

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ  
ФАКУЛЬТЕТ МЕХАНІКИ, ЕНЕРГЕТИКИ ТА ІНФОРМАЦІЙНИХ  
ТЕХНОЛОГІЙ  
КАФЕДРА АВТОМОБІЛІВ І ТРАКТОРІВ

**ДИПЛОМНА РОБОТА**  
другого (магістерського) рівня вищої освіти

на тему: **«Дослідження роботи кермового керування вантажного  
автомобіля з гідропідсилювачем керма»**

Виконав: студент VI курсу групи Аін-61

Спеціальності 208 «Агроінженерія»

(шифр і назва)

Тарас ТРЕМБАЧ

(ім'я та прізвище )

Керівник: д.т.н., проф. Любомир КРАЙНИК

(ім'я та прізвище )

Дубляни 2025

УДК 629.113.066.

Трембач Т. В. Дослідження роботи кермового керування вантажного автомобіля з гідропідсилювачем керма. Дубляни, Львівський НУП, 2025. 68 с.

Рисунок 13, табл. 4, бібл. посилань 22.

Метою роботи є – дослідження роботи кермового керування вантажного автомобіля з гідропідсилювачем керма.

Об'єкт дослідження – вантажний автомобіль .

Предмет дослідження – зміна роботи кермового керування вантажного автомобіля при зміні параметрів.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

1. Провести аналіз існуючих типів кермового керування вантажного автомобіля та його функції при перевезенні сільськогосподарської продукції.
2. Провести теоретичні дослідження параметрів кермового керування вантажного автомобіля з розрахунком окремих комплектуючих та їх параметрів.
3. Огляд існуючих методик експериментальних досліджень та випробувань кермового керування вантажного автомобіля.
4. Зробити моделювання процесів руху вантажного автомобіля з огляду на роботу кермового керування та зробити висновки на основі отриманих результатів.
5. Описати заходи що до охорони праці при моделюванні кермового керування.
6. Зробити техніко економічне обґрунтування вартості виконання робіт при розробці кермового керування.

Ключові слова: АВТОМОБІЛЬ, КЕРМОВЕ, КЕРУВАННЯ, СОШКА.

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
1 АНАЛІЗ ПРОБЛЕМИ. ОБГРУНТУВАННЯ ТЕМИ ДИПЛОМНОЇ РОБОТИ .....	8
1.1 Функції кермового керування вантажного автомобіля при перевезенні сільськогосподарської продукції.....	8
1.2 Особливості класифікації кермових приводів .....	11
1.3 Основні вимоги до кермового приводу вантажного автомобіля .....	16
1.4 Обґрунтування теми дипломної роботи.....	20
2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ КЕРМОВОГО КЕРУВАННЯ ВАНТАЖНОГО АВТОМОБІЛЯ.....	22
2.1 Кінематичний розрахунок кермового приводу .....	22
2.2 Розрахунок кермового валу на міцність.....	26
2.3 Розрахунок сошки та поворотних важелів кермового приводу.....	27
2.4 Розрахунок тяг кермового приводу.....	30
2.5 Розрахунок шарнірів кермового приводу.....	32
3 МЕТОДИКИ ТА РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	34
3.1 Основні критерії оцінки роботи системи кермового керування.....	34
3.2 Методика експериментального дослідження параметрів кермового керування вантажного автомобіля шляхом статичного навантаження.....	39

3.3	Методика експериментального дослідження параметрів кермового керування вантажного автомобіля шляхом 3D моделювання у програмі SolidWorks.....	41
3.4	Результати дослідження параметрів кермового керування вантажного автомобіля шляхом 3D моделювання.....	44
4	ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....	51
4.1	Інструкція з охорони праці при проведенні досліджень .....	51
4.2	Вимоги безпеки перед початком роботи.....	55
4.3	Вимоги безпеки під час виконання роботи.....	55
5	ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ДОЦІЛЬНОСТІ ПРОЕКТУВАННЯ КЕРМОВОГО КЕРУВАННЯ.....	57
5.1	Економічний аналіз конкурентноздатності розробленого кермового керування вантажного автомобіля.....	57
5.2	Розрахунок лімітної ціни нової моделі кермового керування вантажного автомобіля.....	60
5.3	Розрахунок величини інвестицій (I).....	61
5.4	Визначення величини економічного ефекту за весь період виготовлення і реалізації кермового керування вантажного автомобіля.....	63
	ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ .....	64
	СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	65

## ВСТУП

Кермове керування є однією з ключових систем транспортного засобу, що забезпечує його керованість, маневровість та безпечну експлуатацію. Для вантажних автомобілів, які характеризуються значними масогабаритними параметрами та високим навантаженням на передню вісь, ефективність роботи рульового управління має вирішальне значення. Забезпечення комфортного керування та зниження фізичних зусиль водія є важливим завданням, яке вирішується шляхом застосування систем із гідропідсилювачем керма.

Гідропідсилювач керма являє собою механізм, що дозволяє зменшити фізичне навантаження на водія шляхом використання енергії гідравлічного приводу. Його застосування дає змогу підвищити точність керування автомобілем, покращити маневровість у складних умовах експлуатації та забезпечити стабільність руху. Крім того, такі системи сприяють зменшенню втомлюваності водія під час тривалих поїздок, що особливо актуально для вантажного транспорту, що використовується в далекобійних перевезеннях.

Розробка та вдосконалення систем рульового управління з гідропідсилювачем є актуальним напрямом досліджень у галузі автомобільної техніки. Зростаючі вимоги до енергоефективності, надійності та зручності експлуатації транспортних засобів зумовлюють необхідність глибокого аналізу існуючих конструкцій і розробки нових технічних рішень.

Дослідження роботи кермового управління вантажного автомобіля з гідропідсилювачем спрямоване на виявлення залежностей між конструктивними та експлуатаційними параметрами системи, оцінку її впливу на характеристики транспортного засобу та визначення шляхів підвищення ефективності роботи. У цьому контексті актуальним є аналіз енергоспоживання, надійності основних компонентів, динаміки роботи гідравлічної системи та її адаптації до сучасних вимог.

# 1 АНАЛІЗ ПРОБЛЕМИ. ОБГРУНТУВАННЯ ТЕМИ ДИПЛОМНОЇ РОБОТИ

## 1.1. Функції кермового керування вантажного автомобіля при перевезенні сільськогосподарської продукції.

Система кермового керування вантажного автомобіля, що використовується для перевезення сільськогосподарської продукції, повинна враховувати низку специфічних вимог, які зумовлені особливостями перевезеного вантажу, дорожніх умов та специфіки експлуатації в аграрній сфері. Важливою характеристикою таких перевезень є велика варіативність в характеристиках вантажу, що включає в себе як важкі, так і об'ємні, а інколи й нестабільні матеріали, які можуть змінювати свою форму, розподіл ваги та навіть щільність під час транспортування. Це вимагає від системи керування високої адаптивності до змін умов, що виникають під час руху, щоб забезпечити стабільність і точність керування на всіх етапах перевезення. Основною вимогою до системи кермового керування вантажного автомобіля є здатність ефективно працювати в умовах різноманітних навантажень, що змінюються в залежності від типу сільськогосподарської продукції. Наприклад, при перевезенні зернових або фруктів вантаж може бути м'яким і об'ємним, тоді як перевезення товарів, таких як добрива або техніка, вимагатиме більшої стабільності й жорсткості системи керування. Під час перевезення нестабільних вантажів, що можуть спричинити значні коливання в кузові, система керування повинна забезпечувати безперервний контроль за напрямком руху, стабілізацію руху на поворотах і мінімізувати ризики неконтрольованих рухів.

Особливу увагу необхідно приділяти маневреності автомобіля при високих вантажах, адже великий обсяг і вага вантажу створюють додаткові труднощі при зміні траєкторії руху, особливо на різних типах доріг, таких як ґрунтові або неасфальтовані шляхи, які є типовими для аграрних регіонів. Для

цього система керування повинна бути спроектована таким чином, щоб мінімізувати зусилля водія, зокрема через використання гідравлічних або електричних сервоприводів, які забезпечують зниження фізичного навантаження при керуванні великим вантажним автомобілем. Водночас, система повинна гарантувати чутливість і точність реакції на рухи керма, дозволяючи водієві швидко реагувати на зміни дорожніх умов, уникати перешкод або адаптуватися до змін у навантаженні, що виникають в процесі транспортування.



Рисунок 1.1 Система кермового керування комерційного автомобіля.

Навантаження на систему керування суттєво змінюється в залежності від умов дороги, тому вона повинна мати високу стійкість до зовнішніх впливів. Сільськогосподарські шляхи часто мають нерівне покриття, ямки, колії або інші дефекти, що можуть негативно впливати на стабільність і керуваність транспортного засобу [1]. Система повинна бути здатною

компенсувати ці впливи та забезпечувати стійкість при русі на складних ділянках, що дозволить уникати заносів або небажаних коливань, які можуть вплинути на безпеку вантажу та цілісність сільськогосподарської продукції. Крім того, необхідно враховувати вплив на автомобіль різних погодних умов, таких як дощ, туман або ожеледь, які можуть значно погіршувати видимість і знижувати ефективність керування. Для цього система керування повинна бути розроблена так, щоб компенсувати ці фактори і підтримувати максимальний рівень стабільності.

Ще однією важливою вимогою є надійність системи керування в умовах інтенсивного використання, оскільки перевезення сільськогосподарської продукції часто відбуваються на великих відстанях і за тривалий період часу. Система повинна витримувати високі навантаження, а також працювати в екстремальних умовах, таких як підвищена вологість, пил, зміни температури і навіть контакти з агресивними хімічними речовинами, що можуть потрапити на компоненту керування під час транспортування добрив чи хімікатів. Це вимагає використання матеріалів, стійких до корозії, зносу та інших негативних впливів, що забезпечує тривалий термін служби системи і мінімізує витрати на її обслуговування та ремонт. Враховуючи специфічні умови перевезення сільськогосподарської продукції, система керування повинна бути також оснащена сучасними діагностичними системами, які дозволяють виявляти потенційні проблеми або знос компонентів на ранніх етапах, що дозволяє своєчасно виконати необхідне технічне обслуговування або ремонт. Це є особливо важливим для забезпечення безпеки на дорозі та збереження цілісності вантажу. Додатково, система може бути доповнена технологіями активної безпеки, які зменшують ризики аварій у складних умовах руху, таких як система стабілізації курсу або система автоматичного гальмування при необхідності [5].

Всі ці вимоги спрямовані на забезпечення стабільності, надійності та безпеки системи керування вантажного автомобіля, що використовується для



перевезення сільськогосподарської продукції. Оскільки такі перевезення часто здійснюються в умовах, що змінюються, і можуть включати екстремальні фактори, важливим аспектом є гнучкість системи, здатність адаптуватися до різних умов і забезпечити комфортний і безпечний процес транспортування на всіх етапах перевезення. Це дозволяє забезпечити ефективність перевезень, збереження продукції та безпеку на дорогах..

## **1.2. Особливості класифікації кермових приводів.**

Класифікація кермових приводів є ключовою складовою вивчення систем керування транспортними засобами, оскільки вона дозволяє оцінити особливості конструктивних рішень, принципи їхньої роботи, ефективність передачі зусиль, а також ступінь інтеграції з іншими технологічними компонентами автомобіля. Основна функція кермового привода полягає в забезпеченні керуваності транспортного засобу шляхом перетворення зусиль, що прикладаються водієм до кермового колеса, у відповідний поворот керованих коліс. Ефективність та якість роботи кермового привода значною мірою впливають на безпеку, комфорт і продуктивність керування автомобілем [7].

Однією з базових класифікацій є поділ кермових приводів за типом енергії, що використовується для передачі зусиль. До механічних приводів належать системи, які забезпечують зв'язок між кермом і виконавчим механізмом через механічні елементи, такі як зубчасті передачі, вали або тросові системи. Ці системи є традиційними і широко використовувалися в автомобілях ранніх поколінь. Їхні переваги полягають у простоті конструкції, високій надійності та невисокій вартості виробництва. Водночас механічні приводи мають серйозний недолік – вони вимагають значних фізичних зусиль від водія, особливо при маневруванні на низьких швидкостях або у важких умовах експлуатації, таких як бездоріжжя.

Гідравлічні приводи стали значним кроком вперед у підвищенні комфорту керування транспортними засобами. Основою їхньої роботи є використання гідравлічної рідини, яка передає зусилля від насоса, що працює під тиском, до виконавчого механізму. Такі системи забезпечують плавність роботи та значно зменшують фізичне навантаження на водія, особливо в умовах міського трафіку або при маневруванні в обмеженому просторі. Однак гідравлічні системи мають недоліки, серед яких складність конструкції, необхідність регулярного обслуговування, а також потенційні проблеми, пов'язані з витокami рідини або її старінням.



Рисунок 1.2. Рульове керування з електричним підсилювачем.

Електричні приводи є сучасним і високотехнологічним рішенням, яке дозволяє не лише забезпечити точну та швидку реакцію на дії водія, але й

інтегрувати кермову систему з іншими електронними компонентами автомобіля. Принцип роботи таких систем базується на використанні електродвигунів, які перетворюють електричну енергію на механічну. Електричні приводи мають низку переваг, серед яких відсутність потреби у гідравлічній рідині, зниження витрат енергії порівняно з гідравлічними аналогами, а також можливість впровадження адаптивних функцій, таких як автоматичне повернення керма у вихідне положення або допомога при паркуванні. Однією з ключових переваг електричних приводів є їхній внесок у зменшення загальної маси автомобіля, що, у свою чергу, позитивно впливає на економію пального та екологічність транспортного засобу. Електрогідравлічні приводи поєднують переваги гідравлічних і електричних систем, забезпечуючи високу точність і плавність роботи при мінімальних енерговитратах. Вони використовуються переважно у важких автомобілях або техніці, де необхідно забезпечити значне зусилля на виконавчому механізмі. Така система складається з електродвигуна, який приводить у дію насос гідравлічної системи, і виконавчого механізму, що забезпечує передачу зусилля на керовані колеса. Це рішення дозволяє досягти оптимального балансу між продуктивністю та енергетичною ефективністю.

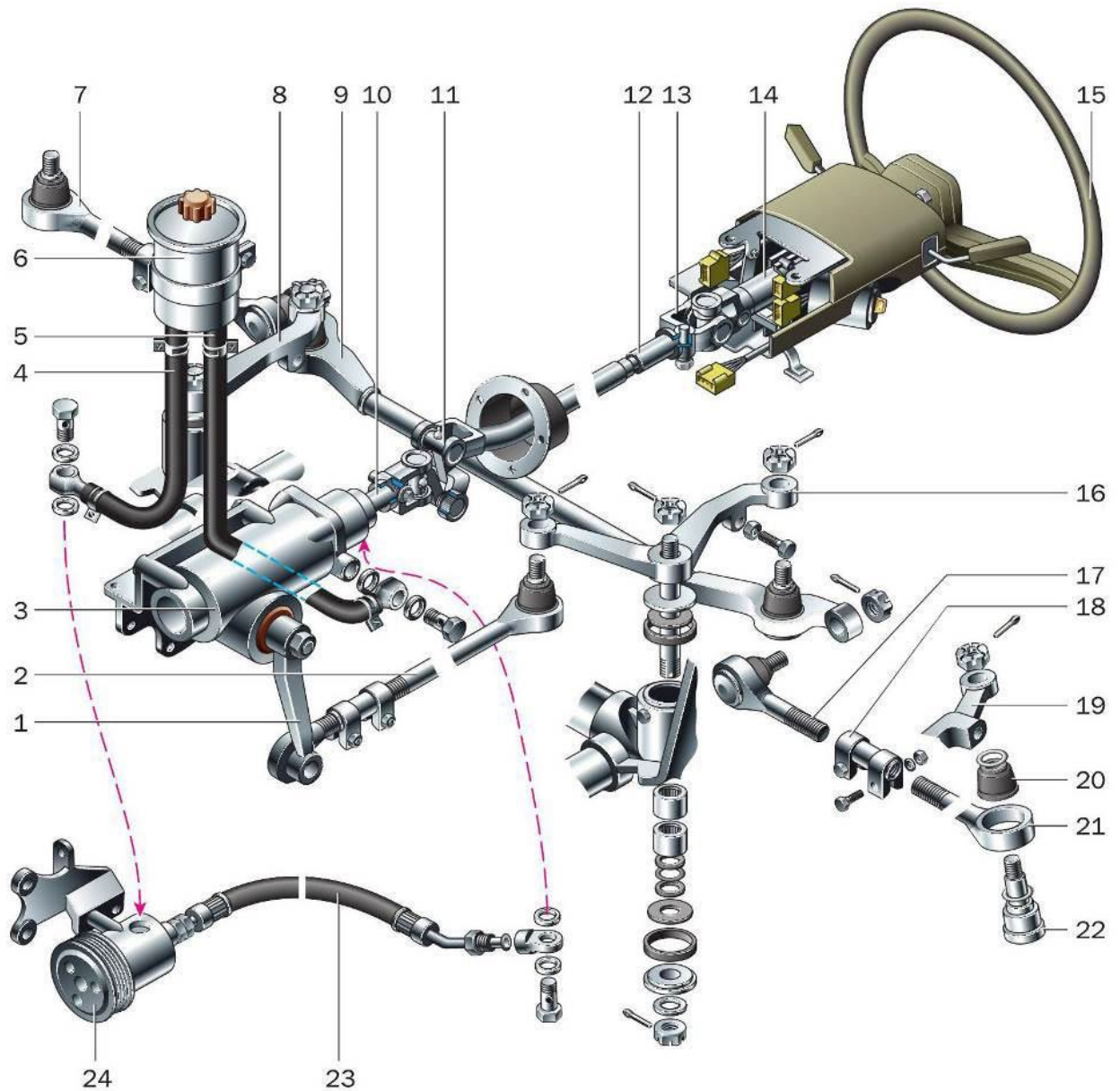
Крім поділу за типом приводу, важливим критерієм класифікації є принцип дії. Системи прямої дії характеризуються тим, що зусилля водія передається безпосередньо на виконавчий механізм. Такі системи прості за конструкцією, проте їхній недолік полягає у відсутності підсилювача, що значно ускладнює процес керування, особливо в умовах великих навантажень. У системах з підсилювачем додатковий механізм або пристрій (гідравлічний, пневматичний або електричний) знижує фізичне навантаження на водія, що суттєво підвищує комфорт керування.



Рисунок 1.3. Рейковий кермовий механізм.

З точки зору конструктивної будови, кермові приводи поділяються на зубчасто-рейкові, черв'ячні та ланцюгові. Зубчасто-рейкові механізми є найбільш поширеними у сучасних автомобілях, оскільки вони забезпечують високу точність керування, компактність та довговічність. Черв'ячні передачі зазвичай використовуються у важких транспортних засобах завдяки їхній здатності забезпечувати значне передатне число при компактних розмірах. Ланцюгові механізми застосовуються рідше, але мають переваги у специфічних умовах, таких як висока міцність та стійкість до зношування.

Важливою тенденцією у класифікації кермових приводів є розгляд ступеня автоматизації. Традиційні механічні системи поступово замінюються автоматизованими та автономними рішеннями [6]. Сучасні системи з частковою автоматизацією, наприклад, інтеграція функцій активного утримання смуги руху або допомоги при паркуванні, значно підвищують безпеку та комфорт керування. Автономні кермові приводи є ключовою складовою безпілотних транспортних засобів, де всі процеси керування здійснюються автоматично без участі водія.



1 – кермова сошка; 2 – поздовжня кермова тяга; 3 – кермовий механізм; 4 – гідравлічний шланг; 5 – зливний шланг; 6 – розширювальний бачок; 7 – права бічна кермова тяга; 8 – правий маятниковий важіль; 9 – поперечна кермова тяга; 10 – вхідний вал кермового механізму; 11 – нижній карданний шарнір; 12 – карданний вал; 13 – верхній карданний шарнір; 14 – вал кермової колонки; 15 – кермове колесо; 16 – лівий маятниковий важіль; 17, 21 – наконечники лівої тяги; 18 – хомут регулювальної трубки; 19 – лівий важіль кермової трапеції; 20 – чохол шарніра; 22 – шарнір; 23 – напірний шланг; 24 – насос гідропідсилувача.

Рисунок 1.4. Рульове керування з гідропідсилувачем

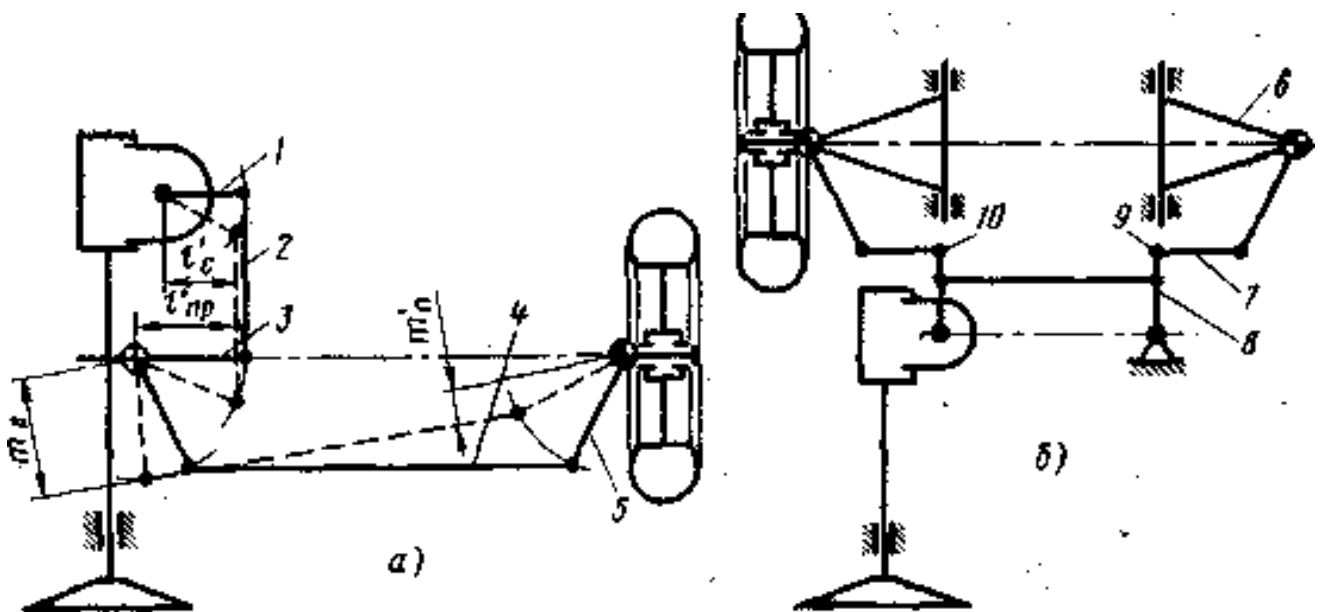
Таким чином, класифікація кермових приводів охоплює широкий спектр технічних рішень, які відповідають сучасним вимогам до надійності, ефективності та безпеки. Постійний розвиток цієї галузі спрямований на створення інноваційних систем, які не лише забезпечують комфорт і точність керування, але й сприяють зменшенню енергетичних витрат та підвищенню екологічності транспортних засобів.

### **1.3. Основні вимоги до кермового приводу вантажного автомобіля.**

Кермовий привід вантажного автомобіля є однією з ключових систем, яка забезпечує ефективне та безпечне керування транспортним засобом. Його конструкція та функціональні можливості визначаються складними технічними, експлуатаційними та безпековими вимогами, що враховують специфіку роботи вантажних автомобілів, їхню масу, вантажопідйомність та умови експлуатації. Основною функцією кермового приводу є передавання кермового зусилля від водія до керованих коліс, забезпечуючи точність і своєчасність маневрування. Це особливо важливо у випадках, коли вантажний автомобіль рухається на високій швидкості, перевозить значний вантаж або долає складні дорожні умови, включаючи гірські ділянки, слизькі поверхні та нерівності. Надійність і швидкість реакції системи кермування прямо впливають на безпеку руху, як для водія, так і для інших учасників дорожнього руху.

До основних вимог належить забезпечення механічної міцності елементів приводу, здатної витримувати високі навантаження, які виникають у процесі експлуатації вантажного автомобіля. Кермові тяги, важелі, шарніри та інші механічні компоненти мають бути виготовлені з матеріалів, що характеризуються високою стійкістю до зношування, корозії та втомних навантажень. Ця вимога є критично важливою, оскільки навіть частковий вихід з ладу системи кермування може призвести до втрати контролю над

автомобілем. Сучасні вантажні автомобілі зазвичай оснащуються підсилювачами керма – гідравлічними, пневматичними або електромеханічними. Їхнє завдання – зменшити фізичне зусилля, яке водій прикладає до кермового колеса, особливо під час маневрування на низьких швидкостях або в умовах обмеженого простору, наприклад, у міських умовах чи на території складських комплексів. Застосування підсилювачів також дозволяє зменшити втомлюваність водія, що є важливим фактором у забезпеченні безпеки руху, особливо під час тривалих рейсів.



а – при залежній підвісці; б - при незалежній підвісці;

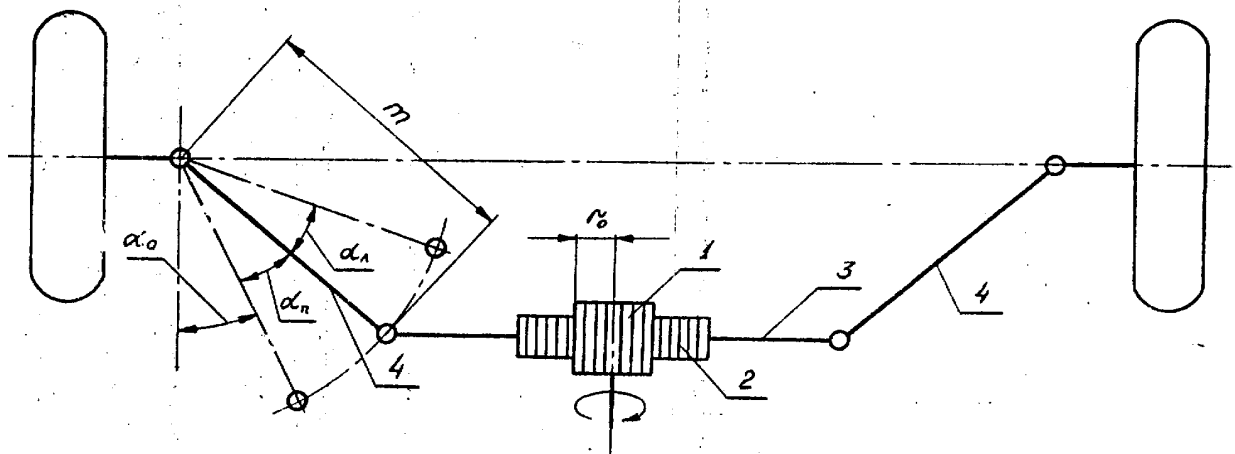
1 - сошка; 2 - тяга поздовжня; 3 - тяга поперечна; 3, 4, 5, 6, 7 - важелі кермової трапеції, 8 - маятник; 9 і 10 – кермові шарніри.

Рисунок 1.5. Схеми кермового приводу

При залежній підвісці (Рисунок 1.5, а) конструкція кермового приводу включає сошку 1, поздовжню кермову тягу 2, поворотний важіль 3, а також два однакових важелі 5 і поперечну тягу 4, які разом формують кермову трапецію. У разі незалежної підвіски (Рисунок 1.5, б) поперечна тяга має розчленовану конструкцію, що складається з трьох шарнірно з'єднаних частин: середньої частини 4 (основної поперечної тяги) та двох бічних тяг 7. Шарніри 9 і 10 розташовуються на продовженні осей коливання важелів

підвіски, що дозволяє запобігти кутовим коливанням коліс при вертикальних рухах автомобіля під час прямолінійного руху.

Кермовий підсилювач є обов'язковим у випадках, коли зусилля, необхідне для повороту автомобіля, перевищує нормативні показники. Відповідно до стандарту ГОСТ 21398-75, максимальне зусилля на кермі при несправності підсилювача не повинно перевищувати 500 Н для вантажних автомобілів. Для полегшення керування, підвищення маневровості автомобіля та забезпечення безпеки на високих швидкостях підсилювач може використовуватися навіть тоді, коли максимальне зусилля на кермі нижче встановленої межі. На автомобілях застосовуються пневматичні та гідравлічні кермові підсилювачі.



1 - шестерня; 2 – кермова рейка; 3 – поперечна кермова тяга; 4 - важелі кермової трапеції.

Рисунок 1.6. Схема кермового приводу з кермовим механізмом шестеренчасто-рейкового типу.

Точність роботи кермового приводу також є важливим аспектом. Люфти у з'єднаннях, запізнення у реакції керованих коліс або нестабільність у поведінці автомобіля можуть негативно вплинути на керованість транспортного засобу. Тому конструкція кермового приводу повинна



передбачати мінімізацію втрат енергії та зусилля в точках з'єднання. Використання високоточних підшипників, зносостійких шарнірів і жорстких кріплень забезпечує високу точність роботи системи протягом тривалого терміну експлуатації. Важливу роль відіграють заходи, спрямовані на підвищення безпеки. Система керування повинна мати резервні механізми або компоненти, які забезпечують можливість часткового керування навіть у разі пошкодження основних елементів. Наприклад, багато сучасних вантажівок оснащуються двоконтурними системами кермового управління або аварійними системами стабілізації. Крім того, електронні системи, такі як ESP (електронна система стабілізації), інтегруються з кермовим приводом, забезпечуючи додатковий контроль за траєкторією руху автомобіля та запобігаючи втраті керованості під час критичних ситуацій, таких як занос або ковзання.

Ще однією вимогою до кермового приводу є адаптивність конструкції до різних умов експлуатації. Універсальність системи дозволяє використовувати її як у міських умовах, так і на довгих міжміських маршрутах, на бездоріжжі чи в умовах екстремальних кліматичних факторів, таких як високі чи низькі температури, підвищена вологість або агресивне середовище. Конструкція повинна залишатися функціональною навіть у таких складних обставинах, забезпечуючи стабільну керованість. Окрему увагу приділяють питанню екологічності та енергоефективності системи керування. Використання сучасних матеріалів і технологій дозволяє зменшити енергоспоживання приводу, особливо в системах з електропідсилювачем керма. Це сприяє зниженню викидів вуглекислого газу, оскільки зменшується загальне навантаження на двигун автомобіля. У контексті сучасних екологічних стандартів і зростаючих вимог до зменшення впливу транспорту на довкілля, ці аспекти є надзвичайно важливими [11,13].

Таким чином, кермовий привід вантажного автомобіля є складною системою, яка повинна поєднувати в собі надійність, довговічність, безпеку,

комфорт у використанні, екологічність та відповідність сучасним технічним вимогам. Інженери продовжують удосконалювати його конструкцію, впроваджуючи новітні технології та адаптуючи систему до викликів, які постають перед сучасною транспортною галуззю.

#### **1.4 Обґрунтування теми дипломної роботи.**

Дослідження роботи кермового керування вантажного автомобіля з гідروпідсилювачем керма має велике значення як для теоретичного вивчення, так і для практичного застосування в індустрії автомобільного транспорту. Розвиток технічних засобів, зокрема систем кермового керування, призвів до значних покращень в управлінні транспортними засобами, особливо вантажними автомобілями, де точність і комфорт керування мають велике значення, враховуючи великі розміри, вагу та специфіку руху таких транспортних засобів. Гідропідсилювачі керма, як важлива складова сучасних вантажних автомобілів, дозволяють зменшити фізичне навантаження на водія, що є критичним при тривалих перевезеннях або роботі в умовах інтенсивного руху.

На сьогоднішній день основними проблемами, що виникають у системах кермового керування з гідропідсилювачем, є зниження ефективності внаслідок зношування компонентів, такі як насос гідропідсилювача, кермові рейки та інші механізми, що взаємодіють у системі. Такі поломки можуть призвести до втрати контролю над транспортним засобом, що несе серйозні наслідки для безпеки дорожнього руху. Тому вивчення причин і механізмів виникнення цих проблем є важливим кроком до покращення конструкцій систем кермового керування. Водночас, дослідження дозволить виявити найефективніші методи запобігання таким поломкам через модернізацію системи, зміни в конструкції або через новітні методи обслуговування.

Завдяки вивченню динаміки роботи гідропідсилювача керма в різних умовах експлуатації можна визначити найбільш вразливі місця системи, до яких слід ставитися з особливою увагою при проектуванні нових моделей

вантажних автомобілів або при створенні ремонтних програм для існуючих моделей. Також це дозволяє розробити більш точні методи діагностики несправностей на ранніх етапах їхнього розвитку, що в свою чергу дозволить зменшити витрати на ремонт і продовжити термін служби системи кермового керування. Особливо важливим є дослідження роботи гідропідсилювача в умовах різних температурних режимів і при змінних навантаженнях. Системи гідропідсилювачів можуть мати різну ефективність в залежності від температури навколишнього середовища, оскільки рідина гідропідсилювача змінює свою в'язкість при нагріванні чи охолодженні, що може впливати на загальний стан системи. Вивчення цих змін дозволить розробити рекомендації щодо вибору рідин для гідропідсилювачів, які б працювали на оптимальному рівні ефективності в різних умовах.

Також варто зазначити, що зважаючи на зростаючі вимоги до екологічної безпеки та зниження витрат на експлуатацію, важливим напрямком є дослідження впливу системи кермового керування на загальний витрат пального та викиди шкідливих газів. Гідропідсилювачі, хоч і забезпечують зручність у керуванні, можуть додавати навантаження на двигун і споживання пального через потребу в енергії для роботи насоса. Зниження цього навантаження або впровадження більш енергоефективних рішень у конструкцію гідропідсилювачів може стати важливим досягненням у зниженні витрат і підвищенні економічної ефективності вантажних автомобілів. Таким чином, дипломна робота з дослідження роботи кермового керування вантажного автомобіля з гідропідсилювачем керма охоплює широкий спектр важливих аспектів, починаючи від механічних і конструктивних особливостей роботи гідропідсилювача до економічних і екологічних аспектів. Це дослідження стане корисним для розробки рекомендацій щодо проектування нових систем кермового керування, для удосконалення методів обслуговування та ремонту, а також для поліпшення умов експлуатації вантажних автомобілів, що значно підвищить безпеку, ефективність і довговічність транспорту.

## 2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ КЕРМОВОГО КЕРУВАННЯ ВАНТАЖНОГО АВТОМОБІЛЯ.

### 2.1. Кінематичний розрахунок кермового приводу.

Під час кінематичного розрахунку рульового приводу основною метою є визначення таких параметрів кермової трапеції, які гарантують, що рух автомобіля на повороті відбуватиметься без бокового ковзання коліс. Важливим є те, що на практиці при цьому повинна бути забезпечена відсутність бокового ковзання на всіх кутах повороту коліс. Для цього, в ідеальних умовах, якщо колеса жорсткі, не повинно бути жодного зсуву в боковому напрямку.

Таблиця 2.1. Параметри автомобіля.

Характеристика	Значення
<b>Максимальна частота обертання (<math>n_{max}</math>)</b>	2200 об/хв
<b>Максимальна потужність (<math>N_{max}</math>)</b>	158 кВт (214 к.с.) при 2500 об/хв
<b>Максимальний крутний момент (<math>T_{max}</math>)</b>	700 Н·м при 1500 об/хв
<b>Повна маса</b>	14 000 кг
<b>Маса на передню вісь</b>	5 000 кг
<b>Маса на задню вісь</b>	9 000 кг
<b>Максимальна швидкість</b>	$\geq 80$ км/год
<b>Коробка передач</b>	Механічна, 6-ступенева
- Передаточне число 1 передачі	5.123
- Передаточне число 2 передачі	3.824
- Передаточне число 3 передачі	2.571
- Передаточне число 4 передачі	1.918
- Передаточне число 5 передачі	1.340
- Передаточне число 6 передачі	1.000
- Передаточне число заднього ходу	7.380
<b>Головна передача</b>	4.78 (5.38)
<b>Радіус коліс</b>	480 мм
<b>База (B)</b>	4800 мм
<b>Габаритна довжина (L)</b>	9600 мм
<b>Лобова площа (F)</b>	6.9 м <sup>2</sup>

З теоретичної точки зору, для такого ідеального випадку, рух автомобіля на повороті буде відбуватись навколо одного єдиного центру повороту. Цей центр повороту знаходиться на продовженні задньої осі автомобіля (рис. 2.1, а), що дозволяє досягнути точного керування без зайвих зусиль і втрат енергії. При цьому важливо, щоб всі кути повороту керованих коліс забезпечували правильну орієнтацію для руху через цей центр.

Такий підхід дозволяє значно зменшити рівень механічних втрат і підвищити ефективність роботи рульового механізму, що сприяє кращій маневреності і стабільності автомобіля під час руху по кривих траєкторіях.

Ця умова визначається теоретичною залежністю

$$ctg\alpha_3^m - ctg\alpha_6^m = \frac{B}{L}, \quad (2.1)$$

$$\alpha_6^0 = arcctac\left(tg(\alpha_3^0 - \frac{B}{L})\right) \quad (2.2)$$

де  $\alpha_3^m, \alpha_6^m$  - необхідні теоретичні значення кутів повороту відповідно зовнішнього та внутрішнього по відношенню до центру повороту коліс;

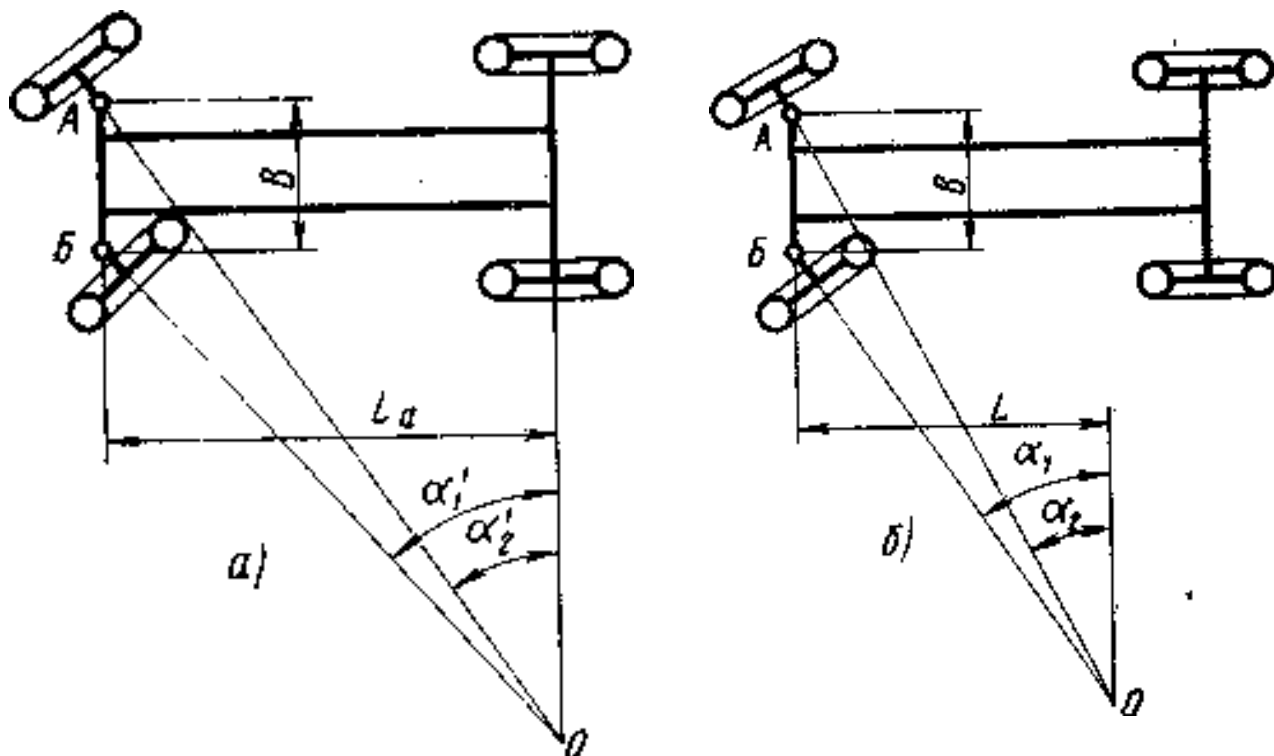
$B$  - шворнева колія керованого моста;

$L$  - база автомобіля.

Параметричні розміри кермової трапеції включають шкворневу колію  $B$ , відстань  $n$  між центрами кульових шарнірів важелів трапеції, довжину  $m$  та кут нахилу важелів. Шворнева колія  $B$  визначається розташуванням керованого моста, а інші розміри визначаються на основі наступних міркувань. У наявних конструкціях точка  $O_T$  перетину осей бокових важелів трапеції розташована на певній відстані яка рівна  $L_0 \approx 0,7 L$  від передньої осі якщо трапеція є задньою, а якщо передньою  $L_0 \approx L$ . Розміри  $\theta$ ,  $n$  і  $m$  обчислюються за допомогою таких формул:

$$\theta = \operatorname{arctg} \frac{2L_0}{\hat{A}}; \quad n = \frac{B}{1 \pm 2 \frac{m}{n} \cos \theta}; \quad m = \left( \frac{m}{n} \right) n \quad (2.2)$$

де  $m$  - довжина важеля кермової трапеції;



а - за умови ідеального співвідношення між кутами повороту керованих коліс  $\alpha_3$  і  $\alpha_B$ ; б - при співвідношенні між кутами  $\alpha_3$  і  $\alpha_B$ , обумовленому застосуванням кермової трапеції

Рисунок 2.1. Схема повороту автомобіля без врахування бічної еластичності шин.

У знаменнику середньої формули знак "+" використовується при розрахунку розміру  $n$  для задньої трапеції, а знак "-" для передньої трапеції.

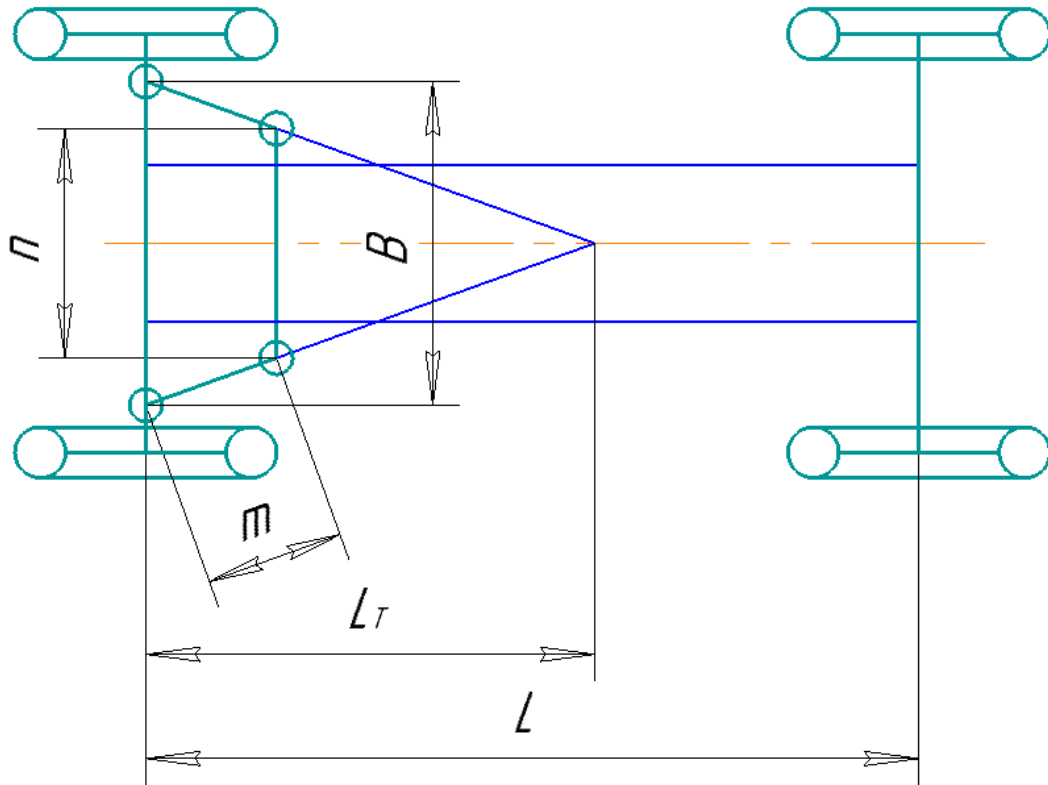


Рисунок 2.2. Схема кермової трапеції.

Формули (2.2) можна використовувати, задавши відношення довжини  $m$  бокового важеля до довжини  $n$  поперечної тяги. В більшості випадків це відношення знаходиться в межах  $0,12...0,16$ . Задавши мінімум три значення відношення  $m/n$  з цього діапазону, за формулами (2.2) розраховують розміри трьох варіантів кермової трапеції. Після цього, для кожної схеми кермової трапеції, виконують графічну побудову в мінімально можливому масштабі (чим менший масштаб, тим вища точність побудови). Далі, побудувавши кути повороту через рівні значення  $\alpha_3$  (наприклад  $5^0, 10^0, 15^0... \alpha_{3\max}$ ), визначають положення поворотного кулака зовнішнього колеса і графічно знаходять відповідний кут повороту  $\alpha_6$  поворотного кулака внутрішнього колеса.

Необхідне значення максимального кута повороту зовнішнього колеса визначається з умови забезпечення мінімального радіусу повороту автомобіля  $R_{\min}$ , що є радіусом середини сліду цього колеса при повороті з максимальною кривизною, за допомогою формули.

$$\operatorname{tg} \alpha_{3\max} = \frac{L}{R_{\min}} = \frac{4,8}{6} = 0,8 \quad (2.3)$$

Після виконання побудови для обраних схем кермової трапеції, розраховують величину для всіх значень кутів повороту керованих коліс:

$$\lambda = \frac{B}{L} \cdot \frac{\sin \alpha_g \cdot \sin \lambda_3}{\sin(\alpha_g - \alpha_3)} \quad (2.4)$$

У подальшому відповідно до отриманих результатів побудуємо відповідну діаграму.

## 2.2. Розрахунок кермового валу на міцність.

Кермовий вал є одним із ключових елементів системи рульового керування, що забезпечує передачу зусиль від керма до виконавчих механізмів транспортного засобу. Його міцність та надійність мають вирішальне значення для безпеки руху, оскільки несправність цього елемента може призвести до втрати керованості автомобіля. Розрахунок кермового валу на міцність є складовою етапу проектування, спрямованого на забезпечення його відповідності експлуатаційним вимогам і нормативним стандартам. Відповідно до сучасних підходів до інженерного аналізу, кермовий вал піддається дії складних комбінацій навантажень, включаючи згинальні моменти, крутильні моменти та осьові сили. Для адекватної оцінки його міцності необхідно враховувати геометричні особливості конструкції, властивості матеріалів, а також специфіку експлуатаційних умов. На основі цих факторів виконують розрахунки напружено-деформованого стану з використанням теорій міцності та критеріїв допустимих напружень.

Кермовий вал зазвичай виготовляється у вигляді труби та підлягає розрахунку на кручення із використанням формули:

$$\tau_k = \frac{F_{k \max} \cdot r_k}{W_k} = \frac{500 \cdot 0,232}{1569,15} = 75,4 \leq [\tau]_k = 100 \text{ МПа}, \quad (2.5)$$

$$\text{де } W_{\epsilon} = 0,2d_{\epsilon}^3 \cdot \left[ 1 - \left( \frac{d_{\bar{a}}}{d_{\epsilon}} \right)^4 \right] = 0,2 \cdot 25^3 \cdot \left[ 1 - \left( \frac{21}{25} \right)^4 \right] = 1569,15 \text{ мм}^3 \quad (2.6)$$



Жорсткість кермового валу визначається через обчислення кута його закручування за формулою:

$$\theta = \frac{F_{\kappa\max} \cdot r_{\kappa} \cdot l_{\varepsilon}}{G \cdot I_{\kappa}} \cdot \frac{180^{\circ}}{\pi} = \frac{500 \cdot 0,232 \cdot 1000}{8 \cdot 10^4 \cdot 19614} \cdot \frac{180}{3,14} = 4,2^{\circ} \quad (2.7)$$

$$\text{де } I_{\varepsilon} = 0,1(d_{\zeta}^4 - d_a^4) = 0,1 \cdot (25^4 - 21^4) = 19614,4 \text{ д}^4 \quad (2.8)$$

$l_{\varepsilon}$  – довжина кермового валу;

$d_{\zeta}$  і  $d_a$  – внутрішній та зовнішній діаметри трубчастого кермового валу відповідно.

Допустимий кут закручування дорівнює  $4...5^{\circ}$  на 1 метр довжини.

### **2.3 Розрахунок сошки та поворотних важелів кермового приводу.**

Сошка та поворотні важелі є критично важливими елементами системи кермового приводу транспортного засобу, які забезпечують передачу керуючих зусиль від кермового механізму до коліс. Ці елементи виконують функцію перетворення обертального руху вала кермового механізму у поступальний або кутовий рух колісних тяг, забезпечуючи точне й синхронне керування положенням коліс. Надійність та ефективність роботи сошки та поворотних важелів мають безпосередній вплив на безпеку руху, точність рульового управління та комфорт водіння. Умови експлуатації цих компонентів системи кермового управління є складними через постійний вплив змінних навантажень, викликаних маневруванням, нерівностями дорожнього покриття та інерційними силами під час руху. Вони працюють у режимах, що поєднують статичні та динамічні навантаження, часто в умовах корозійного середовища та абразивного зношування. Ці особливості обумовлюють підвищені вимоги до міцності, жорсткості, довговічності та зносостійкості матеріалів і конструкції цих елементів.

Розрахунок сошки та поворотних важелів передбачає оцінку напружено-деформованого стану цих деталей при дії максимальних можливих навантажень. Основна мета такого розрахунку полягає в тому, щоб забезпечити запас міцності, необхідний для безпечної роботи, та визначити оптимальні геометричні параметри конструкції. Зокрема, враховуються такі фактори, як матеріальні властивості, форми перерізів, місця концентрації напружень і методи обробки поверхонь. Окрім розрахунків на міцність, проводиться аналіз жорсткості, оскільки недостатня жорсткість цих елементів може призвести до зниження точності керування та появи люфтів у кермовому приводі. Для цього оцінюються деформації під дією зовнішніх сил, включаючи закручування, згинання та вигин [15].

Важливим аспектом розрахунку є оцінка втомної міцності сошки та поворотних важелів, адже ці деталі зазнають багатоциклових змінних навантажень протягом усього терміну експлуатації. Застосування відповідних коефіцієнтів запасу міцності та врахування впливу концентрації напружень дозволяє уникнути передчасних відмов унаслідок втомного руйнування. Таким чином, розрахунок сошки та поворотних важелів є важливим етапом у проектуванні системи кермового управління, що забезпечує її відповідність вимогам надійності, довговічності та безпеки. Правильний підхід до аналізу цих елементів сприяє підвищенню ефективності роботи кермового приводу та забезпечує комфорт і безпеку під час експлуатації транспортного засобу.

Сошку і важелі розраховуємо на сумісний згин і кручення. Небезпечним перерізом приймаємо переріз А-А близький до основи сошки або важеля (Рисунок 2.4.).

Для найбільш напруженої точки  $a$  розрахункового перерізу розраховують еквівалентні напруження

$$\begin{aligned}
 \sigma_e &= F_c \cdot \sqrt{\frac{l^2}{W_{32}^2} + 4 \frac{e^2 \cdot \gamma^2}{W_k^2}} = \\
 &= 5699,73 \cdot \sqrt{\frac{180^2}{12406,42^2} + 4 \cdot \frac{32^2 \cdot 0,795^2}{9155,94^2}} = \\
 &= 81,1 \text{ МПа} \leq [\sigma] = 300 \dots 450 \text{ МПа}
 \end{aligned}
 \tag{2.9}$$

В точці розрахункового перерізу  $a$  виникають найбільші показники дотичного напруження

$$\begin{aligned}
 \tau_{e \max} &= \tau_e \cdot \gamma = \frac{F_n \cdot a \cdot \gamma}{W_e} = \frac{10437,73 \cdot 50 \cdot 0,795}{9155,94} = \\
 &= 45,315 \text{ МПа} \leq [\tau]_e = 150 \dots 250 \text{ МПа}
 \end{aligned}
 \tag{2.10}$$

де  $F_c$  - сила яка прикладається до кульового пальця сошки;

$l, e$  – відстані, які вказані на Рисунку 2.4.

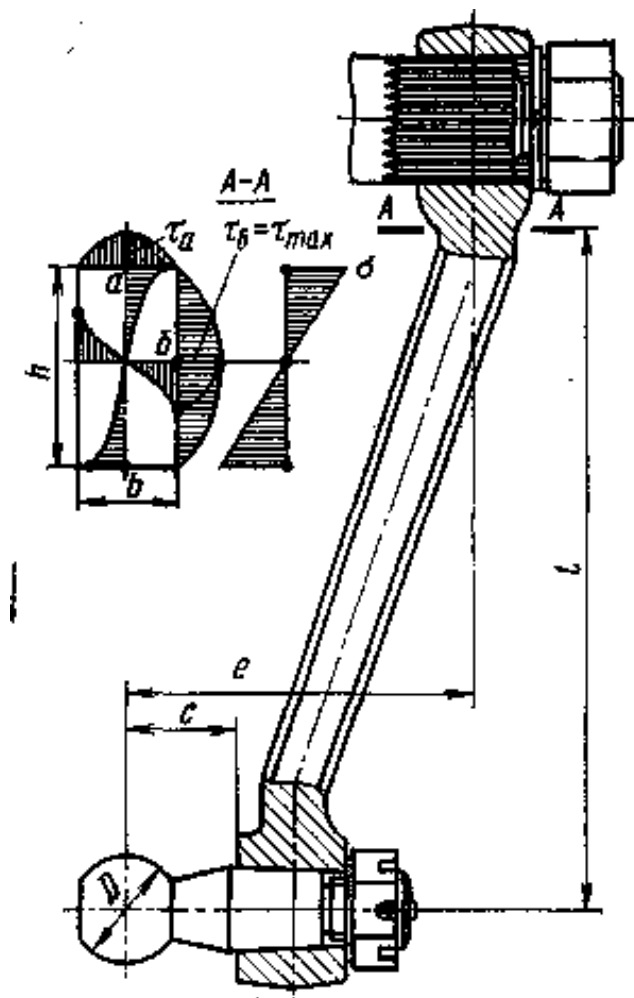


Рисунок 2.4. Схеми сошки, кульового пальця і епюри навантажень у перетині А-А.

для прямокутного перерізу сошки:

$$W_{ca} = \frac{b \cdot h^2}{6} = \frac{26,5 \cdot 53^2}{6} = 12406 \text{ дж}^3, \quad W_e = \alpha \cdot h \cdot b^2 = 0,246 \cdot 53 \cdot 26,5^2 = 9156 \text{ дж}^3, \quad (2.11)$$

Коефіцієнти  $\alpha$  і  $\gamma$  залежні від співвідношення перерізу сторін  $h/b$ , їх значення визначається з довідкової літератури. При  $h/b = 2$   $\alpha = 0,246$  і  $\gamma = 0,795$ .

Сила яка прикладена до кульового пальця сошки, визначається за допомогою формули:

$$F_c = \frac{F_a \cdot r_{ок}}{l_c} = \frac{28499,6 \cdot 43}{215} = 5699,73 \text{ Н} \quad (2.12)$$

Сила, що прикладена до кульового пальця поворотного важеля, рівна  $F_c$ .

Сила, що прикладена до кульового пальця бокового важеля трапеції, рівна

$$F_B = 0,5 F_c \cdot \frac{l_{kn}}{l_o} \cdot \sqrt{\eta_{kn}} = 0,5 \cdot 5699,73 \cdot \frac{182,5}{160} \cdot \sqrt{0,93} = 5740,6 \quad (2.13)$$

де  $l_o$  - плече важеля трапеції.

У разі встановлення силового циліндра підсилювача в кермовому приводі, сили, що діють на кульові пальці важелів, визначаються з урахуванням впливу цього циліндра. Виготовляються сошки та важелі методом кування із сталей 40, 35Х, 40Х, 40ХН і піддаються термічній обробці за рахунок закалювання із відпуском.

#### 2.4. Розрахунок тяг кермового приводу.

Тяги кермового приводу є невід'ємними елементами рульової системи транспортного засобу, які забезпечують передачу зусиль від кермового механізму до коліс. Вони відповідають за точне відтворення кутів повороту керованих коліс, що впливає на керованість, стійкість автомобіля на дорозі та

безпеку його експлуатації. Конструктивні особливості тяг повинні забезпечувати їхню міцність, жорсткість та довговічність навіть у складних умовах експлуатації, які включають динамічні навантаження, вплив нерівностей дорожнього покриття та агресивного зовнішнього середовища.

Розрахунок тяг кермового приводу передбачає визначення напружень, що виникають у їхніх елементах під дією різних типів навантажень, таких як розтяг, стиск, згин та зсув. Окрім цього, враховується вплив осьових сил, крутних моментів і вібраційних коливань, що виникають під час руху. Такий аналіз дозволяє визначити критичні перерізи, у яких можуть спостерігатися максимальні напруження, а також оцінити ризики втомного руйнування в умовах багатократного циклічного навантаження. Жорсткість тяг також є важливим параметром, оскільки їхня надмірна деформація може призвести до втрати точності кермового управління. Тому оцінка жорсткості проводиться для забезпечення мінімальних прогинів під навантаженням, що є необхідним для збереження геометрії кермової трапеції та синхронного руху керованих коліс.

Ключовим етапом розрахунку є вибір матеріалу тяг та аналіз їхньої конструктивної форми. Використання сучасних матеріалів із високими показниками міцності, таких як леговані сталі або композитні матеріали, дозволяє зменшити вагу конструкції без втрати її надійності. Крім того, оптимізація форми перерізу, таких як перехід до порожнистих профілів, може значно підвищити ефективність роботи тяги, зменшуючи концентрацію напружень у найбільш навантажених зонах. Таким чином, розрахунок тяг кермового приводу є комплексним завданням, яке включає аналіз напружено-деформованого стану, оцінку міцності та жорсткості, а також врахування умов експлуатації. Результати розрахунків дозволяють забезпечити високу надійність і довговічність цих елементів, що є важливими чинниками для гарантування безпеки та комфортності керування транспортним засобом.

Прямі тяги кермового приводу аналізують на поздовжню стійкість, обчислюючи коефіцієнт запасу стійкості.

$$n_{\bar{n}} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{F_{\bar{0}} \cdot l_{\bar{0}}^2} = \frac{3,14 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 32297,09}{32373,9 \cdot 1000^2} = 2,06 \geq [\bar{n}] = 1,5 \dots 2,5. \quad (2.14)$$

де  $I$  - осьовий момент інерції поперечного перерізу тяги

$$I = \frac{\pi}{64} \cdot (d^4 - d_e^4) = \frac{3,14}{64} \cdot (32^4 - 20^4) = 32297,09 \text{ мм}^4 \quad (2.15)$$

$l_T$  - довжина тяги (розмір між центрами шарнірів);

$F_T$  - осьове зусилля, яке діє на тягу.

$$\text{Осьове зусилля } F_T = F_C + F_{n_{\max}} = 10437,7 + 21936,17 = 32373,9 \text{ Н} \quad (2.16)$$

Тяги виготовляються з труб марки сталі 20, 30, 35 як результат досягається необхідна жорсткість при малій масі.

## 2.5. Розрахунок шарнірів кермового приводу.

Шарніри кермового приводу є важливими елементами, що забезпечують з'єднання рухомих частин системи кермового управління, дозволяючи їм обертатися або змінювати кути нахилу. Вони відіграють критичну роль у передачі зусиль від одних компонентів системи до інших, забезпечуючи синхронність рухів та точність керування. Оскільки шарніри піддаються значним динамічним і статичним навантаженням під час експлуатації, правильний розрахунок цих елементів є необхідним для забезпечення надійності та довговічності кермового приводу. Розрахунок шарнірів включає в себе аналіз механічних напружень, що виникають у місцях з'єднання, а також визначення їхньої міцності та жорсткості. Одним із основних факторів, які враховуються при цьому, є вплив навантажень, що передаються через кульові пальці, втулки та інші елементи, що складають шарнір. Крім того, враховується вплив сил тертя, які можуть спричиняти зношування та зменшення ефективності роботи шарніра з часом.

Особлива увага приділяється вибору матеріалів для виготовлення шарнірів, оскільки вони повинні бути здатними витримувати великі навантаження, а також бути стійкими до зношування та корозії. Вибір матеріалу впливає на термін служби та ефективність роботи всього кермового приводу. У сучасних конструкціях часто використовуються спеціалізовані сплави та покриття, що забезпечують високі характеристики зносостійкості та міцності. Загалом, розрахунок шарнірів кермового приводу є складним інженерним завданням, що вимагає точного аналізу навантажень, матеріалів та механізмів з'єднання для забезпечення оптимальної роботи рульової системи.

Кульові пальці шарнірів їх розраховують за формулою:

$$\begin{aligned}\sigma_{\zeta i} &= \frac{4 \cdot F_o}{\pi \cdot d_{\zeta}^2} = \frac{4 \cdot 32373,9}{3,14 \cdot 20^2} = 10,3 \leq [\sigma]_{\zeta i} = 25 \dots 30 \text{ МПа}; \\ \sigma_{\zeta \bar{a}} &= \frac{F_o \cdot c}{W_{\zeta \bar{a}}} = \frac{32373,9 \cdot 8}{785,4} = 329,7 \leq [\sigma]_{\zeta \bar{a}} = 300 \dots 400 \text{ МПа},\end{aligned}\tag{2.17}$$

де  $F_{\text{ш}} = F_T$  - діюча на кульовий палець сила;

$c$  - плече дії сили;

$d_{\kappa}$  - діаметр кульки пальця шарніру.

Для виготовлення кульових пальців застосовують сталі 18ГТ, 20ХН, 12ХНЗА, які піддаються цементації на глибину 1,5...3,0 мм з подальшим закалюванням, або сталь 40Х, що також піддається закалюванню, з твердістю (HRC 56...64). Для запобігання утворенню зазорів у шарнірах кермових тяг їх виконують з підпружиненням. Існують дві основні схеми підпружинення: вздовж осі тяги та вздовж осі кульового пальця. У першій схемі зусилля пружини повинно бути в 1,5...2,0 рази більшим за максимальне навантаження на тягу. Однак через високе значення цього зусилля тиски на робочих поверхнях кульового шарніра значно зростають, що призводить до зниження його довговічності. Це є важливим недоліком такої конструкції.

### 3. МЕТОДИКИ ТА РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.

#### 3.1. Основні критерії оцінки роботи системи кермового керування.

Основними критеріями оцінки кермового управління є:

- кінематичне  $U_{\kappa\omega}$  та силове  $U_{\kappa c}$  це передатні числа кермового керування;
- к.к.д. кермового керування  $\eta_{\kappa\kappa}$ ;
- параметри елементів кермового керування - кермового механізму і кермового приводу  $U_{\kappa\mu}, U_{\kappa\mu}, \eta_{\kappa\mu}, \eta_{\kappa\mu}$ ;
- зазор в зачепленні кермового механізму;
- пружна характеристика.

На стадії проектування кермового управління два останніх параметри оцінки не встановлюються.

При визначенні  $U_{\kappa\omega}$ , що характеризується відношенням елементарного кута повороту керма до середнього кута повороту керованих коліс, враховується, що керовані колеса повинні повернутися з нейтрального положення до максимального кута  $35...45^\circ$ .

Кінематичне передавальне число  $U_{\kappa\omega}$  залежне від кінематичних передавальних чисел кермового механізму  $U_{\kappa\mu}$  та кермового приводу  $U_{\kappa\mu}$ :

$$U_{\kappa\omega} = U_{\kappa\mu} \cdot U_{\kappa\mu} \quad (3.1)$$

Передавальне число  $U_{\kappa\mu}$ , яке характеризується співвідношенням кутів повороту керма та сошки, визначається за формулами:

- для черв'ячного механізму

$$U_{\kappa\mu} = \frac{2\pi \cdot r_{\omega\kappa}}{t \cdot z_q}, \quad (3.2)$$

- для гвинтово-рейкового механізму



$$U_{км} = \frac{2\pi \cdot r_{ок}}{t}, \quad (3.3)$$

де  $r_{ок}$  - радіус початкового кола кривошипа з сектору або роликом;

$t$  - крок гвинтової нарізки гвинта або черв'яка;

$z_q$  - число заходів черв'яка.

Залежно від конструкції кермового механізму його передатне число може бути сталим під час повороту або змінюватися. Сучасні автомобілі зазвичай обладнані механізмами з постійним передатним числом, хоча більш доцільно використовувати механізми зі змінним передатним числом. При цьому максимальне значення передатного числа повинно бути при нейтральному положенні кермового колеса для легкових автомобілів, щоб забезпечити більшу безпеку на високих швидкостях (при малих рухах кермового колеса не відбувається значного повороту коліс). Для вантажних автомобілів, не оснащених підсилювачем, змінне передатне число доцільно встановлювати на крайніх положеннях кермового колеса, що полегшує управління під час маневрування. Тому для черв'ячно-роликового механізму вибирають  $U_{км} = const$  значення цього параметра, незважаючи на його зменшення на 5...7% при максимальних кутах повороту керма.

У існуючих кермових механізмах  $U_{км} = 13...22$  - для легкових автомобілів і 20...25 - для вантажних автомобілів (у великовантажних автомобілів  $U_{км}$  допускається 40).

Передавальне число кермового приводу  $U_{кп}$ , що визначається як відношення кута повороту сошки до середнього кута повороту керованих коліс, розраховується за наступною формулою:

$$U_{кп} = 2 \frac{l'_{np}}{l'_c} \cdot \frac{m'_n}{m'_n + m'_л}, \quad (3.4)$$

де  $l'_c, l'_{np}, m'_n, m'_l$  - довжини відповідно сошки і важелів поворотного кулака та кермової трапеції.

У сучасних кермових приводах, коли колеса знаходяться в нейтральному положенні,  $U_{кн} = 0,85...1,1$ .

Для кермового управління з шестеренчасто-рейковим механізмом доцільно обчислювати кутове передатне число в цілому, без розподілу на кутові передатні числа механізму та приводу, за такою формулою:

$$U_{к\omega} = \frac{m}{r_0} \cdot \cos(\alpha_0 \pm \alpha), \quad (3.5)$$

де  $r_0$  - радіус початкового кола шестерні;

$\alpha_0$  - це кут між важелем кермової трапеції та поздовжньою віссю автомобіля при нейтральному положенні коліс;

$\alpha$  - кут повороту керованих коліс.

Силове передавальне число - це відношення моменту опору повороту керованих коліс  $T_{он}$  до моменту що діє на вал керма  $T_{км}$ , необхідного для виконання повороту:

$$U_{кс} = \frac{T_{он}}{T_{км}}. \quad (3.6)$$

Силове передатне число пов'язане з кінематичним передатним числом через таку залежність:

$$U_{кс} = U_{к\omega} \cdot \eta_{кк} \quad (3.7)$$

де  $\eta_{кк}$  - к.к.д. кермового керування.

Величина  $\eta_{кк}$  визначається за допомогою формули:

$$\eta_{кк} = \eta_{км} \cdot \eta_{кп} \quad (3.8)$$

де  $\eta_{км}$ ,  $\eta_{кп}$  - відповідно коефіцієнт корисної дії кермового механізму та кермового приводу.

Коефіцієнт корисної дії кермового приводу  $\eta_{кп}$  відображає втрати на тертя що виникають у шарнірних з'єднаннях тяг і важелів, а також в шворневих вузлах керованих коліс. Його знаходиться в межах 0,9...0,95.

Розрізняють прямий і зворотний коефіцієнт корисної дії кермового приводу  $\eta_{кп}$ . Прямий коефіцієнт корисної дії  $\eta_{кп}$  характеризує втрати на тертя під час передачі крутного моменту від кермового колеса до керованих коліс. Зворотний коефіцієнт корисної дії визначає поглинання крутного моменту, що виникає через поштовхи дороги на керовані колеса, при передачі його на кермове колесо. Високе значення прямого коефіцієнт корисної дії є необхідним, оскільки чим він більший, тим легше стає керування. Зворотний коефіцієнт корисної дії має бути значно меншим для зменшення поворотного моменту, який створюється на керованих колесах через нерівності дороги і передається через кермове колесо на руки водія. Водночас його значення не повинно бути меншим за межу зворотності, оскільки це може призвести до втрати чутливості та відсутності стабілізації керованих коліс.

Різні значення прямого та зворотнього коефіцієнта корисної дії здебільшого досягаються завдяки конструкції кермового механізму.

Коефіцієнт корисної дії кермових механізмів черв'ячно-роликового та гвинто-рейкового типу, з урахуванням тертя в зачепленні, розраховується за формулами:

$$\begin{aligned}
 & \text{- у прямому напрямку (у випадку} & \eta_{км} &= \frac{tg\beta}{tg(\beta + \rho)} \\
 & \text{передачі крутного моменту керма до коліс)} & & \\
 & \text{- у зворотному напрямі (при передачі} & \eta_{км} &= \frac{tg(\beta - \rho)}{tg\beta}, \quad (1.9) \\
 & \text{збурень від коліс до керма)} & &
 \end{aligned}$$

де  $\beta$  - кут підйому гвинтової лінії гвинта, черв'яка ( $\beta = 5...10^\circ$  для черв'яка,  $\beta = 10...15^\circ$  для гвинта);

$\rho$  - кут тертя в зачепленні ( $\rho = 2...6^\circ$ ), нижчі значення кута тертя характерні гвинто-рейковому кермовому механізму.

Коефіцієнт корисної дії вищезгаданих кермових механізмів знаходиться в межах: для прямого — 0,75...0,85, для зворотного — 0,65...0,80. Більшість гвинто-рейкових механізмів мають трохи вищий коефіцієнт корисної дії порівняно з черв'ячно-ролковими, при цьому різниця між їх прямим і зворотним коефіцієнтом корисної дії є мінімальною. Шестеренчасті кермові механізми мають найвищий коефіцієнт корисної дії, його значення для прямого і зворотного напрямків майже однакові: 0,9...0,95.

Зазори в усіх кінематичних ланках кермового управління повинні бути зменшені до мінімуму за допомогою відповідних конструктивних рішень, щоб уникнути впливання керованих коліс.

Елементи робочих поверхонь найбільше зношуються при нейтральному положенні керованих коліс [16]. Тому в цьому положенні зазор повинен бути мінімальним (практично нульовим). Від середнього положення до крайніх зазор у зачепленні поступово збільшується і в крайніх положеннях досягає 25...35°. Це дає змогу компенсувати зношення в середньому положенні під час наступних регулювань зазору, не допускаючи заклинювання кермового механізму при поворотах кермового колеса в будь-яку сторону.

### **3.2. Методика експериментального дослідження параметрів кермового керування вантажного автомобіля шляхом статичного навантаження.**

Методика експериментального дослідження параметрів кермового керування вантажного автомобіля шляхом статичного навантаження має на меті вивчення функціональних характеристик системи кермування в умовах, коли автомобіль перебуває у стаціонарному стані, тобто не рухається. Це дозволяє точніше оцінити реакцію кермового механізму на вплив різних

факторів, які виникають у реальних умовах експлуатації вантажних автомобілів. Статичне навантаження дозволяє симулювати різні сценарії навантаження, зокрема, ситуації, коли автомобіль перебуває під значним ваговим або динамічним навантаженням при виконанні маневрів, завантаженні або в умовах нерівних поверхонь.

Основна мета цього виду дослідження — оцінити вплив статичних сил на точність та чутливість системи кермування, визначити її жорсткість і здатність до відновлення після навантаження, а також забезпечити надійність кермового механізму при роботі в умовах, що наближені до реальних. Відповідно, процедура починається з підготовки вантажного автомобіля для проведення тестування: його фіксація на спеціальних стійках для забезпечення стійкості під час вимірювань. Це дозволяє усунути фактор руху та зосередити увагу на характеристиках механізму без впливу динамічних сил, що можуть спотворити результат. Статичне навантаження в даному контексті означає прикладання визначених зусиль до коліс, що дозволяє відтворити реальні умови навантаження автомобіля в різних робочих режимах. Вага автомобіля або додаткове навантаження, яке може бути розподілено на окремі осі, враховує можливі варіації в розподілі маси під час маневрів або експлуатації на складних ділянках доріг. Таким чином, дослідження фокусується на вимірюванні зусиль, моментів сили, кута повороту керма та їх змін в умовах статичного навантаження.

Для забезпечення високої точності вимірювань використовуються різні датчики, зокрема, датчики сили, які вимірюють величину навантаження на кожне колесо або окремі компоненти кермового механізму. Застосовуються також датчики кута повороту керма та моменту сили, що дозволяє вивчити залежність між прикладеним зусиллям і рухом рульового механізму. У процесі тестування можна зафіксувати не тільки основні характеристики, але й виявити аномалії або недоліки в конструкції, які можуть призвести до зниження ефективності кермування або його нестабільності при реальному русі. Дослідження із застосуванням статичного навантаження надає

можливість оцінити жорсткість і відгук кермового механізму в умовах, де динамічні впливи відсутні або мінімізовані. Це важливо для вантажних автомобілів, оскільки вони часто працюють в умовах з високими навантаженнями та змінними умовами експлуатації, що вимагає високої точності і надійності системи кермування. Під час проведення експериментів можна дослідити не тільки механічні властивості кермового механізму, але й параметри його взаємодії з іншими компонентами підвіски та трансмісії, що також є важливим для загальної характеристики вантажного автомобіля.

Оцінка ефективності кермового механізму здійснюється на основі порівняння даних, отриманих у процесі тестування, з нормативними значеннями, що визначаються конструктивними характеристиками автомобіля та вимогами безпеки. У разі виявлення невідповідностей можуть бути рекомендовані коригування в конструкції або матеріалах, що застосовуються в системі кермування, для підвищення її надійності та довговічності. Важливим етапом є також аналіз результатів, який дозволяє зробити висновки щодо можливості застосування нових технологій або матеріалів, здатних покращити експлуатаційні характеристики транспортних засобів. Завдяки проведеному дослідженню з використанням статичного навантаження можна отримати точні дані для розробки рекомендацій щодо покращення функціональних характеристик кермового механізму, що, в свою чергу, сприятиме забезпеченню безпеки, комфорту та економічності в процесі експлуатації вантажних автомобілів.

### **3.3. Методика експериментального дослідження параметрів кермового керування вантажного автомобіля шляхом 3D моделювання у програмі SolidWorks.**

Методика експериментального дослідження параметрів кермового керування вантажного автомобіля з використанням 3D моделювання у програмі SolidWorks є багатоступеневим і комплексним підходом до аналізу функціональних характеристик і конструктивних особливостей системи

кермування. Цей метод спрямований на детальне вивчення динамічних і статичних характеристик кермового механізму з метою забезпечення його ефективності, надійності та довговічності в умовах реальної експлуатації.

На початковому етапі дослідження здійснюється збір вихідних даних, які включають технічну документацію, креслення, результати попередніх випробувань та інформацію про матеріали, що використовуються у виготовленні компонентів кермового механізму. Ці дані є основою для створення цифрової моделі системи у SolidWorks. Програма дозволяє точно відтворити геометрію компонентів, забезпечуючи високу відповідність реальним об'єктам. Під час створення моделі враховуються всі деталі та вузли системи кермування, такі як рульовий вал, шестерні, підшипники, рульова рейка, важелі та з'єднувальні елементи.

Ключовим етапом є налаштування матеріальних і фізичних властивостей моделі. У SolidWorks задаються параметри матеріалів, такі як модуль пружності, границя міцності, щільність, коефіцієнт тертя та інші механічні характеристики. Ці параметри є критично важливими для точності моделювання, оскільки вони впливають на поведінку системи під час навантажень. Крім того, у модель додаються зовнішні впливи, які можуть виникати в реальних умовах експлуатації. Це включає вагові навантаження, динамічні впливи, такі як удари чи вібрації, а також впливи від нерівностей дорожнього покриття. У процесі дослідження проводиться статичний і динамічний аналіз роботи кермового механізму. Статичний аналіз дозволяє оцінити розподіл напружень у компонентах, визначити ділянки з найвищим навантаженням і проаналізувати можливі деформації під дією постійних сил. Цей етап важливий для визначення міцності системи та її здатності витримувати довготривалі навантаження без втрати експлуатаційних характеристик. Динамічний аналіз спрямований на вивчення поведінки кермового механізму у змінних умовах, наприклад, при різких поворотах, впливі нерівностей або зміні швидкості обертання керма. У цьому контексті аналізуються параметри, такі як чутливість кермування, плавність руху,

стабільність роботи та швидкість реакції на зміну навантажень. Одним із важливих аспектів методики є моделювання взаємодії компонентів між собою. Завдяки вбудованим інструментам SolidWorks можна дослідити кінематику механізму, зокрема взаємодію зубчастих пар, зчеплення шестерень, рух важелів і вплив тертя на ефективність роботи системи. Це дозволяє ідентифікувати потенційні недоліки конструкції, які можуть призводити до підвищеного зношування, втрати енергії чи нестабільності роботи.

Наступний етап включає оптимізацію конструкції. SolidWorks має вбудовані інструменти для оптимізації, які дозволяють знаходити найбільш ефективні рішення з точки зору маси, міцності, жорсткості та інших параметрів. Наприклад, моделювання може виявити можливість зменшення ваги компонентів за рахунок зміни їхньої форми або застосування інших матеріалів, зберігаючи при цьому необхідну міцність і жорсткість. Крім того, можлива оптимізація геометрії зубчастих пар для зменшення втрат енергії під час передачі зусиль. Важливою складовою методики є тестування отриманих результатів. Для цього віртуальні дані порівнюються з реальними експериментами, якщо такі доступні, або з нормативними показниками, які визначені стандартами для систем керування вантажних автомобілів. У разі невідповідності між моделюванням і очікуваними характеристиками, проводиться повторне коригування моделі, що дозволяє досягти високої точності та достовірності отриманих результатів.



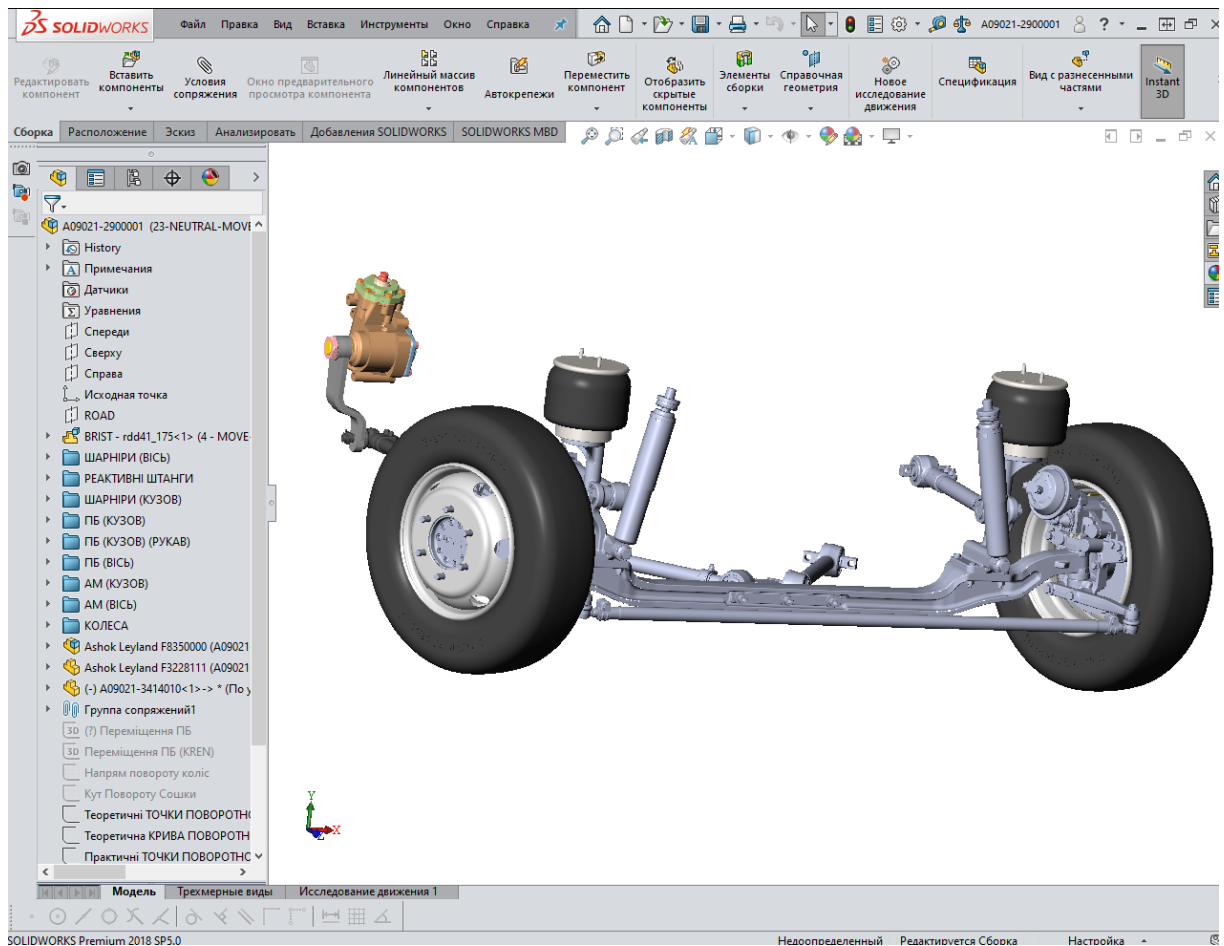


Рисунок 3.1. Работа у програмі SolidWorks.

Значною перевагою використання SolidWorks є можливість моделювання екстремальних умов роботи системи, таких як максимальні навантаження або аварійні ситуації. Це дозволяє оцінити не тільки нормальну експлуатацію, але й межові стани, що є критично важливими для забезпечення безпеки транспортного засобу. Крім того, цифрова модель може бути використана для розробки нових модифікацій системи, тестування альтернативних рішень і прогнозування їхньої ефективності ще до виготовлення фізичного прототипу [12].

Застосування методики 3D моделювання у SolidWorks забезпечує низку переваг. По-перше, це суттєве скорочення часу на розробку і тестування системи. По-друге, зменшуються витрати на виготовлення прототипів і проведення фізичних випробувань, особливо на початкових етапах проектування. По-третє, підвищується точність аналізу за рахунок урахування

широкого спектру впливів і параметрів, які складно врахувати під час реальних випробувань.

Таким чином, методика експериментального дослідження параметрів кермового керування вантажного автомобіля у програмі SolidWorks є ефективним, сучасним і високоточним інструментом для аналізу, проектування та вдосконалення систем керування. Вона дозволяє забезпечити високу якість, безпеку та надійність механізмів, сприяючи розвитку інноваційних рішень у галузі автомобільної інженерії.

### **3.4. Результати дослідження параметрів кермового керування вантажного автомобіля шляхом 3D моделювання.**

Правильно спроектоване кермове керування вантажного автомобіля є ключовим компонентом його загальної експлуатаційної ефективності та безпеки. Воно повинно відповідати ряду вимог, серед яких точність управління, адекватність зусиль на кермі, надійність, довговічність, відповідність ергономічним стандартам, а також здатність функціонувати в різноманітних умовах експлуатації, включаючи несприятливі погодні та дорожні обставини. Точність керування визначається здатністю системи оперативно реагувати на дії водія, забезпечуючи пропорційне передавання зусиль до поворотних коліс і мінімізуючи відхилення від заданої траєкторії. Це досягається завдяки високій кінематичній точності механізмів, правильному налаштуванню геометрії підвіски, а також мінімізації люфту в кермовому механізмі. У добре спроектованій системі кермовий механізм забезпечує плавність руху, незалежно від швидкості автомобіля чи дорожнього покриття, що є важливим для стабільності траєкторії, особливо на високих швидкостях.

Зусилля на кермі повинно бути оптимальним, щоб запобігти надмірному фізичному навантаженню на водія, особливо під час тривалих поїздок або маневрування у вузьких міських просторах. Це досягається завдяки використанню підсилювачів керма — гідравлічних або електричних,

які знижують необхідні зусилля без втрати точності й чутливості управління. При цьому система повинна зберігати достатній рівень зворотного зв'язку, що дозволяє водію «відчувати дорогу» й оперативно реагувати на зміни її стану, такі як ковзання чи нерівності. Надійність і довговічність кермового керування є одними з найважливіших характеристик, оскільки несправності цієї системи можуть призвести до аварійних ситуацій. Конструкція повинна забезпечувати стійкість до зношування, механічних і термічних навантажень, корозії та впливу агресивних середовищ, таких як бруд, вода чи дорожні хімікати. Це потребує застосування високоміцних матеріалів і надійних з'єднань, а також забезпечення регулярного технічного обслуговування.

Ергономічність кермового управління також відіграє важливу роль у його якості. Кермове колесо повинно мати зручний розмір і розташування, що дозволяє водію комфортно керувати автомобілем протягом тривалого часу. Геометрія кермової колонки має забезпечувати зручний доступ до управління при різних налаштуваннях положення сидіння водія. Водночас шум і вібрації, що передаються через кермове колесо, повинні бути мінімізовані для забезпечення комфорту. Система кермового керування має відповідати нормативним вимогам безпеки. Це включає забезпечення резервування управління на випадок відмови, обмеження допустимого люфту керма, а також здатність ефективно працювати за несприятливих умов, таких як слизька дорога або високі вібраційні навантаження. У разі відмови підсилювача керма система повинна залишатися керованою, дозволяючи водію утримувати контроль над автомобілем.

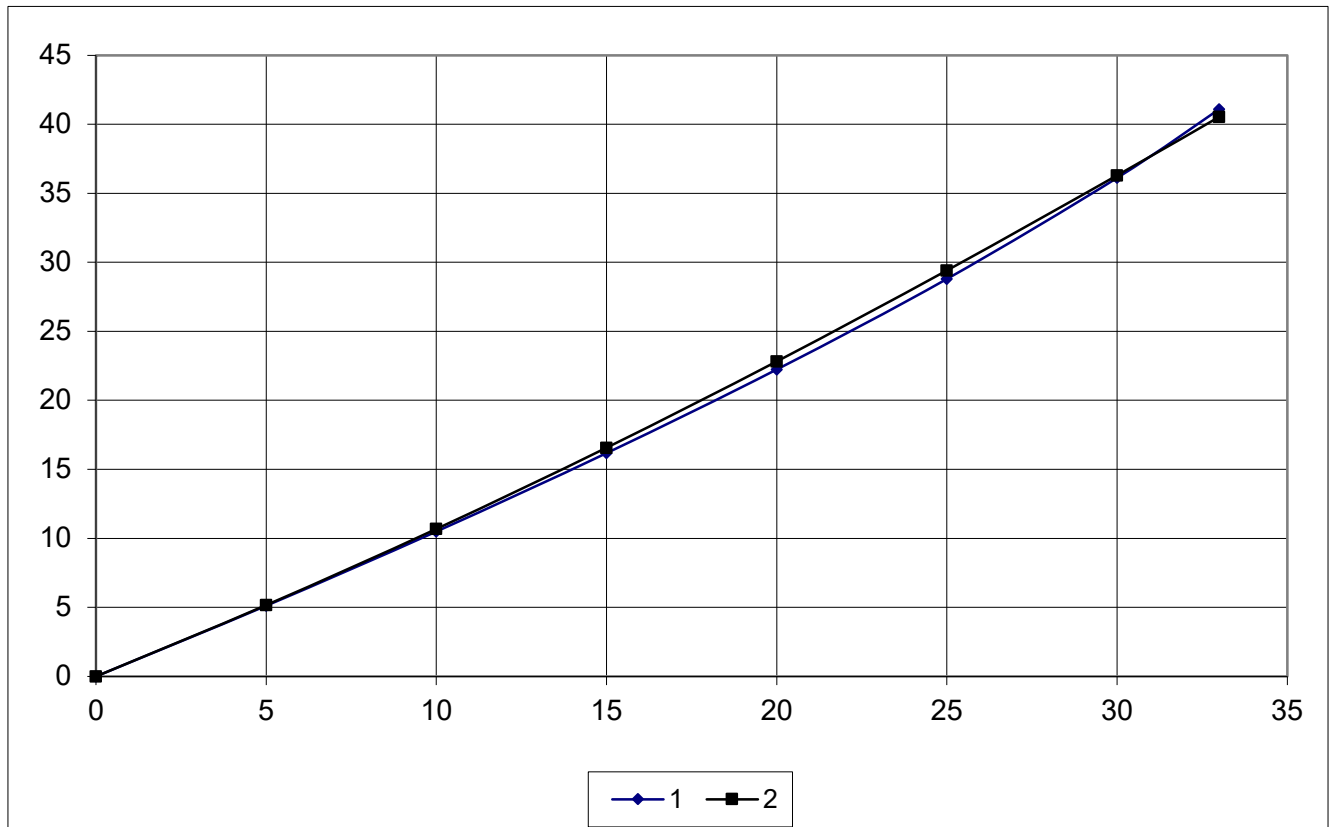
Правильно спроектоване кермове керування інтегрує в собі всі ці характеристики, забезпечуючи безпечну, стабільну та комфортну експлуатацію автомобіля. Воно є результатом точного інженерного розрахунку, тестувань і врахування різноманітних факторів, що впливають на його функціонування. Таким чином, якісна система кермового керування є не лише запорукою ефективного управління транспортним засобом, але й важливим елементом загальної безпеки дорожнього руху.

Результати які ми отримали при теоретичних розрахунках відображені у таблиці 3.1:

Таблиця 3.1. Розрахункові результати

m/n	0,12		0,14		0,16		
$\alpha_3$	$\alpha_6$	$\lambda$	$\alpha_6$	$\lambda$	$\alpha_6$	$\lambda$	$\alpha_6\phi$
0	0	0	0	0	0	0	0
5	5,12	1,374766	5,12	1,3748	5,12	1,3748	5,16647
10	10,5	1,342404	10,5	1,3424	10,51	1,3173	10,6828
15	16,17	1,306748	16,18	1,2965	16,19	1,2863	16,5653
20	22,21	1,241098	22,24	1,2261	22,27	1,2114	22,8139
25	28,75	1,150552	28,8	1,1372	28,85	1,1243	29,4055
30	36,02	1,037874	36,12	1,0234	36,22	1,0094	36,2894
33	40,95	0,955404	41,1	0,9407	41,26	0,9255	40,5283

Кращим буде той варіант кермової трапеції, у якому величина  $\lambda$  найменше відхиляється від 1 при найбільш поширених значеннях кутів повороту керованих коліс. Така трапеція забезпечує оптимальне співвідношення між кутами повороту внутрішнього та зовнішнього керованих коліс, що дозволяє досягти мінімального бокового ковзання під час повороту. Для обраного варіанту кермової трапеції побудували графік фактичної залежності  $\alpha_6 = f(\alpha_3)$ , вигляд якого зображений на рис. 3.2. Далі, за формулою (2.1), розраховують і будують графік теоретичної залежності  $\alpha_6^m = f(\alpha_3^m)$ .



1 - фактична залежність; 2 - теоретична залежність.

Рисунок 3.2. Графік залежностей кутів повороту керованих коліс.

Якщо максимальна різниця між фактичними  $\alpha_g$  та теоретичними  $\alpha_g^m$  значеннями не перевищує встановленого значення  $1,5^\circ$  при максимальному куті повороту  $\alpha_{z\max}$  зовнішнього колеса, вважається, що трапеція забезпечує правильну кінематику повороту керованих коліс. Для нормальної роботи рульового приводу максимальні значення кутів  $\alpha_z$  і  $\alpha_g$  зазвичай обмежуються певною умовою  $\alpha_{g\max} + \alpha_{z\max} \leq 70^\circ$ . Однак у деяких випадках, зокрема для автомобілів з довгою базою, щоб збільшити їх маневреність, ця умова може бути проігнорована, задаючи інші значення  $\alpha_{g\max} = 33^\circ$ .

Експериментальне дослідження параметрів кермового керування вантажного автомобіля за допомогою 3D моделювання в SolidWorks виконувалося у кілька послідовних етапів, кожен з яких забезпечував досягнення поставлених цілей.

На початковому етапі були визначені основні характеристики автомобіля, включаючи його геометричні, масові та динамічні параметри, які впливали на функціонування кермового механізму. За базу при початку моделювання взято теоретичні розрахунки проведені раніше. Ці дані використовувалися для створення тривимірної моделі в середовищі SolidWorks. Моделювання передбачало побудову основних елементів кермового механізму, таких як рульовий вал, маятниковий важіль, тяги та шарніри, з урахуванням геометричних взаємозв'язків і кінематичних особливостей реальної системи.



Рисунок 3.3. 3D модель кермового керування у середовищі SolidWorks.

За допомогою модуля проводилося динамічне моделювання. На цьому етапі задавалися вихідні умови, зокрема траєкторія руху автомобіля, кут повороту керма, а також швидкість і прискорення. Результати симуляції були проаналізовані для визначення ключових параметрів, таких як кутові відхилення компонентів, сили у з'єднаннях і ефективність роботи механізму за різних умов експлуатації. Отримані дані порівнювалися з теоретичними значеннями та результатами фізичних випробувань, що дозволило оцінити точність моделі та визначити можливі напрямки для її вдосконалення. На основі проведеного дослідження були сформульовані висновки щодо ефективності роботи кермового керування.

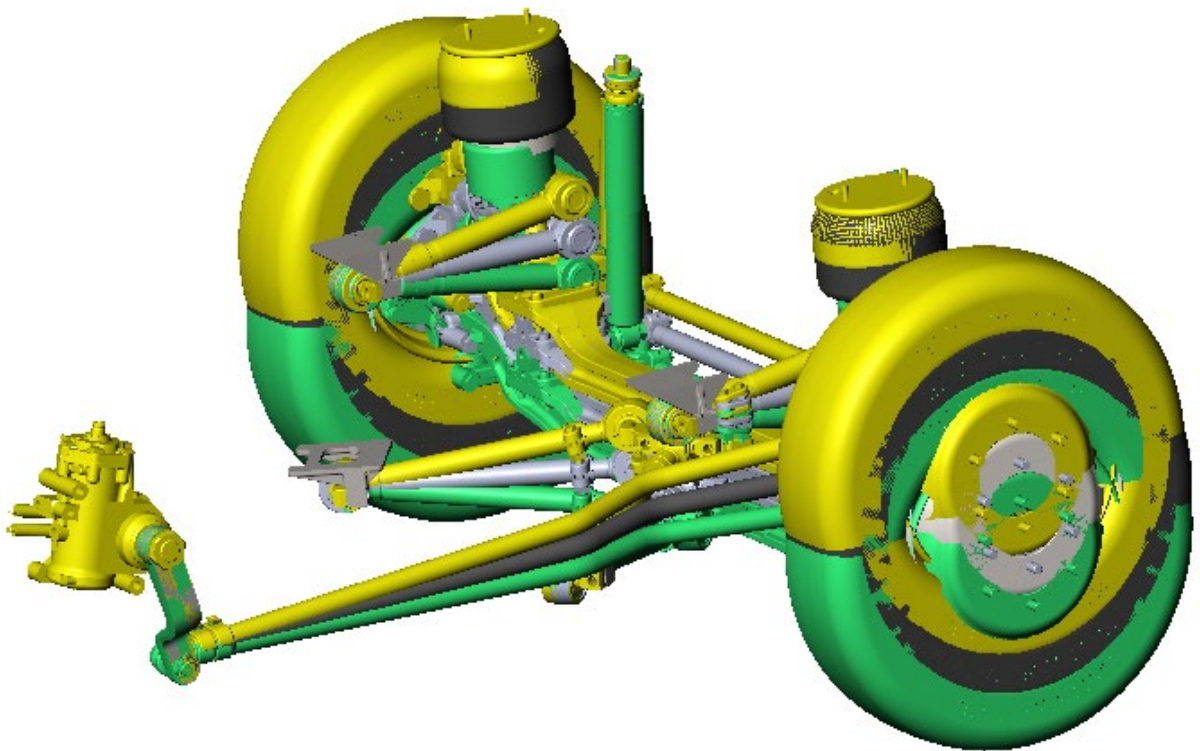


Рисунок 3.4. Моделювання впливу ходів підвіски на кермове керування.

У процесі дослідження особливу увагу звертали на роботу кермового керування під час руху автомобіля по дорогах з поганим покриттям або по ґрунтових дорогах. Оскільки такого типу автомобілі окрім експлуатації по дорогах з твердим покриттям доволі часто експлуатуються і по ґрунтових дорогах для обслуговування сільськогосподарських підприємств. Саме при

експлуатації по бездоріжжю відбуваються найбільші ходи підвіски керованих коліс, а часто до їх максимально можливого показника. Таке переміщення підвіски необхідно враховувати при проектуванні кермового керування, як відомо хід залежної керованої підвіски вантажного автомобіля відбувається не по прямій траєкторії відносно вертикальної осі, а тим самим при ходах відбувається переміщення керованої осі у поздовжній площині, що створює додаткове зусилля яке через кермову тягу передається на рульову сошку та може спричинити самовільне поворот керма чи коліс відповідно не контрольоване відхилення від напрямку руху. Такого типу процес ми промоделиували на наведеній моделі. Результатом нашого дослідження було доведено правильність теоретичних розрахунків якими ми досягли мінімального переміщення точки шарніра який розміщений на сошці кермового механізму і тим самим мінімізували поворот керованих коліс забезпечивши нормативні вимоги що до вантажних автомобілів даного класу.



## **4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.**

### **4.1. Інструкція з охорони праці при проведенні досліджень**

Загальні положення

4.1.1. Дія інструкції поширюється на всі підрозділи підприємства, де виконують роботи з персональним комп'ютером (ПК).

4.1.2. Інструкція розроблена відповідно до Положення про розробку інструкцій з охорони праці, затвердженого наказом Держнаглядохоронпраці від 29.01.1998 № 9, Типового положення про порядок проведення навчання і перевірки знань з питань охорони праці, затвердженого наказом Держнаглядохоронпраці від 26.01.2005 № 15, Правил охорони праці під час експлуатації електронно-обчислювальних машин, затверджених наказом Державного комітету України з промислової безпеки, охорони праці та гірничого нагляду від 26.03.2010 № 65, Державних санітарних правил і норм роботи з візуальними дисплейними терміналами електронно-обчислювальних машин ДСанПіН 3.3.2.007-98, затверджених постановою Головного державного санітарного лікаря України від 10.12.1998 № 7, Загальних вимог стосовно забезпечення роботодавцями охорони праці працівників, затверджених наказом Міністерства надзвичайних ситуацій України від 25.01.2012 № 67 (НПАОП 0.00-7.11-12).

4.1.3. За цією інструкцією працівника, який використовує персональний комп'ютер (далі — користувач), інструктують перед початком роботи (первинний інструктаж), а потім через кожні 6 місяців (повторний інструктаж). Результати інструктажу заносять до Журналу реєстрації інструктажів з питань охорони праці на робочому місці (у журналі має бути підпис особи, яка інструктує, та користувача).

4.1.4. Користувач зобов'язаний дбати про особисту безпеку і здоров'я, а також про безпеку і здоров'я довколишніх при виконанні будь-яких робіт, а також під час перебування на території підприємства.

4.1.5. До роботи на персональному комп'ютері допускають осіб, які пройшли інструктажі з питань охорони праці та пожежної безпеки.

4.1.6. Користувач зобов'язаний: виконувати правила внутрішнього трудового розпорядку; не допускати за своє робоче місце сторонніх осіб; не виконувати вказівок, які суперечать правилам охорони праці та пожежної безпеки; знати правила надання домедичної допомоги; знати розташування та вміти користуватись первинними засобами пожежогасіння; вміти працювати з ПК. 1.7. Основні небезпечні та шкідливі виробничі фактори, що можуть впливати на користувача: підвищений рівень статичної електрики; нерівномірність розподілу яскравості в полі зору; підвищена яскравість світлового зображення; ураження електричним струмом; напруга зору та уваги; тривалі статичні навантаження.

4.1.8. У приміщеннях із ПК має бути природне і штучне освітлення.

4.1.9. При розміщенні робочих місць необхідно унеможливити пряме засвічування екрана природним освітленням.

4.1.10. При природному освітленні слід передбачити наявність сонцезахисних засобів (плівка, жалюзі, штори тощо).

4.1.11. Світлові відблиски із клавіатури, екрана та інших частин ПК у напрямку очей користувача неприпустимі.

4.1.12. Основним обладнанням робочого місця є ПК або ноутбук, монітор, клавіатура, маніпулятор, робочий стіл, стілець (крісло).

4.1.13. При розміщенні елементів робочого місця слід враховувати: робочу позу користувача; простір для розміщення користувача; можливість огляду елементів робочого місця; можливість огляду простору поза межами робочого місця; можливість робити записи, розміщувати на робочому столі документацію та матеріали, які використовує користувач.

4.1.14. Розміщення елементів робочого місця не має заважати рухам та переміщенню для експлуатування ПК.

4.1.15. Монітор встановлюють так, щоб відстань від поверхні екрана до очей користувача була 600-700 мм залежно від розміру екрана.

4.1.16. Клавіатуру розміщують на робочому або окремому столі на відстані 100-300 мм від краю з боку користувача. Положення клавіатури та кут її нахилу залежить від побажання користувача (як правило, в межах 5-15°). Не допускати хитання клавіатури.

4.1.17. Конструкція робочого столу має бути такою, щоб оптимально розмістити на робочій поверхні обладнання, що використовують, з урахуванням кількості, розмірів, конструктивних особливостей і характеру його роботи.

4.1.18. Крісло має забезпечувати підтримування раціональної робочої пози під час виконання основних виробничих операцій та можливість зміни пози. Тип робочого крісла обирають залежно від характеру та тривалості роботи.

4.1.19. Раціональна поза користувача: ступні розташовані на підлозі або на підставці для ніг; стегна зорієнтовані у горизонтальній площині; верхні ділянки рук вертикальні; кут ліктьового суглоба у межах 70-90°; зап'ястя зігнуті під кутом не більше ніж 20°; нахил голови у межах 15-20°, а часті її повороти виключені.

4.1.20. Для забезпечення оптимальної робочої пози користувача необхідно: засоби праці, з якими користувач має тривалий або найбільш частий зоровий контакт, розмістити у центрі зони зорового спостереження та моніторного поля; забезпечити відстань близько 500 мм між найважливішими засобами праці, з якими користувач працює найчастіше.

4.1.21. ПК встановлювати на рівній твердій поверхні (столі). Не дозволено встановлювати ПК та оргтехніку на хитких підставках чи на похилій поверхні.

4.1.22. ПК не встановлювати впритул до стіни, перегородки тощо. Не допускати загородження вентиляційних отворів ПК сторонніми предметами.

4.1.23. Розетка біля ПК має бути в доступному місці, щоб в аварійних випадках можна було своєчасно його відімкнути. Не рекомендовано використовувати подовжувачі.

4.1.26. Під час переміщення ПК, периферійних пристроїв витягти вилку живлення з розетки.

4.1.27. Не допускати ушкодження чи модифікування шнура живлення. Заборонено ставити важкі речі на шнур живлення, тягнути чи надмірно перегинати його, скручувати та перев'язувати шнур живлення вузлом.

4.1.28. ПК під'єднувати до електромережі лише за допомогою справних штепсельних з'єднань та електророзеток заводського виробництва.

4.1.29. Штепсельні з'єднання та електророзетки мають бути зі спеціальними контактами для під'єднання нульового захисного провідника. Їхня конструкція має забезпечувати з'єднання нульового захисного провідника раніше, ніж з'єднання фазового та нульового робочого провідників. Порядок роз'єднань при вимкненні має бути зворотнім.

4.1.30. Заборонено під'єднувати електрообладнання до звичайної двошнурової електромережі.

4.1.31. За невиконання цієї інструкції працівники несуть відповідальність згідно з чинним законодавством.

## **4.2. Вимоги безпеки перед початком роботи**

4.2.1. Оглянути робоче місце і навести на ньому лад; впевнитись, що на ньому немає сторонніх предмети, все обладнання і блоки ПК з'єднані з системним блоком з'єднувальними шнурами.

4.2.2. Перевірити надійність встановлення апаратури на робочому столі. Монітор не має стояти на краю стола. Повернути монітор так, щоб було зручно дивитися на екран — під прямим кутом (а не збоку) і трохи зверху вниз; при цьому екран має бути трохи нахиленим — нижній край ближче до користувача.

4.2.3. Перевірити загальний стан апаратури, справність електропроводки, з'єднувальних шнурів, штепсельних вилок, розеток, заземлення захисного екрана.

4.2.4. Вставити вилку в розетку і впевнитися, що вона міцно тримається. Заборонено вставляти і виймати вилку мокрими руками.

4.2.5. Відрегулювати та зафіксувати висоту крісла та зручний для користувача нахил спинки.

## **4.3. Вимоги безпеки під час виконання роботи**

4.3.1. Під час роботи на ПК: стійко встановити клавіатуру на робочому столі, не допускаючи її хитання, водночас передбачити можливість її поворотів та переміщень; якщо в конструкції клавіатури не передбачено простору для упору долонь, клавіатуру розміщують на відстані не менше 100

мм від краю столу в оптимальній зоні моніторного поля; під час роботи на клавіатурі сидіти рівно, не напружуватися; щоб зменшити несприятливе навантаження на користувача при роботі з комп'ютерною мишею (вимушена поза, необхідність постійно

контролювати якість дій), забезпечити велику вільну поверхню столу для переміщення комп'ютерної миші та зручного упору ліктьового суглоба; періодично при вимкненому комп'ютері прибирати пил із поверхонь апаратури спеціальними серветками.

4.3.2. При роботі з ПК заборонено: самостійно розбирати та ремонтувати системний блок (корпус ноутбука), монітор, клавіатуру, комп'ютерну мишу тощо; встромляти сторонні предмети до вентиляційних отворів ПК, ноутбука або монітора; ставити на системний блок ПК та периферійні пристрої металеві предмети, ємкості з водою (вази, горщики для квітів, склянки), оскільки через потрапляння води у середину апарата може виникнути пожежа або ураження електрострумом.

4.3.3. Тривалість безперервної роботи за ПК не має перевищувати 2 год. Після цього необхідно зробити 15-хвилинну перерву.

4.3.4. Якщо виник зоровий дискомфорт або інші неприємні відчуття, необхідно зробити коротку перерву.

4.3.5. Для зниження нервово-емоційного напруження, стомлення зорового аналізатора, поліпшення мозкового кровообігу, подолання несприятливих наслідків гіподинамії, запобігання втомі доцільно під час декількох перерв виконувати комплекс вправ [16, 17].

## 5. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ДОЦІЛЬНОСТІ ПРОЕКТУВАННЯ КЕРМОВОГО КЕРУВАННЯ.

### 5.1. Економічний аналіз конкурентоздатності розробленого кермового керування вантажного автомобіля.

За критерій конкурентоздатності нової моделі кермового керування приймають зменшення витрат споживача на одиницю роботи, що виконується. Це безпосередньо величина зменшення ціни споживання кермового керування. З цієї точки зору конкурентоздатність кермового керування знаходиться в оберненій залежності від ціни споживання. Якщо ціна споживання є меншою в проєктованій моделі в порівнянні з аналогом, то вона є конкурентоздатною.

Виходячи з даної концепції, відносний рівень (коефіцієнт) конкурентоздатності нової моделі визначається за формулою :

$$K_k = \frac{Ц_{ca}}{Ц_{ch}}$$

де  $Ц_{ca}$  і  $Ц_{ch}$  – відносна ціна модернізованого і базового кермового керування автомобіля вантажністю 12500 кг.

#### **Калькуляція собівартості проєктованого кермового керування.**

Ціну кермового керування визначаємо за методом «поточні витрати + прибуток» за формулою:

$$Ц = C_n (1 + y/100),$$

де  $C_n$  – собівартість нової моделі, грн.;

$y$  – норматив рентабельності, % (приймаємо 15%).

$$Ц = 487210,0 (1 + 15/100) = 560291,5 \text{ грн.}$$

Ціна кермового керування (з ПДВ-20%) буде становити:

$$C_{\text{пдв}} = 560291,5 (1+0,2) = 672349,8 \text{ грн.}$$

Визначення собівартості виробництва кермового керування проведено методом укрупненого калькулювання з використанням даних компанії ТОВ «Еталон», ТОВ «Електронтранс».

### **Розрахунок витрат на матеріали та основні комплектуючі вироби**

Величина витрат на основні матеріали та покупні вироби, що включені в калькуляцію собівартості при виготовленні нової конструкції складається з вартості всіх видів основних матеріалів, які застосовуються, і визначається як сума добутку норми витрат відповідного виду матеріалу на його ціну.

Орієнтовна вартість основних матеріалів становить 17470 грн. і купованих комплектуючих виробів – 25440 грн.

Таким чином сума витрат на матеріали складає :

$$M = \sum M_0 + \sum M_k = 13090 + 18000 = 31090 \text{ грн.}$$

### **Витрати на основну заробітну плату.**

Величина основної заробітної плати на виготовлення нової моделі кермового керування визначаємо укрупненим методом за формулою:

$$Z_{02} = Z_{\text{год}} \times t_2 = 326,4 \times 348 = 113587,2 \text{ грн.}$$

де  $Z_{\text{год}}$  - середньогодинна заробітна плата на виготовлення виробу за даними компанії ТОВ «Еталон», ТОВ «Електронтранс».

На виробництві переважно задіяні в основному робітники 5-го розряду, які виготовляють особливо складної конструкції:

$Z_{\text{мо}} = 90,2 \times 1,7 = 153,34 \text{ грн/год}$ , де 90,2 грн. - мінімальна годинна тарифна ставка робітників першого розряду, які зайняті виготовленням особливо складної продукції при 8-годинному робочому дні 2024 року.



Таблиця 5.1 Калькуляція собівартості проектованої підвіски

Статті витрат	Умовні познач.	Сума, грн	Методика розрахунку
1. Сировина та основні матеріали	Мо	42910	
2. Куповані комплектуючі вироби, напівфабрикати та послуги кооперуючих підприємств	Кн	12750	
4. Платежі по обов'язковому страхуванню товарно-матеріальних цінностей	П <sub>стр</sub>	8382	0,15% від п. (1+2+3)
5. Всього прямих матеріальних витрат	Мв	64262	П (1+2+3+4)
6. Основна заробітна плата основних виробничих робітників	Зо	113587,2	
7. Додаткова заробітна плата основних виробничих робітників	Зд	21013,6	18,5% від п. 6
8. Відрахування в фонд єдиного соціального страхування	В <sub>соц</sub> 12453,3	29612	22% від п. (6+7)
10. Відшкодування зносу інструменту та пристроїв цільового призначення та спеціальні витрати	З <sub>мшт</sub>	17038	15% від п. 6
11. Витрати на підготовку та освоєння виробництва	В <sub>осв.</sub>	11358,7	10% від п. 6
12. Витрати на утримання та експлуатацію устаткування	Р <sub>експ.</sub>	3407,6	3,0% від п. 6
13. Цехові витрати	Р <sub>цех.</sub>	90869,6	80% п. 6
14. Загальнозаводські витрати	Р <sub>заг.</sub>	136305,1	120% від п. 6
15. Інші виробничі витрати	В <sub>інш</sub>	2839,7	2,5% від п. 6
16. Виробнича собівартість	С <sub>вир.</sub>	490293,5	∑ п.п. 5 ... 15
17. Поза виробничі витрати	Р <sub>п.и.</sub>	2451,5	0,5% п. 16
20. Повна собівартість	С <sub>пов</sub>	487210,0	
21. Норма рентабельності	Р <sub>н</sub>		15% від С <sub>ні</sub>
22. Ціна підвіски (без ПДВ)	Ц	560291,5	С <sub>ні</sub> + П <sub>ні</sub>
23. Ціна підвіски (з ПДВ-20%)	Ц <sub>пдв</sub>	672349,8	

1,7 – між розрядний коефіцієнт 5-го розряду для встановлення тарифних ставок від тарифної ставки першого розряду.

$t_2=348$  год. - сумарна трудомісткість виготовлення проектного кермового керування.

Величина додаткової заробітної плати, нарахування на зарплату та інші статті витрат проводимо відразу в калькуляції. Згідно даних, отриманих від різних заводів – виробників, про процентне співвідношення решти статей до статті заробітної плати, визначаємо собівартість нової моделі задньої кермового керування автомобіля вантажністю 12500 кг..

## **5.2. Розрахунок лімітної ціни нової моделі кермового керування вантажного автомобіля.**

Лімітну ціну визначаємо за формулою:

$$C_{\text{lim}} = C_m \times K_e = 650865,5 \times 1,176 = 765417,8 \text{ грн.}$$

де  $C_m$  - ціна кермового керування прийнятої за аналог (за даними преїскурантів – середня величина);

$K_e$  - коефіцієнт еквівалентності.

Лімітну ціну нової моделі кермового керування розглядаємо як збільшену ціну аналога на коефіцієнт, що відображає покращення якості нової моделі кермового керування у порівнянні з аналогом. Ціна проектного кермового керування складає – 672349,8 грн., що значно менша від лімітної – 765417,8 грн.

Інвестування проекту вважаємо доцільним у випадку коли очікувані доходи від виробництва і реалізації нової моделі кермового керування вантажного автомобіля більші, ніж витрати інвестування, тобто

$$B(PV) > I$$

де  $B(PV)$  - теперішня вартість майбутніх доходів, грн.

$I$  - інвестиції в проект виготовлення нової моделі підвіски, грн

### 5.3. Розрахунок величини інвестицій (I).

Величина інвестицій у виготовлення нової моделі кермового керування вантажного автомобіля складається з витрат на підготовку виробництва і безпосередньо суми капіталовкладень у виробництво.

Витрати на підготовку виробництва проектного кермового керування включають витрати на науково-дослідні роботи, витрати на проектування, витрати на розробку технологічних процесів, виготовлення макетного зразка ( $Z_{пв}$ ):

$$Z_{пв} = 4100 \text{ тис. грн.}$$

Таблиця 6.2. Прогнозована величина виготовлення кермового керування по роках і отриманого в результаті їх реалізації прибутку

Назва Показників	Р О К И								
	1	2		4	5	6	7	8	9
Кількість виготовлених підвісок, шт.	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000
Прибуток в результаті реалізації підвісок (тис грн.)	21484,3	21484,3	21484,3	21484,3	21484,3	21484,3	21484,3	21484,3	21484,3
Ставка дисконту 10%	0,909	0,826	0,751	0,683	0,621	0,564	0,516	0,467	0,434
Величина прибутку приведена до теперішньої вартості ( $B_{pv}$ )	19529,2	17746	16134,7	14673,8	13341,8	12117,2	11085,9	10033,2	9324,2

Ця величина включає вартість основних фондів (1400 тис. грн.) та затрати на реконструкцію (600 тис. грн.), що складає 2000 тис. грн.

$$I = Z_{пв} + K = 410 + 2000 = 2410 \text{ тис. грн.}$$

Теперішня вартість майбутніх доходів - це величина прибутку, який може бути отримано протягом періоду виготовлення і реалізації проектного кермового керування, приведена до сьогоднішнього шляхом методу дисконтування, тобто:

$$B_{pV} = \Pi_1/(1+R) + \Pi_2/(1+R) + \dots + \Pi_n/(1+R),$$

де  $\Pi$  - прибуток, отриманий в результаті реалізації кермового керування в році 1,2. п. Ставка дисконту визначається наступним чином:

$$\frac{1}{(1+R)^n}$$

Визначення величини прибутку ( $\Pi$ ). за формулою:

$$\Pi = \text{Ц} - \text{С} = 672349,8 - 650865,5 = 21484,3 \text{ грн.}$$

$\Pi$  – прибуток, отриманий в результаті реалізації одного виробу, грн.,

$\text{С}$  – величина собівартості виготовлення виробу, грн.

Прогнозована величина виготовлення кермового керування за роками і отриманого в результаті їх реалізації прибутку подана в таблиці.

Здійснюємо розрахунок точки беззбитковості, яка визначається точкою рівноваги суми приведенного прибутку і сумарних капітальних витрат. Сумарна величина приведенного прибутку до теперішньої вартості, яку отримає підприємство в результаті реалізації проекту складає :

$$B_{pV} = \sum \Pi_i = 19529,2 + 17746 + 16134,7 + 14673,8 + 13341,8 + 12117,2 + 11085,9 + 10033,2 + 9324,2 = 123986 \text{ тис. грн.}$$

Далі визначаємо середню величину прибутку, який отримає підприємство:

$$\Pi_{\text{ср}} = \frac{B_{pV}}{T}$$

$$\Pi_{\text{ср}} = 123986/10 = 12398,6 \text{ тис. грн.}$$

#### 5.4. Визначення величини економічного ефекту за весь період виготовлення і реалізації кермового керування вантажного автомобіля.

Визначення величини економічного ефекту за методом „Критерію чистої дисконтованої вартості при прийнятті рішень про інвестиції” [22]

Критерій чистої дисконтованої вартості (NPV) показує доцільність інвестування проекту в випадку, якщо очікувані доходи від реалізації продукту більше, ніж витрати на інвестиції.

$$NPV = -I + B_{PV} = -24100 + 123986 = 99886 \text{ тис. грн.}$$

$$NPV = 99886 \text{ тис. грн.}$$

Величина економічного ефекту за весь період виготовлення і експлуатації значно перевищує інвестиції в проєкті. Тому можна зробити висновок про доцільність реалізації проєкту.

Термін окупності капіталовкладень ( $T_{окс}$ ) визначаємо наступним методом

$$T_{окс} = \frac{I}{P_{ср}}$$

де  $I$  - величина інвестицій, тис. грн.;

$P_{ср}$  - середня величина прибутку, яку повинно отримати підприємство в результаті реалізації проєкту, тис. грн.

$$T_{окс} = 24100 / 12398,6 = 1,94 \text{ років.}$$

На основі проведених розрахунків у економічній частині отримали наступні результати:

- а)  $K_k > 1$  (коефіцієнт конкурентоздатності більший 1);
- б)  $NPV = 99886 \text{ тис. грн.}$  (економічний ефект більший нуля);
- в)  $T_{окс} = 1,94$  років (допустимі).

Усі вищенаведені розрахунки дозволяють зробити висновок про доцільність проєктування нової моделі кермового керування.

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

У дипломній роботі на тему "Дослідження роботи кермового керування вантажного автомобіля з гідропідсилювачем керма" було детально досліджено роботу кермового керування вантажного автомобіля, оснащеного гідропідсилювачем керма. Виконано комплекс теоретичних розрахунків, що дозволили оцінити вплив різних параметрів на ефективність роботи системи кермового керування. Особлива увага була приділена визначенню зусиль, що виникають на рульовому колесі, а також динаміці роботи системи при русі автомобіля по дорогах з нерівностями, що найбільше впливають на стабільність управління транспортним засобом.

Одним із важливих етапів дослідження стало 3D моделювання роботи кермового керування, яке дозволило змоделювати реальні умови руху автомобіля на дорогах з різними типами нерівностей. За допомогою сучасних комп'ютерних технологій були враховані всі основні фактори, що впливають на керованість, включаючи дорожні умови, характеристики системи гідропідсилення та механізми кермового управління.

Моделювання довело, що гідропідсилювач значно знижує необхідне зусилля на рульовому колесі, що робить керування більш комфортним для водія, особливо на низьких швидкостях та під час маневрування. Крім того, система успішно компенсує вплив нерівностей дорожнього покриття, що покращує стабільність автомобіля при русі по нерівностях дороги.

Загальні результати дослідження підтвердили, що досліджуване кермове керування є ефективним і зручним для вантажних автомобілів, особливо на складних ділянках доріг. Також варто зазначити, що отримані результати моделювання можуть бути використані для подальших розробок та вдосконалень системи кермового керування вантажних автомобілів, що дозволить покращити їх експлуатаційні характеристики, підвищити безпеку руху та знизити знос механізмів керування. Прогнози щодо впровадження даних технологій в серійне виробництво дають підстави сподіватися на значні покращення в керованості і стабільності вантажних автомобілів.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Канарчук В. Є. Основи технічного обслуговування і ремонту автомобілів. В 3 кн. – Кн. 1 : Теоретичні основи. Технологія: Підручник / В. Є. Канарчук, О. А. Лудченко, А. Д. Чигринець. – К. : Вища школа, 1994. –с. – 384 с.
2. Пахарєва С.О. Посібник з дисципліни «Автомобільна техніка» Загальна будова автомобіля: навчальний посібник / За ред. С.О. Пахарєва. – К. : Видавничополіграфічний центр «Київський університет», 2010 – 392 с.
3. Лудченко О. А. Технічне обслуговування і ремонт автомобілів: підручник /О. А. Лудченко. – К.: Знання – Процес, 2003. – 511с.
4. Сахно, В.П. Автомобілі: тягово-швидкісні властивості та паливна економічність / навч. посіб. – К., 2003. – 200 с.
5. Волков В. П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля: Навч. посіб. для студ. вищ. навч. закл. напрямку "Інженерна механіка" / В. П. Волков. – Х.: ХНАДУ, 2003. – 292с.
6. Сирота В. І., Сахно В. П. Автомобілі. Основи конструкції, теорія : навчальний посібник. К. : Арістей, 2011. 356 с.
7. Експлуатаційні властивості автотранспортних засобів. Динамічність та паливна економічність автотранспортних засобів. Частина 1. В.П. Сахно, А.В. Костенко, М.І. Загороднов, О.П. Сакно та ін. – Д.: Видавництво Ноулідж, 2014. – 444 с.
8. Рудасьов В.Б., Редчиць В.В., Коробочка О.М. Автомобіль. Теорія експлуатаційних властивостей.–учбовий посібник для студентів вузів фаху «Автомобілі і автомобільне господарство». -Дніпропетровськ: «Системні технології», 2000. –287с., іл.
9. Автомобілі. Теорія експлуатаційних властивостей: навчальний посібник / В. В. Біліченко, О. Л. Добровольський, В. О. Огневий, Є. В. Смирнов – Вінниця : ВНТУ, 2017. – 163 с

10. Босюк П.В. «Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля» частина I для студентів спеціальності 6.070106 «Автомобільний транспорт» денної і заочної форми навчання : конспект лекцій / укл. : П.В. Босюк, М.Г. Левкович, В.М. Клендій . – Тернопіль : ТНТУ, 2016. – 123 с.
11. Коробко А.І. Удосконалення методів та метрологічного забезпечення проведення динамічних випробувань автомобілів: дис. ... канд. техн. наук : 05.01.02 / Андрій Іванович Коробко. – Х.: ХНАДУ, 2013. – 176 арк.
12. Солтус А. П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля: Навчальний посібник для ВНЗ. Арістей, 2010. 155 с.
13. Шевчук Р. С. Експлуатаційні показники тракторів і автомобілів: практикум з розрахунку показників. Львів: Львівський національний аграрний університет, 2018. 173 с.
14. Шевчук Р. С. Трактори і автомобілі: основи теорії (питання, завдання та відповіді): навчальний посібник. Львів: Львівський національний аграрний університет, 2016. 236 с. Депоновано у Державній науково-технічній бібліотеці України 16.12.2016, №18. РІД/Ук-2016 (з оприлюдненням). URL: <http://gntb.gov.ua>.
15. Гашук П.М. Автомобіль: теорія колісного рушія: навчальний посібник. Київ: Кондор, 2018. 328 с.
16. ДСТУ 3649:2010. Колісні транспортні засоби. Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання. [Чинний від 2011-07-01]. Вид. офіц. Держспоживстандарт України, 2011. 28с. (Національний стандарт України).
17. Закон України “Про охорону праці” / Законодавство України про охорону праці. - К. Нова редакція 2002 р.
18. ДСТУ OHSAS 18001:2010 «Системи управління безпекою та гігієною праці. Вимоги»
19. ДСН 3.3.6.037-99 „Державні санітарні норми шуму, ультразвуку та інфразвуку”.



20. НПАОП 0.00 – 7.11 – 12 "Загальні вимоги стосовно забезпечення роботодавцями охорони праці працівників".
21. ДСН 3.3.6.039-99 "Гігієнічна класифікація праці за показниками шкідливості та небезпечності факторів виробничого середовища, важкості та напруженості трудового процесу".
22. Лебеденко О.В. Методичні рекомендації з економічного обґрунтування дипломних проектів і робіт для студентів факультету механізації сільського господарства, (кафедра надійності і ремонту машин) за напрямом підготовки "Процеси, машини та обладнання агропромислового виробництва" /Лебеденко О.В. Дніпропетровськ: ДДАУ, 2011. – 16 с.