

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ
НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ ІНСТИТУТ ЗАОЧНОЇ ТА
ПІСЛЯДИПЛОМНОЇ ОСВІТИ
КАФЕДРА АВТОМОБІЛІВ І ТРАКТОРІВ

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

другого (магістерського) рівня вищої освіти

на тему: **«Удосконалення методики дослідження тягово-зчіпних
властивостей автомобілів»**

Виконав: студент групи Ат-71з

Спеціальності 274 „Автомобільний транспорт”

(шифр і назва)

Мар'ян ПОЛЯК

(ім'я та прізвище)

Керівник: Степан ХІМКА

(ім'я та прізвище)

Дубляни 2024

631.3.05:629.1.073

Поляк Мар'ян Михайлович. «Удосконалення методики дослідження тягово-зчіпних властивостей автомобілів». Кваліфікаційна робота. Дубляни: Львівський національний університет природокористування, 2024. 83 с.

Табл. 8; рис. 18; бібліогр. джерел 24.

Проведено оцінку продуктивності та безпеки транспортного засобів, їх експлуатаційних властивостей, зокрема стійкість, прохідність, зчіпні і тягові властивості.

Сьогодні автовиробники пропонують безліч електронних систем контролю й покращення тягово-зчіпних властивостей, найбільшого поширення набули: ASR (антибуксувальна регуляція), ESP (програма електронної стабільності) і TCS (система контролю тяги).

Обґрунтовано використання найбільш поширених методик визначення тягово-зчіпних властивостей автомобілів - коефіцієнта опору коченню з використанням тягового пристрою та методом вибігу автомобіля.

Розроблено методику та програмний комплекс, який забезпечує належну точність визначення середнього значення сили і коефіцієнта f опору коченню. Для автоматичної фіксації зусилля буксирування розподіл та зміни елементарних інтервалів $\Delta t_{\delta i}$ розроблено спеціальну програму, в якій оператор може змінювати інтервал та частість вимірювання.

За допомогою програми отримано значення зусилля буксирування для експериментальних ділянок ґрунтової, гравійної й мокрої ґрунтової доріг. Зокрема, для ґрунтової дороги значення f_i знаходиться в межах 0,66..071 з середнім значенням 0,69. Для гравійної ділянки дороги значення коливаються в межах 0,43...0,55 з середнім значенням 0,48. Найменші значення f_i отримано для мокрої ґрунтової дороги – 0,36...0,39 з середнім значенням 0,38.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
РОЗДІЛ 1.	
СТАН ПИТАННЯ І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	10
1.1. Основні експлуатаційні властивості мобільних енергетичних засобів	10
1.2. Основні типи трансмісій та приводів мобільних енергетичних засобів.....	16
1.3. Основні типи трансмісій та приводів електричних та гібридних транспортних засобів.....	20
1.4. Системи стабілізації тяги та курсової стійкості автомобілів.....	22
Висновки за розділом.....	26
РОЗДІЛ 2.	
ОБГРУНТУВАННЯ МЕТОДИКИ ДОСЛІДЖЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА ОПОРУ КОЧЕННЮ	28
2.1. Визначення опору коченню за допомогою тягового динамометра.....	28
2.2. Визначення коефіцієнта опору коченню вибігом автомобіля.....	34
2.3. Визначення коефіцієнта зчеплення.....	40
Висновки за розділом.....	46
РОЗДІЛ 3.	
МЕТОДИКА ТА РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРЕМАНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	47
3.1. Пристрій для випробування автомобілів.....	47
3.2. Використання модуля для автоматичної фіксації середнього значення сили буксирування.....	49
3.3. Визначення середнього значення сили буксирування та сили зчеплення.....	55
Висновки за розділом.....	60
РОЗДІЛ 4.	
ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....	62
4.1. Заходи покращення охорони праці в автотранспортних підприємствах	62
4.2. Розрахунок мікроклімату виробничих приміщень автотранспортного підприємства.....	64

4.3.	Обґрунтування заходів підвищення електробезпеки виробничих приміщень автотранспортних підприємств.....	67
	Висновки за розділом.....	70
	РОЗДІЛ 5.	
	ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА.....	71
5.1.	Обґрунтування економічної ефективності розробки та впровадження інформаційної системи визначення зусилля буксирування	71
5.2.	Калькуляція затрат на виготовлення інформаційної системи визначення зусилля буксирування.....	72
	Висновки за розділом.....	78
	ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	79
	СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	81

ВСТУП

У різних галузях промисловості для перевезення вантажів і механізації різноманітних робіт широко застосовуються найбільш мобільні і маневрені транспортні засоби, які в залежності від їх типів і конструкції постійно змінюється. Тому, завдяки масовому використанню транспортних засобів, актуальним є постійне проведення наукових досліджень, спрямованих на підвищення їх активної безпеки та ефективності [1], [12], [17].

Дорожньо-транспортні пригоди тягнуть за собою численні збитки, в тому числі пов'язані з втратою працездатності. Тому всі наукові дослідження, спрямовані на підвищення безпеки транспортних засобів, є актуальними. Відомо, що безпека руху визначається активною та пасивною безпекою транспортних засобів, дорожньої інфраструктури та водія. Конструкція транспортного засобу в першу чергу повинна відповідати вимогам активної безпеки, що тягне за собою зниження ймовірності аварійності на дорогах. Тим не менш, у забезпеченні безпеки дорожнього руху основним критерієм є необхідна кваліфікація водія.

Експлуатаційні властивості транспортних засобів різних конструкцій різняться залежно від конкретних умов експлуатації. Тому залежно від дорожніх умов у кожному конкретному випадку більш значущими експлуатаційними властивостями транспортного засобу є ті, які в першу чергу визначають його безпечну експлуатацію.

Автомобільна промисловість розвивається в напрямку вдосконалення трансмісій нових і модернізованих автомобілів. Основними з них є, по-перше, необхідність економії енергоресурсів, а по-друге, потреба у більш якісних транспортних засобах. Тому проблема підвищення експлуатаційних властивостей транспортних засобів належить до однієї з головних у машинобудуванні і потребує вирішення, в тому числі за рахунок зменшення втрат у трансмісії. За останні роки завдяки використанню інформаційних систем транспортні засоби стали більш адаптованими до умов експлуатації,

що підвищило їх активну безпеку, але потенціал дослідження в даному напрямі ще значні. Одним із основних резервів є шасі транспортного засобу, трансмісія та механізми керування транспортним засобом, оскільки від параметрів цих деталей в першу чергу залежить його активна безпека в певних дорожніх умовах [12], [17].

Відомо, що при русі транспортних засобів навіть по прямолінійних траєкторіях сили тяги перерозподіляються між колесами різних осей транспортних засобів, тому дослідження з проблем виникнення перерозподілу сил тяги при рухах повнопривідних транспортних засобів перерозподіляються, при чому характер водіння транспортних засобів має першочергове значення.

При оцінці прохідності та стійкості транспортних засобів особливе значення має визначення їх тягово-зчіпних властивостей. Тому оцінка впливу перерозподілу тягових зусиль на колеса різних осей автомобіля на стійкість і прохідність, а також на його ефективність є актуальною проблемою.

Незважаючи на досягнення вчених у галузі динаміки транспортних засобів, недостатньо досліджені такі важливі питання, як встановлення закономірностей внутрішніх динамічних процесів у вузлах і агрегатах автомобіля під час його руху. Тому раціональне проектування та експлуатація колісних транспортних засобів неможливе без теоретичного аналізу їх експлуатаційних властивостей. Зокрема, при експлуатації транспортних засобів у різноманітних дорожніх умовах актуальними є питання їх ефективної та безпечної експлуатації, яка безпосередньо залежить від процесів взаємодії їх коліс із дорогою [20], [23].

Метою роботи є удосконалення методики дослідження тягово-зчіпних властивостей автомобілів.

Для досягнення даної мети необхідно вирішити наступні задачі:

1. Провести аналіз основних експлуатаційних властивостей та якостей транспортних засобів.

2. Вивчити основні системи та технології, які забезпечують покращення тягових і зчіпних властивостей колісних транспортних засобів.

3. Обґрунтувати теоретичні залежності для визначення тягових і зчіпних властивостей колісних транспортних засобів .

4. Розробити програмний модуль для автоматичної фіксації даних під час визначення тягового зусилля буксирування автомобілів.

5. Здійснити випробування пристрою та отримати дані щодо ефективності використання інформаційної системи фіксування даних.

Об'єктами досліджень є тягові і зчіпні властивості колісних транспортних засобів, тягова станція, коефіцієнти опору коченню та зчеплення.

Наукова новизна дослідження: обґрунтовано ефективну методику, що забезпечує підвищення точності визначення тягових і зчіпних властивостей колісних транспортних засобів.

РОЗДІЛ 1

СТАН ПИТАННЯ І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1 Основні експлуатаційні властивості мобільних енергетичних засобів

Усі експлуатаційні властивості транспортного засобу взаємопов'язані, але залежно від його призначення та стану експлуатації на перший план висуваються ті експлуатаційні властивості, які є основними [21], [23].

Що стосується тієї чи іншої експлуатаційної властивості транспортних засобів, то це комплексний показник, який залежить від ряду факторів. Різні значення мають і параметри, за якими оцінюється та чи інша експлуатаційна властивість транспортних засобів (рис. 1.1).

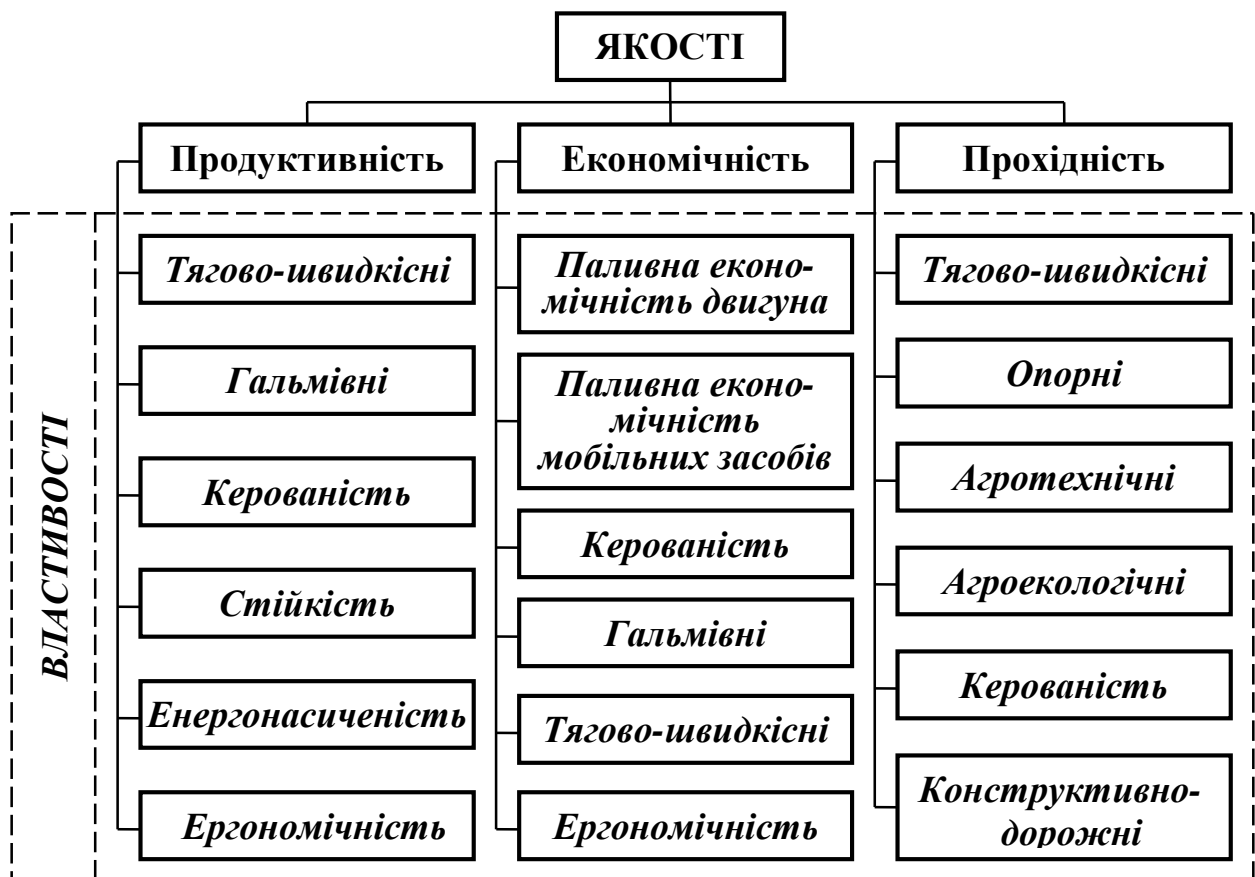


Рисунок 1.1 - Експлуатаційні характеристики автомобілів

Для оцінки активної безпеки транспортного засобу в різних дорожніх умовах необхідні знання в області його експлуатаційних властивостей, зокрема для оцінки стійкості і прохідності транспортного засобу, і в першу

чергу знання в області його зчеплення і тягових властивостей. необхідний. Зокрема, для оцінки стійкості та прохідності повнопривідних транспортних засобів порівняння сил зчеплення коліс з дорогою має супроводжуватися врахуванням їх перерозподілу на колесах. Загалом визначення параметрів передніх і задніх ведучих коліс автомобіля окремо при його нерівномірному русі для оцінки його тягової динаміки в літературі не розглядалося. Відомо, що навіть за інших рівних умов відбувається перерозподіл тягових сил на колесах транспортного засобу внаслідок різного характеру взаємодії з опорою його передніх і задніх ведучих коліс.

З літературних джерел відомо рівняння тягового балансу автомобіля, яке виходить з умови взаємодії всього автомобіля з дорогою. Сила інерції, яка входить до рівняння тягового балансу, розраховується через коефіцієнт, що враховує обертові маси всього автомобіля. Крім того, в літературі наводяться різні схеми взаємодії одиночних коліс з дорогою. При цьому режими навантаження поздовжньої сили і крутного моменту передніх і задніх коліс окремо не наводяться.

Відомо, що в експлуатації повнопривідних автомобілів поряд з перевагами проявляються і недоліки, які полягають у зниженні тягових якостей на підйомах передніх і на спусках задніх ведучих коліс за рахунок перерозподілу їх ваги. Відомо, що навіть при горизонтальному русі також відбувається перерозподіл тягових сил на передніх і задніх ведучих колесах транспортних засобів внаслідок кінематичної неузгодженості їх коліс.

Тому необхідним є подальший розвиток теоретичного обґрунтування критеріїв оцінки ефективності різних типів трансмісій при русі по дорогах

Відомо, що повнопривідні автомобілі експлуатуються в широкому діапазоні дорожніх і кліматичних умов. практично не існує повнопривідних автомобілів, які б експлуатувалися тільки по бездоріжжю або тільки по твердих дорогах. тому виникає необхідність контролювати параметри трансмісії, оскільки багато методів і засобів, що покращують бездоріжжя та прохідність, погіршують їх при русі по дорогах з твердим покриттям [5], [16].

В даний час для зниження внутрішніх втрат потужності в приводі тривісних повнопривідних автомобілів в основному застосовуються різні диференціальні механізми міжколісної і міжосьової ланцюга, вибір певного передавального числа між- використовується міжколісний диференціал, що не зовсім дозволяє здешевити їзду по твердих дорогах.

Відомо, що не менше 50% загального пробігу тривісного повнопривідного автомобіля припадає на жорсткі дороги. Експлуатація таких транспортних засобів вважається нераціональною через додаткові витрати електроенергії на приводні вузли трансмісії, які не є необхідними в даних умовах руху, відомо, що тип силового приводу визначає величину втрат потужності в трансмісії та колісних рушіях. Згідно з дослідженнями різних авторів у балансі потужності повнопривідного автомобіля витрата потужності в трансмісії і колісних рушіях може досягати 30...35%. Тому перспективним вважається шлях, пов'язаний з повним від'єднанням окремих ведучих осей тривісного повнопривідного автомобіля та обґрунтуванням необхідності їх відключення на дорогах із жорстким покриттям. Зменшення втрат трансмісії шляхом відключення окремих ведучих мостів є ефективним способом підвищення ефективності тривісного повнопривідного автомобіля під час руху по твердих дорогах [17].

Аналіз показав, що для забезпечення високої прохідності та економічності повнопривідних автомобілів розподіл потужності між колесами ведучих осей автомобіля повинен відповідати відомим вимогам:

- робота коліс кожної осі повинна забезпечувати ідентичність крутних моментів і моментів опору коченню, тобто працювати в режимі відсутності перерозподілу сил тяги [17], [23].

- при необхідності створення поздовжнього тягового зусилля для подолання результуючих опорів (прискорення, обертання та інші) потужності, що подається на колеса осей ведучого автомобіля в результаті їх інтенсивного заносу, з урахуванням перерозподілу тягових зусиль, не повинна перевищувати межі несучої здатності на руйнування ґрунту, тобто буксування

коліс осей ведучого автомобіля має бути оптимальним, відповідним значенням, при яких утворюється максимальне тягове зусилля.

У разі блокування трансмісії розподіл потужності залежить від кінематичної неузгодженості, співвідношення приведеної тангенціальної пружності коліс і ґрунту та загального опору руху. Порівняльний аналіз оптимального закону розподілу потужності з реальною конструкцією трансмісії показав, що трансмісія повинна бути автоматичною, здатною адаптуватися до умов коліс, які змінюються в залежності від характеристик ґрунту та рівності дороги.

Також обґрунтована необхідність автоматичної системи розподілу потужності коліс в умовах руху, що різко змінюються. Проаналізовано експериментальні дані закону зміни оптимального розподілу крутних моментів на осях транспортного засобу двовісного транспортного засобу для випадку руху по рівному суглинному ґрунту в залежності від сили тяги. В умовах, наближених до ідеальних, при рівномірному розподілі навантаження по осях відношення крутного моменту на передній осі до загального крутного моменту має бути від 80% до 40% [17]. Для аналогічних ґрунтових умов ці значення для тривісних автомобілів лежать в межах 67...25%, для чотиривісних – у межах 57...19%. Широкі межі зміни крутного моменту пояснюються тим, що на ущільнених ґрунтах, на яких проводився досвід, опір коченню передніх коліс більше, ніж наступних за ними. Отже, щоб забезпечити кочення в майже вільному режимі, потрібно прикладати більший крутний момент до передніх коліс, ніж до наступних. Якщо після проходження колеса ґрунт не ущільнюється, то умови кочення всіх коліс при їх рівномірному навантаженні приблизно однакові, отже, оптимальні крутні моменти на колесах повинні бути рівними. При тяговому зусиллі на гак необхідно перерозподілити моменти таким чином, щоб більше навантажувалася задня вісь. Аналіз рухів по нерівних поверхнях з великим перерозподілом вертикальних навантажень на колеса показав, що оптимальний розподіл

моментів є ще більш складним. У цьому випадку необхідно використовувати автоматичну систему [16].

Більшою мірою умовам забезпечення високої прохідності відповідає заблокований привід. Це забезпечує кращу пристосованість до умов ґрунту та доріг із змінним профілем поверхні. При заблокованому приводі коліс і відсутності кінематичної узгодженості через різну знижену тангенціальну пружність шин і ґрунту, через неоднакову опорну поверхню під колеса різних осей необхідна нерівномірність розподілу моментів уздовж коліс і осей може бути приблизно забезпечена на більшості ґрунтів. При цьому вона буде тим більше, чим більше різниця в стані ґрунту під колесами, що визначає приведену тангенціальну пружність рушія. Виникнення великої тривалої кінематичної узгодженості може різко змінити закон розподілу крутних моментів на колеса. Таким чином, при криволінійному русі по одному і тому ж ґрунту змінюється картина розподілу моментів по осях автомобіля [20].



Рисунок 1.2 – Тиск рушія на опорну поверхню

На деформованих ущільнених ґрунтах при прямолінійному русі на передню вісь подається більший момент, ніж на решту осей автомобіля, що вимагається умовами руху. При повороті, навпаки, до передніх керованих осей автомобіля прикладається менший момент, а задні ведучі осі автомобіля перевантажуються. Це пояснюється причинами: по-перше, виникненням кінематичної неузгодженості між осями автомобіля внаслідок криволінійного руху; по-друге, за рахунок збільшення загального опору руху за рахунок того, що кожне колесо повинно прокладати свою колію, і по-третє, за рахунок вирівнювання зниженої тангенціальної пружності коліс, оскільки ґрунт під кожним колесом практично однаковий. Експериментально встановлено [17], що при певних радіусах повороту диференційований розподіл потужності по колесах стає більш доцільним, ніж блокований привід коліс. Таким чином, опір руху автомобіля по круговій траєкторії радіусом від 30 до 12 м виявляється більшим за опір прямолінійному руху на тій же місцевості з заблокованим приводом в 2,1...2,3 рази, а з диференціалом лише в 1,5...1,6 рази. Враховуючи виняткову неоднорідність механічних властивостей і профілю багатьох природних поверхонь ґрунту, для механічної трансмісії слід вважати кращим заблокований привід коліс за умови високої прохідності. Цей висновок підтверджується порівняльними випробуваннями багатовісних транспортних засобів на полігоні. Випробування транспортних засобів показали [15], що блокування диференціалів при русі по відносно рівних поверхнях (по снігу і деформівних ґрунтах) не робить істотного впливу і не дає різких переваг. Середня швидкість транспортних засобів була майже однаковою, транспортні засоби застрягли в однакових умовах і з причин, незалежних від типу колісного приводу. Вплив типу колісного приводу на прохідність різко проявляється при русі по дорогах і місцевості з великими нерівностями (висота більше загального ходу підвіски), а також при подоланні різноманітних перешкод. При великих перерозподілах вертикальних навантажень між віссю та окремими колесами знижуються тягові можливості автомобіля з диференціальним приводом. Випробування, проведені різними

дослідниками, показали, що блокування диференціалів на багатоосьових автомобілях необхідна для підвищення прохідності. Це викликано не стільки різницею в коефіцієнтах зчеплення окремих осей і коліс, скільки великою різницею вертикальних навантажень [5], які виникають при русі по нерівностях, і неоднорідністю ґрунту під віссю. Аналіз високої прохідності іноземних автомобілів показав, що в більшості випадків, навіть на комерційних автомобілях, використовується примусове блокування диференціалів управлінням з кабіни. Аналіз показав [4], що при криволінійному русі 50% ваги зчипки і більше не можуть бути використані для створення тягової сили, решта ведучих коліс перевантажуються вхідним крутним моментом. В результаті знижується прохідність автомобіля в складних дорожніх умовах і економічність його роботи на дорогах усіх типів.

Наведемо кілька прикладів перерозподілу тягових сил на ведучих колесах повнопривідних автомобілів. Перерозподіл тягових зусиль на передніх і задніх ведучих колесах транспортних засобів фіксується експериментально [5], [15], [17]. Цей факт ще недостатньо обґрунтований, відповідно, не описаний теоретично. Наприклад, при русі повнопривідних автомобілів із заблокованою передачею навіть по прямолінійній траєкторії на малій швидкості спостерігається циркуляція потужності в трансмісії за рахунок перерозподілу тягових зусиль на колесах. Причина таких явищ у транспортних засобів з колісною формулою 4×4 полягає в тому, що їх передні колеса знаходяться по відношенню до задніх відстаючих (якщо вагові стани осей автомобіля і тиск повітря в шинах однакові) під час рушання з місця під час розгону [20].

1.2 Основні типи трансмісій та приводів мобільних енергетичних засобів

Передача енергії з найменшими втратами завжди викликала великий інтерес і проблеми для їх вирішення. Залежно від компонування приводу, можемо мати наступну систему передач крутного моменту [1], [12].

Привід на одну вісь (4x2; 2WD; привід на два колеса) використовується в седанах і хетчбеках, тільки одна вісь приводиться в дію, тобто крутний момент розділений тільки між двома колесами. Це може бути будь-яке використання як RWD (задній привід) або FWD (передній привід коліс) залежно від положення двигуна, динаміки автомобіля, паливної ефективності і ваги розподілу автомобіля (рис. 1.3). Коефіцієнт розподілу крутного моменту між двома осями становить 0:100, оскільки лише одна вісь з приводом, а інша вісь є веденою.

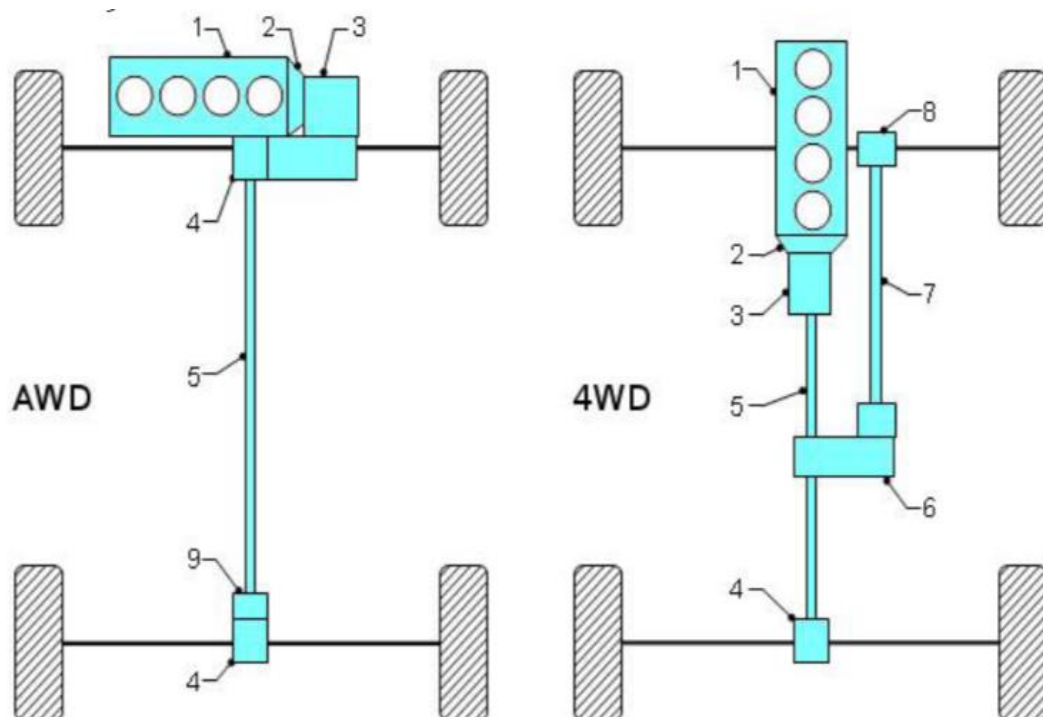


Рисунок 1.3 – Типи приводних трансмісій

Повний привід (4x4; 4WD) -це в основному 2WD, але оснащений «роздавальною коробкою». У стандартних умовах транспортний засіб працює з використанням лише двох коліс, але також має можливість задіяти інші два колеса шляхом блокування приводу. Роздавальна коробка має важіль другого перемикачання передач і фіксатори ступиць на колесах передньої осі.

Момент подається до передніх коліс через диференціал, тоді як відсутність міжосьового диференціала означає, що обидві осі обертаються з однаковою швидкістю. Повний привід (4WD) не підходить для твердих поверхонь, таких як асфальт, що може призвести до «згорання трансмісії».

Співвідношення крутного моменту кожного колеса залежить від реалізованої сили тяги колеса по поверхні кочення, а також дорожніх умов під час увімкнення повного приводу [1], [2], [12].

Трансмiсії автомобiля також мають можливість вибрати "High-Range 4WD", що дозволяє транспортному засобу приводити в рух усi чотири колеса. Таке співвідношення швидкостi, як у 2WD i "Low-Range", яке зменшує передавальне число, що призводить до збільшення числа обертiв за хвилину, створюючи бiльший крутний момент при меншiй швидкостi.

Диференцiали трансмiсiй допускають проковзування мiж двома осями, тодi як попередньо встановленi диференцiали на обох кiнцях осей дозволяють пробуксовування мiж кожним колесом. Вiдбувається проковзування, коли приводний карданний вал стає швидшим, нiж ведений карданний вал колiсного приводу.

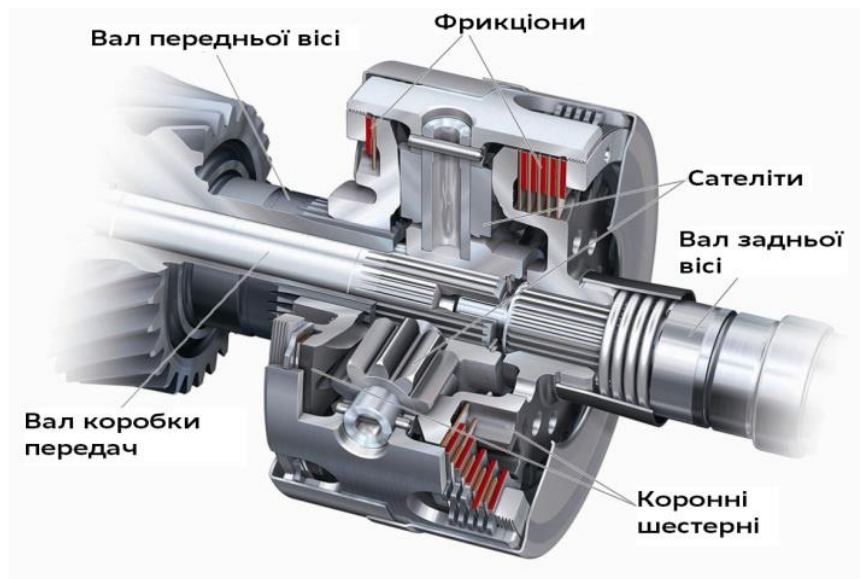




Рисунок 1.4 – Конструкція осьових та міжосьових диференціалів за технологією «Audi quattro»

Якщо міжосьовий диференціал «заблокований» трансмісія буде працювати з повним приводом.

Іншим типом повного приводу є системи AWD - системи повного приводу, які часто плутають з іншими системами 4WD, вони мають зовсім інша систему увімкнення. Система AWD також має міжосьовий диференціал, але не має можливості блокування міжосьового диференціала, обмежуючи його роботу як системи повного приводу лише частково.



Рисунок 1.5 – Конструкція автоматичної муфти HALDEX

Система AWD, з наявністю «Режиму на вимогу» може працювати в режимі 2WD і вмикати повний привід автоматично, коли є проковзування коліс, у випадку його відсутності, він повертається до стандартного 2WD режиму за замовчуванням. Це реалізується за допомогою багатодискової гідравлічної муфти зчеплення, віскомуфта, або будь-якого інший пристрою, який може підключити приводний вал іншої осі.

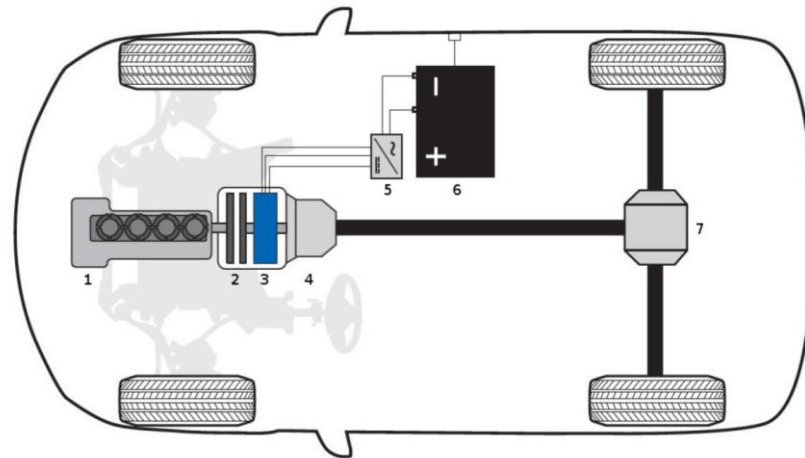
Коробка передач 4x4 здебільшого використовується у важких транспортних засобах, таких як пікапи вантажівки та позашляховики, які часто експлуатуються на бездоріжжі та на пересіченій місцевості. Чотириколісний привід (4WD) допомагає забезпечити кращу мобільність транспортного засобу, тобто забезпечує тягу для всіх чотирьох коліс автомобіля [1], [12].

Типова система 4WD поступово еволюціонувала до інших передових систем приводу, таких як AWD, які дотримуються тих самих основних принципів 4WD, але відрізняються своїми механізмами керування. Різні опції виробників, що доступні в системах 4WD, мають різне розміщення компонентів, які складають архітектуру автомобіля з повним приводом, що веде до різниці в їхніх системах контролю тяги та автомобільної динаміки.

1.3 Основні типи трансмісій та приводів електричних та гібридних транспортних засобів

Традиційна трансмісія автомобіля з ДВЗ передбачає з'єднання двигуна із зчепленням, за яким слідує трансмісія, потім слідує кінцева передача, яка з'єднується з колесами.

Більше вдосконаленим рішенням є диференціал обмеженого тертя, який здатний обмежувати крутний момент одного колеса за рахунок збільшення тертя всередині диференціала. Останній диференціал є диференціалом векторизації крутного моменту. У даному рішенні активно використовуються електронні датчики, які нерівномірно крутить колеса, щоб створити момент повороту [1], [2].



1 - ДВЗ, 2 - муфта зчеплення, 3 - електродвигун, 4 - АКПП, 5 - силова електроніка, 6 - високовольтний акумулятор, 7 - задній диференціал

Рисунок 1.6 - Приклад реалізованої паралельної гібридної архітектури автомобіля BMW 740

Гібридні автомобілі відрізняються як підключенням електродвигуна, так і підзарядкою акумуляторів. У паралельному гібридному автомобільні колеса можуть мати привід від ДВЗ, електродвигуна одночасно (як це наведено на рисунку 1.6). Для кожного колеса може бути один окремий двигун або лише один на всі приводні колеса. Крутний момент потім знову передається через блок головної передачі.

Інша технологія полягає в установці одного двигуна до кожного приводного колеса, що дозволяє краще контролювати швидкість обертання колеса. Останнім типом гібридизації транспортних засобів є послідовне з'єднання електродвигуна і двигуна, де служить ДВЗ є джерелом живлення електродвигуна. Якщо двигун приводить в дію більше ніж одне колесо, у нього відсутнє зчеплення та генерований крутний момент розподіляється головною передачею на колеса.

Оскільки кожне колесо має власний двигун, двигуни, як правило, можуть бути «меншими» і менш потужний, ніж двигун, який приводить в дію весь автомобіль. Це також може призвести до кращої продуктивності, оскільки загальний крутний момент може бути більшим ніж один більший двигун.

Немає необхідності встановлювати головну передачу. Якщо колесо з кожного боку має свій двигун, розподіл крутного моменту не вимагає жодних додаткових механічних частин, оскільки ним керує виключно блок керування. Це також може призвести до зменшення маси транспортного засобу.



Рисунок 1.7 - Шасі для електромобіля з одним двигуном на колесо

Спільним для всіх описаних транспортних засобів є створення механічного крутного моменту, який передається через трансмісії на колеса, де він трансформується в тягову силу. Завдяки силі тяги транспортний засіб здатний розганятися.

1.4 Системи стабілізації тяги та курсової стійкості автомобілів

Для прискорення прямолінійного руху потрібні сили, створювані всіма колесами та бути ідеально рівними або різниця їх повинна бути незначною. Якщо різниця з'являється, і одна сторона генерує більше сили, ніж інша, створюється крутний момент повороту. Сила тяги залежить від кількох різних факторів, в основному:

- шини та їх параметри, а також їх стан і структура;
- стан дороги та покриття;
- відносний рух між колесом і поверхнею;
- нормальне навантаження.

Сучасні транспортні засоби використовують низку механічних та електричних систем, їх можна розділити на кілька груп за призначенням і типом інтеграції.

Найстарішими системами, що використовуються, є пасивні системи та механічні системи, які забезпечили належну стабілізацію автомобіля. Як і переважно механічні рішення, з'явилися системи пасивної безпеки, спрямовані на запобігання або мінімізацію можливих травм для пасажирів або для навколишнього середовища. Крім пасивних систем безпеки, були розроблені активні системи, спрямовані на керованість і безпеку автомобіля. Ці системи активно генерують миттєва дію водія, наприклад, антиблокувальна гальмівна система (ABS) і система контролю тяги (TCS). При цьому TCS обмежує крутний момент від двигуна, щоб запобігти надмірному ковзанню шини [1], [2], [12].

Іншим прикладом більш досконалої системи є електронна стабілізація автомобіля. Програма, відома водіям як ESP, вона може стабілізувати автомобіль під час раптових маневрів на високих швидкостях, наприклад автомобіль виконує маневр зі зміни смуги руху. Система ESP здатна виявляти екстремальну ситуацію на основі вказівок водія (кут повороту керма), це може збільшити гальмівне зусилля на певне колесо, забезпечуючи стабільний маневр без заносу автомобіля. Більш передове рішення - (TCS+ TV) містить функцію, яка може перерозподіляти невикористаний крутний момент від внутрішнього колеса та переносити його на зовнішнє колесо. Крім цього, дані системи часто використовують сигнали при наближенні до твердої перешкоди, система екстреного гальмування та ін. підсумовуючи дані від усіх електронних помічників, вони створюють безпеку та відчуття комфорту водія під час водіння.

Система контролю тяги (TCS) є [2], [12] системою активної безпеки автомобіля, що запобігає втраті зчеплення коліс з дорогою. Вона стає активною, коли крутний момент двигуна та подача газу не відповідають параметрам поверхні з якою взаємодіє колесо. Зміна тяги на колесах

автомобіля, змушує їх перестати обертатися, коли автомобіль прискорюється на дорожньому покритті з низьким коефіцієнтом тертя.

TCS - функція активної безпеки автомобіля, яка є стандартною для сучасних автомобілів. Будучи другорядною функцією електронного контролю курсової стійкості автомобіля (ESC), система включається, коли прискорення автомобіля збільшується, вона запобігає ковзанню шин, коли автомобіль набирає швидкість. Це актуально в поганих погодних умовах, включаючи дощ, лід або сніг, і на слизьких поверхнях, які майже не забезпечують зчеплення.

Система дозволяє водієві краще контролювати свій автомобіль. Це зменшує ризик втрати контролю над задньою частиною під час прискорення та надмірного повороту під час руху за поворотом. Це часто трапляється, коли автомобіль швидко прискорюється на поворотах, змушуючи колеса ковзати горизонтально та, можливо, створюючи ризик аварії.

Робота даної системи дуже схожа на роботу антиблокувальної гальмівної системи (ABS), і компоненти обох систем також схожі. TCS має датчик швидкості коліс, який контролює швидкість обертання передніх або всіх чотирьох коліс. Гідравлічний модулятор керує гальмами, тоді як ECU (електричний блок керування) контролює дані від датчиків швидкості коліс і вмикається, щоб керувати гідравлічним модулятором, за необхідності.

У сучасних автомобілях ABS і TCS вважаються одним блоком, оскільки останній є доповненням до ABS. ЕБУ контролює роботу коліс та перевіряє, чи одне із них обертається швидше за інших, що означає, що конкретне колесо втрачає зчеплення. У такому разі ECU спрацьовує, щоб зменшити обертання проблемного колеса. Він дає команду гідравлічному модулятору миттєво накачати гальмівну рідину до вказаного колеса.

Деякі TCS контролюють обертання коліс, зменшуючи потужність двигуна. Коли система вимикає потужність двигуна, щоб керувати буксуючими колесами можна відчутти пульсацію педалі газу. Саме вплив TCS змушує двигун регулювати швидкість обертання коліс [2], [12].

Втрата тягового зусилля визначається надмірним коефіцієнтом ковзання коліс, який може бути спричинений головним чином:

- низький коефіцієнт зчеплення μ ;
- низьке вертикальне навантаження на колесо.



Рисунок 1.8 – Робота систем ABS і TCS

На сьогодні також є доступною система ASR (система контролю тяги) - це електронна система, яка призначена для керування тяговими характеристиками автомобіля з метою запобігання проковзування коліс під час розгону на дорозі з низьким коефіцієнтом тертя. Система ASR (антибуксувальна регуляція), ESP (програма електронної стабільності) і TCS (система контролю тяги) - це електронні системи, які спрямовані на поліпшення керуваності та безпеки автомобіля, але вони мають різні функції і методи впливу:

ASR (антибуксувальна регуляція) - основна функція ASR полягає в управлінні тяговими характеристиками автомобіля для запобігання проскакуванню коліс під час розгону. Вона реагує на буксування коліс під час розгону і зменшує крутний момент двигуна або збільшує гальмівний вплив на колесо, щоб відновити стабільність та забезпечити краще зчеплення з дорогою.

ESP (система електронної стабільності) - виходить за межі функцій ASR, вона реагує на будь-яке небажане динамічне зміщення автомобіля від

вихідного курсу руху. Вона контролює рухові характеристики автомобіля, використовуючи комп'ютер, щоб попередити ситуації, такі як занадто різкий розворот, або занадто різкий поворот. ESP може втручатися, знижуючи потужність двигуна або окремо контролюючи кожне колесо за допомогою гальмування.

TCS (система контролю тяги): TCS допомагає уникнути проковзування коліс під час руху, особливо на слизьких або ковзких дорогах. Вона реагує на проковзування коліс під час руху, зменшуючи крутний момент двигуна або застосовуючи гальмівний вплив, щоб відновити контроль і стабільність автомобіля. TCS зазвичай працює при невеликій швидкості, коли важлива маневреність, така як розгін або рух на слизькій дорозі.

Висновки за розділом

1. Для оцінки продуктивності та активної безпеки транспортного засобу необхідні знання його експлуатаційних властивостей, зокрема для оцінки стійкості і прохідності транспортного засобу, і в першу чергу, зчіпних і тягових властивостей.

2 Для оцінки стійкості та прохідності транспортних засобів необхідна оцінка сил зчеплення коліс з дорогою з врахуванням їх перерозподілу на колесах.

3. Під час експлуатації автомобілів проявляються недоліки, які полягають у зниженні тягових якостей на підйомах для передніх і на спусках задніх ведучих коліс за рахунок перерозподілу їх ваги. Встановлено, що при горизонтальному русі також відбувається перерозподіл тягових сил на передніх і задніх ведучих колесах транспортних засобів внаслідок кінематичної неузгодженості їх приводу.

4. Сьогодні автовиробники пропонують безліч електронних систем, найбільшого поширення набули: ASR (антибуксувальна регуляція), ESP (програма електронної стабільності) і TCS (система контролю тяги) - це

електронні системи, які спрямовані на поліпшення керованості та безпеки автомобіля, але вони мають різні функції і способи реалізації:

ASR (антибуксувальна регуляція) - основна функція ASR полягає в управлінні тяговими характеристиками автомобіля для запобігання проскакуванню коліс під час розгону

ESP (система електронної стабільності) - реагує на будь-яке небажане динамічне зміщення автомобіля від заданого курсу руху.

TCS допомагає уникнути проковзування коліс під час руху, особливо на слизьких або ковзких дорогах, застосовуючи гальмівний вплив, щоб відновити контроль і стабільність автомобіля.

РОЗДІЛ 2

ОБГРУНТУВАННЯ МЕТОДИКИ ДОСЛІДЖЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА ОПОРУ КОЧЕННЮ

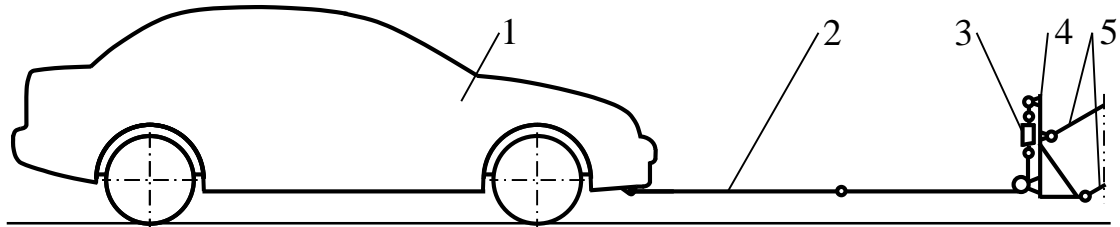
2.1. Визначення опору коченню за допомогою тягового динамометра

Опір коченню автомобілів визначається втратами енергії в колісному русі, зокрема в шинах коліс, і також втратами на деформацію опорної поверхні, які сумарно характеризуються коефіцієнтом опору коченню f . На малій швидкості руху автомобілів, що не перевищує 10–15 км/год, даний коефіцієнт позначається f_0 . Теоретичне визначення коефіцієнта опору коченню громіздке і дозволяє отримати наближені результати, які потребують експериментального уточнення [14], [22].

Для експериментального визначення з достатньою точністю коефіцієнта опору коченню f_0 автомобілів на різних опорних поверхнях широко використовується спосіб буксирування, який може реалізовуватись доволі простим пристроєм [22]. Цей пристрій містить електронний динамометр, з'єднаний з горизонтальним гнучким буксирним пасом, одна ділянка якого горизонтально натягнута між причіпним механізмом трактора-тягача та електронним динамометром, а друга – між динамометром та точкою приєднання досліджуваного автомобіля. За показами динамометра реєструється зусилля буксирування автомобіля з постійною невеликою швидкістю до 6 км/год, і на підставі зареєстрованого зусилля розраховується коефіцієнт опору коченню.

Вказаний пристрій характеризується низькою точністю визначення зусилля буксирування, зумовленого лише взаємодією коліс автомобіля з опорною поверхнею. Низька точність спричинена вертикальними коливаннями горизонтального буксирного паса з динамометром, внаслідок чого зусилля буксирування зумовлюється не лише взаємодією коліс з опорною поверхнею, а істотно змінюється коливними навантаженнями.

Підвищення точності експериментальних досліджень забезпечує розроблений пристрій для визначення тягово-зчіпних показників мобільних засобів [14] способом буксирування.



a – схема процесу визначення (1 – автомобіль; 2 – буксирний пас розробленого пристрою для визначення тягово-зчіпних показників; 3 – електронний динамометр; 4 – рама пристрою; 5 – тяги триточкового механізму навіски трактора-тягача);

Рисунок 2.1 - Визначення зусилля буксирування автомобіля

За даного способу досліджуваний автомобіль 1 (рис. 2.1), встановлений на експериментальній горизонтальній ділянці дороги, за допомогою гнучкого буксирного паса 2 розробленого пристрою, перекинутого через напрямний ролик, з'єднується з електронним динамометром 3, наприклад у вигляді кранової ваги моделі OCS-0,5A. Динамометр 3 вертикально закріплений на рамі 4 пристрою, причому відхилення динамометра від вертикалі унеможливлені дистанційним кільцем. Рама 4 з'єднана з тягами 5 триточкового механізму навіски трактора-тягача.

Під час буксирування автомобіля (рис. 2.2) на експериментальній горизонтальній ділянці з постійною невеликою швидкістю V передні й задні колеса радіусом r_k обертаються навколо осей O_1 і O_2 у веденому режимі. Перпендикулярно до опорної поверхні, тобто – експериментальної ділянки, діє сила тяжіння автомобіля G_a . Паралельно до цієї поверхні прикладається зусилля буксирування $P_{скбф}$, яке передається буксирним пасом.

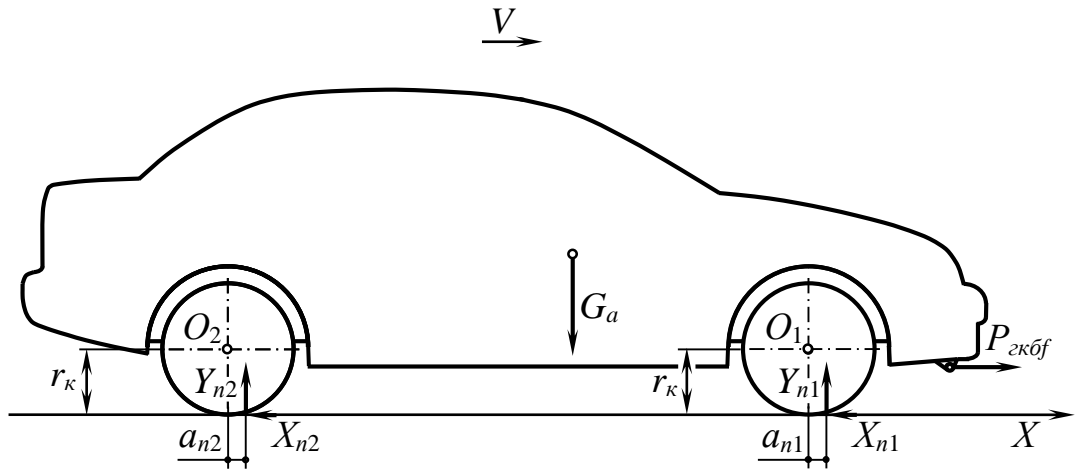


Рисунок 2.2 - Схема сил, що діють на автомобіль з розгальмованими колесами під час буксирування

В зонах контакту коліс з опорною поверхнею прикладаються нормальні реакції на передні Y_{n1} і задні Y_{n2} колеса, зміщені від осей обертання O_1 , O_2 в напрямі руху на відстані відповідно a_{n1} й a_{n2} . Також в зонах контакту прикладаються дотичні повздовжні реакції передніх X_{n1} і задніх X_{n2} коліс, які спрямовані протилежно до напрямку руху й зміщені від осей O_1 , O_2 на величину динамічного радіуса коліс r_κ .

Відзначимо вісь X , яка збіжна з опорною поверхнею та спрямована за напрямом руху, і запишемо рівняння суми проекцій на цю вісь сил, що діють на автомобіль під час буксирування з постійною невеликою швидкістю:

$$\sum X = P_{зкбф} - X_{n1} - X_{n2} = 0. \quad (2.1)$$

Знехтувавши моментами опору обертання передніх коліс $M_{r1} = 0$ і задніх $-M_{r2} = 0$, що зумовлені тертям у підшипниках маточин коліс, а також опором повітря обертання, запишемо рівняння суми моментів сил відносно осі O_1 передніх коліс [24]:

$$\sum M_{O1} = Y_{n1} a_{n1} - X_{n1} r_\kappa = 0, \quad (2.2)$$

звідки

$$X_{n1} = \frac{a_{n1}}{r_\kappa} Y_{n1}.$$

Введемо позначення:

$$\frac{a_{n1}}{r_k} = f_{0n1};$$

$$f_{0n1} Y_{n1} = P_{fn1};$$

$$a_{n1} Y_{n1} = M_{fn1},$$

де f_{0n1} – коефіцієнт опору коченню з невеликою швидкістю передніх коліс;
 P_{fn1} , M_{fn1} – сила і момент опору коченню цих коліс.

Тоді:

$$X_{n1} = f_{0n1} Y_{n1} = P_{fn1} = \frac{M_{fn1}}{r_k}. \quad (2.3)$$

Рівняння суми моментів сил відносно осі O_2 задніх коліс:

$$\sum M_{O2} = Y_{n2} a_{n2} - X_{n2} r_k = 0, \quad (2.4)$$

звідки

$$X_{n2} = \frac{a_{n2}}{r_k} Y_{n2}.$$

Введемо позначення:

$$\frac{a_{n2}}{r_k} = f_{0n2};$$

$$f_{0n2} Y_{n2} = P_{fn2};$$

$$a_{n2} Y_{n2} = M_{fn2},$$

де f_{0n2} – коефіцієнт опору коченню з невеликою швидкістю задніх коліс;
 P_{fn2} , M_{fn2} – сила і момент опору коченню цих коліс.

Тоді:

$$X_{n2} = f_{0n2} Y_{n2} = P_{fn2} = \frac{M_{fn2}}{r_k}. \quad (2.5)$$

Здійснивши підстановку співвідношень (2.3) і (2.5) в рівняння (2.1),
отримуємо:

$$P_{fn1} + P_{fn2} = f_{0n1} Y_{n1} + f_{0n2} Y_{n2} = P_{зкбф}. \quad (2.6)$$

Позначимо:

$$P_{fn1} + P_{fn2} = P_f ;$$

$$f_{0n1} = f_{0n2} = f_0 ,$$

де P_f – сила опору коченню автомобіля, коефіцієнт опору коченню якого – f_0 .

Після підстановки цих позначень в рівняння (3.6):

$$P_f = f_0 (Y_{n1} + Y_{n2}) = P_{зкбф} .$$

Оскільки $Y_{n1} + Y_{n2} = G_a$, то в підсумку:

$$P_f = f_0 G_a = P_{зкбф} , \quad (2.7)$$

звідки

$$f_0 = \frac{P_f}{G_a} = \frac{P_{зкбф}}{G_a} . \quad (2.8)$$

У процесі визначення коефіцієнта опору коченню f_0 важіль перемикавання передач досліджуваного автомобіля 1 (рис. 2.1) встановлюється в нейтральне положення, і розгальмовується рушій. Вмикається електронний динамометр 3, трактор-тягач починає прямолінійний рух з постійною невеликою швидкістю, яка не перевищує 6 км/год, буксируючи приєднаний автомобіль 1. За показами динамометра 3 реєструється ряд поточних значень зусилля буксирування. При цьому відсутні коливання горизонтальної ділянки гнучкого буксирного паса 2, а також унеможливлені дистанційним кільцем відхилення динамометра 3 від вертикалі. Зусилля буксирування зумовлюється лише взаємодією рушія автомобіля з опорною поверхнею, внаслідок чого й досягається підвищення точності визначення коефіцієнта опору коченню.

На підставі зареєстрованих значень зусилля буксирування $P_{зкбfi}$ (кгс) розраховується ряд значень коефіцієнта опору коченню f_{0i} :

$$f_{0i} = \frac{P_{fi}}{G_a} = \frac{P_{зкбfi}}{G_a} , \quad (2.9)$$

де P_{fi} – значення сили опору коченню (кгс), які дорівнюють $P_{зкбfi}$;

i – індекс повторності реєстрації зусилля буксирування, становить $i = 1, 2, 3, \dots n$ (n – число повторностей);

G_a – сила тяжіння автомобіля, кгс.

Розрахунок значень $f_{0i} = f_{01}, f_{02}, f_{03}, f_{04}$ і f_{05} коефіцієнта опору коченню автомобіля, сила тяжіння якого $G_a = 1100$ кгс, а в шинах 175/70 R13 тиск повітря $p_{ш} = 2,2$ кгс/см² (215,8 кПа). Кочення здійснюється по асфальтованій дорозі на малій швидкості, причому значення зусилля буксирування $P_{зкбfi} - P_{зкбf1} = 19,1, P_{зкбf2} = 18,9, P_{зкбf3} = 18,1, P_{зкбf4} = 19,2$ і $P_{зкбf5} = 20,2$ кгс.

Відповідно до співвідношення (2.9):

$$f_{01} = \frac{P_{зкб1}}{G_a} = \frac{19,1}{1100} = 0,0174;$$

$$f_{02} = \frac{P_{зкб2}}{G_a} = \frac{18,9}{1100} = 0,0172;$$

$$f_{03} = \frac{P_{зкб3}}{G_a} = \frac{18,1}{1100} = 0,0165;$$

$$f_{04} = \frac{P_{зкб4}}{G_a} = \frac{19,2}{1100} = 0,0175;$$

$$f_{05} = \frac{P_{зкб5}}{G_a} = \frac{20,2}{1100} = 0,0184.$$

На підставі виразу (2.9) середнє значення \bar{f}_0 коефіцієнта опору коченню становитиме:

$$\begin{aligned} \bar{f}_0 &= \frac{f_{01} + f_{02} + f_{03} + f_{04} + f_{05}}{n} = \\ &= \frac{0,0174 + 0,0172 + 0,0165 + 0,0175 + 0,0184}{5} = \\ &= 0,0174. \end{aligned}$$

Визначаємо суму:

$$\begin{aligned}
& \sum_{i=1}^n (f_{0i} - \bar{f}_0)^2 = \\
& = (f_{01} - \bar{f}_0)^2 + (f_{02} - \bar{f}_0)^2 + (f_{03} - \bar{f}_0)^2 + (f_{04} - \bar{f}_0)^2 + (f_{05} - \bar{f}_0)^2 = \\
& = (0,0174 - 0,0174)^2 + (0,0172 - 0,0174)^2 + (0,0165 - 0,0174)^2 + \\
& \quad + (0,0175 - 0,0174)^2 + (0,0184 - 0,0174)^2 = \\
& = 1,86 \cdot 10^{-6}.
\end{aligned}$$

Враховуючи визначену суму, середньоквадратичне відхилення σ_f коефіцієнта опору коченню становить:

$$\sigma_f = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (f_{0i} - \bar{f}_0)^2}{n-1}} = \sqrt{\frac{1,86 \cdot 10^{-6}}{5-1}} = \sqrt{\frac{1,86}{4}} \cdot 10^{-3} = 0,682 \cdot 10^{-3}.$$

Тоді згідно з виразом коефіцієнт варіації V_f (%):

$$V_f = \frac{\sigma_f}{\bar{f}_0} \cdot 100 = \frac{0,000682}{0,0174} \cdot 100 = 3,92\%.$$

2.2. Визначення коефіцієнта опору коченню вибігом автомобіля

Коефіцієнт опору коченню f_0 на малій швидкості мобільних засобів, зокрема автомобілів, визначається з високою точністю на різних опорних поверхнях способом буксирування. Проте даний спосіб потребує додаткового технічного оснащення у вигляді трактора-тягача з навішеним пристроєм для визначення тягово-зчіпних показників мобільних засобів [14].

За технічним оснащенням набагато простішим є визначення коефіцієнта опору коченню f_0 автомобіля способом вибігу. Під час реалізації цього способу автомобіль на малій швидкості рухається до повної зупинки за інерцією з моменту відключення силової передачі від двигуна й переведення важеля перемикачів коробки передач у нейтральне положення. Такий рух за інерцією часто називають накатом. Спосіб вибігу дозволяє отримати достатні результати на дорогах з твердим, наприклад асфальтованим, покриттям. При цьому нехтують силою опору повітря, а рух вважають рівноспівільненим.

Проте в умовах, де опорна поверхня істотно деформується, реалізація даного способу ускладнюється змінним опором деформуванню, і вибіг автомобіля не завжди можна вважати рівносповільненим.

Під час визначення способом вибігу коефіцієнта опору коченню f_0 на асфальтованій дорозі автомобіль, в шинах якого встановлений певний тиск $p_{ш}$, з постійною швидкістю 10 км/год (2,78 м/с) проходить інтервал рівномірного руху S_p прямолінійної горизонтальної експериментальної ділянки дороги. Швидкість орієнтовно встановлюється за спідометром автомобіля. Водночас секундоміром заміряють ряд значень часу t_{pi} (с) проходження цього інтервалу й уточнюється відповідний ряд значень швидкості V_{pi} (м/с) руху:

$$V_{pi} = \frac{S_p}{t_{pi}}, \quad (2.10)$$

де S_p – інтервал рівномірного руху, рівний 50 м;

i – індекс повторності проходження вказаного інтервалу, становить $i = 1, 2, 3, \dots, n$ (n – число повторностей).

У завершенні інтервалу S_p відключається від двигуна силова передача, і важіль перемикавання коробки передач переводиться в нейтральне положення. Продовжується рух за інерцією, й вимірюється шлях вибігу S_e , який автомобіль проходить до повної зупинки. Нехтуючи силою опору повітря, умова рівності роботи сили опору коченню автомобіля та кінетичної енергії, втраченої під час руху за інерцією, записується у вигляді:

$$f_{0i} G_a S_{ei} = \frac{\delta_{об} G_a V_{pi}^2}{2g}, \quad (2.11)$$

де f_{0i} – ряд значень коефіцієнта опору коченню під час i -ої повторності вибігу автомобіля;

G_a – сила тяжіння автомобіля, Н;

S_{ei} – ряд значень виміряного шляху вибігу, м;

$\delta_{об}$ – коефіцієнт обертових мас, який враховує умовне збільшення маси автомобіля за рахунок інерції його конструктивних частин, що обертаються (приймається $\delta_{об} = 1,025$);

g – прискорення вільного падіння, $9,81 \text{ м/с}^2$.

З умови рівності (2.11) отримуємо:

$$f_{0i} = \frac{\delta_{об} V_{pi}^2}{2g S_{ei}}. \quad (2.12)$$

Розрахувати значення $f_{0i} - f_{01}, f_{02}, f_{03}, f_{04}$ і f_{05} коефіцієнта опору коченню автомобіля на асфальтованій дорозі, в шинах 175/70 R13 якого тиск повітря $p_{ш} = 1,6 \text{ кгс/см}^2$. Інтервал рівномірного руху $S_p = 50 \text{ м}$ прямолінійної горизонтальної асфальтованої дороги автомобіль проходить за час $t_{pi} - t_{p1} = 17,64, t_{p2} = 17,68, t_{p3} = 18,09, t_{p4} = 17,86$ і $t_{p5} = 17,42 \text{ с}$, а шлях вибігу автомобіля на цій дорозі $S_{ei} - S_{e1} = 16,47, S_{e2} = 16,34, S_{e3} = 15,61, S_{e4} = 16,38$ і $S_{e5} = 17,14 \text{ м}$.

За співвідношенням (2.10) уточнені швидкості руху:

$$V_{p1} = \frac{S_p}{t_{p1}} = \frac{50}{17,64} = 2,83 \text{ м/с};$$

$$V_{p2} = \frac{S_p}{t_{p2}} = \frac{50}{17,68} = 2,83 \text{ м/с};$$

$$V_{p3} = \frac{S_p}{t_{p3}} = \frac{50}{18,09} = 2,76 \text{ м/с};$$

$$V_{p4} = \frac{S_p}{t_{p4}} = \frac{50}{17,86} = 2,80 \text{ м/с};$$

$$V_{p5} = \frac{S_p}{t_{p5}} = \frac{50}{17,42} = 2,87 \text{ м/с}.$$

Виходячи із залежності (2.12), отримуємо:

$$f_{01} = \frac{\delta_{o\bar{o}} V_{p1}^2}{2g S_{e1}} = \frac{1,025 \cdot 2,83^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 16,47} = 0,0254;$$

$$f_{02} = \frac{\delta_{o\bar{o}} V_{p2}^2}{2g S_{e2}} = \frac{1,025 \cdot 2,83^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 16,34} = 0,0256;$$

$$f_{03} = \frac{\delta_{o\bar{o}} V_{p3}^2}{2g S_{e3}} = \frac{1,025 \cdot 2,76^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 15,61} = 0,0255;$$

$$f_{04} = \frac{\delta_{o\bar{o}} V_{p4}^2}{2g S_{e4}} = \frac{1,025 \cdot 2,80^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 16,38} = 0,0250;$$

$$f_{05} = \frac{\delta_{o\bar{o}} V_{p5}^2}{2g S_{e5}} = \frac{1,025 \cdot 2,87^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 17,14} = 0,0251.$$

Середнє значення \bar{f}_0 коефіцієнта опору коченню:

$$\begin{aligned} \bar{f}_0 &= \frac{f_{01} + f_{02} + f_{03} + f_{04} + f_{05}}{n} \\ &= \frac{0,0254 + 0,0256 + 0,0255 + 0,0250 + 0,0251}{5} = \\ &= 0,0253. \end{aligned}$$

Визначаємо суму:

$$\begin{aligned} &\sum_{i=1}^n (f_{0i} - \bar{f}_0)^2 = \\ &= (f_{01} - \bar{f}_0)^2 + (f_{02} - \bar{f}_0)^2 + (f_{03} - \bar{f}_0)^2 + (f_{04} - \bar{f}_0)^2 + (f_{05} - \bar{f}_0)^2 = \\ &= (0,0254 - 0,0253)^2 + (0,0256 - 0,0253)^2 + (0,0255 - 0,0253)^2 + \\ &\quad + (0,0250 - 0,0253)^2 + (0,0251 - 0,0253)^2 = \\ &= 0,27 \cdot 10^{-6}. \end{aligned}$$

Враховуючи визначену суму, середньоквадратичне відхилення σ_f коефіцієнта опору коченню становить:

$$\sigma_f = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (f_{0i} - \bar{f}_0)^2}{n-1}} = \sqrt{\frac{0,27 \cdot 10^{-6}}{5-1}} = \sqrt{\frac{0,27}{4}} \cdot 10^{-3} = 0,260 \cdot 10^{-3}.$$

Тоді коефіцієнт варіації V_f (%):

$$V_f = \frac{\sigma_f}{\bar{f}_0} \cdot 100 = \frac{0,000260}{0,0253} \cdot 100 = 1,03\%.$$

За співвідношенням (2.10) уточнені швидкості руху:

$$V_{p1} = \frac{S_p}{t_{p1}} = \frac{50}{18,04} = 2,77 \text{ м/с};$$

$$V_{p2} = \frac{S_p}{t_{p2}} = \frac{50}{17,92} = 2,79 \text{ м/с};$$

$$V_{p3} = \frac{S_p}{t_{p3}} = \frac{50}{18,08} = 2,77 \text{ м/с};$$

$$V_{p4} = \frac{S_p}{t_{p4}} = \frac{50}{17,69} = 2,83 \text{ м/с};$$

$$V_{p5} = \frac{S_p}{t_{p5}} = \frac{50}{17,69} = 2,83 \text{ м/с}.$$

Виходячи із залежності (2.12), отримуємо:

$$f_{01} = \frac{\delta_{об} V_{p1}^2}{2g S_{\epsilon 1}} = \frac{1,025 \cdot 2,77^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 18,91} = 0,0212;$$

$$f_{02} = \frac{\delta_{об} V_{p2}^2}{2g S_{\epsilon 2}} = \frac{1,025 \cdot 2,79^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 20,13} = 0,0202;$$

$$f_{03} = \frac{\delta_{об} V_{p3}^2}{2g S_{\epsilon 3}} = \frac{1,025 \cdot 2,77^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 19,0} = 0,0211;$$

$$f_{04} = \frac{\delta_{o\bar{o}} V_{p4}^2}{2g S_{e4}} = \frac{1,025 \cdot 2,83^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 20,12} = 0,0208;$$

$$f_{05} = \frac{\delta_{o\bar{o}} V_{p5}^2}{2g S_{e5}} = \frac{1,025 \cdot 2,83^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 20,02} = 0,0209.$$

Середнє значення \bar{f}_0 коефіцієнта опору коченню становитиме:

$$\begin{aligned} \bar{f}_0 &= \frac{f_{01} + f_{02} + f_{03} + f_{04} + f_{05}}{n} = \\ &= \frac{0,0212 + 0,0202 + 0,0211 + 0,0208 + 0,0209}{5} = \\ &= 0,0208. \end{aligned}$$

Визначаємо суму:

$$\begin{aligned} &\sum_{i=1}^n (f_{0i} - \bar{f}_0)^2 = \\ &= (f_{01} - \bar{f}_0)^2 + (f_{02} - \bar{f}_0)^2 + (f_{03} - \bar{f}_0)^2 + (f_{04} - \bar{f}_0)^2 + (f_{05} - \bar{f}_0)^2 = \\ &= (0,0212 - 0,0208)^2 + (0,0202 - 0,0208)^2 + (0,0211 - 0,0208)^2 + \\ &\quad + (0,0208 - 0,0208)^2 + (0,0209 - 0,0208)^2 = \\ &= 0,62 \cdot 10^{-6}. \end{aligned}$$

Враховуючи визначену суму, середньоквадратичне відхилення σ_f коефіцієнта опору коченню становить:

$$\sigma_f = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (f_{0i} - \bar{f}_0)^2}{n-1}} = \sqrt{\frac{0,62 \cdot 10^{-6}}{5-1}} = \sqrt{\frac{0,62}{4}} \cdot 10^{-3} = 0,394 \cdot 10^{-3}.$$

Тоді коефіцієнт варіації V_f (%):

$$V_f = \frac{\sigma_f}{\bar{f}_0} \cdot 100 = \frac{0,000394}{0,0208} \cdot 100 = 1,89 \% .$$

2.3. Визначення коефіцієнта зчеплення

Під коефіцієнтом зчеплення φ автомобілів розуміють коефіцієнт зчеплення з опорною поверхнею їх рушіїв, від якого залежать тягово-швидкісні й гальмівні властивості автомобілів, керованість, прохідність та стійкість проти сповзання на схилах. Якщо колеса навантажуються лише у повздовжньо-вертикальній площині, а поперечні навантаження відсутні, коефіцієнт φ відповідає повздовжньому зчепленню коліс.

Коефіцієнт зчеплення φ визначається переважно експериментально способом ковзання окремого колеса [5] чи способом буксирування автомобіля із загальмованими ковзними колесами [17]. На цей коефіцієнт впливають такі експлуатаційні фактори: тип і стан дороги; швидкість руху; спрацювання протектора; тиск повітря в шинах; нормальне навантаження на колеса.

Від типу дороги залежать площа зони контакту колеса з опорною поверхнею та контактні питомі навантаження. На дорогах з твердим покриттям коефіцієнт зчеплення залежить від шорсткості й вологості опорної поверхні, наявності пилу і бруду. Якщо дорога мокра, на частину зони контакту діє підйомна гідродинамічна сила і дана частина перестає взаємодіяти з дорогою. Поява підйомної сили спричиняє істотне зменшення коефіцієнта зчеплення φ відповідно збільшенню товщини водяної плівки. Шар вологого бруду на дорозі має щільність, вищу від води, тому додатково збільшується підйомна гідродинамічна сила й зменшується коефіцієнт зчеплення.

Швидкість руху автомобіля впливає на взаємодію коліс з виступами і впадинами поверхні дороги. З підвищенням швидкості на сухій поверхні гума протектора не встигає формувати контакт з впадинами. В результаті зменшуються площа зони контакту та коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою. На мокрих дорогах підйомна гідродинамічна сила коліс пропорційна квадрату швидкості руху, із збільшенням якої також зменшуються площа контакту та коефіцієнт зчеплення. Крім цього, якщо збільшуються швидкість та

спрацювання протектора, погіршується відведення вологи через канавки рисунка протектора і зменшується коефіцієнт зчеплення.

Збільшення тиску повітря в шинах, а також нормальних навантажень коліс зумовлює на сухих дорогах з твердим покриттям деяке зменшення коефіцієнта зчеплення, що пояснюється зниженням тертя гуми в разі підвищення питомих навантажень. А на вологих забруднених дорогах вказані збільшення тиску і нормальних навантажень мають зворотний ефект. Тобто, коефіцієнт зчеплення збільшується, оскільки підвищені питомі навантаження сприяють витисканню вологи і бруду.

На зчеплення автомобільних коліс найбільше впливають їх діаметр й рисунок протектора. Якщо радіальна деформація шин постійна, то із зростанням діаметра коліс дещо збільшується коефіцієнт зчеплення на дорогах з твердим покриттям внаслідок збільшення зони контакту з опорною поверхнею.

Рисунки протекторів коліс оцінюються за насиченістю, під якою розуміють відношення площі контакту виступів протектора до загальної контактної площі. З підвищенням насиченості рисунка поліпшується зчеплення коліс на сухих дорогах з твердим покриттям. На мокрих забруднених дорогах коефіцієнт зчеплення підвищується, якщо рисунок протектора сприяє відведенню вологи та бруду із зони контакту.

Коефіцієнт зчеплення ϕ може визначатись способом буксирування з невеликою швидкістю автомобіля із загальмованими ковзними колесами, використовуючи розроблений пристрій для визначення тягово-зчіпних показників мобільних засобів [17]. В даному випадку, аналогічно визначенню зусилля буксирування (рис. 2.1), досліджуваний автомобіль зупиняється на експериментальній горизонтальній ділянці дороги, причому важіль перемикачів передач встановлюється в нейтральне положення, а задні колеса загальмовуються. За допомогою гнучкого буксирного паса розробленого пристрою, перекинутого через напрямний ролик, автомобіль з'єднується з

електронним динамометром, вертикально закріпленим на рамі пристрою, що з'єднана з триточковим механізмом навіски трактора-тягача.

Під час буксирування досліджуваного автомобіля (рис. 2.3) на експериментальній горизонтальній ділянці дороги передні колеса обертаються навколо осі O_1 у веденому режимі, а задні – гранично загальмовані моментом $M_{\text{зmax2}}$ й не обертаються навколо осі O_2 , а ковзають. Сила тяжіння автомобіля G_a діє перпендикулярно до опорної поверхні, тобто експериментальної ділянки. Паралельно до даної поверхні прикладається зусилля буксирування $P_{\text{зкбф}}$ автомобіля, яке передається пасом розробленого пристрою для визначення тягово-зчіпних показників.

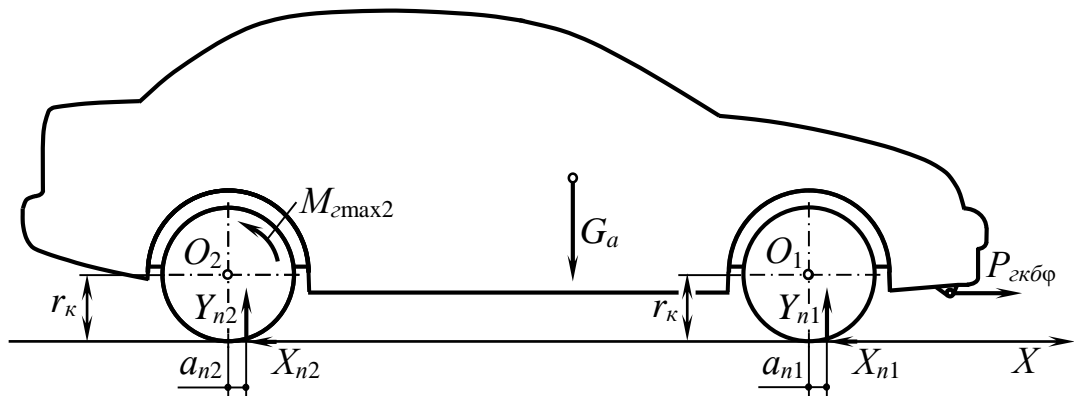


Рисунок 2.3 - Схема сил і моментів, що діють на автомобіль із задніми загальмованими ковзними колесами під час буксирування

В зонах контакту коліс з опорною поверхнею прикладаються нормальні реакції на передні Y_{n1} і задні Y_{n2} колеса, реакції зміщені від осей O_1 , O_2 в напрямі буксирування на відстані відповідно a_{n1} , a_{n2} . Також в зонах контакту прикладаються дотичні повздовжні реакції на передні X_{n1} колеса й загальмовані ковзні задні – X_{n2} . Дотичні реакції спрямовані протилежно до напрямку буксирування й зміщені від осей O_1 , O_2 на величину динамічного радіуса r_k коліс.

Відзначимо збіжну з опорною поверхнею вісь X , яка спрямована за напрямом буксирування, і запишемо рівняння суми проєкцій на цю вісь сил, що діють під час буксирування з постійною невеликою швидкістю автомобіля із загальмованими ковзними колесами:

$$\sum X = P_{\text{зкбф}} - X_{n1} - X_{n2} = 0. \quad (2.13)$$

Знехтувавши моментами опору обертанню передніх коліс $M_{r1} = 0$ та задніх $-M_{r2} = 0$, що зумовлені тертям у підшипниках маточин коліс, а також опором повітря обертанню, запишемо рівняння суми моментів сил відносно осі O_1 :

$$\sum M_{o1} = Y_{n1} a_{n1} - X_{n1} r_{\kappa} = 0, \quad (2.14)$$

Звідки:

$$X_{n1} = \frac{a_{n1}}{r_{\kappa}} Y_{n1}.$$

Введемо позначення:

$$\frac{a_{n1}}{r_{\kappa}} = f_{0n1};$$

$$f_{0n1} Y_{n1} = P_{fn1};$$

$$a_{n1} Y_{n1} = M_{fn1},$$

де f_{0n1} – коефіцієнт опору коченню з невеликою швидкістю передніх коліс;

P_{fn1} , M_{fn1} – сила і момент опору коченню цих коліс.

Тоді:

$$X_{n1} = f_{0n1} Y_{n1} = P_{fn1} = \frac{M_{fn1}}{r_{\kappa}}. \quad (2.15)$$

Рівняння суми моментів сил відносно осі O_2 задніх загальмованих ковзних коліс:

$$\sum M_{O2} = Y_{n2} a_{n2} + M_{z_{\max 2}} - X_{n2} r_k = 0, \quad (2.16)$$

звідки

$$X_{n2} = \frac{a_{n2}}{r_k} Y_{n2} + \frac{M_{z_{\max 2}}}{r_k}.$$

Введемо позначення:

$$\frac{a_{n2}}{r_k} = f_{0n2};$$

$$f_{0n2} Y_{n2} = P_{fn2};$$

$$a_{n2} Y_{n2} = M_{fn2};$$

$$\frac{M_{z_{\max 2}}}{r_k} = P_{\varphi n2} = \varphi Y_{n2},$$

де f_{0n2} – коефіцієнт опору коченню з невеликою швидкістю задніх загальмованих ковзних коліс;

P_{fn2}, M_{fn2} – сила і момент опору коченню цих коліс;

$P_{\varphi n2}$ – сила зчеплення загальмованих ковзних коліс з опорною поверхнею;

φ – коефіцієнт зчеплення.

Тоді:

$$X_{n2} = f_{0n2} Y_{n2} + \varphi Y_{n2} = P_{fn2} + P_{\varphi n2}. \quad (2.17)$$

Здійснивши підстановку співвідношень (2.12) і (2.14) в рівняння (2.13), отримуємо:

$$P_{fn1} + P_{fn2} + P_{\varphi n2} = f_{0n1} Y_{n1} + f_{0n2} Y_{n2} + \varphi Y_{n2} = P_{зкб\varphi}. \quad (2.18)$$

Позначимо:

$$P_{fn1} + P_{fn2} = P_f;$$

$$f_{0n1} = f_{0n2} = f_0,$$

де P_f – сила опору коченню автомобіля, коефіцієнт опору коченню якого $-f_0$.

Після підстановки цих позначень в рівняння (2.17):

$$P_f + P_{\varphi n2} = f_0(Y_{n1} + Y_{n2}) + \varphi Y_{n2} = P_{\text{зкб}\varphi}.$$

Нормальна реакція опорної поверхні на задні загальмовані колеса автомобіля $Y_{n2} = G_{a2}$, де G_{a2} – частина сили тяжіння автомобіля, що припадає на ці колеса і встановлюється зважуванням задньої осі. Сума нормальних реакцій $Y_{n1} + Y_{n2} = G_a$, то в підсумку:

$$f_0 G_a + \varphi G_{a2} = P_{\text{зкб}\varphi}, \quad (2.19)$$

звідки:

$$\varphi = \frac{P_{\text{зкб}\varphi} - f_0 G_a}{G_{a2}}. \quad (2.20)$$

Коефіцієнт зчеплення φ автомобіля визначається на асфальтованій, гравійно-щебеневій та сухій ґрунтовій дорогах, які вже досліджені попередньо. На цих дорогах у відмічених місцях вже зареєстровані значення $P_{\text{зкб}i}$ зусилля буксирування автомобіля й розраховані значення f_{0i} коефіцієнта опору коченню.

Під час визначення коефіцієнта зчеплення у відмічених місцях доріг послідовно зупиняється досліджуваний автомобіль. Вмикається електронний динамометр розробленого пристрою (рис. 2.1) для визначення тягово-зчіпних показників мобільних засобів. Трактор-тягач починає рух з постійною невеликою швидкістю до 6 км/год, зрушує з місця і буксирує приєднаний автомобіль. За показами динамометра реєструються поточні значення $P_{\text{зкб}i}$ (кгс) зусилля буксирування на початку ковзання задніх загальмованих коліс, а на підставі цього зусилля розраховується ряд значень φ_i коефіцієнта зчеплення:

$$\varphi_i = \frac{P_{зкб\varphi i} - f_{0i} G_a}{G_{a2}}, \quad (2.21)$$

де i – індекс повторності реєстрації зусилля буксирування автомобіля, становить $i = 1, 2, 3, \dots n$ (n – число повторностей);

f_{0i} – значення коефіцієнта опору коченню автомобіля із силою тяжіння G_a (кгс), частина G_{a2} (кгс) якої припадає на задні загальмовані колеса вже визначені у відмічених місцях асфальтованої, гравійно-щебеневої та сухої ґрунтової доріг.

Висновки за розділом

1. У розділі обґрунтовано використання найбільш поширених методик визначення тягово-зчіпних властивостей автомобілів - коефіцієнта опору коченню з використанням тягового пристрою та методом вибігу автомобіля. Крім того наведено аналітичні вирази для визначення коефіцієнта зчеплення колеса автомобіля з дорогою.

РОЗДІЛ 3

МЕТОДИКА ТА РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1. Пристрій для випробування автомобілів

Розроблений на кафедрі автомобілів і тракторів пристрій належить до випробувальної техніки для визначення тягово-зчіпних показників мобільних засобів, а саме сили, коефіцієнта опору коченню та зчеплення мобільних енергетичних засобів й автомобілів (рис. 3.1).

Дане обладнання містить горизонтальну й вертикальну піврами, що скріплені між собою, з трапецієподібною і трикутними плитами поперечної жорсткості та з розкосом повздожньої жорсткості піврам. На горизонтальній піврамі змонтовані пальці для приєднання пристрою до двох нижніх тяг триточкового механізму задньої навіски трактора-тягача. На одному боці вертикальної піврами закріплений верхній вилочний кронштейн для приєднання пристрою до центральної тяги цього механізму навіски.



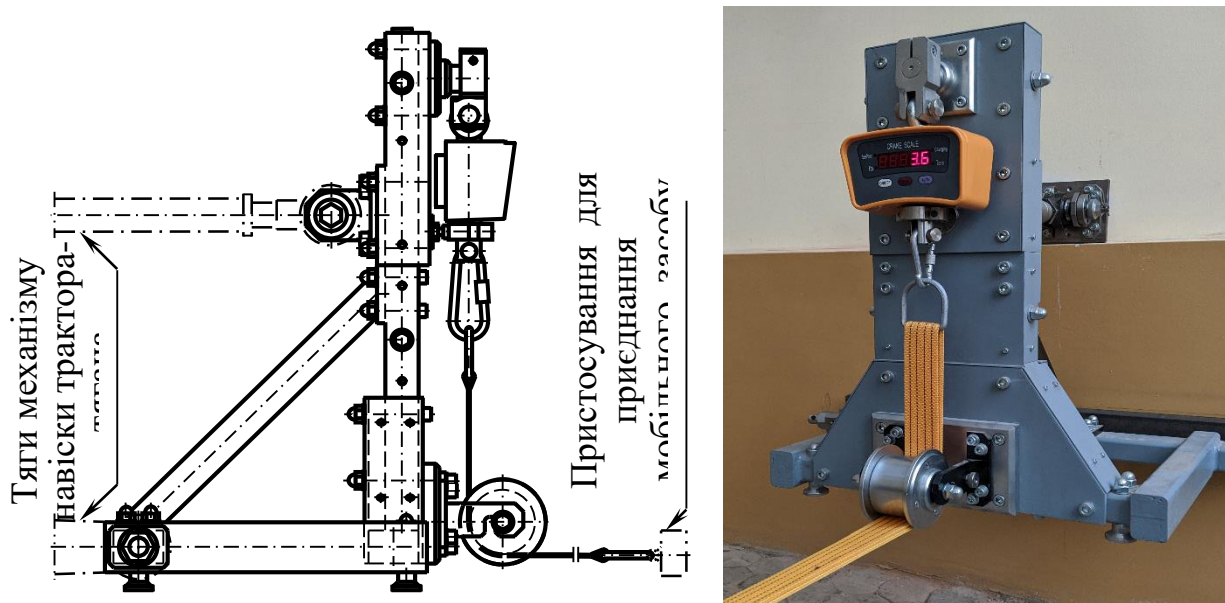


Рисунок 3.1 - Визначення зусилля буксирування автомобіля за допомогою пристрою

На іншому боці вертикальної піврами закріплена вилочна консоль, з якою з'єднане верхнє вухо вертикально підвішеного електронного динамометра вагового типу. Верхнє вухо прикріплене до силової ланки динамометра, і на цій ланці наклеєний тензодатчик, з'єднаний з аналогово-цифровим перетворювачем. Знизу до силової ланки динамометра прикріплена прорізна гільза, охоплена із зазором дистанційним кільцем, змонтованим на вертикальній піврамі. До прорізної гільзи приєднана вертикальна ділянка гнучкого буксирного паса, перекинутого через напрямний ролик, вісь обертання якого закріплена у нижньому вилочному кронштейні, змонтованому на трапецієподібній плиті поперечної жорсткості піврам [20], [23], [24].

Для зниження коливань паса, а відповідно і зміни даних під час вимірювань, вирішено, що горизонтальна ділянка перекинутого через напрямний ролик гнучкого буксирного паса сполучена з досліджуваним мобільним засобом.

3.2. Використання модуля для автоматичної фіксації середнього значення сили буксирування

Відомий пристрій характеризується великою похибкою визначення середнього значення сили опору коченню \bar{P}_f , яка дорівнює середньому значенню $\bar{P}_{зкб.f}$ зусилля буксирування досліджуваного мобільного засобу на горизонтальній опорній поверхні з постійною невеликою швидкістю до 6 км/год, а також великою похибкою встановлення коефіцієнта f опору коченню. Середнє значення сили опору коченню \bar{P}_f визначається з умови рівності імпульсу цієї сили на всьому інтервалі Δt дослідження опору коченню та суми імпульсів середніх значень \bar{P}_{fi} сил опору коченню на елементарних інтервалах Δt_i всього інтервалу Δt , де i – номер елементарного інтервалу. Вказана умова записується у вигляді:

$$\bar{P}_f \Delta t = \sum_{i=1}^n \bar{P}_{fi} \Delta t_i, \quad (3.1)$$

де n – число елементарних інтервалів.

Допустивши, що зміна сили опору коченню на елементарному інтервалі описується відрізком прямої, значення \bar{P}_{fi} розраховується як середнє арифметичне сили P_{fi} на початку i -го інтервалу та в його кінці $P_{f(i+1)}$, тобто:

$$\bar{P}_{fi} = 0,5(P_{fi} + P_{f(i+1)}). \quad (3.2)$$

Тому:

$$\bar{P}_f = \frac{\sum_{i=1}^n 0,5(P_{fi} + P_{f(i+1)})\Delta t_i}{\Delta t}; \quad (3.3)$$

$$f = \frac{\bar{P}_f}{G}, \quad (3.4)$$

де f – коефіцієнт опору коченню досліджуваного мобільного засобу, сила тяжіння якого G .

Точність визначення середнього значення сили \bar{P}_f і коефіцієнта f опору коченню залежить від похибки допущення, що зміна сили опору коченню на елементарному інтервалі Δt_i описується відрізком прямої. Із збільшенням елементарного інтервалу зростає похибка такого допущення, й знижується точність визначення сили \bar{P}_f та коефіцієнта f опору коченню. В разі зменшення елементарного інтервалу Δt_i знижується похибка допущення, й підвищується точність визначення \bar{P}_f та f .

Під час вимірювання даних пристрій характеризується значним елементарним інтервалом $\Delta t_{\partial i}$ вимірювання, який є обмеженим можливістю людини візуально спостерігати і реєструвати поточні покази динамометра. Великий елементарний інтервал $\Delta t_{\partial i}$ спричиняє низьку точність визначення середнього значення сили та коефіцієнта опору коченню, оскільки зміна значень показів динамометра відбувається зі значною швидкістю через мінливість мікропрофілю дороги. Тому візуальне спостереження є вкрай неточним.

Для точного визначення сили і коефіцієнта опору коченню мобільних засобів необхідне зменшення елементарного інтервалу реєстрації цієї сили й досягається підвищення точності визначення середнього значення сили та коефіцієнта опору коченню мобільних засобів. В наслідок цього вирішено здійснити приєднання пристрою до центральної тяги вказаного механізму навіски, а на іншому боці вертикальної піврами закріпити вилочну консоль, з якою з'єднане верхнє вухо вертикально підвішеного електронного динамометра вагового типу.

Верхнє вухо прикріплене до силової ланки динамометра, і на цій ланці наклеєний тензодатчик, з'єднаний з аналогово-цифровим перетворювачем, знизу до силової ланки динамометра прикріплена прорізна гільза, охоплена із зазором дистанційним кільцем.

підключений інтерфейс виводу даних, з'єднаний з картою пам'яті чи персональним комп'ютером, й досягається підвищення точності визначення середнього значення сили та коефіцієнта опору коченню мобільних засобів. Пристрій для визначення сили і коефіцієнта опору коченню мобільних засобів (рис. 3.2 а) містить горизонтальну 1 й вертикальну 2 піврами, що скріплені між собою, з трапецієподібною і трикутними плитами 3 поперечної жорсткості та з розкосом 4 повздожньої жорсткості піврам. На горизонтальній піврамі 1 змонтовані пальці 5 для приєднання пристрою до двох нижніх тяг 6 триточкового механізму задньої навіски трактора-тягача. На одному боці вертикальної піврами 2 закріплений верхній вилючний кронштейн 7 для приєднання пристрою до центральної тяги 8 цього механізму навіски. На іншому боці вертикальної піврами 2 закріплена вилючна консоль 9, з якою з'єднане верхнє вухо 10 вертикально підвішеного електронного динамометра 11 вагового типу. Верхнє вухо 10 прикріплене на силовій ланки 12 динамометра 11, і на цій ланці наклеєний тензодатчик 13, з'єднаний з аналогово-цифровим перетворювачем 14. Даний перетворювач з'єднаний через мікроконтролер 15 з шиною 16 підключення зовнішніх пристроїв, до якої підключений інтерфейс 17 виводу даних, з'єднаний з картою пам'яті 18 чи персональним комп'ютером 19.

Знизу до силовій ланки 12 динамометра 11 прикріплена прорізна гільза 20 (рис. 3.2 б), охоплена із зазором дистанційним кільцем 21, змонтованим на вертикальній піврамі 2. До прорізної гільзи 20 приєднана вертикальна ділянка 22 гнучкого буксирного паса, перекинутого через напрямний ролик 23, вісь обертання якого закріплена у нижньому вилючному кронштейні 24, змонтованому на трапецієподібній плиті 3 поперечної жорсткості піврам. Горизонтальна ділянка 25 перекинутого через напрямний ролик 23 гнучкого буксирного паса сполучена з досліджуваним мобільним засобом 26.

Сила і коефіцієнт опору коченню мобільних засобів та автомобілів визначаються на найтипівіших опорних поверхнях. Для автомобілів

загального призначення – асфальтобетонна і гравійно-щебенева дороги, бруківка, ґрунтова дорога суха і після дощу. Важіль перемикання передач досліджуваного мобільного засобу 26 встановлюється в нейтральне положення і розгальмовується рушій.

Під час дослідження вмикається електронний динамометр 11 із засобами реєстрації сили і коефіцієнта опору коченню (рис. 3.3). В базу мікроконтролера 15 введений програмований елементарний інтервал Δt_{ni} фіксації значень сили опору коченню P_f . Інтервал Δt_{ni} набагато менший від досяжного для дослідника елементарного інтервалу Δt_{di} .

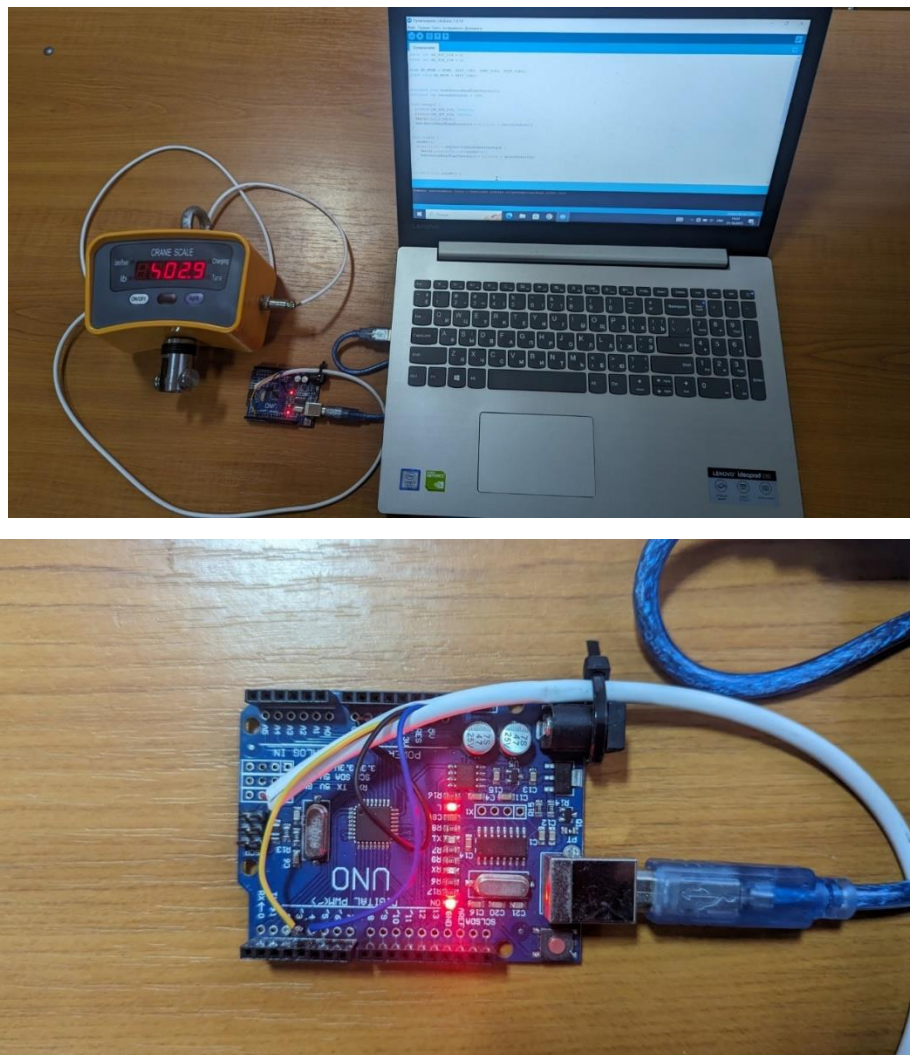


Рисунок 3.3 - Схема під'єднання аналогово-цифрового перетворювача пристрою до динамометра

Трактор-тягач починає прямолінійний рух з постійною невеликою швидкістю, яка не перевищує 6 км/год, буксируючи приєднаний

досліджуваний мобільний засіб 26. Під дією сили опору коченню цього засобу деформується силова ланка 12 разом з тензодатчиком 13 електронного динамометра 11. Сигнал тензодатчика 13 надходить через аналогово-цифровий перетворювач 14 до мікроконтролера 15, який з програмованим елементарним інтервалом Δt_{ni} фіксує значення сили опору коченню. Ці значення сили через шину 16 підключення зовнішніх пристроїв та інтерфейс 17 виводу даних надходять і реєструються картою пам'яті 18 чи персональним комп'ютером 19. На підставі ряду зареєстрованих значень сили опору коченню розраховуються за наведеними вище виразами середнє значення сили \bar{P}_f та коефіцієнт f опору коченню.

Оскільки програмований елементарний інтервал Δt_{ni} реєстрації ряду значень сили опору коченню менший від досяжного для дослідника елементарного інтервалу Δt_{di} , то знижується похибка допущення, що зміна сили опору коченню на елементарному інтервалі описується відрізком прямої, й підвищується точність визначення середнього значення сили та коефіцієнта опору коченню мобільних засобів. Для автоматичної фіксації зусилля буксирування розподіл та зміни елементарних інтервалів Δt_{di} розроблено спеціальну програму, якій оператор може змінювати інтервал та частість вимірювання (рис. 3.4).



```

Dynamometer
const int HX_OUT_PIN = 4;
const int HX_SCK_PIN = 3;

enum HX_MODE { NONE, DIFF_10Hz, TEMP_40Hz, DIFF_40Hz};
const byte HX_MODE = DIFF_40Hz;

unsigned long nextRecordReadTimeThreshold;
unsigned int recordInterval = 100;

void setup() {
  pinMode(HX_SCK_PIN, OUTPUT);
  pinMode(HX_OUT_PIN, INPUT);
  Serial.begin(9600);
  nextRecordReadTimeThreshold = millis() + recordInterval;
}

void loop() {
  readHX();
  if(millis() > nextRecordReadTimeThreshold) {
    Serial.println((long)readHX());
    nextRecordReadTimeThreshold = millis() + recordInterval;
  }
}

unsigned long readHX() {

```

Рисунок 3.4 – Програма для автоматичної фіксації зусилля буксирування

Таким чином, внаслідок зменшення елементарного інтервалу реєстрації сили опору коченню мобільних засобів й досягається підвищення точності визначення середнього значення сили та коефіцієнта опору коченню цих засобів.

3.3. Визначення середнього значення сили буксирування та сили зчеплення

Для виконання експериментів необхідно зобразити прямолінійні горизонтальні експериментальні ділянки ґрунтової, гравійної й мокрої ґрунтової дороги. Повторно відмітити лінію першої реєстрації зусилля буксирування автомобіля із задніми загальмованими ковзними колесами. Від цієї лінії, проведеної перпендикулярно до повздовжньої осі експериментальної ділянки дороги, через кожні 5 м повторно відмітити ще чотири лінії реєстрацій зусилля буксирування, загальне число яких $n = 5$.

В шинах 175/70 R13 необхідно встановити тиск повітря $p_{ш} = 2,2$ кгс/см² і зупинити досліджуваний автомобіль біля лінії першої реєстрації, щоб проекція осі задніх загальмованих коліс на опорну поверхню збігалась з вказаною лінією. Почати рух трактора-тягача з постійною невеликою швидкістю до 6 км/год, зрушити з місця й буксирувати приєднаний автомобіль. На початку ковзання задніх загальмованих коліс за показами динамометра зареєструвати перше $P_{гкб\phi 1}$ (кгс) поточне значення зусилля буксирування. Розгальмувати задні колеса, аналогічно зупинити автомобіль біля відмічених ще чотирьох інших ліній, і зареєструвати повний ряд поточних значень зусилля буксирування $P_{гкб\phi i}$ (кгс) – $P_{гкб\phi 1}$, $P_{гкб\phi 2}$, $P_{гкб\phi 3}$, $P_{гкб\phi 4}$ і $P_{гкб\phi 5}$.

Будемо вважати, що зареєстровані значення $P_{гкб\phi 1}$, $P_{гкб\phi 2}$, $P_{гкб\phi 3}$, $P_{гкб\phi 4}$ і $P_{гкб\phi 5}$ відповідають індивідуальному завданню кожного студента (табл. 3.1), на підставі якого індивідуально розрахувати за виразом (3.3) значення коефіцієнта зчеплення ϕ_i – ϕ_1 , ϕ_2 , ϕ_3 , ϕ_4 і ϕ_5 . Отримані результати необхідно занести в табл. 3.1.

Значення коефіцієнта опору коченню $f_{0i} - f_{01}, f_{02}, f_{03}, f_{04}$ і f_{05} індивідуально розраховані в лабораторній роботі № 3 й занесені в табл. 3.2

Далі необхідно розрахувати середнє значення $\bar{\varphi}$ коефіцієнта зчеплення, середньоквадратичне відхилення σ_{φ} і коефіцієнт варіації V_{φ} (%), які становлять:

$$\bar{\varphi} = \frac{\sum_{i=1}^n \varphi_i}{n}; \quad (3.5)$$

$$\sigma_{\varphi} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\varphi_i - \bar{\varphi})^2}{n-1}}; \quad (3.6)$$

$$V_{\varphi} = \frac{\sigma_{\varphi}}{\bar{\varphi}}. \quad (3.7)$$

Розрахувати значення $\varphi_i - \varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$ і φ_5 коефіцієнта зчеплення автомобіля, сила тяжіння автомобіля $G_a = 1100$ кгс, на задні колеса припадає частина $G_{a2} = 500$ кгс, а в шинах 175/70 R13 тиск повітря $p_{ш} = 2,2$ кгс/см² (215,8 кПа). Значення коефіцієнта опору коченню $f_{0i} - f_{01} = 0,0174, f_{02} = 0,0172, f_{03} = 0,0165, f_{04} = 0,0175$ і $f_{05} = 0,0184$, причому вказані значення відповідають відміченим місцям дороги, на яких зусилля буксирування автомобіля $P_{зкб\varphi i} - P_{зкб\varphi 1} = 357,1, P_{зкб\varphi 2} = 348,3, P_{зкб\varphi 3} = 371,5, P_{зкб\varphi 4} = 374,7$ і $P_{зкб\varphi 5} = 371,2$ (кгс).

За співвідношенням (3.4):

$$\varphi_1 = \frac{P_{зкб\varphi 1} - f_{01} G_a}{G_{a2}} = \frac{357,1 - 0,0174 \cdot 1100}{500} = 0,676;$$

$$\varphi_2 = \frac{P_{зкб\varphi 2} - f_{02} G_a}{G_{a2}} = \frac{348,3 - 0,0172 \cdot 1100}{500} = 0,659;$$

$$\varphi_3 = \frac{P_{зкб\varphi 3} - f_{03} G_a}{G_{a2}} = \frac{371,5 - 0,0165 \cdot 1100}{500} = 0,707;$$

$$\varphi_4 = \frac{P_{зкб\varphi_4} - f_{04} G_a}{G_{a2}} = \frac{374,7 - 0,0175 \cdot 1100}{500} = 0,711 ;$$

$$\varphi_5 = \frac{P_{зкб\varphi_5} - f_{05} G_a}{G_{a2}} = \frac{371,2 - 0,0184 \cdot 1100}{500} = 0,702 .$$

На підставі виразу (3.5) середнє значення $\bar{\varphi}$ коефіцієнта зчеплення:

$$\begin{aligned} \bar{\varphi} &= \frac{\varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 + \varphi_4 + \varphi_5}{n} = \\ &= \frac{0,676 + 0,659 + 0,707 + 0,711 + 0,702}{5} = \\ &= 0,691. \end{aligned}$$

Визначаємо суму:

$$\begin{aligned} &\sum_{i=1}^n (\varphi_i - \bar{\varphi})^2 = \\ &= (\varphi_1 - \bar{\varphi})^2 + (\varphi_2 - \bar{\varphi})^2 + (\varphi_3 - \bar{\varphi})^2 + (\varphi_4 - \bar{\varphi})^2 + (\varphi_5 - \bar{\varphi})^2 = \\ &= (0,676 - 0,691)^2 + (0,659 - 0,691)^2 + (0,707 - 0,691)^2 + \\ &\quad + (0,711 - 0,691)^2 + (0,702 - 0,691)^2 = \\ &= 20,26 \cdot 10^{-4}. \end{aligned}$$

Враховуючи визначену суму, середньоквадратичне відхилення σ_φ (3.6) коефіцієнта зчеплення становить:

$$\sigma_\varphi = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\varphi_i - \bar{\varphi})^2}{n-1}} = \sqrt{\frac{20,26 \cdot 10^{-4}}{5-1}} = \sqrt{\frac{20,26}{4}} \cdot 10^{-2} = 2,25 \cdot 10^{-2}.$$

Тоді згідно з виразом (3.7) коефіцієнт варіації V_f (%):

$$V_f = \frac{\sigma_f}{\bar{f}_0} \cdot 100 = \frac{0,0225}{0,691} \cdot 100 = 3,26\% .$$

Отримані результати заносимо табл. 3.1, а для їх кращого сприйняття побудуємо залежності для різних типів покриття (рис. 3.4 – 3.6).

Таблиця 3.1 - Результати визначення коефіцієнта зчеплення автомобіля

№	Дорога	Сила тяжіння		Індекс i	Коефіцієнт опору коченню f_{0i}^*	Зусилля буксирування $P_{зкб\phi_i}$, кгс	Коефіцієнт зчеплення ϕ_i	Середнє значення ϕ°	Середньо-квадратичне відхилення σ_ϕ	Коефіцієнт варіації V_ϕ , %
		G_a , кгс	G_{a2} , кгс							
Приклад	грунтова	1100	500	1	0,0151	357,1	0,68098	0,69493	$2,26 \times 10^{-2}$	3,18
				2	0,0158	348,3	0,66184			
				3	0,0156	371,5	0,70868			
				4	0,0159	374,7	0,71442			
				5	0,0153	371,2	0,70874			
Приклад	гравійна	1100	500	1	0,0185	242,7	0,4447	0,48468	$5,01 \times 10^{-2}$	8,26
				2	0,0156	237,1	0,43988			
				3	0,0136	235,3	0,44068			
				4	0,017	295,2	0,553			
				5	0,0173	291,6	0,54514			
Приклад	мокра грунтова	1100	500	1	0,0179	219,4	0,39942	0,38697	$2,69 \times 10^{-2}$	5,17
				2	0,0168	215,1	0,39324			
				3	0,0171	201,8	0,36598			
				4	0,0182	211,4	0,38276			
				5	0,0168	215,2	0,39344			

Отже, за умови, що коефіцієнт варіації V_ϕ не перевищує 5%, це свідчить про відповідність індивідуально заданих значень $P_{зкб\phi_i}$ належному стану асфальтованої дороги, а також про достатню точність виконаних розрахунків.

Такий висновок можна зробити й у всіх інших випадках індивідуальних розрахунків, якщо коефіцієнт варіації не перевищує 5%.

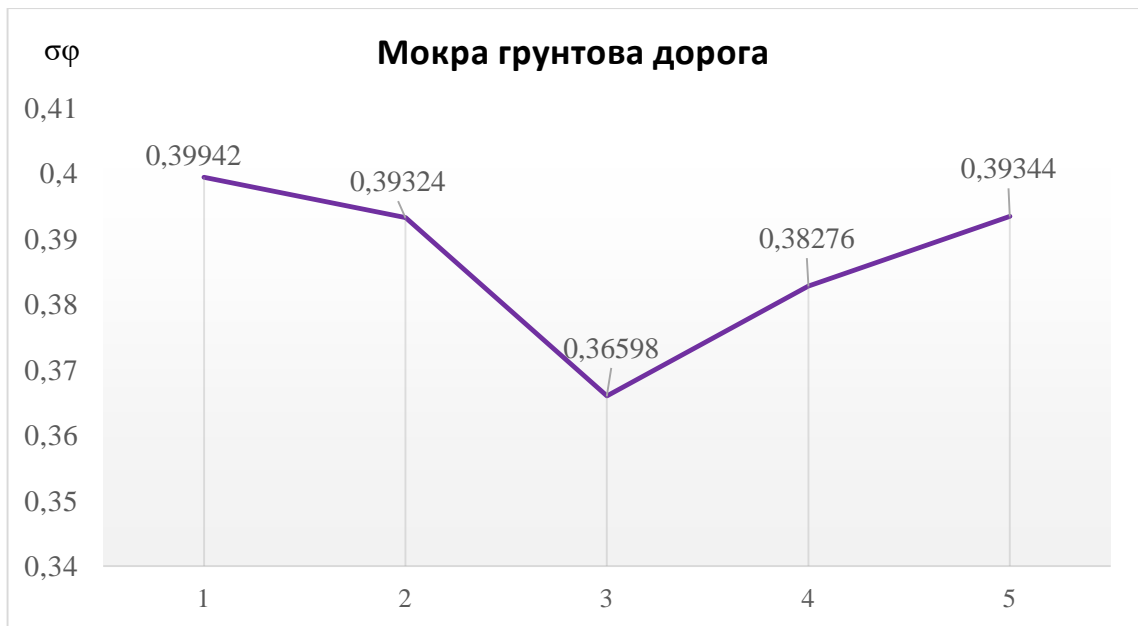
Якщо ж коефіцієнт V_{ϕ} понад 5%, то це свідчить про наявність неоднорідностей опорної поверхні, зокрема її шорсткості, маленьких впадин і виступів, які усуваються під час ремонту чи планування дороги.



a)



б)



в)

Рисунок 3.5 - Результати визначення коефіцієнта зчеплення автомобіля:

а – ґрунтова дорога; б – гравійна дорога; в – мокра ґрунтова дорога

За допомогою програми отримано значення зусилля буксирування для експериментальних ділянок ґрунтової, гравійної й мокрої ґрунтової доріг. Як видно із графіків (рис. 3.5) для ґрунтової дороги значення φ_i знаходиться в межах 0,66..071 з середнім значенням 0,69. Для гравійної ділянки дороги значення коливаються в межах 0,43...0,55 з середнім значенням 0,48. Найменші значення φ_i отримано для мокрої ґрунтової дороги – 0,36...0,39 з середнім значенням 0,38.

Висновки за розділом

1. Встановлено, що зі збільшенням елементарного інтервалу вимірювання зростає похибка такого допущення, й знижується точність визначення сили та коефіцієнта f опору коченню. В разі зменшення елементарного інтервалу Δt_i знижується похибка допущення, й підвищується точність визначення та f .

2. Розроблено методику та програмний комплекс, який забезпечує належну точність визначення середнього значення сили і коефіцієнта f опору коченню. Для автоматичної фіксації зусилля буксирування розподіл та зміни елементарних інтервалів Δt_{di} розроблено спеціальну програму, в якій оператор може змінювати інтервал та частість вимірювання.

3. Стандартний динамометричний пристрій характеризується значним елементарним інтервалом Δt_{di} вимірювання, який є обмеженим можливістю людини візуально спостерігати і реєструвати поточні покази динамометра. Великий елементарний інтервал Δt_{di} спричиняє низьку точність визначення середнього значення сили та коефіцієнта опору коченню, оскільки зміна значень показів динамометра відбувається зі значною швидкістю через мінливість мікропрофілю дороги. Тому візуальне спостереження є вкрай неточним.

4. Під час вимірювання необхідно зареєструвати повний ряд поточних значень зусилля буксирування $P_{гкб\phi_i}$ (кгс) – $P_{гкб\phi_1}$, $P_{гкб\phi_2}$, $P_{гкб\phi_3}$, $P_{гкб\phi_4}$ і $P_{гкб\phi_5}$, що визначається автоматично для кожного типу поверхні із масиву зафіксованих значень зусилля буксирування.

5. За допомогою програми отримано значення зусилля буксирування для експериментальних ділянок ґрунтової, гравійної й мокрої ґрунтової доріг. Зокрема, для ґрунтової дороги значення ϕ_i знаходиться в межах 0,66..071 з середнім значенням 0,69. Для гравійної ділянки дороги значення коливаються в межах 0,43...0,55 з середнім значенням 0,48. Найменші значення ϕ_i отримано для мокрої ґрунтової дороги – 0,36...0,39 з середнім значенням 0,38.

РОЗДІЛ 4

ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1. Заходи покращення охорони праці в автотранспортних підприємствах

Для ослаблення впливу шкідливих і небезпечних чинників потрібно виконати ряд профілактичних заходів.

Відповідно до ДСТУ ІЕС 61140:2005 Захист проти ураження електричним струмом. Загальні аспекти щодо установок та обладнання (ІЕС Засоби індивідуального захисту. Загальні вимоги та класифікація. Безпека загальні вимоги», електробезпечність повинна забезпечуватися конструкцією електроустановок, механічними засобами, засобами захисту, організаційними заходами.

До технічних засобів і заходів відноситься: захисне заземлення, занулення, вирівнювання потенціалів, мала напруга, електричний поділ мереж, захисні вимикачі, компенсація струмів замиканням на землю, огорожені пристрої, блокування, знаки безпеки, засоби захисту і захисні пристосування [6],

Для забезпечення безпеки роботи на заточувальних верстатах, абразивний інструмент перед установкою старанно оглядають і відчують на тривкість і наявність тріщин. Верстати обладнують захисними екранами й огороженнями з кожухами, що у свою чергу не повинні перешкоджувати швидкому демонтажу абразивного інструмента.

Застосовувані на ділянках інструменти повинні бути в справному стані і відбраковуватися не менше одного разу на місяць.

Ручки молотків, кувалд повинні бути виготовлені з твердих порід дерева і бути гладкими. Бойки повинні бути злегка опуклими, інструмент повинний бути надійно насаджений на ручки і розклепаний металевими клинами.

Ножівки, викрутки, напилки повинні бути з міцно натягнутими на хвостовики дерев'яних ручок із гладкою, рівною поверхнею, довжиною не менше 150 мм.

Гайкові ключі повинні бути точно підігнані по розмірах гайок, болтів. Не припускається наявність тріщин і вибоїв, непаралельних губок.

Під час накачування шин повітрям забороняється виправляти положення шини постукуванням, ударяти по замковому кільцю молотком. Накачувати треба в спеціально відведених для цього місцях із використанням захисних огорожень і пристосувань. При подачі повітря в шину безупинно контролювати тиск повітря.

Перед тим, як приступити до роботи, треба застебнути всі гудзики на робочому одязі, волосся заправити під головної убір, щоб виключити влучення частин одягу і волосся на обертові частини устаткування і деталей. Редуктора на стендах повинні бути закриті під час роботи захисними кожухами. Закріплювати деталі потрібно надійно. Обертової деталі по можливості закрити захисними деталями.

Робоча поверхня повинна бути без кривизни. Поверхні повинні рівномірно прилягати друг до друга. Клини для кріплення бойків повинні надійно закріплюватися і регулярно підтягуватися. Зсув бойків у процесі роботи не повинно перевищувати 3 мм.

Роботи з кислотою повинні провадитися тільки в відведених місцях. Робітник, що працює з кислотою повинний бути одягнений у спеціальний одяг і мати захисні засоби (окуляри, рукавички, гумовий фартух). Місце роботи повинно мати витяжну вентиляцію. Після роботи руки повинні бути старанно вимиті.

Стіни приміщення повинні регулярно оброблятися 3%-м розчином лугу для нейтралізації кислоти.

Одним із головних заходів щодо боротьби з пилюкою на підприємстві є організація технологічного процесу, що усуває утворення пилюки, наприклад, застосування пиłosосів при складанні салонів автомобілів.

На ділянках із великим виділенням пилюки необхідне систематичне складання пилюки зі стін, устаткування і т.д.

Шкідливі гази видаляють шляхом устрої місцевих відсмоктувань від сурм, печей, ванних до суспільної вентиляції. Для захисту зварників від дії світлового випромінювання використовують індивідуальні засоби захисту.

Для боротьби із шумом використовують звукоізоляцію, раціоналізацію технологічних процесів, застосування глушників, заміна більш гучних робіт менше гучними, захисні кожухи, індивідуальні засоби захисту (беруши, навушники).

Шкідливий вплив нафтопродуктів можна значно знизити установкою на робочому місці витяжної вентиляції. Після виконання робіт потрібно старанно мити руки. При можливості потрібно використовувати ні етильовані бензини. Не припускати розливання нафтопродуктів на підлогу приміщення, виключити їхнє влучення на відкриті частини тіла й одяг. При влученні на відкриті частини тіла необхідно негайно вимити ці частини водою з милом.

Протипожежні заходи на підприємстві. Пожежна безпека передбачає комплекс організаційних і технічних заходів, спрямованих на забезпечення безпеки людей, запобігання виникнення пожежі, обмеження його поширення, створення умов по успішному гасінню або локалізації пожеж або загорянь.

Категорія та клас виробництв підприємства наведені у таблиці.

Протипожежний захист об'єктів АТП організується відповідно до правил пожежної безпеки.

Для охорони всієї будівлі від поширення вогню використовують

п

р

о

т

и

в

о

ж

е

ж

Розрахунок мікроклімату виробничих приміщень автотранспортного підприємства

Якщо природної вентиляції немає в приміщенні, тоді розхід повітря на одного працюючого повинен складати не менше 60 м³/год. В нашому випадку

слюсарно-механічна дільниця має площу 42 м², а число працюючих – 3 робітники [3].

1. Для приміщення з нормальним мікрокліматом і відсутністю виділення шкідливих речовин повітрообмін при загально-обмінній вентиляції визначається за формулою:

де n - кількість працюючих;

- розхід повітря на одного працюючого (приймається в залежності від об'єму приміщення, тобто від 20 до 60 м³/ год);

Розхід повітря рівний: $L = 3 \cdot 50 = 150$ м³/ год.

2. Для приміщень з виділенням шкідливих речовин (газ, пилюка), розхід повітря визначається із умов балансу поступаючих в приміщення і видалених із нього шкідливих речовин і розбавлення їх до допустимих концентрацій, по такій формулі:

$$G + L \cdot g_{пр} = L \cdot g_{вид}$$

де L - об'ємний розхід припливного і видаленого повітря м³/год;

$g_{пр}$ і $g_{вид}$ - концентрації шкідливих речовин в припливному і видаленому повітрі, мг/м³.

G - масове виділення шкідливих речовин, визначається по формулах.

Об'ємний розхід видаленого повітря (м³/год) визначається по формулі:

$$L_1 = \frac{\varphi \cdot G}{L},$$

де φ - коефіцієнт нерівномірності виділення шкідливих речовин (приймається від 1.2 до 2,0)

3. Якщо припливне (зовнішнє) повітря не містить шкідливих речовин:

$$L = \frac{\varphi \cdot G}{L},$$

– гранично допустима концентрація шкідливих речовин в робочій зоні, мг/м³

4. Масове виділення окису вуглецю, окисів азоту і альдегідів при технічному обслуговуванні, ремонті і регулюванні двигунів при ВТО і майстернях визначається:

а) для автомобілів з інжекторним двигуном: кг/год.

де B - робочий об'єм двигуна в (л)

P - об'ємна доля шкідливих речовин у відпрацьованих газах (4-6% - бензинових двигунів; 0.05-0.07 – дизельні).

T - час роботи двигуна (хв.)

Отже для одного автобуса, з часом обслуговування працюючого двигуна приблизно 30 хв:

$$G = 15(0,6 + 0,8B) \frac{P}{100} \cdot \frac{T}{60} = 15(0.6 + 0.8 \cdot 3) \frac{5}{100} \cdot \frac{30}{60} =$$

Розрахунок втрат тиску повітря проводиться за методикою:

Втрати тиску P_v (Па) залежить від довжини, діаметру кількості поворотів розгалужень повітропроводів, швидкості руху повітря і т.д.

$$P = v^2 \gamma 2g (\psi_T l_g / d + \sum \psi_m),$$

де ψ_T - коефіцієнт втрат тиску (приймається рівним 0.02);

v - швидкість повітря в повітропроводі : 1-4 для віддалених ділянок; 8-12 для прилеглих;

γ - коефіц. втрат тиску на тертя повітря до стінок (приймається рівним

ψ_m - коефіцієнт місцевих втрат;

l_g - довжина ділянок повітропроводів.

Втрати тиску рівні $P = 2^2 \cdot 0.02 \cdot 2 \cdot 9.81 \cdot (0.02 \cdot 20 / 0.2 + 2,4 \cdot 10^2) = 365$ Па

Необхідна потужність (кВт) електродвигуна для приводу вентилятора визначається за формулою:

$$N = \frac{kLP}{3600 \cdot 1000 \eta_e \eta_n},$$

- подача вентилятора

- коефіцієнт втрат тиску (приймається рівним 0.5-0.55)

η_n - к.к.д приводу вентилятора (приймають 0.9-1.0)

Отже: $N = 1.05 \cdot 50 \cdot 365 / 3600 \cdot 1000 \cdot 0.5 \cdot 0.9 = 0.05$ кВт для одного циклу повітрообміну. Для оціночних розрахунків застосовують метод кратності повітрообміну. Кількість повітря, яку необхідно видалити із приміщення за 1 год. Визначається по формулі:

$$L = V_p \cdot n,$$

де n – кратність повітрообміну.

Враховуючи об'єм приміщення $42 \cdot 3 = 126 \text{ м}^3$, кратність повітрообміну –

$$L = 126 \cdot 8 = 1328 \text{ м}^3 / \text{год}$$

Отже потужність необхідна вентилятору рівна:

$$N = 1.05 \cdot 50 \cdot 365 / 3600 \cdot 1000 \cdot 0.5 \cdot 0.9 = 0.05 \text{ кВт}$$

Обґрунтування заходів підвищення електробезпеки виробничих приміщень автотранспортних підприємств

Згідно вимог правил встановлення електрообладнання виробничі приміщення класифікуються по ступеню безпеки ураження людини електричним струмом.

Проектована ділянка відноситься до особливо небезпечних приміщень, так як вона характеризується за наступними ознаками:

- струмопровідна підлога – залізобетонна;
- в приміщенні виділяється струмопровідний пил;
- застосовуються змащувально-охолоджувальні суміші;
- не виключене одночасне дотикання до корпусів обладнання, що може бути під напругою і до заземлених частин будівлі;
- згідно рекомендацій [3], [7], [8] на ділянках застосовують трифазну ,чотири провідну електричну мережу з заземленою нейтраллю. Напруга в мережі 220/380 В.

Мережа з заземленою нейтраллю застосовується там, де неможливо забезпечити добру ізоляцію проводів при тривалому ремонті пошкодженої ізоляції проводів.

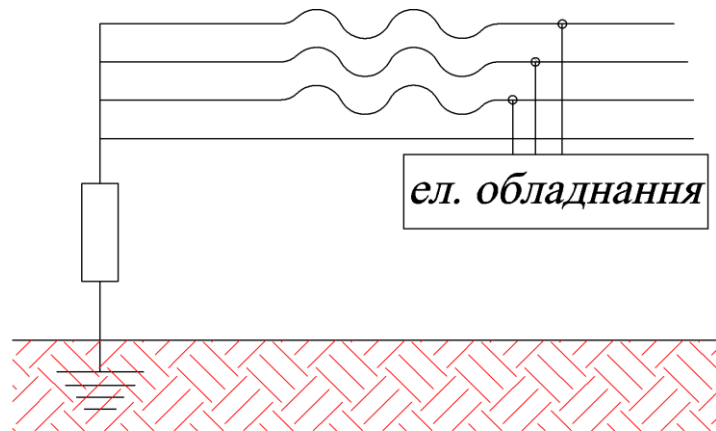


Рисунок 4.1 – Схема трифазної чотирипровідної мережі з заземленою нейтраллю

Основними причинами нещасних випадків від дії електричного струму є:

- випадковий дотик або наближення на небезпечну відстань до струмоведучих частин, що знаходяться під напругою;
- поява напруги на металічних конструктивних частинах електрообладнання – корпусах, кожухах і т.п. – в результаті пошкодження ізоляції та інших причин;
- поява напруги на відключених струмоведучих частинах, на яких працюють люди, внаслідок помилкового включення установки;
- виникнення крокової напруги на поверхні землі в результаті замикання проводу на землю [7].

На проєктованій ділянці передбачені наступні заходи по забезпеченню електробезпеки:

- кожен верстат має вимикач ручної дії, що розміщений в безпечному місці;
- двері шаф з електрообладнанням блоковані вимикачем таким чином, щоб двері шафи не відкривались при його ввімкненому положенні і

i – опір повторного заземлення нульового провідника; I_k – струм короткого замикання.

Висновки за розділом

1 В розділі наведено заходи щодо покращення умов праці на підприємстві, розраховано параметри системи повітрообміну виробничих приміщень, впроваджено заходи для підвищення електробезпеки.

РОЗДІЛ 5

ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

5.1 Обґрунтування економічної ефективності розробки та впровадження інформаційної системи визначення зусилля буксирування

Розрахунок витрат на проектування пропонованого обладнання здійснюють за відповідними статтями калькуляції [4], [11].

Основна заробітна плата визначається за формулою:

$$ЗП_{осн} = M \cdot O_k \cdot N, \quad (5.1)$$

де M – кількість місяців розробки;

O_k – оклад конструктора (грн.);

N – кількість осіб, яка бере участь у розробці.

$$ЗП_{осн} = 1 \cdot 6000 \cdot 2 = 12000 \text{ грн.}$$

Додаткова заробітна плата становить 40% від основної заробітної плати і дорівнює:

$$ЗП_{доп} = 0,4 \cdot ЗП_{осн}, \quad (5.2)$$

$$ЗП_{доп} = 0,4 \cdot 12000 = 4800 \text{ грн.}$$

Внески на соціальні заходи приймаються 22% від основної та додаткової заробітної плати працівників відповідно до чинного законодавства України:

$$З_{см} = (ЗП_{осн} + ЗП_{доп}) \cdot 0,22, \quad (5.3)$$

$$З_{см} = 0,22 \cdot (12000 + 4800) = 3696 \text{ грн.}$$

Матеріали і комплектуючі для проведення конструкторських робіт включають в себе папір, канцелярське приладдя тощо, що в загальній сумі складає 1200 грн.

Накладні витрати складають 68% від основної заробітної плати:

$$V_{ін} = ЗП_{осн} \cdot 0,68,$$

$$V_{ін} = 1200 \cdot 0,68 = 8160 \text{ грн.}$$

Таблиця 5.1 – Кошторисна вартість розробки інформаційної системи визначення зусилля буксирування

Стаття витрат	Сума витрат	Структура
1. Матеріали	1200	4
2. Основна заробітна плата	12000	40,2
3. Додаткова заробітна плата	4800	16,1
4. Відрахування на соціальне страхування	3696	12,4
5. Накладні витрати	8160	27,3
Разом	29856	100

5.2 Калькуляція затрат на виготовлення інформаційної системи визначення зусилля буксирування

Кошторисна вартість створення стенду складається з таких витрат:

Вартість матеріалів з урахуванням транспортно-заготівельних витрат:

$$Z_m = \sum_{i=1}^n (H_{mi} \cdot C_{mi}) \cdot K_{m.z.} \quad (5.5)$$

де H_{mi} – норма витрат i -го матеріалу, нат. один.;

C_{mi} – ціна i -го матеріалу без ПДВ, грн;

$K_{m.z.}$ – коефіцієнт транспортно-заготівельних витрат, який приймається від 1,05 до 1,15.

Розрахунок витрат на матеріали проводимо в таблиці 5.2.

Таблиця 5.2 – Розрахунок витрат на матеріали

№	Найменування матеріалів	Норма витрат	Одиниця виміру	Вартість матеріалів, грн.	Сума витрат, грн.
1	Сталевий прокат	4	м	85	340
2	Фарба	2	шт.	100	200
3	Кріплення (болти, гайки та ін.)				90
4	Лист металевий	3	м ²	150	450
	Разом матеріалів				990
	Транспортно-заготівельні витрати				99
	Разом витрат				1089

Витрати на комплектуючі визначаємо в таблиці 5.3 за формулою [7], [11]:

$$Z_k = \sum_{i=1}^n (H_{ki} \cdot C_{ki}) \cdot K_{m.з.} \quad (5.6)$$

де H_{ki} – норма витрат i -х комплектуючих виробів, один.;

C_{ki} – ціна i -х комплектуючих виробів без ПДВ, грн;

$K_{m.з.}$ – коефіцієнт транспортно-заготівельних витрат, який приймається від 1,05 до 1,15.

Таблиця 5.3 – Розрахунок витрат на покупні комплектуючі

№	Найменування комплектуючих	Кількість	Вартість, грн. за одиницю	Сума витрат, грн.
1	Arduino MEGA 250	1	250	250
2	ЖК- дисплей	1	120	120
3	З'єднувальні елементи	10	11,8	118
4	Корпус	1	75	75
5	АЦП HC-75	1	75	75
6	Датчик тензOMETричний	1	2100	2100
7	SD-card	1	150	150
8	Блок живлення	1	480	480
9	Терморегулятор	1	210	210
10	Електродріт та роз'єми		160	160
	Разом комплектуючих	–	–	3478
	Транспортно-заготівельні витрати	–	–	347,8
	Разом витрат на комплектуючі	–	–	3825,8

Витрати на монтажні роботи, які складаються з витрат на енергію, на заробітну плату, внесків на соціальні заходи та витрат на використання обладнання та спеціального інструменту для монтажу стенду.

Основна заробітна плата за операціями монтажних робіт визначається за формулою:

$$ЗП_o = \sum_{i=1}^n l \cdot t_i, \text{ грн} \quad (5.7)$$

де l – годинна тарифна ставка, грн.;

t_i – трудомісткість i -ї операції, н-годин.

Розрахунок розцінки наводиться в таблиці 5.4.

Таблиця 5.4 – Основна заробітна плата

Найменування операції	Норма часу, н-годин	Розряд робіт	Часова тарифна ставка, грн.	Заробітна плата на одиницю продукції (розцінка), грн.
1.Заготівельна	4,0	5	35,7	142,8
2.Складальна	10,2	5	35,7	364,14
3.Контрольна	5,0	5	35,7	178,5
Разом	19,2	–	–	685,44

Додаткова заробітна плата робітників визначається у відсотках до основної заробітної плати:

$$ЗП_o = \frac{ЗП_o \cdot Y_{дон}}{100\%}, \quad (5.8)$$

$$ЗП_o = \frac{685,44 \cdot 30}{100\%} = 205,63 \text{ грн}$$

де $Y_{дон}$ – питома вага додаткової заробітної плати, визначається за даними переддипломної практики, %.

Внески на соціальні заходи визначаються у відсотках до основної та додаткової заробітної плати робітників (формула 53):

$$З_{сн} = \frac{(685,44 + 205,63) \cdot 22}{100\%} = 196,04 \text{ грн} \quad (5.9)$$

Суму амортизаційних відрахувань на рік визначаємо за формулою:

$$A_p = \frac{B_{обл} \cdot H_a}{100\%} \quad (5.10)$$

де $V_{\text{обл}}$ – вартість обладнання, яке використовується для монтажу стенду, грн.;

H_a – норма амортизації на рік, визначається окремо на кожну одиницю обладнання пропорційно терміну його використання за формулою:

$$H_a = \frac{1}{T_e} \cdot 100\% \quad (5.11)$$

Сума амортизаційних відрахувань, яка буде входити в склад витрат на монтаж стенду визначається за формулою [7], [11]:

$$A_M = \frac{A_p}{F_{\text{эф}} \cdot t_M} \quad (5.12)$$

де $F_{\text{эф}}$ – ефективний фонд часу роботи обладнання на рік, 1860 год.

t_M – кількість годин використання обладнання, норма - годин.

Розрахунок проводиться в таблиці 6.5.

У зв'язку з тим, що вартість інструменту менше 6000 грн, то норма амортизації приймається 100% від їх вартості.

Таблиця 5.5– Розрахунок амортизаційних відрахувань

Вид основних засобів	Первісна вартість, грн.	Кількість обладнання, од.	Загальна вартість основних засобів, грн.	Термін використання, рік	Норма амортизації, %	Час використання, год	Амортизаційні відрахування, грн.
1.Зварювальний апарат	2100	1	2100	3	100	2	2,26
2.Кутова шліфувальна машина	890	1	890	3	100	2	0,96
3.Паяльник	450	1	450	3	100	2	0,48
Разом	4350	4	4350	-	-	-	3,7

Витрати на електроенергію визначаються за формулою:

$$Z_{\text{ел}} = Bn_{\text{сум}} \cdot t_M \cdot C_{\text{ен}} \quad (5.13)$$

де $Bn_{\text{сум}}$ – сумарна встановлена потужність двигунів, кВт;

t_m – кількість годин використання обладнання, год.;

C_{el} – ціна 1 кВт·год. електроенергії, приймається за цінами енергетичного ринку, грн.

За необхідністю розрахунок проводиться в таблиці 5.6.

Таблиця 5.6 – Розрахунок витрат енергії для монтажу інформаційної системи визначення зусилля буксирування

Вид основних засобів	Встановлена потужність, кВт	Кількість, од.	Загальна потужність, кВт	Час використання, год	Ціна 1кВт* год без ПДВ	Витрати енергії, грн.
1.Зварювальний апарат	3,0	1	3,0	2	2,12	12,72
2.Кутова шліфувальна машина	0,85	1	0,85	2	1,68	3,6
3.Паяльник для пластикових труб	0,6	1	0,6	2	1,68	2,54
Разом	4,45	3		6	–	18,86

Інші витрати складаються з витрат цінного та спеціального інструменту, витрат на обслуговування та ремонт обладнання та загальновиробничих витрат. Загальновиробничі витрати, які приймаються у відсотках до основної заробітної плати робітників, а саме $\mu = 100-200\%$:

$$Z_{np} = \frac{Z\Pi_o \cdot Y_{np}}{100\%}, \quad (5.14)$$

$$Z_{np} = \frac{685,44 \cdot 199}{100\%} = 1365,4 \text{ грн.}$$

де $Y_{звв}$ – питома вага загальновиробничих витрат, визначається за даними підприємства, %.

Кошторисна вартість стенду визначається в таблиці 5.7.

Таблиця 5.7 – Кошторисна вартість об'єкту

Статті витрат	Сума, грн.
1. Витрати матеріалів	1089
2. Витрати на комплектуючі	3825,8
3. Витрати на будівельно-монтажні роботи:	
- заробітна плата	891,07
- внески на соціальні заходи	196,04
- амортизація обладнання	3,7
- витрати енергії	18,86
- інші витрати	1365,4
Разом витрат	$C_v=7389,87$

Для обладнання проектується роботи з його модернізації, тобто він виступає як послуга, тому необхідно визначити повну собівартість робіт.

Повна собівартість стенду визначається як добуток виробничої собівартості та інших накладних витрат. Інші накладні витрати складаються з адміністративних витрат та витрат на збут.

Адміністративні витрати (V_a) визначаються як 15% від виробничої собівартості стенду. Витрати на збут ($V_{зб}$) приймаємо як 1,5% від виробничої собівартості.

Таким чином повна собівартість буде визначена за формулою:

$$C_{\Pi} = C_v + V_i = C_v + V_a + V_{зб}, \quad (5.14)$$

$$C_{\Pi} = 7389,87 + 1108,5 + 1110,84 = 9607 \text{ грн}$$

Тоді сума капітальних вкладень споживача буде дорівнювати:

$$K = C_{\Pi} + C_{\text{ндр}}, \quad (5.15)$$

$$K = 9607 + 28856 = 38463 \text{ грн.}$$

Таким чином загальна вартість впровадження інформаційної системи визначення зусилля буксирування 38463 грн.

Висновки за розділом

1. У розділі наведено методику розрахунку економічної ефективності розробки та виготовлення інформаційної системи визначення зусилля буксирування. Встановлено, що вартість робіт з удосконалення тягової станції становить 38463 грн.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Для оцінки продуктивності та активної безпеки транспортного засобу необхідні знання його експлуатаційних властивостей, зокрема для оцінки стійкості і прохідності транспортного засобу, і в першу чергу, зчіпних і тягових властивостей. Для оцінки стійкості та прохідності транспортних засобів необхідна оцінка сил зчеплення коліс з дорогою з врахуванням їх перерозподілу на колесах.

2. Під час експлуатації автомобілів проявляються недоліки, які полягають у зниженні тягових якостей на підйомах для передніх і на спусках задніх ведучих коліс за рахунок перерозподілу їх ваги. Встановлено, що при горизонтальному русі також відбувається перерозподіл тягових сил на передніх і задніх ведучих колесах транспортних засобів внаслідок кінематичної неузгодженості їх приводу.

3. Сьогодні автовиробники пропонують безліч електронних систем, найбільшого поширення набули: ASR (антибуксувальна регуляція), ESP (програма електронної стабільності) і TCS (система контролю тяги) - це електронні системи, які спрямовані на поліпшення керованості та безпеки автомобіля, але вони мають різні функції і способи реалізації:

4. У розділі обґрунтовано використання найбільш поширених методик визначення тягово-зчіпних властивостей автомобілів - коефіцієнта опору коченню з використанням тягового пристрою та методом вибігу автомобіля. Крім того наведено аналітичні вирази для визначення коефіцієнта зчеплення колеса автомобіля з дорогою.

5. Встановлено, що зі збільшенням елементарного інтервалу вимірювання зростає похибка такого допущення, й знижується точність визначення сили та коефіцієнта f опору коченню. В разі зменшення елементарного інтервалу Δt_i знижується похибка допущення й підвищується точність визначення та f .

6. Розроблено методику та програмний комплекс, який забезпечує належну точність визначення середнього значення сили і коефіцієнта f опору коченню. Для автоматичної фіксації зусилля буксирування розподіл та зміни елементарних інтервалів Δt_{di} розроблено спеціальну програму, в якій оператор може змінювати інтервал та частість вимірювання

7. Стандартний динамометричний пристрій характеризується значним елементарним інтервалом Δt_{di} вимірювання, який є обмеженим можливістю людини візуально спостерігати і реєструвати поточні покази динамометра. Великий елементарний інтервал Δt_{di} спричиняє низьку точність визначення середнього значення сили та коефіцієнта опору коченню, оскільки зміна значень показів динамометра відбувається зі значною швидкістю через мінливість мікропрофілю дороги. Тому візуальне спостереження є вкрай неточним.

8. Під час вимірювань зареєструвано повний ряд поточних значень зусилля буксирування $P_{гкб\phi_i}$ (кгс) – $P_{гкб\phi_1}$, $P_{гкб\phi_2}$, $P_{гкб\phi_3}$, $P_{гкб\phi_4}$ і $P_{гкб\phi_5}$, що визначається автоматично для кожного типу поверхні із масиву зафіксованих значень зусилля буксирування. За допомогою програми отримано значення зусилля буксирування для експериментальних ділянок ґрунтової, гравійної й мокрої ґрунтової доріг. Зокрема, для ґрунтової дороги значення ϕ_i знаходиться в межах 0,66..071 з середнім значенням 0,69. Для гравійної ділянки дороги значення коливаються в межах 0,43...0,55 з середнім значенням 0,48. Найменші значення ϕ_i отримано для мокрої ґрунтової дороги – 0,36...0,39 з середнім значенням 0,38.

9. У розділі наведено методику розрахунку економічної ефективності розробки та виготовлення інформаційної системи визначення зусилля буксирування. Встановлено, що вартість робіт з удосконалення тягової станції становить 38463 грн.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Bosch automotive electrics and automotive electronics. Wiesbaden : Springer Vieweg, 2014. 530 p.
2. Tom Denton. Automobile mechanical and electrical systems. New York, NY : Routledge, 2018. 379 p.
3. Безпека життєдіяльності [Текст] : підруч. для студ. с.-г. вузів / І. П. Пістун [та ін.]. Львів : Світ, 1995. 288 с
4. Боярко І. М. Інвестиційний аналіз: [навч. посіб.] / І. М Боярко, Л. Л. Гриценко. Київ: Центр учбової літератури, 2011. 400 с.
5. Волков В. П. Теорія руху автомобіля: підручник / В. П. Волков, Г. Б. Вільський. Суми : Університетська книга, 2010. 320 с.
6. ДСТУ ІЕС 61140:2005 Захист проти ураження електричним струмом. Загальні аспекти щодо установок та обладнання (ІЕС 61140:2001, IDT).
7. Жидецький П.Б. Основи охорони праці. [Текст]: Підручник. Львів : Афіша, 2002. 370 с.
8. Канарчук В.Є., Курніков І.П. Виробничі системи на транспорті. Підручник. Київ: вища шк., 1997. 359 с.
9. Лудченко О.А. Технічне обслуговування і ремонт автомобілів. Організація і управління. Київ: Знання-Прес, 2004. 478 с.
10. Олег Сукач, Олег Миронюк, Віктор Шевчук. Методичні рекомендації для виконання кваліфікаційної роботи здобувачами першого бакалаврського рівня вищої освіти за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт». Дубляни, 2023. 50 с.
11. Основи економіки транспорту : підручник / Щелкунов В. І., Кулаєв Ю. Ф., Зайончик Л. Г., Загорулько В. М. [та ін.]. Київ: Кондор, 2011. 392 с.
12. Офіційний сайт Ауді. Електронний ресурс]. Режим доступу : URL : <https://www.audi.ua/>.
13. Патент 151335 Україна, МПК G01M 17/02. Модифікований пристрій для визначення тягово-зчіпних показників мобільних засобів / Р.С. Шевчук,

О.М. Сукач, В.В. Шевчук, Сало Я.М., Мазурак М.В. №u202200029; заявл. 04.01.2022; опубл. 06.07.2022, Бюл. № 27. 4 с.

14. Патент 151553 Україна, МПК G01M 17/02. Пристрій для визначення зусилля буксирування мобільних засобів / Р.С. Шевчук, В.В. Шевчук, О.М. Сукач, Я.М. Сало, М.В. Мазурак. №u202200785; заявл. 21.02.2022; опубл. 27.07.2022, Бюл. № 30. 4 с.

15. Подригало М. А., Волков В. П., Бобошко В. П. Динаміка автомобіля / за ред. М. А. Подригала. Харків : ХНАДУ, 2008. 424 с.

16. Сахно В. П. Вплив стабілізуючого моменту шин на курсову стійкість руху автомобіля / В.П. Сахно, В.Г. Вербицький, А.В. Костенко, Н.Л. Белевцова, А.М. Єфименко // Вісник Національного транспортного університету. 2010. Вип. 21 : Ч. 1. С. 180 – 183.

17. Стійкість колісних машин проти занесення в процесі гальмування та шляхи його підвищення / М. А. Подригало та ін. ; за ред. М. А. Подригала. Харків : ХНАДУ, 2006. 377 с.

18. Сукач О., Габрієль Ю., Шевчук В., Хімка С., Магац М., Домінік А. Обґрунтування способу керування маніпуляторними установками вантажних автомобілів. Вісник Львівського національного університету природокористування: *Серія Агроінженерні дослідження*. Львів. 2023. Вип. №27. С. 35 – 42. <https://doi.org/10.31734/agroengineering2023.27.035>.

19. Шевчук В, Сукач О. Використання стенда для дослідження пневматичної гальмівної системи автомобіля. *Проблеми з транспортними потоками і напрямми їх розв'язання*. Третя Всеукраїнська науково-теоретична конференція. (м. Львів, Україна). Посвіт. Дрогобич, 2019. 20 – 21.

20. Шевчук Р. Методика та результати досліджень тягово-зчіпних властивостей мобільних засобів / Р. Шевчук, О. Сукач, В. Шевчук. *Четверта Всеукраїнська науково-теоретична конференція “Проблеми з транспортними потоками і напрямми їх розв'язання”*, 25–26 березня 2021 року: Тези доповідей. – Львів, 2021. – С. 108–110.

21. Шевчук Р. С. Експлуатаційні показники тракторів і автомобілів: практикум з розрахунку показників [Текст] / Р. С. Шевчук. Львів: Львівський національний аграрний університет, 2018. 173 с.

22. Шевчук Р.С., Сукач О.М., Шевчук В.В. Пристрій для визначення тягово-зчіпних показників мобільних засобів. *Техніка і технології АПК. 2019.* №3(112). С. 25–27.

23. Шевчук Р.С., Сукач О.М., Шевчук В.В., Сопець О.О. Модернізований пристрій для визначення сили та коефіцієнта опору коченню мобільних засобів. *Розбудова і відновлення машинобудівного комплексу України*, 30 травня 2023 року: збірник тез міжнародної конференції. ХНАДУ. Харків: ХНАДУ, 2023. С. 91-93.

24. Шевчук Р. С. Трактори і автомобілі: основи теорії (питання, завдання та відповіді): навчальний посібник. Львів: Львівський національний аграрний університет, 2016. 236 с. Депоновано в Державній науково-технічній бібліотеці України 16.12.2016, №18– РІД/Ук-2016 (з оприлюдненням). Укр. [Електронний ресурс; Режим доступу <http://gntb.gov.ua>].