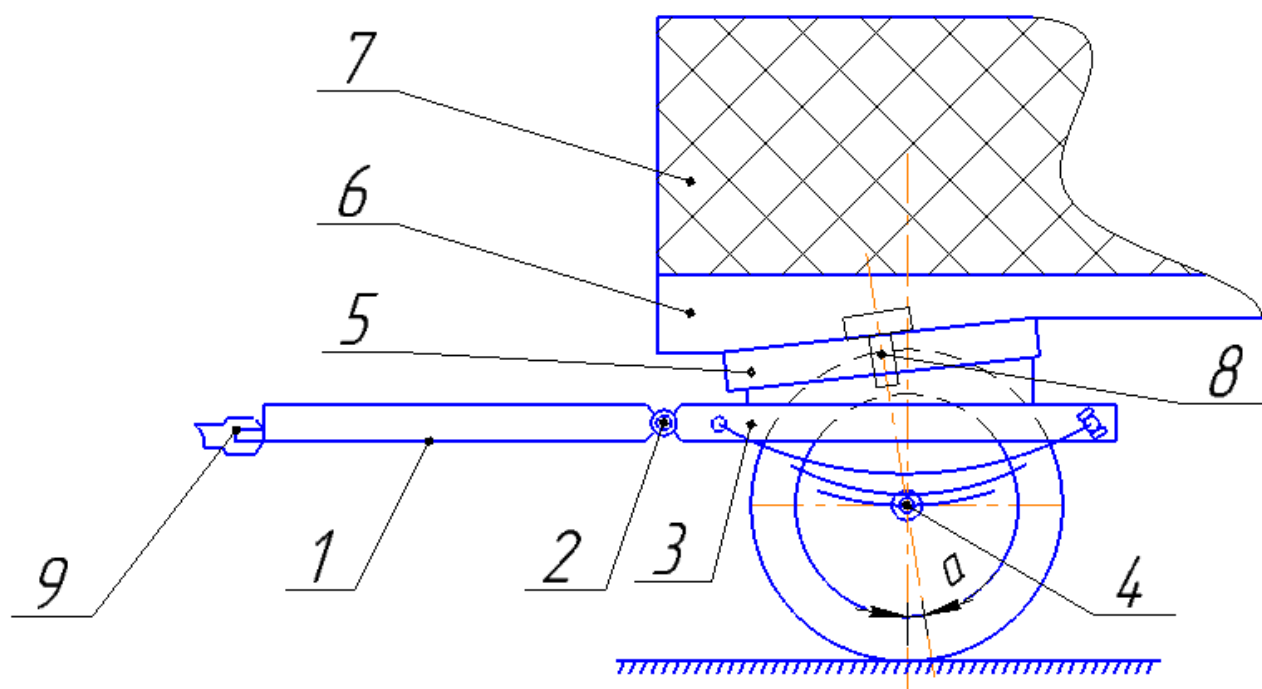


Рис. 2.7 - Вантажний причіп з поворотним колом

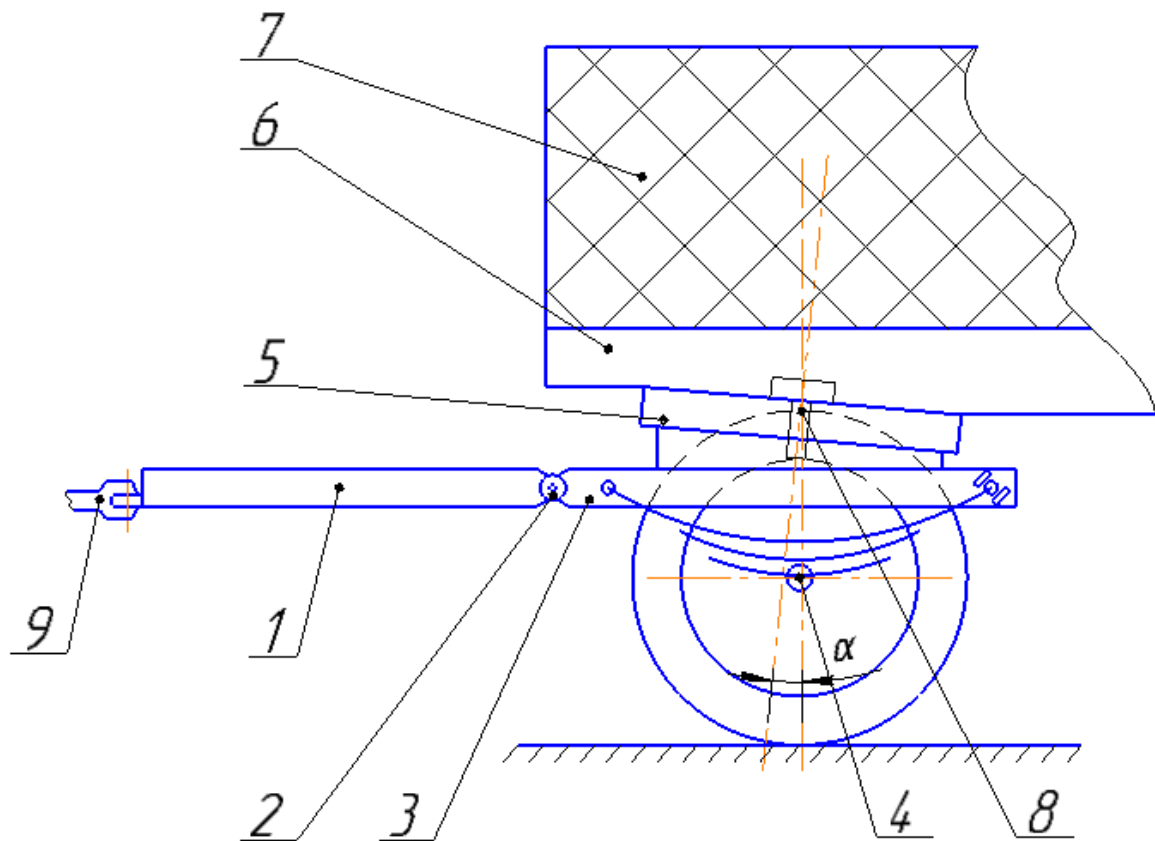


Рис. 2.8 - Вантажний причіп з поворотним колом

2.3.3 Фрикційні стабілізуючі пристрої

Такі пристрої ґрунтуються на збільшенні тертя в зчіпці автомобіля та причепа. Для цього можуть застосовуватися як гідравлічні, так і фрикційні амортизатори як на рис. 2.9. Додатковий опір зчленуванню причепа допомагає пом'якшити високочастотні та низькоамплітудні коливання, спричинені такими факторами, як пориви вітру або нерівності дороги. Перевагами пристрою є простота конструкції та невисока вартість, передбачуваність поведінки.



Рис. 2.9 - Фрикційний стабілізатор

2.3.4 Системи стабілізації з тягами

Поряд із простими системами з одним демпфером існують і складніші стабілізуючі системи з тягами, додатковими шарнірами, що забезпечують задану кінематику. Такі системи можуть виконувати й інші функції, поряд зі стабілізацією: наприклад, запобігати поздовжньому крену причепа, як у системі Equal-i-zer на рис. 2.10, або полегшувати зчеплення та розчеплення автопоїзда[23].

Система Hensley Arrow на рис. 2.11 не використовує демпфування та фрикційні елементи, але має таку кінематичну схему, яка дозволяє ініціювати поворот тягача щодо причепа, але не поворот причепа щодо тягача. Іншими словами, сила, що складає автопоїзд, повинна бути додана до провідної ланки причіпного пристрою. Це дозволяє як запобігти коливанням, а й зберегти максимальну рухливість у зчіпці при маневрах[24].

Описані пристрої є досить досконалими та ефективними, але також і дорогими, мають багато рухомих частин, пар тертя та точок кріплення.



Рис 2.10 - Система торгової марки "Equal-i-zer"

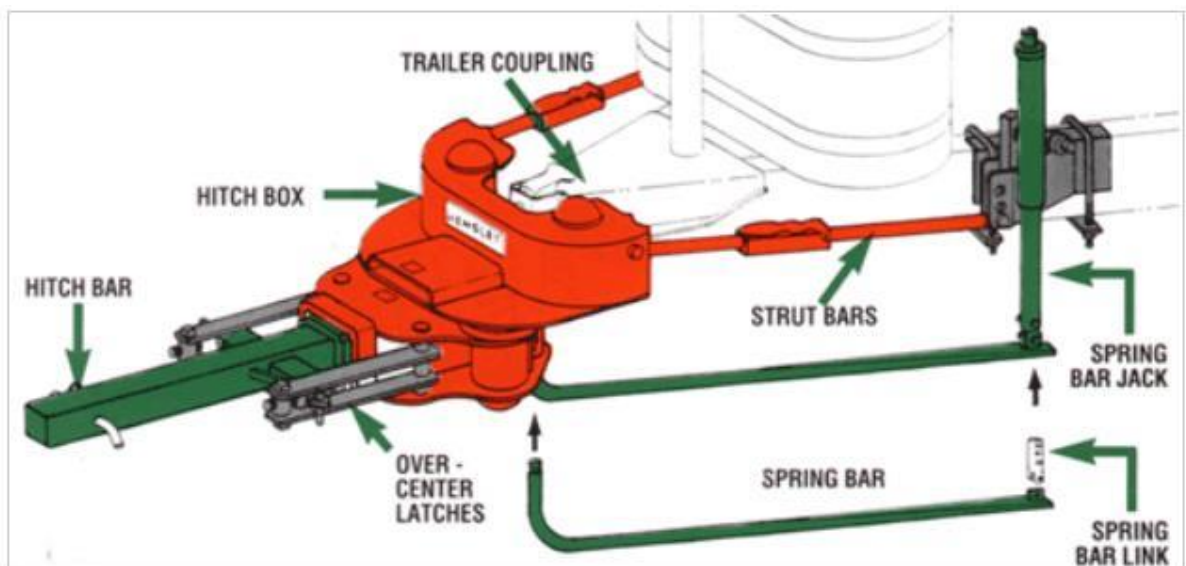


Рис 2.11 - Система "Hensley Arrow"

2.3.5 Електронні стабілізуючі системи

Поряд із суто механічними рішеннями в останні 15 років поширення набули електронно-керовані стабілізуючі системи. Більшість рішень базуються на існуючих системах електронної стабілізації автомобіля, таких як система ESP виробника Mercedes-Benz або TCL від Mitsubishi. Принципово системи

відрізняються мало, і для збереження траєкторії використовують головним чином показання датчиків швидкості обертання коліс, акселерометри, датчик положення рульового колеса і безпосередньо для зміни траєкторії - робочу гальмівну систему з блоком ABS для впливу на кожне окремо. Для застосування таких систем із причепами створюються програмні налаштування, які дозволяють враховувати зміну поведінки автомобіля під час руху з причепом. Ці системи найчастіше пропонуються автомобільними виробниками як частину заводської комплектації автомобіля. Приклад - система TSC (Trailer Stability Control) фірми Toyota.

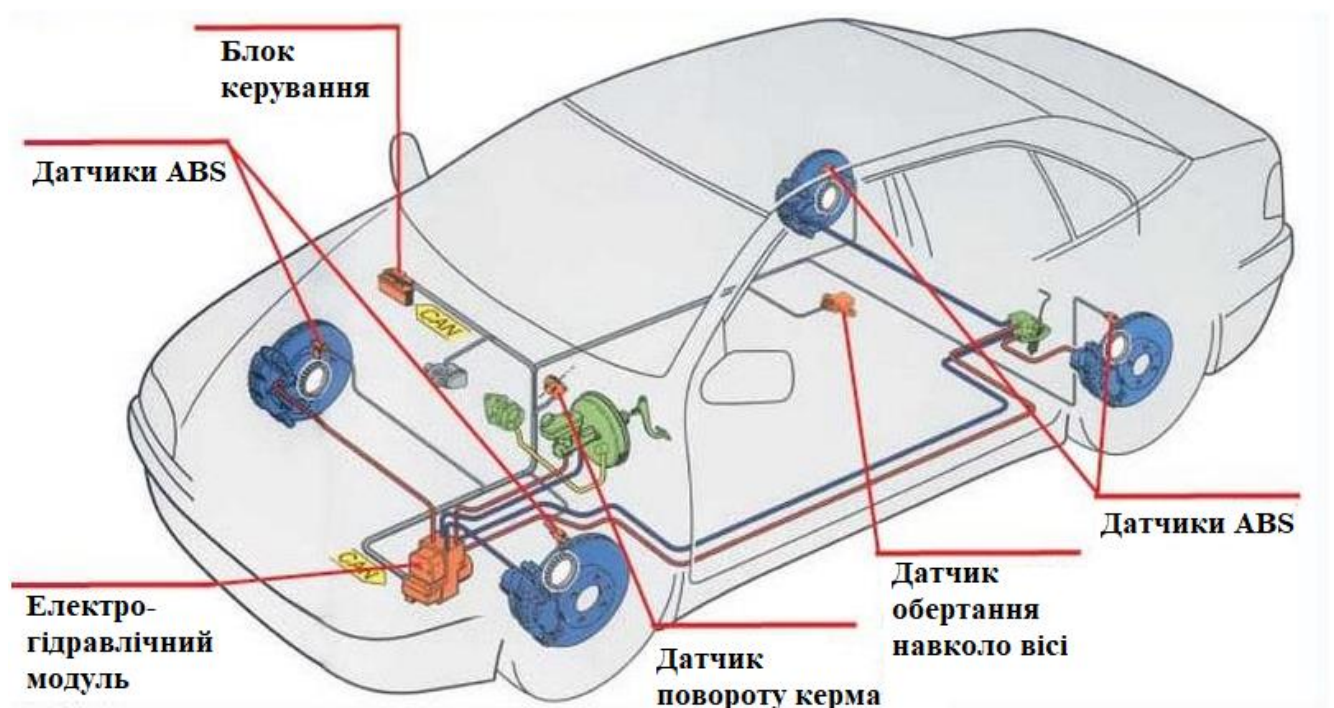


Рис. 2.12 - Схема системи стабілізації руху автомобіля

Електронні системи чудово показали себе за час їхнього існування, та, крім того, не вимагають додаткового обладнання автомобіля та причепа. Недоліком є те, що електронні системи у своїй більшості не можуть впливати безпосередньо на причіп, керуючи лише траєкторією автомобіля для гасіння коливань.

Найбільш ефективним сценарієм буде використання електронної системи спільно з механічним стабілізуючим пристроєм.

Висновки до розділу:

З огляду на існуючі конструкції та рішення ми можемо зробити кілька висновків. Насамперед ми можемо підтвердити те, що традиційні та широко використовувані ТЗП та причепи не мають жодних систем стабілізації руху. Стандартом де-факто для легкового автомобіля є причіп на рамі, з ресорною залежною або пружинною напівзалежною підвіскою, а стандартом ТЗП є пристрої кульового типу, з усіма їх перевагами та недоліками.

Другий висновок - серед розглянутих рішень, покликаних збільшити стабільність, стійкість, безпеку - немає універсального чи найефективнішого, кращого за сукупністю параметрів. Також, має сенс комплексний підхід до даних показників та правильним рішенням є застосування як механічних конструкцій, так і електронних систем-помічників.

Таким чином, мають сенс і будуть актуальні подальші розробки у цій галузі.

РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ТЯГОВО-ЗЧІПНОГО ПРИСТРОЮ

3.1 Застосування принципу нахилу осі повороту у техніці

Принцип нахилу осі повороту (як правило, колеса) використовується у техніці повсюдно. Найпростішим прикладом є нахил кермової колонки велосипеда (рис. 3.1). Це один із двох параметрів, який дозволяє рухатися на велосипеді «без рук» та полегшує керування ним. Так як точка контакту колеса (при позитивному нахилі) з поверхнею дороги лежить трохи позаду осі повороту, при відхиленні колеса від прямолінійного руху виникають бічні сили, які прагнуть повернути колесо в нульове положення.

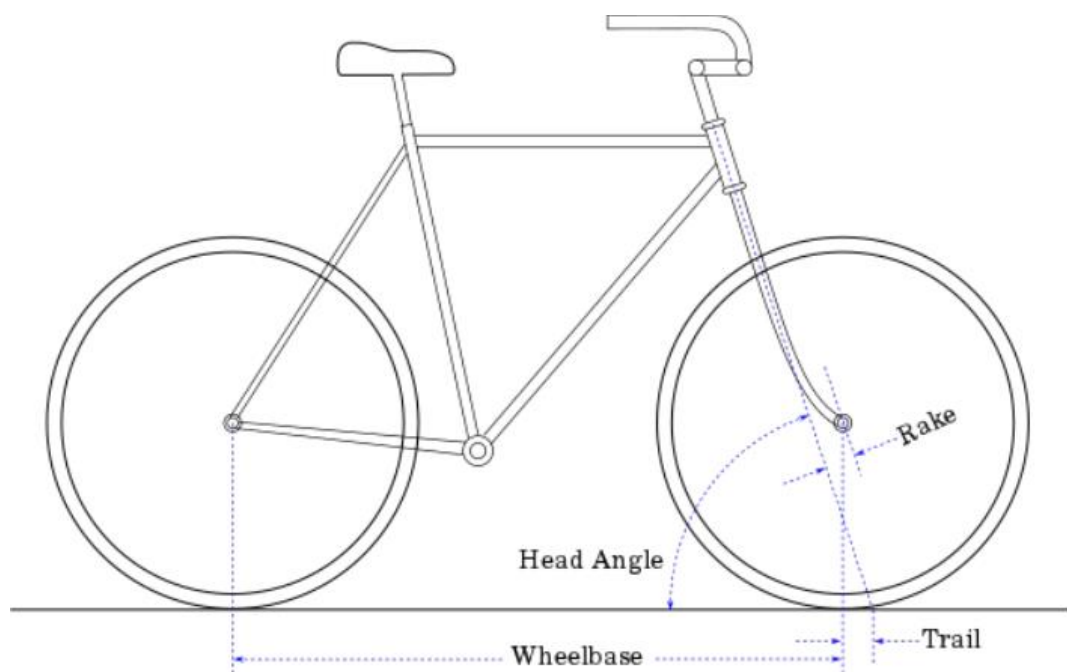


Рис 3.1 - Head Angle - нахил осі повороту переднього колеса велосипеда

У автомобілях передні керовані колеса також іноді мають нахил осі повороту - шворня - це збільшує стійкість автомобіля і зменшує нишпорення, викликане нерівностями дороги. При повороті зовнішнє колесо прагне підняти автомобіль, внутрішнє саме піднімається. Таким чином, для повороту коліс необхідно не тільки подолати сили тертя, але й витратити деяку кількість енергії

на піднімання шасі. Завдяки цьому і вище описаним бічних сил водій може відчувати автомобіль. Назад цього ефекту є збільшення зусилля на кермі автомобіля, тому важливо знайти оптимальне значення параметра. Також нахил осі повороту колеса автомобіля називається кастер чи кастор від англійського *caster angle*[25].

Традиційно великий кут нахилу осі повороту колеса застосовується у автомобілях Mercedes-Benz (рис. 3.2). В автоспорті, а саме в дисциплінах, пов'язаних з керуванням ковзанням, зазвичай збільшують кут кастера, що дозволяє керуваним колесам самостійно повертатися в напрямку руху автомобіля при занесенні.



Рис 3.2 - Позитивний розвал внутрішнього колеса автомобіля Мерседес-Бенц при повороті, викликаний позитивним кутом нахилу осі повороту

В основу стабілізуючого пристрою, що розробляється, теж ліг принцип нахилу осі повороту, але в нашому випадку нахилена буде вісь повороту всього причепа, а не окремого колеса. Першим варіантом пристрою, що використовує похилий шворень, стала наступна конструкція.

3.2 Пропонована конструкція ТЗП

Пропонована нами конструкція - спеціальний стабілізуючий тягово-зчіпний пристрій, для одновісних причепів, проєктований з метою підвищення безпеки руху автопоїздів шляхом поліпшення показників стійкості.

Даний пристрій передбачається використовувати замість зчіпної кулі, що застосовується повсюдно на легкових автомобілях, тому необхідно було забезпечити переобладнання серійних автомобілів і причепів для використання з новим тягово-зчіпним пристроєм.

Принцип роботи пристрою заснований на застосуванні в конструкції хрестовини, вертикальна вісь якої нахилена по ходу руху автопоїзда під кутом α , для того, щоб при повороті автопоїзда виникало зусилля, що прагне повернути причіп в положення прямолінійного руху.

На рис. 3.2-3.3 зображено принципову схему пристрою у двох проекціях.

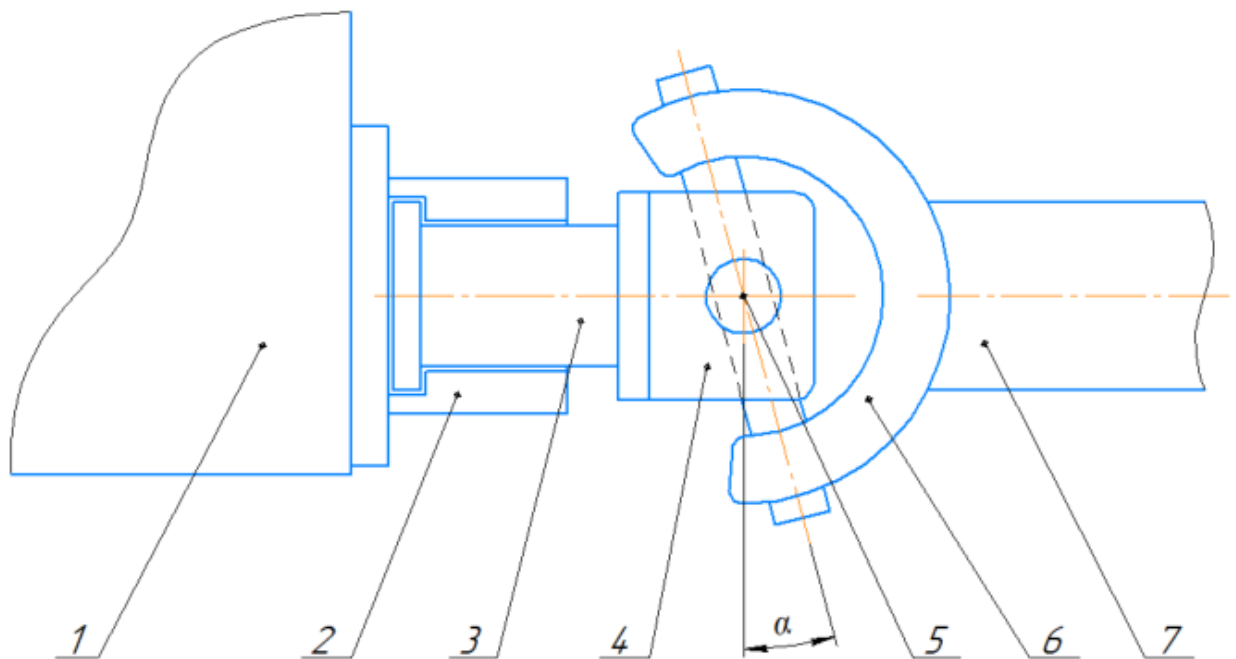


Рис. 3.2 - Схема стабілізуючого тягово-зчіпного пристрою (вид ліворуч)

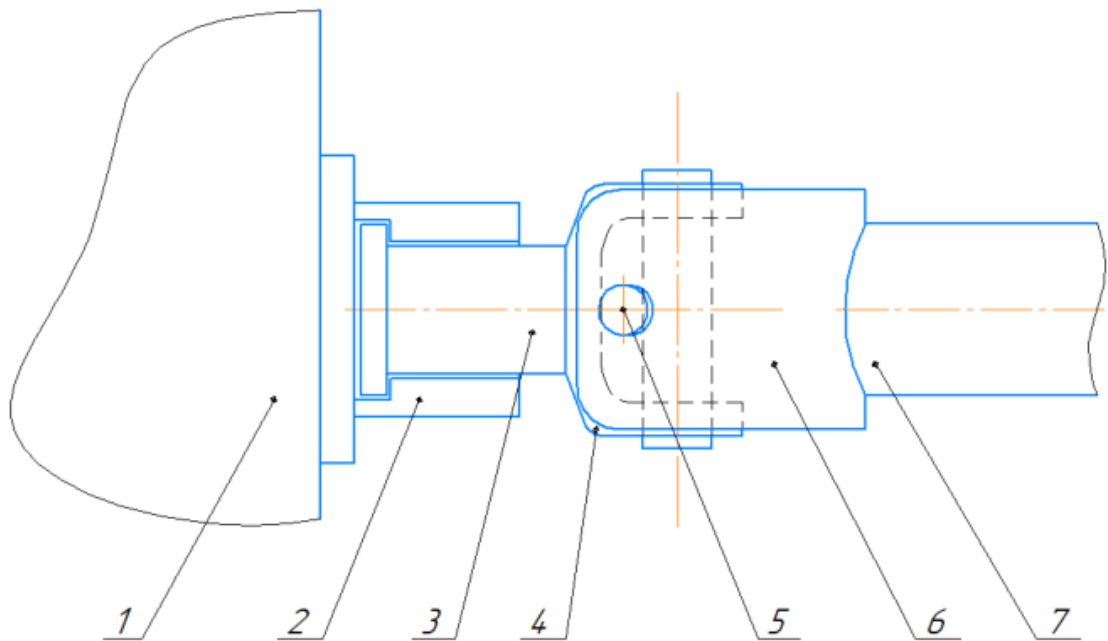


Рис. 3.3 - Схема стабілізуючого тягово-зчіпного пристрою (вид зверху)

1 - силовий елемент кузова автомобіля; 2 - кріплення; 3 - шток; 4 - передня вилка;
5 - хрестовина; 6 - задня вилка; 7 - дишло причепа

Кріплення 2 жорстко прикріплено до силових елементів кузова автомобіля або за її наявності до рами. Для зчеплення причепа з автомобілем шток 3 вставляється у кріплення 2 та закріплюється гайкою. Таке з'єднання зберігає можливість повороту частин автопоїзда навколо його поздовжньої осі щодо один одного. Шток через 3 передню вилку 4 пов'язаний з горизонтальною віссю хрестовини 5, а дишло причепа 7 через задню вилку 6 пов'язано з похилою віссю хрестовини 5. Це забезпечує можливість повороту причепа навколо вертикальної і поперечної осей.

У реальній конструкції представленої на рис. 3.4, зчіпка здійснюється за допомогою гайки 7, яка фіксується шпінтом 10. Також застосовуються гумові елементи 4,5 для гасіння ударних навантажень і зменшення шуму. Використовується хрестовина 9 стороннього виробника з відповідними посадочними розмірами, встановлюється у вилки з натягом і фіксується кільцями 8.

Деталі пристрою виготовляються із листового сталевого прокату методом згинання на пресі. Також застосовується кругла товстостінна сталева труба та сталевий круг. Деталі з'єднуються за допомогою напівавтоматичного зварювання електродом, що плавиться, в середовищі захисного газу.

Корпус пристрою 1 приєднується до рами або підрамника, який у свою чергу, закріплюється на силових елементах кузова автомобіля. Конструкція підрамника для кожної моделі автомобіля є індивідуальною, але на ринку існують готові рішення з причіпними кулями, які можна переобладнати для використання з пропонованим пристроєм.

Задня вилка пристрою приєднується до дишла причепа за допомогою зварювання. Такий метод з'єднання зумовлений різноманітністю конструкцій причепів і, як наслідок, неможливістю створити універсальне кріплення, сумісне з більшістю моделей причепів. Ця зварна конструкція була окремо розрахована на міцність і показала високі характеристики міцності, тому її використання безпечне.

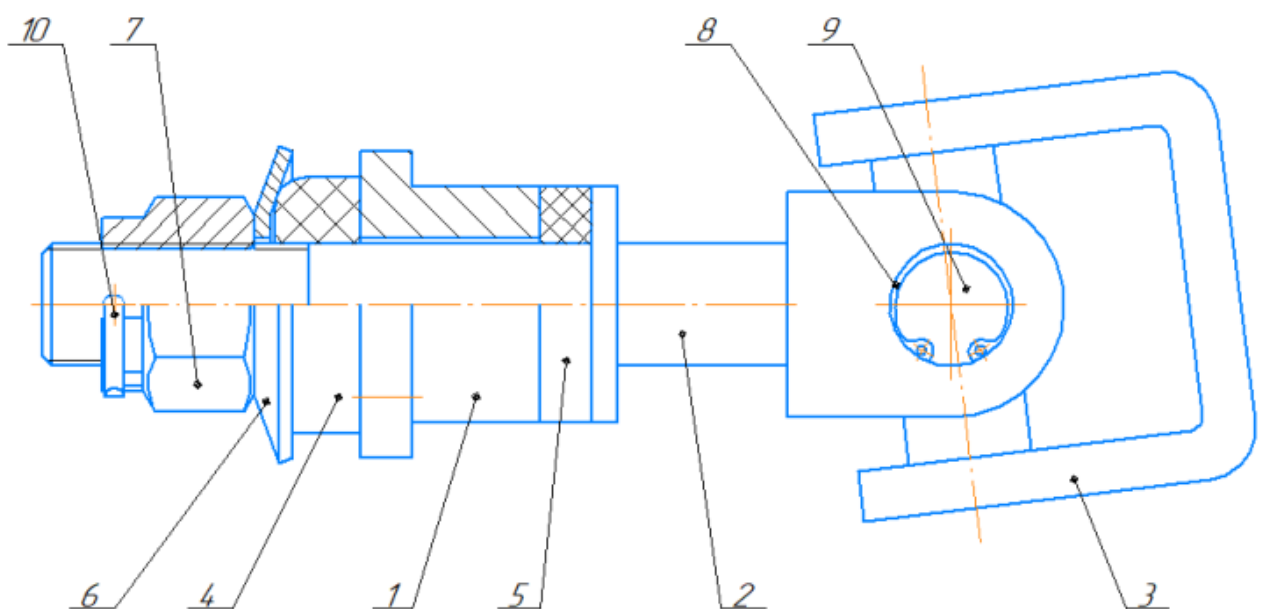


Рис. 3.4 - Стабілізуючий тягово-зчіпний пристрій

1 - корпус пристрою; 2 - шток із передньою вилкою; 3 - задня вилка; 4 - гумовий демпфер; 5 - гумове кільце; 6 - притискна шайба; 7 - гайка корончаста; 8 - стопорне кільце; 9 - хрестовина; 10 - шплінт.

Загальний вигляд автомобіля з причепом, що оснащений стабілізуючим тягово-зчіпним пристроєм представлений на рис 3.5.

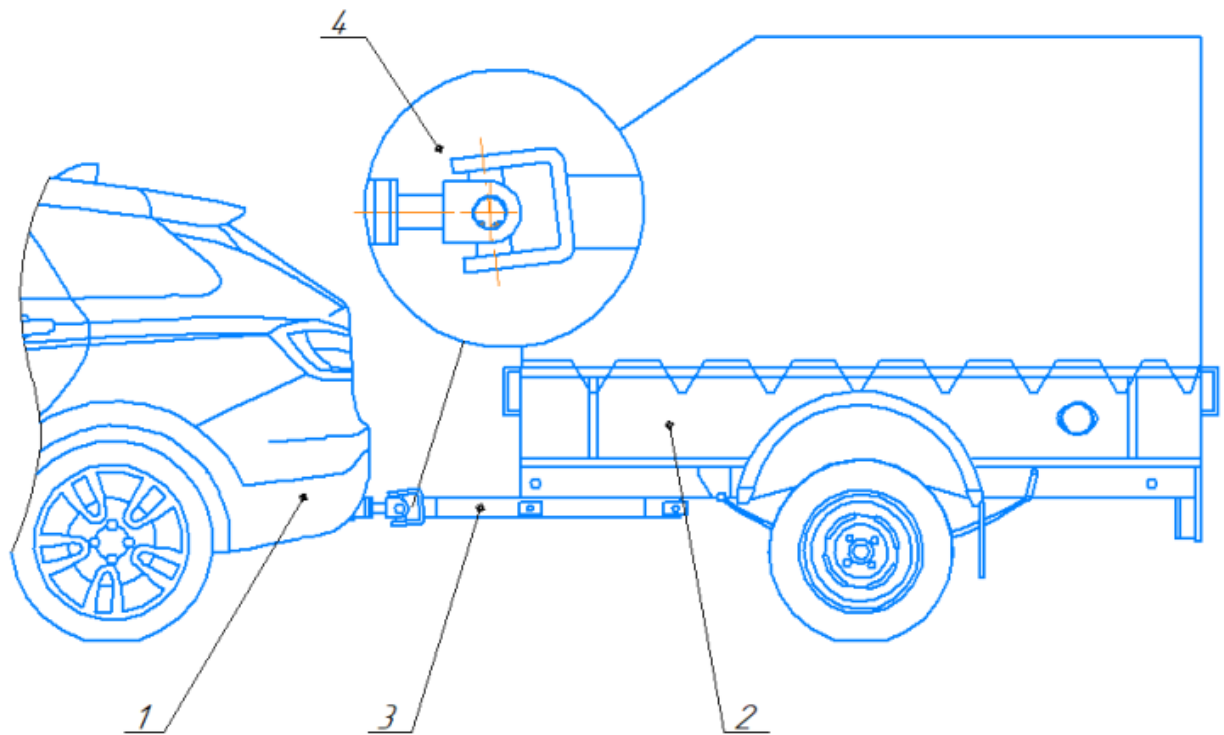


Рис. 3.5 - Автомобіль з причепом

1 - автомобіль-тягач; 2 - причіп; 3 - дишло причепа; 4 - стабілізуючий тягово-зчіпний пристрій

Технічний результат полягає в тому, що така конструкція стабілізуючого тягово-зчіпного пристрою одновісного причепа дозволить підвищити стійкість прямолінійного руху причепа та автопоїзда в цілому, збільшити критичну швидкість автопоїзда за межами якої виникають поперечні коливання причепа, що збільшують габаритний коридор руху автопоїзда та знижують габаритний коридор руху автопоїзда.

3.2.1 Розрахунок міцності хрестовини

Хрестовина, що використовується в конструкції пристрою, несе тільки згинальне навантаження, яке досягає максимуму при гальмуванні автопоїзда.

Оскільки обидві осі хрестовини мають однакове навантаження, розрахуємо тільки одну вісь - горизонтальну.

Як максимальне навантаження приймемо навантаження, що припадає на хрестовину під час екстреного гальмування автопоїзда. Прискорення автопоїзда при екстреному гальмуванні досягає 5 м/с^2 .

За другим законом Ньютона:

$$F_{\text{гальм}} = m \cdot a \quad (3.1)$$

де m – маса причепа;

a – прискорення автопоїзда.

$$F_{\text{гальм}} = 2000 \cdot 5 = 10000(\text{Н})$$

Сила прикладена у центр осі хрестовини. Діаметр осі хрестовини становить 14 мм. Збільшення площі перерізу в середині хрестовини можна знехтувати. Розрахункова схема хрестовини представлена на рис. 3.6.

$$L = 75 \text{ мм} = 0,075 \text{ м}$$

$$l_1 = l_2 = 37,5 \text{ мм} = 0,0375 \text{ м}$$

$$F = 10000 \text{ Н} = 10 \text{ кН}$$

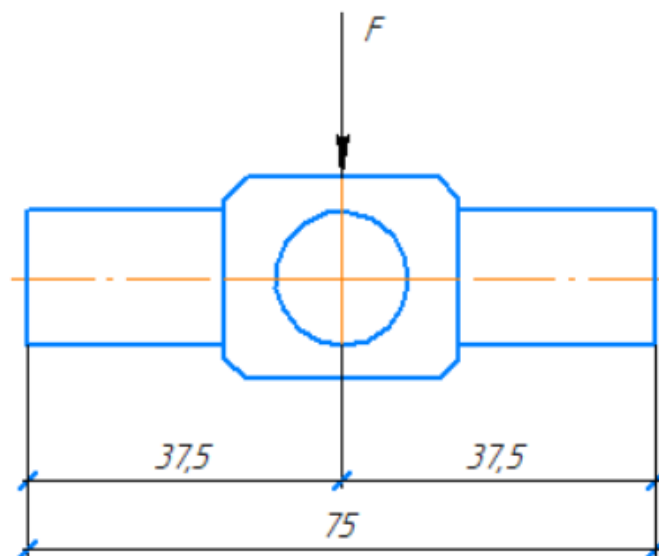


Рис. 3.6 - Розрахункова схема хрестовини

Знайдемо реакції опор[26]:

$$\sum M_B = 0 \quad (3.2)$$

$$R_A \cdot 0,075 - 10 \cdot 0,0375 = 0 \Rightarrow R_A = 5(\text{кН})$$

$$R_B = R_A, \text{ так як } l_1 = l_2$$

Визначимо максимальний згинальний момент:

$$M_{max}^{зг} = 5 \cdot 0,0375 = 0,1875 (\text{кН} \cdot \text{м})$$

Знайдемо площу поперечного перерізу:

$$W_z = \frac{\pi \cdot d^2}{4}, \quad (3.3)$$

де D – діаметр осі хрестовини

Визначимо максимальну нормальну напругу:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W_z} \quad (3.4)$$

$$\sigma_{max} = \frac{0,1875}{1,54 \cdot 10^{-4}} = 1218(\text{Па}) = 0,0012 \text{ МПа}$$

Для забезпечення міцності хрестовини на вигин має виконуватися умова[27]:

$$\sigma_{max} \leq [\sigma] \quad (3.5)$$

де $[\sigma]$ - максимально допустима напруга при згинанні для даного матеріалу.

Хрестовини виготовляються з високолегованих сталей, прийmemo $[\sigma] = 300$ МПа.

$$0,0012 \text{ МПа} \leq 300 \text{ МПа}$$

Умову міцності на вигин виконується, використання даної хрестовини можна вважати безпечним.

3.2.2 Розрахунок міцності болтового з'єднання

Корпус тягово-зчіпного пристрою закріплюється на силовому елементі кузова автомобіля за допомогою чотирьох болтів M12 класу міцності 10.9 ДСТУ ISO 4014-2013 з гайками класу міцності 10 ДСТУ ISO 4032-2014.

Розрахункове зусилля, яке може бути сприйняте одним болтом при розтягуванні, слід визначати за формулою[28]:

$$N_{bt} = R_{bt} \cdot A_{bn} \cdot \gamma_c \quad (3.6)$$

де R_{bt} - розрахунковий опір одноболтових з'єднань;

A_{bn} - площа перерізу різьбової частини;

γ_c - коефіцієнт умов роботи;

$R_{bt} = 415 \text{ Н/мм}^2$;

$A_{bn} = 76,2 \text{ мм}^2$;

$\gamma_c = 1,0$

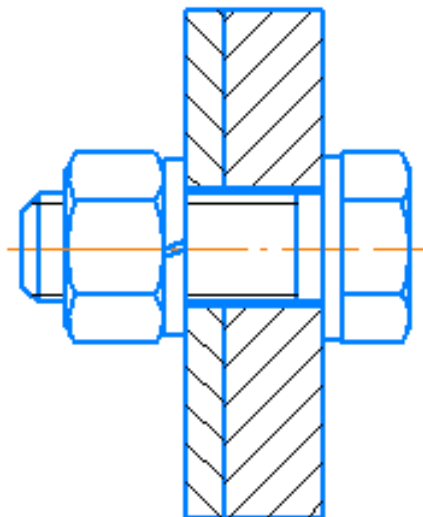


Рис. 3.7 - Розрахункова схема болтового з'єднання

Розрахуємо максимальне зусилля для одного болта:

$$N_{bt} = 415 \cdot 76,2 \cdot 1,0 = 31623 \text{ (H)}$$

Для чотирьох болтів:

$$N_{bt} = 31632 \cdot 4 = 126492 \text{ (H)}$$

Для забезпечення міцності болтового з'єднання має виконуватися умова:

$$\begin{aligned} F_{max} &\leq N_{bt} \\ 6000 \text{ H} &\leq 126492 \text{ H} \end{aligned} \quad (3.7)$$

Коефіцієнт запасу міцності:

$$\begin{aligned} n &= \frac{P}{F} \\ n &= \frac{126492}{6000} = 21,1 \end{aligned} \quad (3.8)$$

За результатами розрахунку умова міцності виконується, з'єднання має високий коефіцієнт запасу міцності, отже, використовувати його безпечно.

3.2.3 Розрахунок міцності різьбового з'єднання

Шток тягово-зчіпного пристрою фіксується від осьового переміщення корончастою гайкою 2М24х2-6Н ГОСТ 5918-73 та шплінтом. Це з'єднання навантажене на розтягування. Максимальне навантаження у з'єднанні виникає також при русанні автомобіля з місця.

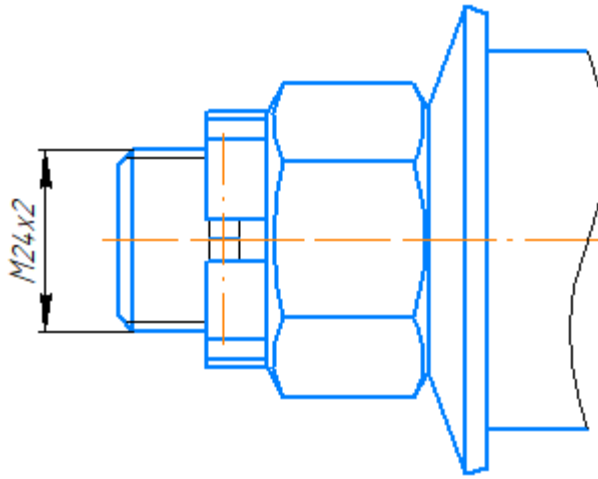


Рис. 3.8 - Схема різьбового з'єднання

Розрахункове зусилля, яке може бути сприйняте одним болтом при розтягуванні, слід визначати за формулою 3.6:

$$N_{bt} = R_{bt} \cdot A_{bn} \cdot \gamma_c, \quad (3.9)$$

де R_{bt} - розрахунковий опір одноболтових з'єднань;

A_{bn} - площі перерізу різьбової частини;

γ_c - коефіцієнт умов роботи;

$$R_{bt} = 415 \text{ Н/мм}^2;$$

$$A_{bn} = 364,6 \text{ мм}^2;$$

$$\gamma_c = 1,0$$

Розрахуємо максимальне зусилля для різьбового з'єднання:

$$N_{bt} = 415 \cdot 364,6 \cdot 1,0 = 151309 \text{ (Н)}$$

Для забезпечення міцності болтового з'єднання має виконуватися умова:

$$F_{max} \leq N_{bt} \quad (3.10)$$

$$6000 \text{ Н} \leq 151309 \text{ Н}$$

Коефіцієнт запасу міцності:

$$n = \frac{P}{F} \quad (3.11)$$

$$n = \frac{151309}{6000} = 25,2$$

За результатами розрахунку умова міцності виконується і з'єднання має високий запас міцності. Використання цього з'єднання безпечне.

3.3 Конструкція зі змінним кутом нахилу шворня

Недолік вищеописаного пристрою полягає в тому, що при повороті автопоїзда силовий момент, що виникає щодо осі шворня, перешкоджає складання автопоїзда, необхідного для повороту без ковзання коліс причепа по поверхні руху, що погіршує маневрові характеристики автопоїзда і його безпеку в умовах експлуатації.

Технічна проблема полягає в тому, що взаємозв'язки кінематичних елементів у конструктивному рішенні прототипу і наявність у кінематичному ланцюгу тягово-зчіпного пристрою нерегульованого в поздовжній вертикальній площині нахилу шворня не дозволяють зменшувати силовий момент щодо осі шворня, що діє на тяговий поворот. погіршує експлуатаційні показники автопоїзда.

Цю проблему можна вирішити установкою на верхній вушок вилки стабілізуючого ТЗП фланця з можливістю кутового та поздовжнього переміщення в горизонтальній площині, який дозволив би змінювати кут нахилу осі повороту причепа.

Стабілізуючий буксирний пристрій одноосьового причепа зі змінним нахилом шворня працює наступним чином. Тяговий важіль причепа передньою частиною 1 приєднується буксирним пристроєм до тягача 6 (рис. 3.9). При русі по

прямий верхній кінець шворня 4 зміщений від вертикалі до кузова 7 причепа (рис. 3.10) на величину, що відповідає різниці довжин між максимальним і мінімальним радіусами кулачка (у формалізованому вигляді - величині підйому штовхача кулачкового механізму), а шип 9 вилки-фланця 5 і розташований в пазу 11 кулачка 10 контактує з вершиною кулачка (рис. 3.11), при цьому навантаження від кузова 7 причепа розподіляється між ходовими колесами рівномірно[29].

При виникненні бічних відхилень (виляння) причепа на прямолінійній траєкторії руху тягача 6, тяговий важіль відхиляється щодо автомобіля-тягача 6, повертаючи нерухомо закріплений на його передньому кінці 1 шворінь 4 і пов'язаний з ним через кульковий шарнір 14 кулак 1. поздовжньої площини поворот тягового важеля щодо автомобіля-тягача 6 відбувається у горизонтальній площині та у вертикальній поперечній тяговому важелі площини. В результаті впливу сили тяжіння в буксирному пристрої виникає закручуючий момент, що діє на тяговий важіль щодо його поздовжньої осі і утворюється момент, що стабілізує відносно осі шворня 4, що сприяє поверненню тягового важеля в положення прямолінійного руху. При цьому шип 12 контактує з кулачком 10 в секторі з максимальним радіусом профільної поверхні кулачка. Це забезпечує розташування шворня 4 з найбільшим нахилом, що у свою чергу сприяє виникненню стабілізуючого моменту, необхідного для гасіння коливань причепа прямолінійному руху автопоїзда.

При повороті автопоїзда тяговий важіль повертається, щодо автомобіля-тягача 6, повертаючи нерухомо закріплений на його передньому кінці шворінь 4 і пов'язаний з ним через кульковий шарнір 14 кулачок 10 (рис. 3.12, 3.13). В результаті взаємодії кулачка 10 з шипом, що розташований в профільному пазу 11 цього кулачка, відбувається зміщення кулачка 10 і пов'язаного з ним через кульковий шарнір 14 верхнього кінця шворня 4, який встановлений у прорізі 13 верхньої провухини 9 вилки-фланця 5, вперед по ходу тягача 6. При цьому шворень 4, що встановлений шарнірно в нижній провухині 15, робить поворот у поздовжній вертикальній площині, а також осьове переміщення вниз, щодо нижнього вуха 15 вилки-фланця 5.

Технічний результат полягає в тому, що зменшення кута нахилу шворня при повороті автопоїзда дозволяє зменшувати силовий момент щодо осі шворня, що перешкоджає повороту причепа щодо тягача, що полегшить умови повороту автопоїзда - знизить силові навантаження в зчепному пристрої, дозволить зменшити бічне ковзання коліс.

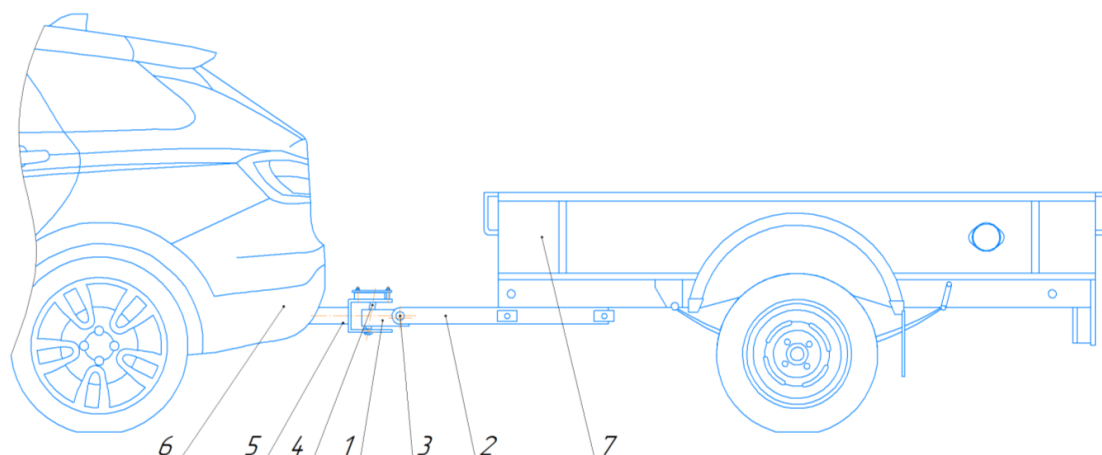


Рис 3.9 - Загальний вигляд конструкції

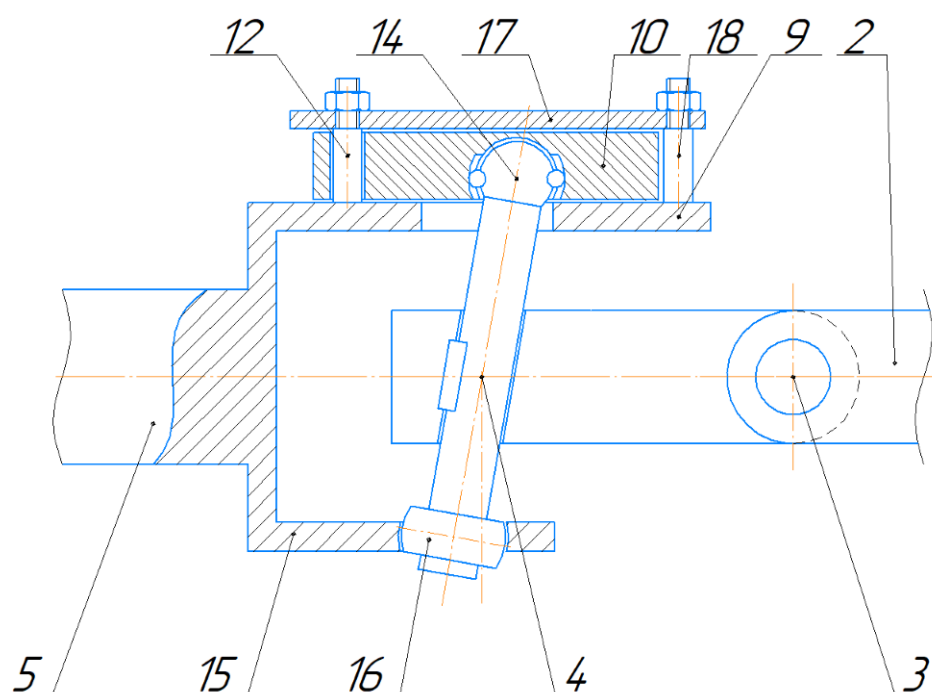


Рис 3.10 - Вид зліва

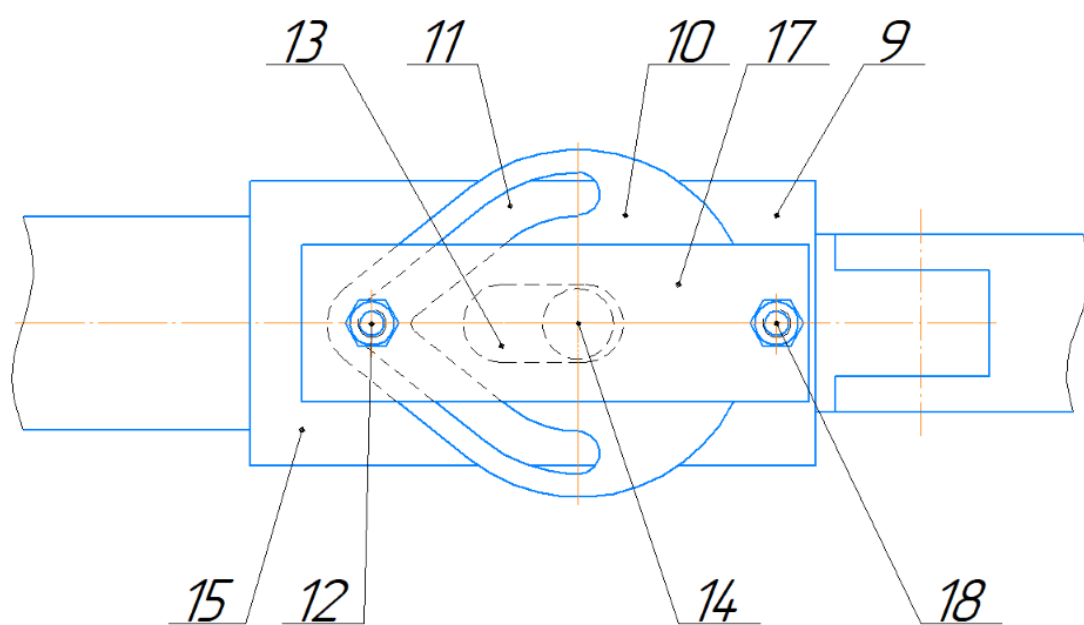


Рис 3.11 - Вид зверху

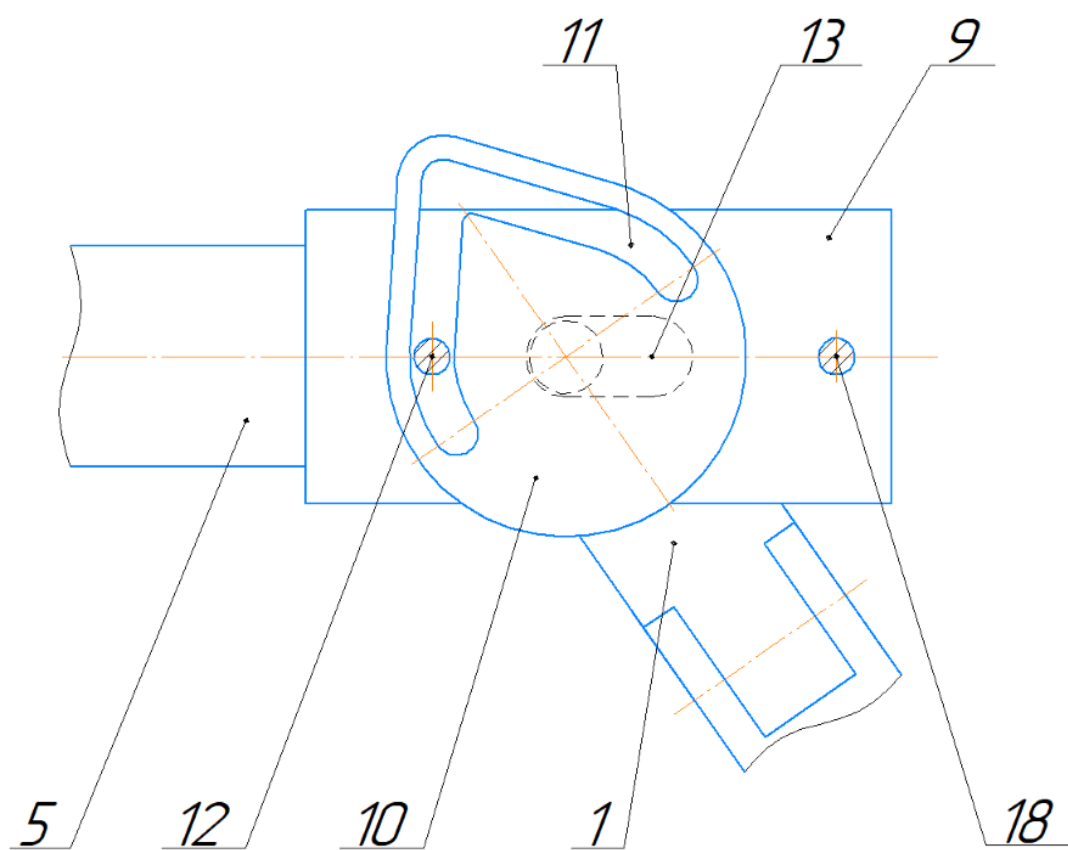


Рис 3.12 - Вид зверху на повороті

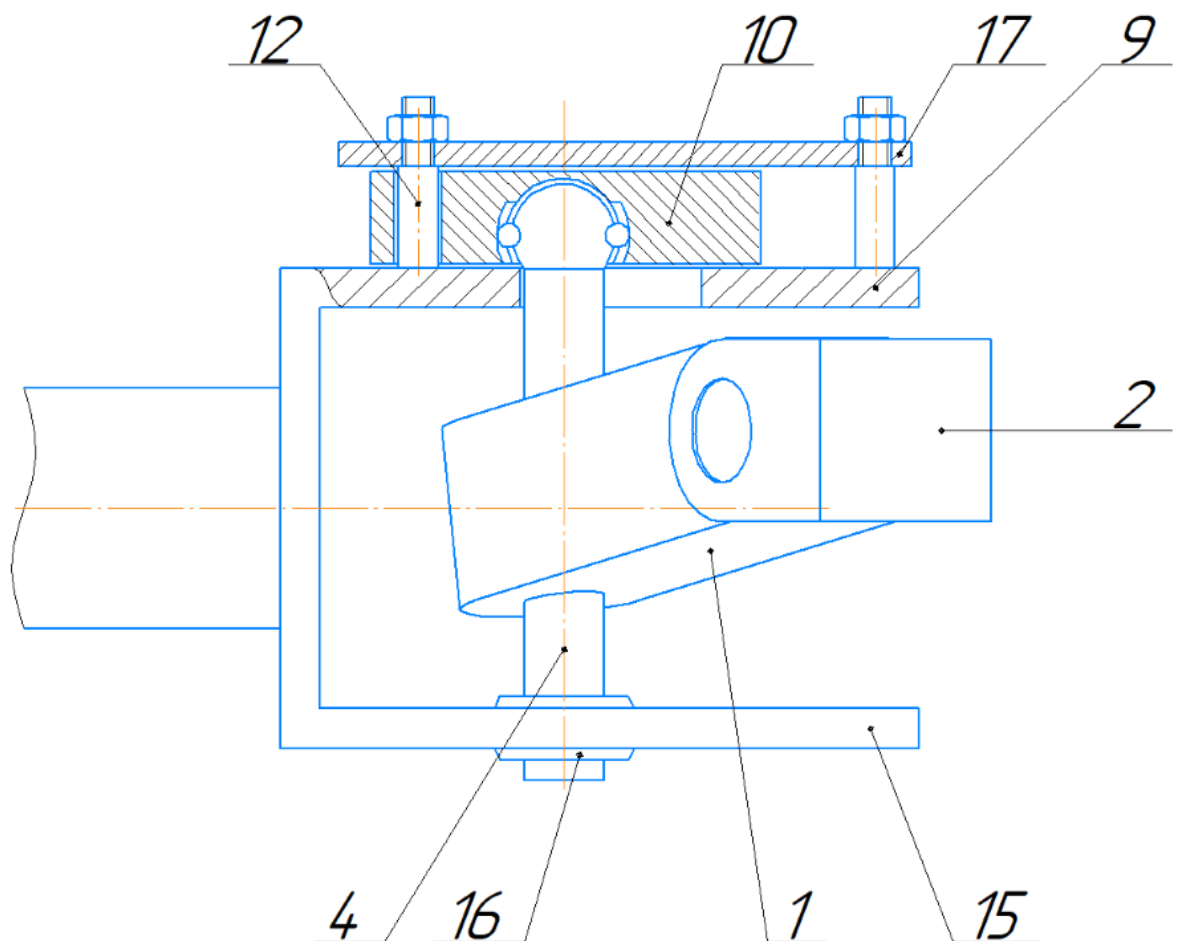


Рис 3.13 - Вид зліва на повороті

3.4 Створення реальної моделі зчіки із стабілізуючим ТЗП

З метою візуалізації ідеї, а також перевірки та демонстрації принципу роботи стабілізуючого ТЗП було створено макет зчіпки, що діє.

Основою моделі послужив дитячий іграшковий автомобіль у масштабі, що приблизно відповідає 1:24. Іграшка була доопрацьована для відповідності принципової конструкції ТЗП, що розробляється (рис 3.14 а, б). У зчіпці застосовано хрестовину, одна вилка якої похило закріплена на причепі, а друга горизонтально на тягачі, так, що вісь повороту причепа нахилена вперед по ходу руху (рис. 3.15 а, б). Також були виготовлені кілька варіантів деталей для надання різного кута нахилу хрестовині ТЗП.

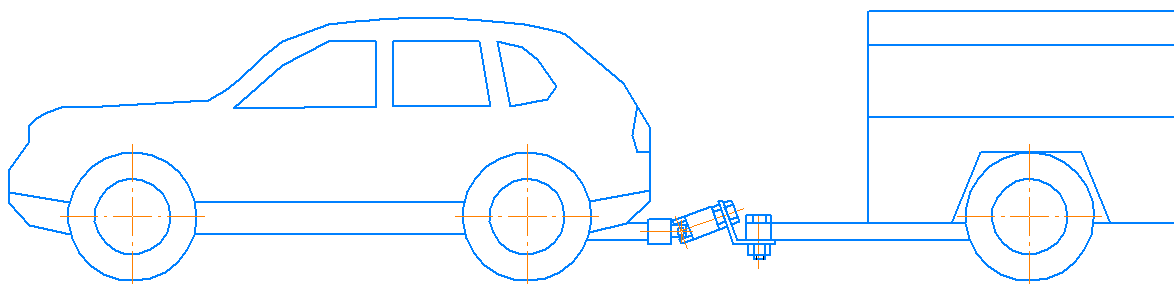


Рис. 3.14, а - Схема моделі зчїпки

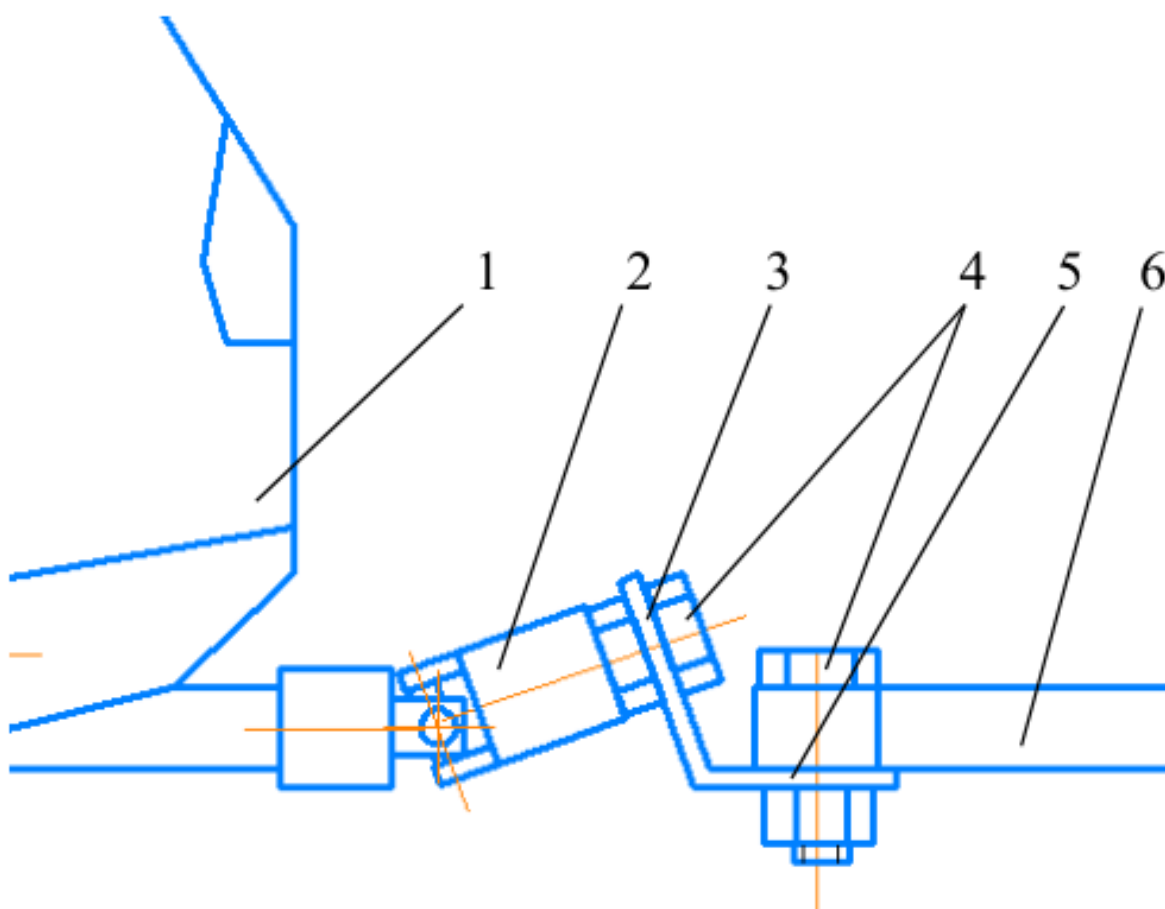


Рис. 3.14, б - Схема моделі зчїпки

1 – автомобіль-тягач; 2-хрестовина; 3 - кронштейн; 4 – болт із гайкою (2 шт.); 5 –
дишло причепа; 6 – кутник із заданим кутом нахилу



Рис. 3.15, а - Модель зчіпки



Рис. 3.15, б - Модель зчіпки

Побудований макет дозволяє нам зрозуміти, що кінематика пристрою працює так, як було задумано: при повороті тягача завантажується внутрішнє колесо причепа. Оскільки модель не обладнана пружною підвіскою, колесо причепа відривається від опорної поверхні. Водночас вага причепа прагне повернути причіп у горизонтальне положення, а зчіпку прагне випрямити.

3.5 Математична модель пристрою

Для глибшого аналізу роботи пристрою потрібна математична модель зчіпки. Будемо ґрунтуватися на запропонованій у статті методиці розрахунку для двовісного причепа з похилим поворотним кругом[30].

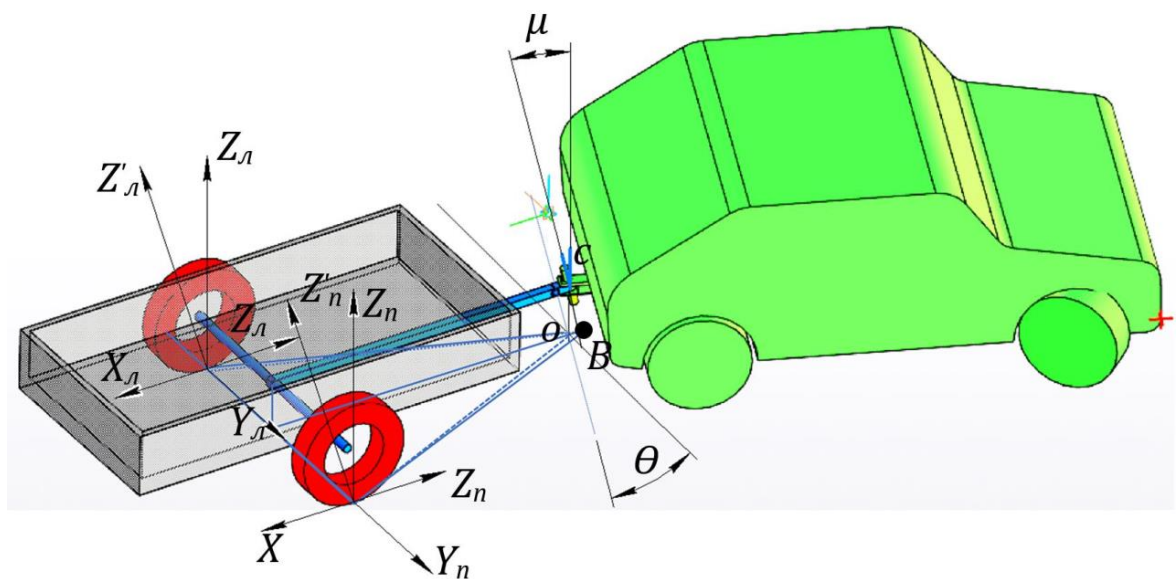


Рис 3.16 - Розрахункова схема зчіпки

На колеса причепа при повороті діють наступні реакції:

X - дотична реакція дороги;

Y - поперечна реакція дороги;

Z_n - вертикальна реакція дороги.

Визначимо поперечну реакцію колеса, що діє вздовж ходової осі коліс причепа. Для зручності визначення реакції Y , що становлять реакції $Z_{\text{п}}$, а також їх плечей для визначення моментів, представимо рух ходової осі у формалізованому вигляді при повороті вправо (рис. 3.17) на кут від нейтрального положення. Поворот ходової осі відбувається у площині, нахилений на кут μ до горизонтальної поздовжньої осі причепа. Для визначення моменту M_y від реакції Y необхідно визначити значення цієї реакції та плече Bd .

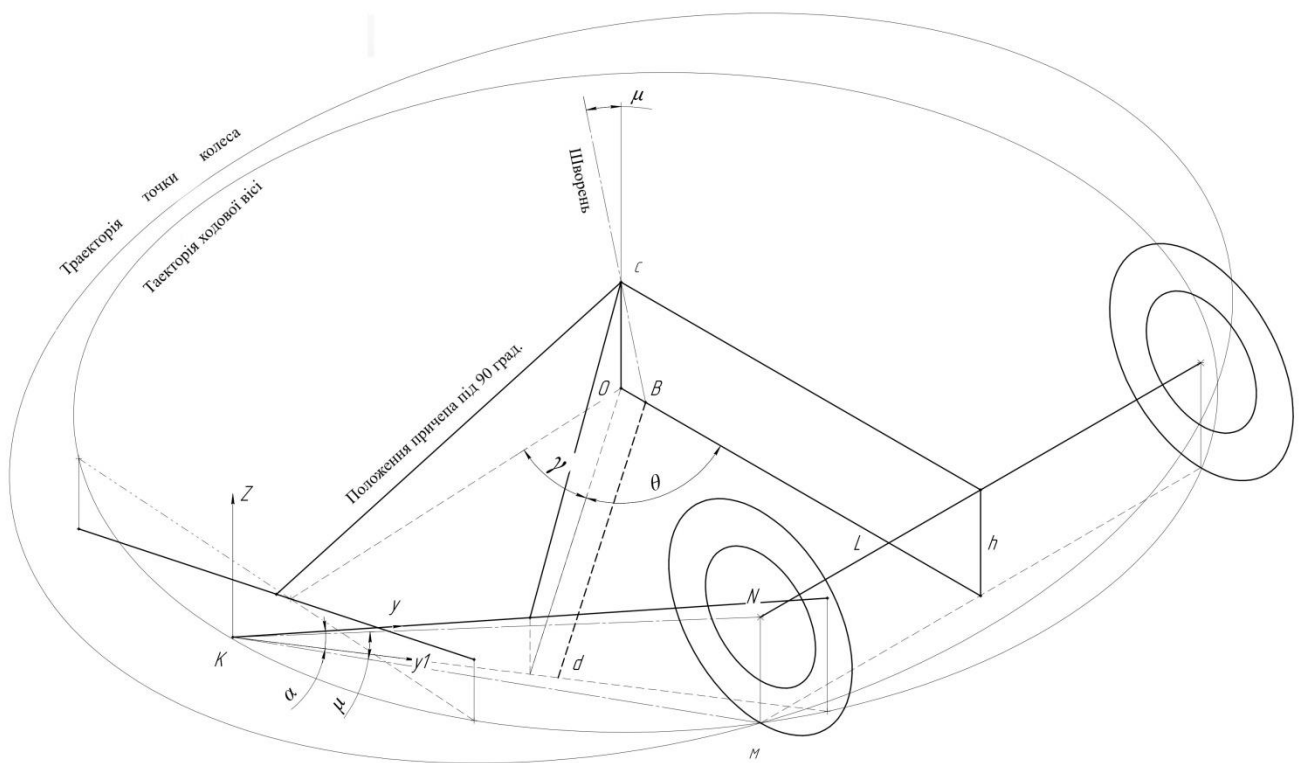


Рис.3.17 - До визначення моментів M_y , M_x , $M_{\text{зп}}$ від реакції дороги (грунту) на внутрішнє до центру повороту колесо переднього поворотного візка

При повороті ходової осі на кут θ відбувається її нахил на кут α_k до поверхні руху і підйом на висоту h від нейтрального положення. Відкладемо відрізок KM з точки контакту колеса з дорогою K перпендикулярно до нейтрального положення ходової осі. Тоді з трикутника KNM :

$$h = K \cdot N \cdot \sin \mu ; \quad (3.12)$$

Враховуючи, що $KN = L \cdot \sin \theta$; де L - довжина півосі коліс переднього візка, отримаємо:

$$h = L \cdot \sin \theta \cdot \sin \mu ; \quad (3.13)$$

З трикутника КСО визначимо $\sin \alpha$ кута нахилу ходової осі коліс до горизонтальної площини:

$$\sin \alpha = \frac{h}{L} = \frac{L \cdot \sin \theta \cdot \sin \mu}{L} \quad (3.14)$$

$$\alpha = \arcsin(\sin \theta \cdot \sin \mu) \quad (3.15)$$

Плечі Bd між точкою перетину осі шворня з площиною руху та напрямом складової реакції Y визначиться з трикутника OBd :

$$Bd = OB \cdot \sin \gamma \quad (3.16)$$

де γ - кут між проекцією ходової осі на повороті і відрізком OB , що з'єднує точку перетину шворня B і проекцію середини ходової осі O з поверхнею руху. Враховуючи, що $\gamma = 90^\circ$ – визначиться OB :

$$OB = h \cdot \operatorname{tg} \mu \quad (3.17)$$

Тоді отримаємо

$$Bd = h \cdot \operatorname{tg} \mu \cdot \sin(90 - \theta) \quad (3.18)$$

$$Bd = h \cdot \operatorname{tg} \mu \cdot \cos \theta \quad (3.19)$$

Підставивши значення h з формули (3.12) отримаємо:

$$Bd = L \cdot \sin \theta \cdot \sin \mu \cdot \operatorname{tg} \mu \cdot \cos \theta ; \quad (3.20)$$

Реакція Y вздовж ходової осі визначається, як складова реакції Z , що діє вертикально:

$$Y = Z \cdot \sin \alpha \quad (3.22)$$

Складова реакції Z_{π} , що діє вздовж проекції ходової осі на площину руху Y_1 і викликає момент щодо точки B , визначається:

$$Y_1 = Z_{\pi} \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha \quad (3.23)$$

Враховуючи вирази (3.14 та 3.15) отримаємо:

$$Y_1 = Z_{\pi} \cdot \sin \alpha \cdot \cos(\arcsin(\sin \theta \cdot \sin \mu)) \quad (3.24)$$

Для визначення моменту складової реакції Z_{π} , що діє в площині руху на колесо відносно точки B поперечно півосі L , розкладемо її на силу Z'_{π} (рис. 3.17) паралельну шворню (і тому не створює моменту щодо його осі) і силу $Z_{\pi\mu}$, що лежить в площині дороги і паралельну лінії перетину центру повороту осі коліс на дорогу, тоді:

$$M_{z\pi} = Z_{\pi\mu} \cdot L \cdot \cos \theta, \quad (3.25)$$

де L – половина ходової вісі коліс.

$Z_{\pi\mu}$ визначається:

$$Z_{\pi\mu} = \operatorname{tg} \mu \cdot Z_{\pi} \quad (3.26)$$

Момент від реакції Z_{π} визначається:

$$M_{z\pi} = Z_{\pi} \cdot L \cdot \cos \theta \cdot \operatorname{tg} \mu, \quad (3.27)$$

Для визначення моменту реакції X , що діє у площині руху на колесо, щодо точки B визначимо плече Kd :

$$Kd = od + oK \quad (3.28)$$

З трикутника oBd визначається od :

$$od = \sqrt{(OB)^2 - (Bd)^2} \quad (3.29)$$

$$od = \sqrt{(L \cdot \sin\theta \cdot \sin\mu)^2 - (L \cdot \sin\theta \cdot \sin\mu \cdot \cos\theta \cdot \operatorname{tg}\mu)^2} \quad (3.30)$$

OK дорівнює проекції пів вісі на L визначається:

$$OK = L \cdot \cos \alpha \quad (3.31)$$

в результаті отримаємо плече Kd :

$$Kd = \sqrt{(L \cdot \sin\theta \cdot \sin\mu)^2 - (L \cdot \sin\theta \cdot \sin\mu \cdot \cos\theta \cdot \operatorname{tg}\mu)^2} + [L \cdot \cos(\arcsin(\sin\theta \cdot \sin\mu))] \quad (3.32)$$

Дотична реакція дороги X визначається:

$$X = Z_{\pi} \cdot f, \quad (3.33)$$

де f - коефіцієнт опору кочення колеса.

З урахуванням отриманих виразів реакцій XZY та їх плечей, щодо точки B отримаємо моменти:

$$M_y = Z_{\pi} \cdot L \cdot \sin^2\theta \cdot \sin^2\mu \cdot \cos(\arcsin(\sin\theta \cdot \sin\mu)) \cdot \cos\theta \cdot \operatorname{tg}\mu \quad (3.34)$$

$$M_x = Z_{\pi} \cdot f \cdot \sqrt{(L \cdot \sin\theta \cdot \sin\mu)^2 - (L \cdot \sin\theta \cdot \sin\mu \cdot \cos\theta \cdot \operatorname{tg}\mu)^2} + [L \cdot \cos(\arcsin(\sin\theta \cdot \sin\mu))] \quad (3.35)$$

$$M_{z\pi} = Z_{\pi} \cdot L \cdot \cos\theta \cdot \operatorname{tg}\mu \quad (3.36)$$

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 при виведенні колеса.

Розглянемо характер зміни стабілізуючих моментів M , M_x , M_y , $M_{ш}$ підставивши деякі приблизні дані. При розрахунках приймаємо припущення: абсолютно жорстка підвіска причепа, відсутність крутильної деформації рами причепа, відсутність бокового відведення шин. Кут поздовжнього нахилу уявного шворня приймаємо рівним 15° для наочнішої візуалізації. Візьмемо для зразкових розрахунків причіп масою 1000 кг та колією 1,2 м.

За прийнятих умов поворот переднього колісного візка за рахунок нахилу ходової осі на кут α супроводжується відривом зовнішнього до центру повороту колеса візка від поверхні дороги, і все навантаження від ваги причепа на передній візок перерозподіляється на внутрішнє до центру повороту колеса, в експлуатації рами, еластичність коліс забезпечують їх постійний контакт із дорогою).

На рис. 3.18 представлені залежності моментів M , M_x , M_y , $M_{ш}$, а також сумарного моменту стабілізації коліс $M_{ст}$ від кута повороту причепа. Приймаємо, що момент реакції Y діючої вздовж ходової осі має негативне значення, оскільки напрямок дії сили від Y викликає момент, що перешкоджає дії моментів M , M_x , $M_{ш}$, що створюють сумарний момент стабілізації $M_{ст}$.

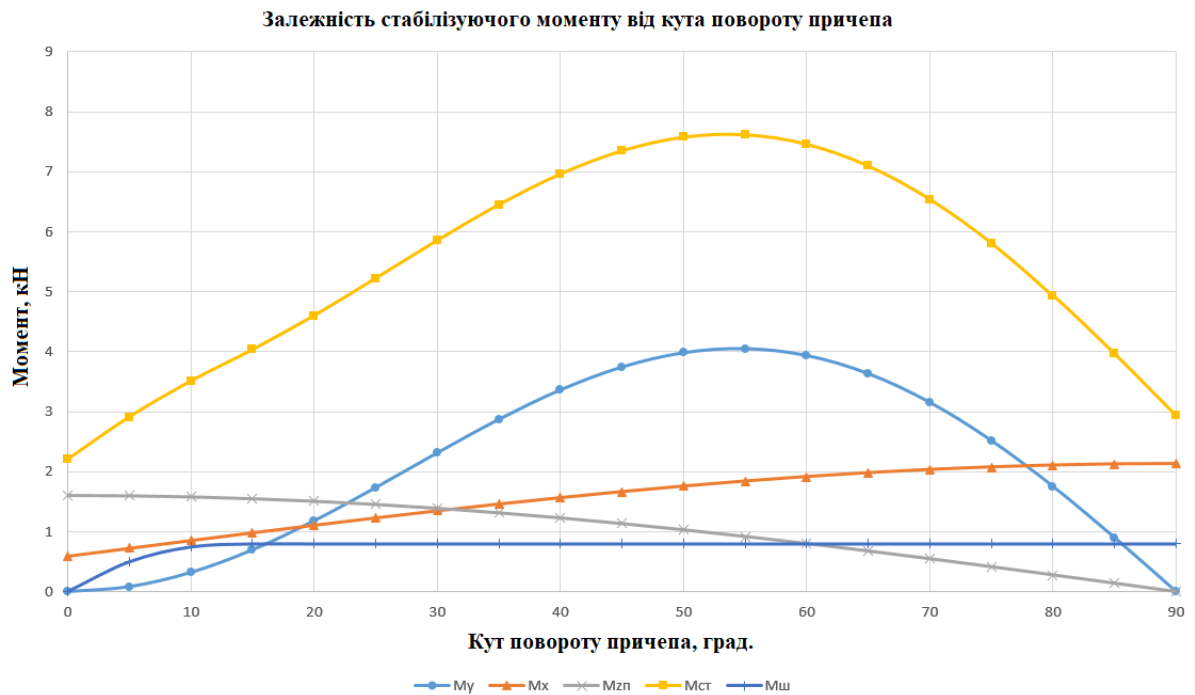


Рис. 3.18. Стабілізуючий момент та його складові

Аналіз отриманих залежностей дозволяє зрозуміти, що нахил осі повороту одноосьового автомобільного причепа створює при повороті комбінацію сил і моментів сил, які прагнуть повернути причіп у положення прямолінійного руху (нейтральне положення). Інакше кажучи, створюється стабілізуючий вплив на причіп.

Графіки також показують, що зі збільшенням кута повороту причепа щодо тягача, момент стабілізації зменшується, проте це явище можна вважати позитивним, оскільки поворот по малому радіусу відбувається при малих швидкостях, в основному при маневруванні, і тому цих випадках стабілізуючий вплив тільки б перешкоджало руху.

При прямолінійному русі даний стабілізуючий ефект дозволить збільшити такий експлуатаційний показник як стійкість прямолінійного руху. Так само стабілізація зменшує ризики виникнення коливань (розгойдування) причепа щодо обраного напрямку руху та дозволяє ефективніше з ними справлятися.

Підвищення стійкості прямолінійного руху сприяє безпечнішій експлуатації автомобільних поїздів.

Висновки до розділу:

1. Розроблено оригінальну конструктивну схему тягово-зчіпного пристрою, що є вдосконаленням стандартної кульової зчіпки, шляхом впровадження похилої осі повороту (шворня/хрестовини). Цей принцип забезпечує генерацію пасивного стабілізуючого моменту, спрямованого на пригнічення горизонтальних коливань причепа.

2. Проведено інженерний розрахунок основних елементів конструкції ТЗП (зокрема, хрестовини та вузла зчеплення) на міцність. Встановлено, що прийняті матеріали та геометричні розміри відповідають необхідним коефіцієнтам запасу та забезпечують надійну експлуатацію пристрою під максимальними розрахунковими навантаженнями.

3. Створено математичну модель динаміки автопоїзда із запропонованим типом зчіпки. Результати моделювання підтвердили, що застосування похилої осі повороту збільшує критичну швидкість руху, при якій виникає вилання, та значно покращує показники стійкості автопоїзда порівняно з існуючими аналогами.

4. Створено реальну модель-макет зчіпки, що наочно демонструє кінематичний зв'язок та принцип дії розробленої конструкції, підтверджуючи її конструктивну та технологічну можливість реалізації "в металі".

ВИСНОВКИ

1. Вивчено теоретичні основи руху автопоїзда та проведено огляд конструкцій і розробок в галузі збільшення стійкості руху автопоїзда.

2. Запропоновані принципові схеми і конструкція стабілізуючого ТЗП.

3. Розроблено оригінальну конструктивну схему тягово-зчіпного пристрою, що є вдосконаленням стандартної кульової зчіпки, шляхом впровадження похилої осі повороту (шворня/хрестовини). Цей принцип забезпечує генерацію пасивного стабілізуючого моменту, спрямованого на пригнічення горизонтальних коливань причепа.

4. Розроблено математичну модель динаміки автопоїзда із запропонованим типом зчіпки. Результати моделювання підтвердили, що застосування похилої осі повороту збільшує критичну швидкість руху, при якій виникає вилання, та значно покращує показники стійкості автопоїзда порівняно з існуючими аналогами.

5. Створено реальну модель-макет зчіпки, що наочно демонструє кінематичний зв'язок та принцип дії розробленої конструкції, підтверджуючи її конструктивну та технологічну можливість реалізації "в металі".

Робота над проектом дозволила заглибитись у теоретичні основи руху автомобіля та автопоїзда, познайомитись з іншими розробками у галузі безпеки руху автопоїздів. Основна мета роботи - обґрунтування принципової схеми стабілізуючого тягово-зчіпного пристрою з похилим шворнем осі повороту - досягнуто. Але важливо відзначити і те, що залишається досить простір для подальших розробок та досліджень у цій галузі. Так, важливим етапом у цьому напрямі буде випробування пристрою в русі, в дії спочатку на макеті, а в перспективі на реальному автомобілі з причепом.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Абрамчук Ф. І., Осецький В. Л., Семенець В. В. Теорія автомобіля: навч. посіб. Київ: НТУ, 2015. 410 с.
2. Бажинов І. Ф. Вплив конструктивних параметрів на стійкість руху автопоїзда. *Автомобільний транспорт: Зб. наук. праць*. 2018. № 43. С. 101–108.
3. ГОСТ 28247-98 (ISO 1102:1980). Пристрої тягово-зчіпні шарові. Основні розміри. Київ: Держстандарт України, 1998. 8 с.
4. Григорук В. О. Методика визначення критичної швидкості руху автопоїзда. *Автомобільний транспорт*. 2020. № 46. С. 88–95.
5. ДСТУ 3500-97. Засоби транспортні дорожні. Тягово-зчіпні пристрої. Типи та основні параметри. Київ: Держстандарт України, 1997. 15 с.
6. Єременко С. П. Рух автомобіля та автопоїзда в обмеженому просторі. Динамічний коридор. *Вісник НТУ*. Серія "Автомобілі та автомобільний транспорт". 2021. № 2 (54). С. 70–76.
7. Зінченко В. В., Бойченко В. А. Динаміка та стійкість автопоїздів: монографія. Київ: Вища школа, 2012. 245 с.
8. Коваль П. А. Безззорні тягово-зчіпні пристрої: конструкція та переваги. *Збірник наукових праць ДУ "Житомирська політехніка"*. 2023. № 1. С. 57–63.
9. Костенко А. Л. Вплив конструктивних параметрів причепа на стійкість руху автопоїзда при високих швидкостях. *Вісник ХНАДУ*. 2022. Вип. 97. С. 15–21.
10. Кравчук Д. О. Аналіз впливу кута нахилу осі повороту на кінематичні характеристики причепа. *Збірник наукових праць ДУ "Житомирська політехніка"*. 2023. № 2 (24). С. 45–52.
11. Мазуренко Л. О. Удосконалення зчіпних пристроїв типу "шворень-петля". *Вісник ХНАДУ*. 2019. № 3 (86). С. 34–40.
12. Мельник О. В. Теорія автомобіля: навч. посіб. Житомир: ЖДТУ, 2019. 320 с.

13. Пономаренко В. А. Математичне моделювання динаміки руху автопоїздів. *Наукові нотатки*. 2022. Вип. 78. С. 112–119.
14. Савчук П. В., Клименко В. О. Перспективи застосування пристроїв зі зміною кута нахилу шворня для стабілізації причепів. *Матеріали V Міжнародної науково-технічної конференції*. Житомир: Житомирська політехніка, 2024. С. 190–192.
15. Туренко О. М., Бакланов М. С. Автомобільні транспортні засоби. Динаміка, стійкість, керованість: підручник. Харків: ХНАДУ, 2017. 380 с.
16. Bernard J. E. A digital computer method for the prediction of non-linear vehicle responses. *SAE Technical Paper* No. 740158. 1974. 10 p.
17. Cowper C. F. N., Kitching J. F. R. The stability of two-wheeled trailers. *Proc. of the Institution of Mechanical Engineers, Automobile Division*. 1968. Vol. 183. No. 2A. P. 13–24.
18. Crolla D. J. R. W. B. Trailer yaw damping device. *US Patent* 6,009,190, filed May 12, 1997, and issued Jan. 4, 1999.
19. Crolla H. G. S. G. N. B. Vehicle Ride and Handling. Warrendale: *Professional Engineering Publishing*, 2003. 512 p.
20. Crolla M. R., Non-Ngo B. B. A study of the dynamic stability of a car-trailer combination. *Vehicle System Dynamics*. 1989. Vol. 18. No. 1. P. 101–118.
21. Gillespie T. D. Fundamentals of Vehicle Dynamics. Warrendale: *SAE International*, 1992. 484 p.
22. Jones C. R. L., Van Loon L. R. K. W. Active anti-snaking control of car-trailer combinations. *Control Engineering Practice*. 2004. Vol. 12. No. 12. P. 1505–1517.
23. Khodaei M. Z., Moghaddam M. R. Design and analysis of a novel tow hitch for enhancing the stability of light trailers. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2022. Vol. 36. No. 5. P. 2487–2495.
24. Machinery's Handbook. New York: *Industrial Press*, 2024. 28th ed. 2938 p.

25. Reimer G. S. Mechanical properties of materials for automotive applications. New York: *Elsevier*, 2019. 480 p.
26. Van de Loo J. J. K. W. R. C. Steering Systems for Commercial Vehicles. Berlin: *Woodhead Publishing Series in Mechanical Engineering*, 2014. 360 p.
27. Van Eekhout R. S. J. M. Articulated vehicle dynamics: Modelling and control of a car-trailer combination. *PhD Thesis*. Delft University of Technology, Netherlands, 2010. 210 p.
28. Van der Westhuizen B. K. P. A. Kinematic and Dynamic Analysis of Trailer Connections for Improved Stability. *International Journal of Automotive Technology*. 2020. Vol. 21. No. 3. P. 789–800.
29. Vehicle Stability Control. Warrendale: *SAE International*, 2000. 150 p. (SAE SP-1533).
30. Woodrooffe G. S., Gooderham T. R. W. Investigating car-trailer sway. *SAE Technical Paper* No. 840058. 1984. 12 p.